



SKRIPSI - ME - 141501

**ANALISA PERENCANAAN PENGGERAK BOW
THRUSTER PADA OFFSHORE SUPPORT VESSEL
56 METER**

BACHTIAR ARSANDY
NRP : 4213 106 012

Dosen Pembimbing
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng.(FIMarEst, MRINA)
Ir. Amiadji, M.M., M.Sc

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016**



FINAL PROJECT - ME - 141501

THE ANALYSIS OF BOW THRUSTER FOR THE 56 METER OFFSHORE SUPPORT VESSEL

Bachtiar Arsandy
NRP : 4213 106 012

Conselor Lecture
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng. (FIMarEST, MRINA)
Ir. Amiadji, M.M., M.Sc

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF OCEAN TECHNOLOGY
INSTITUTE TECHNOLOGY OF SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016

LEMBAR PENGESAHAN
ANALISA PERENCANAAN PENGGERAK BOW
THRUSTER PADA OFFSHORE SUPPORT VESSEL
56 METER

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Marine Manufacturing and Design (MMD)
Program S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Bachtiar Arsandy
Nrp. 4213106012

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi

1. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng. (MIMarEST, MRINA)
NIP.1968 0928 1991 02 1001
2. Ir. Amiadji, M.M., M.Sc
NIP.1961 0324 1988 03 1001

SURABAYA
Juli, 2016

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA PERENCANAAN PENGGERAK BOW THRUSTER PADA OFFSHORE SUPPORT VESSEL 56 METER

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada

Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design (MMD)*
Program S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Buchtiar Arsandy
NRP. 4213106012

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T
NRP. 497709802 2008 01 1007

ANALISA PERENCANAAN PENGGERAK BOW THRUSTER PADA OFFSHORE SUPPORT VESSEL 56 METER

Nama Mahasiswa : Bachtiar Arsandy
NRP : 4213106012
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng
Ir. Amiadji, M.M., M.Sc

Abstrak

Offshore support vessel merupakan kapal yang dirancang secara khusus yang berfungsi sebagai pemasok kebutuhan rig maupun *offshore platform* seperti bahan makanan, bahan bakar, peralatan dan material penunjang untuk kegiatan operasional *offshore*, sehingga *offshore support vessel* membutuhkan alat bantu maneuver.

Bow thruster adalah alat bantu yang digunakan untuk menambah gaya dorong atau maneuver, *bow thruster* dapat digerakkan oleh diesel engine maupun motor elektrik.

Dalam penelitian ini merencanakan *diesel engine* sebagai penggerak bow thruster, dengan gaya dorong yang dibutuhkan 23 kN dan dipilih spesifikasi dengan gaya dorong 32 kN kapal tersebut mempunyai radius turning 99.56 meter pada simulasi peta seakeeping.

Kata kunci : Bow Thruster, Force, Turning circle

THE ANALYSIS OF BOW THRUSTER FOR THE 56 METER OFFSHORE SUPPORT VESSEL

Student Name : Bachtiar Arsandy
NRP : 4213106012
Department : Marine Engineering FTK-ITS
Supervisor : Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng
Ir. Amiadji, M.M., M.Sc

Abstract

Offshore support vessel is specially designed ships that serve an offshore platform rigs logistics such as groceries, fuel, equipment and material support to their operations in offshore area, so the offshore support vessel requires good equipment for maneuver in restricted area

Bow thruster is an equipment that is used to increase thrust or maneuver, bow thrusters can be driven by a diesel engine or electric motor.

In this thesis, diesel engine powered bow thruster is used prime mover with the thrust needed of 23 kN and chosen spesification of 32 kN thrust the ship, and the result is has a radius turning 99,56 meters on a simulated map of the seakeeping simulation.

Keywords: *Bow Thruster, Force, Turning circle*

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penulisan	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Offshore Support Vessel.....	5
2.2 <i>Teori Bow Thruster</i>	6
2.3 <i>Jenis Jenis Thruster</i>	7
2.3.1 <i>Tunnel Thruster</i>	7
2.3.2 <i>Jet Thruster</i>	7
2.3.3 <i>Trainable Thruster</i>	8
2.4 <i>Jenis-Jenis Penggerak Bow Thruster</i>	8
2.4.1 <i>Hydraulic Bow Thruster</i>	8
2.4.2 <i>Electrical Bow Thruster</i>	9
2.4.3 <i>Direct Engine Bow Thruster</i>	10
2.5 <i>Gaya Dorong Bow Thruster</i>	11
2.6 <i>Maneuver Kapal</i>	15
2.6.1 <i>Gaya Dorong Rudder</i>	15
2.6.2 <i>Resultan Gaya Dorong Rudder dan Bow Thruster</i> . 16	
2.6.3 <i>Dasar Maneuver Kapal</i>	17

2.7 Poros.....	22
2.7.1 Macam-Macam Poros.....	22
2.7.2 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	23
2.7.3 Poros Dengan Beban Puntir.....	24
BAB III METODOLOGI	41
3.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	41
3.2 Studi Literatur	41
3.3 Perhitungan Kebutuhan Gaya Dorong <i>Bow Thruster</i>	42
3.4 Simulasi CFD	42
3.5 Simulasi Maneuver Menggunakan Peta <i>Seakeeping</i>	42
3.6 Perencanaan Desain Konfigurasi Penggerak.....	42
3.7 Pengambilan Kesimpulan dan Saran.....	42
3.8 Diagram Alur Pengerjaan Tugas Akhir.....	44
BAB IV ANALISA & PEMBAHASAN.....	45
4.1 Data Utama Kapal.....	45
4.1.1 Perhitungan <i>Displacement</i>	45
4.2 Perhitungan <i>Bow Thruster</i>	46
4.2.1 Gaya Dorong <i>Bow Thruster</i>	46
4.3 Pemilihan <i>Bow Thruster</i> Dan <i>Diesel Engine</i>	48
4.3.1 <i>Bow Thruster</i>	48
4.3.2 <i>Diesel Engine</i> Sebagai Penggerak.....	49
4.4 Simulasi Pada CFD.....	49
4.4.1 Penggambaran Model.....	49
4.5 Simulasi <i>Maneuver</i> dalam Bentuk Peta <i>Seakeeping</i>	53
4.5.1 Perhitungan Gaya Dorong Pada <i>Rudder</i>	53
4.5.2 Perhitungan Resultan Torsi <i>Rudder</i> dan <i>Bow Thruster</i>	54
4.5.3 Mencari <i>Mean Span</i> dan <i>Mean Chord Rudder</i>	54
4.5.4 Perhitungan <i>Static Trim</i>	55
4.5.5 Perhitungan <i>Turning Circle Diameter</i>	56
4.6 Konfigurasi Penggerak <i>Bow Thruster</i>	59
4.6.1 Konfigurasi 1	59

4.6.2 Konfigurasi 2.....	61
4.6.3 Sistem Transmisi.....	63
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	67
5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA	69
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. <i>Offshore Support Vessel</i>	5
Gambar 2.2. <i>Bow Thruster</i>	6
Gambar 2.3. <i>Hydraulic Bow Thruster</i>	9
Gambar 2.4. <i>Electrical Bow Thruster</i>	10
Gambar 2.5. <i>Direct Engine Bow Thruster</i>	11
Gambar 2.6. Band of rotation versus displacement.....	14
Gambar 2.7. <i>Pivot point and rotation rate Constant</i>	14
Gambar 2.8. <i>Rudder Force</i>	15
Gambar 2.9. <i>Resultant Forces</i>	17
Gambar 2.10. Turning Circle Diameter.....	18
Gambar 2.11. Devinisi Rudder dan Bow Thruster... ..	22
Gambar 2.12. Type of stern.....	22
Gambar 2.13. faktor konsentrasi tegangan	37
Gambar 2.14. Faktor konsentrasi tegangan δ	38
Gambar 4.1. Peletakan posisi awal bow thruster.....	46
Gambar 4.2. Band of rotation rate versus displacement.....	47
Gambar 4.3. Pivot point and rotation rate constant.....	48
Gambar 4.4. pemodelan propeller.....	50

Gambar 4.5. Pemodelan geometri propeller.....	50
Gambar 4.6. Proses Messing.....	51
Gambar 4.7. input data pda solver CFX.....	52
Gambar 4.8. resultan gaya dorong pada kapal.....	50
Gambar 4.9. Turnning Circle Diameter.....	59
Gambar 4.10. Layout konfigurasi 1.....	61
Gambar 4.11. konfigurasi penggerak bow thruster konfigurasi 1	62
Gambar 4.12. Layout konfigurasi 2.....	63
Gambar .4.13. Konfigurasi penggerak bow thruster konfigurasi 2	64

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Perbandingan Nilai D,I,dan S.....	13
Tabel 2.2. limitation of empirical technique for prediction of turning circle.....	20
Tabel 2.3. Baja karbon untuk kontruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros	26
Tabel 2.4. Baja paduan untuk poros.....	27
Tabel 2.5. Bahan poros untuk kendaraan rel	28
Tabel 2.6. Penggolongan baja secara umum.....	29
Tabel 2.7. Standart Baja.....	30
Tabel 2.8. Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan.	32
Tabel 2.9. Diameter poros.....	35
Tabel 2.10.Ukuran pasak dan alur pasak.....	35
Tabel 2.9. Diameter poros.....	35

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Offshore support vessel merupakan kapal yang dirancang secara khusus yang berfungsi sebagai pemasok kebutuhan rig maupun *offshore platform* seperti bahan makanan, bahan bakar, peralatan dan material penunjang untuk kegiatan operasional *offshore*. Untuk menunjang operasional, *support vessel* membutuhkan manuver yang baik pada saat berlayar maupun pada saat berlabuh dan mendekati *platform*. Pada saat berlayar kapal dapat mengandalkan daun kemudi tetapi pada saat akan bersandar atau mendekati *offshore platform*, kapal membutuhkan alat bantu untuk menjaga olah gerak kapal untuk meminimalisir terjadinya kontak fisik antara kapal dan konstruksi anjungan lepas pantai (*offshore platform*). Hal itu tidak bisa diatasi hanya dengan mengandalkan daun kemudi, selain itu kapal tidak boleh menggunakan jangkar disekitar rig maupun *offshore platform* dikarenakan terdapat pipa-pipa minyak atau gas bawah laut, sehingga kapal membutuhkan *bow thruster* untuk mengatasi hal tersebut.

Bow thruster dapat menstabilkan dan mempertahankan badan kapal ketika kapal mendapat dorongan samping karena tekanan dari arus laut. Dalam hal ini air dipaksa melalui terowongan (*Tunnel*) untuk mendorong kapal menyamping ke *starboard* maupun *portside* sesuai keperluan kapal. Unit pendorong terdiri dari propeller yang berada dalam suatu terowongan (*Tunnel*) melintang kapal dan dilengkapi dengan suatu alat bantu untuk memutar propeller seperti independent diesel atau motor elektrik.

Untuk menentukan motor penggerak *bow thruster* harus mempertimbangkan banyak aspek, jika menggunakan motor elektrik, maka akan mempengaruhi dari daya generator yang ada dan jika menggunakan independen diesel sebagai penggerak *bow thruster* maka harus mempertimbangkan segala aspek yg diperlukan.

Melihat dari permasalahan diatas maka perlu dilakukan analisa konfigurasi motor diesel sebagai penggerak bow thruster untuk diaplikasikan di *offshore support vessel* 56 meter. Dalam hal ini penulis akan menganalisa yang nantinya bisa menjadi bahan pertimbangan dalam pemilihan konfigurasi motor penggerak *bow thruster* untuk kapal OSV 56 meter.

1.2 RUMUSAN MASALAH

Permasalahan yang timbul berdasarkan analisa konfigurasi motor diesel adalah bagaimana merencanakan konfigurasi penggerak *bow thruster* yang efisien untuk *Offshore Support Vessel* (OSV) 56 Meter.

1.3 BATASAN MASALAH

Untuk menegaskan dan memfokuskan permasalahan yang di analisa dalam penulisan tugas akhir ini, maka ada beberapa hal yang menjadi batasan masalah. Batasan masalah tersebut antara lain adalah :

- Analisa Hanya dilakukan pada *Offshore Support Vessel* 56 Meter
- Jenis Penggerak *bow thruster* yang di analisa adalah motor diesel.

I.4 TUJUAN PENULISAN

Berikut ini adalah tujuan penulisan tugas akhir ini adalah :

- Menganalisa Penerapan Motor diesel jika diaplikasikan sebagai penggerak *bow thruster* pada *Offshore Support Vessel*

I.5 MANFAAT PENULISAN

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penulisan tugas akhir ini antara lain adalah :

- Mengetahui keefektifan penggunaan motor diesel untuk menggerakkan *bow thruster* pada OSV 56 meter.

“Halaman ini Sengaja Dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Offshore Support Vessel

Sebuah kapal pemasok kebutuhan *Offshore* (sering disingkat sebagai OSV) adalah kapal yang dirancang khusus untuk memasok kebutuhan *platform* minyak lepas pantai. Kapal ini berkisar dari 50 hingga 100 meter panjangnya dan mempunyai tugas yang bervariasi . Fungsi utama untuk sebagian besar kapal ini adalah dukungan logistik dan transportasi barang , alat , peralatan dan personel ke dan dari *platform* minyak lepas pantai dan struktur lepas pantai lainnya. [8]

Offshore Supply Vessel 56 Meter ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Length Over All (LOA)	: 56,30 m
Length of Perpendicular (LPP)	: 52,53 m
Breadth (B)	: 13,85 m
Height (H)	: 6,25 m
Draft (T) Full Load	: 4,00 m

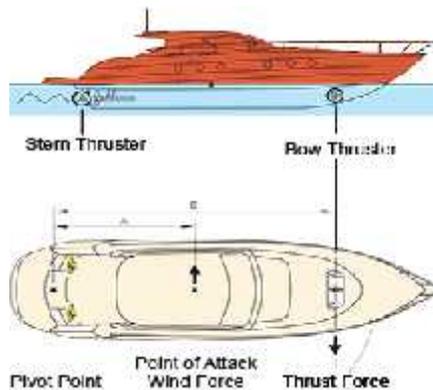


Gambar 2.1. *Offshore Support Vessel*

2.2 Teori *Bow Thruster*

Ketika kapal melakukan maneuvering pada kecepatan rendah (*low speed*) dan tanpa kecepatan (*zero speed*), maka diperlukan peralatan bantu untuk mengontrol pergerakan kapal karena pada kecepatan rendah, daun kemudi tidak bias bekerja dengan maksimal. Dalam kasus seperti ini keberadaan *bow thruster* merupakan solusi ideal. Meskipun kapal tidak dalam perjalanan, *bow thruster* dapat dioperasikan sehingga bisa untuk melakukan pergerakan.

