

17.628/H/03



TUGAS AKHIR
KS1701

**ANALISA PERENCANAAN PENGGANTIAN
SISTEM PENDINGIN MOTOR INDUK
DARI AIR LAUT KE AIR TAWAR KMP. SATRIA NUSANTARA**



RSSP
623.8535
Ma'r
a-1
2002

Oleh:

MU'ADHIB KHUSAINUL MA'RUF
NRP. 4299 109 614

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

2002

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	23 / 09 / 02
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	21.6518

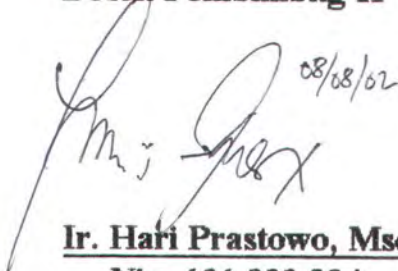
**ANALISA PERENCANAAN PENGGANTIAN
SISTEM PENDINGIN MOTOR INDUK
DARI AIR LAUT KE AIR TAWAR KMP. SATRIA NUSANTARA**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

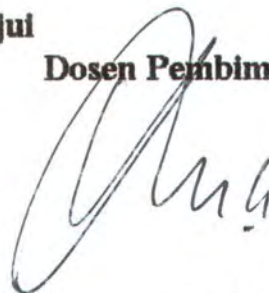
Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing II

 08/08/02

**Ir. Hari Prastowo, Msc
Nip. 131 933 294**

Dosen Pembimbing I



**Ir. Soemartojo Widjoatmojo
Nip. 130 355 300**

**SURABAYA
2002**

ABSTRAK

ABSTRAK

Motor Induk KMP. Satria Nusantara dengan merk Makita GNLH 6275 menggunakan sistim pendingin air laut (open system). Media pendingin tersebut dapat menyebabkan korosi pada material bagian motor induk. Selain itu temperatur output air pendingin yang keluar dari motor induk rendah sehingga jumlah panas yang dibuang pada saat pembakaran besar. Analisa penggantian sistim pendingin dari air laut (open system) ke air tawar (close system) dimaksudkan untuk mengembalikan kembali sistim pendingin motor induk menurut spesifikasi engine dengan temperatur out-put air pendingin 75 °C. Dalam penggantian sistim pendingin ini akan direncanakan dimensi heat exchanger redesign type shell and tube, perencanaan instalasi pipa, perencanaan pompa dan penempatan peralatan di kamar mesin KMP. Satria Nusantara.



KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT. yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

“ANALISA PERENCANAAN PENGGANTIAN SISTIM PENDINGIN MOTOR INDUK DARI AIR LAUT KE AIR TAWAR KMP. SATRIA NUSANTARA”

Dalam penulisan Tugas Akhir ini tidak semata-mata karena kemampuan penulis sendiri, tetapi juga adanya bantuan dari berbagai pihak yang telah memberikan dorongan moral dan pikiran dan juga telah membantu penulis sehingga dapat terkumpul data-data yang relevan dengan tugas akhir ini.

Penulis menyadari adanya keterbatasan dan kekurangan dalam hal waktu, dana, kemampuan berpikir dan fasilitas lainnya, karena itu dengan segala kerendahan hati penulis mohon saran dan kritik yang mengarah pada perbaikan.

Akhirnya penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi kemajuan pendidikan.

Surabaya, Juli 2002

Penulis



UCAPAN TERIMA KASIH

UCAPAN TERIMA KASIH

Pada kesempatan ini penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan Muhammad rasulullah SAW atas petunjuk dan hidayah yang diberikan kepada penulis.
2. Bapak dan Ibu dirumah serta adik-adikku semua yang telah memberikan dorongan do'a dan restunya. Terima kasih pada mbah Jombang semoga sehat walafiat.
3. Bapak DR. Ir. Agoes A. Masroeri, M.Eng, Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknik Kelautan ITS.
4. Bapak Ir. Soemartojo W dan Ir. Hari Prastowo, Msc. selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
5. Saudara Punky, Nanang atas bantuan data dan sumbangan diskusinya.
6. Teman-teman GW 23A atas bantuan dan supportnya serta kesediaannya menemani bergadang dalam pengerjaan tugas akhir ini.
7. Rekan-rekan Dept. Teknik **PT. JEMBATAN MADURA** terima kasih atas data yang diberikan. ahmad, ony, tejo, ida dan pimpinan Dept. Teknik.
8. Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI

