



SKRIPSI – ME 141501

**DESAIN *TUNNEL* SISTEM PENDINGIN ALAMI
MESIN INDUK DENGAN UJUNG KERUCUT UNTUK
PENAMBAHAN GAYA DORONG PADA KAPAL
IKAN**

Fauzani Nurul Ilmi
NRP. 4212 100 073

Dosen Pembimbing :
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016



FINAL PROJECT – ME 141501

**TUNNEL DESIGN IN ENGINE COOLING SYSTEM
WITH END CONE TO INCREASE THRUST ON
FISHING VESSEL**

Fauzani Nurul Ilmi
NRP. 4212 100 073

Advisor :
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.
Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
Faculty of Marine Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN *TUNNEL* SISTEM PENDINGIN ALAMI MESIN INDUK DENGAN UJUNG KERUCUT UNTUK PENAMBAHAN GAYA DORONG PADA KAPAL IKAN

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik

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

Oleh :

FAUZANI NURUL ILMI
NRP : 4212 100 073

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi :

1. Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.
NIP. 1959 0410 1987 01 1001
2. Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.
NIP. 1969 1225 1997 02 1001

()
()

SURABAYA
JULI 2016

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN *TUNNEL* SISTEM PENDINGIN ALAMI MESIN INDUK DENGAN UJUNG KERUCUT UNTUK PENAMBAHAN GAYA DORONG PADA KAPAL IKAN

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik

Pada Bidang Studi *Marine Manufacture and Design (MMD)*

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FAUZANI NURUL ILMI

NRP : 4212 100 073

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. M. Badruz Zaman, S.T., M.T.

NIP. 1977 0802 2008 01 1007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESAIN *TUNNEL* SISTEM PENDINGIN ALAMI MESIN INDUK DENGAN UJUNG KERUCUT UNTUK PENAMBAHAN GAYA DORONG PADA KAPAL IKAN

Nama Mahasiswa : Fauzani Nurul Ilmi
NRP : 4212100073
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.
: Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.

ABSTRAK

Mesin induk pada kapal dilengkapi dengan sistem pendingin. Tugas akhir ini menganalisa aliran air laut sebagai pendingin air tawar pada *jacket cooling water system* pada kapal. Sistem ini menggunakan lubang *tunnel* bersudut pada lambung kapal yang merupakan pengganti fungsi *cooler box (heat exchanger)* antara air tawar dan air laut dengan memanfaatkan konveksi alami air laut ketika kapal melaju dan bantuan *impeller* ketika kapal dalam keadaan diam atau *manouvering*. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan kecepatan kapal, suhu air laut dan luas permukaan pipa *heat exchanger*. Kecepatan kapal divariasikan 10,8,6,4,2, dan 0 knot, suhu air laut 25-30°C dan luas permukaan divariasikan dengan menambah panjang pipa koil dengan diameter pipa tetap, yakni 0,1356 m², 0,16956 m² dan 0,20347 m². Hasil yang didapatkan adalah kecepatan kapal tidak berpengaruh besar terhadap perpindahan panas, namun luas permukaan dan suhu air laut berpengaruh besar terhadap perpindahan panas. Kemudian pada sisi keluaran *tunnel*, diameter diperkecil 50% dan mengakibatkan kecepatan aliran bertambah dan menambah gaya dorong hingga 37,18 kN.

Kata kunci : sistem pendingin, *heat exchanger*, *tunnel*, *nozzle*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

TUNNEL DESIGN IN ENGINE COOLING SYSTEM WITH END CONE TO INCREASE THRUST ON FISHING VESSEL

Name : Fauzani Nurul Ilmi
NRP : 4212100073
Department : Marine Engineering
Supervisor : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.
: Irfan Syarif Arief, S.T., M.T.

ABSTRACT

Main engine on the vessel is equipped with a cooling system. This final project analyze the flow of seawater as a coolant of fresh water jacket cooling water systems on ships. The system uses an angled tunnel hole in the hull which is to replace the function of cooler box (heat exchanger) between freshwater and seawater by utilizing the natural convection of sea water when the vessel move forward and use impeller when the vessel is stopping or manouvering. The study was conducted by varying the speed of the vessel, the temperature of the sea water and surface of heat exchanger pipe. Vessel speed is varying about 10,8,6,4,2, and 0 knots, the sea water temperature 25-30oC and surface area of pipe is varied by increasing the length of the pipe coil with diameter pipe fixed, ie 0.1356 m², 0.16956 m² and 0.20347 m². The results obtained are the vessel's speed not affect heat transfer, but the surface area and the temperature of sea water big influence on heat transfer. Then on the output side of the tunnel, the diameter is reduced by 50% and resulted in the flow velocity increases and adds up to 37.18 kN thrust.

Keywords: cooling systems, heat exchangers, tunnel, nozzle

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	v
<i>ABSTRACT</i>	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR GRAFIK	xix
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan dan Pembatasan Masalah.....	4
1.3 Tujuan.....	5
1.4 Manfaat.....	5
BAB II.....	7
TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Tahanan Kapal.....	7
2.2 Sambungan T (<i>T-junction</i>) pada sistem perpipaan.....	8
2.3 <i>Cooling System</i> pada Kapal.....	10
2.4 Metode NTU-Efektivitas.....	11

2.5 Laju aliran air dalam pipa.....	13
2.6 <i>Head loss</i> pada sistem saluran.....	15
2.7 Gaya dorong	16
2.8 <i>Propeller Blade Element Theory</i>	17
2.9 Gaya (<i>Force</i>)	18
2.10 <i>Nozzle</i>	18
2.11 <i>Computational Fluid Dynamic (CFD)</i>	19
BAB III.....	23
METODE PENELITIAN	23
3.1 Studi Literatur	23
3.2 Penentuan data utama kapal ikan yang direncanakan	24
3.3 Analisa kecepatan aliran air laut yang masuk ke <i>tunnel</i> pada lambung kapal di berbagai variasi kecepatan kapal	24
3.4 Analisa kebutuhan temperatur <i>engine</i> yang diinginkan beserta debit aliran air tawar dan air laut.....	26
3.5 Analisa perpindahan panas di dalam <i>tunnel (heat exchanger)</i>	26
3.6 Analisa kecepatan air setelah diberi <i>impeller</i>	27
3.7 Analisa <i>thrust</i> pada <i>nozzle</i> di ujung belakang <i>tunnel</i>	27
3.8 Kesimpulan penelitian terhadap hipotesa	27
3.9 Dokumentasi.....	28
BAB IV	31
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	31
4.1 Analisa data dan desain model kapal- <i>tunnel</i>	31

4.2 Desain model kapal dan <i>tunnel</i>	31
4.3 Simulasi kecepatan aliran air masuk <i>tunnel</i>	33
4.4 Desain bagian dalam <i>tunnel</i> (<i>Heat exchanger</i>)	45
4.5 Perhitungan perpindahan panas	47
4.5.1 Perhitungan air tawar <i>jacket water cooling system</i>	47
4.5.2 Perhitungan perpindahan panas saat kec.kapal 10 knot	50
4.6 Simulasi kecepatan aliran dalam <i>tunnel</i>	58
4.6.1 Simulasi kecepatan aliran dalam <i>tunnel</i> saat <i>impeller</i> diam	58
4.6.2 Simulasi kecepatan aliran dalam <i>tunnel</i> saat <i>impeller</i> berputar.....	63
4.7 Simulasi Aliran <i>Nozzle</i>	68
BAB V	73
KESIMPULAN DAN SARAN	73
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran.....	74
DAFTAR PUSTAKA	75

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Tahanan Kapal.....	7
Gambar 2. 2 Cabang T-junction beserta variabelnya	8
Gambar 2. 3 Cooling System pada Kapal	10
Gambar 2. 4 Aliran Air dalam pipa mengecil	15
Gambar 2. 5 Propeller Blade Theory.....	17
Gambar 3. 1 Tuna Longliner 60GT.....	24
Gambar 3. 2 Model tunnel pada lambung kapal.....	25
Gambar 3. 3 Sistem pendinginan di dalam kapal	25
Gambar 3. 4 Model HE modifikasi di dalam tunnel air laut	27
Gambar 4. 1 Desain menggunakan Maxurf.....	32
Gambar 4. 2 Desain lubang tunnel menggunakan Rhinoceros....	32
Gambar 4. 3 Hasil meshing volume domain fluida	34
Gambar 4. 4 Hasil meshing kapal pandangan samping.....	34
Gambar 4. 5 Hasil meshing kapal pandangan atas	34
Gambar 4. 6 Kecepatan aliran air pada lambung (kec.kapal 10 knot)	35
Gambar 4. 7 Kecepatan aliran air pada tunnel (kec.kapal 10 knot)	36
Gambar 4. 8 Temperatur tunnel (kec.kapal 10 knot).....	37
Gambar 4. 9 Tekanan pada lambung kapal (kec. kapal 10 knot)	37
Gambar 4. 10 Aliran fluida percabangan bersudut.....	38
Gambar 4. 11 Model tunnel pada lambung	45
Gambar 4. 12 Perencanaan 3D sistem pendinginan di dalam kapal	45
Gambar 4. 13 Model bagian dalam tunnel	46
Gambar 4. 14 Simulasi aliran dalam tunnel (kec. kapal 10 knot)	59

Gambar 4. 15 Simulasi aliran dalam tunnel (kec. kapal 8 knot) .	60
Gambar 4. 16 Simulasi aliran dalam tunnel (kec. kapal 6 knot) .	61
Gambar 4. 17 Simulasi aliran dalam tunnel (kec. kapal 4 knot) .	62
Gambar 4. 18 Simulasi aliran dalam tunnel (kec. kapal 2 knot) .	63
Gambar 4. 19 Simulasi aliran dalam tunnel (putaran 100 rpm) ..	64
Gambar 4. 20 Simulasi aliran dalam tunnel (putaran 150 rpm) ..	64
Gambar 4. 21 Simulasi aliran dalam tunnel (putaran 200 rpm) ..	65
Gambar 4. 22 Simulasi aliran dalam tunnel (putaran 250 rpm) ..	65
Gambar 4. 23 Simulasi kec. aliran nozzle (kec. kapal 10 knot) ..	69
Gambar 4. 24 Simulasi distribusi tekanan nozzle	70

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 Kec. aliran air masuk tunnel pada berbagai kec.kapal	36
Tabel 4. 2 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 25°C-27°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,1356 m ²	53
Tabel 4. 3 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 28°C-30°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,1356 m ²	53
Tabel 4. 4 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 25°C-27°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,16956 m ²	54
Tabel 4. 5 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 28°C-30°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,16956 m ²	54
Tabel 4. 6 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 25°C-27°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,20347 m ²	54
Tabel 4. 7 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 28°C-30°C terhadap perpindahan panas HE pada luas permukaan 0,20347 m ²	55
Tabel 4. 8 Perpindahan panas pada putaran impeller 100 rpm....	56
Tabel 4. 9 Perpindahan panas pada putaran impeller 150 rpm....	56
Tabel 4. 10 Perpindahan panas pada putaran impeller 200 rpm..	57
Tabel 4. 11 Perpindahan panas pada putaran impeller 250 rpm..	57
Tabel 4. 12 Kecepatan aliran tunnel terhadap kecepatan kapal...	68
Tabel 4. 13 Hasil simulasi kecepatan dan tekanan nozzle.....	70
Tabel 4. 14 Gaya dorong nozzle.....	71

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GRAFIK

Grafik 2. 1 Koefisien ζ_{MGb} pada percabangan T-junction bersudut	9
Grafik 4. 1 Koefisien ζ_{MGb} pada percabangan T-junction bersudut	39

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin Induk adalah sebagai tenaga penggerak utama yang berfungsi untuk mengubah tenaga mekanik menjadi tenaga pendorong bagi *impeller* kapal agar kapal dapat bergerak, dimana dalam operasionalnya mesin induk selalu dalam kondisi *running* secara terus menerus (Dharma, 2010). Pengoperasian secara terus menerus menghasilkan energi panas yang timbul akibat pembakaran bahan bakar di dalamnya. Panas berlebihan yang timbul akan mengakibatkan pemuaihan dan perubahan bentuk terhadap metal-metal yang menjadi penyusun komponen mesin itu sendiri. Terutama *piston* dan *cylinder liner*. Oleh karena itu, sangat diperlukan sistem pendinginan untuk mesin induk tersebut.

Kapal mempunyai mesin induk yang dilengkapi dengan sistem pendinginannya. Sistem pendingin adalah sistem yang digunakan untuk mendinginkan *Main Engine* sehingga dapat beroperasi dalam waktu yang lama (Dharma, 2010). Sistem pendingin bertujuan untuk menjaga agar temperatur mesin tetap berada pada batas yang diperbolehkan sesuai dengan kekuatan material, karena kekuatan material akan menurun sejalan dengan naiknya temperatur (Utomo, 2007). Semua kapal memiliki sistem pendingin, termasuk kapal ikan. Umumnya pendinginan kapal-kapal ikan modern saat ini menggunakan air laut yang dialirkan dengan pompa sentrifugal untuk mengalirkan air laut tersebut ke dalam *heat exchanger* dan mendinginkan *jacket water cooling system*. *Jacket water cooling system* atau sistem pendinginan tertutup adalah sistem pendingin motor di kapal dimana silinder motor bakar dan komponen lainnya didinginkan dengan air tawar dan kemudian air tawar tersebut didinginkan oleh air laut (Utomo, 2007). *Jacket water cooling system* inilah yang nantinya akan mendinginkan mesin induk. Sedangkan nelayan-nelayan tradisional dengan kapal kecil hanya mendinginkan mesin induknya menggunakan konveksi aliran air laut alami.

Pendinginan menggunakan cara konveksi alami ini telah dibahas pada penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Qomaria R,H pada tahun 2015 dengan judul *Studi Komputasi Aliran Konveksi Alami pada Cooler Box untuk Sistem Pendingin Motor Induk Kapal Ikan*. Dalam penelitian ini, dibahas mengenai pengaplikasian pendinginan konveksi alami pada kapal ikan modern yang memiliki panjang 20 meter menggunakan *cooler box* yang berisi koil *jacket water cooling system* yang dipasang di sisi bawah kapal dimana *cooler box* tersebut berfungsi sebagai *heat exchanger* antara air tawar di dalam koil (*jacket cooling water system*) dan air laut yang mengalir melalui *cooler box* tersebut selama kapal bergerak maju (Qomaria, 2015). Dari segi ekonomis, penelitian ini dapat menghemat dari sisi biaya pemasangan pompa air laut. Namun penelitian ini hanya terbatas pada saat kapal bergerak maju dan mempunyai kecepatan saja tanpa memperhitungkan aliran air laut ketika kapal tidak melaju atau saat *manouvering*. Permasalahan ini akan dijawab pada tugas akhir ini, yakni dengan menambah *impeller* pada sisi depan koil dengan sedikit perbedaan pada desain ruang *cooler box*.

Di dalam tugas akhir ini akan dilakukan analisa aliran air laut sebagai pendingin air tawar pada *jacket cooling water system* pada kapal. Sistem ini menggunakan lubang *tunnel* pada lambung kapal yang merupakan pengganti fungsi *cooler box (heat exchanger)* antara air tawar dan air laut dengan memanfaatkan konveksi alami air laut yang masuk ke lubang *tunnel* tersebut. Namun di sisi lain, penggunaan pendingin alami seperti ini dikhawatirkan tidak dapat memenuhi fungsi pendinginan yang maksimal ketika kapal sedang *manouvering* sehingga menyebabkan engine *overheated*. Namun, pada sebagian kasus ketika lubang *tunnel* terlalu besar, penggunaan pendingin alami seperti ini justru menyebabkan perubahan suhu *jacket cooling water* terlalu besar dan engine tersebut mengalami *drop temperature* dan dapat menyebabkan komponen *cylinder* pada engine tersebut mengalami keretakan. Untuk itu, pemilihan

diameter *tunnel* yang tepat perlu dilakukan agar *engine* tidak mengalami *overheated* maupun *drop temperatur*.

Dari segi ekonomis, penggunaan *tunnel* seperti ini menguntungkan karena mengurangi biaya pemasangan pompa air laut. Namun jika diaplikasikan pada kapal yang sesungguhnya, pada saat kapal tidak melaju, kecepatan rendah, dan pada saat *manouver*, terjadi kemungkinan debit air laut tidak dapat mendinginkan air tawar secara maksimal sehingga *engine* mengalami *overheated*, maka dari itu pada bagian dalam *tunnel* juga diberi *impeller* untuk mengatasi debit air yang rendah pada saat kecepatan kapal rendah atau saat *manouver*. Pemasangan *impeller* disini mempertimbangkan segi ekonomis karena hanya berputar pada saat kapal berkecepatan rendah saja (hanya membutuhkan daya pada saat kecepatan kapal sedang rendah atau berhenti).

Pemilihan pemasangan *impeller* didasarkan pada perbedaan lama waktu pemakaian. Jika dibandingkan dengan penggunaan pompa sentrifugal yang terus menerus selama mesin menyala, waktu penggunaan *impeller* lebih singkat karena hanya berputar pada saat kecepatan kapal rendah agar debit aliran air laut tetap terpenuhi. Hal ini dapat menghemat daya listrik yang digunakan.

Di sisi lain, penambahan *tunnel* pada lambung akan menambah tahanan kapal tersebut. Maka dari itu, akan lebih baik jika bagian ujung belakang dari lubang *tunnel* pendingin yang sudah didesain sedemikian rupa pada lambung kapal tersebut dikerucutkan (diameternya diperkecil), dimana air laut yang temperaturnya tinggi dan memiliki tekanan tinggi setelah bersentuhan dengan pipa air tawar (*jacket cooling water system*) di tengah area *tunnel* tadi akan mempunyai kecepatan yang tinggi pada bagian kerucut (*nozzle*) di ujung belakang yang otomatis menambah gaya dorong kapal. Sehingga selain untuk mendinginkan kapal, *tunnel* tersebut juga berfungsi untuk menghasilkan gaya dorong tambahan.

1.2 Perumusan dan Pembatasan Masalah

Permasalahan utama yang akan dijawab dalam tugas akhir ini adalah pengaruh panjang pipa *HE* dan suhu air laut terhadap perpindahan panas, analisa pada kecepatan kapal berapakah *impeller* dalam lubang *tunnel* tersebut harus berputar agar *engine* tidak mengalami *overheated* maupun *drop temperature* serta desain pengerucutan ujung belakang lubang *tunnel* (*nozzle*) yang dilalui air bertemperatur tinggi dimana menghasilkan aliran air dengan kecepatan tinggi (*jet*) yang dapat menambah gaya dorong kapal.

Berdasarkan uraian diatas akan disampaikan beberapa hipotesa antara lain :

- a. Pemasangan *tunnel* pendingin alami dengan melubangi badan kapal yang memanfaatkan konveksi alami pada kecepatan maksimal hingga kecepatan minimal dan pemutaran *impeller* pada saat kecepatan minimal (*manouvering*) hingga kapal berhenti dapat menghemat dari segi ekonomis dengan mengganti dua pompa air laut dengan dua buah *impeller* (kanan dan kiri lambung kapal) yang hanya berputar saat *manouvering* saja dimana keduanya adalah *redudancy*.
- b. Pemasangan *impeller* bertujuan untuk pengaliran air laut saat debit air laut terlampau kecil ketika kecepatan rendah atau ketika kapal berhenti dimana debit air laut yang masuk *tunnel* juga berhenti dan tidak dapat mendinginkan *engine*.
- c. Fluida air tawar di dalam koil pipa *jacket water cooling* setelah melalui *tunnel* temperaturnya akan turun.
- d. Fluida air laut yang melalui *tunnel* jika melalui ujung *tunnel* yang mengerucut akan menjadi *nozzle* karena perubahan diameter kerucut memengaruhi kecepatan air.

Batasan masalah pada penelitian ini adalah:

- a. Terbatas hanya untuk kapal ikan sepanjang ± 20 meter.
- b. Hanya untuk kapal nelayan di wilayah Indonesia dengan suhu air laut normal $25^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$.
- c. Terbatas hanya untuk arus laut tenang saja.
- d. Pemfokusan masalah hanya pada sistem pendinginan khususnya pada *HE* di dalam *tunnel* saja.

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah :

- a. Mengetahui apakah konveksi air laut yang diaplikasikan pada kapal ikan 20 meter dapat mengalirkan debit air laut yang diminta *engine* untuk kebutuhan pendinginan saat kapal melaju pada kecepatan dinas hingga kecepatan yang lebih rendah.
- b. Mengetahui pada kecepatan kapal berapakah *impeller* di dalam saluran *tunnel* harus diputar agar pengaliran debit air laut tetap terpenuhi.
- c. Mengetahui apakah penambahan luasan permukaan sentuh pipa *HE* berpengaruh terhadap perpindahan panas.
- d. Mengetahui apakah pengerucutan ujung pipa *tunnel* di bagian belakang dapat menghasilkan *nozzle* yang dapat menghasilkan *thrust* terbesar ketika dilalui fluida air laut.

1.4 Manfaat

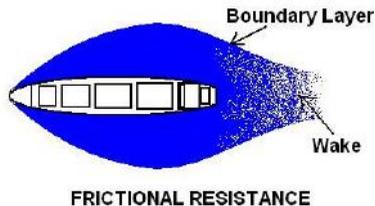
Manfaat dari skripsi ini salah satunya adalah mengaplikasikan penelitian Qomaria R.H. tentang analisa desain sistem pendingin konveksi alami jika dipasang pada lambung kapal serta memberi solusi pengaliran air laut ketika kapal berhenti atau *manouvering* serta analisa penambahan gaya dorong kapal dengan mengerucutkan bagian ujung belakang *tunnel* (*nozzle*), sehingga aliran fluida panas dapat menyembur dengan kecepatan tinggi dan menghasilkan *thrust* pada kapal.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tahanan Kapal



Gambar 2. 1 Tahanan Kapal

(smallshipyard.blogspot.com, didownload 8 Januari 2016)

Tenaga yang diperlukan kapal untuk melaju di air sangat tergantung bagaimana efisiensi dari system propulsinya terhadap tahanan yang diterima oleh kapal. Tahanan kapal adalah fungsi yang sangat kompleks tergantung dari variabel bentuk lambung, *displacement* dan kecepatan. Beberapa komponen tahanan kapal yang utama adalah :

- Tahanan Gesek
- Tahanan Tekanan
- Tahanan Gelombang
- Tahanan Tambahan di Gelombang
- Tahanan Udara

Tahanan kapal merupakan sebuah gaya fluida yang bekerja pada badan kapal yang sedemikian rupa sehingga bekerja melawan gerakan kapal. Tahanan kapal (*resistance*) didefinisikan sebagai berikut:

$$R = \frac{1}{2} C_p \rho V^2 S$$

Dimana:

R = tahanan kapal

C = koefisien tahanan

V = kecepatan kapal

ρ = masa jenis air laut

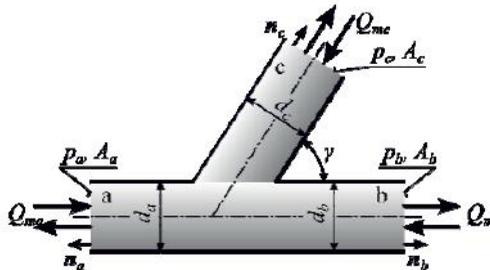
S = luas permukaan basah kapal.

(Bayu, 2012)

2.2 Sambungan T (*T-junction*) pada sistem perpipaan

Sambungan T adalah bagian kecil dari sistem perpipaan, namun memegang peranan penting. Sambungan T berguna untuk memisahkan satu aliran pipa menjadi dua, atau mencampurkan dua aliran yang berbeda menjadi satu. *T-junction* dapat juga digunakan untuk mencampurkan dua fluida yang berbeda, fluida dan gas, serta dua gas yang berbeda. Namun, sejauh ini sambungan T masih banyak yang menggunakan sudut sebesar 90° pada pipa percabangannya.

Penelitian Jaroslav Stigler pada tahun 2014 membahas tentang sambungan T dimana percabangannya memiliki variasi sudut berbeda-beda selain 90° dimana penelitian ini berlaku untuk aliran *steady state* pada keadaan *T-junction* horizontal.