Bow thruster adalah sebuah perangkat propulsi transversal dibangun ke dalam atau dipasang pada haluan dari sebuah kapal atau perahu untuk membuatnya lebih dikendalikan. *Bow thruster* membuat membuat docking lebih mudah, karena mereka mengizinkan kapten kapal untuk mengubah ke pelabuhan atau kanan tanpa menggunakan mekanisme pendorong utama yang memerlukan beberapa gerakan maju untuk berputar.



Gambar 2.2. *Bow Thruster* [9]

Dalam menghasilkan gaya dorong *bow thruster* bisa digerakkan dengan 3 macam penggerak, tiap-tiap penggerak memiliki berbagai karakter yang berbeda-beda, masing-masing mempunyai kelebihan dan kekurangan, dan untuk aplikasi yang berbeda-beda pula. Hal inilah yang membuat *bow thruster* dengan tiga jenis, yakni : *hydraulic bow thruster*, *electrical bow thruster*, *direct engine bow thruster*.

2.3. Jenis Jenis Thruster

2.3.1. Tunnel Thruster

Tunnel Thruster atau yang lebih dikenal luas sebagai Bow Thruster adalah tipe tunnel yang dipasang pada bagian depan (Bow) kapal.

Letak terowongan / Tunnel Thruster berada pada bagian depan (belakang sekat haluan) arah garis melintang. Kita dapat menyediakan motor elektrik, mesin hidrolik, maupun mesin diesel untuk menggerakkannya. Struktur terowongan / tunnel thruster dapat menggunakan baja. Alumunium dan FRP yang tergantung pada material kapal secara umum atau jenis kapal (seperti : kapal alumunium menggunakan playt alumunium, dan kapal baja menggunakan plat baja,dll). Suatu paket thruster berpengerak motor elektrik berisikan motor elektrik dan *joystick* untuk menggerakkan jarak jauh dari ruang kemudi, yang dihubungkan dengan alat kendali otomatis. [2]

2.3.2. Jet Thruster

Jet thruster adalah sebuah tipe pompa yang mengambil suction dari dasar atau mendekati dasar dari kapa dan discharge ke bagian kanan atau kiri yang mendorong sampai 360 derajat. *Propeller* membutuhkan pengoperasian hanya

pada satu arah yang memungkinkan untuk sebuah system prime over. Penggerak hidrolik – motor listrik bisa digunakan. *Jet thruster* awalnya digunakan untuk perairan dalam dimana kapal kosong seringkali draft yang terbatas [2]

2.3.3 Trainable Thruster

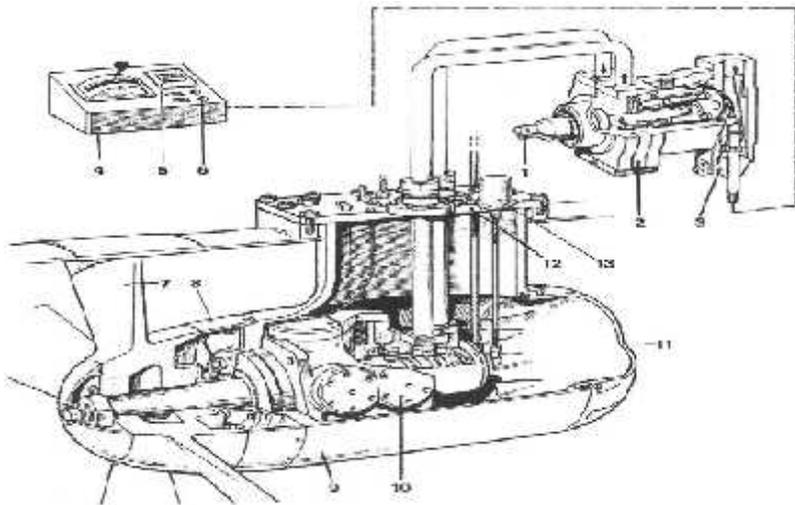
Azimuth thruster mampu bergerak berputar 360 derajat. Azimuth thruster tersedia dalam bentuk Z-drive dengan mesin diesel langsung atau dalam bentuk L-Drive untuk motor elektrik atau motor hidrolik. Sistem kendali menggunakan suatu alat penghubung untuk sistem auto pilot [2]

2.4 Jenis-Jenis Penggerak Bow Thruster

2.4.1 Hydraulic Bow Thruster

Hydraulic bow thruster dapat digerakkan dengan menggunakan *open loop* maupun *close loop hydraulic system*. Sistem yang paling sederhana dan relative murah adalah open loop system dengan menggunakan pompa displacement yang dipasang fix serta menggunakan *directional control valve*. *Valve* ini dioperasikan dengan menggunakan solenoid dan dikontrol dengan memakai *signal* elektrik yang dihubungkan diruang control.

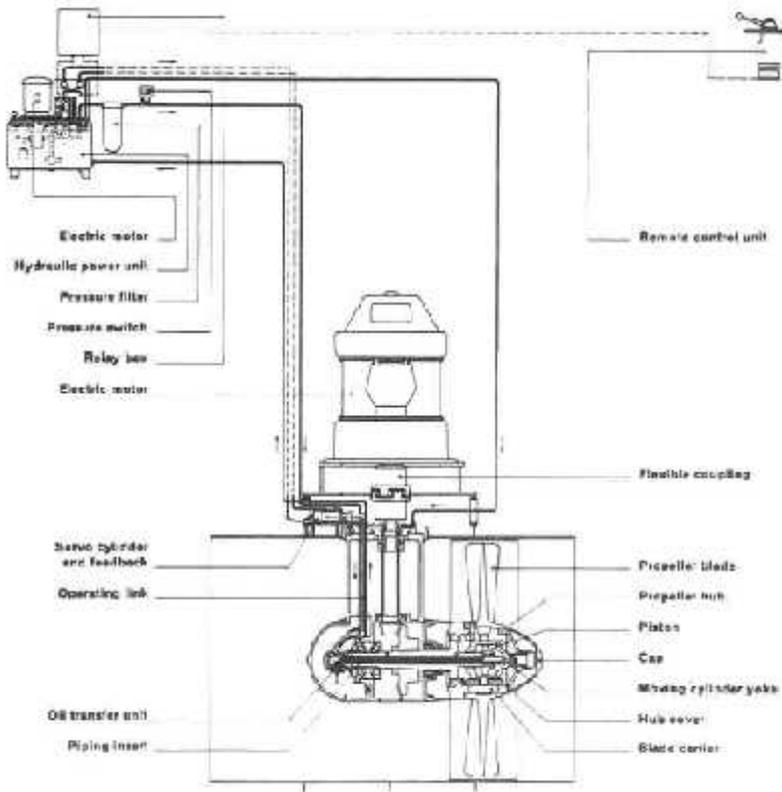
Sistem tersebut mencukupi untuk digunakan pada thruster yang kecil untuk tujuan docking. System ini pada dasarnya system on-off, yang memeberikan gaya penuh ketika control digerakkan. Berbagai kebutuhan membutuhkan gaya dorong yang proporsional, ini berarti peningkatan gaya dorong dapat dikontrol dengan menggunakan *joystick* serta dapat diarahkan ke kiri ataupun ke kanan. [1]



Gambar 2.2 *hydraulic bow thruster* [1]

2.4.2. *Electrical Bow Thruster*

Electrical bow thruster digerakkan dengan motor elektrik, dengan menggunakan *fixed pitch propeller (FPP)*. Biasanya *electrical bow thruster* di desain dengan *variable speed electric motor input*, bisa menggunakan motor DC (*Direct Current*) maupun motor AC (*Alternating Current*) dengan berbagai frekuensi. Motor listrik ini mendapatkan sumber daya dari generator yang terletak di kamar mesin dan dikontrol dari wheel house dengan remote control yang dihubungkan dengan menggunakan kabel. [1]

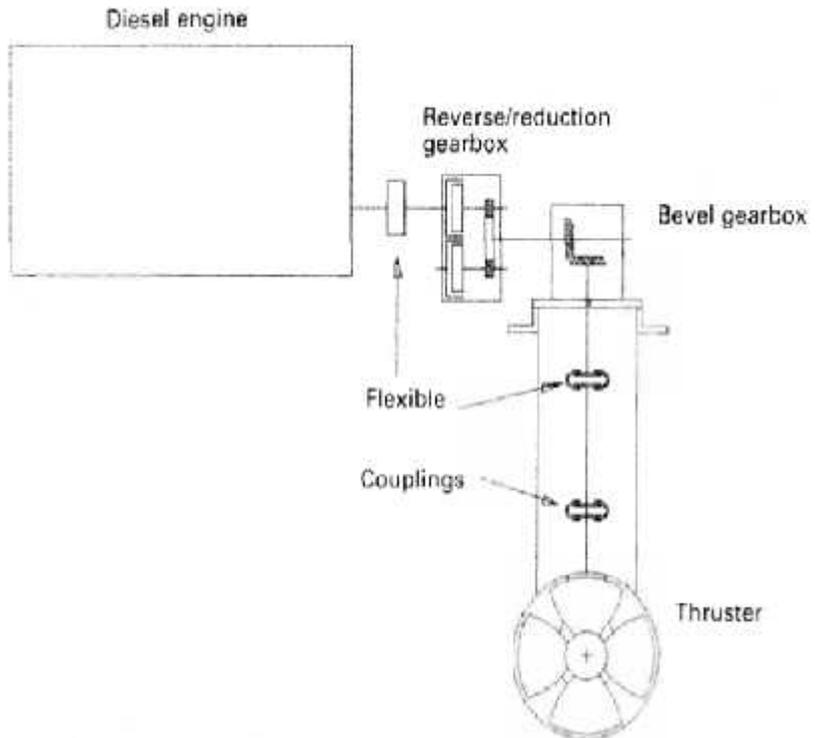


Gambar 2.3. *Electrical bow thruster* [1]

2.4.3 Direct Engine Bow Thruster

Bow thruster yang digerakkan dengan engine ini umumnya menggunakan *marine engine*, dengan pemasangan gear rasio (*gear box*) melalui sebuah poros, bisa dengan fleksible poros ataupun dengan poros biasa. *Gear box* ini yang membagi rasio putaran dari diesel agar putaran yang ditransmisikan ke *propeller* sesuai dengan yang diharapkan. Sedangkan dalam operasionalnya sama

seperti lainnya, dikontrol dari *wheel house* dengan menggunakan *remote control* yang dihubungkan dengan menggunakan kabel. [1]



Gambar 2.4. direct engine bow thruster [1]

2.5 Gaya Dorong Bow Thruster

Pada saat ini *bow thruster* mendominasi peralatan maneuver atau *maneuvering propulsion devices* (MPD). Desain gaya dorong pada *bow thruster* diperoleh jika respon gaya dorong sisi (*side force*) kapal ditentukan. Nilai turning rate atau $\dot{\theta}$ (*degree/sec*) ketika kapal dalam perairan

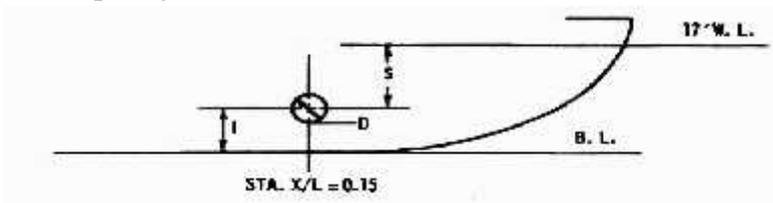
menjadi salah satu kriteria. Rotasi tetap (*steady rotation*) kapal secara dasar adalah masalah gaya tarik (*drag*). Dengan memodelkan kapal sebagai sebuah peta datar dengan dimensi L dan H, Hawkins 6 menghitung θ dari kapal. Berikut ini adalah salah satu contoh bagaimana menghitung kebutuhan gaya dorong pada sebuah kapal yang diberikan pada jurnal ini. Sebuah kapal dengan dimensi utama seperti dibawah ini: [3]

- Displacement kapal adalah 3×10^3 ton
- Panjang Kapal (L) adalah 275 feet
- Lebar Kapal (B) adalah 54 feet
- Tinggi Kapal (H) adalah 17 feet

Asumsikan *centerline* dari selubung 12 feet berada pada station $0,15L$ dan *duty cycle* membutuhkan turning moment pada 3 knots.

a) Step 1

Langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengasumsikan posisi tunnel dan diameter *tunnel* seperti pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.5 Posisi Tunnel Thruster

Asumsikan bahwa diameter *tunnel thruster* adalah 0.5 l atau 6 feet dan dasar celupan (bottom immersion) adalah $l = D$. Pertimbangkan D_{max} adalah 8 feet dan D_{min} adalah

4 feet. Berdasarkan pada table dibawah ini nilai D = feet masih memenuhi.