Lembar Judul.....	i
Lembar Pengesahan.....	ii
Abstrak.....	iii
Kata Pengantar.....	iv
Ucapan Terima Kasih.....	v
Daftar Isi.....	vi
Daftar Gambar.....	ix
Daftar Tabel.....	x

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Manfaat.....	5
1.6 Sistematika Penulisan.....	5

BAB II DASAR TEORI

2.1 Sistim Pendingin.....	6
2.2 Sistim Pendingin Air laut dan Air tawar.....	7
2.2.1 Sistim Pendingin Air laut.....	7
2.2.2 Sistim Pendingin Air tawar.....	8
2.3 Tinjauan Umum Heat exchanger.....	9
2.4 Jenis-jenis Aliran dalam Heat exchanger.....	11
2.5 Keseimbangan Panas	15
2.6 LMTD	16
2.6.1 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh.....	17
2.6.2 Koefisien Film pada Sisi Shell.....	19
2.6.3 Koefisien Film pada Sisi Tube.....	20

2.7 Luas Perpindahan Panas.....	22
2.8 Penurunan Tekanan.....	23

BAB III ANALISA KESEIMBANGAN PANAS

3.1 Keseimbangan Panas.....	25
3.2 Perhitungan Keseimbangan Panas.....	28
3.3 Analisa Keseimbangan Panas Sistim Pendingin Sesuai Spesifikasi Engine.....	30
3.4 Analisa Keseimbangan Sistim Pendingin Panas Redesign.....	32

BAB IV PERHITUNGAN HEAT EXCHANGER

4.1 Data Perhitungan Heat Exchanger.....	37
4.2 Perhitungan Beban Panas.....	37
4.3 Perhitungan LMTD.....	39
4.4 Perencanaan Spesifikasi Heat Exchanger.....	40
4.5 Luas Perpindahan Panas Total.....	40
4.6 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh.....	41
4.6.1 Koefisien Film pada Sisi Shell.....	41
4.6.2 Reynold Number pada Shell.....	42
4.6.3 Koefisien Film pada Sisi Tube.....	43
4.6.4 Reynold Number pada Sisi Tube.....	45
4.6.5 Koefisien Menyeluruh Bersih.....	45
4.7 Perhitungan Tahanan Pengotoran.....	46
4.8 Besarnya Temperatur Dinding Menurut Tempat Mengalirnya Fluida.....	46
4.9 Penurunan Tekanan.....	47

BAB V PERENCANAAN PERALATAN SISTIM PENDINGIN

5.1 Perencanaan Pompa Dan Pemilihan Pompa.....	50
5.1.1 Spesifikasi Pompa.....	50
5.1.2 Kapasitas Pompa.....	51
5.1.3 Head Pompa.....	52
5.1.4 Head Loss	52
5.1.4.1 Head Loss Mayor.....	53

5.1.4.2 Head Loss Minor.....	54
5.1.5 Daya Air	54
5.1.6 Daya Poros.....	55
5.2 Perencanaan Heat Exchanger.....	55
5.3 Tangki Expansi.....	56
5.4 Thermostatic Valve.....	58
5.5 Pehitungan Pompa.....	58
5.5.1 Pompa air tawar (port side).....	58
5.5.2 Pompa air laut (port side).....	66
 BAB VI KESIMPULAN	 73
 Daftar Pustaka.....	 74
Lampiran A	
Lampiran B	
Lampiran C	



DAFTAR GAMBAR

DAFTAR GAMBAR

2.1	Sistim Pendingin Air Laut.....	7
2.2	Sistim Pendingin Air Tawar.....	9
2.3	Parallel-Flow Type.....	12
2.4	Counter-Flow Type.....	14
2.5	Cross-Flow Type.....	14
2.6	Keseimbangan Panas Dalam Heat Exchanger.....	15
2.7	Diameter Ekiuvalen Antara Square Pitch dan Trianguler Pitch.....	21
3.1	Heat Balance of Theoritical and Actual Engine.....	25
3.2	Keseimbangan Panas Sistim Pendingin Menurut Spesifikasi Engine.....	31
3.3	Perencanaan Sistim Pendingin Air Tawar.....	32
3.4	Keseimbangan Panas Sistim Pendingin Redesign.....	35

