



ISSN 2338-0322

JURNAL TEKNIK PERKAPALAN

Jurnal Hasil Karya Ilmiah Lulusan S1 Teknik Perkapalan Universitas Diponegoro

Analisis Pengaruh Konfigurasi Perubahan Sudut *Rake Propeller* B5-80 Terhadap *Fatigue Life* pada Kapal Kontainer 3600 TEUs

Bayu Ade Mahaputra¹⁾, Ahmad Fauzan Zakki²⁾, Imam Pujo Mulyatno³⁾

¹⁾Laboratorium Perencanaan Kapal dibantu Komputer

Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

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

^{*)}e-mail : bayuademahaputra@gmail.com, ahmadfzakki@yahoo.com, pujomulyatno2@gmail.com

Abstrak

Sebagai moda transportasi dengan efisiensi pengangkutan yang tinggi, menuntut kapal untuk beroperasi dengan mobilitas yang tinggi. Salah satu aspek yang perlu diperhatikan untuk mengoptimalkan kemampuan operasi kapal adalah baling-baling sebagai propulsor yang sangat umum digunakan pada kapal. Desain dan material menjadi faktor yang mempengaruhi karakteristik dan kemampuan struktur baling-baling. Berbagai penelitian tentang modifikasi dan variasi telah banyak dilakukan untuk mengoptimalkan kemampuan baling-baling. Penelitian ini mengkaji perbandingan *fatigue life* baling-baling B5-80 dengan variasi sudut *rake* -3° , 0° dan 3° untuk mencari nilai usia paling baik dari variasi yang dianalisis. Perbandingan nilai *fatigue life* dianalisis menggunakan software berbasis CFD. Masa pelayaran yang digunakan pada penelitian ini adalah 150 hari, 200 hari dan 300 hari dalam satu tahun. Dari hasil analisis diperoleh nilai tegangan pada baling-baling *rake* -3° sebesar 1,2698 MPa pada siklus $6,68 \times 10^8$ dengan usia selama 9,13 tahun untuk masa berlayar 300 hari. Sedangkan pada baling-baling *rake* 3° diperoleh nilai tegangan 1,1812 MPa dengan usia 9,23 tahun untuk masa berlayar 300 hari pada siklus $6,73 \times 10^8$. Berdasarkan hasil tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa bertambahnya sudut *rake* berdampak pada nilai tegangan yang semakin kecil serta usia dan siklus baling-baling yang semakin panjang.

Kata Kunci : Baling-baling, B5-80, *Fatigue*, *Computational Fluid Dynamic*

1. PENDAHULUAN

Kapal sebagai alat transportasi dengan efisiensi pengangkutan yang tinggi menuntut kapal beroperasi dengan mobilitas yang tinggi. Untuk menunjang mobilitas kapal yang tinggi, ada aspek - aspek yang perlu diperhatikan, salah satunya yaitu sistem propulsi kapal atau biasa disebut dengan sistem pendorong kapal.

Pada dasarnya, hampir seluruh moda transportasi laut memerlukan sistem propulsi. Terdapat tiga komponen dalam sistem propulsi yaitu; mesin induk, sistem transmisi dan propulsor. Saat ini propulsor mekanik banyak digunakan dan jenis propulsor mekanik yang umum digunakan pada kapal adalah baling-baling [1].

Baling-baling adalah propulsor yang digunakan untuk mengubah gerakan rotasi menjadi gaya dorong dengan memberikan momentum pada fluida. Sebagai propulsor, baling-baling

diharuskan memiliki daya tahan tinggi. Hal ini karena gaya dan beban yang bekerja secara terus menerus terhadap baling-baling [2]. Besarnya gaya-gaya yang bekerja terhadapnya pun tidak selalu konstan. Faktor yang mempengaruhi hal tersebut adalah aliran fluida pada belakang kapal tidak seragam [3].

Dalam pembuatannya, desain dan material menjadi faktor yang mempengaruhi karakteristik baling-baling. Adapun daya tahan baling-baling menjadi hal lain yang diperhatikan dalam perencanaan desain baling-baling. Apabila mengalami kelelahan (retak dan patah/pecah) pada titik tertentu, maka akan mengganggu kinerja kapal pada saat berlayar [4].

Berbagai penelitian telah dilakukan untuk menganalisis struktur dan karakteristik baling-baling. Salah satunya penelitian kelelahan baling-baling. [5] pada penelitian terhadap baling-baling kapal ikan menyatakan bahwa posisi tegangan

tertinggi berada pada *suction root* bagian belakang. Hasil sedikit berbeda pada penelitian analisis struktur baling-baling [3] yang menyatakan posisi zona kritis tegangan atau posisi tegangan paling tinggi berada pada *suction root* dan *trailing edge*.

[6] dalam penelitiannya memaparkan hasil perbandingan kelelahan material baling-baling antara aluminium dan komposit dengan hasil nilai tegangan pada aluminium lebih besar dibandingkan komposit dengan nilai masing-masing 92,642 N/mm² dan 55,585 N/mm².

Penelitian [7] tentang umur kerja struktur baling-baling berdasarkan eksperimen uji tarik menunjukkan kualitas material logam pengecoran dengan nilai tegangan 11,151 ksi dengan *life cycles* $6,5 \times 10^7$ nilai ini lebih besar dibandingkan perhitungan matematis dengan hasil 7,85 ksi.

[8] pada penelitian terkait distribusi tegangan baling-baling *stainless steel* dengan variasi kecepatan rotasi menyatakan material baling-baling mengalami kelelahan pada 4000 RPM dan 6000 RPM dengan nilai tegangan masing-masing 265 MPa dan 739 MPa dimana maksimum *yield strength* material adalah 170 MPa.

Kebanyakan penelitian yang telah dilakukan berfokus mengetahui kelelahan material baling-baling dan tidak memberikan analisis mengenai dampak dari geometri baling-baling terhadap kelelahan. Oleh karena itu, pada penelitian ini dilakukan variasi pada geometri baling-baling untuk melihat kemungkinan adanya perubahan nilai kelelahan dan usia baling-baling.

Penelitian ini mengkaji perbandingan *fatigue life* baling-baling tipe B5-80 dengan variasi sudut *rake*. Tujuan dilakukan penelitian ini untuk mencari nilai usia terbaik dari baling-baling yang telah divariasikan.

2. METODE

Penelitian ini mengkaji tentang perbandingan *fatigue life* baling-baling tipe B5-80 dengan variasi sudut *rake*. Data ukuran utama baling-baling bersifat *open sources* dan didapatkan dari situs www.simman2008.dk dengan aplikasi pada kapal KRISO Container 3600 TEUs [9]. Kecepatan *advanced* fluida yang dipakai sebesar 2 m/s dengan kecepatan rotasi baling-baling 11,426 rev/s [10]. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah sudut *rake* dengan konfigurasi -3°, 0°, dan 3°.

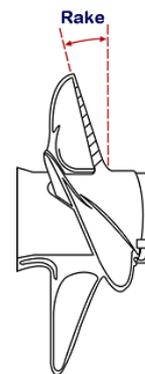
Penelitian dilakukan di Laboratorium Perencanaan Desain Kapal dibantu Komputer, Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro.