Gambar 2. 2 Cabang *T-junction* beserta variabelnya

Hasil penjumlahan debit air yang melalui percabangan sama dengan nol :

$$Q_{ma} + Q_{mb} + Q_{mc} = 0$$

Jika fluida memasuki pipa melalui titik A dan keluar melalui titik B dan C, perhitungan momentum untuk gambar 2.2 memiliki rumusan sebagai berikut :

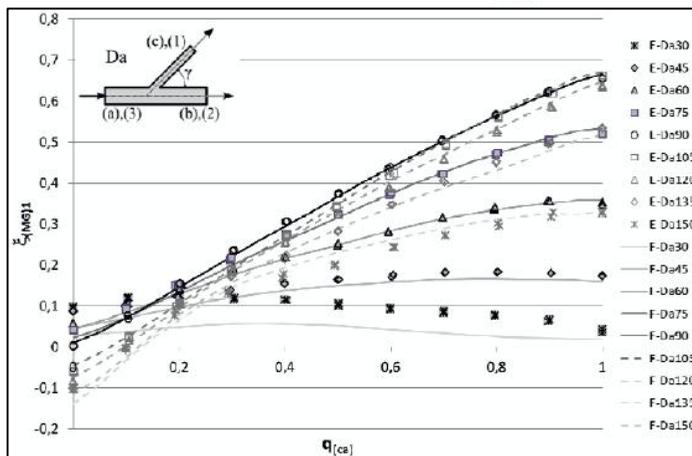
$$-\left(\frac{Q_{ma}^2}{\rho \cdot A_a} + p_a \cdot A_a\right) + \left(\frac{Q_{mb}^2}{\rho \cdot A_b} + p_b \cdot A_b\right) + \left(\frac{Q_{mc}^2}{\rho \cdot A_c} + p_c \cdot A_c\right) \cdot \cos \gamma + \zeta_{Mb} \frac{Q_{mX}^2}{\rho \cdot A_X} = 0$$

Variabel γ adalah sudut antara cabang a dan b. ζ_{mb} adalah koefisien momentum total yang memiliki rumusan berikut :

$$\zeta_{Mb} = \zeta_{MFb} + \zeta_{MGb}$$

ζ_{MGb} didapatkan dari hasil penelitian Jaroslav Stigler yang dapat dibaca pada sebuah grafik, sedangkan ζ_{MFb} didapatkan berdasarkan rumus dibawah ini :

$$\begin{aligned} \zeta_{MFb} = & (-\Delta p_{1a} \cdot Q_a \cdot L_a \cdot A_a \\ & + \Delta p_{1b} \cdot Q_b \cdot L_b \cdot A_b \\ & + \Delta p_{1c} \cdot Q_c \cdot L_c \cdot A_c \cdot \cos \gamma) \cdot \frac{\rho \cdot A_X}{Q_{mX}^2} \end{aligned}$$



Grafik 2. 1 Koefisien ζ_{MGb} pada percabangan T -junction bersudut

Variabel ΔP_{lx} adalah perbedaan tekanan per satu meter dari panjang pipa. Dapat di rumuskan dengan perhitungan berikut :

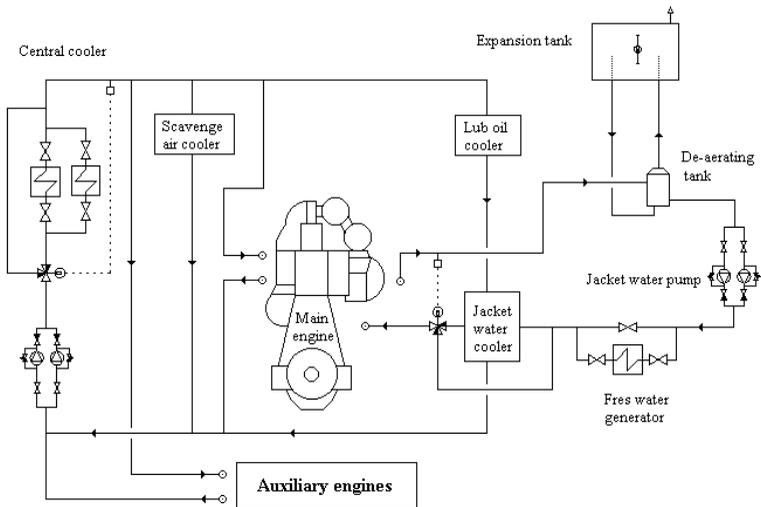
$$\Delta p_{lx} = \left| \frac{\Delta p_x}{L_x \cdot Q_x} \right|$$

(Stigler, 2014)

2.3 Cooling System pada Kapal

Ada dua sistem pendingin yang digunakan di kapal untuk tujuan pendinginan:

- Sistem pendingin Air Laut/ Sistem pendinginan terbuka : Air laut langsung digunakan dalam sistem pendingin untuk penukar panas. Termasuk *jacket cooling water system*.



Gambar 2. 3 Cooling System pada Kapal

- Sistem pendingin air tawar/sistem pendinginan tertutup : Air tawar digunakan dalam rangkaian tertutup untuk mendinginkan mesin yang ada di kamar mesin. Air tawar kembali dari *exchanger* panas setelah pendinginan mesin yang selanjutnya didinginkan oleh air laut pada pendingin air laut.

Dengan mempertimbangkan mekanisme proses perpindahan panas dapat disimpulkan bahwa perpindahan panas konveksi tidak akan terjadi dalam medium padat seperti logam, dan sering dijumpai dalam medium fluida (seperti zat cair dan gas). Secara umum mengikuti persamaan :

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T$$

Q : Kuantitas perpindahan panas (laju perpindahan panas)(Watt)

h : Koefisien perpindahan panas konveksi ($W.m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)

A : Luas permukaan perpindahan panas (m^2)

Δt : Perbedaan temperatur pada saat perpindahan panas ($^\circ C$)

Sedang pada *heat exchanger* berlaku rumusan :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

U : Koefisien perpindahan panas konveksi ($W.m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)

(Holman, 1997)

2.4 Metode NTU-Efektivitas

Pendekatan LMTD dalam analisis penukar-kalor berguna bila suhu-masuk dan suhu-keluar diketahui atau dapat ditentukan dengan mudah, sehingga LMTD dapat dengan mudah dihitung, dan aliran kalor, luas permukaan, dan koefisien perpindahan-kalor menyeluruh dapat ditentukan. Bila kita harus menentukan suhu-masuk atau suhu-keluar, analisis kita akan melibatkan prosedur iterasi karena LMTD itu suatu fungsi logaritma. Dalam hal demikian, analisis akan lebih mudah dilaksanakan dengan menggunakan metode yang berdasarkan atas efektivitas penukar-kalor dalam memindahkan sejumlah kalor tertentu. Metode efektivitas ini juga mempunyai beberapa keuntungan untuk

menganalisis soal-soal di mana kita harus membandingkan berbagai jenis penukar kalor guna memilih jenis yang terbaik untuk melakukan perpindahan kalor tertentu.

Efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) didefinisikan sebagai berikut :

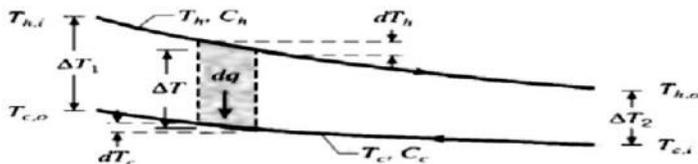
$$\epsilon = \frac{\text{Perpindahan - kalor nyata}}{\text{Perpindahan Kalor maksimum yang mungkin}}$$

Perpindahan kalor maksimum yang mungkin dinyatakan sebagai :

$$q_{\text{maks}} = (m \cdot c)_{\text{min}} (T_{h \text{ masuk}} - T_{c \text{ masuk}})$$

- q_{maks} : Perpindahan kalor maksimum
 $(m \cdot c)_{\text{min}}$: Massa x kalor jenis minimum (fluida minimum) / Kapasitas kalor minimum (C_{min})
 $T_{h \text{ masuk}}$: Temperatur fluida panas yang masuk
 $T_{c \text{ masuk}}$: Temperatur fluida dingin yang masuk

Untuk penukar kalor aliran *counterflow* :



Grafik 2.2. Aliran *Counterflow*

$$\epsilon_h = \frac{m_h c_h (T_{h1} - T_{h2})}{m_h c_h (T_{h1} - T_{c2})} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c2}}$$

$$\epsilon_h = \frac{m_h c_h (T_{h1} - T_{h2})}{m_h c_h (T_{c1} - T_{c2})} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c1} - T_{c2}}$$

Fluida minimum adalah fluida dengan mc bernilai rendah. Sehingga ΔT tinggi. Sehingga secara umum efektivitas dinyatakan sebagai :

$$\epsilon = \frac{T \text{ fluida minimum}}{\text{Beda suhu maksimum dalam penukar kalor}}$$

Rumusan diatas jika diterapkan pada kasus aliran lawan arah, akan didapatkan persamaan efektivitas berikut :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$$

Keterangan :

$$N = NTU = \frac{UA}{C \text{ minimum}}$$

$$C = \frac{C \text{ minimum}}{C \text{ maksimum}}$$

(Holman, 1997)

2.5 Laju aliran air dalam pipa

Menurut hukum newton Sebuah aliran fluida jika di lihat dari pergerakannya dapat dibedakan menjadi tiga aliran. Yaitu aliran laminar, turbulen dan transisi. Aliran laminar adalah sebuah aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan – lapisan atau lamina - lamina dengan satu lapisan meluncur secara lancar. Dalam aliran laminar ini viskositas berfungsi untuk meredam kecenderungan terjadinya gerakan relatif antara lapisan. Sedangkan aliran turbulen adalah aliran dimana pergerakan dari partikel – partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami percampuran serta putaran partikel antara lapisan yang mengakibatkan saling tukar momentum dari satu bagian fluida ke bagian fluida yang lain dalam sekala yang besar. Dalam keadaan aliran turbulen maka turbulensi yang terjadi membangkitkan tegangan geser yang merata diseluruh fluida sehingga menghasilkan kerugian – kerugian aliran. Sedangkan aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen.

(Rukmana, di download 16 Desember 2015)

Untuk mengetahui aliran itu laminar, turbulen atau transisi dapat diketahui dengan menghitung seberapa besarnya bilangan reynold dari aliran – aliran tersebut dengan menggunakan rumus:

$$Re = \rho VD / \mu$$

Dimana :

V = kecepatan (rata-rata) fluida yang mengalir (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

ρ = masa jenis fluida (kg/m³)

μ = viskositas dinamik fluida (kg/m.s) atau (N.det/m²)

(Streeter, 1988)

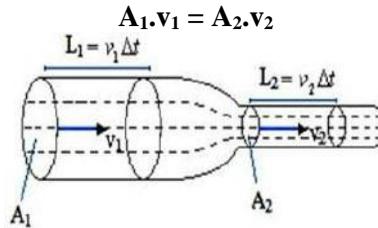
- Hukum kontinuitas

Persamaan kontinuitas adalah persamaan yang menghubungkan kecepatan fluida dalam dari satu tempat ke tempat lain. Sebelum menurunkan hubungan, Anda harus memahami beberapa istilah dalam aliran fluida. Garis aliran (*stream line*) diartikan sebagai jalur aliran fluida ideal (aliran lunak). Garis singgung di suatu titik pada garis memberikan kita arah kecepatan aliran fluida. Garis alir tidak berpotongan satu sama lain. Tabung air adalah kumpulan dari garis-garis aliran.

Dalam aliran tabung, fluida masuk dan keluar melalui mulut tabung. Untuk itu, semua fluida tidak boleh dimasukkan dari sisi tabung karena dapat menyebabkan persimpangan / perpotongan garis-garis aliran. Hal ini akan menyebabkan aliran tidak tunak lagi.

$$\begin{aligned} \Delta m_1 &= \Delta m_2 \\ \rho_1 A_1 v_1 &= \rho_2 A_2 v_2 \\ \rho_1 A_1 v_1 &= \rho_2 A_2 v_2 \end{aligned}$$

Persamaan di atas adalah persamaan kontinuitas. Karena sifat fluida yang inkompresibel atau massa jenisnya tetap, maka persamaannya menjadi :



Gambar 2. 4 Aliran Air dalam pipa mengecil
(regitarahmafaycaximia2.wordpress.com, didownload 1 Januari 2016)

2.6 Head loss pada sistem saluran

Bila suatu fluida mengalir dari satu titik ke titik lainnya maka aliran fluida tersebut akan menimbulkan energi mekanik yang dapat diekspresikan dengan persamaan Bernoulli [*Fox and Mc. Donald, 1994*] sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2$$

Pada aliran yang tidak menimbulkan efek gesekan maka kecepatan pada tiap titik akan uniform / sama sehingga persamaan Bernoulli diatas akan menghasilkan perbedaan energi mekanis sama dengan nol. Kondisi yang seperti ini dinamakan *Zero Head Loss*.

Pada aliran fluida yang mempunyai kekentalan maka efek dari gesekan akan menimbulkan adanya perubahan energi dalam (*internal energy*) pada fluida tersebut, sehingga akan menimbulkan adanya perubahan energi mekanik dari fluida tersebut. Perubahan energi mekanik ini dapat diekspresikan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + h_{LT}$$

Secara umum *Head Loss Total* ($LT h$) dapat dibagi dalam dua kelompok yaitu *mayor losses* dan *minor losses*. *Mayor losses* (Lh)

merupakan penjumlahan dari efek gesekan pada aliran *fully developed* sepanjang saluran yang dilewati oleh aliran. Sedangkan minor losses (*LM h*) adalah losses / kerugian yang disebabkan adanya kelengkapan sistem saluran seperti kerugian pada saluran masuk, adanya belokan, perubahan besar penampang dan lain sebagainya.

- *Head Loss Mayor*

Secara umum besarnya *head loss* mayor dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

- *Head Loss Minor*

Secara umum besarnya *head loss* minor dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$h_{LM} = K_2 \cdot \frac{V^2}{2g}$$

(Adji, didownload pada 10 Januari 2016)

2.7 Gaya dorong

Gaya dorong merupakan aksi dari pompa yang mengakibatkan fluida mengalir melalui saluran dengan memberikan energi pada sistem, kemudian dirubah oleh *nozzle* sehingga terjadi kenaikan momentum aliran.

Persamaan gaya dorong untuk sistem propulsi *water jet* adalah:

$$T = m \cdot (V_j - V_i)$$

$$T = \rho \cdot A_n \cdot V_j \cdot (V_j - V_i)$$

Dimana :

T = Gaya dorong

m = laju aliran massa fluida

ρ = massa jenis fluida kerja

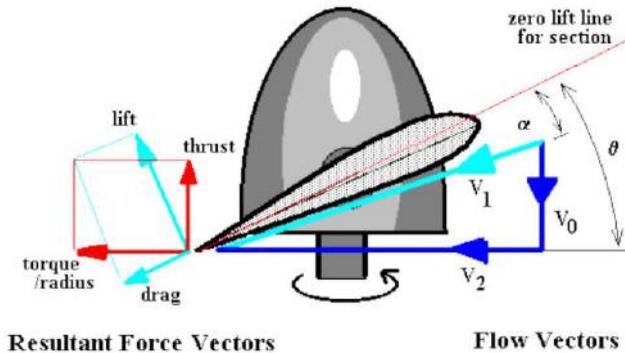
A = Luas penampang *outlet nozzle*

V_j = Kecepatan aliran *jet*

V_i = Kecepatan efektif yang diperkirakan pada saluran *inlet*

(Adji, didownload pada 10 Januari 2016)

2.8 Propeller Blade Element Theory



Gambar 2. 5 *Propeller Blade Theory*
(s6.aeromech.usyd.edu.au, didownload tanggal 15 Juli 2016)

Thrust Value adalah gaya dorong yang dihasilkan oleh baling-baling yang berputar. Rumus *thrust value* adalah :

$$T = F_{\text{lift}} \cos \theta - F_{\text{drag}} \sin \theta$$

θ adalah sudut *pitch* dari baling-baling yang telah didesain. F_{lift} adalah gaya angkat (tegak lurus terhadap daun *propeller*) dan F_{drag} adalah gaya seret (sejajar daun *propeller*). Sedangkan *Torque Value* adalah nilai torsi yang didapatkan dari baling-baling yang berputar. Rumus *torque value* adalah :

$$Q = F_{\text{lift}} \sin \theta + F_{\text{drag}} \cos \theta$$

dengan θ adalah sudut *pitch* dari baling-baling yang telah didesain.

(Febriyanto, 2013)

2.9 Gaya (*Force*)

Gaya dalam pengertian ilmu fisika adalah sesuatu yang menyebabkan perubahan keadaan benda. Gaya jika diterapkan terhadap luasan akan menghasilkan tekanan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$F = P \times A$$

F = Gaya (Newton)

P = Tekanan (N/m²)

A = Luasan permukaan (m²)

(Febriyanto, 2013)

2.10 *Nozzle*

Nozzle adalah suatu alat yang digunakan untuk mengubah energi akibat adanya perbedaan tekanan statis antara dua titik dalam medan aliran menjadi energi kinetik fluida. Aliran yang melalui *nozzle* digerakkan oleh tekanan tinggi pada sisi masuk *nozzle* menuju tekanan statis yang lebih rendah yang terletak pada kerongkongan *nozzle*. Pada setiap titik dari permukaan *nozzle* yang berbentuk konvergen, gradien tekanan *static* menyebabkan adanya aliran fluida yang mengalir dengan percepatan menuju kerongkongan *nozzle*.

Penurunan viskositas dan besarnya rugi – rugi gesekan pada *nozzle* konvergen sangat dipengaruhi oleh lapisan batasnya. Lapisan batas yang panjang pada *nozzle* akan menyebabkan berkurangnya prestasi dari *nozzle*, karena lapisan batas yang dihasilkan relatif besar dan akan menambah besarnya rugi-rugi gesekan pada salurannya. Berdasarkan persamaan konservasi massa untuk aliran fluida *incompressible* berlaku persamaan sebagai berikut :

$$V_1 = V_2 \cdot \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$$

(Adji, didownload pada 10 Januari 2016)

2.11 *Computational Fluid Dynamic (CFD)*

CFD merupakan metode penghitungan dengan sebuah kontrol dimensi, luas dan volume dengan memanfaatkan bantuan komputasi komputer untuk melakukan perhitungan pada tiap-tiap elemen pembagiannya. Prinsipnya adalah suatu ruang yang berisi fluida yang akan dilakukan penghitungan dibagi-bagi menjadi beberapa bagian, hal ini sering disebut dengan sel dan prosesnya dinamakan *meshing*.

Bagian-bagian yang terbagi tersebut merupakan sebuah kontrol penghitungan yang akan dilakukan oleh aplikasi atau *software*. Kontrol-kontrol penghitungan ini beserta kontrol-kontrol perhitungan lainnya merupakan pembagian ruang yang disebutkan tadi atau *meshing*. Nantinya, pada setiap titik kontrol penghitungan akan dilakukan penghitungan oleh aplikasi dengan batasan *domain* dan *boundary condition* yang telah ditentukan. Prinsip inilah yang banyak dipakai pada proses penghitungan dengan menggunakan bantuan komputasi komputer. Contoh lain penerapan prinsip ini adalah *Finite Element Analysis (FEA)* yang digunakan untuk menghitung tegangan yang terjadi pada benda *solid*.

Sejarah *CFD* berawal pada tahun 60-an dan mulai terkenal pada tahun 70-an, awalnya pemakaian konsep *CFD* hanya digunakan untuk aliran fluida dan reaksi kimia, namun seiring dengan berkembangnya industri di tahun 90-an membuat *CFD* makin dibutuhkan pada berbagai aplikasi lain. Contohnya sekarang ini banyak sekali paket-paket *software CAD* menyertakan konsep *CFD* yang dipakai untuk menganalisa *stress* yang terjadi pada *design* yang dibuat. Pemakain *CFD* secara umum dipakai untuk memprediksi :

- Aliran dan panas.
- Transfer massa.
- Perubahan fasa seperti pada proses *melting*, pengembunan dan pendidihan.
- Reaksi kimia seperti pembakaran.
- Gerakan mekanis seperti *piston* dan *fan*.
- Tegangan dan tumpuan pada benda *solid*.
- Gelombang elektromagnet.

CFD adalah penghitungan yang mengkhususkan pada fluida, mulai dari aliran fluida, *heat transfer* dan reaksi kimia yang terjadi pada fluida. Atas prinsip-prinsip dasar mekanika fluida, konservasi energi, momentum, massa, serta *species*, penghitungan dengan *CFD* dapat dilakukan. Secara sederhana proses penghitungan yang dilakukan oleh aplikasi *CFD* adalah dengan kontrol-kontrol penghitungan yang telah dilakukan maka kontrol penghitungan tersebut akan dilibatkan dengan memanfaatkan persamaan-persamaan yang terlibat.

Persamaan-persamaan ini adalah persamaan yang dibangkitkan dengan memasukkan parameter apa saja yang terlibat dalam *domain*. Misalnya ketika suatu model yang akan dianalisa melibatkan temperatur berarti model tersebut melibatkan persamaan energi atau konservasi dari energi tersebut. Inisialisasi awal dari persamaan adalah *boundary condition*. *Boundary condition* adalah kondisi dimana kontrol-kontrol perhitungan didefinisikan sebagai definisi awal yang akan dilibatkan ke kontrol-kontrol penghitungan yang berdekatan dengannya melalui persamaan-persamaan yang terlibat.

Hasil yang didapat pada kontrol point terdekat dari penghitungan persamaan yang terlibat akan diteruskan ke kontrol point terdekat lainnya secara terus menerus hingga seluruh domain terpenuhi. Akhirnya, hasil yang didapat akan disajikan dalam bentuk warna, vektor dan nilai yang mudah untuk dilihat dengan konfigurasi jangkauan diambil dari nilai terbesar dan terkecil.

Secara umum proses penghitungan *CFD* terdiri atas 3 bagian utama:

1. *Pre processor (Input)*
2. *Processor*
3. *Post processor (Output)*

Preprocessor adalah tahap dimana data diinput mulai dari pendefinisian *domain* serta pendefinisian kondisi batas atau *boundary condition*. Di tahap itu juga sebuah benda atau ruangan yang akan analisa dibagi-bagi dengan jumlah *grid* tertentu atau sering disebut juga dengan *meshing*. Tahap selanjutnya adalah *processor*, pada tahap ini dilakukan proses penghitungan data-data *input* dengan persamaan yang terlibat secara iteratif. Artinya penghitungan dilakukan hingga hasil menuju *error* terkecil atau hingga mencapai nilai yang konvergen. Perhitungan dilakukan secara menyeluruh terhadap volume kontrol dengan proses integrasi persamaan diskrit. Tahap akhir merupakan tahap *postprocessor* dimana hasil perhitungan diinterpretasikan ke dalam gambar, grafik bahkan animasi dengan pola-pola warna tertentu.

Hal yang paling mendasar mengapa konsep *CFD (software CFD)* banyak sekali digunakan dalam dunia industri adalah dengan *CFD* dapat dilakukan analisa terhadap suatu sistem dengan mengurangi biaya eksperimen dan tentunya waktu yang panjang dalam melakukan eksperimen tersebut. Atau dalam proses *design engineering* tahap yang harus dilakukan menjadi lebih pendek. Hal lain yang mendasari pemakaian konsep *CFD* adalah pemahaman lebih dalam akan suatu masalah yang akan diselesaikan atau dalam hal ini pemahaman lebih dalam mengenai karakteristik aliran fluida dengan melihat hasil berupa grafik, vektor, kontur dan bahkan animasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang dipakai dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah dengan menggunakan perhitungan hambatan dimana membandingkan antara gaya dorong kapal yang dihasilkan dengan penggerak utama saja dan yang menggunakan *nozzle* dengan desain kapal yang sama, yakni memasang koil pendingin pada bagian samping kamar mesin. Adapun langkah-langkah yang dilakukan yaitu :

3.1 Studi Literatur

Studi literatur ini dilakukan untuk pengumpulan bahan pustaka yang menunjang kegiatan penelitian ini yang bersumber dari buku, jurnal, tugas akhir dan internet. Materi yang diambil dari sumber-sumber tersebut berkaitan dengan sistem kerja *water jet* dan pengaruhnya pada kapal serta teori aliran air yang melalui pipa dan perpindahan panas yang terjadi dan beberapa materi lain yang menunjang pengerjaan penelitian ini. Referensi berasal dari berbagai media, antara lain :

1. Buku.
2. Jurnal.
3. Artikel.
4. *Paper*
5. Tugas akhir
6. Internet

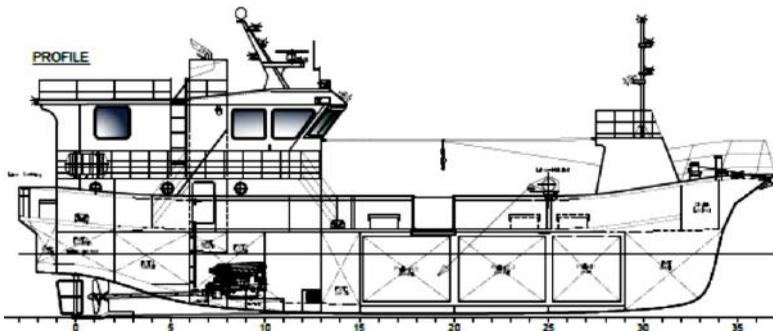
Untuk pencarian beberapa referensi tersebut, dilakukan di beberapa tempat, yaitu :

1. Perpustakaan ITS.
2. Ruang Baca FTK.

3. Laboratorium *Marine Manufacture and Design*, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS

3.2 Penentuan data utama kapal ikan yang direncanakan

Data utama kapal ikan direncanakan akan menggunakan kapal Tuna Longliner 60GT. Kapal yang akan digunakan panjangnya 20 Meter. Setelah penentuan data kapal, dilakukan perancangan lambung kapal tersebut pada Maxurf Pro. Perancangan ini sudah didesain sebelumnya pada desain kapal Tuna Longliner 60GT. Sedangkan untuk sistem penggeraknya, kapal ini didesain menggunakan *main engine* YANMAR 6CX-ETE, 420HP/314KW dan 2700 Rpm dengan pendinginan air laut.

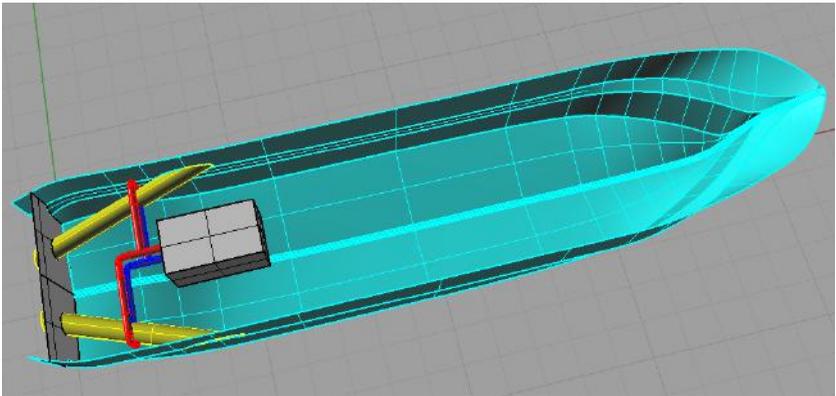


Gambar 3. 1 Tuna Longliner 60GT

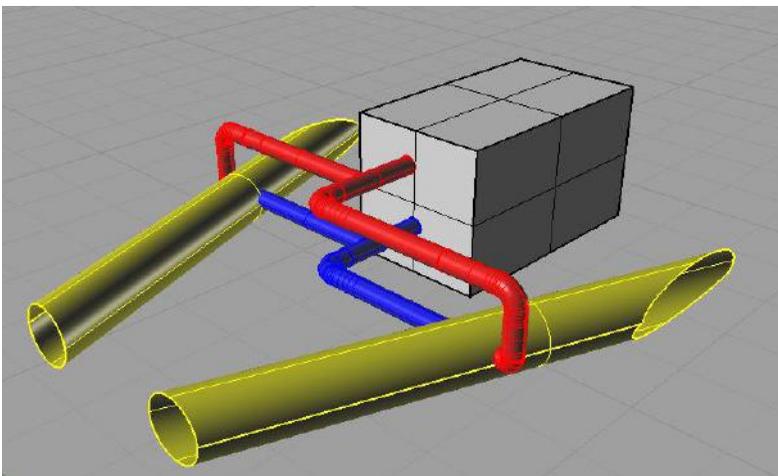
3.3 Analisa kecepatan aliran air laut yang masuk ke *tunnel* pada lambung kapal di berbagai variasi kecepatan kapal

Data utama berupa desain kapal ikan yang telah didapatkan tadi diexport ke dalam format *software* rhinoceros. Tujuan diexport ke format rhinoceros adalah agar mudah dalam melubangi bagian lambungnya sebagai *tunnel* (*cooler box*). Jika pelubangan *tunnel* sudah dilakukan, desain tersebut diexport lagi ke format tin, agar dapat dibuka dan dianalisa melalui *software* ansys. Setelah melakukan *surface*, *meshing*, dan *running* pada ansys, akan

diketahui kecepatan aliran air masuk *tunnel* tersebut. Kecepatan kapal yang divariasikan yaitu mulai dari kecepatan maksimal 10 knot, 8knot, 6 knot,4 knot,2 knot, hingga kapal berhenti di 0 knot.