DAFTAR TABEL

DAFTAR TABEL

3.1 Balance of Heat Carried Away by Cooling Medium.....	27
3.2 Perhitungan Flow Rate.....	36
3.3 Perbandingan Heat Exchanger.....	36
4.1 Pemilihan Heat Exchanger.....	39.1
5.1 Koefisien Gesek Suction.....	62
5.2 Koefisien Gesek Discharge.....	63
5.3 Koefisien Gesek Suction-Discharge.....	68
5.4 Pompa Bagian Portside-Starboardside.....	72
5.5 Perubahan Peralatan Sistem Pendingin.....	72

BAB I
PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan akan alat transportasi khususnya jasa penyeberangan dan pelayaran saat ini sangat dibutuhkan masyarakat. Untuk dapat memberikan pelayanan maksimal kepada masyarakat semua kapal yang ada harus dapat beroperasi sesuai dengan yang telah direncanakan. Beroperasinya kapal dengan baik akan menjadi parameter bahwa sistem yang ada dikapal dapat berfungsi, namun perlu juga pertimbangan lain apakah beropersainya semua sistem dapat juga meningkatkan efisiensi kerja dari sistem yang ada.

KMP. Satria Nusantara merupakan kapal jenis ro-ro/ferry dengan menggunakan sistem pendingin air laut (open system). Sistem pendingin air laut yang ada sekarang ternyata mempunyai kekurangan diantaranya dapat mengakibatkan terjadinya kerusakan material yang diakibatkan terjadinya korosi oleh air laut, transfer panas pada saat proses pembakaran pada motor induk yang belum maksimal yang diakibatkan jumlah panas yang dibuang bersama air pendingin terlalu besar sehingga efisiensi thermis rendah.

Untuk dapat meningkatkan efisiensi thermis dan mengurangi adanya kerusakan yang diakibatkan terjadinya korosi perlu dilakukan penggantian sistim pendingin air laut (open system) ke sistim pendingin air tawar (close system). Dalam perencanaan sistim pendingin air tawar alat penukar kalor mutlak diperlukan, karena dalam alat penukar kalor (heat exchanger) akan terjadi

perpindahan energi thermal dari fluida tinggi ke fluida rendah sebagai fungsi dari media pendingin. Ada beberapa faktor dalam pertimbangan untuk memilih dan merencanakan suatu alat penukar kalor agar alat tersebut berfungsi secara maksimal. Secara teknis alat tersebut harus diperhitungkan dari sisi kemampuan pertukaran panasnya, dimensi alat tersebut, perawatan serta biaya operasinya.

Selain alat penukar kalor (heat exchanger) yang perlu diperhatikan juga dalam perencanaan sistem pendingin air tawar adalah pompa, pipa-pipa, outfitting dan tangki ekspansi. Penempatan peralatan yang ada harus disesuaikan dengan layout engine room sehingga perencanaan sistem pendingin ini dapat menghasilkan suatu rancangan kearah perencanaan yang maksimal.

1.2 Perumusan Masalah

KMP. Satria Nusantara mempunyai motor induk dengan merk MAKITA GNLH 6275 dengan sistem pendingin air laut (open system). Selama dalam pengoperasiannya sistem pendingin tersebut dapat menyebabkan kerusakan pada material / bagian dari motor induk yang diakibatkan terjadinya korosi oleh air laut diantaranya : terjadi korosi pada cylinder block, cylinder liner, cylinder cover. Selain itu temperatur out-put air pendingin yang keluar dari motor induk rendah sehingga jumlah panas yang dibuang pada saat proses pembakaran besar. Penyerapan energi thermal yang terlalu tinggi dapat menurunkan power out-put yang dihasilkan mesin dan juga menaikkan konsumsi bahan bakar,

Penggantian sistem pendingin air laut (open sistem) ke sistem pendingin air tawar (closed system) diharapkan dapat mengurangi timbulnya korosi pada

material / bagian dari motor induk, dapat menaikkan temperatur output air pendingin sesuai dengan engine manufacture sehingga efisiensi thermis yang dihasilkan dapat meningkat.

