



ISSN 2338-0322

JURNAL TEKNIK PERKAPALAN

Jurnal Hasil Karya Ilmiah Lulusan S1 Teknik Perkapalan Universitas Diponegoro

Perancangan Propeller dan Engine Propeller Matching Pada Kapal Self Propelled Oil Barge (SPOB) 5000 DWT

Samuel Pardomuan Sitorus¹⁾, Untung Budiarto¹⁾, Kiryanto¹⁾

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 : samuelsitorus@student.undip.ac.id, untungbudiarto@lecturerundip.ac.id, kiryanto@yahoo.com

Abstrak

Self Propelled Oil Barge (SPOB) adalah jenis kapal dengan lambung datar (barge) serta memiliki tangki dan mesin sehingga tidak perlu ditarik dengan tug boat. Kapal harus memiliki sistem penggerak yang sesuai dengan bentuk lambung kapal, sehingga kinerja sistem propulsi menjadi optimal. Pada penelitian ini dilakukan penentuan dua buah reduction gear dan membandingkan efisiensi dua buah reduction gear, lalu dilakukan perancangan spesifikasi propeller, menentukan syarat batas ambang propeller sesuai dengan aturan BKI Klas Tahun 2016, dan menghitung besaran nilai kavitasi propeller yang akan diaplikasikan pada kapal Self Propelled Oil Barge(SPOB) 5000 DWT. Propeller yang digunakan dalam penelitian ini adalah propeller B-Series yang terdiri dari B4-55, B4-70, B4-85, dan B4-100. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan analisa Engine Propeller Matching yang sesuai dengan kapal Self Propelled Oil Barge (SPOB) 5000 DWT yang berguna untuk mendukung kinerja sistem propulsi kapal pada saat berlayar. SPOB ini diharapkan menjadi inovasi solusi yang tepat dalam hal sarana transportasi minyak sawit atau crude palm oil (CPO) di perairan lokal maupun internasional. Demi mendukung hal tersebut dilakukan perencanaan sistem propulsi atau penggerak kapal yang berdasarkan dari perhitungan tahanan kapal, mesin kapal, hingga penentuan propeller yang akan diaplikasikan pada kapal. Dari hasil perhitungan didapatkan spesifikasi motor penggerak rekomendasi kapal SPOB 5000 DWT yaitu Yanmar type 12AYM-WET dengan besar daya 1140 kW (1550 HP)/1840 rpm dan spesifikasi propeller yang berdiameter 2,2 m dengan $A_e/A_o = 0,7$; $P/D = 0,67$ dan memiliki 4 jumlah daun serta berjenis fixed pitch propeller. Grafik matching point kapal dapat disimpulkan bahwa daya mesin utama kapal dapat menggerakkan propeller untuk menempuh kecepatan kapal dengan presentase 90 % rated power dan 90% rated speed.

Kata Kunci : Engine Propeller Matching, Self Propelled Oil Barge (SPOB), Hambatan, Propulsi Kapal, CFD

1. PENDAHULUAN

Kapal *Self Propelled Oil Barge (SPOB) 5000 DWT* adalah kapal yang akan beroperasi pada perairan lokal Indonesia di wilayah Pulau Sumatera dan Kalimantan. Kapal SPOB 5000 DWT direncanakan akan mengangkut muatan minyak kelapa sawit atau *crude oil palm (CPO)*. Kecepatan kapal tersebut dirancang sebesar 12 knot atau setara dengan 6,17 m/s. Diperlukan penentuan *Engine Propeller Matching (EPM)* untuk mendukung kinerja yang optimal dari sistem propulsi kapal pada saat beroperasi. *Engine Propeller Matching (EPM)* adalah metode untuk melihat apakah karakteristik beban *propeller* dapat dipikul oleh motor penggerak utama untuk

menjalankan kapal dengan kecepatan service pada *service continous rating*.

Matching Point merupakan suatu titik operasi dari putaran motor penggerak kapal (*engine speed*) yang sedemikian hingga tepat (*match*) dengan karakter beban baling-baling, yaitu titik operasi putaran motor dimana daya yang diserap oleh *propeller* sama dengan daya yang diproduksi oleh *engine* dan menghasilkan kecepatan kapal yang mendekati (sama persis) dengan kecepatan servis kapal yang direncanakan.[2] Namun dalam perhitungan tersebut akan menimbulkan beberapa permasalahan diantaranya yaitu analisa tahanan, pemilihan daya motor penggerak yang tepat dan optimal dan sesuai dengan tahanan atau hambatan kapal, *analisa Engine Propeller Matching* hingga

pemilihan *propeller* yang tepat pada Kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT.

Hal ini bertujuan untuk menentukan pemilihan motor penggerak (*main engine*) dan spesifikasi baling-baling (*propeller*) kapal serta memiliki *matching point* yang optimal demi mendukung peningkatan efektifitas kegiatan pelayaran kapal baik dari segi konsumsi bahan bakar hingga efektifitas waktu pelayaran karena tercapainya kecepatan kapal yang diinginkan dan berdampak baik pada meningkatnya nilai ekonomis kapal.[3]

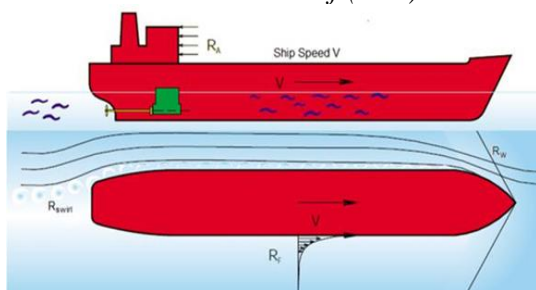
Pada kajian ini juga peneliti membatasi permasalahan yang dibahas adalah pada bentuk lambung kapal mengacu pada bentuk lambung kapal baru yang dirancang oleh salah satu perusahaan galangan kapal dan tidak membahas kondisi perairannya.

1.1. LATAR BELAKANG TEORI

a. Tahanan Kapal

Kapal yang melaju di media air dengan kecepatan tertentu akan mengalami suatu perlawanan yang disebut dengan gaya hambat atau tahanan.[2] Tahanan tersebut ialah gaya fluida yang bergerak berlawanan dengan arah gerak kapal, dimana sama dengan komponen gaya fluida yang bergerak sejajar dengan sumbu pergerakan kapal. Besarnya tahanan total ini merupakan jumlah dari semua komponen gaya hambat (tahanan) yang bekerja di kapal, meliputi tahanan gesek, tahanan gelombang, tahanan appendages, tahanan udara dan sebagainya. Secara sederhana tahanan total kapal dapat diperoleh dari persamaan sebagai berikut[4] :

$$R_T = \alpha \times V^2 s = f(V^2 s)$$



Gambar 1. Tahanan yang Bekerja pada Kapal

Dimana :

P = Massa jenis fluida (Kg/m^3)

V_s = Kecepatan kapal (m/s)

C_T = Koefisien tahanan total kapal

S = Luasan permukaan basah dari badan kapal (m^2)

Berdasarkan rumus tersebut dapat kita simpulkan bahwa Besarnya tahanan kapal sangat dipengaruhi oleh kecepatan kapal (V_s), bentuk badan kapal yang tercelup dalam air, dan berat air yang dipindahkan oleh badan kapal (*displacement*).

1.2. Daya Motor Penggerak Kapal

a. Daya Efektif (EHP)

Daya Efektif (*Effective Horse Power*, EHP) adalah besarnya daya yang dibutuhkan untuk mengatasi gaya hambat atau tahanan dari badan kapal, agar kapal dapat bergerak dari satu tempat ke tempat yang lain dengan kecepatan servis sebesar V_s . Daya Efektif ini merupakan fungsi dari besarnya tahanan total dan kecepatan kapal. Untuk mendapatkan besarnya Daya Efektif kapal, dapat digunakan persamaan sebagai berikut[5] :

$$P_E = R_T \times V_S$$

Dimana :

P_E = Daya efektif (kW)

R_T = Gaya hambat Total (kN)

V_S = Kecepatan servis ($\text{Kn} = 0,5144 \text{ m/s}$)

b. Daya Dorong (THP)

Daya Dorong (*Thrust Horse Power*, THP) adalah besarnya daya yang dihasilkan oleh kerja dari alat gerak kapal (*propulsor*) untuk mendorong badan kapal. Daya Dorong merupakan fungsi dari gaya dorong dan laju aliran fluida yang terjadi saat alat gerak kapal bekerja. Adapun persamaan Daya Dorong dapat dituliskan sebagai berikut[4] :

$$P_T = P_E / \eta_H$$

Dimana :

P_T = Daya dorong

P_E = Daya efektif

η_H = Efisiensi lambung kapal (notasi *Taylor*)

$\eta_H = (1 - t) / (1 - w)$

c. Daya yang Disalurkan (DHP)

Daya yang Disalurkan (*Delivered Horse Power*, DHP) adalah daya yang diserap oleh baling-baling kapal guna menghasilkan Daya Dorong (THP), atau dengan kata lain, DHP merupakan daya yang disalurkan oleh motor penggerak ke baling-baling kapal (*propeller*) yang kemudian dirubahnya menjadi Daya Dorong kapal (THP).

d. Daya Poros (SHP) dan Daya Rem (BHP)

Daya Poros (*Shaft Horse Power*, SHP) adalah daya yang terukur hingga daerah didepan bantalan tabung poros (*stern tube*) dari sistem perporosan penggerak kapal. Untuk kapal-kapal yang berpengerak dengan Turbin Gas, pada umumnya, daya yang digunakan adalah Daya Poros. Sementara itu, istilah Daya Rem (*Brake Horse Power*, BHP) adalah daya yang dihasilkan oleh

motor penggerak utama (*main engine*) dengan tipe *marine diesel engines*.