Gambar 3. 2 Model *tunnel* pada lambung kapal



Gambar 3. 3 Sistem pendinginan di dalam kapal

3.4 Analisa kebutuhan temperatur *engine* yang didinginkan beserta debit aliran air tawar dan air laut.

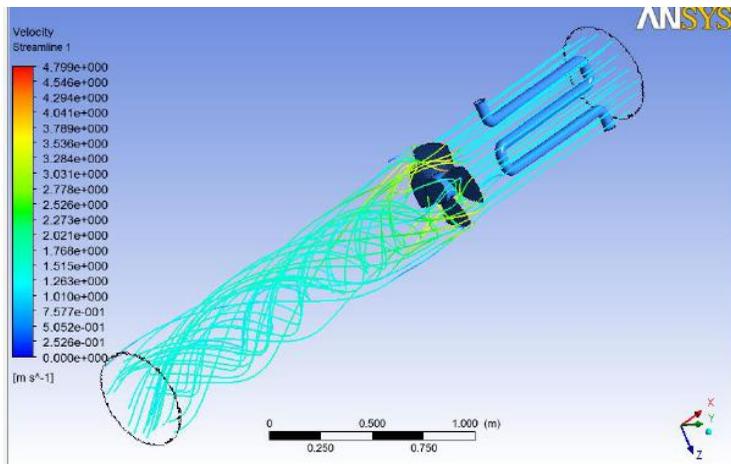
Analisa kebutuhan temperatur pendinginan air tawar dan air laut disini disesuaikan dengan permintaan *main engine* YANMAR 6CX-ETE. Temperatur keluaran *engine* dalam *manual book* adalah antara 75-85°C dan tidak boleh melebihi dari 90°C. Temperatur keluaran *engine* ini nantinya akan menjadi temperatur masukan pada perhitungan perpindahan panas antara air laut dan air tawar pada selongsong *tunnel* yang terdapat koil *jacket water cooling* di dalamnya (sebagai *heat exchanger*).

Sedangkan temperatur masuk *engine* atau keluaran *heat exchanger* tidak disebutkan dalam *manual book*. Sehingga diasumsikan seperti umumnya mesin induk kapal yakni 60-70°C Debit air tawar dan air laut juga disesuaikan permintaan *engine*. Yakni ≥ 13000 Liter/hrs untuk air tawar dan ≥ 9820 Liter/hrs untuk air laut pada putaran 2600 rpm. (Yanmar Diesel Engine CO. LTD.)

3.5 Analisa perpindahan panas di dalam *tunnel* (*heat exchanger*)

Pembuatan model *tunnel* pendingin dengan cara melubangi bagian lambung kapal di daerah kamar mesin beserta *running* aliran pada desain sudah dilakukan sebelumnya menghasilkan nilai kecepatan aliran air masuk *tunnel*. Nilai ini akan digunakan untuk menghitung debit air laut yang masuk ke *tunnel*. Debit air digunakan untuk menghitung perpindahan panas secara konveksi. Perhitungan dilakukan manual dengan menggunakan rumus NTU-efektivitas. Dari sini akan diketahui temperatur keluaran air tawar dari *heat exchanger* yang nantinya akan menjadi temperatur air tawar yang masuk ke *engine*. Dari sini akan diketahui mana yang memenuhi dan tidak memenuhi berdasarkan *manual book*.

Pembuatan model *HE* di dalam *tunnel* pendingin mengacu pada desain *HE* sebelumnya, yakni tipe *shell and tube*.



Gambar 3. 4 Model *HE* modifikasi di dalam *tunnel* air laut

3.6 Analisa kecepatan air setelah diberi *impeller*

Dari hasil perhitungan perpindahan panas sebelumnya akan diketahui pada kecepatan aliran rendah berapakah air laut sudah mulai tidak dapat mendinginkan air tawar lagi sehingga *engine* mengalami *overheated*. Pada kecepatan rendah tersebut akan dilakukan simulasi aliran air saat *impeller* diputar pada rpm tertentu. Perputaran *impeller* dianggap berhasil jika kecepatan aliran air laut bertambah hingga memenuhi debit air untuk pendinginan.

3.7 Analisa *thrust* pada *nozzle* di ujung belakang *tunnel*

Pada tahap akhir tugas ini akan di desain pengerucutan pada ujung *tunnel* yang diprediksi dapat menambah nilai *thrust* karena penambahan kecepatan fluida keluar akibat pengecilan diameter.

3.8 Kesimpulan penelitian terhadap hipotesa

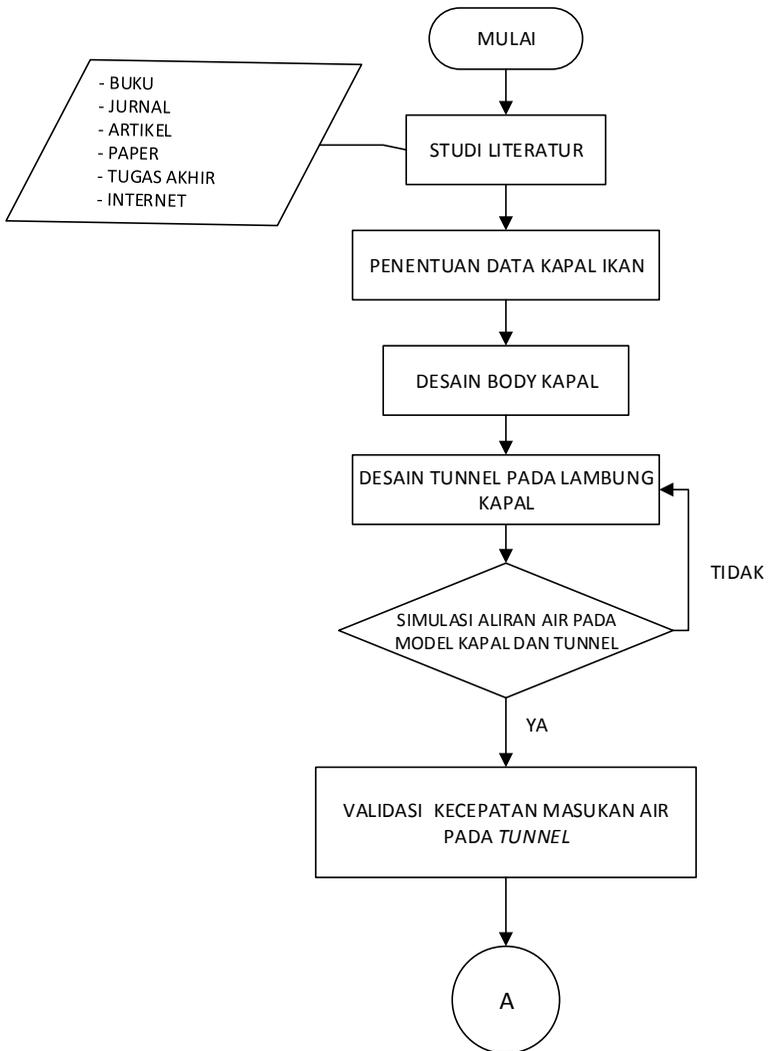
Disini akan disimpulkan hasil dari penelitian, apakah benar beberapa hipotesa yang telah diprediksi terhadap hasil penelitian

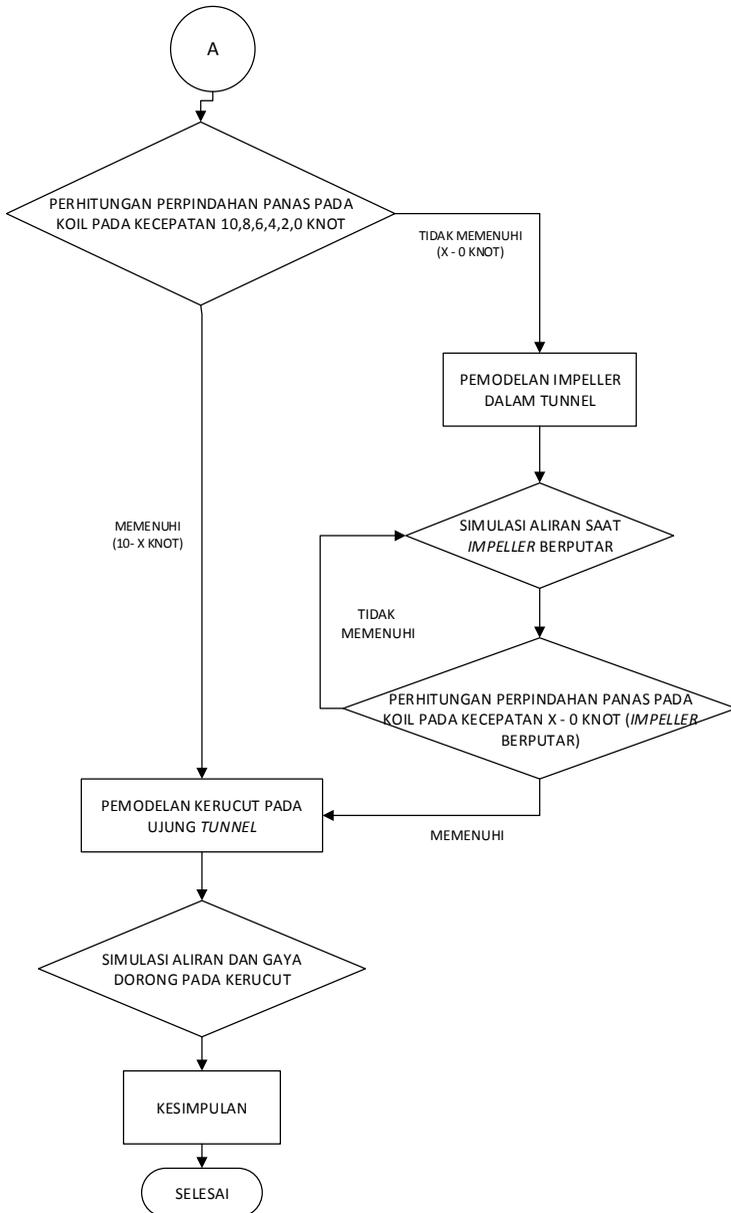
yang sesungguhnya dan dikemukakan pula alasan serta saran pada pembaca.

3.9 Dokumentasi

Seluruh tahapan penelitian diatas didokumentasikan ke dalam bentuk penulisan laporan tugas akhir dan sekaligus merupakan tahap penyempurnaan akhir penelitian yang dilakukan.

Adapun diagram alur pengerjaan tugas akhir sebagai berikut :





BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa data dan desain model kapal-*tunnel*

Pengerjaan tugas ini menggunakan data kapal ikan tuna longliner sepanjang 20 meter dengan data utama sebagai berikut :

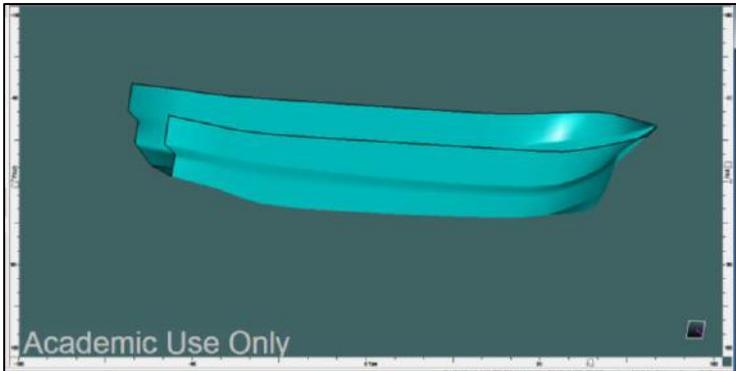
PRINCIPLE DIMENSION

Length Over All (LOA)	: 20,00 m
Length Water Line (LWL)	: 18,00 m
Length of Perpendicular (LPP)	: 16,95 m
Breadth (mld) Maximum	: 4,50 m
Breadth (Waterline)	: 4,34 m
Height (mld) to main deck	: 2,24 m
Height Total (incl. Tower)	: 8,20 m
Draft (maximum)	: 1,60 m
Displacement	: 83,17 Ton
CB	: 0,649
Speed (Maximum)	: 10 Knot
Speed (Cruising)	: 8 Knot
Crews	: 15 persons
Endurance (at cruising 8 Knot)	: 2000 NM
Endurance time (continuous)	: 10 days

Untuk data lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran 1.

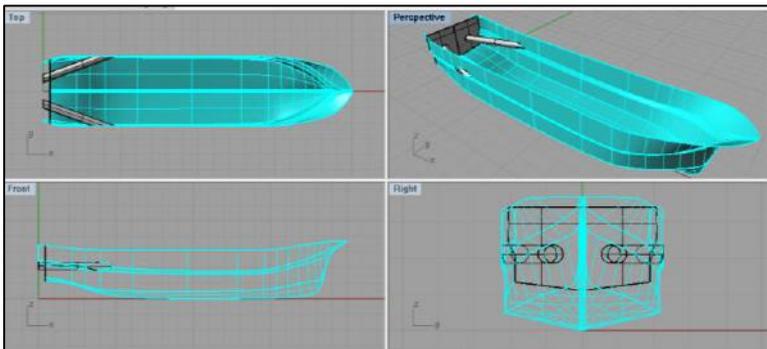
4.2 Desain model kapal dan *tunnel*

Data kapal tersebut di desain rencana garisnya dibawah sarat air menggunakan Maxurf Pro. Desain kapal dapat dilihat pada Gambar 4.1 dibawah ini :



Gambar 4. 1 Desain menggunakan Maxurf

Desain *lines plan* dengan format maxurf akan dilubangi pada bagian lambungnya yang nantinya akan berfungsi sebagai *cooler box*. Untuk memudahkan pelubangan lambung, pelubangan dilakukan dengan menggunakan Rhinoceros. Maka dari itu, desain harus di*export* dalam format Rhinoceros. Hasil desain kapal setelah dilubangi dapat dilihat pada Gambar 4.2 dibawah ini :



Gambar 4. 2 Desain lubang *tunnel* menggunakan Rhinoceros

Lubang *tunnel* pada lambung kapal didesain dengan panjang 3,5 meter, jari-jari 0,25 meter dan memiliki sudut masuk sebesar 20° dari sumbu memanjang kapal.

4.3 Simulasi kecepatan aliran air masuk *tunnel*

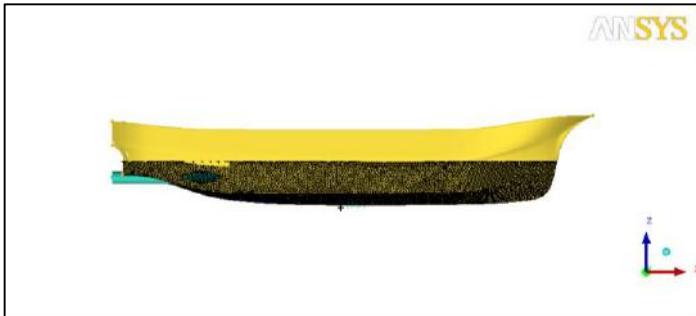
Setelah desain model *tunnel* selesai, desain model tersebut masuk pada tahap simulasi aliran air. Simulasi aliran dilakukan untuk mengetahui kecepatan aliran air yang masuk kedalam *tunnel* pada variasi kecepatan kapal 0,2,4,6,8 dan 10 knot. Simulasi tersebut menggunakan *software* ANSYS yang merupakan *software Computational Fluid Dynamics*. Data kecepatan yang didapatkan dari simulasi tersebut nantinya akan digunakan untuk menghitung perpindahan panas yang terjadi pada koil *jacket water cooling*.

Sebelum menganalisa kecepatan aliran air masuk *tunnel* pada masing-masing kecepatan kapal, perlu ditentukan *domain* dan arah aliran air yang diinginkan. *Domain* atau *body* diletakkan di bagian luar lambung kapal. Karena aliran air yang di desain merupakan aliran laut bebas di luar lambung. Perlu ditentukan juga *surface* mana yang merupakan *inlet*, *outlet* dan *wall* aliran air pada *domain*. Kemudian dilakukan *meshing* pada desain model beserta *domain* tersebut.

Meshing adalah membagi bagian-bagian *domain* menjadi partikel-partikel dengan luasan kecil dengan menggunakan Ansys ICEM CFD. Pembagian partikel kecil ini bertujuan agar simulasi aliran di tiap titik pada model menjadi akurat. Hasil *meshing* dapat dilihat pada gambar dibawah :



Gambar 4. 3 Hasil *meshing* volume *domain* fluida

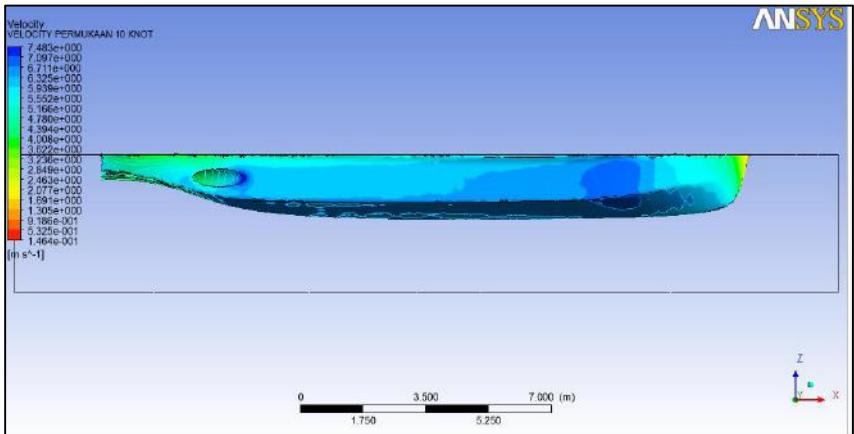


Gambar 4. 4 Hasil *meshing* kapal pandangan samping



Gambar 4. 5 Hasil *meshing* kapal pandangan atas

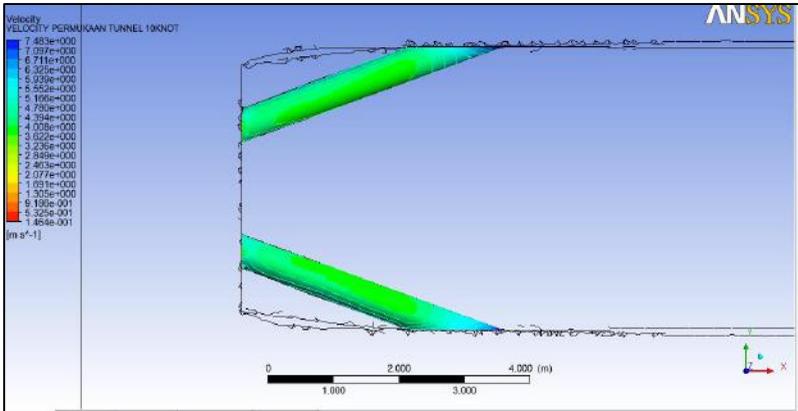
Setelah dilakukan *meshing*, desain tersebut diexport ke CFX yang merupakan ANSYS *Fluid dynamics*. Berikut hasil analisa aliran air menggunakan *CFD-Post* dengan variasi kecepatan kapal 10 knot (untuk variasi 8,6,4,2, dan 0 knot dapat dilihat pada lampiran) :



Gambar 4. 6 Kecepatan aliran air pada lambung (kec.kapal 10 knot)

Hasil simulasi diatas dilakukan dengan *input* kecepatan kapal 10 knot dengan temperatur air laut wilayah Indonesia, yakni 25° C. Terdapat perbedaan kecepatan aliran pada tiap titik di kapal. Perbedaan kecepatan ini dikarenakan perbedaan bentuk kelengkungan lambung kapal yang menyebabkan faktor gesekan. Kecepatan aliran air masuk *tunnel* pada kecepatan kapal 10 knot adalah 5,939 m/s.

Jika hanya dilihat pada bagian *tunnel* hasilnya seperti gambar dibawah ini :



Gambar 4. 7 Kecepatan aliran air pada *tunnel* (kec.kapal 10 knot)

Tabel 4.1 dibawah ini menampilkan nilai kecepatan aliran air yang memasuki *tunnel* berdasarkan hasil dari simulasi ANSYS CFX :

Tabel 4. 1 Kec. aliran air masuk *tunnel* pada berbagai kec.kapal

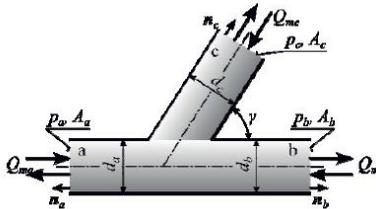
Kec. kapal	Kec. aliran air masuk <i>tunnel</i>
10 knot	5,939 m/s
8 knot	4,732 m/s
6 knot	3,527 m/s
4 knot	2,333 m/s
2 knot	1,146 m/s
0 knot	0,000 m/s

Tekanan pada lambung kapal berbeda-beda pada setiap titik. Hal ini berkaitan dengan perbedaan kecepatan aliran. Tekanan semakin tinggi, kecepatan aliran semakin rendah dan sebaliknya. Besar tekanan digunakan untuk menghitung besar ΔP pada rumus validasi kecepatan aliran masuk untuk pipa bersudut.

Nilai kecepatan aliran masuk yang telah diketahui melalui *running* kemudian divalidasi menggunakan hitungan rumus *fitting* pipa T bersudut berdasarkan penelitian Jaroslav Stigler, Brno University of Technology, pada tahun 2014 yang telah dipaparkan pada Bab 2. Untuk kesesuaian penelitian, rumus pada jurnal ini dibatasi hanya untuk:

1. Arus air laut pada permukaan lambung segaris dengan arah kecepatan kapal
2. Perhitungan diaplikasikan pada air laut tenang
3. Gerakan kapal lurus ke depan, derajat kebebasan kapal (heaving, surging, swaying, rolling, yawing dan pitching) diabaikan

Fluida yang melalui lambung kapal dan memasuki sebuah *tunnel* dengan sudut tertentu dapat diasumsikan seperti gambar berikut :



Gambar 4. 10 Aliran fluida percabangan bersudut

Sehingga kita dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

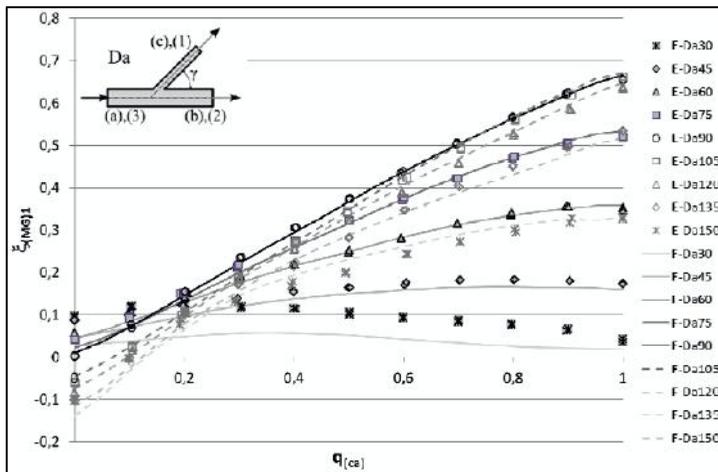
$$\begin{aligned}
 - \left\{ \frac{Q_m^2 a}{\rho \cdot A_a} + P_a \cdot A_a \right\} + \left\{ \frac{Q_m^2 b}{\rho \cdot A_b} + P_b \cdot A_b \right\} \\
 + \left\{ \frac{Q_m^2 c}{\rho \cdot A_c} + P_c \cdot A_c \right\} \cos \gamma + \xi_{mb} \cdot \frac{Q_m^2 x}{\rho \cdot A_x} = 0
 \end{aligned}$$

Variabel γ adalah sudut antara cabang a dan b. ζ_{mb} adalah koefisien momentum total yang memiliki rumusan berikut :

$$\xi_{mb} = \xi_{mFb} + \xi_{mGb}$$

ζ_{mGb} didapatkan dari hasil penelitian Jaroslav Stigler yang dapat dibaca pada grafik 4.1 (lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran 3), sedangkan ζ_{mFb} didapatkan berdasarkan rumus dibawah ini :

$$\xi_{mFb} = (-\Delta P_{1a} \cdot Q_a \cdot L_a \cdot A_a + \Delta P_{1b} \cdot Q_b \cdot L_b \cdot A_b + \Delta P_{1c} \cdot Q_c \cdot L_c \cdot A_c \cdot \cos \gamma) \frac{\rho \cdot A_x}{Q_m^2 x}$$



Grafik 4. 1 Koefisien ζ_{mGb} pada percabangan *T-junction* bersudut

Variabel ΔP_{1x} adalah perbedaan tekanan per satu meter dari panjang pipa. Dapat di rumuskan dengan perhitungan berikut :

$$\Delta p_{lx} = \left| \frac{\Delta p_x}{L_x \cdot Q_x} \right|$$

Berikut data yang didapatkan dari hasil *running* untuk kebutuhan perhitungan kecepatan aliran masuk *tunnel* :

$$P_a : -8,731 + e^3 \text{ Pa}$$

$$P_b : 1783 + e^3 \text{ Pa}$$

$$P_c : -2,345 + e^4 \text{ Pa}$$

$$V_a : 7,097 \text{ m/s}$$

$$V_b : 5,552 \text{ m/s}$$

$$\rho \text{ air laut} : 1025 \text{ kg/m}^3$$

Menghitung kecepatan aliran masuk menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} - \left\{ \frac{Q_m^2 a}{\rho \cdot A_a} + P_a \cdot A_a \right\} + \left\{ \frac{Q_m^2 b}{\rho \cdot A_b} + P_b \cdot A_b \right\} \\ + \left\{ \frac{Q_m^2 c}{\rho \cdot A_c} + P_c \cdot A_c \right\} \cos \gamma + \xi_{mb} \cdot \frac{Q_m^2 x}{\rho \cdot A_x} = 0 \end{aligned}$$