Metode yang digunakan pada penelitian ini menggunakan *Computational Fluid Dynamic* (CFD) dan *Finite Element Method* (FEM). Analisis

CFD diaplikasikan untuk mendapatkan nilai *thrust* dan *torque* pada baling-baling. Kemudian, dilanjutkan untuk analisis kelelahan dengan metode FEM. Metode ini dipilih untuk mengurangi kerugian materiil dibandingkan eksperimen dengan kemampuan untuk melakukan percobaan yang sulit [11]. Selain itu, FEM penggunaan metode elemen hingga untuk analisis struktur dapat memperbaiki akurasi estimasi karena metode ini mampu mengakomodasi struktur ideal yang lebih detail dibanding prosedur analisis klasik [12]. *Software* yang digunakan adalah ANSYS CFX untuk analisis CFD dan ANSYS *Static Structural* untuk analisis FEM. Selain itu, permodelan baling-baling dibuat dengan *software Rhinoceros 6.0*.

2.1. Rake

Rake adalah parameter yang menunjukkan posisi kemiringan daun baling-baling terhadap arah aliran fluida (gambar 1) [13]. Sudut *rake* dinyatakan dalam satuan derajat. Konfigurasi *rake* dapat bernilai positif (kemiringan daun menjauh dari kapal), negatif (kemiringan daun mendekati kearah kapal) atau netral (posisi daun tegak lurus dengan poros *propeller*) [14]. Fungsi dari *rake* adalah untuk meningkatkan massa air yang dihisap untuk kemudian dijadikan gaya dorong kapal [15].



Gambar 1. *Rake*

2.2. Fatigue Life Baling-baling

Pembebanan yang terjadi pada *propeller* pada umumnya adalah tegangan gabungan atau kontaminasi pada lingkungan yang bersifat korosif yang menyebabkan *propeller* rawan mengalami kelelahan dan kepatahan [16].

Analisis kelelahan baling-baling, dilakukan prediksi melalui pendekatan matematis untuk memprediksi usia dari baling-baling. Usia standar dari baling-baling setidaknya mencapai siklus minimal 10^8 . *First-order fatigue cycle* merupakan metode yang digunakan untuk memprediksi usia baling-baling menggunakan tegangan yang diterima selama 1 kali putaran [17]. Adapun

perhitungan *first-order fatigue cycle* dituliskan dalam rumus matematis sebagai berikut:

$$\text{First-order Fatigue Cycle} = \text{RPM} \times 60 \text{ minutes} \times 24 \text{ hours} \times \text{operating days in a year}$$

Pekiraan usia baling-baling dapat dihitung menggunakan rumus untuk *Common Structural Rules* [18] dimana desain usia struktur dinyatakan dengan rumus:

$$\text{Fatigue life} = \frac{\text{Design life}}{\text{DM}} \text{ Years} \quad (1)$$

Dimana *Design life* adalah asumsi usia perencanaan untuk analisis (25 tahun) dan DM adalah *Cumulative Fatigue Damage*.

Hasil analisis *life-cycles*, dihitung menggunakan rumus (1) untuk menghitung usia baling-baling dengan perhitungan *Cumulative Fatigue Damage* (DM) menggunakan aturan Palmgren-Miner [19] yang dapat dituliskan sebagai berikut:

$$D_m = \sum \frac{N_L}{N_I} = 1 \quad (2)$$

Dimana N_L adalah siklus perencanaan (25 tahun) dan N_I adalah siklus hasil analisis. Berdasarkan penelitian [3], komponen DM pada rumus (1) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$N_L = \frac{0,85 \times \sum \text{design fatigue cycles}}{4 \log Lpp} \quad (3)$$

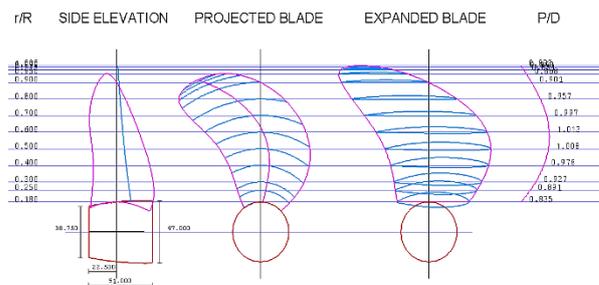
Dimana siklus perencanaan adalah 25 tahun dan LPP adalah panjang kapal dari ceruk haluan sampai ceruk buritan.

2.3. Ukuran Utama Baling-baling

Baling-baling yang digunakan adalah tipe B5-80 dengan ukuran utama dijabarkan pada tabel 1.

Tabel 1. Data ukuran utama baling-baling

No.	Data	Keterangan
1.	Tipe	B5-80
2.	Jumlah daun	5 daun
3.	Diameter	7900 mm
4.	Diamater (model)	250 mm
5.	<i>Pitch ratio</i>	0,99
6.	<i>Daun area ratio</i>	0,8002
7.	<i>Rake angle</i>	0°
8.	<i>Skew angle</i>	32°
9.	Arah putar	<i>Clockwise</i>
10.	Material	<i>Aluminium alloy</i>
11.	<i>Hub ratio</i>	0,18
12.	Tipe baling-baling	FPP
13.	<i>Section</i>	NACA66

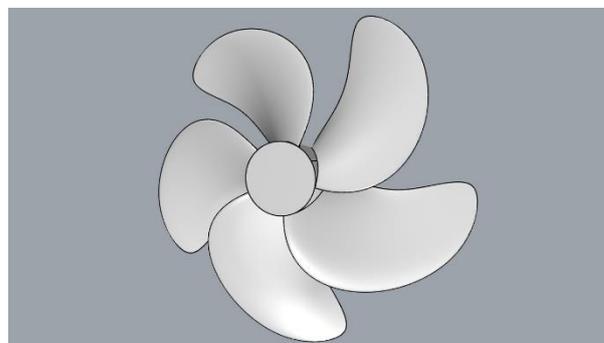


Gambar 2. Gambar rancangan baling-baling

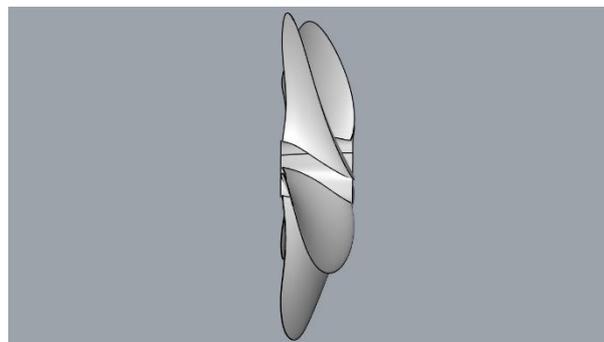
Sesuai dengan data ukuran utama pada tabel 1, baling-baling dimodelkan dengan skala 1:31,6 sehingga diameter model yang dianalisis menjadi 250 mm (gambar 3).

2.4. Permodelan Baling-baling

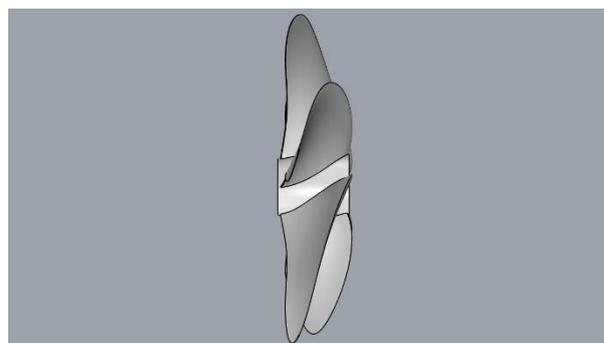
Model yang sudah diskala diolah dengan variasi sudut *rake* -3° dan 3° (gambar 4-6).