1.3. Baling-Baling (*Propeller*) Kapal

Propeller yang akan digunakan sebagai alat gerak kapal (*propulsor*) berjenis *fixed pitch propellers* (FPP) yang didukung oleh *kort nozzle* sebagai peningkatan efisiensi gaya dorong kapal. Tipe propulsor yang akan digunakan ialah *Propeller B-series*. *Propeller B series* atau lebih dikenal dengan *Wageningen* merupakan *propeller* yang paling sering digunakan terutama pada kapal jenis kapal niaga.[3] Bentuk dari *propeller B-series* sangatlah sederhana. *Propeller* ini mempunyai section yang modern dan karakteristik kinerja yang baik. Pada umumnya, *propeller B-Series* mempunyai karakteristik sebagai berikut.

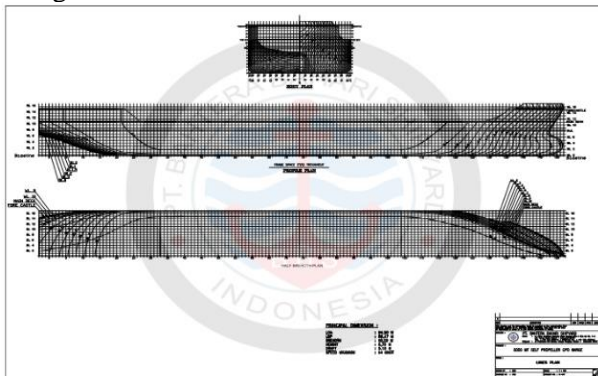
- P/D sebesar 0,5 sampai 1,4
- Z Sebesar 2 sampai 7
- Ae/Ao sebesar 0,3 sampai 1,05

2. METODE

Perolehan data dari penelitian ini didapatkan dengan cara yaitu studi literatur dan juga studi lapangan, sehingga diperoleh data sebagai berikut :

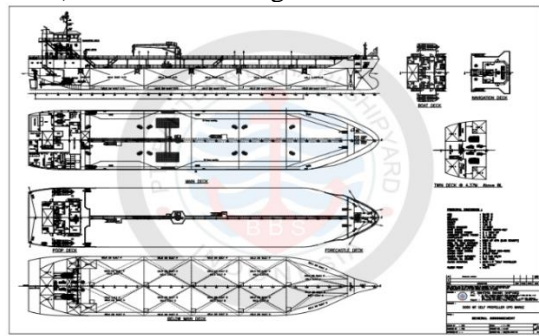
- LOA : 94,5 m
- LPP : 89,47 m
- B : 18,288 m
- H : 6,7 m
- T : 4,925 m
- V_s : 12 knot
- C_b : 0,825
- C_M : 0,993
- C_{WP} : 0,895
- C_P : 0,831
- Disp : 7086,977 ton
- F_n : 0,206

Selain itu didapatkan data *lines plan* dari Kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT sebagai berikut :



Gambar 2. Lines Plan Kapal SPOB 5000 DWT

Dan di dapatkan juga data *general arrangement* Kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT sebagai berikut :



Gambar 3. General Arrangement Kapal SPOB

Kapal *Self Propelled Oil Barge* 5000 DWT ini menggunakan *main engine* tipe *Yanmar*, sedangkan *propeller* menggunakan tipe *B-Series* dengan spesifikasi *main engine* dan *propeller* yang digunakan sebagai berikut :

- Tipe *Main Engine* : Yanmar 12 AYM-WET
- Daya : 1140 Kw
- RPM : 1840
- Tipe *Propeller* : B-Series
- Jumlah Daun : 4
- Diameter : 2464 mm
- Direction of Rotation: Right and Left Handed

Penulis melakukan penelitian untuk mendapatkan nilai hambatan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, untuk mendapatkan *reduction gear* yang akan di aplikasikan pada kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT, untuk mendapatkan perancangan spesifikasi *propeller*, untuk mendapatkan batas celah (*clearance*) *propeller* yang sesuai peraturan BKI Klas, untuk mendapatkan besaran nilai *kavitasi propeller* yang akan diaplikasikan pada kapal, dan untuk mendapatkan nilai *thrust* dan *torque* menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* di laboratorium perencanaan kapal di bantu computer yang terletak di Gedung B, Gedung Kuliah Bersama Departemen Teknik Perkapalan, Universitas Diponegoro.

Data yang diperoleh dari pengolahan data tersebut kemudian dilakukan analisa untuk mendapatkan hasil yang diinginkan. Metode yang digunakan dalam penelitian ini meliputi :

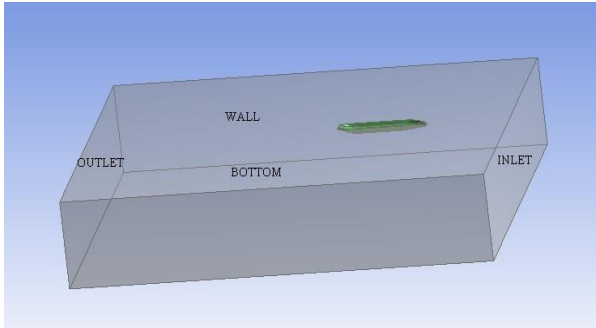
2.1. Pembuatan Model dan Analisa

Dalam menentukan besarnya hambatan kapal dimodelkan kapal dari data *lines plan* menggunakan *software Computational Fluid Dynamics (CFD)* yang kemudian divalidasi menggunakan perhitungan metode *holtrop*. Sedangkan untuk mengetahui nilai *thrust* dan

torque dilakukan pemodelan *propeller* menggunakan software *Computational Fluid Dynamics (CFD)* yang kemudian divalidasi dengan perhitungan manual.

Perhitungan hambatan pada penelitian ini dilakukan menggunakan software *Maxsurf Resistance* yang kemudian divalidasi dengan nilai hambatan yang diperoleh dari perhitungan software *CFD Ansys Workbench 19.2*.

Untuk pembuatan kolam kapal pada software *CFD* dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 4. Kolam Kapal pada CFD

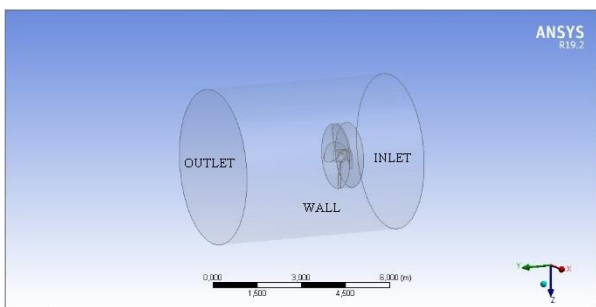
Untuk ukuran kolam kapal dapat dilihat pada tabel 1, dengan *boundary condition* yang digunakan pada simulasi ini yaitu : *Inlet, Outlet, Outflow, Sidewall, dan wall* seperti pada gambar 3.[6]

Tabel 1. Ukuran Kolam Simulasi

No.	Jarak dari Lambung ke	Jarak	Besaran
1	Boundary-Inlet	1 x Lpp	89,47 m
2	Boundary-Outlet	3 x Lpp	268,41 m
3	Boundary-Wall	2 x Lpp	178,94 m
4	Boundary-Bottom	1 x Lpp	89,47 m

Sedangkan untuk mengetahui nilai *thrust* dan *torque* dilakukan pemodelan *propeller* menggunakan software *Computational Fluid Dynamics (CFD)* yang kemudian divalidasi dengan perhitungan manual.

Kemudian untuk pembuatan kolam *propeller* pada software *CFD* dapat dilihat pada gambar 4.



Gambar 5. Kolam Propeller pada CFD

Untuk ukuran kolam *propeller* dapat dilihat pada tabel 2, dengan *boundary condition* yang digunakan pada simulasi ini yaitu : *Inlet, Wall (opening), dan Outlet* seperti pada gambar 4.[6]

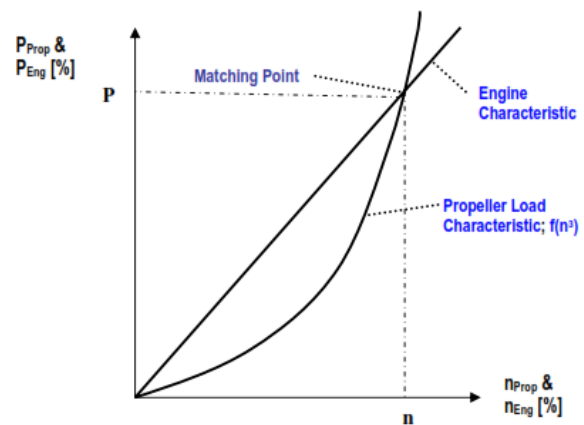
Tabel 2. Ukuran Kolam Simulasi

No	Jarak dari Propeller ke	Jarak	Besaran
1.	Boundry - Wall	1 x Pitch Propeller	1,54 m
2.	Boundry - Inlet	1 x Pitch Propeller	1,54 m
3.	Boundry - Outlet	3 x Pitch Propeller	3,08 m

2.2. Pendefinisian Matching Point

Matching point adalah suatu titik dimana nilai dari putaran *main engine (engine speed)* sama tepat (*match*) dengan karakter baling-baling, yaitu titik operasi putaran motor dimana *power* yang di-*absorb* oleh *propeller* sama dengan *power produced* oleh *main engine*, sehingga dapat menghasilkan kecepatan servis kapal sama persis (mendekati) dengan kecepatan yang telah direncanakan.[5]

Karakteristik *Propeller* adalah seperti yang telah ditunjukkan untuk dapat menyamakan kedua *trendline* tersebut kedalam satu sarana *plotting* yang sama, sehingga terlebih dahulu harga dari kedua *trendline* dijadikan dalam persen (%) seperti pada Gambar 6 :[5]



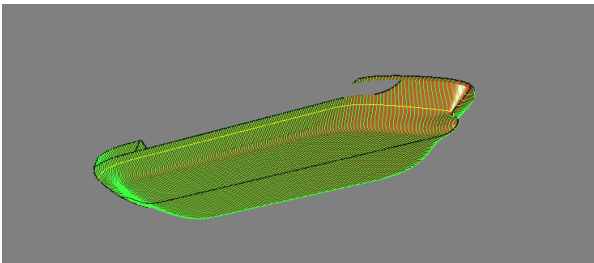
Gambar 6. Matching Point Engine dan Propeller