Rumus Q diatas dapat disederhanakan menjadi :

$$\begin{aligned} & \left\{ \frac{Q_m^2 a}{\rho \cdot A_a} + P_a \cdot A_a \right\} \\ & = \left\{ \frac{(A_a \cdot v_a)^2}{\rho \cdot A_a} + P_a \cdot A_a \right\} \\ & = \left\{ \frac{A_a^2 \cdot v_a^2}{\rho \cdot A_a} + P_a \cdot A_a \right\} \end{aligned}$$

$$= \left\{ \frac{A_a \cdot v_a^2}{\rho} + P_a \cdot A_a \right\}$$

$$= A_a \left\{ \frac{V_a^2}{\rho} + P_a \right\}$$

Penyederhanaan diatas berlaku pula untuk titik b dan c, sehingga rumus menjadi :

$$-A_a \left\{ \frac{V_a^2}{\rho} + P_a \right\} + A_b \left\{ \frac{V_b^2}{\rho} + P_b \right\} + A_c \left\{ \frac{V_c^2}{\rho} + P_c \right\} \cos \gamma$$

$$+ \xi_{mb} \cdot \frac{Q_m^2}{\rho \cdot A_x} = 0$$

Untuk menyelesaikan perhitungan diatas, langkah awal adalah menghitung ξ_{mb} dahulu dengan rumus sebagai berikut :

$$\xi_{mb} = \xi_{mFb} + \xi_{mGb}$$

$$\xi_{mGb} = 0,025$$

diketahui berdasarkan eksperimen pada grafik 4.1. dengan sudut masuk $\cos 20^\circ$.

$$\xi_{mFb} = (-\Delta P_{1a} \cdot Q_a \cdot L_a \cdot A_a + \Delta P_{1b} \cdot Q_b \cdot L_b \cdot A_b$$

$$+ \Delta P_{1c} \cdot Q_c \cdot L_c \cdot A_c \cdot \cos \gamma) \frac{\rho \cdot A_x}{Q_m^2}$$

Atau dapat ditulis :

$$\xi_{mFb} = (-\Delta P_{1a} \cdot Q_a \cdot L_a \cdot A_a + \Delta P_{1b} \cdot Q_b \cdot L_b \cdot A_b$$

$$+ \Delta P_{1c} \cdot Q_c \cdot L_c \cdot A_c \cdot \cos \gamma) \frac{\rho}{A_x V_x^2}$$

ΔP_{1x} diketahui berdasarkan rumus :

$$\Delta P_{1x} = \frac{\Delta P_x}{L_x Q_x}$$

ΔP_x adalah perbedaan tekanan per satu meter dari panjang pipa. Berdasarkan hasil simulasi, perbedaan tekanan pada masing-masing titik adalah :

$$\Delta P_a = -6628 - (-8731) = 2251 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_b = -4525 - 1783 = -6308 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_c = -319,6 - (-21350) = 21030,4 \text{ Pa}$$

Sehingga kita dapat menghitung ΔP_{1x} pada titik A, B dan C

$$\Delta P_{1a} = \left| \frac{\Delta P_a}{L_a Q_a} \right| = \left| \frac{2251}{L_a \cdot 70,9} \right| = \left| \frac{31,75}{L_a} \right| = \frac{31,75}{L_a}$$

$$\Delta P_{1b} = \left| \frac{\Delta P_b}{L_b Q_b} \right| = \left| \frac{-6308}{L_b \cdot 69,73} \right| = \left| \frac{-90,48}{L_b} \right| = \frac{90,48}{L_b}$$

$$\Delta P_{1c} = \left| \frac{\Delta P_c}{L_c Q_c} \right| = \left| \frac{21030,4}{L_c \cdot 1,1655} \right| = \left| \frac{18043,76}{L_c} \right| = \frac{18043,76}{L_c}$$

Kemudian hasil dari ΔP_{1x} ini kita masukkan ke dalam rumus ξ_{mFb} sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \xi_{mFb} = & (-\Delta P_{1a} \cdot Q_a \cdot L_a \cdot A_a + \Delta P_{1b} \cdot Q_b \cdot L_b \cdot A_b \\ & + \Delta P_{1c} \cdot Q_c \cdot L_c \cdot A_c \cdot \cos \gamma) \frac{\rho}{A_x V_x^2} \end{aligned}$$

Variabel x pada formula ini adalah pipa yang dilewati oleh *complete flow* atau bagian aliran yang merupakan aliran penuh sebelum percabangan, yakni pada titik A.

$$\xi_{mFb} = \left(-\frac{31,75}{L_a} \cdot 70,9 \cdot L_a \cdot 10 + \frac{90,46}{L_b} \cdot 69,73 \cdot L_b \cdot 12,56 \right)$$

$$+ \frac{18043}{Lc} \cdot 1,1655 \cdot Lc \cdot 0,19625 \cdot 0,93969 \cdot \frac{1025}{10 \cdot (7,097)^2}$$

$$\xi_{mFb} = (-22511 + 79225,66 + 3878,067) \cdot 2,035$$

$$\xi_{mFb} = 60592,397 \times 2,035$$

$$\xi_{mFb} = 123305,529$$

ξ_{mFb} yang telah dihitung diatas dan ξ_{mGb} yang telah diketahui dari grafik dimasukkan ke dalam rumus ξ_{mb}

$$\xi_{mb} = \xi_{mFb} + \xi_{mGb}$$

$$\xi_{mb} = 123305,529 + 0,025$$

$$\xi_{mb} = 123305,554$$

Hasil perhitungan diatas dimasukkan pada rumusan awal sebagai berikut :

$$-A_a \left\{ \frac{V_a^2}{\rho} + P_a \right\} + A_b \left\{ \frac{V_b^2}{\rho} + P_b \right\} + A_c \left\{ \frac{V_c^2}{\rho} + P_c \right\} \cos \gamma + \xi_{mb} \cdot \frac{Q_m^2 \cdot x}{\rho \cdot A_x} = 0$$

$$-10 \left\{ \frac{(7,097)^2}{1025} + (8731) \right\} + 12,56 \left\{ \frac{(5,552)^2}{1025} + 1783 \right\} + 0,19625 \left\{ \frac{V_c^2}{1025} + (23450) \right\} \cdot 0,93969 + 123305,554 \cdot \frac{70,9^2}{1025 \cdot 10} = 0$$

$$\{-87310,491\} + \{22394,86\} + \{0,0001799 \cdot v_c^2 + 4324,5083\} + 60591,11619 = 0$$

$$0,0001799 \cdot v_c^2 = 0,00651$$

$$v_c^2 = \frac{0,00651}{0,0001799}$$

$$v_c^2 = 36,18744336$$

$$v_c = 6,0156 \text{ m/s}$$

Koreksi antara hasil simulasi dan hasil perhitungan manual :

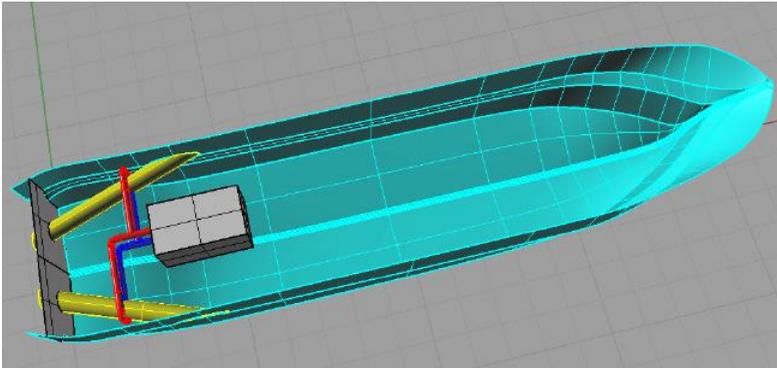
$$v_c \text{ manual} = 6,0156 \text{ m/s}$$

$$v_c \text{ simulasi} = 5,939 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{Koreksi} &= \frac{\text{Selisih}}{v_c \text{ manual}} \times 100\% \\ &= \frac{6,0156 \text{ m/s} - 5,939 \text{ m/s}}{6,0156 \text{ m/s}} \times 100\% \\ &= \frac{0,0766 \text{ m/s}}{6,0156 \text{ m/s}} \times 100\% \\ &= 1,27 \% \end{aligned}$$

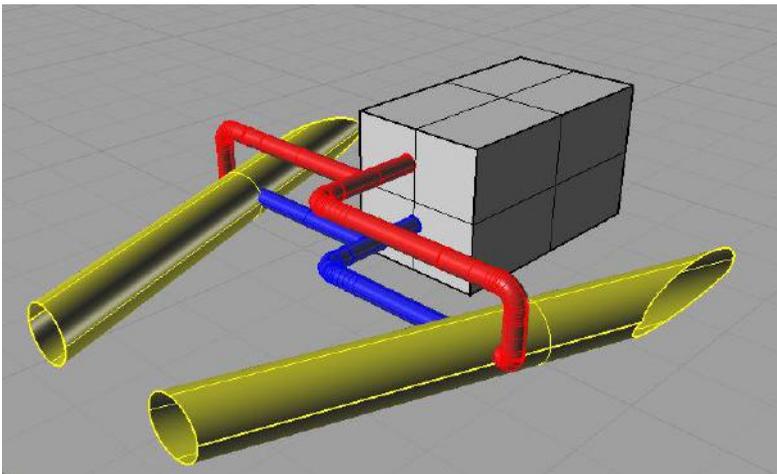
4.4 Desain bagian dalam *tunnel* (*Heat exchanger*)

Lubang *tunnel* direncanakan dilubangi pada bagian lambung kapal di belakang *parallel middle body* seperti gambar dibawah :



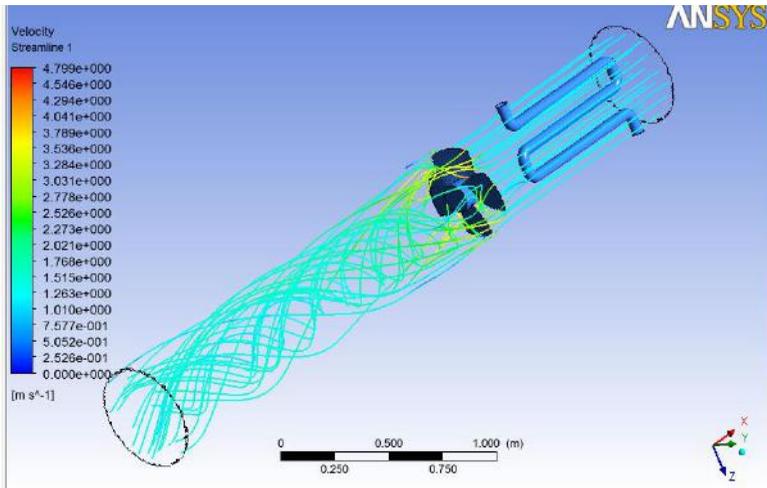
Gambar 4. 11 Model *tunnel* pada lambung

Adapun 3D sistem pendingin pada bagian dalam kapal direncanakan seperti pada gambar dibawah :



Gambar 4. 12 Perencanaan 3D sistem pendinginan di dalam kapal

Sedangkan bagian dalam *tunnel* yang merupakan *HE* modifikasi dimodelkan mirip dengan *HE* sesungguhnya namun hanya 1 pipa dengan *software* rhinoceros. Pada bagian dalam *tunnel* ini terdapat koil *HE* yang merupakan pipa air tawar (*jacket water cooling*). Desain *impeller* berguna untuk mengalirkan fluida jika kapal dalam keadaan diam dan tidak ada debit air laut yang masuk ke dalam *tunnel*. Kemudian pada bagian ujung *tunnel* nantinya akan diperkecil diameternya atau mengerucut agar kecepatan fluida bertambah dan dapat menambah gaya dorong kapal. Desain *tunnel* dapat dilihat pada gambar dibawah :



Gambar 4. 13 Model bagian dalam *tunnel*

Tunnel berukuran diameter 0,5 meter, dengan panjang 3,5 meter. Pipa air tawar memiliki diameter 27,2 mm.

4.5 Perhitungan perpindahan panas

Perhitungan perpindahan panas pada tugas akhir ini dihitung menggunakan metode NTU-Efektivitas, karena tujuan akhirnya adalah mencari suhu keluaran air tawar setelah melalui *heat exchanger*. Karena suhu air tawar setelah melalui *heat exchanger* atau yang akan memasuki *engine* tidak diketahui pada *manual book*, maka suhunya diasumsikan seperti *engine* pada umumnya yakni sekitar 60-70°C.

Dibawah ini merupakan data-data variabel yang menunjang perhitungan perpindahan panas pada tugas akhir ini (lebih lengkapnya dapat dilihat pada lampiran) :

ρ air tawar : 1000 kg/m³

ρ air laut : 1025 kg/m³

c air tawar : 4200 J/kg °C

c air laut : 3900 J/kg °C

k pipa : 43 W/m °C (koef. Perpindahan panas baja karbon)

h air tawar : 0,556 W/m °C (koef. Perpindahan panas)

h air laut : 0,593 W/m °C (koef. Perpindahan panas)

T_{L1} : 25°C (Suhu masuk air laut ke HE)

T_{T1} : 80°C (Suhu masuk air tawar ke HE)

4.5.1 Perhitungan air tawar *jacket water cooling system*

- a. Luas penampang dan permukaan pipa air tawar (JWC)

Pada *manual book* YANMAR 6CX-ETE, debit air tawar *jacket water cooling* (JWC) yang disyaratkan harus \geq 13000 L/jam

atau jika dikonversikan kedalam SI adalah $3,61 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$.
 Sehingga diasumsikan debit pada desain ini adalah $5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

Pipa *jacket water cooling* yang digunakan adalah *galvanis steel* standar JIS nominal 20A dengan dimensi berikut :

Do : 27,2 mm (diameter luar pipa air tawar, JIS 20A)

Di : 21,6 mm (diameter dalam pipa air tawar, JIS 20A)

t : 2,8 mm (tebal pipa air tawar, JIS 20A)

Sehingga luas penampang pipa dapat dihitung sebagai berikut :

$$A = \pi r^2$$

$$A = 3,14 (10,8 \cdot 10^{-3})^2$$

$$A = 3,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kecepatan aliran air tawar di dalam *jacket water cooling* adalah :

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{3,66 \cdot 10^{-4}}$$

$$v = 0,1367 \text{ m/s}$$

Sedangkan luas permukaan sentuh pipa air tawar dapat kita hitung sebagai berikut (panjang pipa air tawar didesain 2 meter) :

A_i : Luas selimut dalam pipa air tawar

A_i : Keliling dalam . L

$$A_i : 2 \pi r L$$

$$A_i : 2 \cdot 3,14 \cdot 10,8 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$A_i : 0,1356 \text{ m}^2$$

A_o : Luas selimut luar pipa air tawar

A_o : Keliling luar . L

$$A_o : 2 \pi r L$$

$$A_o : 2 \cdot 3,14 \cdot 13,6 \cdot 10^{-3} \cdot 2$$

$$A_o : 0,1708 \text{ m}^2$$

b. Perhitungan perpindahan kalor menyeluruh (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \pi k L} + \frac{A_i}{A_o} \cdot \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{0,556} + \frac{0,1356 \cdot \ln\left(\frac{13,6 \cdot 10^{-3}}{10,8 \cdot 10^{-3}}\right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 43 \cdot 2} + \frac{0,1356}{0,1708} \cdot \frac{1}{0,593}}$$

$$U = \frac{1}{1,798 + \frac{0,1356 \cdot \ln(1,26)}{540,08} + 0,794 \cdot \frac{1}{0,593}}$$

$$U = \frac{1}{1,798 + 5,8 \cdot 10^{-5} + 1,339}$$

$$U = \frac{1}{3,137} = 0,3188$$

c. Perhitungan kapasitas kalor air tawar (C_T)

Kapasitas kalor (C_T) didapatkan dari rumus :

$$C_T = m_T \cdot c_T$$

m_T atau debit massa air tawar per sekon dapat dihitung dengan rumus :

$$m_T = Q_T \cdot \rho_T$$

$$m_T = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m_T = 5 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Hasil diatas kita masukkan pada rumus :

$$C_T = m_T \cdot c_T$$

$$C_T = 5 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s} \cdot 4200 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_T = 210 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_T = 210 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_T = 0,21 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

4.5.2 Perhitungan perpindahan panas saat kec.kapal 10 knot

Setelah menghitung kapasitas kalor air tawar, diperlukan pula perhitungan kapasitas kalor untuk air laut agar dapat diketahui fluida minimum (fluida dengan nilai kapasitas kalor lebih rendah).

m_L atau debit massa air laut per sekon dapat dihitung dengan rumus :

$$m_L = Q_L \cdot \rho_L$$

$$m_L = (A_L v_L) \cdot \rho_L$$

$$m_L = (0,19625 \text{ m}^2 \cdot 5,939 \text{ m/s}) \cdot 1025$$

$$m_L = 1,1655 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$m_L = 1194,67 \text{ kg/s}$$

Hasil diatas kita masukkan pada rumus :

$$C_L = m_L \cdot c_L$$

$$C_L = 1194,67 \text{ kg/s} \cdot 3900 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$C_L = 4659201,2 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_L = 4659201,2 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_L = 4659,2012 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Berdasarkan perhitungan kapasitas kalor air tawar dan air laut, fluida minimum adalah air tawar. Sehingga kita bisa menghitung nilai koefisien C sebagai berikut :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$$

$$C = \frac{0,21}{4659,2}$$

$$C = 4,5 \cdot 10^{-5}$$

Kemudian menghitung nilai N atau NTU dengan rumus :

$$N = NTU = \frac{UA}{C \text{ min}}$$

$$N = NTU = \frac{0,3188 \cdot 0,1356}{0,21}$$

$$N = NTU = 0,205854$$

Kemudian menghitung nilai efektivitas penukar kalor (untuk desain penukar kalor lawan arah) :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-0,2059(1 - 4,5 \cdot 10^{-5})]}{1 - 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot \exp[-0,2059(1 - 4,5 \cdot 10^{-5})]}$$

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-0,2057]}{1 - 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot \exp[-0,2057]}$$

$$\epsilon = \frac{1 - 0,814}{1 - 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,814}$$

$$\epsilon = \frac{0,186}{1 - 3,6 \cdot 10^{-5}}$$

$$\epsilon = \frac{0,186}{0,999} = 0,1860471$$

Setelah perhitungan nilai efektivitas, nilai tersebut di substitusikan dalam rumusan dibawah ini :

$$\epsilon = \frac{\Delta T \text{ fluida minimum}}{\Delta T \text{ Maks}}$$

$$0,1860471 = \frac{\Delta T \text{ air tawar}}{T_{h1} - T_{c1}}$$

$$0,1860471 = \frac{\Delta T \text{ air tawar}}{80 - 25}$$

$$0,1860471 = \frac{\Delta T \text{ air tawar}}{55}$$

$$0,1860471 \times 55 = \Delta T \text{ air tawar}$$

$$10,232592 = \Delta T \text{ air tawar}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, suhu keluaran air tawar dari HE dapat dihitung sebagai berikut :

$$T_{h2} = T_{h1} - \Delta T$$

$$T_{h2} = 80 - 10,232592$$

$$T_{h2} = 69,767408^{\circ}\text{C}$$

Perhitungan di atas dikhususkan untuk suhu air laut 25°C . Dapat dilihat bahwa temperatur keluaran air tawar dari *HE* masih memenuhi temperatur air masuk *engine* $60-70^{\circ}\text{C}$. Sehingga pada saat kapal melaju dengan kecepatan 10 knot, pendinginan alami bisa diaplikasikan.

Untuk perhitungan perpindahan panas pada variasi suhu air laut $25^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ dan variasi kecepatan kapal serta variasi luas permukaan dinding *HE* dihitung menggunakan excel dan didapat hasil sebagai berikut :

Tabel 4. 2 Variasi kec. kapal dan suhu air laut $25^{\circ}\text{C}-27^{\circ}\text{C}$ terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan $0,1356 \text{ m}^2$

JIS NOM 20A, panjang 2 Meter (A=0.1356 m2)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 25_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 26_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 27_{\circ}\text{C}$)
10	10,23259249	10,04654536	9,860498221
8	10,2325823	10,04653535	9,860488398
6	10,23256516	10,04651852	9,860471885
4	10,23253072	10,04648471	9,860438698
2	10,23242535	10,04638126	9,860337159
0	-	-	-

Tabel 4. 3 Variasi kec. kapal dan suhu air laut $28^{\circ}\text{C}-30^{\circ}\text{C}$ terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan $0,1356 \text{ m}^2$

JIS NOM 20A, panjang 2 Meter (A=0.1356 m2)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 28_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 29_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar ($^{\circ}\text{C}$) ($T_{\text{air laut}} = 30_{\circ}\text{C}$)
10	9,674451085	9,488403949	9,302356812
8	9,674441447	9,488394497	9,302347546
6	9,674425246	9,488378607	9,302331967
4	9,674392685	9,488346672	9,302300659
2	9,674293062	9,488248965	9,302204867
0	-	-	-

Tabel 4. 4 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 25°C-27°C terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan 0,16956 m²

JIS NOM 20A, panjang 2.5 Meter (A=0.16956 m ²)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 25_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 26_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 27_{\circ}\text{C}$)
10	12,48205043	12,25510406	12,02815769
8	12,48203554	12,25508944	12,02814334
6	12,48201051	12,25506486	12,02811922
4	12,4819602	12,25501547	12,02807074
2	12,48180629	12,25486436	12,02792243
0	-	-	-

Tabel 4. 5 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 28°C-30°C terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan 0,16956 m²

JIS NOM 20A, panjang 2.5 Meter (A=0.16956 m ²)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 28_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 29_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 30_{\circ}\text{C}$)
10	11,80121132	11,57426494	11,34731857
8	11,80119724	11,57425114	11,34730504
6	11,80117357	11,57422793	11,34728228
4	11,80112601	11,57418128	11,34723655
2	11,80098049	11,57403856	11,34709663
0	-	-	-

Tabel 4. 6 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 25°C-27°C terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan 0,20347 m²

JIS NOM 20A, panjang 3 Meter (A=0.20347 m ²)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 25_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 26_{\circ}\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 27_{\circ}\text{C}$)
10	14,61540938	14,34967466	14,08393994
8	14,61538934	14,34965499	14,08392064
6	14,61535566	14,34962192	14,08388818
4	14,61528798	14,34955547	14,08382296
2	14,61508088	14,34935214	14,0836234
0	-	-	-

Tabel 4. 7 Variasi kec. kapal dan suhu air laut 28°C-30°C terhadap perpindahan panas *HE* pada luas permukaan 0,20347 m²

JIS NOM 20A, panjang 3 Meter (A=0.20347 m ²)			
Kec kapal (knot)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 28,0\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 29,0\text{C}$)	ΔT air tawar (°C) ($T_{\text{air laut}} = 30,0\text{C}$)
10	13,81820523	13,55247051	13,2867358
8	13,81818629	13,55245193	13,28671758
6	13,81815444	13,55242071	13,28668697
4	13,81809045	13,55235794	13,28662543
2	13,81789465	13,55216591	13,28643717
0	-	-	-

Dapat dilihat pada hasil perhitungan bahwa perubahan kecepatan aliran air laut tidak berpengaruh besar terhadap besarnya perpindahan panas (sangat sedikit sekali pengaruhnya). Sedangkan suhu air laut hanya berpengaruh sedikit. Pengaruh terbesar adalah luas permukaan sentuh pipa *HE* tersebut. Luas permukaan sentuh dapat ditambah dengan cara memperbesar diameter pipa atau memperpanjang pipa. Pada penelitian ini memperbesar luas permukaan sentuh yakni dengan memperpanjang pipa *JWCS*.

Pada saat kecepatan kapal 0 knot, suhu keluaran air tawar setelah melalui *HE* tidak dapat dihitung, karena rumusan NTU-efektivitas memerlukan kecepatan aliran, baik yang suhu tinggi maupun suhu rendah. Maka dari itu, perlu dilakukan simulasi dahulu kecepatan aliran saat *impeller* berputar (lihat 4.6.2) dan air dalam *tunnel* memiliki kecepatan. Setelah itu, dihitung suhu perpindahan panasnya.

Untuk debit air pada kecepatan kapal 0 knot dapat dihitung setelah diketahui kecepatannya pada saat *impeller* telah diputar (gambar 19-22). Berdasarkan gambar tersebut, kecepatan aliran yang semula diam menjadi bertambah dan perpindahan panasnya dapat dihitung menggunakan rumus NTU-efektivitas diatas dan hasilnya sebagai berikut :

Tabel 4. 8 Perpindahan panas pada putaran *impeller* 100 rpm

Tair laut (°C)	A = 0,1356 m ²	A = 0,16956 m ²	A = 0,20347 m ²
	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)
25	10,23243012	12,48181325	14,61509025
26	10,04638594	12,2548712	14,34936134
27	9,860341753	12,02792914	14,08363242
28	9,674297569	11,80098708	13,81790351
29	9,488253385	11,57404502	13,5521746
30	9,302209201	11,34710296	13,28644568

Tabel diatas memperlihatkan perpindahan panas pada saat *impeller* diputar 100 rpm dimana menghasilkan kecepatan aliran rata-rata yang melewati *shell* adalah 1,17269 m/s. Pada tabel tersebut divariasikan luas permukaan *HE* dan suhu air laut yang masuk.

Tabel 4. 9 Perpindahan panas pada putaran *impeller* 150 rpm

Tair laut (°C)	A = 0,1356 m ²	A = 0,16956 m ²	A = 0,20347 m ²
	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)
25	10,23244616	12,48183668	14,61512178
26	10,04640169	12,2548942	14,34939229
27	9,86035721	12,02795171	14,0836628
28	9,674312735	11,80100923	13,81793332
29	9,488268259	11,57406674	13,55220383
30	9,302223783	11,34712426	13,28647434

Tabel diatas memperlihatkan perpindahan panas pada saat *impeller* diputar 150 rpm dimana menghasilkan kecepatan aliran rata-rata yang melewati *shell* adalah 1,2741 m/s. Pada tabel tersebut divariasikan luas permukaan *HE* dan suhu air laut yang masuk.