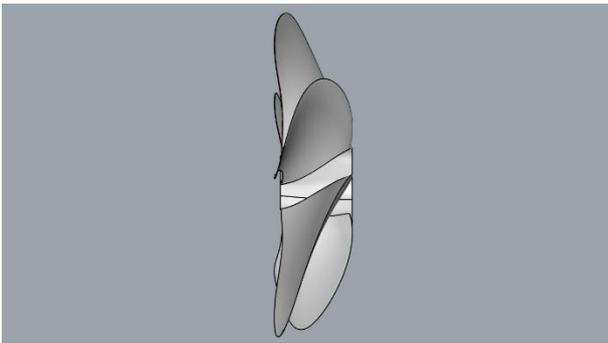
Gambar 3. Model basis tampak perspektif



Gambar 4. Sudut *rake* 0° model basis



Gambar 5. Model baling-baling sudut *rake* -3°



Gambar 6. Model baling-baling sudut rake 3°

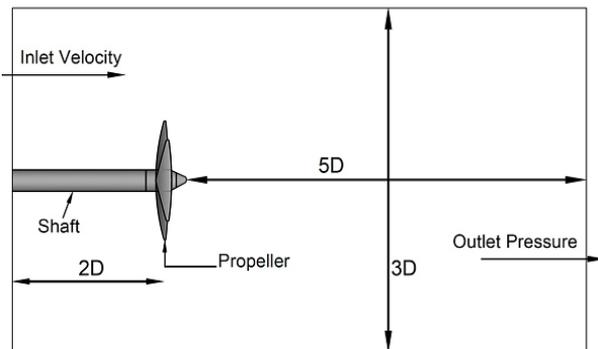
2.5. Simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD) Menggunakan ANSYS CFX

Secara umum, simulasi model menggunakan CFD terdapat 3 tahap yang dilakukan. Tahap-tahap yang dilakukan adalah sebagai berikut:

- a. *Pre-processor*
- b. *Solver / Processor*
- c. *Post-processor*

Pre-processor terdiri dari geometri, *mesh* dan *setup*. Tahap geometri dilakukan dengan mengimpor model yang sebelumnya telah dimodelkan di *Rhinoceros 6.0*. Model yang dimasukkan haruslah dalam bentuk solid. Geometri pada ANSYS akan otomatis melakukan pengecekan pada model solid tidaknya model yang akan dianalisis.

Setelah model diimpor kemudian dilanjutkan dengan pembuatan *boundary building* sebagai media analisis CFD dengan ketentuan dimensi *boundary building* berdasarkan diameter baling-baling seperti diilustrasikan pada gambar 7.

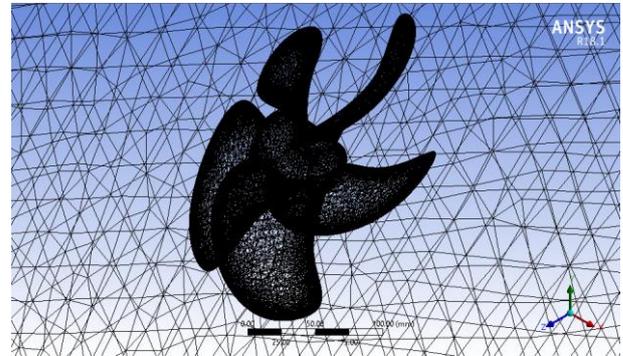


Gambar 7. Ilustrasi dimensi *boundary building*

Tahap selanjutnya adalah *mesh*. Tahap ini adalah membagi objek analisis menjadi elemen-elemen. Semakin banyak elemen-elemen pada objek, semakin akurat hasil analisis. Pengaturan *mesh* yang digunakan pada penelitian ini dijabarkan pada tabel 2. Hasil dari proses *mesh* (gambar 8) berupa ukuran elemen, jumlah not dan elemen yang dijabarkan pada tabel 3.

Tabel 2. Pengaturan *sizing mesh*

Pengaturan	Keterangan
<i>Size function</i>	<i>Curvature</i>
<i>Relevance center</i>	<i>Fine</i>
<i>Initial size seed</i>	<i>Full assembly</i>
<i>Transition</i>	<i>Slow</i>
<i>Span angle center</i>	<i>Fine</i>



Gambar 8. Hasil proses *mesh*

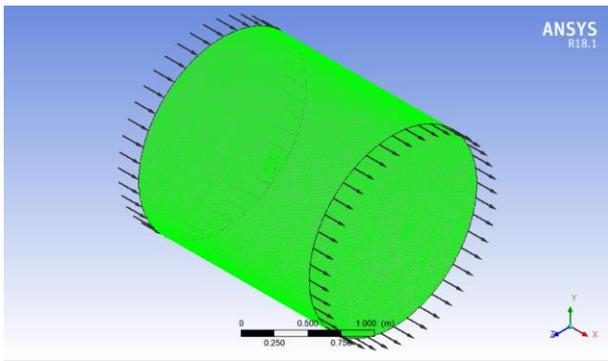
Tabel 3. Statistik hasil *mesh*

Statistik	<i>Rake -3°</i>	<i>Rake 0°</i>	<i>Rake 3°</i>
<i>Nodes</i>	582437	579276	579838
<i>Elements</i>	3132667	3116393	3119152
<i>Min. Size</i>	0,451670	0,451160	0,451340
<i>Max. Size</i>	45,1670	45,1160	45,1340

Tahap selanjutnya adalah *setup*. Pengaturan, penentuan *domain* dan pendefinisian masing-masing geometri dilakukan dalam tahap ini. *Domain* dan *boundary* didefinisikan dengan penambahan sifat-sifat sesuai dengan fungsi, posisi dan arah terhadap fluida. Pendefinisian dilakukan pada geometri *inlet*, *wall*, *outlet* (gambar 9) dan baling-baling (gambar 10) dengan pengaturan pada tabel 4 dan tabel 5.

Tabel 4. Pengaturan *domain physics*

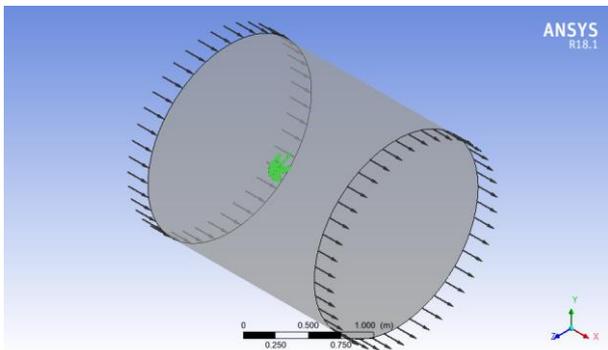
No	Pengaturan	Keterangan
1.	<i>Domain</i>	<i>Default Domain</i>
2.	<i>Type</i>	<i>Fluid</i>
3.	<i>Location</i>	B856 (<i>rake -3°</i>) B543 (<i>rake 0°</i>) B543 (<i>rake 3°</i>)
4.	<i>Materials</i>	<i>Water</i>
5.	<i>Fluid Definition</i>	<i>Material library</i>
6.	<i>Morphology</i>	<i>Continous fluid</i>
7.	<i>Bouyancy model</i>	<i>Non bouyant</i>
8.	<i>Domain motion</i>	<i>Stationary</i>
9.	<i>Reference pressure</i>	1 [atm]
10.	<i>Heat transfer model</i>	<i>Isothermal</i>
11.	<i>Fluid temperature</i>	2.5000e+01 [C]
12.	<i>Turbulence model</i>	K Epsilon
13.	<i>Turbulence wall functions</i>	<i>Scalable</i>