Pada putaran *main engine*, n , yang sesuai dengan kondisi beban *propeller*, sebab, daya yang dihasilkan oleh *main engine* adalah sama dengan daya yang di-*absorb* oleh *propeller*, P . Sehingga hal tersebut akan memberikan dampak yang optimal terhadap kebutuhan bahan bakar dari *main engine* kapal terhadap kecepatan servis kapal yang telah direncanakan.[5]

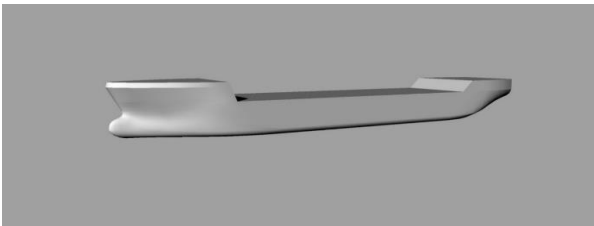
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Permodelan 3D Kapal

Untuk dapat melakukan analisa hambatan kapal diperlukan model 3D kapal. Pembuatan model 3D dari data lines plan untuk mendapatkan bentuk kapal serta model kapal. Berikut gambar perencanaan kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) yang telah dirancang dengan *Software Maxsurf Modeler* dan *Software Rhinoceros* :



Gambar 7. Pemodelan 3D Menggunakan *Software Maxsurf Modeler*



Gambar 8. Pemodelan 3D Menggunakan *Software Rhinoceros*

Berdasarkan data hidrostatis yang diambil dari data perhitungan di *Software Maxsurf Modeler* volume displasemen kapal ini sebesar 6831,129 m³, sedangkan dari hasil perhitungan nilai dari volume displasemen didapat sebesar 6914,124 m³.

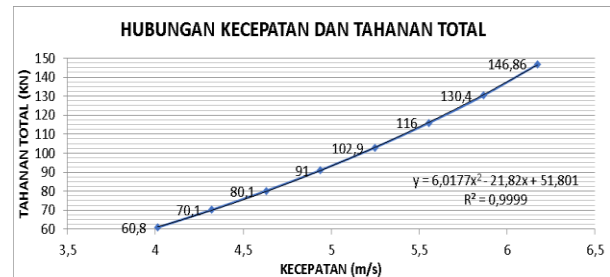
3.2. Perhitungan Hambatan Kapal

Dalam menghitung nilai hambatan kapal, penulis menggunakan metode *Holtrop* yang dihitung secara manual pada *Microsoft Excel* dan *Software Maxsurf Resistance*, kemudian divalidasi keabsahan nilai hambatannya menggunakan *Software Tdyn* dan *Software Ansys Fluent*.

Perhitungan tahanan total kapal dengan metode *Holtrop* yang dihitung secara manual pada *Microsoft Excel* sebesar 146,86 kN dalam kecepatan maksimal sebesar 12 knot atau setara dengan 6,17 m/s. Sedangkan tahanan total kapal yang dihitung oleh *Software Maxsurf Resistance* yaitu sebesar 146,4 kN. Berdasarkan perhitungan *Software Maxsurf Resistance* daya efektif (EHP) yang dibutuhkan oleh motor penggerak kapal untuk melaju melewati tahanan tersebut sebesar 903,858 kW. Sedangkan dari perhitungan manual didapatkan nilai daya efektif sebesar 906,618 kW.

Tabel 3. Hubungan Kecepatan dan Tahanan Total

KECEPATAN		TAHANAN TOTAL
knot	m/s	kN
7,80	4,01	60,80
8,40	4,32	70,10
9,00	4,63	80,10
9,60	4,94	91,00
10,20	5,25	102,90
10,80	5,56	116,00
11,40	5,86	130,40
12,00	6,17	146,86



Gambar 9. Grafik Hubungan Kecepatan dan Tahanan Total Kapal

3.3. Validasi Hambatan Menggunakan Tdyn

Validasi dilakukan untuk mengetahui keakuratan dari sebuah metode yang digunakan, dengan cara membandingkan hasil antara keduanya.

Perhitungan hambatan dengan metode CFD menggunakan *software Tdyn 15.1.0*, permodelan dan *meshing* kapal harus dilakukan dengan sebaik mungkin sehingga dapat menghindari kesalahan yang mungkin terjadi dalam perhitungan. Pembuatan model dilakukan dengan skala 0,03 agar proses running dapat berjalan lebih cepat, untuk konversi nilai hambatan menggunakan koefisien drag (*C_d*) dan konversi kecepatan menggunakan bilangan *Froude* dengan rumus berikut :[7]

$$C_d = \frac{R_T}{1/2 v^2 \rho WSA}$$

$$C_d = \frac{146,86 \text{ kN}}{0,5 \times 1025 \times 2,258 \times 6,173^2}$$

$$C_d = 0,003330$$

Untuk mengkonversikan nilai hambatan model menjadi hambatan asli digunakan persamaan empiris untuk menghitung hambatan total :

$$\begin{aligned} R_t &= 1/2 \cdot \rho \cdot WSA \cdot V^2 \cdot C_d \\ &= 0,5 \times 1025 \times 2267,8792 \times (6,173)^2 \times 0,003330 \\ &= 147486 \text{ N} \end{aligned}$$

Dimana :

- Rt = Hambatan Total (N)
- ρ = Massa Jenis Air Laut (1025 kg/m³)
- WSA = Luas Permukaan Badan Kapal yang Tercelup dalam Air (m²)
- V = Kecepatan (m/s)
- Cd = Koefisien Hambatan Total

Fn	Hambatan (N) Metode Tdyn	Hambatan (N) Metode Holtrop	Error (%)
0,11	147486 N	146860 N	0,42 %

Nilai koreksi validasi hambatan diatas memenuhi ketentuan yaitu berada di bawah 5%.[8] Hal ini menunjukkan bahwa nilai hambatan kapal dengan metode Holtrop valid.

3.4. Validasi Hambatan Menggunakan Ansys

Validasi dilakukan untuk mengetahui keakuratan dari sebuah metode yang digunakan, dengan cara membandingkan hasil antara keduanya.

Dalam simulasi numerik pada *Computational Fluid Dynamic Ansys Fluent 19.2* ini menghasilkan nilai hambatan yang dapat dilihat pada menu *function calculator*. Kemudian dibandingkan dengan perhitungan Hambatan Holtrop untuk mencari nilai validasi. Berikut hasil simulasinya :

Hambatan (N) Metode Holtrop	Hambatan (N) Metode Ansys	Validasi (%)
146860 N	147423 N	0,38 %

Nilai koreksi validasi hambatan diatas memenuhi ketentuan yaitu berada di bawah 5%.[8] Hal ini menunjukkan bahwa nilai hambatan kapal dengan metode Holtrop valid.

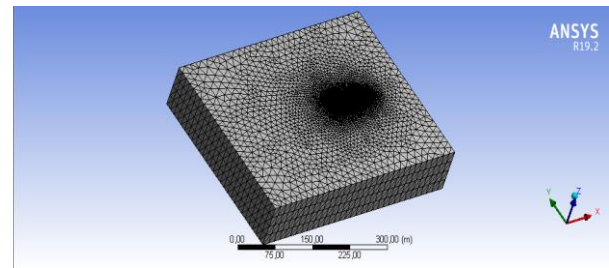
3.5. Mesh Independent

Dalam simulasi dengan metode numerik perlu dilakukan uji *mesh Independent* guna melihat apakah kriteria mesh yang digunakan sudah tidak merubah nilai hambatan yang di cari. Dari simulasi pada Kapal *Self Propelled Oil Barge* didapatkan nilai sebagaimana ditampilkan pada Tabel 4.

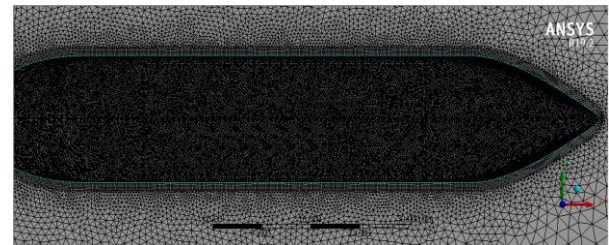
No	Element	Hambatan (N)
1	501220	114423
2	744011	120465
3	1405952	134768
4	1886753	147423
5	2058368	147423
6	2268744	147423

Dari nilai ditetapkanlah jumlah element yang sudah independent pada 1.886.753 mesh. Berikut

hasil *meshing* pada kolam kapal dan badan kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT :



Gambar 10. Hasil *Meshing* Kolam Kapal



Gambar 11. Hasil *Meshing* Badan Kapal

3.6. Perhitungan Daya Mesin Kapal

a. Perhitungan Daya Efektif (EHP)

$$\begin{aligned}
 PE &= RT \times Vs[5] \\
 &= 146,86 \times 6,17 \\
 &= 906,618 \text{ kW} \\
 &= 1215,792 \text{ HP} / 2 \text{ (Jumlah Mesin)} \\
 &= 607,896 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Dikarenakan kapal SPOB 5000 DWT ini merupakan kapal *twin screw* atau dikenal dengan sistem propulsi ganda, maka perhitungan daya mesin dibagi untuk 2 mesin yang dibebankan kepada setiap mesin yang sama.[9] Sehingga daya efektif minimal yang diperoleh sebesar 607,896 HP untuk setiap mesinnya.

b. Perhitungan Daya Dorong atau Thrust (THP)