Tabel 4. 10 Perpindahan panas pada putaran *impeller* 200 rpm

Tair laut (°C)	A = 0,1356 m ²	A = 0,16956 m ²	A = 0,20347 m ²
	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)
25	10,23248511	12,48189358	14,61519833
26	10,04643993	12,25495006	14,34946745
27	9,860394745	12,02800654	14,08373657
28	9,674349561	11,80106302	13,81800569
29	9,488304377	11,5741195	13,55227482
30	9,302259193	11,34717598	13,28654394

Tabel diatas memperlihatkan perpindahan panas pada saat *impeller* diputar 200 rpm dimana menghasilkan kecepatan aliran rata-rata yang melewati *shell* adalah 1,61079 m/s. Pada tabel tersebut divariasikan luas permukaan *HE* dan suhu air laut yang masuk.

Tabel 4. 11 Perpindahan panas pada putaran *impeller* 250 rpm

Tair laut (°C)	A = 0,1356 m ²	A = 0,16956 m ²	A = 0,20347 m ²
	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)	ΔT air tawar (°C)
25	10,2325156	12,48193811	14,61525825
26	10,04646986	12,25499378	14,34952628
27	9,860424124	12,02804945	14,08379431
28	9,674378386	11,80110513	13,81806235
29	9,488332648	11,5741608	13,55233038
30	9,30228691	11,34721647	13,28659841

Tabel diatas memperlihatkan perpindahan panas pada saat *impeller* diputar 250 rpm dimana menghasilkan kecepatan aliran rata-rata yang melewati *shell* adalah 2,03105 m/s. Pada tabel tersebut divariasikan luas permukaan *HE* dan suhu air laut yang masuk.

Perpindahan panas antara kapal bergerak (konveksi alami) dengan kapal diam (menggunakan *impeller*) hasilnya cenderung sama, yakni kecepatan aliran air laut yang ada di dalam *tunnel* tidak berpengaruh banyak terhadap perbedaan suhu. Bisa dibandingkan dari tabel 4.8 hingga tabel 4.11 pada luas permukaan 0,1356 m² dan suhu air laut 25°C hasil perpindahan panasnya hanya berselisih sedikit saja. Namun jika terdapat perbedaan temperatur air laut dan perbedaan luas permukaan sentuh *HE*, hasil perubahan suhunya menjadi besar.

4.6 Simulasi kecepatan aliran dalam *tunnel*

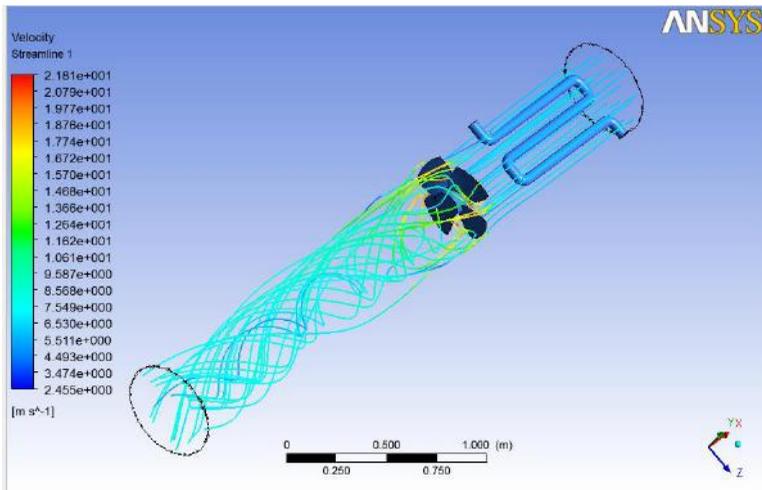
Simulasi kecepatan aliran dalam *tunnel* ini dibagi menjadi dua bagian, saat *impeller* diam yakni kecepatan kapal 2-10 knot dan saat *impeller* berputar yakni saat kecepatan kapal 0 knot.

4.6.1 Simulasi kecepatan aliran dalam *tunnel* saat *impeller* diam

Simulasi menggunakan ansys cfx ini diaplikasikan saat *heat exchanger* tidak memerlukan tambahan kecepatan aliran air untuk mendinginkan pipa *jacket water cooling system (JWCS)*. Yakni pada kecepatan 2,4,6,8, dan 10 knot. Hasil simulasi adalah sebagai berikut :

- Kecepatan kapal 10 knot

Ketika kapal melaju dengan kecepatan 10 knot, kecepatan aliran air masuk *tunnel* berdasarkan perhitungan sebelumnya adalah 5,939 m/s. Kecepatan ini digunakan kembali untuk nilai kecepatan *inlet* pada bagian dalam *tunnel*. Hasil simulasinya sebagai berikut :

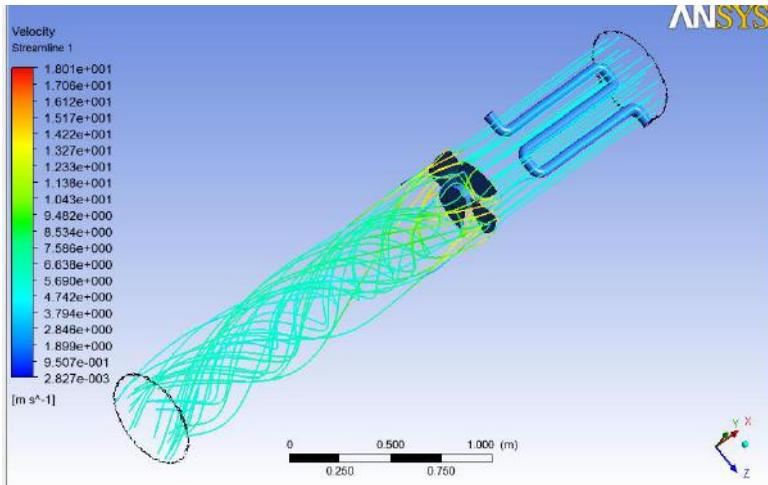


Gambar 4. 14 Simulasi aliran dalam *tunnel* (kec. kapal 10 knot)

Ketika kecepatan *inlet* 5.939 m/s, hasil simulasi kecepatan *outlet* adalah 5,8323 m/s. Kecepatan inilah yang nantinya menjadi *input* pada bagian *nozzle* di belakang *tunnel*.

- Kecepatan kapal 8 knot

Ketika kapal melaju dengan dengan kecepatan 8 knot, kecepatan aliran air masuk *tunnel* berdasarkan perhitungan sebelumnya adalah 4,732 m/s. Kecepatan ini digunakan kembali untuk nilai kecepatan *inlet* pada bagian dalam *tunnel*. Hasil simulasinya sebagai berikut :

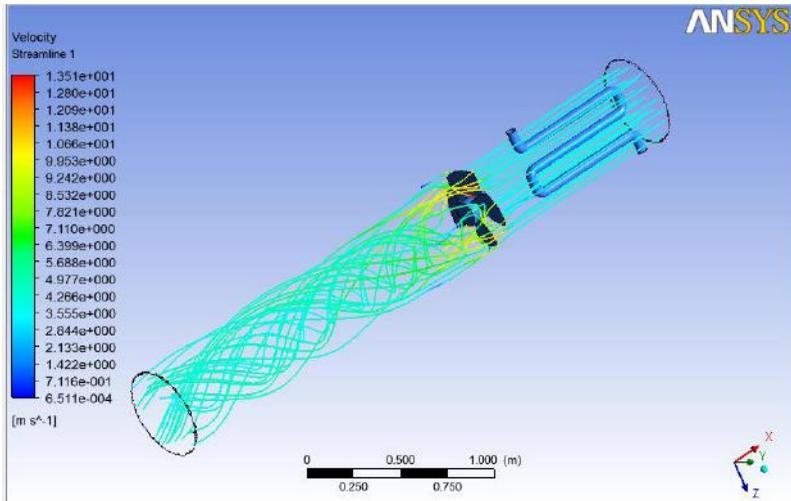


Gambar 4. 15 Simulasi aliran dalam *tunnel* (kec. kapal 8 knot)

Ketika kecepatan *inlet* 4,732 m/s, hasil simulasi kecepatan *outlet* adalah 4,64697 m/s. Kecepatan inilah yang nantinya menjadi *input* pada bagian *nozzle* di belakang *tunnel*.

- Kecepatan kapal 6 knot

Ketika kapal melaju dengan kecepatan 6 knot, kecepatan aliran air masuk *tunnel* berdasarkan perhitungan sebelumnya adalah 3,527 m/s. Kecepatan ini digunakan kembali untuk nilai kecepatan *inlet* pada bagian dalam *tunnel*. Hasil simulasinya sebagai berikut :

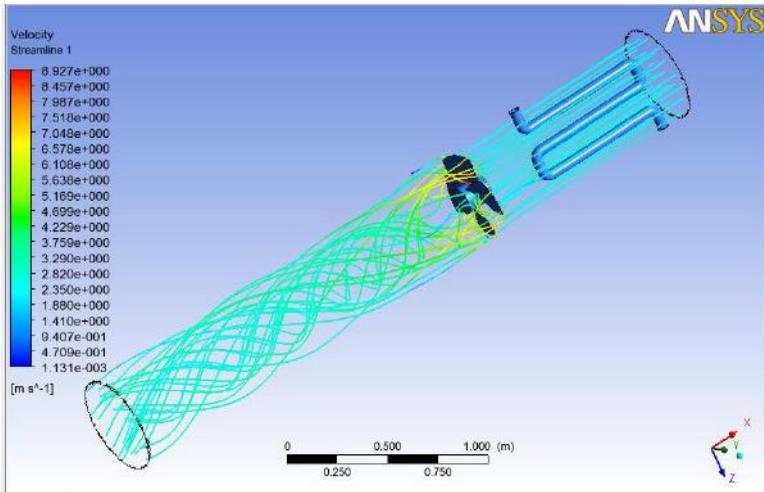


Gambar 4. 16 Simulasi aliran dalam *tunnel* (kec. kapal 6 knot)

Ketika kecepatan *inlet* 3,527 m/s, hasil simulasi kecepatan *outlet* adalah 3,46364 m/s. Kecepatan inilah yang nantinya menjadi *input* pada bagian *nozzle* di belakang *tunnel*.

- Kecepatan kapal 4 knot

Ketika kapal melaju dengan kecepatan 4 knot, kecepatan aliran air masuk *tunnel* berdasarkan perhitungan sebelumnya adalah 2,333 m/s. Kecepatan ini digunakan kembali untuk nilai kecepatan *inlet* pada bagian dalam *tunnel*. Hasil simulasinya sebagai berikut :

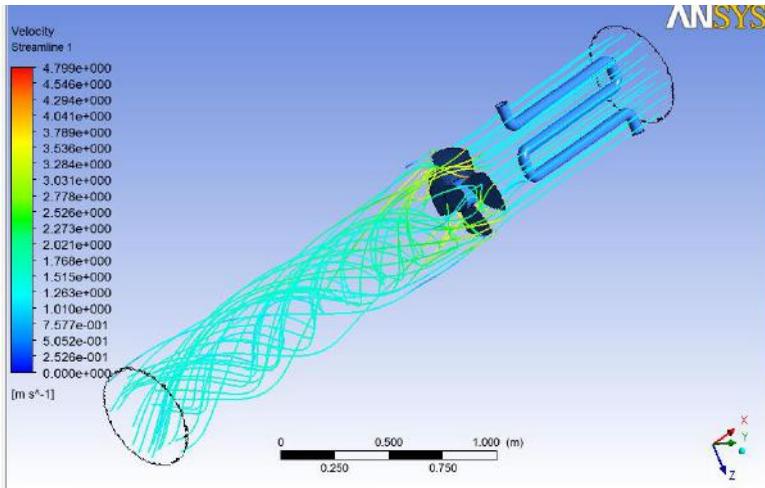


Gambar 4. 17 Simulasi aliran dalam *tunnel* (kec. kapal 4 knot)

Ketika kecepatan *inlet* 2,333 m/s, hasil simulasi kecepatan *outlet* adalah 2,29114 m/s. Kecepatan inilah yang nantinya menjadi *input* pada bagian *nozzle* di belakang *tunnel*.

- Kecepatan kapal 2 knot

Ketika kapal melaju dengan kecepatan 2 knot, kecepatan aliran air masuk *tunnel* berdasarkan perhitungannya sebelumnya adalah 1,146 m/s. Kecepatan ini digunakan kembali untuk nilai kecepatan *inlet* pada bagian dalam *tunnel*. Hasil simulasinya sebagai berikut :



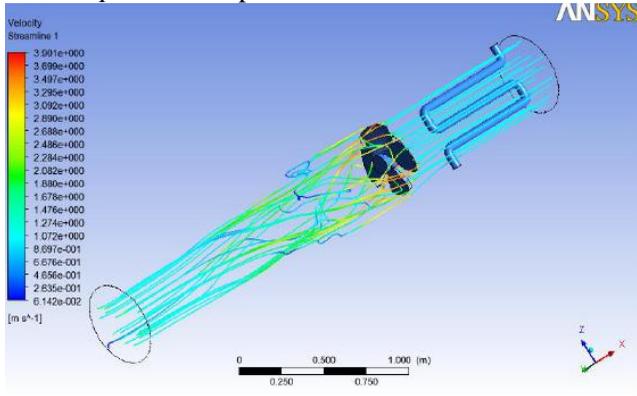
Gambar 4. 18 Simulasi aliran dalam *tunnel* (kec. kapal 2 knot)

Ketika kecepatan *inlet* 1,146 m/s, hasil simulasi kecepatan *outlet* adalah 1,12561 m/s. Kecepatan inilah yang nantinya menjadi *input* pada bagian *nozzle* di belakang *tunnel*.

4.6.2 Simulasi kecepatan aliran dalam *tunnel* saat *impeller* berputar

Simulasi menggunakan ANSYS CFX ini diaplikasikan hanya pada kecepatan kapal 0 knot yakni saat *heat exchanger* memerlukan tambahan kecepatan aliran air untuk mendinginkan pipa *jacket water cooling system*, karena pada rumusan NTU-efektivitas *heat exchanger* memerlukan *input* nilai kecepatan aliran, baik yang suhu rendah maupun suhu tinggi. Selain itu, perputaran *impeller* yang dilakukan hanya pada kecepatan kapal 0 knot ini juga dapat menghemat daya listrik yang digunakan. Hasil simulasi pada kecepatan 0 knot adalah sebagai berikut :

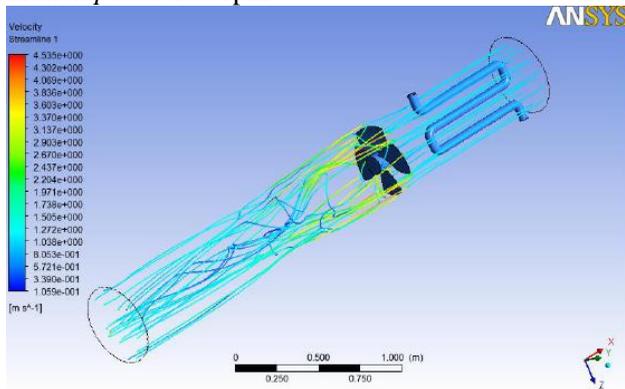
- Putaran *impeller* 100 rpm



Gambar 4. 19 Simulasi aliran dalam *tunnel* (putaran 100 rpm)

Saat *impeller* diputar dengan kecepatan angular 100 rpm, kecepatan aliran air di dalam *tunnel* menjadi bertambah dengan rata – rata kecepatan saat melalui *shell* adalah 1,17269 m/s. Kecepatan ini akan menjadi *input* kecepatan dalam perhitungan perpindahan panas saat *impeller* berputar.

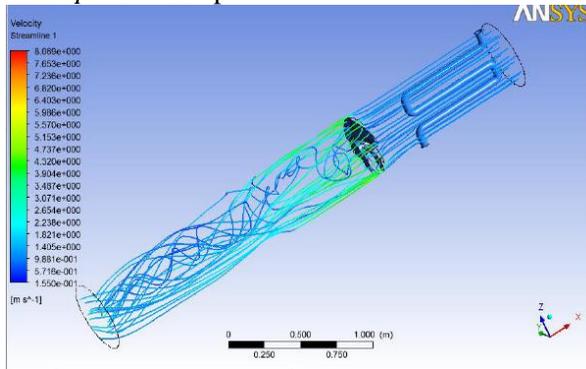
- Putaran *impeller* 150 rpm



Gambar 4. 20 Simulasi aliran dalam *tunnel* (putaran 150 rpm)

Saat *impeller* diputar dengan kecepatan angular 150 rpm, kecepatan aliran air di dalam *tunnel* menjadi bertambah dengan rata – rata kecepatan saat melalui *shell* adalah 1,2741 m/s.

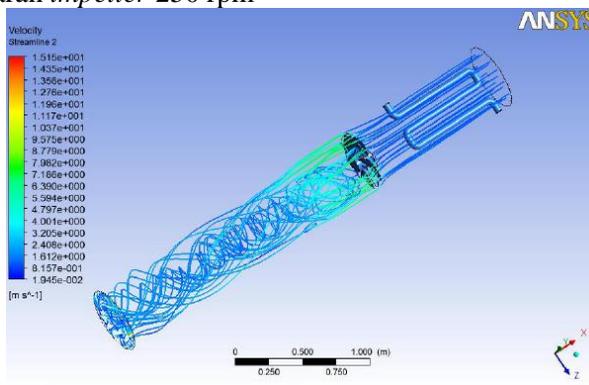
- Putaran *impeller* 200 rpm



Gambar 4. 21 Simulasi aliran dalam *tunnel* (putaran 200 rpm)

Saat *impeller* diputar dengan kecepatan angular 200 rpm, kecepatan aliran air di dalam *tunnel* menjadi bertambah dengan rata – rata kecepatan saat melalui *shell* adalah 1,61079 m/s.

- Putaran *impeller* 250 rpm



Gambar 4. 22 Simulasi aliran dalam *tunnel* (putaran 250 rpm)

Saat *impeller* diputar dengan kecepatan angular 250 rpm, kecepatan aliran air di dalam *tunnel* menjadi bertambah dengan rata – rata kecepatan saat melalui *shell* adalah 2,03105 m/s. Kecepatan ini akan menjadi *input* kecepatan dalam perhitungan perpindahan panas saat *impeller* berputar.

Untuk menghitung daya yang dibutuhkan *impeller*, diambil pada putaran tertinggi yakni pada putaran 250 rpm, diperlukan perhitungan dari data yang diperoleh dari hasil simulasi, kemudian dihitung dengan langkah-langkah sebagai berikut :

- Mencari *force lift*

Pada face

$$\begin{aligned} F &= P \times A \\ &= 1921,94 \times 0,130262 \\ &= 250,356 \text{ N} \end{aligned}$$

Pada back

$$\begin{aligned} F &= P \times A \\ &= 1092,53 \times 0,130145 \\ &= 142,19 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka resultan gaya *lift* :

$$\begin{aligned} F_{\text{lift}} &= F_{\text{face}} + F_{\text{back}} \\ &= 250,356 + 142,19 \\ &= 392,546 \text{ N} \end{aligned}$$

- Mencari *force drag*

Pada face

$$\begin{aligned} F &= \tau \times A \\ &= 60,665 \times 0,130262 \\ &= 7,9023 \text{ N} \end{aligned}$$

Pada back

$$\begin{aligned} F &= \tau \times A \\ &= 25,68 \times 0,130145 \\ &= 3,342 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka resultan gaya *drag* :

$$\begin{aligned} F_{\text{drag}} &= F_{\text{face}} + F_{\text{back}} \\ &= 7,9023 + 3,342 \\ &= 11,244 \text{ N} \end{aligned}$$

- Mencari *Torque Value*

$$\begin{aligned} Q &= F_{\text{lift}} \sin \theta + F_{\text{drag}} \cos \theta \\ &= 392,546 \sin(14,02) + 11,244 \cos(14,02) \\ &= 392,546 (0,993144) + 11,244 (0,116899) \\ &= 389,8547 + 1,31441 \\ &= 391,169 \text{ Nm} \end{aligned}$$

- Mencari nilai daya

$$\begin{aligned} P &= (Q \times \omega \times 2\pi) / 60.000 \\ &= (391,169 \times 250 \times 2(3,14)) / 60.000 \\ &= (614135,33) / 60.000 \\ &= 10,2356 \text{ kW} \end{aligned}$$

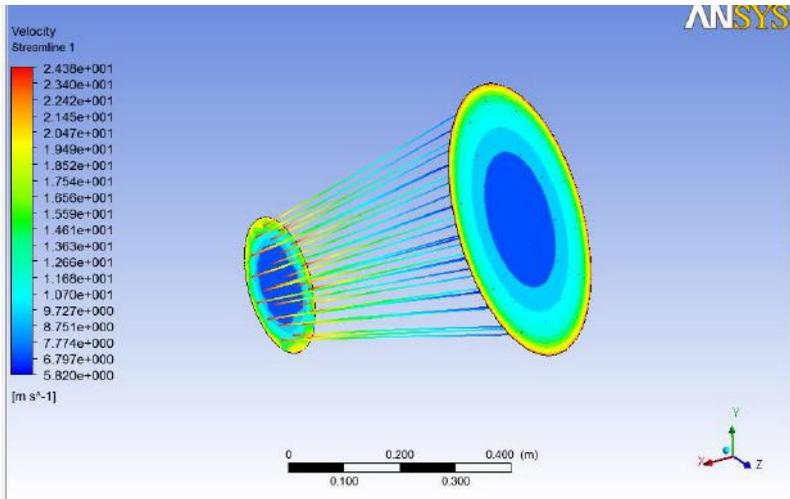
4.7 Simulasi Aliran *Nozzle*

Sesuai dengan hipotesa awal, bagian ujung *tunnel* akan dikerucutkan agar dapat menghasilkan gaya dorong tambahan untuk kapal ketika kapal dalam keadaan melaju atau memiliki kecepatan. *Input* kecepatan pada *nozzle* adalah kecepatan aliran keluaran dari *tunnel* ketika *impeller* tidak berputar yang telah disimulasikan sebelumnya (lihat 4.6.1). Berikut adalah tabel kecepatan aliran keluar *tunnel* terhadap kecepatan kapal dan kecepatan aliran masuk *tunnel* :

Tabel 4. 12 Kecepatan aliran *tunnel* terhadap kecepatan kapal

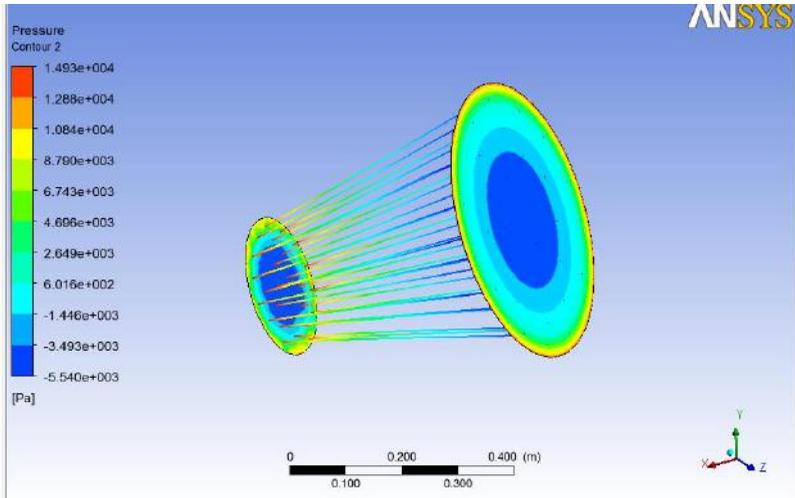
Kecepatan Kapal (knot)	Kecepatan Aliran Masuk <i>Tunnel</i> (m/s)	Kecepatan Aliran Keluar <i>Tunnel</i> (m/s)
10	5,939	5,8232
8	4,732	4,64697
6	3,527	3,46364
4	2,333	2,29114
2	1,146	1,12561

Hasil kecepatan aliran keluar *tunnel* dalam tabel diatas didapatkan melalui hasil simulasi aliran dengan bantuan *software* ANSYS CFX (lihat 4.6.1). Nilai kecepatan keluar yang telah didapatkan akan menjadi nilai masukan pada simulasi aliran *nozzle* yang akan didesain pada ujung belakang *tunnel*. Berikut adalah hasil simulasi *nozzle* pada saat kapal melaju dengan kecepatan 10 knot (kecepatan masukan *nozzle* 5,8323 m/s) :



Gambar 4. 23 Simulasi kec. aliran *nozzle* (kec. kapal 10 knot)

Pada desain diatas, *nozzle* yang didesain memiliki diameter 50% dari diameter *tunnel*. *Input* aliran yang disimulasikan adalah 5,8232 m/s dengan tekanan *input* adalah 274919 Pa. Pengcilan diameter mengakibatkan percepatan aliran pada ujung *nozzle*. Aliran rata-rata air yang keluar melalui ujung *nozzle* adalah 22,3576 m/s. Namun tekanan keluar *nozzle* menjadi berkurang, yakni 464,824 Pa. Hasil simulasi tekanan dapat dilihat pada gambar dibawah :



Gambar 4. 24 Simulasi distribusi tekanan *nozzle*

Dapat dilihat pada gambar diatas, bahwa jika aliran air semakin cepat, tekanan justru semakin rendah. Hasil simulasi kecepatan *output* dan tekanan *output* pada berbagai variasi kecepatan kapal dirangkum dalam tabel berikut :

Tabel 4. 13 Hasil simulasi kecepatan dan tekanan *nozzle*

Kec. Kapal (knot)	Kec. aliran masuk <i>nozzle</i> (m/s)	Tekanan masuk <i>nozzle</i> (Pa)	Kec. aliran keluar <i>nozzle</i> (m/s)	Tekanan keluar <i>nozzle</i> (Pa)
10	5,8232	274919	22,3576	464,824
8	4,64697	175075	17,8417	296,085
6	3,46364	97264	14,0475	164,62
4	2,29114	42559,9	8,79683	72,097
2	1,12561	10273,1	4,32189	17,4431