Gambar 9. Visualisasi domain physics

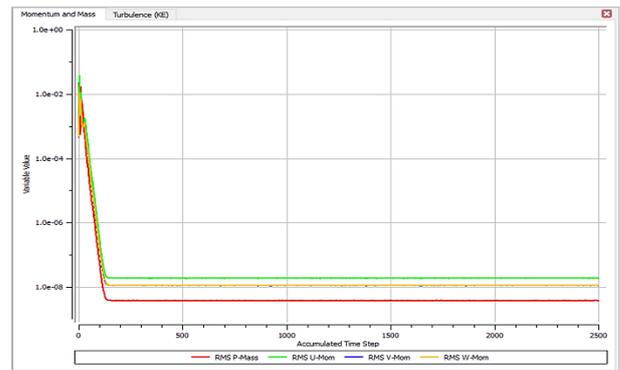
Tabel 5. Pengaturan domain baling-baling

No	Pengaturan	Keterangan
1.	Domain	Baling-baling
2.	Type	Solid
3.	Location	B328 (rake -3°) B197 (rake 0°) B197 (rake 3°)
4.	Materials	Aluminium
5.	Solid Definition	Material library
6.	Morphology	Continous Solid
8.	Domain motion	Rotating
9.	Angular velocity	11.426 [rev s ⁻¹]
10.	Coordinate axis	Global X
11.	Reference pressure	1 [atm]
12.	Turbulence model	K Epsilon
13.	Turbulence wall functions	Scalable



Gambar 10. Visualisasi domain baling-baling

Setelah tahap *pre-processor*, dilanjutkan dengan tahap *solver* (gambar 11). Tahap ini untuk mensimulasikan data yang telah diinput pada *setup*. *Solver* meliputi eksekusi dan iterasi simulasi simulasi model. *Simulasi* dianggap konvergen apabila telah mencapai tingkat *error* 1,0E-4. Hasil dari *solver* kemudian ditampilkan dalam tahap *post-processor*.



Gambar 11. Proses simulasi CFX

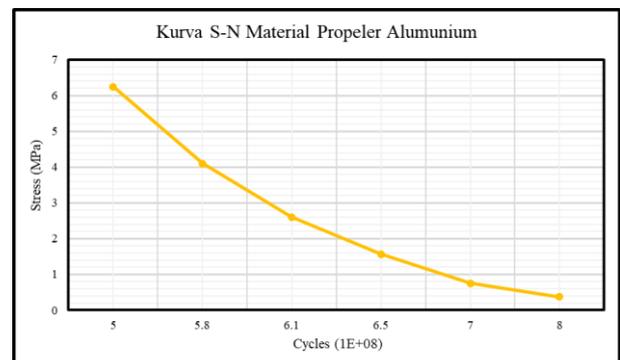
Setelah simulasi telah konvergen, didapatkan nilai gaya dorong, torsi, pola aliran, dan kontur tekanan untuk kemudian dilakukan analisis kelelahan pada ANSYS *Static Structural*.

2.6. Simulasi Finite Element Method Menggunakan ANSYS Static Structural

Setelah mendapatkan nilai gaya dorong, torsi dan tekanan dilanjutkan dengan analisis kelelahan baling-baling. Langkah yang dilakukan untuk analisis kelelahan baling-baling sebagai berikut:

1. Engineering data
2. Geometry
3. Model
4. Setup
5. Solution
6. Result

Data teknik merupakan tahap *input* data material properti yang akan digunakan untuk analisis. Pada *static structural* sudah tersedia data untuk material properti pada menu sumber data teknik. Penelitian ini menggunakan material *Aluminium Alloy*. Kurva S-N material ditunjukkan pada gambar 11 [20].



Gambar 11. Kurva S-N aluminium alloy

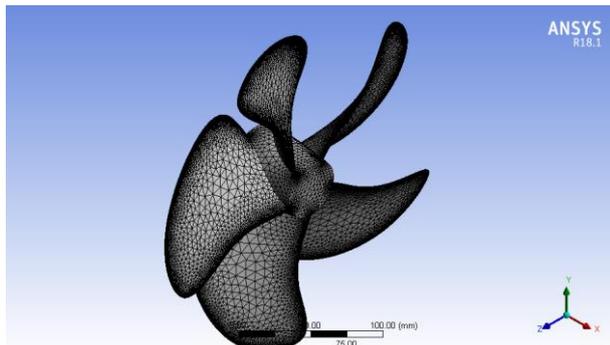
Pada ANSYS *Static Structural*, tahap geometri dihubungkan dengan ANSYS CFX. Sehingga terdapat garis yang menghubungkan keduanya. Namun, perlu diperhatikan untuk analisis kelelahan tidak memerlukan *boundary*

sehingga perlu melakukan *surpress* pada geometri *boundary* untuk menghilangkan geometri tersebut.

Pengaturan tahap *mesh* pada ANSYS *static structural* hampir sama dengan *mesh* pada ANSYS CFX (tabel 6), yang membedakan hanya tidak adanya *mesh* pada bagian *boundary* (gambar 13).

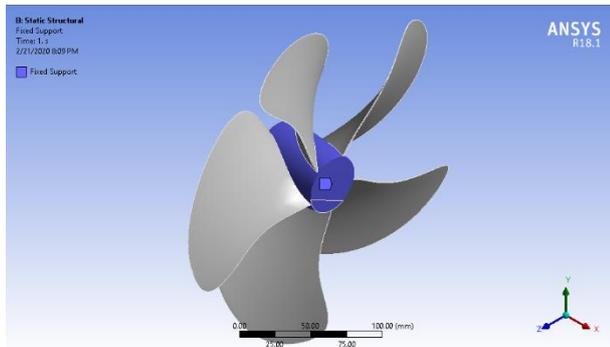
Tabel 6. Pengaturan *mesh*

<i>Details of Mesh</i>	
<i>Physics Preference</i>	<i>Mechanical</i>
<i>Size Function</i>	<i>Curvature</i>
<i>Relevance Center</i>	<i>Fine</i>
<i>Transition</i>	<i>Slow</i>
<i>Span Angle Center</i>	<i>Fine</i>



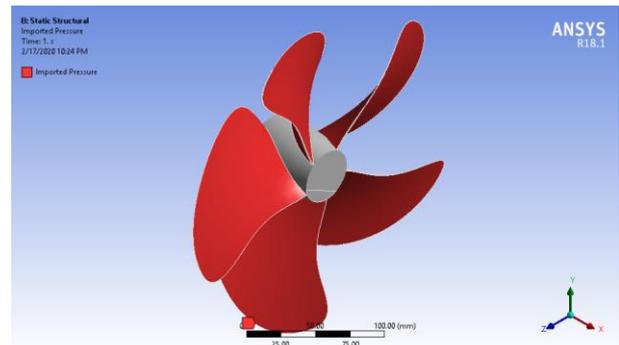
Gambar 13. *Mesh* baling-baling

Tahap berikutnya adalah penentuan *fixed support* pada *hub* (gambar 14) dan impor tekanan pada geometri daun baling-baling (gambar 15) yang didapat dari analisis CFD.