Perhitungan daya dorong dengan metode Holtrop memiliki faktor lain yaitu terdiri dari *wake fraction* (w), *viscous resistance coefficient* (Cv) dan *thrust deduction fraction* (t).[4]

$$\begin{aligned}
 C_v &= (1+k).C_{fo} + C_A[10] \\
 &= 1,3611 \times 0,0021 + 0,0011 \\
 &= 0,0029 \\
 w &= 0,3095.CB + 10.CV.CB - 0,23 D/\sqrt{BT} \\
 &= (0,3095 \times 0,825) + (10 \times 0,00284 \times 0,825) - (0,23 \times 3,283) / \sqrt{18,288 \times 4,925} \\
 &= 0,1992 \\
 t &= 0,325 \times C_b - (0,1885 \times D / (B \times T))^{0,5} \\
 &= (0,325 \times 0,825) - (0,1885 \times 3,283) / (18,288 \times 4,925)^{0,5} \\
 &= 0,20291 \\
 P_T &= P_E / \eta_H \\
 &= 906,618 \times (1 - 0,20291) / (1 - 0,1992) \\
 &= 906,618 \times 0,99535
 \end{aligned}$$

$$= 910,847 \text{ kW}$$

$$= 1221,466 \text{ HP}$$

Untuk menghitung daya dorong atau *thrust* pada kapal jenis *twin screw* digunakan rumus yang berbeda yaitu sesuai dengan formula diatas. Sehingga diperoleh daya dorong kapal minimal sebesar 1221,466 HP.

c. Perhitungan Delivered Horse Power (DHP)

Untuk menghitung besar dari daya yang disalurkan (DHP) dengan metode Holtrop terlebih dahulu harus menentukan nilai dari *propulsive coefficient* (PC) yang terdiri dari koefisien efisiensi lambung atau *hull efficiency coefficient* (η_H), koefisien efisiensi relatif rotatif atau *relative rotative efficiency coefficient* (η_R) dan koefisien efisiensi bukaan air atau *open water efficiency coefficient* (η_o).[4]

$$\eta_H = (1 - t) / (1 - w)$$

$$\eta_H = (1 - 0,20291) / (1 - 0,1992)$$

$$\eta_H = 0,99535$$

$$\eta_o = 0,5$$

$$\eta_r = 0,97$$

$$P_D = P / (\eta_H \times \eta_o \times \eta_r)$$

$$= 906,618 / (0,99535 \times 0,5 \times 0,97)$$

$$= 906,618 / 0,48275$$

$$= 1878,035 \text{ kW}$$

$$= 2518,486 \text{ HP}$$

Setelah didapatkan *propulsive coefficient* (PC) sebesar 0,48275, maka dapat dihitung daya yang disalurkan minimal sebesar 2518,486 HP.

d. Perhitungan Daya Poros (SHP)

$$\eta_{\eta b} = 0,98$$

$$P_s = P_D / \eta_{\eta b}[4]$$

$$= 1878,035 / 0,98$$

$$= 1916,362 \text{ kW}$$

$$= 2569,884 \text{ HP}$$

Perhitungan daya poros (SHP) dengan metode Holtrop dengan persamaan rumus diatas terlebih dahulu harus menentukan *stern tube and line bearing efficiencies* yaitu sebesar 0,98 untuk peletakan tabung poros dan bearing di daerah belakang kapal. Sehingga daya poros minimal yang didapatkan sebesar 2569,884 HP.

e. Perhitungan Daya Rem (BHP)

$$\eta_t = 0,975 \text{ (transmission efficiency)}$$

$$P_{B \text{ NCR}} = P_s / \eta_t[11]$$

$$= 1916,362 / 0,975$$

$$= 1965,5 \text{ kW}$$

$$= 2635,778 \text{ HP}$$

Daya rem atau *brake* (BHP) dapat dihitung dengan penentuan efisiensi transmisi terlebih dahulu. Sehingga didapatkan daya rem minimal sebesar 2635,778 HP. Perhitungan daya rem mengalami penambahan akibat dari rute pelayaran

kapal dari Palembang - Banjarmasin termasuk dalam asia timur yang memiliki kondisi perairan relative berombak. Maka nilai koreksi margin diambil dari rentang 15 - 20%.

$$P_{B \text{ MCR}} = P_{B \text{ NCR}} + 15\% \text{ (Service Margin)}$$

$$= 1965,5 \times 115\%$$

$$= 2260,324 \text{ kW}$$

$$= 3031,145 \text{ HP}$$

Sehingga diperoleh besar daya rem minimal yang akan dijadikan acuan dalam penentuan daya motor penggerak atau mesin utama pada kapal sebesar 3031,145 HP.

3.7. Pemilihan Daya Motor Penggerak Kapal

Berdasarkan perhitungan daya motor penggerak kapal diperoleh nilai total daya sebesar 2260,324 kW atau 3031,145 HP. Sehingga dapat ditentukan bahwa mesin utama yang akan digunakan pada kapal ialah 2 mesin (*twin screw*) merk Yanmar Diesel Engine dengan seri nomor 12AYM-WET yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 5. Spesifikasi *Main Engine*

Parameter	Spesifikasi
Merk Mesin	Yanmar
Tipe / Cycle	12AYM-WET / 4 cycle
Jumlah Silinder	12 V-type
Cylinder Bore / Strokes	155 mm / 180 mm
Daya Mesin	1550 HP (1140 kW)
RPM	1840 rpm
Reduction Gear Ratio	4,48 : 1 dan 4,96 : 1 (<i>planning</i>)
FO Consumption	212 gr/kWh
Panjang Mesin	2759 mm
Lebar Mesin	1644 mm
Tinggi Mesin	1707 mm
Berat Mesin	4950 kg

3.8. Perencanaan Propeller Kapal

4.8.1. Perhitungan Dimensi Propeller

Propeller yang digunakan kapal *Self Propelled Oil Barge (SPOB)* ini bertipe *Propeller B-series* bermerk Nakhasima. *Propeller* tersebut berjenis *Fixed Pitch Propeller* (FPP) yang akan dipadukan dengan *kort nozzle* untuk meningkatkan gaya dorong kapal. *Propeller* yang digunakan dalam penelitian ini adalah B4-55, B4-70, B4-85, dan B4-100. Parameter dalam perencanaan jenis *propeller* terdiri dari *Taylor Propeller Coefficient* (B_p), *rpm propeller* (N), *shaft power* atau daya poros (P_s), koefisien torsi (Kq), koefisien awal (J), dan kecepatan awal (Va).[4] Berikut perhitungan untuk pemilihan jenis propeller yang direncanakan pada kapal dengan mesin utama yang menggunakan *reduction gear ratio* sebesar 4,48.

$$\begin{aligned}
 B_p &= N \times SHP^{1/2} \times V_A^{-5/2} \\
 &= 411 \times 2569,8838^{1/2} \times 9,60971^{-5/2} \\
 &= 72,731 \\
 K_Q^{1/4} \times J^{-5/4} &= 0,1739 \times B_p^{1/2} \\
 &= 0,1739 \times 72,731^{1/2} \\
 &= 1,483
 \end{aligned}$$

Dengan memotongkan nilai $0.1739 \times B_p^{1/2}$ dan *optimum line* pada diagram $B_p - \delta$ masing – masing jenis *propeller* yaitu B4-55, B4-70, B4-85 dan B4-100, maka didapatkan nilai – nilai $1/J_o$ untuk jenis *propeller* B4. Setelah itu dihitung nilai δ dengan rumus $[(1/J_o)/0.009875]$. Setelah mendapat nilai dari δ_o , maka langkah selanjutnya adalah mendapatkan nilai dari D_o dengan persamaan, $D_o = (\delta_o \times V_a)/N$. Besarnya D_b tergantung dari jumlah *propeller* yang dipakai. Untuk *single screw* $D_b = 0.96 D_o$ dan untuk *twin screw* $D_b = 0.98 D_o$. Sehingga untuk kapal ini menggunakan *twin screw propeller*. Berikut ini hasil dari masing-masing jenis *propeller* yang akan digunakan pada kapal :

Tabel 6. Jenis *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,48

Jenis Propeller	B4-55	B4-70	B4-85	B4-100
P/Do	0,625	0,67	0,71	0,76
1/Jo	3,09	3,04	2,93	2,83
δ_o	312,91	307,85	296,71	286,58
Do (m)	2,23	2,20	2,12	2,04
Db (m)	2,19	2,15	2,1	2,00
Dmax (m)	3,283	3,283	3,283	3,283
Db<Dmax	acc	acc	acc	acc
Po (m)	1,39	1,47	1,50	1,55
δ_b	306,65	301,69	290,77	280,85
1/Jb	3,028	2,979	2,871	2,773
P/Db	0,675	0,69	0,73	0,69
η	0,458	0,447	0,435	0,421

Sedangkan perhitungan untuk pemilihan jenis *propeller* yang akan direncanakan pada kapal dengan mesin utama yang menggunakan *reduction gear ratio* sebesar 4,96 ialah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 B_p &= N \times SHP^{1/2} \times V_A^{-5/2} \\
 &= 371 \times 2569,8838^{1/2} \times 9,60971^{-5/2} \\
 &= 65,693 \\
 K_Q^{1/4} \times J^{-5/4} &= 0,1739 \times B_p^{1/2} \\
 &= 0,1739 \times 65,693^{1/2} \\
 &= 1,409
 \end{aligned}$$

Sehingga dilakukan kembali proses memotongkan nilai $0.1739 \times B_p^{0.5}$ dengan *optimum line* pada diagram B_p & masing–masing jenis *propeller* yaitu B4-55, B4-70, B4-85 dan B4-100, maka didapatkan nilai – nilai $1/J_o$ untuk jenis *propeller* B4.

Tabel 7. Jenis *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,96

Jenis Propeller	B4-55	B4-70	B4-85	B4-100
P/Do	0,64	0,67	0,72	0,78
1/Jo	2,93	2,88	2,78	2,68
δ_o	296,71	291,65	281,52	271,39
Do (m)	2,34	2,30	2,22	2,14
Db (m)	2,30	2,26	2,18	2,10
Dmax (m)	3,283	3,283	3,283	3,283
Db<Dmax	acc	acc	acc	acc
Po (m)	1,50	1,54	1,60	1,67
δ_b	290,77	285,81	275,89	265,96
1/Jb	2,871	2,822	2,724	2,626
P/Db	0,68	0,71	0,77	0,82
η	0,472	0,461	0,447	0,436

Dari data tabel diatas diketahui bahwa *propeller* rekomendasi ialah jenis B4-55, B4-70, dan B4-85.