Untuk menghitung gaya dorong yang dihasilkan oleh *nozzle*, menggunakan rumus gaya dorong yang telah dicantumkan di Bab 2. Berikut adalah perhitungan gaya dorong pada saat kapal melaju dengan kecepatan 10 knot :

$$T = \rho \cdot A_n \cdot V_j (V_j - V_i)$$

$$T = 1025 \cdot 0,0490625 \cdot 22,3576 (22,3576 - 5,8232)$$

$$T = 18590,33 \text{ N}$$

Karena desain kapal menggunakan 2 *tunnel*, maka gaya dorong dikalikan dua :

$$T \text{ total} = 2 \times T$$

$$= 2 \times 18590,33 \text{ N}$$

$$= 37180,67 \text{ N}$$

$$= 37,18 \text{ kN}$$

Perhitungan gaya dorong untuk variasi kecepatan lainnya dihitung menggunakan excel dapat dilihat pada tabel dibawah :

Tabel 4. 14 Gaya dorong *nozzle*

knot	T (N)	2 x T (N)	2 x T (kN)
10	18590,33	37180,67	37,18
8	11838,87	23677,74	23,68
6	7476,82	14953,63	14,95
4	2878,02	5756,03	5,76
2	694,69	1389,38	1,39

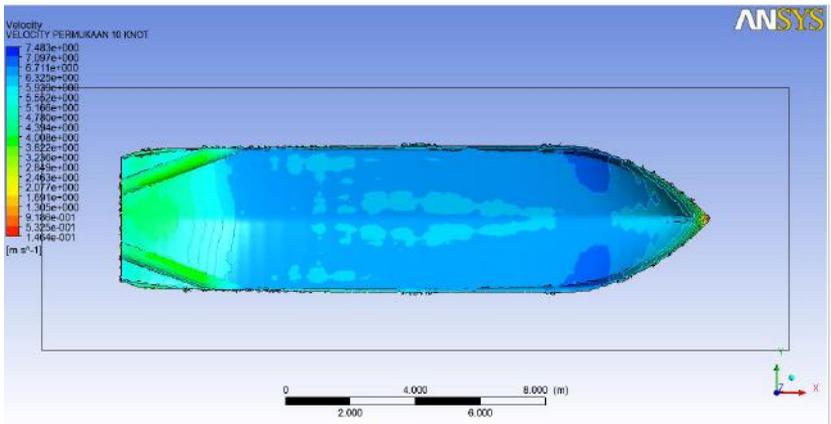
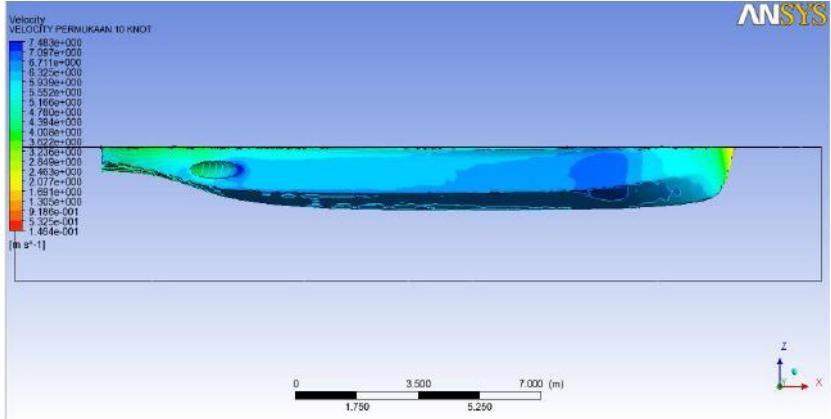
Dapat dilihat pada tabel bahwa semakin tinggi kecepatan kapal, gaya dorong yang dihasilkan semakin besar.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

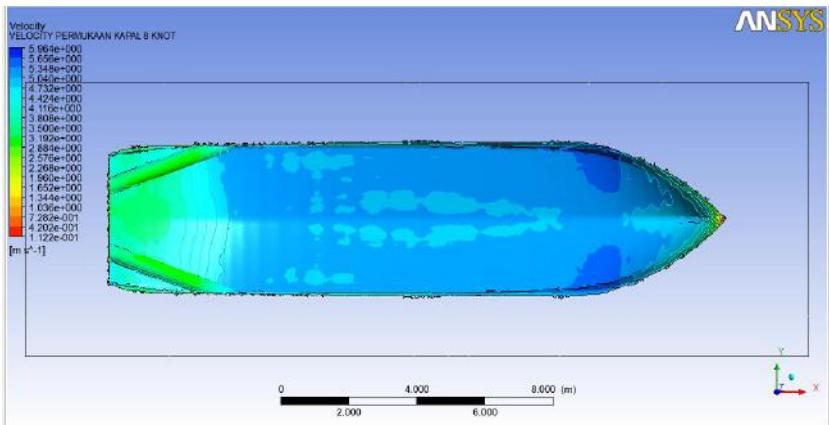
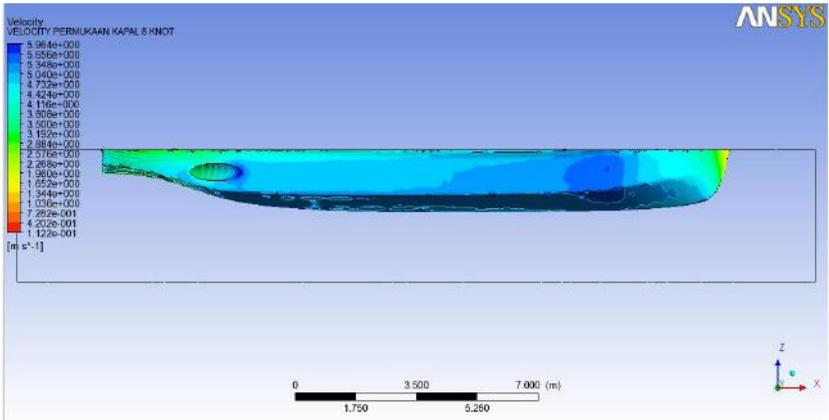
LAMPIRAN

KEC. ALIRAN AIR PADA PERMUKAAN LAMBUNG KAPAL

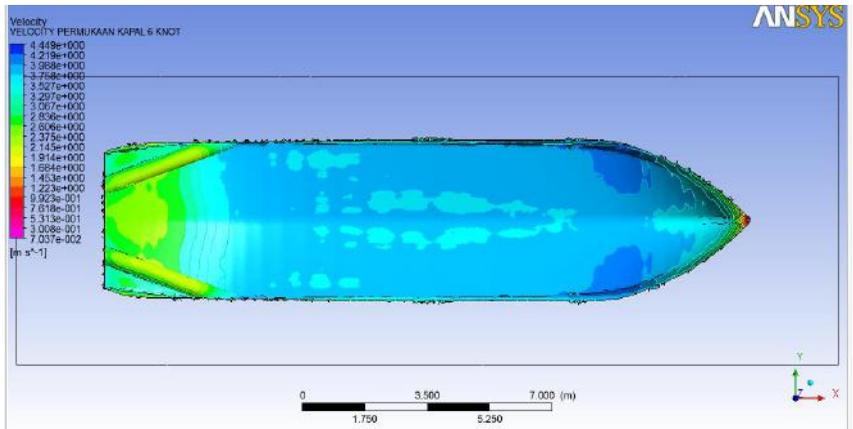
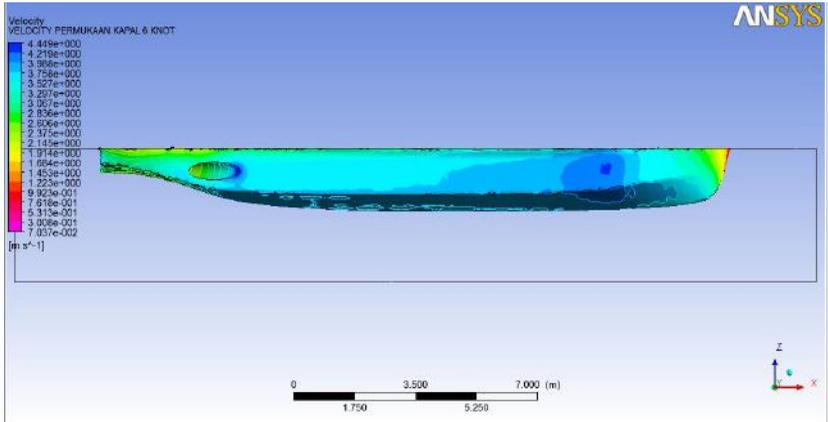
10 KNOT



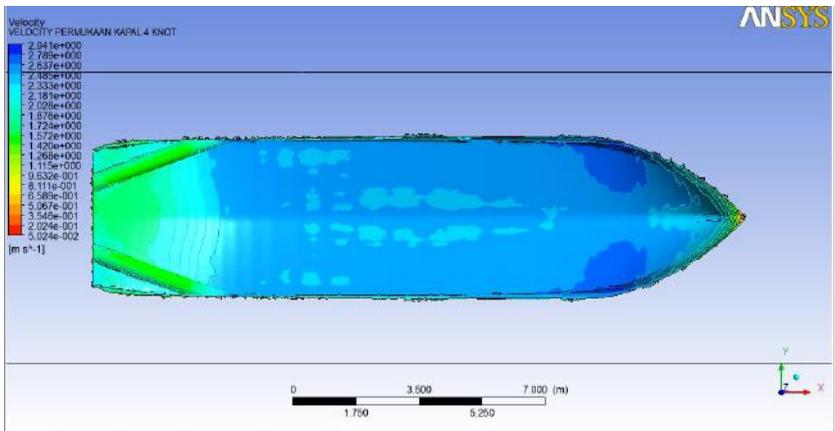
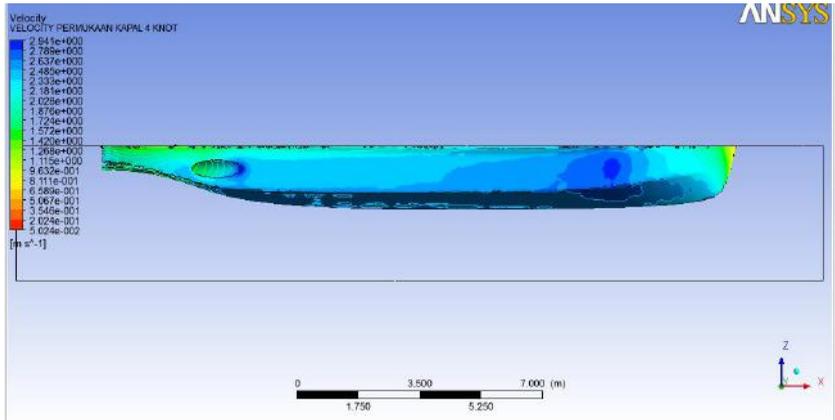
8 KNOT



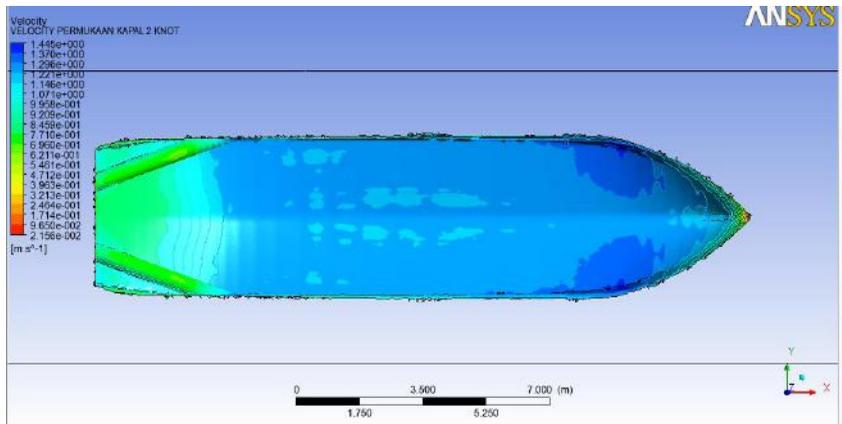
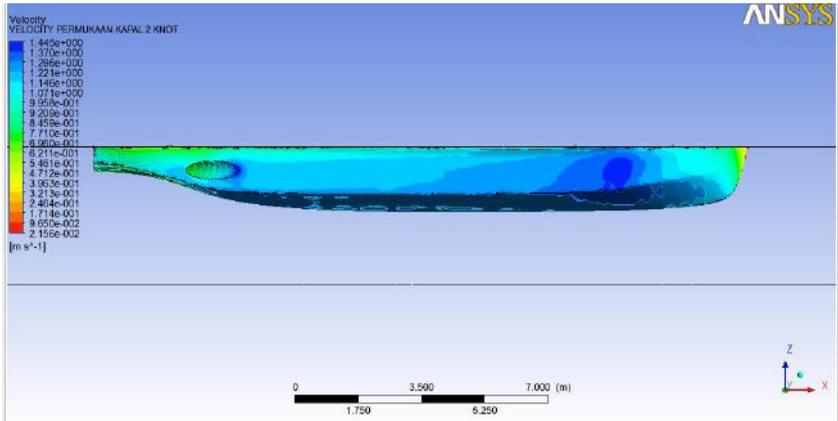
6 KNOT



4 KNOT

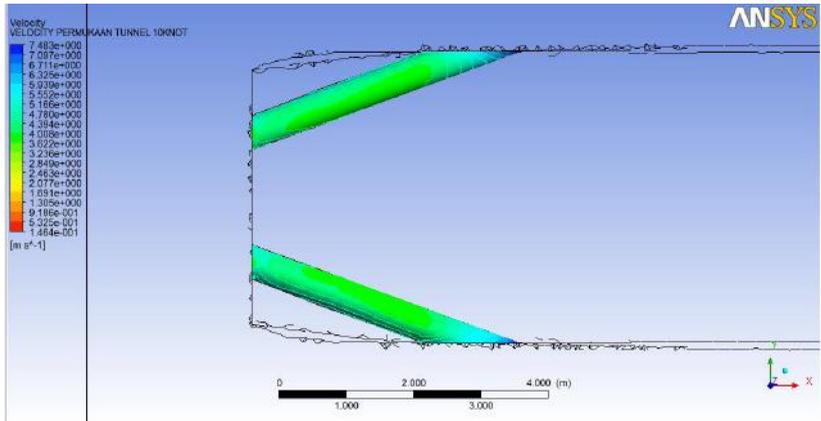


2 KNOT

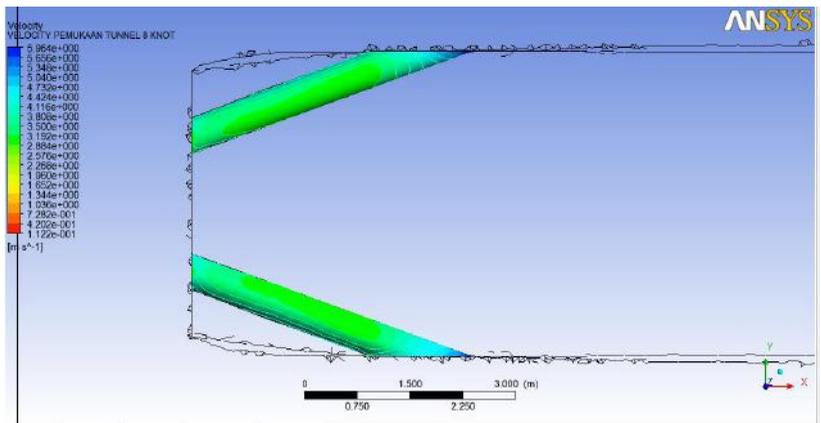


Kecepatan aliran air pada tunnel

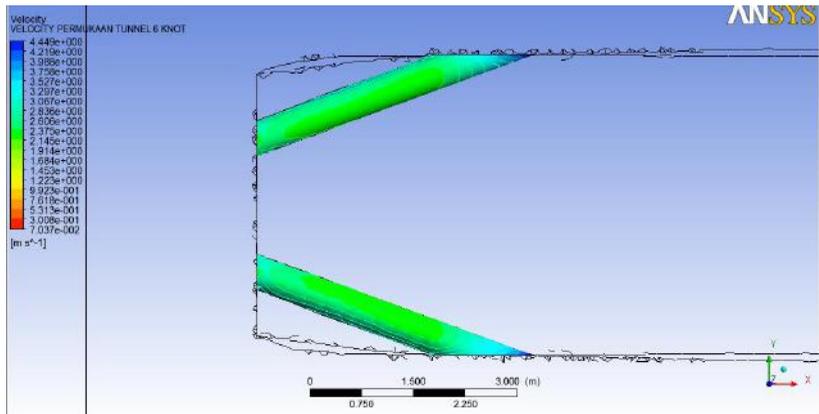
10 KNOT



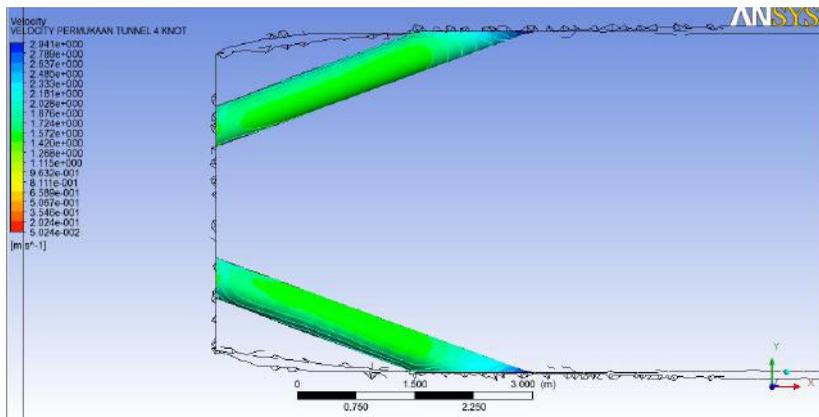
8 KNOT



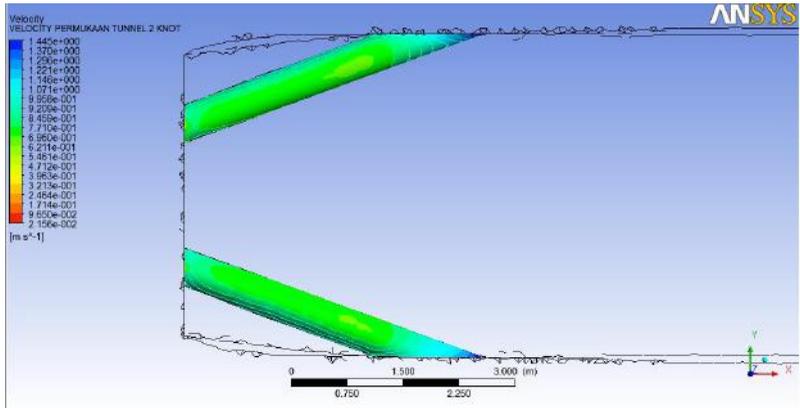
6 KNOT



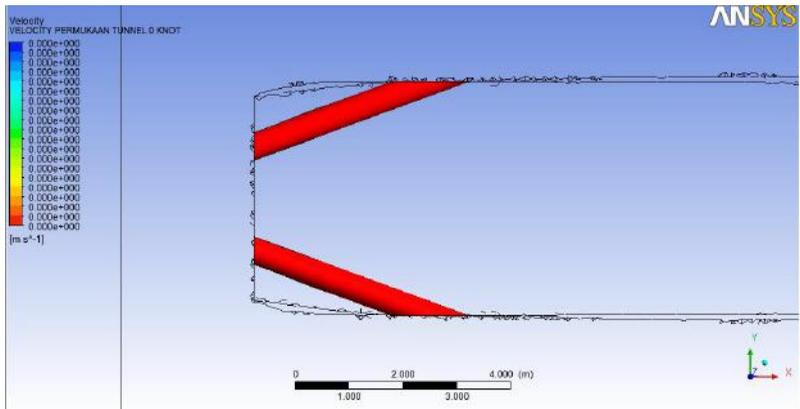
4 KNOT



2 KNOT

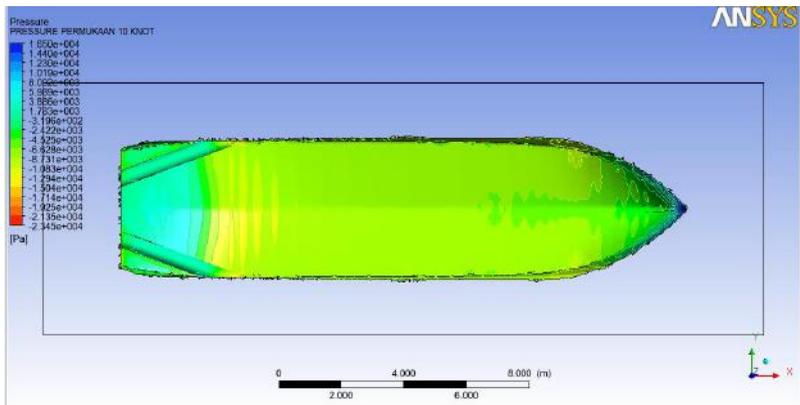
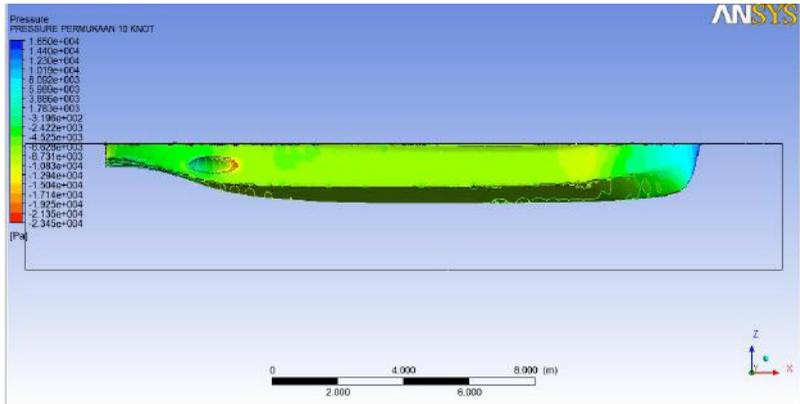


0 KNOT

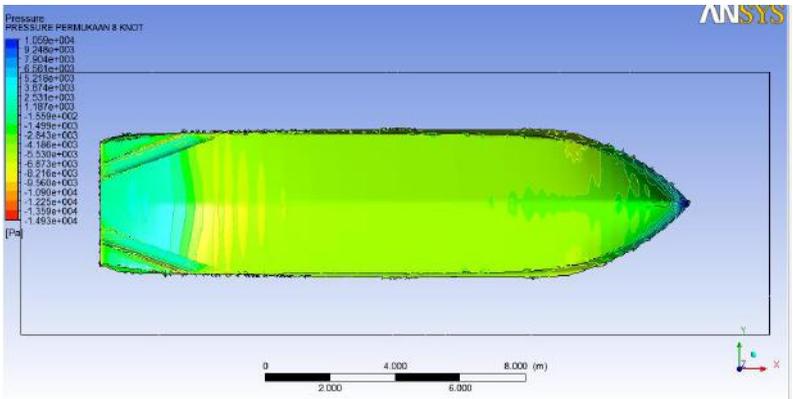
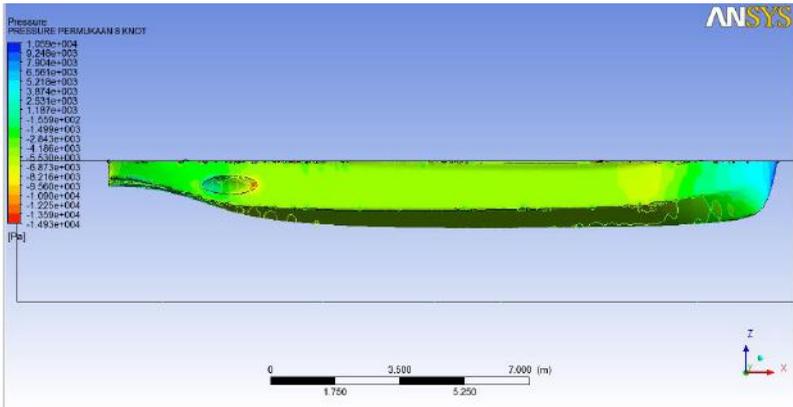


TEKANAN PADA PERMUKAAN LAMBUNG KAPAL

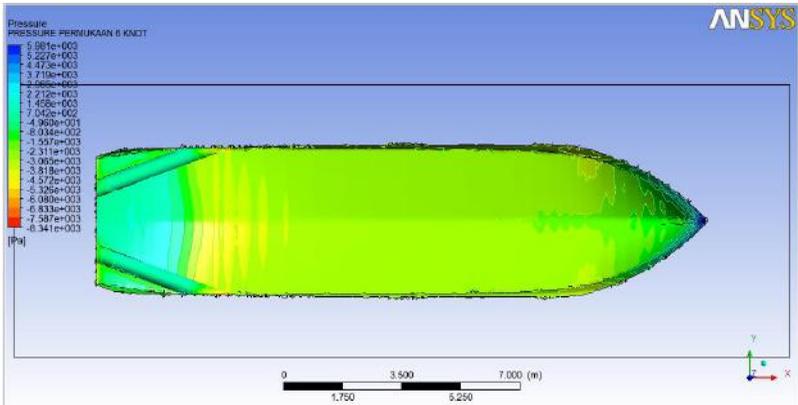
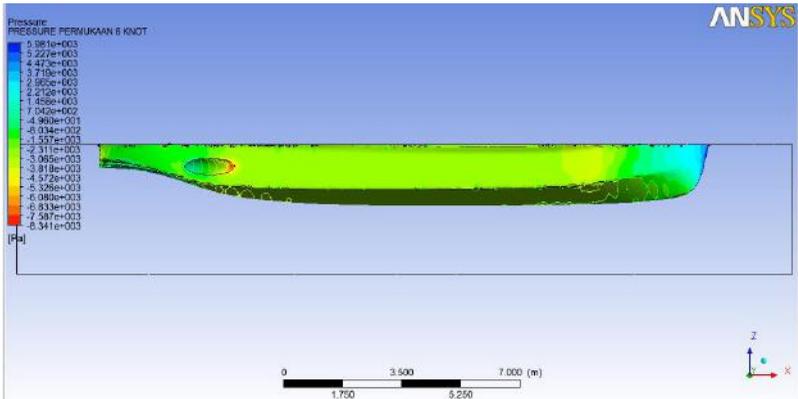
10 KNOT