Gambar 14. *Fixed support* pada *hub* baling-baling

Impor tekanan dilakukan untuk meningkatkan keakuratan tekanan pada elemen-elemen *mesh* sehingga tidak perlu *input* tekanan secara manual. Geometri pada daun baling-baling menjadi target geometri untuk dilakukan impor tekanan.



Gambar 15. Geometri daun untuk impor tekanan

Setelah didapatkan tekanan, langkah selanjutnya adalah mencari nilai *equivalent stress* pada baling-baling. Hal ini perlu dilakukan agar analisis bisa menunjukkan tingkat kelelahan pada baling-baling sehingga nilai *life-cycles* bisa diperoleh. Langkah yang dilakukan untuk mendapatkan nilai *equivalent stress* adalah klik *Solution > Stress > Equivalent Stress (von-Mises) > Solve*.

Tahap terakhir setelah nilai *equivalent stress* yang didapat kemudian dianalisis dengan analisis *fatigue* pada ANSYS *static structural*. Dari tahap ini didapatkan *life-cycles* dari baling-baling dengan kondisi pemakaian rutin baling-baling tanpa melakukan perawatan. Langkah-langkah yang dilakukan adalah *Solution > Tools > Fatigue Tool > Contour Result > Life > Solve*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Validasi KT-KQ-J Baling-baling

Secara umum, karakteristik dari baling-baling pada kondisi *open water* direpresentasikan pada diagram KT-KQ-J (gambar 16). Masing-masing baling-baling kapal memiliki karakteristik kurva kerja yang berbeda-beda. Dari analisis CFD diperoleh data gaya dorong dan torsi (tabel 7).

Tabel 7. Hasil analisis CFD

Baling-baling	Thrust (N)	Torque (Nm)
5 daun	81,16	2,92

Hasil yang telah diperoleh dari analisis CFD dilakukan validasi menggunakan rumus KT-KQ-J dengan komponen perhitungan pada tabel 8 untuk meninjau tingkat eror dari analisis CFD dengan perhitungan matematis.

$$J = \frac{Va}{nxD} \quad (4)$$

$$KT = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (5)$$

$$KQ = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (6)$$

KT adalah koefisien gaya dorong baling-baling, KQ adalah koefisien torsi baling-baling, J adalah koefisien *advanced* baling-baling, C_T adalah koefisien beban gaya dorong, V_a kecepatan *advanced* (ft/s), D adalah diameter baling-baling (ft), n adalah putaran baling-baling (rev/s), T adalah gaya dorong baling-baling (lbf), Q adalah torsi baling-baling (lbf ft), dan ρ adalah massa jenis fluida (*fluid density*) ($1,9905 \text{ s/ft}^3$).

Tabel 8. Geometri baling-baling

Geometri	Nilai	Konversi
Diameter	= 250 mm	= 0,82 ft
Putaran	= 11,426 rps	= 685,56 rpm
V_a	= 2 m/s	= 6,56 ft/s
Massa jenis	= 1,9905 s/ft ³	
P/D	= 0,99	
AE/AO	= 0,8 (5 daun)	

➤ Menghitung gaya dorong dan torsi:

$$J = \frac{6,56}{11,426 \times 0,82} = 0,7$$

➤ Nilai KT dan KQ didapatkan pada diagram KT-KQ-J (gambar 16):

$$KT = 0,155 = \frac{T}{1,9905 \times 11,426^2 \times 0,82^4}$$

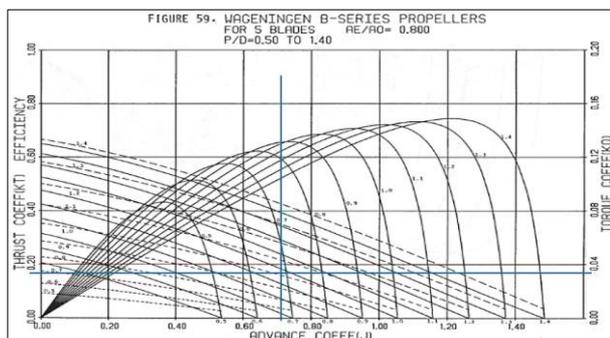
$$= 18,21 \text{ lb} = 82,31 \text{ N}$$

$$KQ = 0,037 = \frac{Q}{1,9905 \times 11,426^2 \times 0,82^5}$$

$$= 3,56 \text{ lb. ft} = 2,82 \text{ Nm}$$

➤ Koreksi:

- Gaya dorong
 $= (82,31 - 81,16) \div 82,31 \times 100\% = 1,39\%$
- Torsi
 $= (2,92 - 2,82) \div 2,92 \times 100\% = 3,6\%$



Gambar 16. Diagram KT-KQ-J baling-baling 5 daun (AE/AO=0,8)

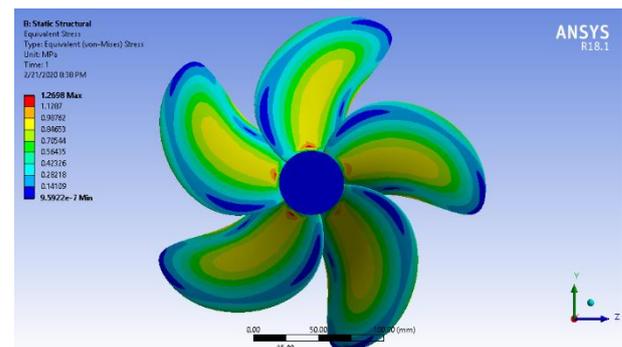
Berdasarkan hasil simulasi CFD dengan perhitungan matematis KT-KQ-J, disimpulkan bahwa parameter yang digunakan pada *setup* CFD dikatakan valid dengan eror dibawah 5% [21]. *Setup* tersebut akan digunakan untuk simulasi CFD baling-baling B5-80 variasi sudut *rake*.

3.2. Hasil Analisis *Equivalent Stress (von mises)*

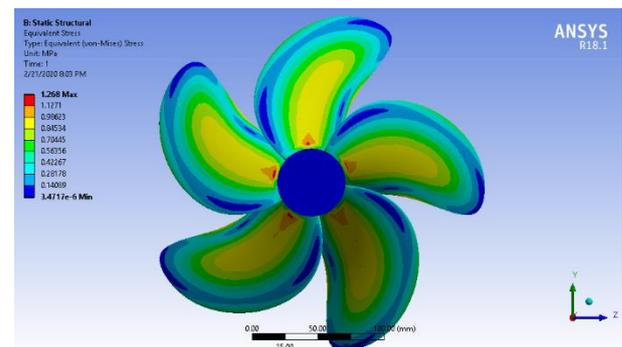
Setelah melakukan analisis CFD dan validasi *thrust* dan *torque*, dilanjutkan dengan pengolahan data pada simulasi ANSYS *Static Structural* untuk mendapatkan nilai tegangan baling-baling. Nilai tegangan pada dapat dilihat pada tabel 9.