Tabel 2.1 Perbandingan Nilai D,I dan S

D (feet)	I (feet)	S (feet)	I/D
8	8	9	1.5
6	6	11	2.0
4	4	13	3.0

b) Step 2

Menentukan kebutuhan gaya dorong *bow thruster*.

$$T = \frac{W_o^2 \times L^3 \times H}{M_o^2}$$

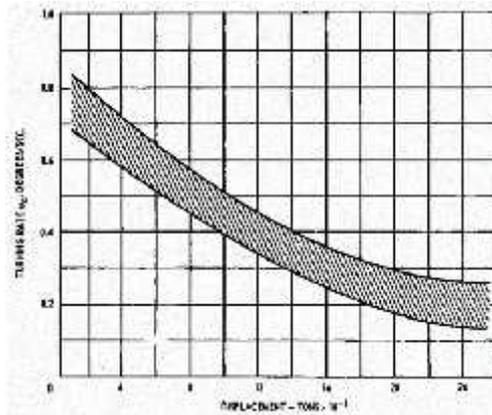
Error! Reference source not found.

$$= \frac{0,68^2 \times 275^3 \times 17}{97^2}$$

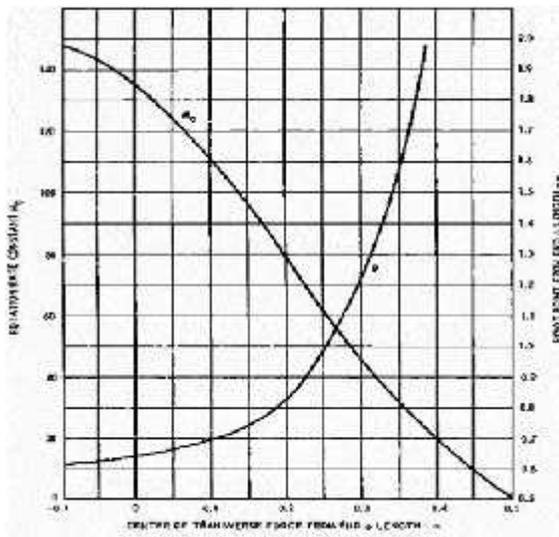
$$= 17308 \text{ lb}$$

Keterangan :

- W_o adalah *turning rate* 0,68 degrees/sec (pembacaan gambar 2.6)
- M_o adalah *rotation rate* 97 (pembacaan Gambar 2.7)



Gambar 2.6 Band of rotation rates versus displacement with MPD at zero speed [3]

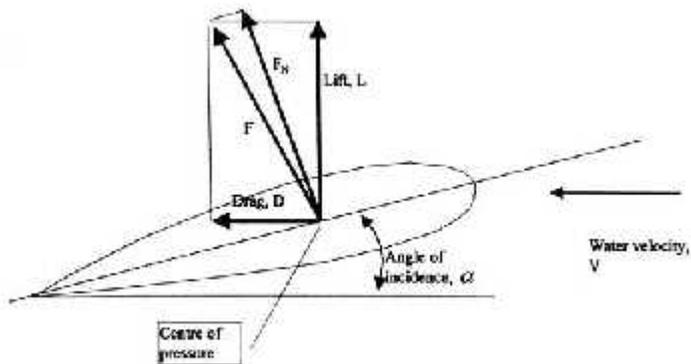


Gambar 2.7 Pivot point and rotation rate constant for a single side force acting on ship [3]

2.6 Maneuver Kapal

2.6.1 Gaya Dorong *Rudder*

Sistem propulsi kapal merupakan tenaga penggerak utama yang digunakan pada saat running secara lurus maupun maneuver. Dengan bantuan dari *rudder* maka gaya dorong dari sistem propulsi tersebut bisa diarahkan sehingga kapal bisa berbelok atau melakukan maneuver. Tidak semua jenis kapal dilengkapi dengan peralatan tambahan seperti *bow* atau *stern thruster* untuk menambah gaya dorong ketika melakukan maneuver sehingga kecepatan bermaneuver bertambah. [10]



Gambar 2.8 *Rudder Force*

Pada gambar diatas menunjukkan ketika *rudder* dibelokkan sebesar α maka terjadi beberapa gaya pada *rudder* (*drag, lift*). Arah gaya inilah (*lift*) yang menyebabkan kapal bisa berbelok dan mampu melakukan maneuver.

Untuk menghitung besar gaya dorong (*lift*) yang dihasilkan oleh *rudder* bisa merujuk pada persamaan berikut

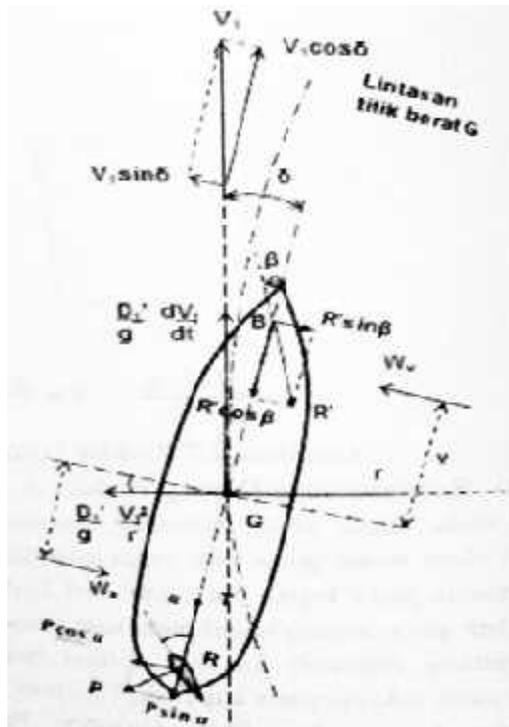
$$F_R = 21 \times A_R V^2 \sin \alpha$$

- F_R adalah gaya dorong pada *rudder* dalam Newton
- A_R adalah luasan *rudder* dalam m^2
- V adalah kecepatan kapal pada saat manuver yang diasumsikan sebagai kecepatan aliran fluida pada *rudder* dalam knot
- α adalah sudut dari *rudder* pada saat manuver

2.6.2 Resultan Gaya Dorong *Rudder* dan *Bow Thruster*

Pada kapal yang dilengkapi dengan alat bantu manuver seperti *bow* maupun *stern thruster* maka pada saat manuver terdapat 2 gaya dorong yang bekerja. Resultan dari kedua gaya ini akan menambah gaya dorong kapal pada saat manuver.

Pada gambar dibawah ini dapat dilihat bahwa terdapat 2 gaya dorong yang bekerja pada kapal dari sistem propulsi *rudder* dan gaya dorong dari *bow thruster*. Pada saat *rudder* dibelokkan sebesar α maka resultan gaya dorong (*lift*) adalah sebesar $P \cos \alpha$. Sedangkan gaya dorong dari *bow thruster* adalah sesuai dengan spek dari *bow thruster* tersebut. Momen torsi putar *rudder* didapatkan dari perkalian antara $P \cos \alpha$ dengan jarak antara *center gravity* dengan *rudder*. Sedangkan Momen torsi putar *bow thruster* didapatkan dari perkalian antara P dengan jarak antara *center gravity* dengan *bow thruster* untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.9 Resultant Force

2.6.3 Dasar Maneuver Kapal

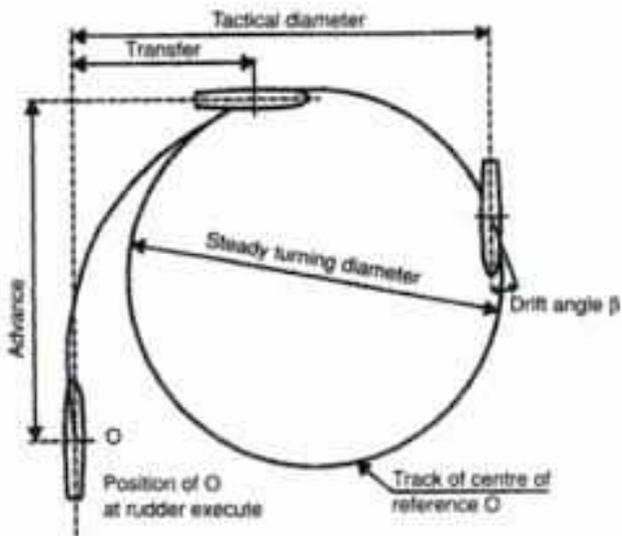
Penelitian dan pengembangan terhadap kemampuan manueverk kapal dan respon terhadap sistem kontrol terhadap kondisi di laut bebas pada alur dan kolam terus dilakukan. Hasil penelitian telah dilakukan untuk mendesain shiphull (lambung kapal), system control di kapal, dan pada saat menetapkan persyaratan navigasi serta dalam mendesain alur dan kolam agar mempertimbangkan faktor yang mempengaruhi kemampuan manuever kapal. [10]

Faktor-faktor tersebut antara lain :

- Bobot kapal.
- Dimensi kapal.
- **Shiphull** (lambung kapal).
- *Rudder system* (sistem kemudi).
- *Horse power*.

Karakteristik kapal meliputi :

- Reaksi kapal pada saat perubahan kapal.
- Kemampuan berputar.
- Jarak henti.
- Ratio antara jarak dan lebar kapal.
- Ratio antara lebar dan draft.
- Area rudder.



Gambar 2.10 *Turing circle diameter*

Keterangan :

1. Kapal pada posisi olah gerak lurus dimana rudder belum digerakkan.
2. KAda saat rudder akan dibelokkan 15^0 kapal masih dalam keadaan lurus. Lalu pad titik P ditarik garis ke sumbu x ssejauh TD dan ke arah vertical sejauh Ad. Dari titik akhir Ad ditarik garis lurus ke arah horisontal sejauh Tr.
3. Titik akhir pada garis Tr merupakan titik pusat kapal (G) setelah kapal melakukan proses maneuver.
4. Dari titik akhir TD ditarik garis lurus kearah vertical. Dari keempat garis yang membentuk persegi empat tarik titik tengah (M)
5. Dari titik pusat (M) tarik garis kearah horizontal sejauh $\frac{1}{2}$ TD. Titik ini merupakan heading dari titik P kapal. Sehingga seolah-olah posisi kapal berada tegak lurus
6. Tarik garis dari titik pusat (M) ke titik pusat kapal (G). Garis ini merupakan jarak radius (R) kapal pada kondisi steady turning

Pada saat melakukan turning diameter ada beberapa tahap yang dilakukan oleh kapal sehingga membentuk sebuah lintasan berbentuk lingkaran dengan radius tertentu. Tahap itu adalah:

1. Advance adalah jumlah jarak gerakan asli kapal dalam keadaan stabil (steady) pada gerakan baru.
2. Transfer adalah jumlah jarak yang diperoleh terhadap olah gerak baru
3. Tactical Diameter adalah jarak yang diperoleh ke kiri atau ke kanan saja asli setelah pergantian 180^0 selesai
4. Final Diameter adalah jarak tegak lurus terhadap olah gerak asli diukur dari 180^0 titik melalui 360^0

5. Drive angle adalah suatu sudut pada setiap titik lingkaran antara persimpangan tangen pada saat itu dan lunas kapal. Tahap-tahap *circle turning diameter* dapat diprediksi dari rumus sebagai berikut. Rumus pendekatan ini tidak dapat digunakan untuk semua ukuran kapal ada batasan-batasan yang harus diperhatikan seperti table berikut

Tabel 2.2 Limitation of empirical technique for prediction of turning circle

Parameter	Minimum	Maximum
L, m	55	350
C_b	0.56	0.88
J_v (deg)	10	45
L/B	5.56	9.1
Trim L	0	0.05
$Sp \cdot Ch \cdot L \cdot T$	0.01	0.04
$A_b \cdot L \cdot T$	-0.11	+0.04
$V \sqrt{L}$ (knot·m ^{-0.5})	0.20	1.0
T/L	0.5	1.0

1. Steady Turning Diameter (STD)

$$\frac{100D}{ST} = 4.19 - 203 \frac{Cb}{\delta R} + 47.4 \frac{Trim}{L} - 13 \frac{B}{L} + \frac{194}{\delta R} - 35.8 \frac{Sp \cdot Ch}{L \times T} (ST - 1) + 3.82 \frac{Sp \cdot Ch}{L \times T} (ST - 2) + 7.79 \frac{A_b}{L \times T} + 0.7 \left(\frac{T}{L} - 1 \right) \left(\frac{\delta R}{[\delta R]} \right) (ST - 1)$$

2. *Tactical Diameter (TD)*

$$\frac{TD}{L} = 0.910 \frac{STD}{L} + 0.424 \frac{Vs}{\sqrt{L}} + 0.675$$

3. *Advance (Ad)*

$$\frac{Ad}{L} = 0.519 \frac{TD}{L} + 1.33$$

4. *Transfer (Tr)*

$$\frac{Tr}{L} = 0.497 \frac{Ad}{L} - 0.065$$

Keterangan:

STD : *steady Turning Diameter (m)*

TD : *Tactical Diameter (m)*

Ad : *advance (m)*

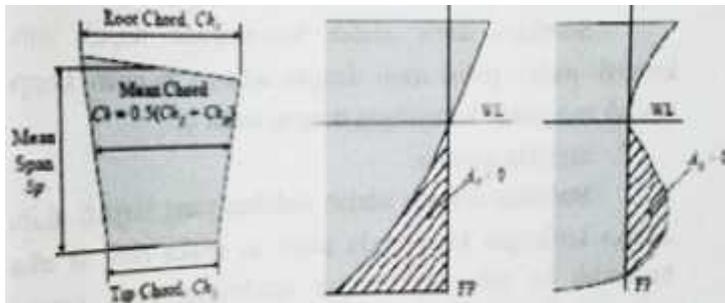
Tr : *Transfer (m)*

Sp : *Mean Span of rudder (m)*

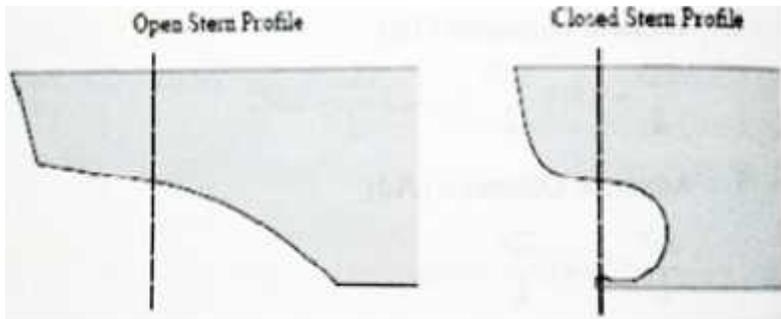
Ch : *Mean Chord of rudder (m)*

ST : *Stern Type*

TL : *Draft kapal pada saat maneuver - asumsi(m)*



Gambar 2.11 definisi rudder dan bentuk bow



Gambar 2.12 *Type of stern*

2.7 Poros [12]

Poros merupakan satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin memerlukan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Dalam bab ini akan dibicarakan hal poros penerus daya dan pasak yang dipakai untuk meneruskan momen dari atau kepada poros.

2.7.1 Macam Macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklarifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut.

1) Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk, atau soket rantai, dll

2) Spindel

Poros transmisi ang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindel, syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti

3) Gandar

Poros seperti yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga

Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesin tolak, dll. Poros luwes untuk transmisi daya kecil agar terdapat bagi perusahaan arah, dan lain-lain.

2.7.2 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut perlu diperhatikan

1) Kekuatan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah

diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat tarik atau tekan tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan baban-beban di atas.

2) Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuan juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3) Putaran Kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik, dll, dan dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

4) Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang

terancam kavitasi dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

5) Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di-“kill” (baja yang dideoksidasikan dengan ferrosilicon dan dicor; kadar karbon terjamin) (JIS G3123 Tabel 1.1). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang misalnya bila diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa di dalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar. Harga-harga yang terdapat di dalam tabel diperoleh dari batang percobaan dengan diameter 25 mm ; dalam hal ini harus diingat bahwa untuk poros yang diameternya jauh lebih besar dari 25 mm, harga-harga tersebut akan lebih rendah daripada yang ada di dalam tabel karena adanya pengaruh masa. Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja khrom nikel, baja khrom nikel molibden, dll. (G4102, G4103, G4104, G4105 dalam Tabel 1.2). Sekalipun demikian pemakaian baja paduan khusus tidak terlalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal demikian perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang

diperlukan. Baja tempa (G3201, ditempa dari ingot yang dikil dan disebut bahan SF ; (kekuatan dijamin) juga sering dipakai.