4.8.2. Perhitungan Celah (*Clearance*) *Propeller*

Kapal SPOB ini mematuhi serta menjadikan peraturan BKI Klas sebagai acuan dalam proses perancangan dan pembangunannya. Salah satu syarat dalam perancangan baling – baling atau *propeller* pada kapal ialah nilai ambang batas atau celah (*clearance*). Celah (*clearance*) baling-baling kapal yaitu jarak ujung daun baling-baling kapal terhadap lambung (*hull*) kapal yang diukur secara vertikal atau melintang harus memiliki nilai yang sesuai dengan aturan BKI Klas. Berdasarkan Peraturan dari BKI 2016 Volume 2 Bab 13.C.1.2 yang mengatur tentang batas celah (*clearance*) baling-baling kapal dengan syarat nilai minimum yang ditentukan sebagai berikut :

$$D_{0,9} \geq 0,004 \times N \times dp^3 \times (V_o \times [1 - \sin(0,75 \times \gamma)]) \times (0,5 + (Z_B/X_F)) / D)^{0,5}$$

Dimana :

$D_{0,9}$ = Celah (*clearance*) *Propeller* (m)

N = Jumlah Putaran Per Menit

dp = Diameter *Propeller* (m)

V_o = Kecepatan Kapal (12 knot)

γ = *Skew Angle Propeller* (10^0)

Z_B = Tinggi *Wheelhouse* dari Geladak Cuaca (8,3 m)

X_F = Jarak Memanjang Ujung Belakang Kapal Hingga Sekat *Deckhouse* (14,021 m)

D = *Displacement* Kapal (7086,977 ton)

Berdasarkan perhitungan dengan rumus tersebut diperoleh nilai celah (*clearance*) *propeller* kapal untuk nilai *Reduction Gear Ratio* yaitu 4,48 sebagai berikut.

Tabel 8. Celah *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,48

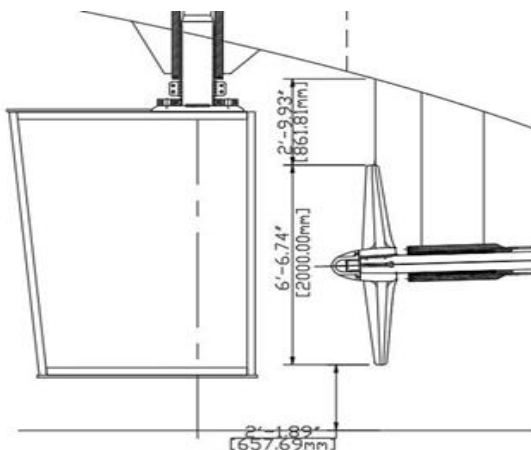
Jenis Propeller	B4 - 55	B4 - 70	B4 - 85
N (RPM)	411	411	411
dp (m)	2,2	2,1	2,0
Vo (knot)	12	12	12
γ ($^{\circ}$)	10	10	10
Z _B (m)	8,3	8,3	8,3
X _F (m)	14,021	14,021	14,021
D (ton)	7086,977	7086,977	7086,977
D _{0,9} (m)	0,71	0,65	0,55

Sedangkan perhitungan dengan rumus diatas diperoleh nilai celah (*clearance*) *propeller* kapal untuk nilai *Reduction Gear Ratio* yaitu 4,96 sebagai berikut.

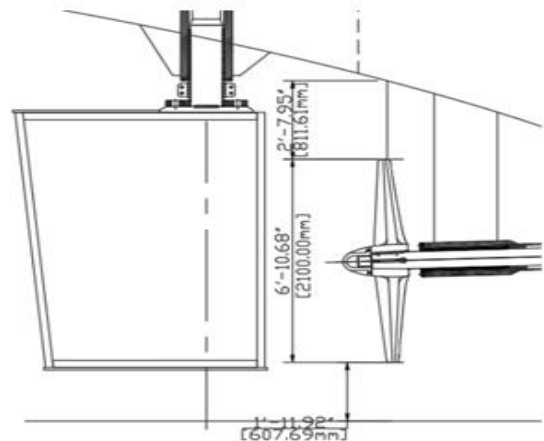
Tabel 9. Celah *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,96

Jenis Propeller	B4 - 55	B4 - 70	B4 - 85
N (RPM)	371	371	371
dp (m)	2,3	2,2	2,1
Vo (knot)	12	12	12
γ ($^{\circ}$)	10	10	10
Z _B (m)	8,3	8,3	8,3
X _F (m)	14,021	14,021	14,021
D (ton)	7086,977	7086,977	7086,977
D _{0,9} (m)	0,71	0,65	0,55

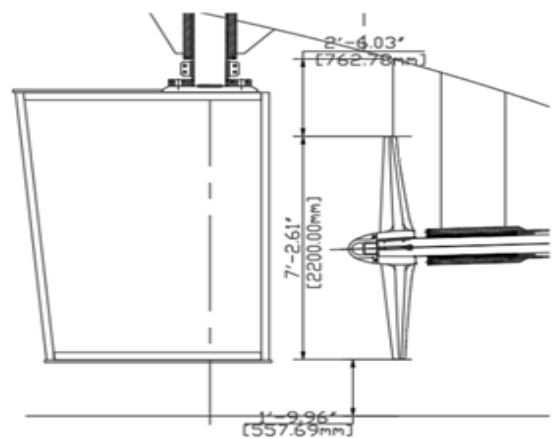
Dilakukan pemodelan celah (*clearance*) baling-baling pada kapal sesuai dengan dimensi *propeller* dan nilai celah (*clearance*) yang menjadi jarak dari ujung daun *propeller* terhadap lambung (*hull*) kapal sebagai berikut.



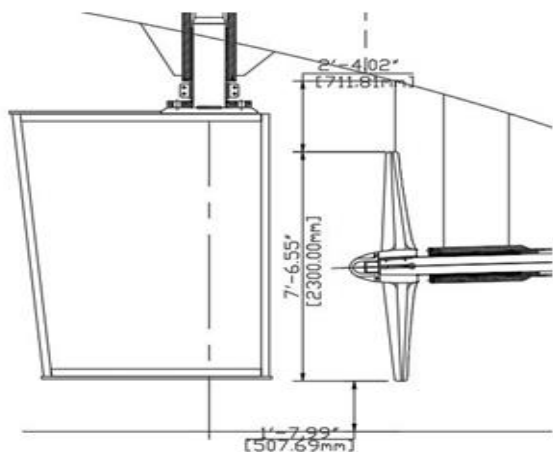
Gambar 12. Celah pada *Propeller* B4-85, berdiameter 2,0 m dengan *reduction gear* 4,48



Gambar 13. Celah pada *Propeller* B4-70 dan B4-85, berdiameter 2,1 m dengan *reduction gear* 4,48 dan 4,96



Gambar 14. Celah pada *Propeller* B4-55 dan B4-70, berdiameter 2,2 m dengan *reduction gear* 4,48 dan 4,9JJ6



Gambar 15. Celah pada *Propeller* B4-55, berdiameter 2,3 m dengan *reduction gear* 4,96

Dari gambar pemodelan diatas dapat diambil keterangan bahwa baling-baling atau *propeller* kapal diameter 2,3 m tidak dapat dijadikan baling-baling atau *propeller* kapal karena nilai celah yang tidak memenuhi atau lebih kecil dari syarat celah (*clearance*) baling-baling kapal yang telah dihitung berdasarkan peraturan dari BKI Klas Tahun 2016 (nilai 0,71 m < syarat 0,72 m). Sedangkan baling-baling atau *propeller* kapal diameter 2,0 m; 2,1 m; dan 2,2 m dapat menjadi pilihan untuk menentukan baling-baling atau *propeller* yang akan digunakan pada kapal karena memiliki nilai celah yang memenuhi syarat dari perhitungan celah (*clearance*) baling-baling kapal berdasarkan peraturan dari BKI Klas.

4.8.3. Perhitungan Kavitas Daun *Propeller*

Kavitasi adalah peristiwa munculnya gelembung – gelembung uap air pada permukaan daun *propeller* yang mana disebabkan oleh perbedaan tekanan dari kedua sisi *propeller*. Peristiwa kavitasi ini sangat merugikan bagi *propeller* karena gelembung-gelembung uap air yang muncul dapat bersifat *korosif* dan mengikis permukaan daun *propeller*, sehingga mengakibatkan menurunnya efisiensi *propeller* karena kerusakan pada *propeller* itu sendiri. Jenis *propeller* yang telah memenuhi persyaratan diameter akan dihitung nilai δb dengan rumus yang telah ditentukan yaitu $\delta b = (D_b \times N) / V_a$ dan nilai dari $1/J_b = \delta b \times 0,009875$. Kemudian dengan menarik garis pada Diagram Burril yang memotong nilai BP dengan $1/J_b$ maka akan didapatkan P/D_b serta η . Setelah itu dapat pula menghitung nilai dari A_o (*area of tip cycle*), A_d dan A_e . Dengan rumus yang berdasarkan referensi yaitu $A_o = \frac{1}{4} \times \pi \times D_b^2$ (ft^2) dan $A_e = 0,35 \times A_o$. [12] Untuk menentukan besarnya nilai dari kavitasi daun *propeller* dibutuhkan rumus sebagai berikut.

$$A_p = (1,067 - 0,229 \times P/D_b) \times A_d$$

$$V_r^2 = V_a^2 + (0,7 \times \pi \times n \times D)^2$$

$$\tau_c = T / A_p \times 0,5 \times \rho \times (V_r)^2$$

$$\sigma_{0.7R} = (188,2 + 19,62h) / (V_a^2 + (4,836 \times n^2 \times D^2))$$

$$T = R_t / (1 - t)$$

Setelah nilai $\sigma_{0.7R}$ diketahui, maka nilai τ_c dapat diketahui dengan pembacaan Diagram Burril. Dengan menarik garis vertikal keatas pada nilai $\sigma_{0.7R}$ sampai memotong garis putus – putus yang kedua (*Suggested upper limit for merchant ship propellers*). Dari perpotongan ini maka ditarik garis horizontal sehingga didapatkan nilai τ_c . Apabila besarnya angka kavitasi dari perhitungan (τ_c hitungan) lebih kecil dari angka kavitasi dari

hasil pembacaan pada diagram burril (τ_c Burril), maka tidak terjadi kavitasi. Sehingga diperoleh hasil dari perhitungan parameter dalam penentuan nilai kavitasi pada bagian belakang baling-baling atau *propeller* dalam tabel berikut.