Tabel 9. Hasil *Equivalent Stress (von Mises)*

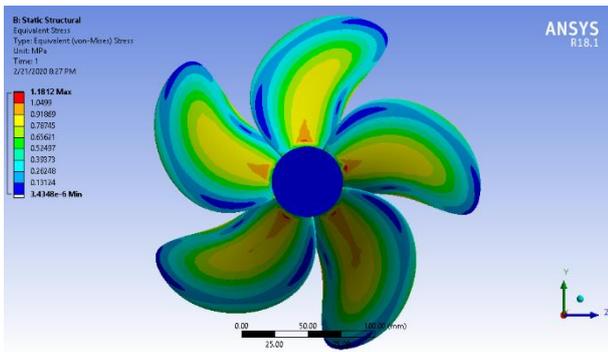
Variasi Rake	<i>Equivalent Stress</i>	
	Min. [MPa]	Maks. [MPa]
-3°	$9,6 \times 10^{-7}$	1,2698
0°	$3,5 \times 10^{-6}$	1,2680
3°	$3,4 \times 10^{-6}$	1,1812



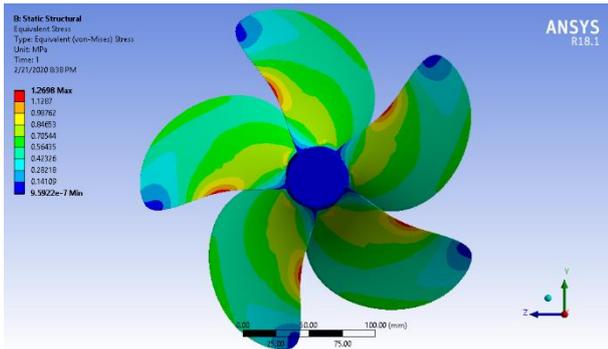
Gambar 17. *Stress* baling-baling rake -3° (tampak belakang)



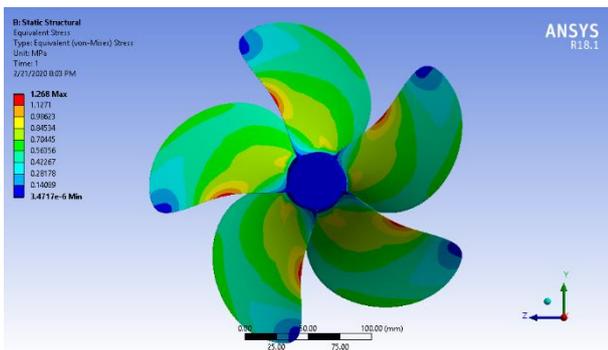
Gambar 18. *Stress* baling-baling rake 0° (tampak belakang)



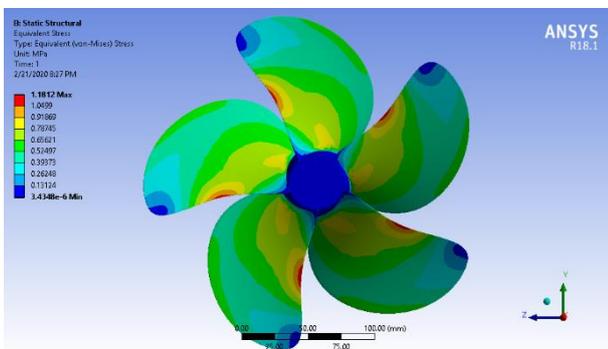
Gambar 19. *Stress* baling-baling rake 3° (tampak belakang)



Gambar 20. *Stress* baling-baling rake -3° (tampak depan)



Gambar 21. *Stress* baling-baling rake 0° (tampak depan)



Gambar 22. *Stress* baling-baling rake 3° (tampak depan)

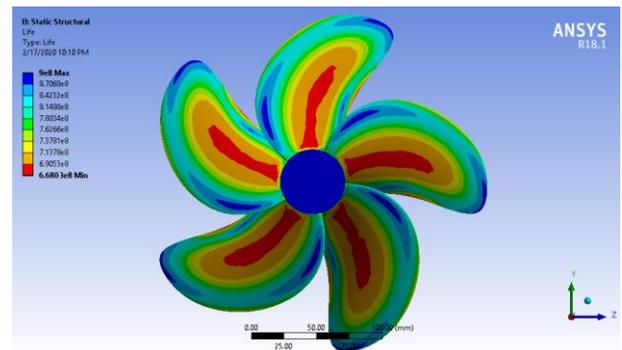
Tingkat *stress* mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya sudut *rake* dengan nilai *stress* masing-masing baling-baling sebesar 1,2698 MPa untuk baling-baling rake -3°, 1,2680 MPa untuk baling-baling rake 0°, dan 1,1812 MPa untuk baling-baling rake 3°.

3.3. Hasil Analisis *Fatigue Life*

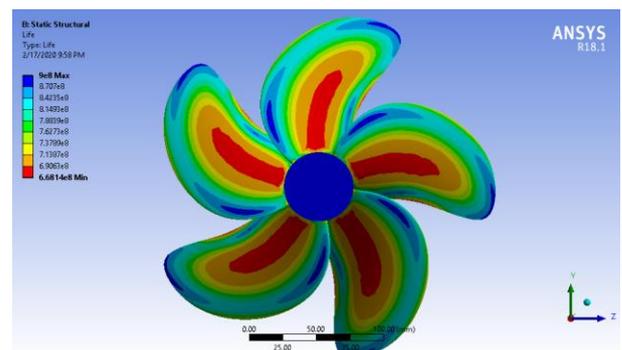
Hasil *equivalent stress* (*von mises*) yang diperoleh dilanjutkan dengan analisis *fatigue life* pada ANSYS *Static Structural* kemudian menghitung *life-cycles* menggunakan *first-order fatigue cycle* dengan asumsi masa pelayaran 150 hari, 200 hari dan 300 hari.

Tabel 10. Hasil analisis *fatigue life*

Variasi <i>Rake</i>	<i>Life-Cycles</i>
-3°	6,68 x 10 ⁸
0°	6,70 x 10 ⁸
3°	6,73 x 10 ⁸

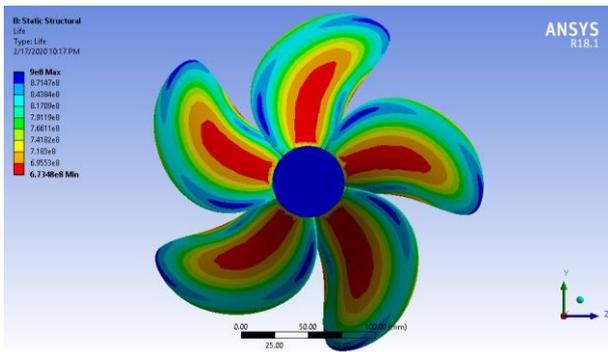


Gambar 23. *Fatigue life* baling-baling rake -3° (tampak belakang)

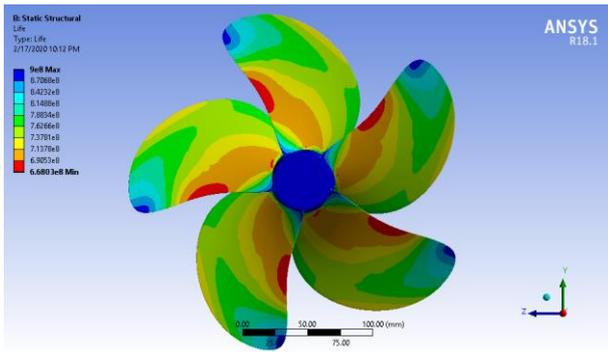


Gambar 24. *Fatigue life* baling-baling rake 0° (tampak belakang)