Tabel 2.3 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	" "	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Tabel 2.4 Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pergerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pergerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	5Cr 3	-	90
	5Cr 4	-	95
	5Cr 5	-	100
	5Cr21	Pergerasan kulit	80
	5Cr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pergerasan kulit	85
	SCM22	"	95
SCM23	"	100	

Poros-poros yang bentuknya sulit seperti poros engkol, besi cor modul atau coran lainnya telah banyak dipakai. Gandar untuk kereta rel dibuat dari karbon, khususnya yang dinyatakan dalam E4502 (Tabel 1.3). Demi keamanan, perlu dipertimbangkan secara hati-hati.

Tabel 2.5 Bahan poros untuk kendaraan rel

Kelas	Lambang	Pemakaian utama	Perlakuan panas	Batas mulur (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Kelas 1	A SFA 55A	Poros pengikut	Penormalan atau celup dingin dan pelunakan	28	55
	B SFA 55B				
Kelas 2	A SFA 60A	Gandar yang digerakkan dan poros pengikut	Celup dingin dan pelunakan	30	60
	B SFA 60B				
Kelas 3	A SFA 65A		Celup dingin dan pelunakan	35	65
	B SFA 65A				
Kelas 4	A SFAQA		Celup dingin dan pelunakan pada bagian tertentu	30	60
	B SFAQB				

Catatan: A = 0,035% P atau kurang
0,04% S atau kurang

B = 0,045% P atau kurang
0,045% S atau kurang

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras dan baja keras. Diantaranya, baja liat dan agak kerak banyak dipilih untuk poros. Kandungan karbonnya adalah seperti yang tertera dalam tabel 1.4 . Baja lunak yang terdapat dipasaran umumnya agak kurang homogen ditengah, sehingga tidak dapat dianjurkan untuk dipergunakan sebagai

poros penting. Baja agak keras pada umumnya berupa baja yang dikil seperti telah disebutkan di atas. Baja macam ini jika diberi perlakuan panas secara tepat dapat menjadi bahan poros yang sangat baik.

Tabel 2.6 Tabel Penggolongan baja secara umum

Golongan	Kadar C (%)
Baja lunak	-0,15
Baja liat	0,2-0,3
Baja agak keras	0,3-0,5
Baja keras	0,5-0,8
Baja sangat keras	0,8-1,2

Meskipun demikian untuk perencanaan yang baik, tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum seperti di atas. Sebaiknya pemilihan dilakukan dasar standar-standar yang ada.

Nama-nama dan lambing-lambang dari bahan-bahan menurut standar beberapa Negara serta persamaannya dengan JIS (Standar Jepang) untuk poros diberikan dalam Tabel 1.5.

Tabel 2.7 Standar baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45 AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 4340, BS17M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCr 3 SCr 4 SCr 5 SCr21 SCr22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2 SCM3 SCM4 SCM5	AISI 4130, DIN 34CrMo4 AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4 AISI 4145, DIN50CrMo4

2.7.3 Poros Dengan Beban Puntir

Berikut ini akan dibahas rencana sebuah poros yang mendapat pembebanan utama berupa torsi, seperti pada poros motor dengan sebuah kopling.

Jika diketahui bahwa poros yang akan direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil daripada yang dibayangkan.

Meskipun demikian, jika diperkirakan akan terjadi pembebanan berupa lenturan, tarikan atau tekanan, misalnya jika sebuah sabuk, rantai atau roda gigi dipasangkan pada poros motor, maka kemungkinan adanya pembebanan tambahan tersebut perlu diperhitungkan dalam factor keamanan yang diambil.

Tata cara perencanaan diberikan dalam sebuah diagram aliran. Hal-hal yang perlu diperhatikan akan diuraikan seperti di bawah ini.

Pertama kali, ambillah suatu kasus dimana daya P (kW) harus ditransmisikan dan putaran poros n_1 (rpm) diberikan. Dalam hal ini perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya P tersebut. Jika P adalah daya rata-rata yang diperlukan maka harus dibagi dengan efisiensi mekanis dari system transmisi untuk mendapatkan daya penggerak mula yang diperlukan. Daya yang besar mungkin diperlukan pada saat start, atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah start. Dengan demikian sering kali diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan factor koreksi pada perencanaan.

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam factor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah f_c (table 1.6) maka daya rencana P_d (kW) sebagai contoh patokan adalah :

$$P_d = f_c P \text{ (kW)}$$

Tabel 2.8 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan, f_c

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Jika daya diberikan dalam daya kuda (PS), maka harus dikalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam kW.

Jika momen puntir (disebut juga momen rencana) adalah T (kg.mm) maka

$$P_d = \frac{(T / 1000) (2 \pi n_1 / 60)}{102}$$

Sehingga

$$T = 9,74 \times 10 \frac{P_d}{n_1}$$

Bila momen rencana T (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter poros d_s (mm), maka tegangan geser (kg/mm²) yang terjadi adalah

$$= \frac{T}{(\pi d_s^3 / 16)} = \frac{5,1T}{d_s^2}$$

Tegangan geser yang diizinkan a (kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Di dalam buku ini a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil dari 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45 % dari kekuatan B

(kg/mm²). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik B , sesuai dengan standar ASME. Untuk harga bahan SF dengan kekuatan yang dijamin dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan Sf1. Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertanggung, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga harus diperhatikan. Untuk memasukkan pengaruh- pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil factor yang dinyatakan sebagai Sf2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.

Dari hal-hal diatas maka besarnya a dapat dihitung dengan :

$$a = B / (Sf1 \times Sf2)$$

Kemudian, keadaan momen puntir itu sendiri juga harus ditinjau. Faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga dipakai disini. Faktor ini dinyatakan dengan Kt ,dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0 – 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5 – 3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar.

Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa beban hanya terdiri atas momen puntir saja, perlu ditinjau pula apakah ada kemungkinan pemakaian dengan beban lentur di masa mendatang. Jika memang diperkirakan akan terjadi pemakaian dengan bebab lentur maka dapat dipertimbangkan pemakaian faktor Cb yang harganya antara 1,2 sampai 2,3. (jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka Cb diambil = 1,0)

Dari persamaan (1.4) diperoleh rumus untuk menghitung diameter poros d_s (mm) sebagai

$$d_s = \left[\frac{5,1}{T_a} Kt C_b T \right]$$

Diameter poros harus dipilih dari table 1.7. Pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding, pilihlah suatu diameter yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan. Dari bantalan yang dipilih dapat ditentukan jari-jari filet yang diperlukan pada tangga poros. Selanjutnya ukuran pasak dan alur pasak dapat ditentukan dari tabel 1.8.

Harga faktor konsentrasi tegangan untuk alur pasak dan untuk poros dan untuk poros tangga dapat diperoleh dengan diagram R.E. Peterson (Gambar 1.1,1.2).

Bila atau dibandingkan dengan faktor keamanan Sf_2 untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak dengan faktor ditaksir terdahulu, maka atau sering kali menghasilkan diameter poros yang lebih besar.

Periksalah perhitungan tegangan, mengingat diameter yang dipilih dari tabel 1.7 lebih besar dari d_s yang diperoleh dari perhitungan. Bandingkan dan , dan pilihlah yang lebih besar.

Lakukan koreksi pada Sf_2 yang ditaksir sebelumnya untuk konsentrasi tegangan dengan mengambil a . $Sf_2 / ($ atau $)$ sebagai tegangan yang diizinkan yang dikoreksi. Bandingkan harga ini dengan C_b . Kt dari tegangan geser yang dihiutngatas dasar poros tanpa alur pasak, faktor lenturan C_b' dan faktor koreksi tumbukan Kt' dan tentukan masing-

masing harganya jika hasil yang terdahulu lebih besar, serta lakukan penyesuaian jika lebih kecil.

Tabel 2.9 Diameter poros

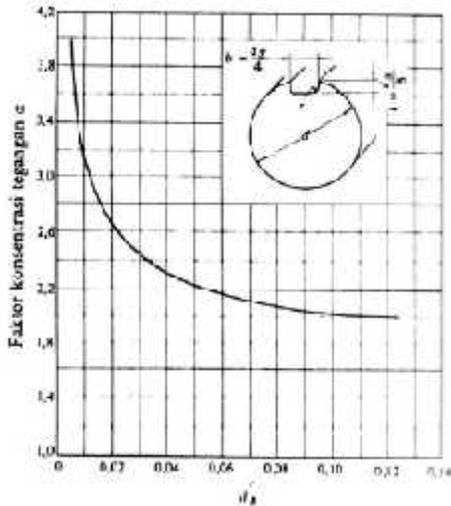
4	10	*22.4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4.2	*11.2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31.5	48		*315	480
5	*12.5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5.6	14	*35.5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6.3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7.1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Keterangan:

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

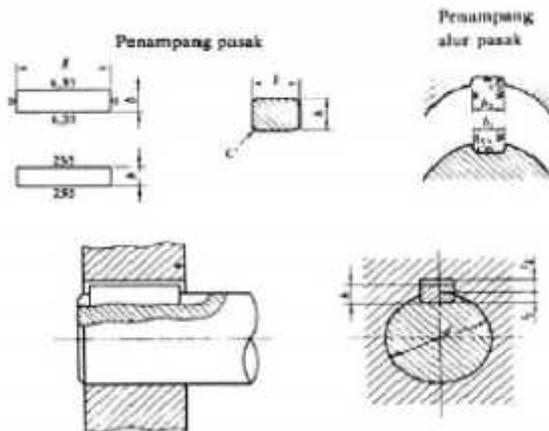
Keterangan :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.



Gambar 2.13 Faktor konsentrasi tegangan untuk pembebanan puntir statis dari suatu poros bulat dengan alur pasak persegi yang diberi filet.

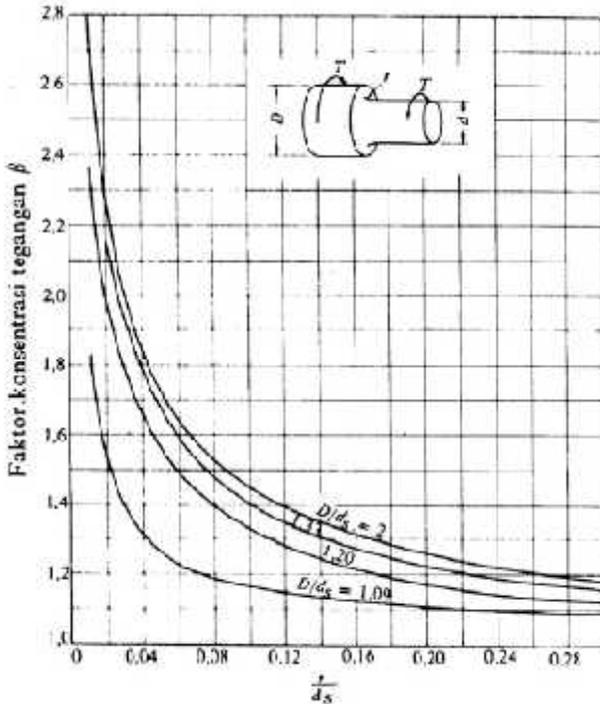
Tabel 2.10 Ukuran pasak dan alur pasak



Ukuran-ukuran utama

Ukuran nominal panel $b \times a$	Ukuran standar $b_1 \times a_1$ dim b_2	Ukuran standar A		C	I*	Ukuran Standar i	Ukuran standar i_2			β_1 dan β_2	Referensi	
		Panel prisma Panel loncer	Panel tirus				Panel prisma	Panel loncer	Panel tirus		Daerah panel yang dapat dipakai**	
2 x 2 3 x 3 4 x 4 5 x 5 6 x 6	2 3 4 5 6	2 3 4 5 6		0,16- 0,25		6-20 6-36 8-48 10-56 14-70	1,2 1,8 2,2 3,0 3,5	1,0 1,4 1,8 2,3 2,8	2,2 3,5 4,2 5,7 6,2	0,01- 0,16	lebar dan * * * *	3-5 6-10 10-12 12-17 17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25- 0,40		16-80	4,0	3,0 3,5	3,0	0,16- 0,25	*	20-25
8 x 7	8	7				18-90	4,0	2,1	2,4		*	22-30
10 x 8 12 x 8 14 x 9	10 12 14	8 8 9		0,40- 0,50		22-110 28-140 36-180	5,0 5,0 5,5	2,8 3,3 3,8	2,4 2,4 2,9	0,25- 0,40	*	30-38 38-44 44-50
(15 x 10)	15	10	10,5	0,50- 0,60		40-180	5,0	5,0 5,5	5,0	0,40- 0,60	*	50-55
15 x 10 18 x 11	16 18	10 11				45-180 54-200	6,0 7,0	4,3 4,4	3,4 3,4		*	55-58 58-65
20 x 17 22 x 14	20 22	17 14				56-230 63-250	7,5 9,0	4,9 5,4	3,9 4,4		*	65-75 75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60- 0,80		70-280	8,0	8,0 8,5	8,0	0,40- 0,60	*	80-90
25 x 14 30 x 16 32 x 18	25 28 32	14 16 18				70-280 90-320 90-380	9,0 10,0 11,0	5,4 6,4 7,4	4,4 5,4 6,4		*	85-95 95-100 100-120

* I harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel. 6,8,10,12,14,16,18, 20,22,25,28,32,36,40,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160, 180,200,220,250,280,320, 360,400.



Gambar. 2.14 Faktor konsentrasi tegangan untuk pembebanan puntir statis dari suatu poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi filet.

[Contoh 1.1] Tentukan diameter sebuah poros bulat untuk meneruskan daya 10 (kW) pada 1450 (rpm). Disamping beban puntir, diperkirakan pula akan dikenakannya beban lentur. Sebuah alur pasak perlu dibuat, dan dalam sehari akan bekerja selama 8 jam dengan tumbukan ringan. Bahan diambil baja batang difinis dingin S30C.