Tabel 10. Hasil Nilai Kavitas *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,48

Jenis Propeller	B4 - 55	B4 - 70	B4 - 85
Dp (m)	2,2	2,1	2,0
Ap (m ²)	3,357	3,595	3,293
Vr ²	1120,105	1022,763	929,948
Tc Hitungan	0,025	0,027	0,031
$\sigma_{0.7R}$	0,233	0,255	0,281
τ_c Burril	0,122	0,128	0,133
Kavitasi	Tidak Kavitasi	Tidak Kavitasi	Tidak Kavitasi

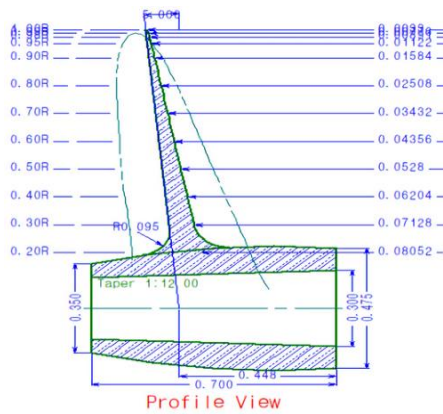
Sedangkan perhitungan dengan rumus diatas diperoleh nilai kavitasi pada bagian belakang baling-baling atau *propeller* kapal dalam tabel berikut.

Tabel 11. Hasil Nilai Kavitas *Propeller* dengan Nilai *Reduction Gear Ratio* 4,96

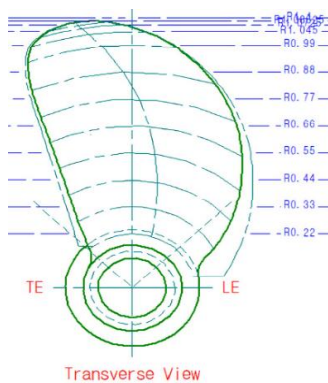
Jenis Propeller	B4 - 55	B4 - 70	B4 - 85
Dp (m)	2,3	2,2	2,1
Ap (m ²)	4,107	3,927	3,582
Vr ²	1001,41	918,302	838,889
Tc Hitungan	0,025	0,027	0,032
$\sigma_{0.7R}$	0,262	0,284	0,311
τ_c Burril	0,125	0,131	0,146
Kavitasi	Tidak Kavitasi	Tidak Kavitasi	Tidak Kavitasi

Berdasarkan perhitungan pada tabel diatas dapat dipilih satu jenis *propeller* yang akan digunakan pada kapal SPOB. Oleh karena itu, *propeller* yang menjadi pilihan paling tepat ialah *propeller* jenis B4-70. Adapun karakteristik *propeller* tersebut sebagai berikut :

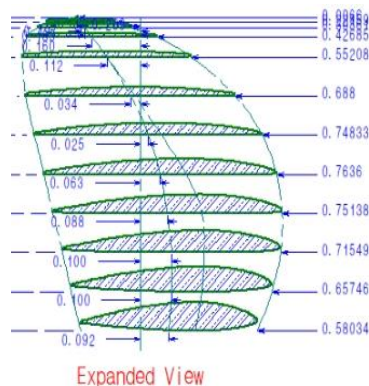
- Jenis *Propeller* : B4 – 70
- Diamete *Propeller* (D) : 2,20 m
- Pitch Diameter Ratio* (P/D) : 0,67
- Expanded Area Ratio* : 0,7
- Rpm *propeller* : 371
- η_o : 0,461
- Jumlah daun : 4 *Blade*
- Blade Section* : B – *Series*



Gambar 16. Profile View Propeller



Gambar 17. Transverse View Propeller



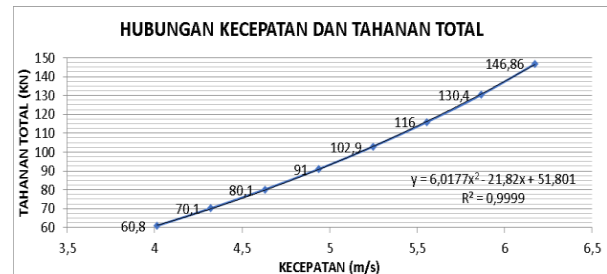
Gambar 18. Expanded View Propeller

3.9. Analisa Engine Propeller Matching

Dari hasil data perencanaan *propeller* diatas yang meliputi perhitungan dimensi, nilai celah (*clearance*), dan kavitas *propeller* kapal disimpulkan bahwa *propeller* jenis B4-70 diameter 2,2 m ini yang dipadukan dengan *reduction gear ratio* sebesar 4,96 merupakan *propeller* yang sesuai dengan ketentuan dan tidak mengalami terjadinya kavitas. *Engine Propeller Matching* dilakukan pada *propeller* tersebut. Dengan menghitung terlebih dahulu nilai dari tahanan kemudian dihitung nilai β untuk menghitung nilai $KT - J$. Berikut hasil data perhitungan.

Tabel 12. Hubungan Kecepatan dan Tahanan Total

KECEPATAN		TAHANAN TOTAL
knot	m/s	kN
7,80	4,01	60,80
8,40	4,32	70,10
9,00	4,63	80,10
9,60	4,94	91,00
10,20	5,25	102,90
10,80	5,56	116,00
11,40	5,86	130,40
12,00	6,17	146,86



Gambar 19. Grafik Hubungan Kecepatan dan Tahanan Total Kapal

Dengan persamaan $y = 6,0177x^2 - 21,82x + 51,801$ didapat perhitungan dengan metode matematika seperti $ax^2 + bx + c$ yang mana :

- a = 6,0177
- b = -21,82
- c = 51,801
- Dp (diameter) = 2,2 m
- Va (advanced speed) = 4,944 m/s
- w (wake friction) = 0,199
- t (thrust deduction) = 0,203
- massa jenis = 1,025 kg/m³

Maka diperoleh data perhitungan KT sebagai berikut :[12]

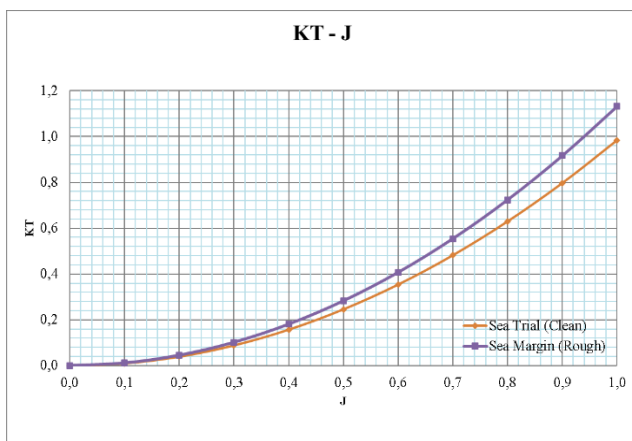
$$\begin{aligned} \text{Koef } \beta &= [a + b \times \{(1 - w) / Va\} + c \times (1 - w)^2 / c^2] / \\ &= [6,0177 + (-21,82) \times \{(1 - 0,199) / 4,944\} + 51,801 \times (1 - 0,199)^2 / 51,801^2] / \\ &= [(1 - 0,203) \times (1 - 0,199)^2 \times 1,025 \times 2,2^2] \\ &= 0,984 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{KT Sea trial} &= \beta \times J^2 \\ &= 0,984 \times 1^2 \\ &= 0,984 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{KT Service} &= 115\% \times \beta \times J^2 \\ &= 115\% \times 0,984 \times 1 \\ &= 1,132 \end{aligned}$$

Tabel 13. Hasil Variasi Nilai J terhadap KT *Sea trial* dan KT *Service*

J	J ²	KT <i>Sea Trial</i> (Clean)	KT <i>Service</i> (Rough)
0,0	0,00	0,000	0,000
0,1	0,01	0,010	0,011
0,2	0,04	0,039	0,045
0,3	0,09	0,089	0,102
0,4	0,16	0,157	0,181
0,5	0,25	0,246	0,283
0,6	0,36	0,354	0,407
0,7	0,49	0,482	0,555
0,8	0,64	0,630	0,724
0,9	0,81	0,797	0,917
1,0	1,00	0,984	1,132



Gambar 20. Grafik Variasi Nilai J terhadap KT *Sea trial* dan KT *Service*

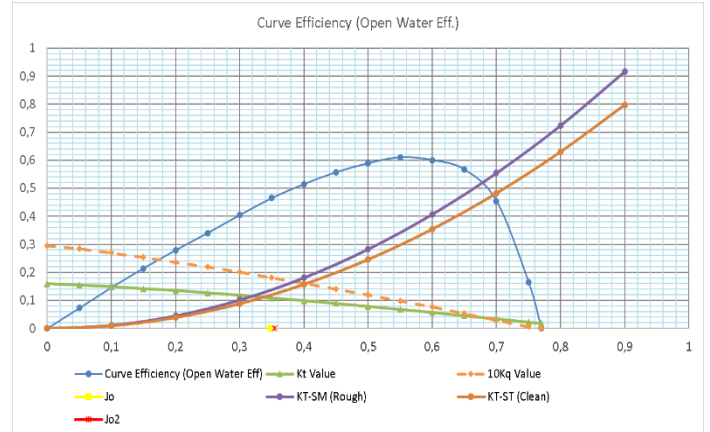
Gambar kurva tersebut merupakan interaksi lambung kapal dengan *propeller*. Lalu kurva KT – J tersebut diplotkan ke kurva *open water propeller* untuk mendapatkan titik operasi *propeller*. Pada langkah ini, dibutuhkan grafik *open water test* untuk *propeller* yang telah dipilih, yakni B4-70. Setelah itu dicari nilai masing-masing dari KT, 10KQ, dan η *behind the ship*. Tentu saja dengan berpatokan pada nilai P/Db yang telah didapat pada waktu pemilihan *propeller*. Berikut hasil data yang diperoleh dari kurva *open water propeller* jenis B4-70 diameter 2,2 m.