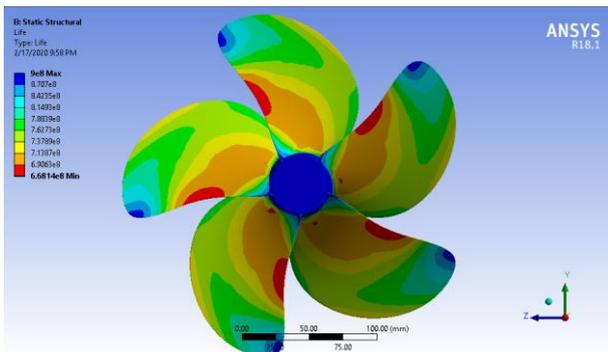
Posisi *hotspot stress* berada pada *suction root* bagian belakang dan *trailing edge* baling-baling dengan kontur *stress* pada gambar 17-22.



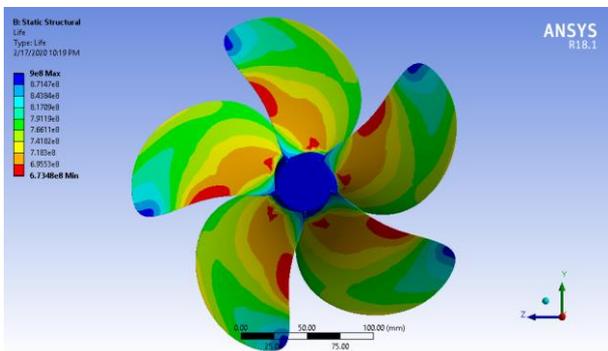
Gambar 25. *Fatigue life* baling-baling rake 3° (tampak belakang)



Gambar 26. *Fatigue life* baling-baling rake -3° (tampak depan)



Gambar 27. *Fatigue life* baling-baling rake 0° (tampak depan)

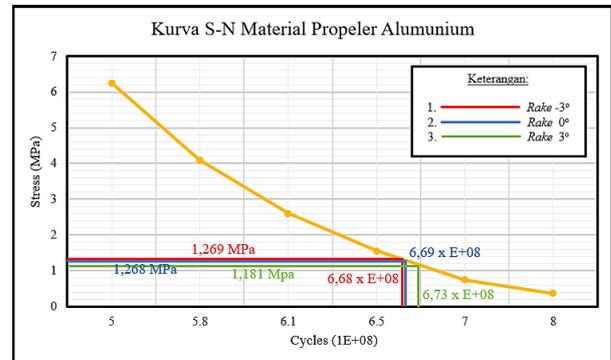


Gambar 28. *Fatigue life* baling-baling rake 3° (tampak depan)

Seperti yang ditunjukkan pada tabel 10, *life-cycles* semakin panjang seiring dengan bertambahnya sudut *rake* dengan *life cycles*

masing-masing baling-baling sebesar $6,68 \times 10^8$ untuk baling-baling rake -3°, $6,70 \times 10^8$ untuk baling-baling rake 0°, dan $6,73 \times 10^8$ untuk baling-baling rake 3°.

Kontur *fatigue life* pada baling-baling (gambar 23-28) menunjukkan *life-cycles* minimum berada pada bagian sisi belakang baling-baling (*pressure side*) dan pada bagian *trailing edge*.



Gambar 29. Kurva S-N hasil analisis

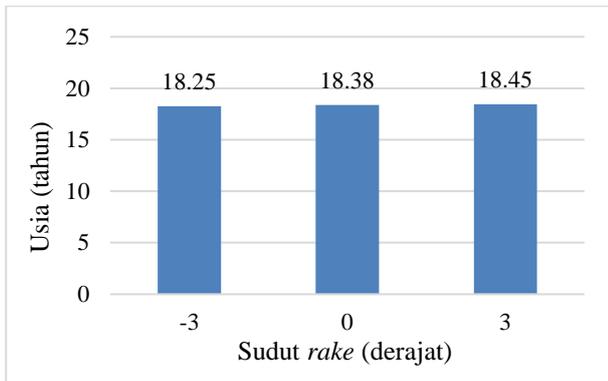
Sesuai dengan teori dasar kurva S-N apabila tegangan semakin kecil maka siklus yang dihasilkan akan semakin panjang dan begitu pula sebaliknya maka, dari hasil analisis kurva S-N (gambar 29) menunjukkan siklus paling panjang didapat pada baling-baling dengan sudut rake 3° dengan siklus $6,73 \times 10^8$.

Asumsi masa pelayaran yang dipakai adalah 150, 200 dan 300 hari berdasarkan perkiraan waktu *docking* dan waktu pelayaran dalam setahun Hasil perhitungan *fatigue cycle* untuk asumsi masa pelayaran ditunjukkan pada tabel 11.

Tabel 11. Hasil perhitungan *fatigue cycle* asumsi masa pelayaran

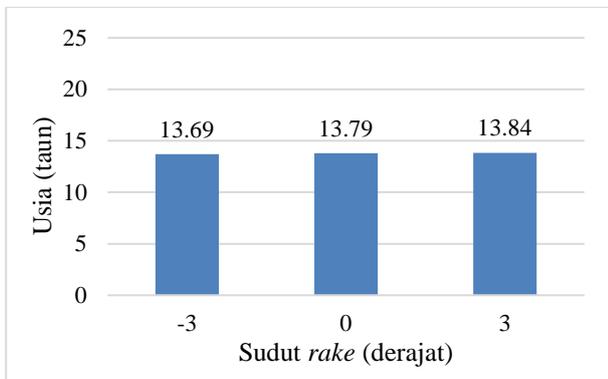
Operating Years	Fatigue Cycles		
	150 hari	200 hari	300 hari
1 Years	$1,48 \times 10^8$	$1,97 \times 10^8$	$2,96 \times 10^8$
10 Years	$1,48 \times 10^9$	$1,97 \times 10^9$	$2,96 \times 10^9$
20 Years	$2,96 \times 10^9$	$3,95 \times 10^9$	$5,92 \times 10^9$
25 Years	$3,70 \times 10^9$	$4,94 \times 10^9$	$7,40 \times 10^9$

Perkiraan usia baling-baling dihitung menggunakan rumus (1) dengan hasil usia baling-baling pada masa berlayar 150 hari dalam satu tahun tanpa perbaikan adalah 18,25 tahun untuk baling-baling rake -3°, 18,38 tahun untuk baling-baling rake 0°, dan 18,45 tahun untuk baling-baling rake -3° (gambar 30).