[Penyelesaian] :

(1) $P = 10$ (kW0, $n_1 = 1450$ (rpm)

(2) $f_c = 1,0$

(3) $P_d = 1,0 \times 10 = 10$ (kW)

(4) $T = 9,74 \times 10^5 \times 10/1450 = 6717$ (kg.mm)

(5) S30C-D, $B = 58$ (kg.mm²), $Sf_2 = 6,0$, $Sf_2 = 2,0$

(6) $a = 58/(60 \times 2,0) = 4,83$ (kg/mm²)

(7) $C_b = 2,0$ $K_t = 1,5$

(8)
$$ds = \left[\frac{5,1}{T_a} K_t C_b T \right] = 27,7$$
 (mm)

diameter poros $ds = 28$ (mm)

(9) Anggaplah diameter bagian yang menjadi tempat bantalan adalah = 30 (mm)

Jari-jari filet = $(30 - 28)/2 = 1,0$ (mm)

Alur pasak 7 x 4 x filet 0,4

(10) Konsentrasi tegangan pada poros bertangga adalah

$1,0/28 = 0,014$, $= 2,8$, $>$

(11) Dari persamaan (1.4)

$= 5,1 \times 6717/(283 = 1,56$ (kg.mm²)

(12) $4,83 \times 2,0/2,8 = 3,45$ (kg/mm²)

$1,56 \times 2,0 \times 1,5 = 4,68$ (kg/mm²)

$\therefore a \cdot Sf_2 < C_b \cdot K_t$ – Kembali ke (8)

(8') Anggaplah diameter $ds = 31,5$ mm

(9') Diameter bagian bantalan 35 mm

Jari-jari filet $(35 - 31,5)/2 = 1,75$ mm

Alur pasak 10 x 4,5 x 0,6

(10) Konsentrasi tegangan dari poros bertangga adalah

$475/31,5 = 0,056$, $35/31,5 = 1,11$, $= 1,30$

Konsentrasi tegangan dari poros dengan alur pasak adalah

$$0,6/31,5 = 0,019, \quad = 2,7, \quad >$$

$$(11) = 5,1 \times 6717 / (31,5)^3 = 1,10 \text{ (kg.mm}^2\text{)}$$

$$(12) 4,83 \times 2,0 / 2,7 = 3,58 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$1,10 \times 2 \times 1,5 = 3,3 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$\therefore a \cdot Sf^2 / > Cb \cdot Kt, \text{ baik}$$

$$(13) ds = 31,5 \text{ mm}$$

S30C-D

Diameter poros : $\emptyset 31,5 \times \emptyset 35$

Jari-jari filet 1,75 mm

Pasak : 10 x 8

Alur pasak : 10 x 4,5 x 0,6

Diameter poros motor dengan daya 10 (kW) x 4 kutub adalah lebih besar dari $\emptyset 30$, yaitu $\emptyset 42$.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Pada metodologi ini akan menggambarkan tentang proses pengerjaan, tugas akhir ini mulai dari perhitungan kebutuhan *power* dari *bow thruster*, perencanaan dan desain dari letak dari masing-masing konfigurasi diesel yang digunakan untuk penggerak *bow thruster*, sistem transmisi dari *diesel engine* ke *bow thruster*, perencanaan saluran *exhaust* dari diesel penggerak *bow thruster*, serta menghitung kecepatan / radius maneuver dari kapal

3.1 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Identifikasi, perumusan masalah dan tujuan penelitian dilakukan pertama kali agar penelitian terarah dan selalu terfokus. Permasalahan yang diangkat dari penelitian ini adalah bagaimana merencanakan motor diesel sebagai penggerak *bow thruster* yang efisien pada kapal *Offshore Support Vessel*.

3.2 Studi Literatur

Pentingnya studi literatur adalah untuk memberikan dasar, acuan ataupun wacana bagi peneliti dalam penyelesaian masalah, sehingga tercapai tujuan yang telah dirumuskan sebelumnya. Studi literature dilakukan untuk mengumpulkan semua informasi yang berkaitan dengan penelitian yang dilakukan dengan cara pengumpulan berbagai sumber pustaka antara lain: dari buku, internet, jurnal, dan wawancara yang berhubungan dengan penelitian yang meliputi perhitungan dan analisa konfigurasi motor diesel sebagai penggerak *bow thruster*.

Kegiatan diskusi juga dilakukan oleh penulis dengan pihak yang kompeten di bidangnya yang berkaitan dengan penelitian

ini. Diharapkan penelitian dapat dilakukan dengan benar dan sehingga hasilnya dapat memberikan sumbangan terhadap perkembangan bagi dunia industry dan ilmu pengetahuan

3.3 Perhitungan Kebutuhan Gaya Bow Thruster

Pada tahap ini melakukan perhitungan kebutuhan *power* dari penggerak *bow thruster* dan menentukan *spec bow thruster* dan motor diesel yang digunakan.

3.4 Simulasi CFD

Pada tahap ini mensimulasikan bow thruster yang sudah dipilih dengan menggunakan CFD solver Ansys CFX, guna untuk mengetahui gaya dorong (*force*) pada *bow thruster* apabila di terapkan pada panjang *tunnel* yang telah direncanakan.

3.5 Simulasi Maneuver Menggunakan Peta *seakeeping* (*Turning Circle Diameter*)

Simulasi ini digunakan untuk mengetahui *Turning circle* diameter atau radius maneuver yang didapat setelah menggunakan *bow thruster* yang telah direncanakan.

3.6 Perencanaan Desain Konfigurasi Motor diesel

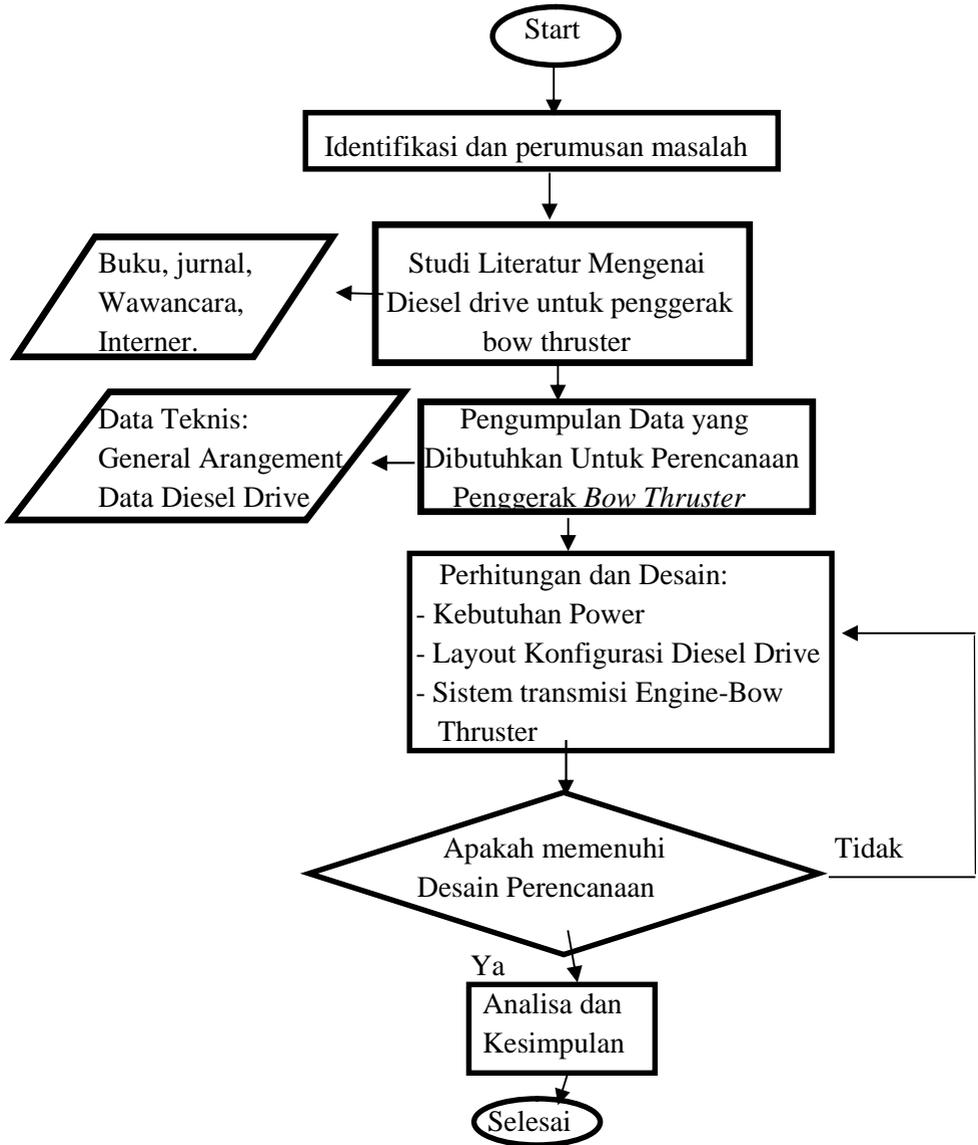
merencanakan desain layout dari masing-masing konfigurasi motor diesel. Merencanakan sistem transmisi dari engine ke bow thruster, Merencanakan *exhaust system* dari motor diesel

3.7 Pengambilan Kesimpulan Dan Saran

Pada tahap akhir ini akan dibuat kesimpulan yang merupakan hasil akhir dari pengerjaan tugas akhir ini. Dan juga memberikan inti informasi penting dari seluruh pembuatan tugas akhir ini. Serta memberikan saran apa saja yang mungkin dapat

membuat laporan tentang penerapan motor diesel sebagai penggerak *bow thruster* pada kapal *offshore support vessel* 56 meter

3.8 Diagram Alur Pengerjaan Tugas Akhir



BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Utama kapal

Pada tugas akhir ini perencanaan penggerak bow thruster akan dilakukan pada kapal Offshore Support Vessel dengan dimensi utama sebagai berikut.

Loa	: 56,30	m
Lwl	: 54,68	m
Lpp	: 52,35	m
B	: 14	m
H	: 6,25	m
T	: 4	m
Vs	: 12	Knot
Cm	: 0,736	
Cb	: 0,596	
Cp	: 0,612	

4.1.1 Perhitungan Displacement

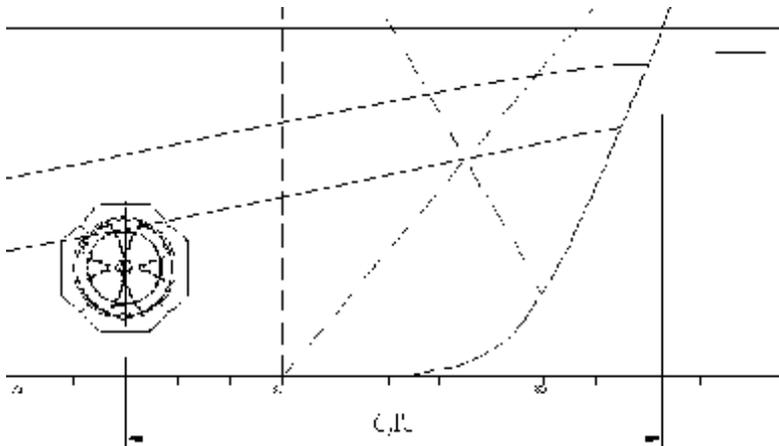
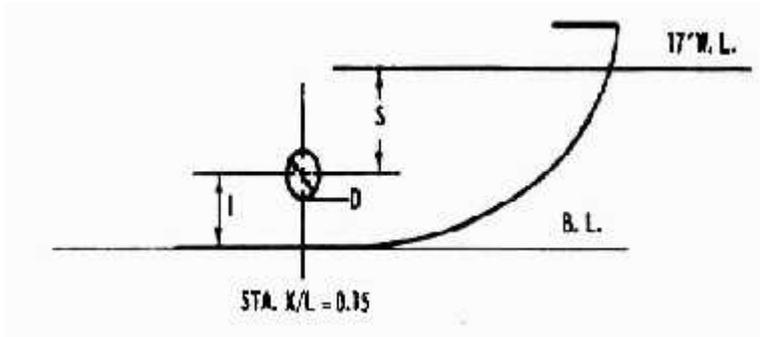
$$\begin{aligned}\nabla &= L \times B \times T \times C_b \\ &= 52,35 \times 14 \times 4 \times 0,596 \\ &= 1747 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta &= \nabla \times \\ &= 1747 \times 1,025 \\ &= 1791 \text{ ton}\end{aligned}$$

4.2. Perhitungan Bow Thruster

4.2.1. Gaya Dorong Bow Thruster

Pada tahap ini akan dilakukan perhitungan ulang untuk kebutuhan gaya dorong pada kapal OSV. Letak dan posisi tunnel bow thruster dapat menjadi acuan dalam perhitungan.



Gambar 4.1 Peletakan posisi awal bow thruster

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{W_o^2 \times L^2 \times H}{M_o^2} \\
 &= \frac{0,75^2 \times 171,75^2 \times 20,5}{107^2} \\
 &= 5102.689 \text{ lbf} \\
 &= 2314.541 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

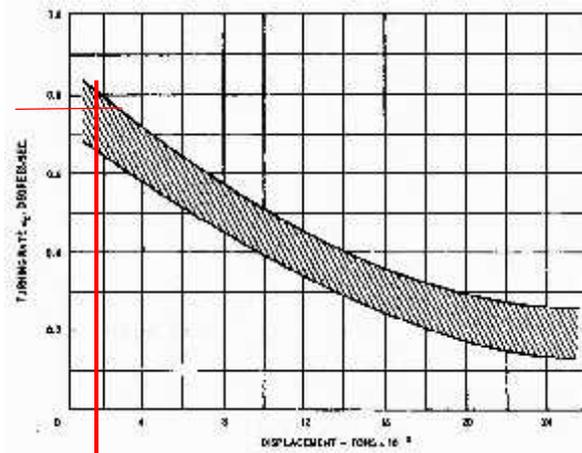
Keterangan :

W_o = Turning rate 0,75 (gambar 4.2)

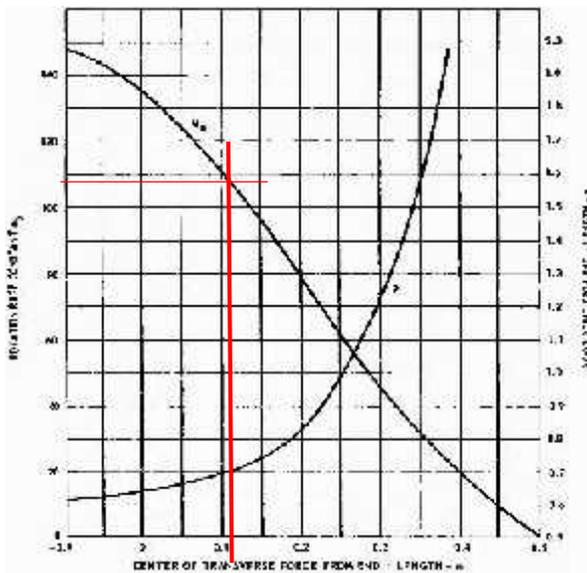
L = L_{pp} kapal 52,35 meter (171,75 feet)

H = Tinggi Kapal 6,25 meter (20,5 feet)

M_o = Rotation rate 107 (gambar 4.3)