Tabel 14. Hasil Nilai dari kurva efisiensi *open water propeller* P/D = 0,67 Ae/Ao = 0,7

J	KT	10 KQ	η_b
0,00	0,1589	0,2948	0,0000
0,05	0,1538	0,2848	0,0726
0,10	0,1484	0,2696	0,1463
0,15	0,1409	0,2539	0,2146
0,20	0,1349	0,2363	0,2793
0,25	0,1264	0,2198	0,3406
0,30	0,1180	0,2016	0,4044
0,35	0,1080	0,1810	0,4650
0,40	0,0988	0,1614	0,5149

0,45	0,0888	0,1406	0,5571
0,50	0,0781	0,1196	0,5891
0,55	0,0675	0,0984	0,6105
0,60	0,0570	0,0769	0,6005
0,65	0,0447	0,0531	0,5667
0,70	0,0344	0,0297	0,4542
0,75	0,0224	0,0060	0,1649
0,77	0,0180	0,0000	0,0000

Data tersebut di plotkan ke dalam grafik sebagai berikut :



Gambar 21. Kurva Perpotongan KT, 10KQ, J dan Efisiensi *Propeller*

Berdasarkan gambar diatas diperoleh data dari hasil perpotongan garis *open water test* yang akan menjadi data untuk *behind the ship* sebagai berikut. Pada kondisi *clean* atau *sea trial* :

$$\begin{aligned} \eta_b &= 0,463 \\ J &= 0,347 \\ KT &= 0,124 \\ 10KQ &= 0,176 \\ KQ &= 0,0176 \end{aligned}$$

Pada kondisi *rough* atau *service* :

$$\begin{aligned} \eta_b &= 0,478 \\ J &= 0,354 \\ KT &= 0,138 \\ 10KQ &= 0,188 \\ KQ &= 0,0188 \end{aligned}$$

Dengan harga J yang didapat dapat diketahui harga n (putaran) *propeller* yang bekerja pada efisiensi tersebut.

$$\begin{aligned} N &= Va / (J \times Dp) \\ &= 4,944 / (0,354 \times 2,2) \\ &= 6,348 \text{ rps} \end{aligned}$$

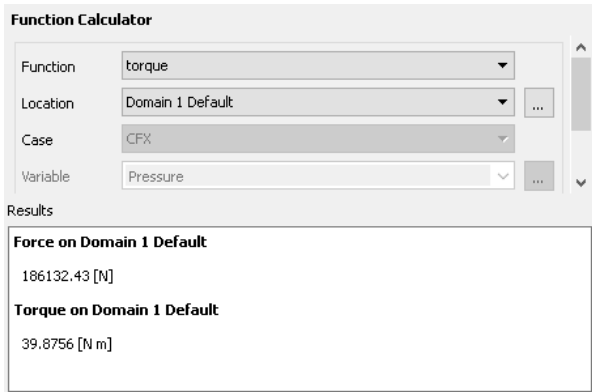
Setelah diketahui karakteristik *propeller* dilakukan perhitungan nilai *thrust propeller* sebagai berikut : [13]

$$\begin{aligned} T &= \frac{Rt}{(1 - t)} \\ &= \frac{146,86}{(1 - 0,20291)} \\ T &= 184,24545 \text{ kN} = 184245,45 \text{ N} \end{aligned}$$

Dalam mengembangkan ‘trend’ karakteristik *propeller*, variable yang terlibat adalah *propeller speed* dan *propeller torque*, yang kemudian dikembangkan menjadi persamaan seperti berikut :[5]

$$\begin{aligned}
 Q \text{ Prop} &= K_q \times \rho \times n^2 \times D^5 \\
 &= 0,0188 \times 1,025 \times 6,348^2 \times 2,2^5 \\
 &= 40,0193 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Setelah itu dilakukan perhitungan menggunakan metode CFD untuk mendapatkan nilai *thrust* dan *torque* sebagai berikut.



Gambar 22. Thrust dan Torque Propeller Metode CFD

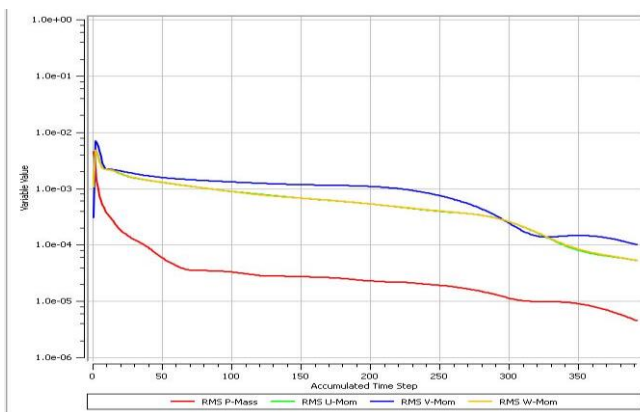
Tabel 15. Validasi Thrust

Propeller	Thrust Perhitungan	Thrust CFD	Validasi
B - Series	184245,45	186132,43	0,010

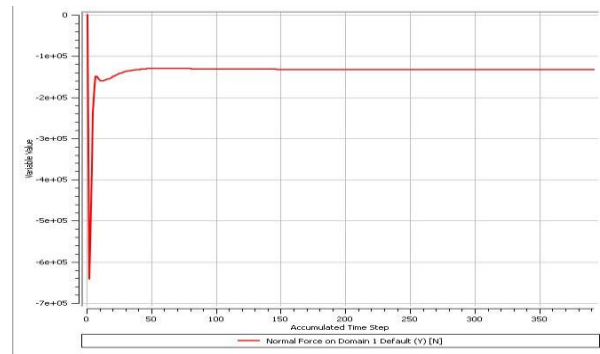
Tabel 16. Validasi Torque

Propeller	Torque Perhitungan	Torque CFD	Validasi
B - Series	40,0193	39,8756	0,0036

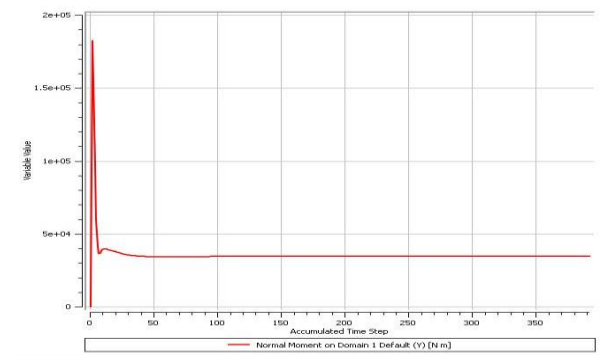
Hasil perhitungan *thrust* dan *torque* menggunakan diagram B-series telah divalidasi dengan perhitungan menggunakan metode CFD dengan koreksi 0,010 untuk perhitungan thrust, dan 0,0036 untuk perhitungan torque, sehingga *setup* pada CFD dikatakan valid.



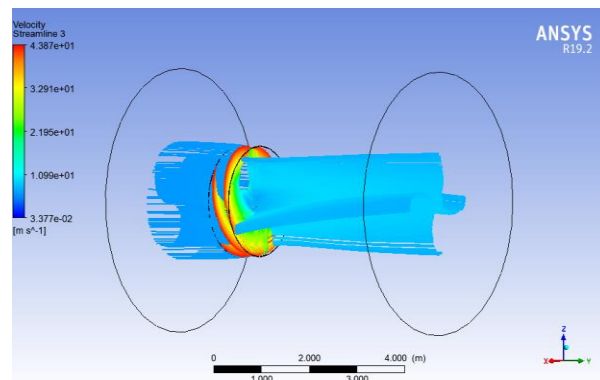
Gambar 23. Grafik Residual Tiap *Timestep*



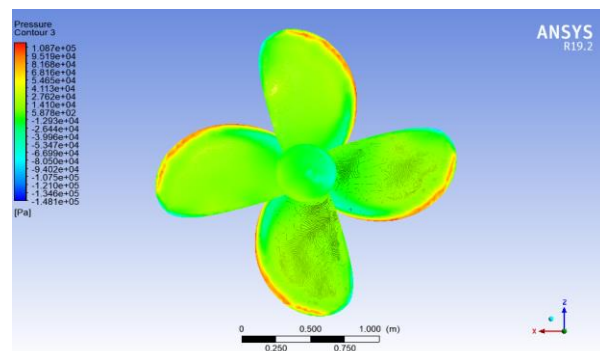
Gambar 24. Monitor Gaya Dorong



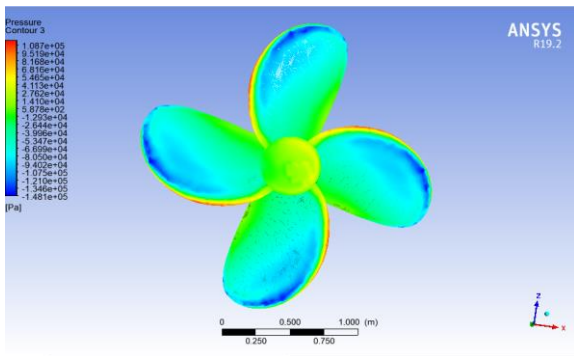
Gambar 25. Monitor *Moment*



Gambar 26. Aliran Fluida pada *Propeller*



Gambar 27. *Pressure Contour* (Front)



Gambar 28. Pressure Contour (Back)

Maka dari putaran *propeller* pada kondisi *service margin* dapat diketahui data putaran mesin yang akan diinstalasi pada kapal dengan hasil perhitungan berikut :