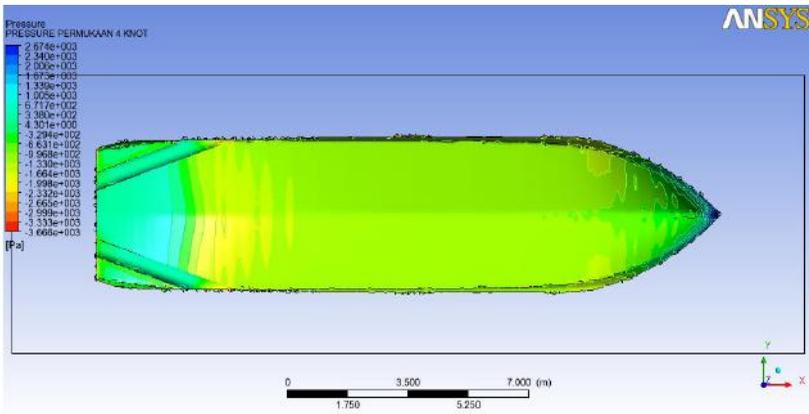
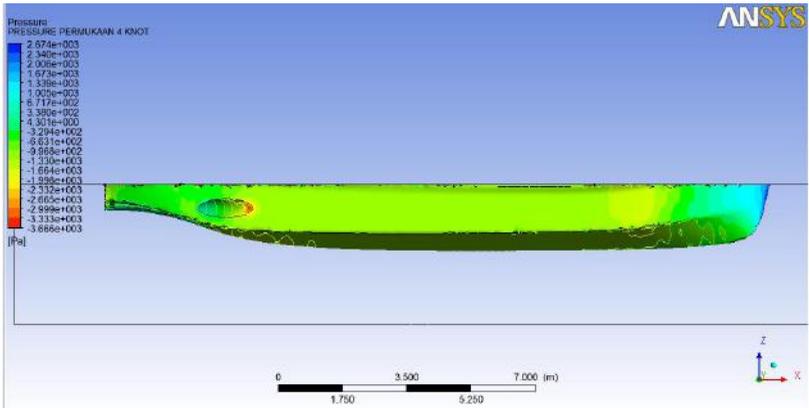
8 KNOT



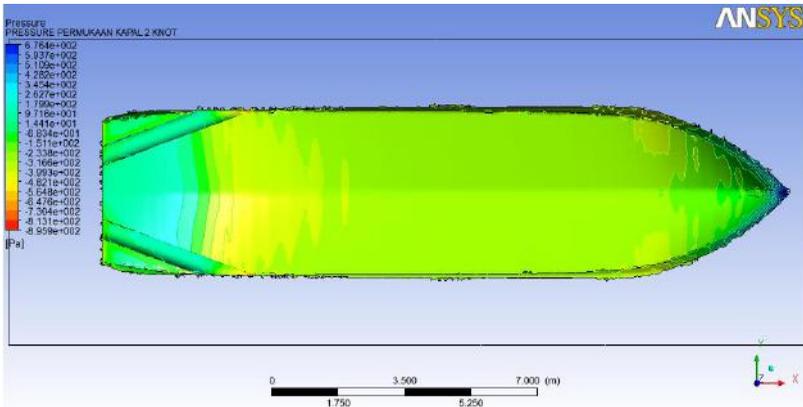
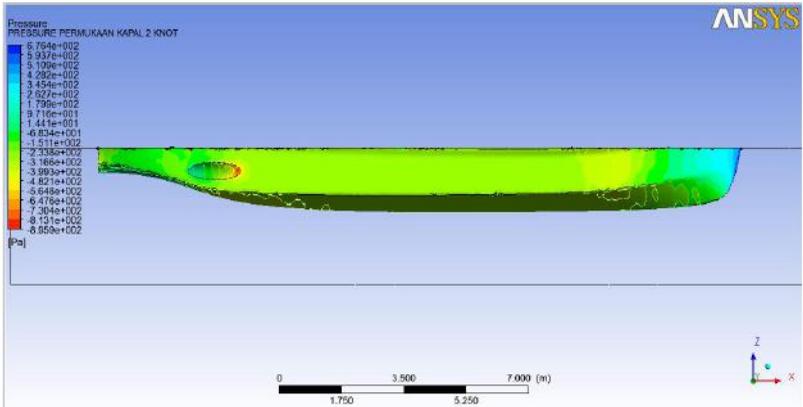
6 KNOT



4 KNOT

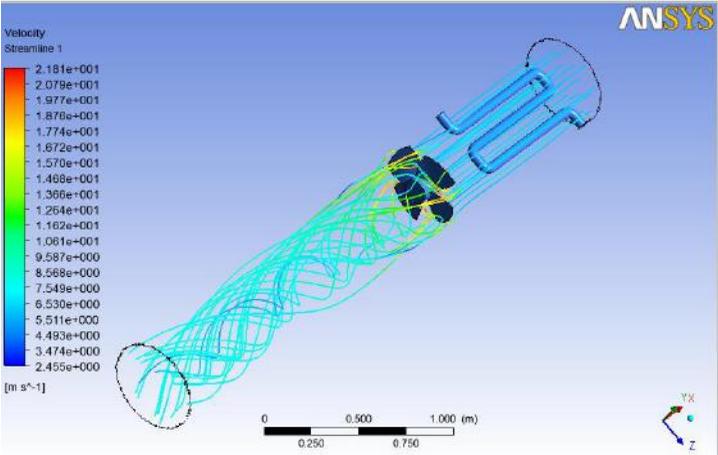


2 KNOT

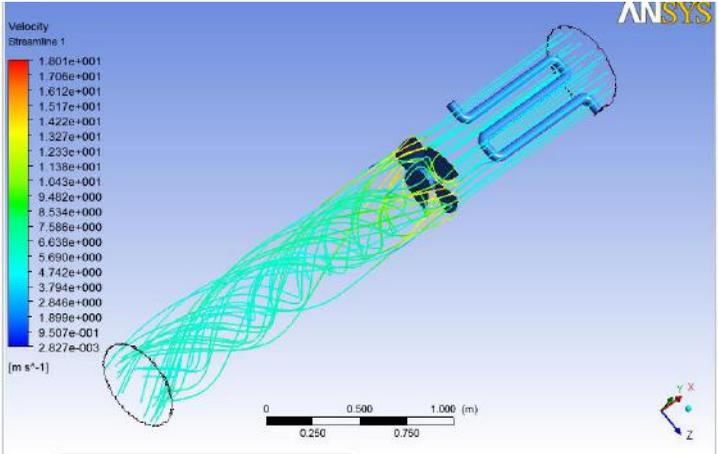


SIMULASI ALIRAN DALAM TUNNEL (IMPELLER DIAM)

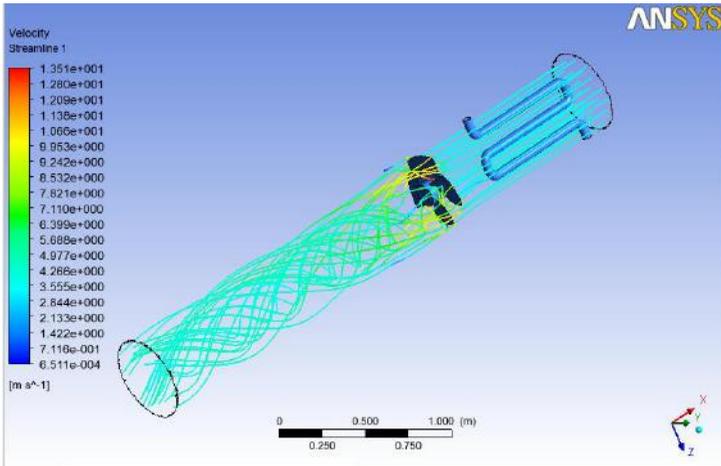
10 KNOT



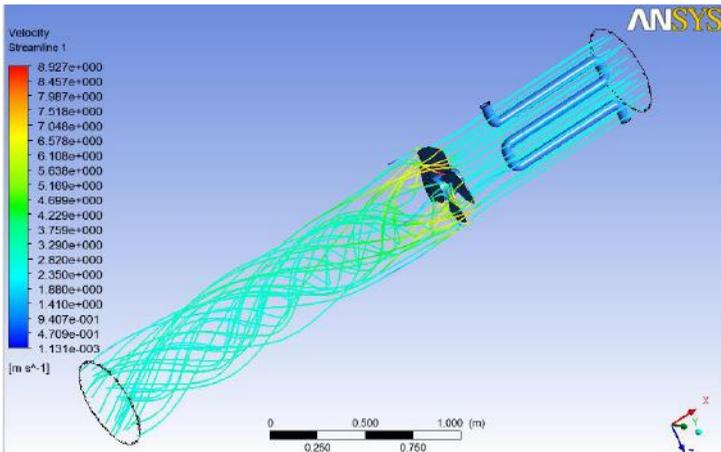
8 KNOT



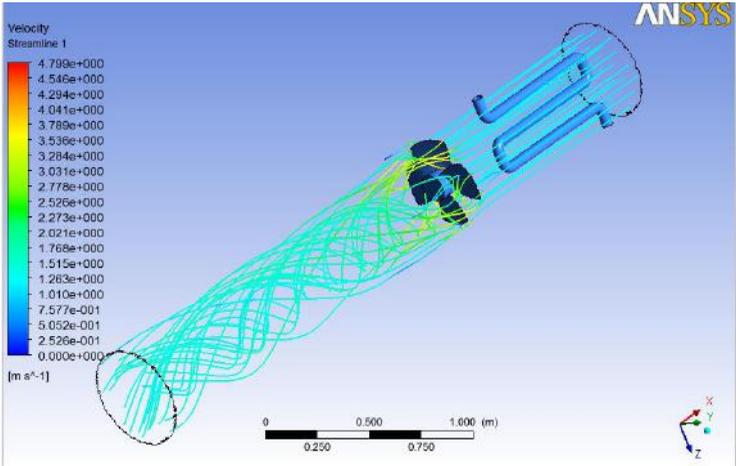
6 KNOT



4 KNOT

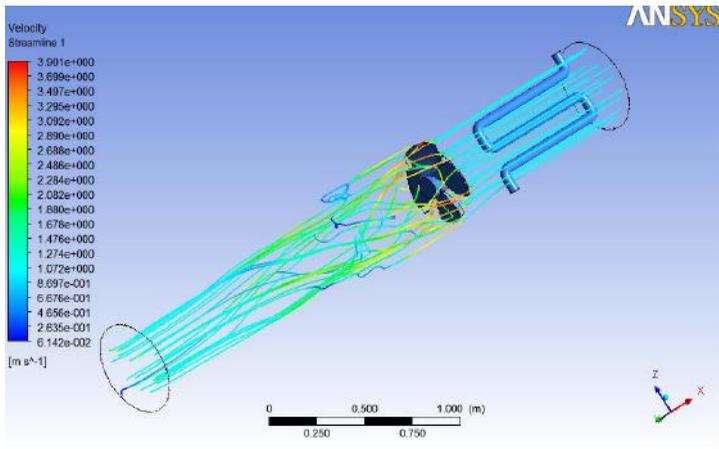


2 KNOT

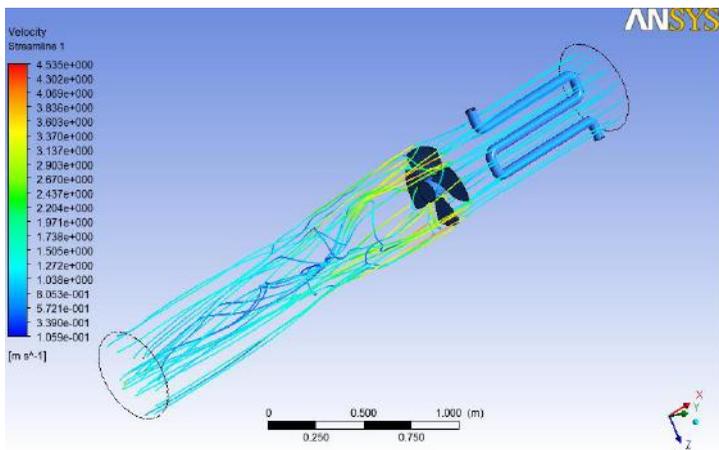


SIMULASI ALIRAN DALAM TUNNEL (IMPELLER BERPUTAR)

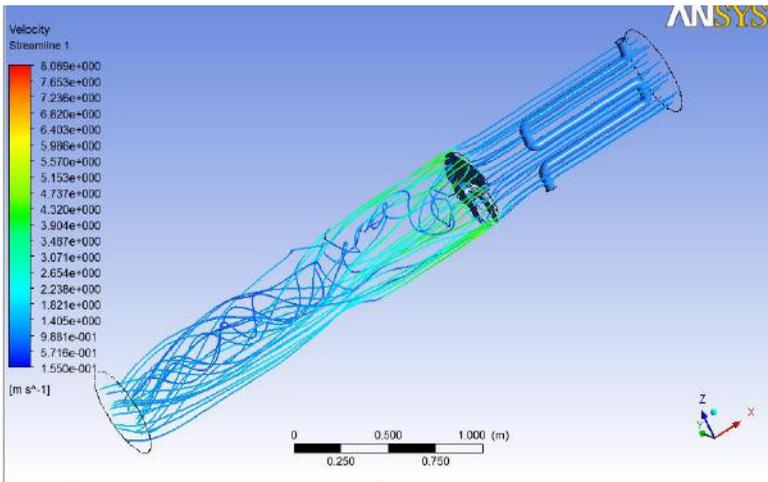
100 RPM



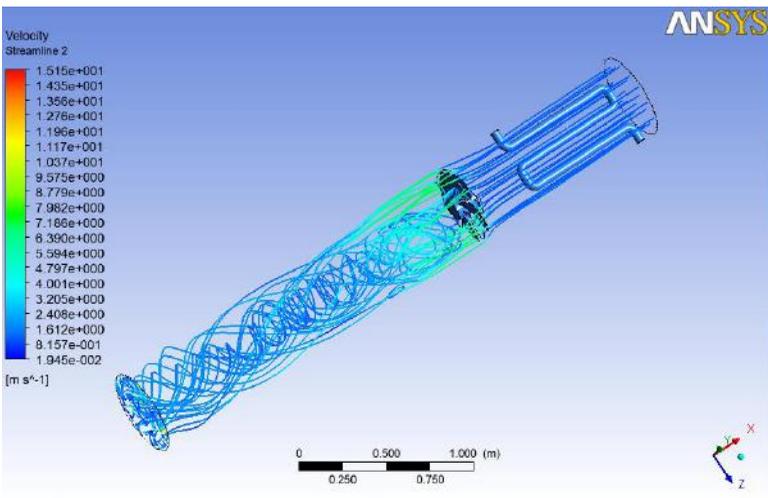
150 RPM



200 RPM

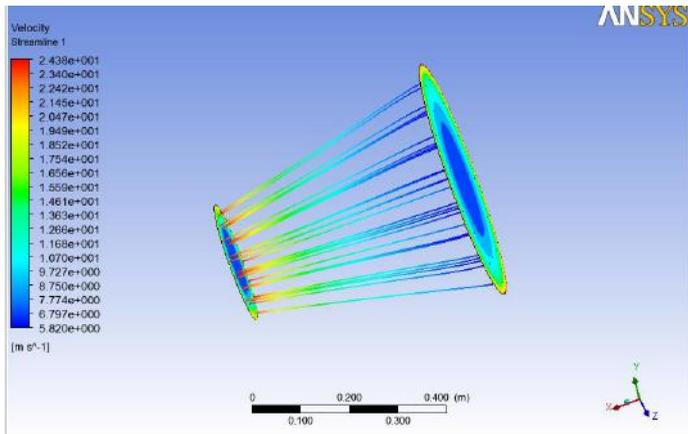


250 RPM

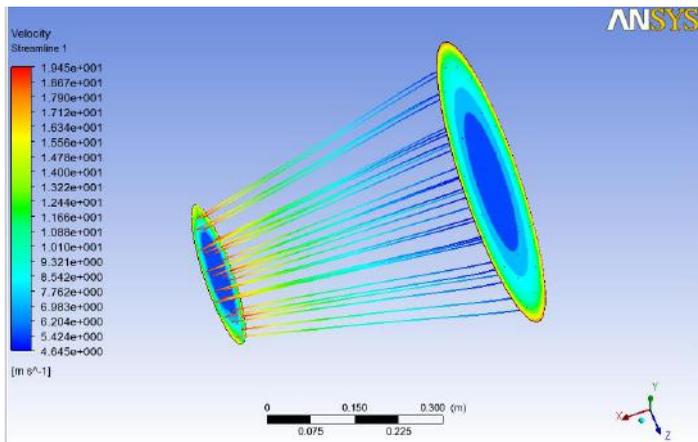


SIMULASI KECEPATAN ALIRAN NOZZLE

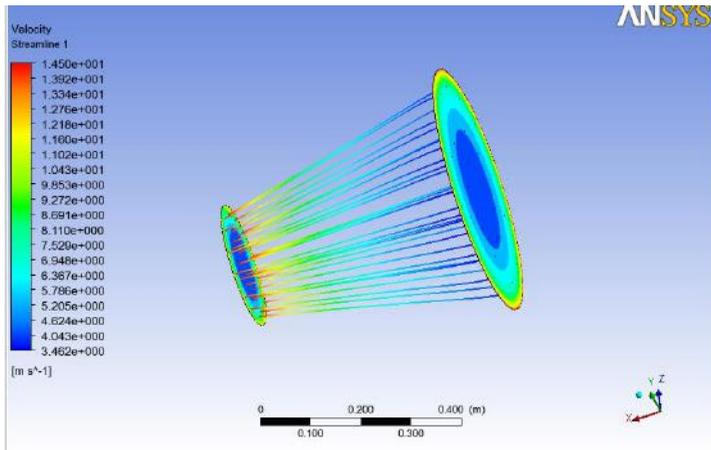
10 KNOT



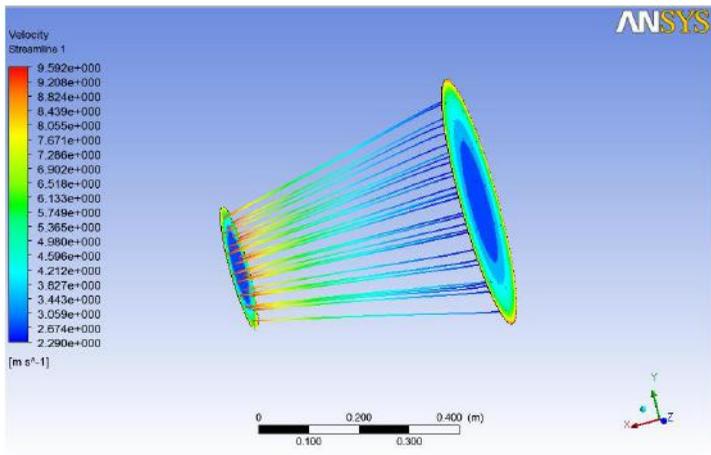
8 KNOT



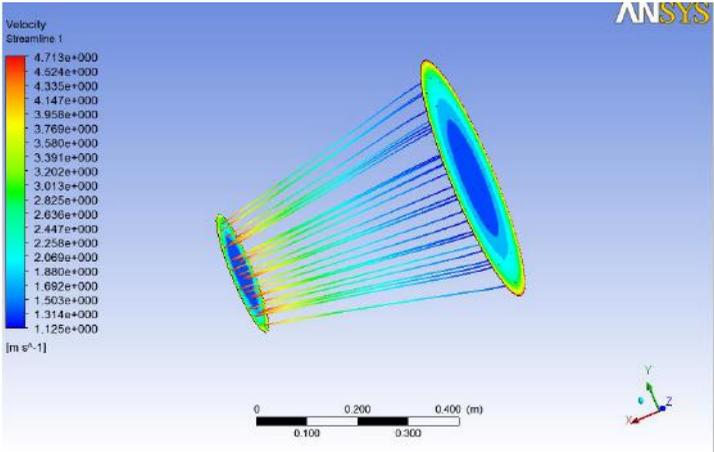
6 KNOT



4 KNOT

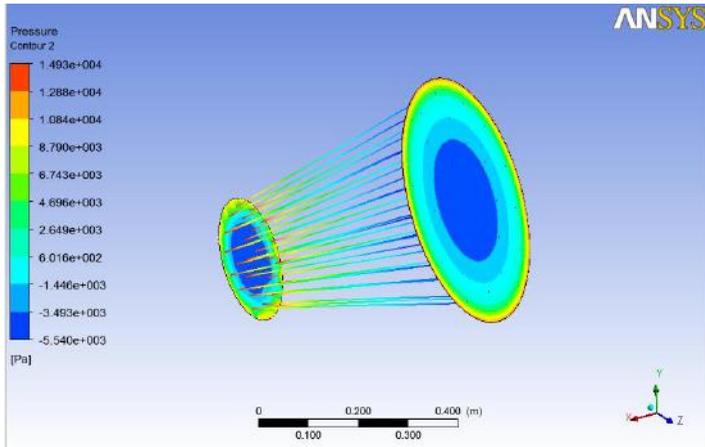


2 KNOT

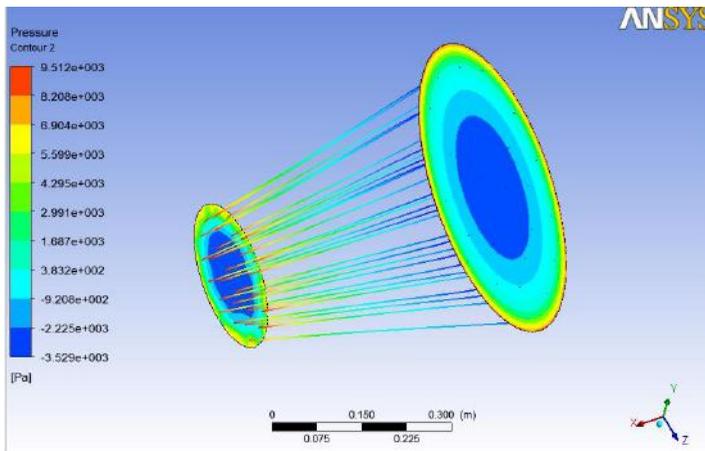


DISTRIBUSI TEKANAN INPUT & OUTPUT NOZZLE

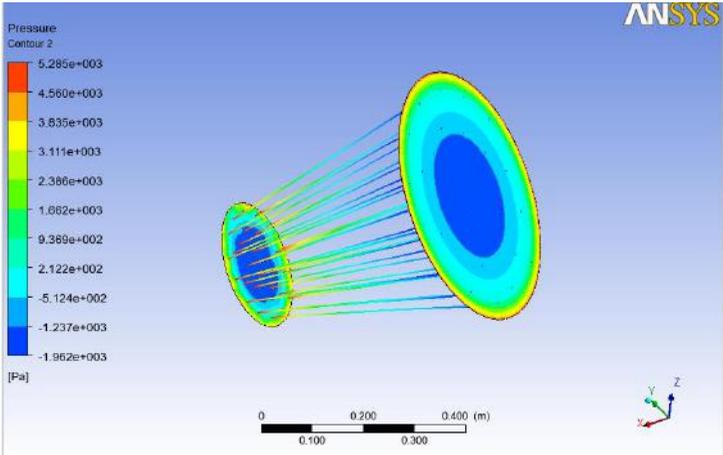
10 KNOT



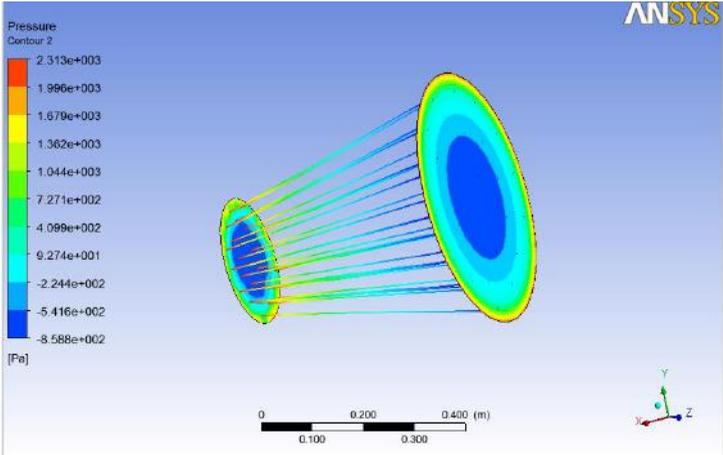
8 KNOT



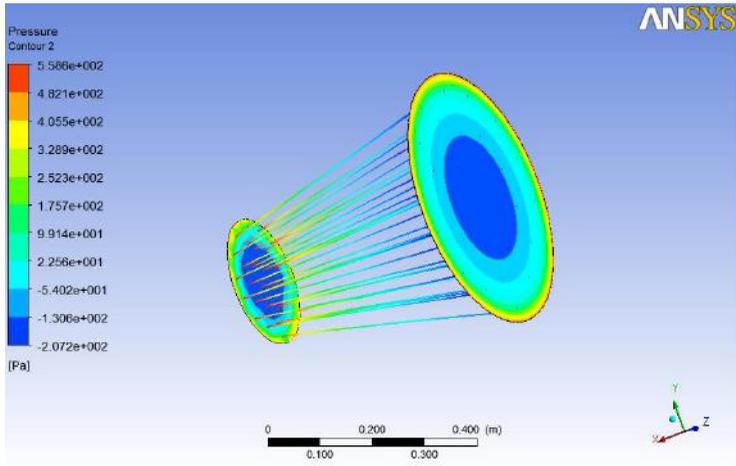
6 KNOT



4 KNOT

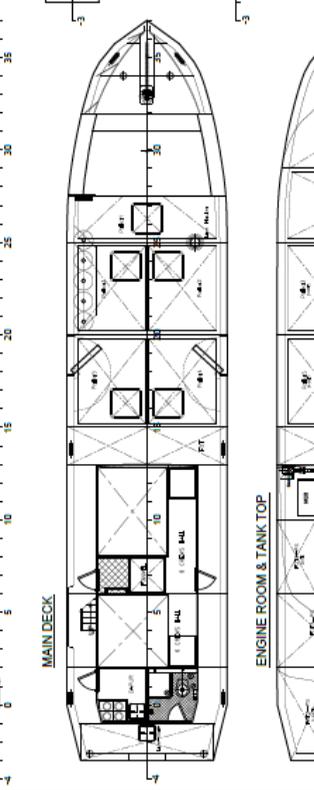
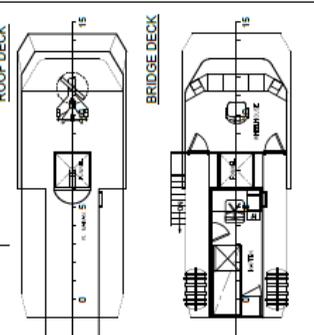
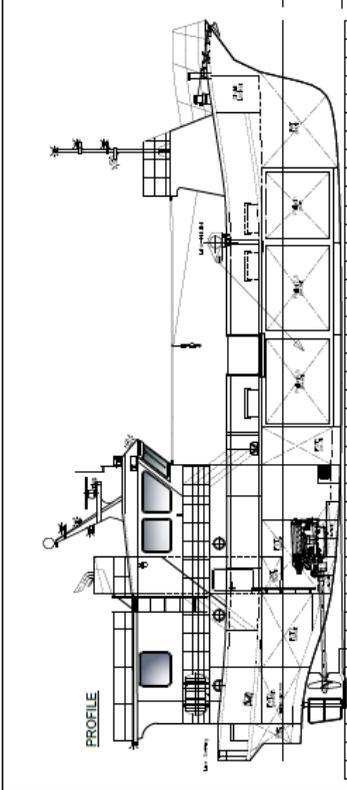
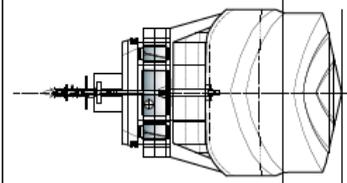