Gambar 4.2 Band of rotation rates versus displacement with MPD at Zero Speed



Gambar 4.3 Pivot point and rotation rate constant for a single side force acting on ship

Pada perhitungan diatas gaya dorong yang dibutuhkan adalah 2314.541 kgf atau 23 kN

4.3. Pemilihan Bow Thruster dan Diesel Engine sebagai Penggerak

4.3.1 Bow Thruster

Pemilihan Bow Thruster berdasarkan kebutuhan gaya dorong atau *force required* yang dihasilkan pada saat perhitungan yaitu 23 kN. Dikarenakan ketersediaan pasar tidak ditemukan bow thruster yang mempunyai thrust yang sesuai, maka didapatkan spek sebagai berikut:

Merk	: Thrust Muster
Model	: 36TT300ML-AL
Power	: 225 kW
Rpm	: 1800
Nom. Thrust	: 32 kN
Weight	: 431 kg

4.3.2 Diesel Engine Sebagai Penggerak

Untuk pemilihan diesel engine disesuaikan dengan daya dan rpm yang dibutuhkan pada bow thruster. Maka didapatkan spek diesel engine sebagai berikut

Merk	: Caterpillar
Model	: C12
Power	: 256 kW
Rpm	: 1800

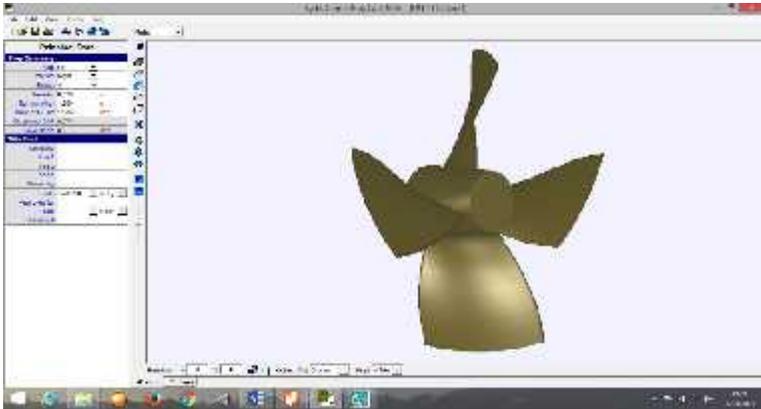
4.4. Simulasi Pada CFD

Pada sub bab ini akan dilakukan simulasi CFD yaitu menggunakan solver Ansys CFX untuk mengetahui force setelah bow thruster yang sudah dipilih memenuhi kebutuhan Force yang direncanakan.

4.4.1 Penggambaran Model

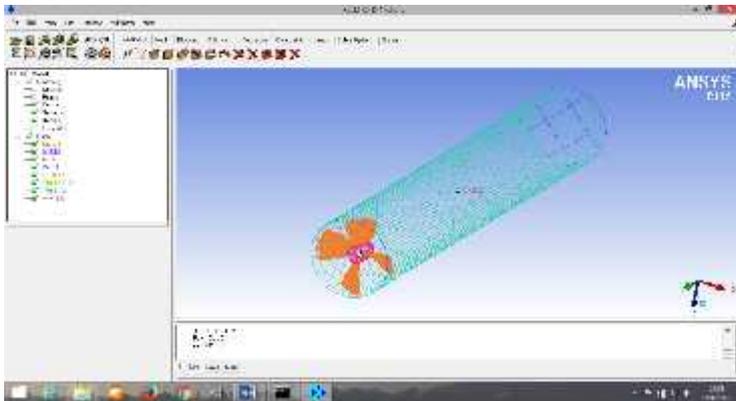
Setelah diketahui spek propeller pada bow thruster, pemodelan propeller menggunakan aplikasi Propcad. Dan parameter yang dibutuhkan yaitu :

Diameter	: 876 mm
Pitch Ratio	: 1.6
Rake	: 15 ⁰
Boss Diameter	: 200 mm



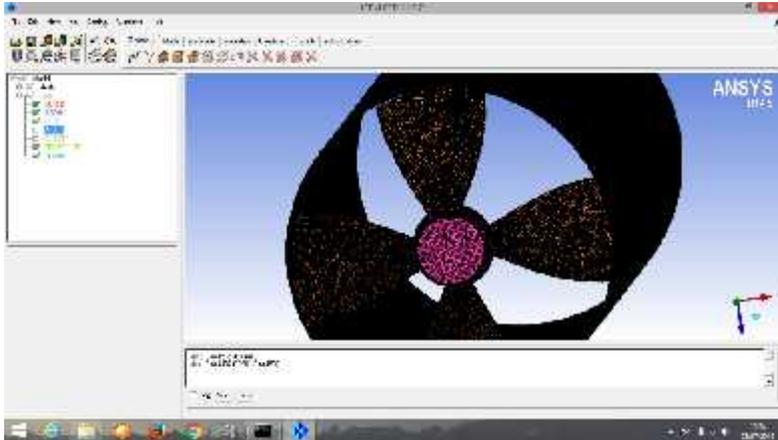
Gambar 4.4 pemodelan propeller

Setelah gambar propeller beserta bossnya selesai selanjutnya yaitu membuat domain pada geometry CFX, yaitu domain berputar dan domain diam kemudian dilanjutkan dengan pemberian body yaitu *body rotating* dan *body wall*, Kemudian langkah selanjutnya adalah pemberian nama dari masing-masing bagian yang ingin diamati diantaranya adalah face, back, wall, inlet, outlet, boss.



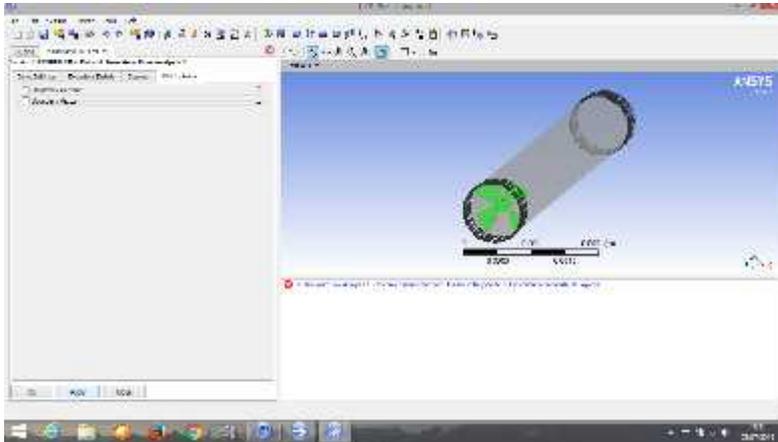
Gambar 4.5 pemodelan geometri propeller

Langkah selanjutnya yaitu proses meshing, proses meshing dilakukan agar objek yang sudah dibuat dapat dianalisa pada masing-masing titik yang diinginkan atau dengan kata lain pada masing-masing titik mempunyai nilai yang berbeda-beda. Objek yang sudah dimeshing selanjutnya disimpan dalam format.cfx5



Gambar 4.6 proses messing

Dalam memasukkan input data ke CFX ada beberapa part yang perlu dilakukan interface, interface1 adalah inlet rotating 1 (pada domain1). Interface 2 adalah wall rotating 1(pada domain 2). Hal lain yang juga perlu diperhatikan adalah jumlah iterasi yang diinginkan, kemudian baru melakukan running dengan jenis keluaran proses ini adalah file result atau disingkat “res”. Dari sini kemudian melangkah ke proses selanjutnya yaitu proses solver. Dengan menggunakan inputan file definition dari tahap pre, proses running solver dijalankan untuk membaca persamaan-persamaan dari simulasi yang telah dilakukan, sehingga output parameter yang akan dicari dapat ditampilkan.



Gambar 4.7 input data pada solver CFX

Dari hasil running yang sudah dilakukan di CFX dapat dibaca pada CFX-Post dengan file ekstensi *.cst. langkah terakhir dari rangkaian proses simulasi adalah proses post. Proses post adalah tahapan yang mana file result dari solver di visualisasikan melalui gambar dan animasi berupa tampilan dan sebagainya. Data yang dibutuhkan akan didapatkan baik secara visual maupun nominal.

Dari hasil simulasi model akan didapatkan Gaya Dorong (*Force*) pada *bow thruster*.

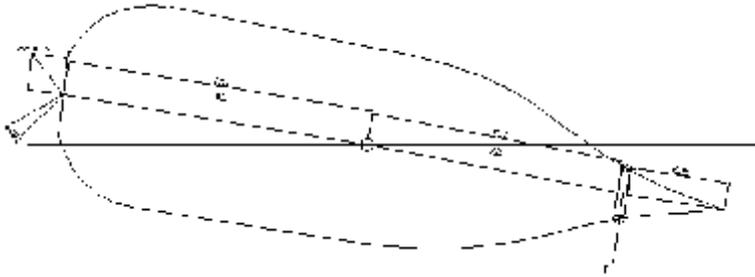
a.) Perhitungan Force Bow Thruster (FB)

$$\begin{aligned}
 \text{FB} &= \text{Force on Back} + \text{Force on Face} \\
 &= 11753,8 + 14921,3 \\
 &= 26675,1 \text{ N} \\
 &= 26 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

Jadi Force yang dihasilkan dapat diterima, karena lebih besar daripada force yang dibutuhkan.

4.5 Simulasi Maneuver Dalam Bentuk Peta Seakeeping

Pada kapal offshore support vessel ini terdapat 2 gaya dorong yang dapat bekerja bersama sama, resultan dari kedua gaya ini akan menambah gaya dorong kapal pada saat maneuver.



Gambar 4.8 Resultan gaya dorong pada kapal

Pada gambar diatas dapat dilihat bahwa ada 2 gaya dorong yang bekerja pada kapal yaitu dari propulsi rudder dan gaya dorong dari bow thruster. Pada saat rudder dibelokkan 15° maka resultan gaya dorong (lift) sebesar $P \cos$. Sedangkan gaya dorong dari bow thruster adalah sebesar dari hasil simulasi.

4.5.1 Perhitungan Gaya Dorong Pada Ruder

$$\begin{aligned} F_R &= 21 \times A_R V_R^2 \\ &= 21 \times 3.22 \times 2^2 \times 15 \\ &= 4057.2 \quad \text{N} \end{aligned}$$

Keterangan:

F_R : gaya dorong pada rudder (N)

A_R : Luasan Area dari rudder dalam (M^2)

V : kecepatan kapal pada saat maneuver yang diasumsikan sebagai kecepatan aliran fluida pada rudder (Knot)

R : sudut dari rudder pada saat maneuver

4.5.2 Perhitungan Resultan Torque *Rudder* dan *Bow Thruster*

$$\begin{aligned} \text{torque} &= (\text{FR} \cos \cdot X1) + (\text{FB} \cdot X2) \\ &= (4057.2 \text{ Cos } 15 \times 23.1) + (26675,1 \times 19.7) \\ &= 527469.47 \quad \text{Nm} \end{aligned}$$

Keterangan :

X1 : Jarak antara center gravity kapal dengan rudder

X2 : Jarak antara center gravity kapal dengan bow thruster

$$\begin{aligned} \text{FR} &= \frac{\Sigma \text{Torque}}{X1} \\ &= \frac{527469.47}{23.1} \\ &= 25481.62 \quad \text{N} \end{aligned}$$

FR adalah resultan gaya dorong rudder dan bow thruster ketika rudder dibelokkan 15^0 .

4.5.3 Mencari Nilai Mean Span dan Mean Chord Rudder

Nilai mean span dan mean chord adalah parameter yang digunakan dalam perhitungan circle turning diameter.

Mencari nilai gaya dorong dari rudder seolah-olah kapal bergerak lurus

$$\begin{aligned} F_{R1} &= \text{FR} \cos \\ &= 25481.62 \cos 15 \\ &= 24613.36 \quad \text{N} \end{aligned}$$

Dengan nilai gaya dorong yang lebih besar maka akan didapatkan luasan area (A_R) yang lebih besar daripada luasan yang lama, luasan yang baru hanya digunakan untuk menghitung mean span dan mean chord.

$$F_{R1} = 21 \times A_R V^2_R$$

$$\begin{aligned}
 A_R &= \frac{F_{R1}}{21 \times V^2 \times \delta_R} \\
 &= \frac{24613.36}{21 \times 2^2 \times 15} \\
 &= 19.53 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jika Mean Span ditetapkan 3.5 m maka Mean Chord 5.58 m

4.5.4 Perhitungan Static Trim

Trim adalah kemiringan maksimum kapal pada saat maneuver.

$$\begin{aligned}
 B' &= (7.7 + 20(1-Cb)^2) \times b \\
 &= (7.7 + 20(1-0.596)^2) \times 14 \\
 &= 53.4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{b \times I}{B \times H} \\
 &= \frac{14 \times 4}{53.4 \times 6.25} \\
 &= 0.167
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{max (trim)} &= \frac{Cb \times S^{0.81} \times V_S^{2.08}}{21} \\
 &= \frac{0.596 \times 0.167^{0.81} \times 12^{2.08}}{21} \\
 &= 1.17 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.5.5 Perhitungan Circle Turning Diameter

$$\frac{STD}{L} =$$

$$4.19 - 203 \frac{Cb}{\delta R} + 47.4 \frac{T_{rim}}{L} - 13 \frac{B}{L} + \frac{194}{\delta R} \\ - 35.8 \frac{Sp \cdot Ch}{L \times T} (ST - 1) + 3.82 \frac{Sp \cdot Ch}{L \times T} (ST - 2) \\ + 7.79 \frac{Ab}{L \times T} + 0.7 \left(\frac{T}{T} - 1 \right) \left(\frac{\delta R}{[\delta R]} \right) (ST - 1)$$

$$\frac{STD}{L} =$$

$$4.19 - 203 \frac{0.596}{15} + 47.4 \frac{1.17}{52.35} - 13 \frac{14}{52.35} + \frac{194}{15} \\ - 35.8 \frac{3.5 \cdot 5.58}{52.35 \times 4} (2 - 1) \\ + 3.82 \frac{3.5 \cdot 5.58}{52.35 \times 4} (2 - 2) + 7.79 \frac{5.92}{52.35 \times 4} \\ + 0.7 \left(\frac{4}{4} - 1 \right) \left(\frac{15}{[15]} \right) (2 - 1)$$

$$\frac{STD}{L} = 3.52 \quad m$$

$$\frac{TD}{L} = 0.910 \frac{STD}{L} + 0.424 \frac{Vs}{\sqrt{L}} + 0.675$$

$$\frac{TD}{L} = (0.910 \times 3.52) + (0.424 \frac{12}{\sqrt{52.35}}) + 0.675$$

$$\frac{TD}{L} = 4.58 \quad m$$

$$\frac{Ad}{L} = 0.519 \frac{TD}{L} + 1.33$$

$$\frac{Ad}{L} = (0.519 \times 4.58) + 1.33$$

$$\frac{Ad}{L} = 3.71 \quad m$$

$$\frac{Tr}{L} = 0.497 \frac{Ad}{L} - 0.065$$

$$\frac{Tr}{L} = (0.497 \times 3.71) - 0.065$$

$$\frac{Tr}{L} = 1.77 \quad m$$

Dari perhitungan diatas dapat diketahui nilai TD, Ad, Tr sebagai parameter yang dibutuhkan untuk menggambar circle turning diameter