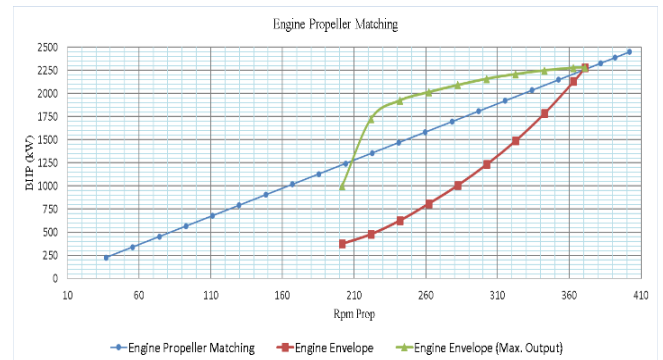
Tabel 17. Hasil Perhitungan *Load Condition Rough Hull*

Engine Propeller Calculation				
Vs		N Propeller		Q
knot	m/s	(rpm)	(rps)	Rough Hull (Nm)
3,6	1,852	111	1,904	156893,547
4,2	2,161	130	2,222	134480,183
4,8	2,469	148	2,539	117670,160
5,4	2,778	167	2,857	104595,698
6,0	3,087	185	3,174	94136,128
6,6	3,395	204	3,491	85578,298
7,2	3,704	223	3,809	78446,773
7,8	4,013	241	4,126	72412,406
8,4	4,321	260	4,443	67240,092
9,0	4,630	278	4,761	62757,419
9,6	4,939	297	5,078	58835,080
10,2	5,247	315	5,396	55374,193
10,8	5,556	334	5,713	52297,849
11,4	5,865	352	6,030	49545,331
12,0	6,173	371	6,348	47068,064

Tabel 18. Hasil Perhitungan *Load Condition Rough Hull*

Engine Propeller Calculation				
Vs		DHP	SHP	BHP MCR
knot	m/s	W	W	Kw
3,6	1,852	563410,431	574908,603	678,097
4,2	2,161	657312,169	670726,703	791,114
4,8	2,469	751213,908	766544,804	904,130
5,4	2,778	845115,646	862362,904	1017,146
6,0	3,087	939017,385	958181,005	1130,162
6,6	3,395	1032919,123	1053999,105	1243,178
7,2	3,704	1126820,862	1149817,206	1356,195
7,8	4,013	1220722,600	1245635,306	1469,211
8,4	4,321	1314624,338	1341453,407	1582,227
9,0	4,630	1408526,077	1437271,507	1695,243
9,6	4,939	1502427,815	1533089,608	1808,260
10,2	5,247	1596329,554	1628907,708	1921,276
10,8	5,556	1690231,292	1724725,808	2034,292
11,4	5,865	1784133,031	1820543,909	2147,308
12,0	6,173	1878034,769	1916362,009	2260,324

Dari data - data tersebut kemudian di plotkan dengan grafik *engine envelope* dan di dapat grafik *engine propeller matching* seperti berikut ini :



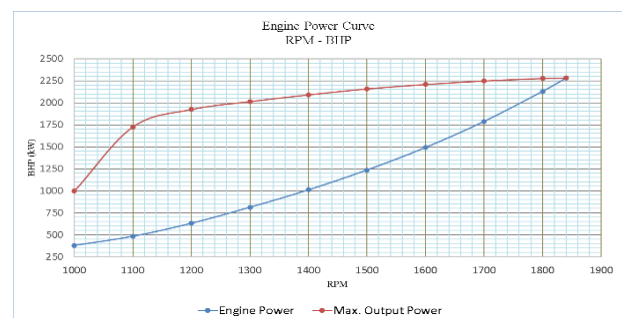
Gambar 29. Grafik *Matching Point Engine dan Propeller*

Data *Engine Envelope* pada grafik *Engine Propeller Matching* diatas diperoleh dari spesifikasi mesin sebagai berikut :

Tabel 19. Spesifikasi Mesin Utama Kapal

Engine Specification		
N Engine	Engine Power	Max. Output Power
RPM	Kw	Kw
1000	378	996
1100	482	1726
1200	630	1924
1300	812	2014
1400	1010	2090
1500	1236	2158
1600	1492	2208
1700	1788	2248
1800	2130	2276
1840	2280	2280

Dari data - data spesifikasi mesin utama kapal di dapat grafik *engine power curve* seperti berikut ini :



Gambar 30. *Engine Power Curve*

Grafik *matching point* (Gambar 32) antara mesin utama dan *propeller* diatas menunjukkan bahwa titik optimum ialah berada dibawah kurva *engine envelope* karena daya dari mesin utama tersebut dapat memikul beban *propeller* untuk

bergerak. Sementara garis yang berada diatas kurva *engine envelope* tersebut merupakan daya yang tidak dihasilkan mesin utama dalam memikul beban propeller untuk bergerak menempuh kecepatan yang direncanakan. Maka dapat dinyatakan bahwa berdasarkan grafik tersebut kapal dapat menempuh kecepatan hingga 12 knot atau 6,17 m/s.

4. KESIMPULAN

Kesimpulan yang diperoleh dari penelitian ini ialah sebagai berikut :

1. Hambatan Total Kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT adalah sebesar 146,86 yang telah divalidasi menggunakan *software* CFD (*Computational Fluid Dynamics*)
2. Mesin yang direkomendasikan pada Kapal *Self-Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT adalah Mesin Diesel Merk Yanmar dengan nomor seri 12AYM-WET 4-cycle yang memiliki daya 1140 kW (1550 HP) dan putaran 1840 rpm serta menggunakan reduction gear yang memiliki rasio 4,96 : 1.
3. Gear box yang digunakan pada kapal *Self Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT memiliki daya *maximum* sebesar 1710 HP dan memiliki RPM *maximum* sebesar 2100 rotasi per menit. Gear box ini menggunakan merk Masson Marine dengan model MW W5200.
4. *Propeller* kapal yang direkomendasikan untuk Kapal *Self-Propelled Oil Barge* (SPOB) 5000 DWT ini adalah sebagai berikut:

Merk	: Nakashima
Jenis	: <i>Fixed Pitch Propeller</i> (FPP)
Material	: Cul (Manganese Bronze)
Diameter	: 2,2 m
Pitch	: 1,54 m
P/D	: 0,67
Ae/Ao	: 0,7
RPM <i>Propeller</i>	: 371
<i>Koeff. Advanced</i> (J)	: 0,354
<i>Koeff. Thrust</i> (kt)	: 0,138
<i>Koeff. Torque</i> (kq)	: 0,019
Jumlah daun	: 4 <i>Blade</i>
<i>Blade Section</i>	: <i>B-Series</i>
5. Grafik *matching point* antara mesin utama dan propeller berada pada titik optimumnya yaitu 371 RPM dan beban daya mesin utama untuk menggerakkan *propeller* pada kecepatan 12 knot atau 6,17 m/s ialah sebesar 2260,324 kW. Hasil tersebut menunjukkan bahwa mesin utama dapat menghasilkan kebutuhan daya mesin untuk menggerakkan *propeller*. Sehingga memberi dampak efektif terhadap pemakaian

konsumsi bahan bakar mesin utama dalam mendukung kecepatan servis kapal yang direncanakan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada Tuhan Yang Maha Esa atas nikmat yang selalu diberikan kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitiannya juga kepada dosen pembimbing 1 dan dosen pembimbing 2 yang telah membantu penulis dalam penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Indonesia-Investments, "Bisnis Minyak Kelapa Sawit," 2017. <https://www.indonesia-investments.com/id/bisnis/komoditas/minyak-sawit/item166?> (accessed Jul. 20, 2020).
- [2] U. Budiarto dan M. A. Raup, "Engine Matching Propeller pada Kapal MT. Nusantara Shipping Line IV Akibat Pergantian Sistem Propulsi," *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 8, no. 1, pp. 24–28, 2012, doi: 10.12777/kpl.8.1.24-28.
- [3] K. A. Paska, E. S. Hadi, "Analisa Engine Propeller Matching Pada Kapal Perintis Baru Type 200 DWT Untuk Medapatkan Sistem Propulsi Yang Optimal," *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 4, no. 3, pp. 576–585, 2016.
- [4] E. V. Lewis, *Principles of Naval Architecture Second Revision Volume II Resistance, Propulsion, and Vibration*, vol. II. Jersey City, 1988.
- [5] S. W. Adji, "Engine Propeller Matching," *Available Oc. Its. Ac. Id/Ambilfile. Php*, pp. 1–31, 2005.
- [6] I. K. A. P. U. Samuel, M. Iqbal, "An Investigation Into The Resistance Components Of Converting A Traditional Monohull Fishing Vessel Into Catamaran Form," *Int. J. Technol.*, vol. 6, no. 3, pp. 432–441, 2015, [Online]. Available: <http://ijtech.eng.ui.ac.id/old/index.php/journal/article/view/940>.
- [7] A. Munazid and B. Suwasono, "Pengembangan Foil Naca Seri 2412 Sebagai Sistem Penyelaman Model Kapal Selam," *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 12, no. 2, pp. 88–96, 2015.
- [8] Y. N. Baharudin, "Estimasi Hambatan Total Kapal Tanker KVLCC2M Dengan Menggunakan CFD," *Kapal J. Ilmu*

- Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 3, no. 4, pp. 428–438, 2015.
- [9] A. Wijaya, U. Budiarto, and B. A. Adiyeta, “Analisa Engine Propeller Matching Pada Kapal Perintis 500 DWT,” *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 6, no. 4, 2018.
- [10] S. A. Harvald, *Resistance and Propulsion of Ships*. Toronto: Wiley, 1983.
- [11] M. G. Parsons, *Ship Design and Construction*. 2001.
- [12] G. H. Putra, “Perancangan Desain Propeller dan Sistem Perporosan Kapal Kontainer,” *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, p. 135, 2018.
- [13] P. Manik, *Buku Ajar Propulsi Kapal*. Semarang, 2008.