2 KNOT



UKURAN UTAMA KAPAL

LOA	18,00 M
LB	10,00 M
LD	10,00 M
LDP	10,00 M
H	2,4 M
W	1,0 M
W ₁	1,0 M
W ₂	1,0 M
W ₃	1,0 M
W ₄	1,0 M
W ₅	1,0 M
W ₆	1,0 M
W ₇	1,0 M
W ₈	1,0 M
W ₉	1,0 M
W ₁₀	1,0 M
W ₁₁	1,0 M
W ₁₂	1,0 M
W ₁₃	1,0 M
W ₁₄	1,0 M
W ₁₅	1,0 M
W ₁₆	1,0 M
W ₁₇	1,0 M
W ₁₈	1,0 M
W ₁₉	1,0 M
W ₂₀	1,0 M
W ₂₁	1,0 M
W ₂₂	1,0 M
W ₂₃	1,0 M
W ₂₄	1,0 M
W ₂₅	1,0 M
W ₂₆	1,0 M
W ₂₇	1,0 M
W ₂₈	1,0 M
W ₂₉	1,0 M
W ₃₀	1,0 M
W ₃₁	1,0 M
W ₃₂	1,0 M
W ₃₃	1,0 M
W ₃₄	1,0 M
W ₃₅	1,0 M
W ₃₆	1,0 M
W ₃₇	1,0 M
W ₃₈	1,0 M
W ₃₉	1,0 M
W ₄₀	1,0 M
W ₄₁	1,0 M
W ₄₂	1,0 M
W ₄₃	1,0 M
W ₄₄	1,0 M
W ₄₅	1,0 M
W ₄₆	1,0 M
W ₄₇	1,0 M
W ₄₈	1,0 M
W ₄₉	1,0 M
W ₅₀	1,0 M
W ₅₁	1,0 M
W ₅₂	1,0 M
W ₅₃	1,0 M
W ₅₄	1,0 M
W ₅₅	1,0 M
W ₅₆	1,0 M
W ₅₇	1,0 M
W ₅₈	1,0 M
W ₅₉	1,0 M
W ₆₀	1,0 M
W ₆₁	1,0 M
W ₆₂	1,0 M
W ₆₃	1,0 M
W ₆₄	1,0 M
W ₆₅	1,0 M
W ₆₆	1,0 M
W ₆₇	1,0 M
W ₆₈	1,0 M
W ₆₉	1,0 M
W ₇₀	1,0 M
W ₇₁	1,0 M
W ₇₂	1,0 M
W ₇₃	1,0 M
W ₇₄	1,0 M
W ₇₅	1,0 M
W ₇₆	1,0 M
W ₇₇	1,0 M
W ₇₈	1,0 M
W ₇₉	1,0 M
W ₈₀	1,0 M
W ₈₁	1,0 M
W ₈₂	1,0 M
W ₈₃	1,0 M
W ₈₄	1,0 M
W ₈₅	1,0 M
W ₈₆	1,0 M
W ₈₇	1,0 M
W ₈₈	1,0 M
W ₈₉	1,0 M
W ₉₀	1,0 M
W ₉₁	1,0 M
W ₉₂	1,0 M
W ₉₃	1,0 M
W ₉₄	1,0 M
W ₉₅	1,0 M
W ₉₆	1,0 M
W ₉₇	1,0 M
W ₉₈	1,0 M
W ₉₉	1,0 M
W ₁₀₀	1,0 M
Displacement	10.800



TUNA LONGLINER 60 GT

Displacement: 10.800 kg
 Max. Length: 18,00 m
 Max. Breadth: 10,00 m
 Max. Depth: 2,40 m
 Max. Draft: 1,00 m
 Max. Speed: 10,00 knots

GENERAL ARRANGEMENT

SPESIFIKASI DATA TUNA LONGLINER 60 GT – BAHAN FIBREGLASS



PRINCIPLE DIMENSION

Length Over All (LOA)	: 20,00 m
Length Water Line (LWL)	: 18,00 m
Length of Perpendicular (LPP)	: 16,95 m
Breadth (mid) Maximum	: 4,50 m
Breadth (Waterline)	: 4,34 m
Height (mid) to main deck	: 2,24 m
Height Total (incl. Tower)	: 8,20 m
Draft (maximum)	: 1,60 m
Displacement	: 83,17 Ton
CB	: 0,649
Speed (Maximum)	: 10 Knot
Speed (Cruising)	: 8 Knot
Crews	: 15 persons
Endurance (at cruising 8 Knot)	: 2000 NM
Endurance time (continuous)	: 10 days

SHIP CONSTRUCTIONS

Semi-displacement Hull Type	
Main Hull	: Fibreglass
Polyester Resin Water Resistant Type BQTNX-150	
Chopped strand Matt 300 gr/m ² and 450 gr/m ²	
Keel thickness	: 14 layers
Bottom thickness	: 12 layers
Side Hull	: 10 layers
Main Decks	: 10 layers
Bulkhead thickness	: 7 layers
Superstructure Beam	: 6 layers
Frames thickness (U-type)	: 5 layers
U-frames size	: 90 x 90 mm

TANK CAPACITY

Fuel Oil Tank	: 15,5 Ton
Daily Fuel Oil Tank	: 1 Ton
Fresh Water Tank	: 10 Ton
Lub. Oil Tank	: 0,5 Ton
Sludge Tank	: 1 Ton
Bait Tank	: 1 Ton
Fish Holds total capacity	: 25 Ton

MACHINERY

Main Engine	: YANMAR 6CX-ETE
	420 HP/314 KW/2700 RPM
	Fuel consumption 170 gr/HP.hr
Gearbox	TWIN DISC 506LSC
	Gear ratio 1 : 3,0
Propeller Type	: B4-55
RPM Propeller	: 900
Diameter Propeller	: 724 mm
Propeller Pitch	: 580 mm
Diameter Poros Utama	: 3,5 in
Diesel Generator set	: 2 x 60 KVA 50Hz/1500RPM
Battery	4 x 200AH/24V

NAVIGATION & COMMUNICATION

RADAR 16 NM
GPS
Fishfinder
Magnetic Compass 6 in
Radio SSB, 100 watt

SAFETY EQUIPMENTS

Lifebuoy	: 4 units
Life jacket	: 20 units
Smoke, parachute signal	: @ 6 units
Portable fire extinguisher	: 6 units

FISHING GEARS

Main Liner Drum	
Line Hauler	
Long Line 500 km x 60 m depth	
Overhead Crane & Block system	
Reflector lamp 2 x 500 W	
Fish hold cooling system up to -5°C	
No. of Fish Holds	: 5 units
Bait Tank	: 1 unit

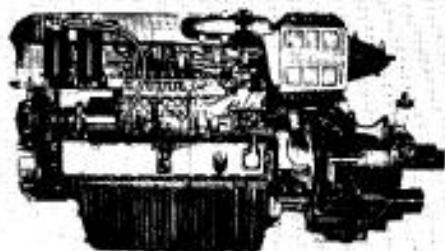
USER

PT. Perikanan Nusantara - Indonesia

OPERATION MANUAL

YANMAR

**YANMAR DIESEL
ENGINE
6CX(M)-ETE**




Be sure to read this manual for safe and
proper operation.
Store this manual carefully after use.

2. ENGINE SPECIFICATIONS

Item			
Type		Vertical water-cooled 4-cycle diesel engine	
Model Designation		6CX-ETE	6CXM-ETE
No. of cylinders		6	
Combustion system		Direct injection	
Continuous rating output	Output/rotational speed	375HP/2600rpm (276kW/2600rpm)	
	Net average effective pressure	18.21kg/cm ²	
	Average piston speed	10.83m/s	
Intake/exhaust valve system		2-valve system for both intake and exhaust valves	
Fuel injection timing		12° ± 1	
Reduction and reversing gear (optional)	Hydraulic type	Model	
		YX-70S	
		T/D MG 507.1	
Reduction ratio	Ahead	1.52	1.96
	Astern	1.52	1.96
Direction of rotation	Crankshaft	Counterclockwise when viewed from flywheel side	
	Propeller shaft	Clockwise when viewed from stern side	-
Lubrication system		Totally enclosed and forced lubrication system with gear pump	
Lubricating capacity	Oil pan	23 ℓ	
	Clutch	4 ℓ	6.5 ℓ
Cooling system		Fresh water cooling	
Fresh water volume	Engine	36 ℓ	
	Subtank	1.1 ℓ	
Cooling water delivery (at engine speed of 2,600 rpm)	Fresh water	≥13000 ℓ /hr	
	Seawater	≥9820 ℓ /hr	
Starter system		Electric starting	
Electrical equipment	Starting motor	DC12V 4kW	
	Alternator (generator)	DC12V 55A	
Turbo-charger	Type	GALLET turbo TWS1	
	Cooling system	Water cooling	

Item	Description	Schedule						Page
		Daily	Every 50 service hrs	Every 100 service hrs	Every 200 service hrs (or every 2 months)	Every 300 service hrs (or every 3 months)	Every 500 service hrs (or every 5 months)	
Intercooler	Flushing of blower			○				38
	Check and clearing of tube oil cooler						●	32
Reduction and reversing gear	Check and clearing of tube oil inlet filter can		● (1st filter)	● (2nd filter)			●	32
	Check of bearings, friction plate, and seal						●	32
	Check of tube oil level, and oil supply	○						32
	Check of tube oil		○ (2nd filter)	○ (3rd filter)		○		32

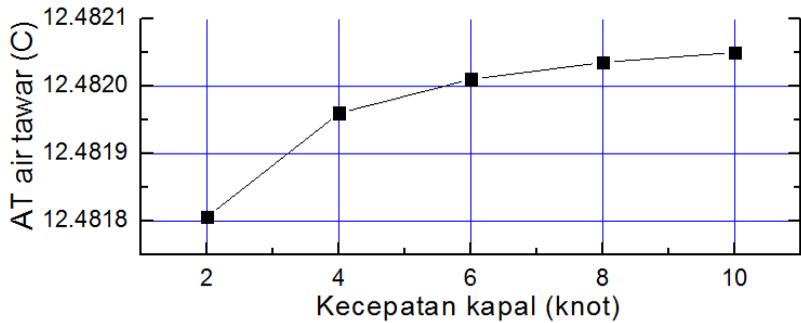
Adjustment table

Item	Standard value	
	#CKM-ETE	#CX-ETE
Decrease between (in bolt adjustment)	Intake : 0.25 ± 0.03 mm ; Exhaust : 1.40 ± 0.03 mm	
Intake valve	Open Crank angle : Before T.D.C.	$50^\circ \pm 5$
	Close Crank angle : After B.D.C.	$44^\circ \pm 5$
Exhaust valve	Open Crank angle : Before B.D.C.	$50^\circ \pm 5$
	Close Crank angle : After T.D.C.	$47^\circ \pm 5$
Fuel injection start	Crank angle : Before T.D.C.	$10^\circ \pm 1$
Pressure	Fuel injection start pressure	240 ± 5 kg/cm ²
	Engine lube oil pressure	5 ± 0.5 kg/cm ²
Temperature	Cooling water temperature at engine outlet	45°C or less (at inlet: 30°C) ; Seawater temperature: $+10^\circ\text{C}$
	Lube oil temperature at cooler inlet	85°C or less
Engine fresh water capacity	38 t	
Amount of lube oil	F: 33 g ; L: 19 g	
Axial clearance of each clutch shaft	Input shaft	$0 \sim 0.05$ mm
	Support shaft	$0 \sim 0.05$ mm
	Output shaft	$0 \sim 0.1$ mm
Clutch oil pressure	Hydraulic oil pressure in engaged status	22 ± 0.5 kg/cm ² (2100rpm)
	Lube oil pressure	2.5 ± 0.5 kg/cm ² (2100rpm)

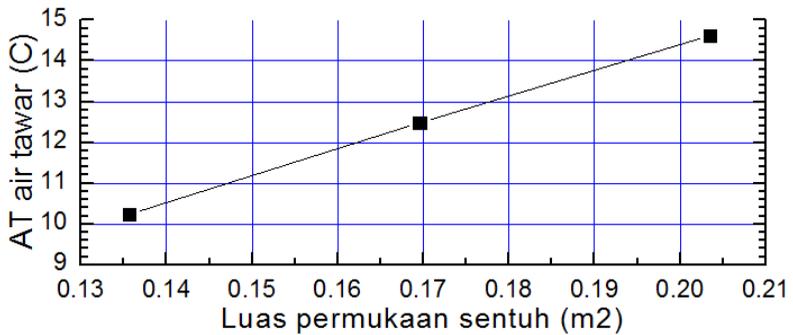
Torque Requirements for Major Parts

Torque requirements for major parts	Cylinder head bolt	25 ± 0.5 kg-m
	Main bearing retaining bolt	28 ± 1 kg-m
	Connecting rod bolt	22 ± 0.5 kg-m
	Flywheel mounting bolt	25 ± 1 kg-m
	Fuel oil valve tightening nut	3.2 ± 0.2 kg-m
	Valve arm support shaft tightening nut	1.7 ± 0.2 kg-m
Torque requirements for major parts or clutches	Fuel oil pump drive gear tightening nut	22 ± 1 kg-m
	Rubber block ring	5 ± 0.5 kg-m
	Input shaft pin	9 ± 1.0 kg-m
	Output shaft pin	9 ± 1.0 kg-m
	Emergency bolt	1.9 ± 0.1 kg-m
	Low speed valve mounting bolt	2.1 ± 0.2 kg-m
	Hydraulic pump mounting bolt	2.1 ± 0.2 kg-m

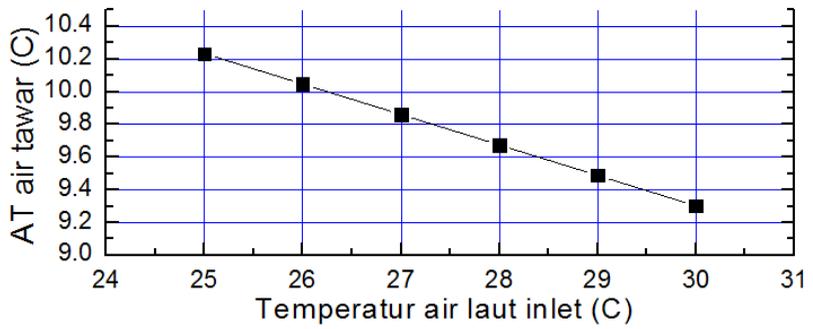
GRAFIK PERPINDAHAN PANAS TERHADAP VARIASI (IMPELLER DIAM)



- (1) Pada T air laut inlet sama (25°C) dan luas permukaan sentuh pipa HE sama (0.16956 m^2)

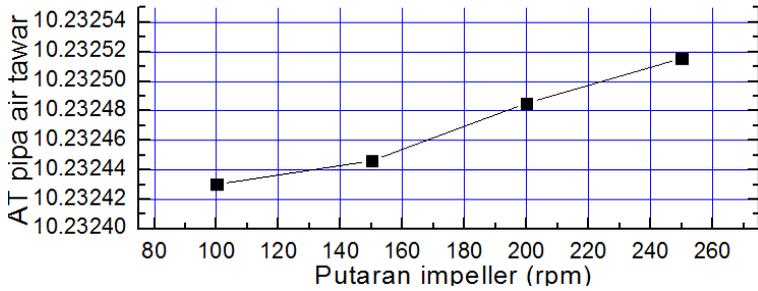


- (2) Pada T air laut inlet sama (25°C) dan kecepatan kapal sama (10 knot)

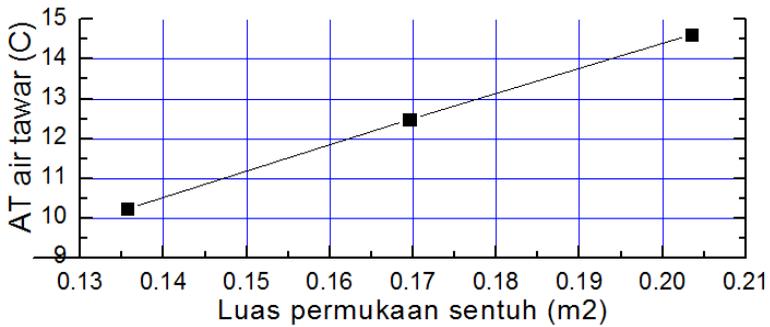


- (3) Kecepatan kapal sama (10 knot) dan luas permukaan sentuh pipa HE sama ($0,1356 \text{ m}^2$)

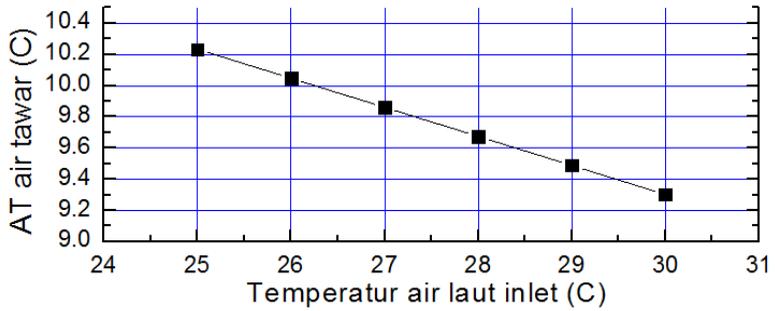
GRAFIK PERPINDAHAN PANAS TERHADAP VARIASI (IMPELLER BERPUTAR)



- (1) T air laut sama (25°C) dan luas permukaan pipa HE sama ($0,1356 \text{ m}^2$)

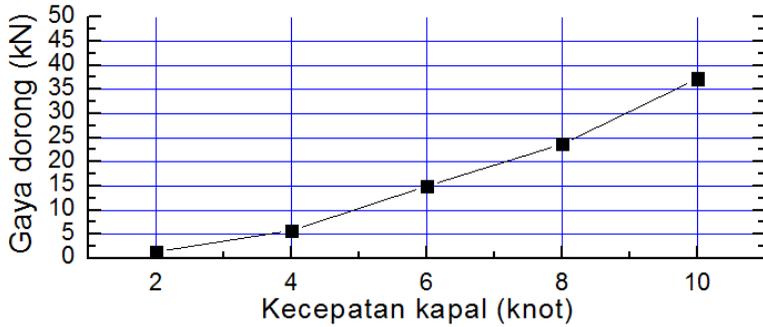


- (2) Putaran impeller sama (100) suhu air laut sama (25)



- (3) Putaran impeller sama (100rpm) dan luas permukaan sentuh sama (0.1356 m^2)

GRAFIK KECEPATAN KAPAL TERHADAP THRUST YANG DIHASILKAN NOZZLE



- (1) Kecepatan kapal kapal vs thrust yang dihasilkan oleh nozzle

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, didapatkan hasil sebagai berikut :

- Konveksi alami oleh air laut yang mengalir melalui *tunnel* ketika kapal dalam keadaan melaju dapat mendinginkan pipa air tawar JWCS hingga pada variasi kecepatan kapal terendah, yakni 2 knot. Sedangkan ketika kapal berhenti atau *manouver* (0 knot) membutuhkan pemutaran *impeller*. Variasi perpindahan panas terbesar adalah pada suhu air laut 25°C dan luas permukaan sentuh pipa air tawar 0,20347 m², yakni mencapai $\Delta T=14,615409^\circ\text{C}$ pada kecepatan kapal 10 knot.
- Kebutuhan pemutaran *impeller* pada kecepatan rendah berbeda-beda tergantung dari luas permukaan pipa *HE*. Pemutaran *impeller* saat kapal berhenti atau *manouvering* membuat debit air laut yang melalui *tunnel* bertambah sehingga dapat mendinginkan pipa JWCS. Debit air laut bertambah seiring bertambahnya kecepatan aliran air laut. Pemutaran *impeller* 250rpm menghasilkan rata-rata kecepatan aliran air dalam *tunnel* menjadi 2,03105 m/s.
- Kecepatan pengaliran air laut tidak berpengaruh besar pada perpindahan panas dan perubahan suhu air tawar (ΔT pipa JWCS) pada kondisi suhu masukan air laut dan luas permukaan sentuh pipa yang sama. Pada luas permukaan 0,1356 m² dan suhu air laut 25°C menghasilkan $\Delta T=10,23259^\circ\text{C}$ pada kecepatan kapal 10 knot dan $\Delta T=10,23258^\circ\text{C}$ pada kecepatan kapal 8 knot.
- Luas permukaan sentuh pipa JWCS dan variasi suhu air laut berpengaruh besar terhadap perpindahan panas dan perubahan

suhu air tawar (ΔT pipa *JWCS*). Dibuktikan ketika pada kecepatan kapal sama yakni 10 knot dan suhu air laut sama 25°C menghasilkan perbedaan ΔT terhadap air tawar hingga 2°C pada luas permukaan sentuh $0,1356 \text{ m}^2$ dan $0,16956 \text{ m}^2$

- Pipa *tunnel* yang dikerucutkan dapat menghasilkan gaya dorong. Gaya dorong yang dihasilkan berbanding lurus dengan kecepatan kapal. Gaya dorong terbesar dihasilkan ketika kapal melaju dengan kecepatan 10 knot yakni menghasilkan gaya dorong hingga 37,18 kN.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian, penulis memberikan beberapa saran yakni :

- Sebaiknya desain *tunnel* pendingin yang sejenis tidak perlu diberi selongsong *tunnel* karena rumit dan menambah tahanan, pipa *JWCS* dapat langsung dilubangi dan menyentuh laut jika diaplikasikan pada kapal *merchant* dimana *engine* tidak menyala saat kecepatan rendah dan di pelabuhan.
- Tugas akhir ini dapat dilanjutkan dengan objeknya yakni menggunakan jenis kapal patroli.

DAFTAR PUSTAKA

- Adji, S. W. (didownload pada 10 Januari 2016). Water Jet Propulsion System. *Propulsion System*, 1-21.
- Bayu, M. R. (2012). *Perencanaan Sistem Propulsi Listrik Waterjet pada Kapal Patroli Trimaran 56 Meter*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Dharma, N. M. (2010). Analisa Kondisi Mesin Induk Kapal Dengan Aplikasi. *ITS Master 10789 Paper*, 1-12.
- Febriyanto, E. (2013). *Analisa Kinerja Propeller B-Series Terhadap Pengurangan Luasan Blade pada Controllable Pitch Propeller di Daerah Antara Hub dan Blade*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Holman, J. (1997). *Perpindahan Kalor*. Jakarta: Erlangga.
- Qomaria, R. H. (2015). *Studi Komputasi Aliran Konveksi Alami Pada Cooler Box untuk Sistem Pendingin Motor Induk Kapal Ikan*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- regitarahmafaycaximia2.wordpress.com. (didownload 1 Januari 2016).
- Rukmana, A. B. (di download 16 Desember 2015). Analisis Performansi pada Heat Exchanger Jenis Shell and Tube Tipe BEM Dengan Menggunakan Perubahan Laju Aliran Massa Fluida Panas (Mh). *Tugas Akhir UMJ Jakarta*, 1.
- s6.aeromech.usyd.edu.au. (didownload tanggal 15 Juli 2016).
- smallshipyard.blogspot.com. (didownload 8 Januari 2016).
- Stigler, J. (2014). Characteristics of the T-junction with the equal diameters of all branches. *EPJ Web of Conferences*, 1-12.
- Streeter, V. L. (1988). *Mekanika Fluida*. Jakarta: Erlangga.

Utomo, B. (2007). Peran Sea Chest Sebagai Lubang Pengisapan untuk Mensuplai Kebutuhan Air Laut pada Eksploitasi Kapal. *ejournal undip*, 1-3.

Yanmar Diesel Engine CO. LTD. (t.thn.). *Operation Manual Yanmar Diesel Engine 6CX(M)-ETE*. Osaka: Yanmar Diesel Engine.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Magetan pada tanggal 26 Maret 1995. Terlahir dengan nama Fauzani Nurul Ilmi, merupakan anak pertama dari pasangan Budiharto dan Clarita Puspa Wardhani. Penulis telah menempuh pendidikan formal yakni di SDN Kraton 2 dan SMPN 1 Maospati di Kabupaten Magetan kemudian melanjutkan di SMAN 2 Madiun di Kota Madiun. Setelah lulus dari SMA pada tahun 2012, penulis melanjutkan pendidikan formalnya ke jenjang Sarjana (S1) di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya tepatnya di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan. Terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 4212100073. Penulis mengambil konsentrasi bidang keahlian *Marine Manufacturing and Design (MMD)* untuk penulisan tugas akhir sebagai syarat memperoleh gelar sarjana.

Fauzani Nurul Ilmi

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan – FTK – ITS

fauzaninurulilmi@gmail.com