TD	=	239.76	m
Ad	=	194.22	m
Tr	=	92.66	m

Keterangan:

- STD : steady Turning Diameter (m)
 TD : Tactical Diameter (m)
 Ad : advance (m)
 Tr : Transfer (m)
 Sp : Mean Span of rudder (m)
 Ch : Mean Chord of rudder (m)
 ST : Stern Type
 TL : Draft kapal pada saat maneuver - asumsi(m)

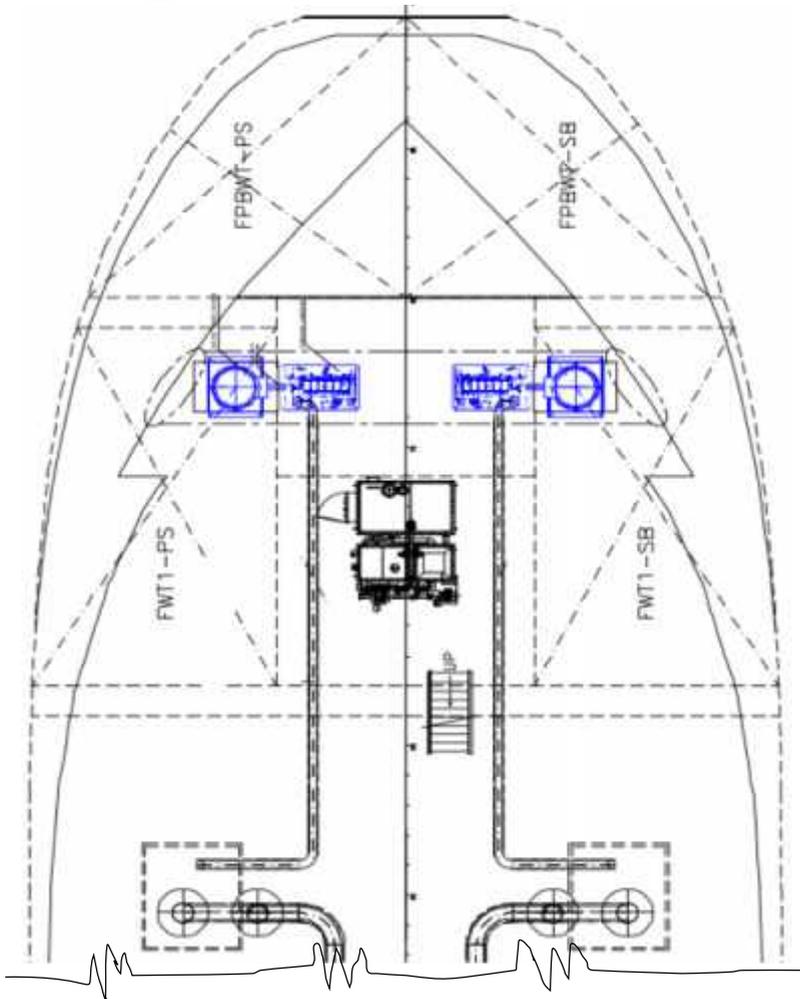
4.5.6 Penggambaran Circle Turning Diameter

1. Kapal pada posisi olah gerak lurus dimana rudder belum digerakkan.
2. Kada saat rudder akan dibelokkan 15^0 kapal masih dalam keadaan lurus. Lalu pad titik P ditarik garis ke sumbu x ssejauh TD dan ke arah vertical sejauh Ad. Dari titik akhir Ad ditarik garis lurus ke arah horisontal sejauh Tr.
3. Titik akhir pada garis Tr merupakan titik pusat kapal (G) setelah kapal melakukan proses maneuver.

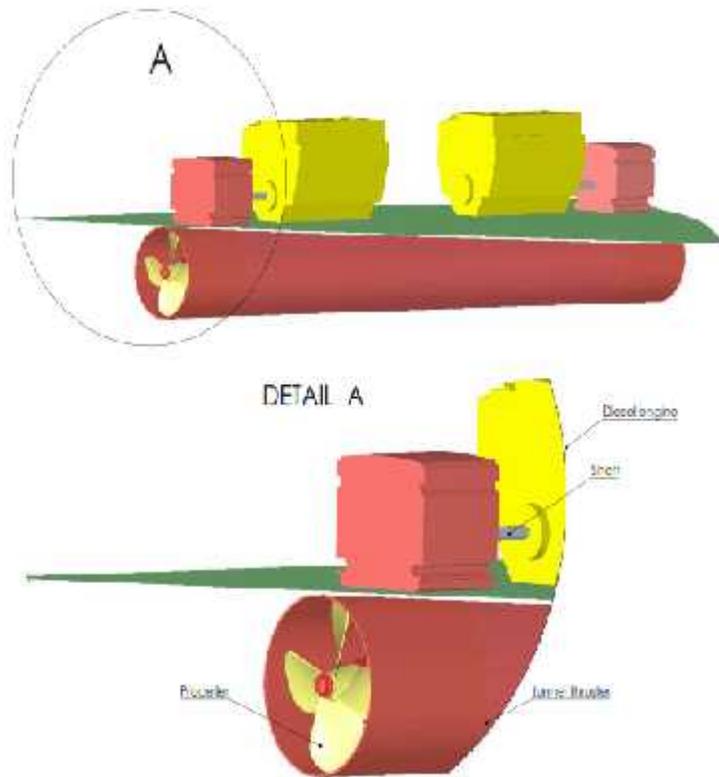
4.6. Konfigurasi Penggerak Bow Thruster

4.6.1. Konfigurasi 1

Pada konfigurasi pertama menggunakan 2 diesel engine untuk menggerakkan bow thruster.



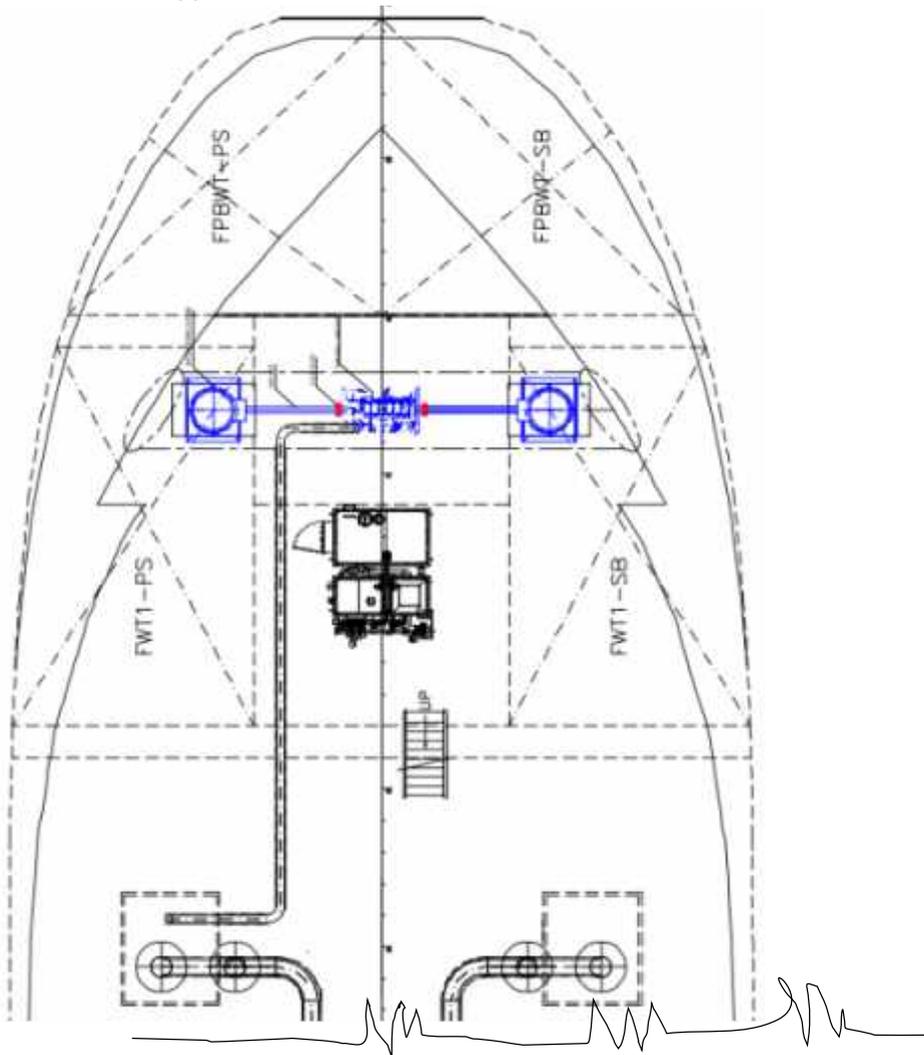
Gambar 4.10 layout konfigurasi 1



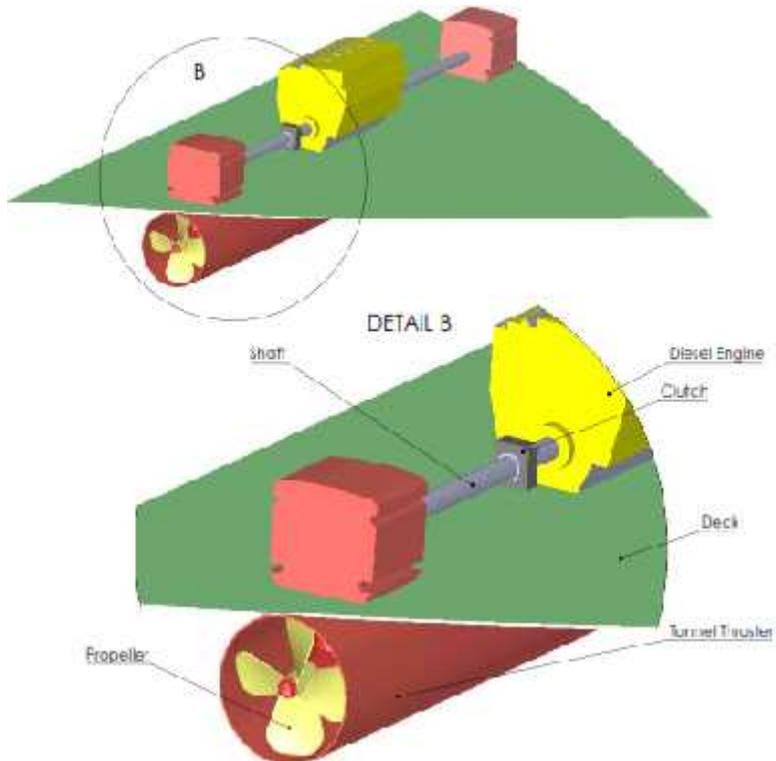
Gambar 4.11. Konfigurasi penggerak bow thruster menggunakan 2 diesel engine

4.6.2. Konfigurasi 2

Pada konfigurasi pertama menggunakan 1 diesel engine untuk menggerakkan bow thruster



Gambar 4.12 Layout Konfigurasi 2



Gambar 4.13. Konfigurasi penggerak bow thruster menggunakan 1 diesel engine

4.6.3 Sistem Transmisi

a) Perhitungan poros dari engine ke bow thruster

Berdasarkan buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin karangan Ir.Sularso, MSME Halaman 8, besarnya diameter

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{4a} \times K_T \times C_b \times T}$$

Daya Perencanaan

Daya Poros

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= 340,00 \quad \text{HP} \\ &= 253,538 \quad \text{KW} \end{aligned}$$

Faktor koreksi daya

Faktor koreksi daya

- a. f_c = 1,2 - (Daya Rata - Rata)
 - b. f_c = 0,8 - (Daya Maksimum)
 - c. f_c = 1,0 - (Daya normal)
- Diambil f_c = 1,2

$$\begin{aligned} P_w &= f_c \times \text{BHP} && \text{(dipilih BHP agar kekuatan poros} \\ &= 1,2 \times 3979,95 && \text{dapat menahan beban saat mesin} \\ &= 304,2456 \text{ KW} && \end{aligned}$$

Momen Puntir

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_w}{n}$$

dimana : n = putaran propeller perencanaan, dalam pe: 1800 rpm

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{4776}{176}$$

$$= 164630,7 \text{ Kg/mm}$$

Tegangan Geser yang diijinkan

Bahan poros yang digunakan adalah S 55 72 Kg/mm²

Faktor keamanan

$$1. sf_1 = 6 \quad (\text{material baja})$$

$$2. sf_2 = 1,3 - 3$$

$$\text{Diambil } sf_2 = 2$$

Sehingga, Tegangan geser yang diijinkan (t_A):

$$t_A = \frac{B}{sf_1 \times sf_2} = \frac{55}{6 \times 2}$$

$$= 6 \text{ Kg/mm}^2$$

Faktor Konsentrasi Tegangan

$$K_t = 1,0 \quad (\text{Tumbukan halus})$$

$$K_t = 1,0 - (\text{Sedikit tumbukan})$$

$$K_t = 1,5 - (\text{Tumbukan kasar})$$

$$\text{Diambil} = 1,5$$

Faktor Beban Lentur

$$C_b = 1 \quad (\text{Tidak mengalami lenturan})$$

$$C_b = 1,2 - 2 \quad (\text{Mengalami lenturan})$$

$$\text{Diambil} = 1,6$$

Sehingga, Diameter poros yang direncanakan (D_s):

$$D_s = \left[\left(\frac{5,1}{t_A} \right) \times K_t \times C_b \times T \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_s = \left[\left(\frac{5,1}{6} \right) \times 1,5 \times 1,6 \times 1,64630 \times 10^7 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 69,50995 \text{ mm}$$

Diambil 70 mm

b) Bevel gear penghubung poros engine dan bow thruster

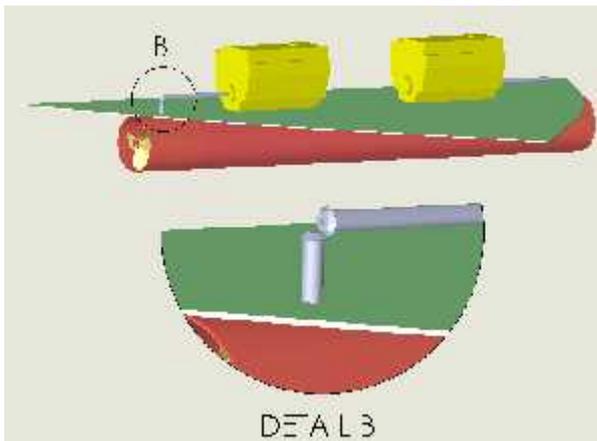
Dikarenakan putaran engine dan bow thruster sama yaitu 1800 rpm.