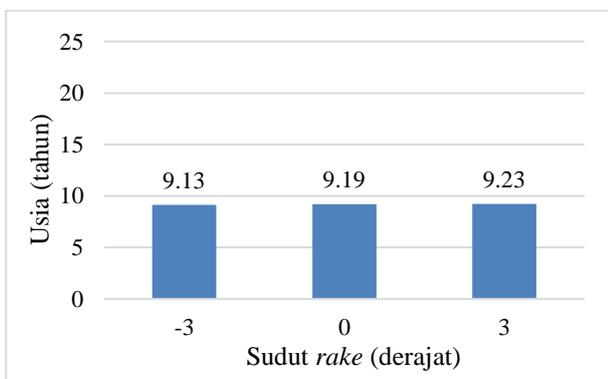
Gambar 30. Grafik tren usia baling-baling masa berlayar 150 hari

Sedangkan, usia baling-baling pada masa berlayar 200 hari dalam satu tahun tanpa perbaikan adalah 13,68 tahun untuk baling-baling rake -3° , 13,78 tahun untuk baling-baling rake 0° , dan 13,85 tahun untuk baling-baling rake 3° (gambar 31).



Gambar 31. Grafik tren usia baling-baling masa berlayar 200 hari

Untuk masa berlayar 300 hari dalam satu tahun tanpa perbaikan usia masing-masing baling-baling adalah 9,12 tahun untuk baling-baling rake -3° , 9,19 tahun untuk baling-baling rake 0° , dan 9,25 tahun untuk baling-baling rake 3° . (gambar 32).



Gambar 32. Grafik tren usia baling-baling masa berlayar 300 hari

Nilai *life-cycle* yang diperoleh menunjukkan bahwa material yang dipakai untuk baling-baling memiliki tingkat elastisitas yang tinggi, hal ini berdasarkan pedoman saat pemilihan material baling-baling dimana material untuk baling-baling harus mencapai *life-cycles* minimal 10^8 [17].

Pola aliran yang dihasilkan dari konfigurasi sudut *rake* mempengaruhi distribusi tekanan statis pada daun baling-baling [22]. Geometri *rake* pada baling-baling yang berupa kemiringan pada daun terhadap arah fluida memberikan nilai distribusi tekanan yang semakin menurun dengan bertambahnya sudut *rake*. Hal ini menyebabkan penurunan nilai tegangan yang disebabkan oleh tekanan yang diberikan pada daun baling-baling.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang dilakukan diperoleh beberapa kesimpulan yaitu tingkat *stress* mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya sudut *rake*. Usia baling-baling semakin panjang dengan bertambahnya sudut *rake* baik untuk masa berlayar 150, 200 dan 300 hari dalam satu tahun dengan kondisi normal tanpa perbaikan. Dalam hal ini, baling-baling rake 3° memiliki masa pakai paling panjang dibandingkan dengan baling-baling dengan sudut rake -3° maupun 0° .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Z. A. Z. Abidin and S. W. Adji, "Analisa Performance Propeller B-Series dengan Pendekatan Structure dan Unstructure Meshing," *J. Tek. ITS*, vol. 1, no. 1, pp. G241--G246, 2012.
- [2] H. A. H. Salam, I. P. Mulyatno, and M. Iqbal, "Analisa Kelelahan Propeller Kapal Ikan PVC Dengan Metode Elemen Hingga," *J. Tek. Perkapalan*, vol. 5, no. 1, 2017.
- [3] C. Bertoglio, S. Gaggero, C. M. Rizzo, and M. Viviani, "Fatigue strength assessment of propellers by means of weakly coupled CFD and FEM analyses," in *ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, 2014.
- [4] M. Ridho, A. F. Zakki, and P. Manik, "Analisa Fatigue Propeller Tugboat Ari 400HP Dengan Metode Elemen Hingga," *J. Tek. Perkapalan*, vol. 3, no. 1, 2015.
- [5] R. I. Yaqin, A. B. Prasetyo, P. Pritiansyah, M. H. Amrullah, and B. M. T. Pakpahan, "Studi Numerik Umur Kelelahan (Fatigue Life) Pada Propeller Kapal Penangkap Ikan Dengan Kapasitas Mesin 24 HP," *JTT (Jurnal Teknol. Ter.)*, vol. 6, no. 1, pp. 8–17, 2020.
- [6] R. S. Rao, S. Mohan, and G. S. Kumar, "Determination of Fatigue Life of Surface Propeller by Using Finite Element Analysis," *Int. J. Eng. Sci.*, vol. 2492, 2016.
- [7] H. N. Wibowo, "Perkiraan Umur Kerja Struktur Daun Baling--Baling Kapal Berdasarkan Kuat Tariknya."
- [8] K. B. Yeo, W. H. Choong, and W. Y. Hau, "Prediction of propeller blade stress distribution through FEA," *J. Appl. Sci.*, vol. 14, no. 22, pp. 3046–3054, 2014.
- [9] "National Maritime Research Institute. Kriso Container Ship." [Online]. Available: https://www.nmri.go.jp/institute/fluid_performance_evaluation/cfd_rd/cfdws05/Detail/KCS/kcs_g&c.htm. [Accessed: 16-Sep-2019].
- [10] S. Berger, M. Scharf, U. Götttsche, J. C. Neitzel, R. Angerbauer, and M. Abdel-Maksoud, "Numerical simulation of propeller-rudder interaction for non-cavitating and cavitating flows using different approaches," in *Fourth International Symposium on Marine Propulsors smp*, 2015, vol. 15.
- [11] I. Ichwansyah, "Analisa Peningkatan Thrust Akibat Penerapan Energy Saving Device pada Kapal Perintis 500 DWT Menggunakan Metode CFD (Computation Fluid Dynamic)," *J. Tek. Perkapalan*, vol. 7, no. 3, 2019.
- [12] A. F. Zakki, *Metode Elemen Hingga*. 2014.
- [13] A. H. Techet, "Marine Propellers," *Massachusetts Inst. Technol. United States Am.*, vol. 3, no. 1, pp. 1–19, 2005.
- [14] P. Manik, *Propulsi Kapal*. Semarang: Lembaga Pengembangan dan Penjaminan Mutu Pendidikan, 2007.
- [15] W. C. Ati, "Analisa Pengaruh Variasi Sudut Rake Propeller B-Series Terhadap Distribusi Aliran Fluida Dengan Metode CFD," *Tugas Akhir Jur. Tek. Sist. Perkapalan, Inst. Teknol. Sepuluh Nopember, Surabaya*, 2011.
- [16] A. Akuan, *Kelelahan logam*. 2007.
- [17] J. Carlton, *Marine propellers and propulsion*. Butterworth-Heinemann, 2018.
- [18] Biro Klasifikasi Indonesia, *IACS Common Structural Rules for Double Hull Oil Tankers 2014 Edition.*, vol. XVI. 2014.
- [19] A. Risitano, D. Corallo, and G. Risitano, "Cumulative damage by Miner's Rule and by Energetic Analisis," *Struct. Durab. Heal. Monit.*, vol. 8, no. 2, pp. 91–109, 2012.
- [20] European Space Agency, "Materials Science Research Project." [Online]. Available: <https://www.spaceflight.esa.int/impress/text/education/MechanicalProperties/Fatigue.html>. [Accessed: 05-Feb-2020].
- [21] A. Trimulyono, "Analisa Efisiensi Propeller B-Series Dan Kaplan Pada Kapal Tugboat Ari 400 Hp Dengan Variasi Jumlah Daun Dan Sudut Rake Menggunakan Cfd," *Kapal*, vol. 12, no. 2, pp. 112–120, 2015.
- [22] A. N. Hayati, S. M. Hashemi, and M. Shams, "A study on the effect of the rake angle on the performance of marine propellers," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 226, no. 4, pp. 940–955, 2012.