Maka didapatkan ratio gear 1:1



Gambar 4.14 Bevel Gear

Merk : Nozag Transmition
 Ratio : 1:1
 Teeth : 22



Gambar 4.15 Aplikasi Bevel Gear

Pada perencanaan konfigurasi penggerak bow thruster yaitu menggunakan dua diesel engine sebagai penggerak (konfigurasi 1) dan 1 diesel engine sebagai penggerak (konfigurasi2) masing masing mempunyai kelebihan dan kekurangan dalam desain, instalasi maupun operasional. Pada konfigurasi 1 diperlukan investasi yang lebih mahal dikarenakan menggunakan 2 diesel engine, tetapi instalasi dan operasional lebih mudah. Pada konfigurasi 2 biaya investasi lebih murah karena menggunakan 1 diesel engine. Dilihat dari segi ekonomis tentunya konfigurasi 1 lebih menguntungkan.

LAMPIRAN

Technical Specs

Tunnel Thrusters – Electric Motor or Diesel Engine Driven

Model	Motor HP	Motor kW	Input RPM	Outside Tunnel		Nominal Thrust kN	Nominal Thrust tons	Thrust Weight lbs.	Thrust Weight kg	Thruster Drawing
				Diameter in.	Diameter mm					
30TT150ML-AL	150 HP	100 kW	1800	30 in.	762 mm	16 kN	1.6 t	800 lbs.	363 kg	C110815
30TT150ML-CS	150 HP	100 kW	1800	30 in.	762 mm	16 kN	1.6 t	1200 lbs.	544 kg	C110815
30TT200ML-AL	200 HP	150 kW	1800	30 in.	762 mm	21 kN	2.1 t	800 lbs.	363 kg	C110815
30TT200ML-CS	200 HP	150 kW	1800	30 in.	762 mm	21 kN	2.1 t	1200 lbs.	544 kg	C110815
36TT300ML-AL	300 HP	225 kW	1800	36 in.	914 mm	32 kN	4.5 t	950 lbs.	431 kg	C114256
36TT300ML-CS	300 HP	225 kW	1800	36 in.	914 mm	32 kN	3.5 t	2100 lbs.	952 kg	C114256
42TT400ML-AL	400 HP	300 kW	1800	42 in.	1066 mm	43 kN	4.4 t	1370 lbs.	621 kg	C108401
42TT400ML-CS	400 HP	300 kW	1800	42 in.	1066 mm	43 kN	4.4 t	2600 lbs.	1179 kg	C108401



Image is a representation only, and may not show optional attachments.

SPECIFICATIONS

I-6, 4-Stroke-Cycle-Diesel

Emissions EPA Tier II and IMO Compliant
Displacement 12 L (732 cu. in.)
Rated Engine Speed 1800
Bore 130.0 mm (5.1 in.)
Stroke 150.0 mm (5.9 in.)
Aspiration Turbocharged-Aftercooled
Governor Electronic
Cooling System Heat Exchanger
Weight, Net Dry (approx) 1,174 kg (2,588 lb)
Refill Capacity	
Cooling System 45 L (12.0 U.S. gal)
Lube Oil System 28 L (7.5 U.S. gal)
Oil Change Interval 250 hrs
Caterpillar Diesel Engine Oil	10W30 or 15W40
Center Sump Oil Pan	
Rotation (from flywheel end) Counterclockwise
Flywheel and Flywheel Housing SAE No. 1
Flywheel Teeth 113

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

Air Inlet System

Corrosion resistant sea water aftercooler, air cleaner/fumes disposal system (closed)

Cooling System

Self-priming gear-driven sea water pump with rubber impeller, gear-driven jacket water pump, integral heat exchanger/expansion tank with removable tube bundle and replaceable copper-nickel tubes, thermostat and housing

Exhaust System

Watercooled exhaust manifold and turbocharger, round flanged outlet

Fuel System

Fuel priming pump, fuel transfer pump, fuel filter — RH or LH service, flexible fuel lines

Instrumentation

Electric service meter

Lube System

Crankcase breather, engine oil cooler; oil filter — RH or LH service, oil level gauge — RH or LH service, oil filler, center sump oil pan, gear driven oil pump

Mounting System

Front support

Power Takeoffs

11 tooth spline SAE A hydraulic pump drive, single groove crankshaft pulley

Protection System

12 or 24 volt electronic shutdown (energized-to-run)

General

Vibration damper and guard, Caterpillar yellow paint, lifting eyes, variable engine wiring, customer wiring connector and service tool connector





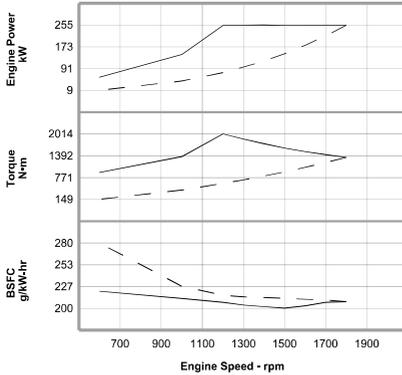
C12 MARINE PROPULSION

345 mhp (340 bhp) 254 kW

MARINE ENGINE PERFORMANCE

C12 DITA
254 kW (340 hp) @ 1800 rpm
A Rating (Unrestricted Continuous) — DM7527-00

EPA Tier II and IMO Compliant

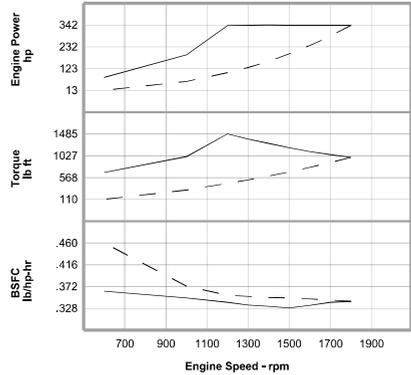


Metric Maximum Power Prop Demand **254 kW**

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N-m	BSFC g/kW-hr	Fuel Rate L/hr
Maximum Power Data	1800	253	1345	208.0	62.9
	1700	254	1424	207.0	62.5
	1600	253	1511	203.0	61.4
	1500	253	1613	200.0	60.4
	1400	255	1738	202.0	61.2
	1300	254	1865	204.0	61.8
	1200	253	2014	207.0	62.5
	1000	144	1370	212.0	36.2
600	58	915	221.0	15.1	
Prop Demand Data	1800	254	1345	208.0	62.9
	1700	214	1200	210.0	53.5
	1600	178	1063	211.0	44.9
	1500	147	934	212.0	37.1
	1400	119	814	213.0	30.3
	1300	96	702	214.0	24.4
	1200	75	598	216.0	19.4
	1000	44	415	227.0	11.8
600	9	149	280.0	3.1	

Cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.



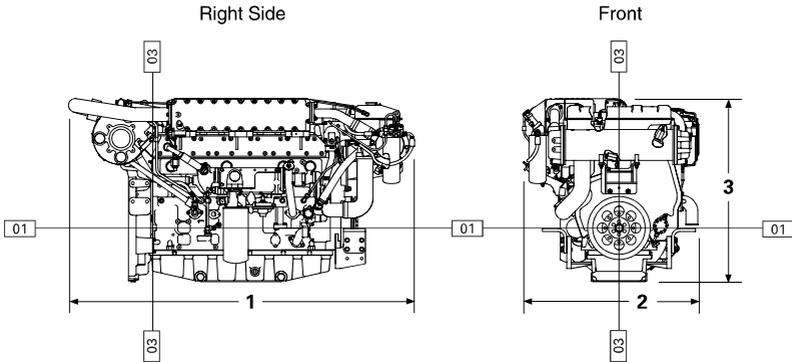
English Maximum Power Prop Demand **340 hp**

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb ft	BSFC lb/hp-hr	Fuel Rate gph
Maximum Power Data	1800	340	992	.342	16.6
	1700	340	1050	.340	16.5
	1600	340	1114	.334	16.2
	1500	340	1190	.329	16.0
	1400	342	1282	.332	16.2
	1300	340	1375	.335	16.3
	1200	339	1485	.340	16.5
	1000	192	1010	.349	9.6
600	77	675	.363	4.0	
Prop Demand Data	1800	340	992	.342	16.6
	1700	286	885	.345	14.1
	1600	239	784	.347	11.9
	1500	197	689	.349	9.8
	1400	160	600	.350	8.0
	1300	128	518	.352	6.4
	1200	101	441	.355	5.1
	1000	58	306	.373	3.1
600	13	110	.460	0.8	

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 50°C (122°F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52°C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NIMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

DIMENSIONS



Engine Dimensions		
(1) Length to Flywheel Housing	1573.9 mm	61.96 in
(2) Width	968.6 mm	38.13 in
(3) Height	1004.5 mm	39.55 in
Weight, Net Dry (approx)	1174 kg	2,588 lb

Note: Do not use for installation design. See general dimension drawing for detail (Drawing # 2169705).

RATING DEFINITIONS AND CONDITIONS

A Rating (Unrestricted Continuous)

% Load Factor: 80 to 100

% Time at Rated RPM: up to 100

Typical Hour/Year: 5000 to 8000

Typical Applications: For vessels operating at rated load and rated speed up to 100% of the time without interruption or load cycling (80% to 100% load factor). Typical applications could include but are not limited to vessels such as freighters, tugboats, bottom drag trawlers, or deep river tugboats. Typical operation ranges from 5000 to 8000 hours per year.

Power at declared engine speed is in accordance with ISO3046-1:2002E. Caterpillar maintains ISO9001:1994/QS-9000 approved engine test facilities to assure accurate calibration of test equipment. Electronically controlled engines are set at the factory at the advertised power corrected to standard ambient conditions. The published fuel consumption rates are in accordance with ISO3046-1:2002E.

Fuel rates are based on fuel oil of 35° API [16°C (60°F)] gravity having an LHV of 42 780 kJ/kg (18,390 Btu/lb) when used at 29°C (85°F) and weighing 838.9 g/L (7.001 lb/U.S. gal). Additional ratings may be available for specific customer requirements. Consult your Caterpillar representative for additional information.

Performance data is calculated in accordance with tolerances and conditions stated in this specification sheet and is only intended for purposes of comparison with other manufacturers' engines. Actual engine performance may vary according to the particular application of the engine and operating conditions beyond Caterpillar's control.

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 50°C (122°F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52°C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

- a. Gaya dorong bow thruster yang dibutuhkan yaitu 23 kN dan setelah dilakukan pemilihan spek menggunakan bow thruster dengan force 32 kN, setelah dilakukan simulasi menggunakan CFD dikarenakan bow thruster akan ditempatkan pada tunnel yang panjang yang telah direncanakan dan dihasilkan gaya dorong (force) 26 kN, jadi pemilihan bow thruster memenuhi syarat kebutuhan force.
- b. Dengan simulasi peta Seakeeping (turning circle diameter) kapal offshore support vessel 56 meter dengan menggunakan bow thruster yang telah direncanakan mempunyai radius turning circle diameter 99.56 meter.
- c. Konfigurasi 2 yaitu menggunakan satu diesel engine sebagai penggerak lebih menguntungkan jika dilihat dari segi ekonomis

5.2 Saran

- a. pada proses simulasi menggunakan CFD, meshing diperkecil agar hasil yang didapat lebih akurat sehingga force yg dihasilkan lebih akurat.
- a. Perlu dilakukan perhitungan konstruksi untuk diesel engine yang telah direncanakan
- b. Perlu dilakukan perhitungan transmisi pada penggerak ke bow thruster yang lebih detail

DAFTAR PUSTAKA

- [1] George, H.D.Mc 1995. *Marine Auxiliary Machinery 7th edition*. London, Lenarch House, Jordan Hill, OXFORD
- [2] Taylor [1972]. **Principle of Naval Architecture Vol. II**
- [3] John L. Beveridge (September 1971). **“Design and Performance of Bow Thruster”**. Department of the Navy, Naval Ship Research and Development Center
- [4] Suparno, [1996], **“Analisa Tenaga Penggerak Sistem Bow Thruster Pada Kapal United Tanker”**. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- [5] Lewa, Rachmad Mansur, [2010], **“Analisa pemilihan Sistem Bow Thruster Pada Kapal Perang Corvette Ukuran 90 Meter Untuk Meningkatkan Kemampuan Manuvering”**. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- [6] Budiman, Moch Arief, [2010], **“Analisa Perencanaan Pemilihan Bow/Stern Thruster Untuk Sistem DP (Dinamic Positioning) Yang Sesuai Pada Kapal LPD (KRI MAKASSAR)”**. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- [7] http://en.wikipedia.org/wiki/Bow_thruster
- [8] http://marinewiki.org/index.php/Offshore_Supply_Vessel
- [9] <http://www.dockingbycontrol.com/>
- [10] Samuel Halpern, [2007]. **The Turning Characteristics of The SS Titanic**
- [11] Bryan Barras, Capt D R Derret [2011]. **Ship Stability for Masters and Mates**

- [12] Ir. Sularso, [1980]. **Dasar Perancangan Dan Pemilihan Elemen Mesin.** Departemen Mesin, ITB.

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Kediri pada tanggal 9 September 1992 anak terakhir dari tiga bersaudara. Penulis menempuh pendidikan formal yaitu di SD Negeri Balowerti 1 Kediri, SMP Negeri 1 Kediri dan SMA Negeri 7 Kediri (lulus tahun 2010). Setelah itu penulis melanjutkan studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS) dengan pilihan D3 Teknik Permesinan Kapal (lulus tahun 2013). Setelah lulus dari PPNS penulis melanjutkan studi lanjut S1 di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ini, penulis mengambil bidang studi Marine Manufacturing and Desing (MMD). Tiada kesan yang lebih indah selain ucapan terimakasih penulis kepada semua pihak yang telah mendukung penulis untuk menamatkan program studi S1 di Teknik Sistem Perkapalan FTK ITS. Semoga kedepannya bisa menjadi pribadi yang lebih baik dan berguna bagi Bangsa, Agama dan Keluarga.

Bachtiar Arsandy

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS

bachtiar.arsandy@yahoo.com