Sistim pendingin air tawar yang dipakai untuk menggantikan sistim pendingin air laut adalah sistim pendingin air tawar dengan heat exchanger dengan type shell and tube.

Dalam kaitannya perencanaan sistim pendingin air tawar dengan heat exchanger terdapat suatu permasalahan :

1. Apakah beban pendingin yang diharapkan akan dapat terpenuhi untuk melayani main engine Makita GNLH 6275 dan auxiliary engine.
2. Apakah perencanaan peralatan seperti halnya kapasitas pompa, perencanaan diameter pipa dan kapasitas tangki ekspansi sudah memenuhi kebutuhan sistim pendingin dan efisien.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang akan dibahas adalah :

1. Perhitungan termodinamis dan beban pendingin heat exchanger yang sesuai untuk motor induk.
2. Perbandingan sistim pendingin menurut spesifikasi engine dan sistim pendingin redesign
3. Perencanaan peralatan dan perencanaan sistim pendingin air tawar motor induk.

1.4 Tujuan

Tujuan utama perencanaan penggantian sistim pendingin motor induk KMP.

Satria Nusantara adalah :

- Dapat mengadakan penggantian dan membuat sistim pendingin air tawar yang baik sehingga performance mesin terjaga

1.5 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah :

1. Dapat melaksanakan penggantian sistim pendingin air laut ke air tawar.
2. Dapat meningkatkan temperatur outlet dari mesin sesuai engine manufacture
3. Dapat merencanakan peralatan dan sistim pendingin motor induk KMP.

Satria Nusantara

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dari tugas akhir ini secara berurutan adalah sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Pada bab ini akan dibahas mengenai latar belakang penulisan tugas akhir, perumusan masalah dan tujuan dan manfaat tugas akhir.

BAB II
DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Sistim pendingin

Secara teoritik diketahui bahwa jumlah panas yang dibuang ke air pendingin 30% dari jumlah panas total yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar dalam silinder.

Pembakaran panas yang kurang atau lebih tinggi akan berpengaruh pada power out-put yang dihasilkan. Bila jumlah panas yang dibuang terlalu sedikit maka diesel engine cenderung akan pada posisi sebagai berikut :

- Thermal loading meningkat sehingga panas yang ditimbulkan cenderung akan berlebih (over heating).
- Minyak pelumas akan menjadi cair, akibatnya tekanan gesek akan meningkat.
- Lebih cepat terjadi keausan pada komponen yang saling bersinggungan saat bergerak sehingga kontinuitas kerja diesel akan terganggu .
- Timbulnya tegangan thermis yang dapat menurunkan daya tahan material (life expectancy).

Sebaliknya bila jumlah panas yang dibuang air pendingin terlalu dingin akan terjadi efek sebagai berikut :

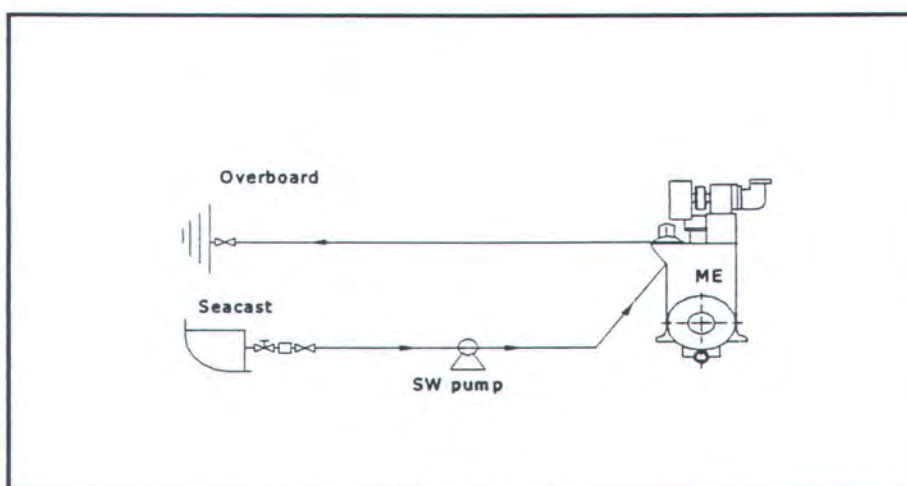
- Terjadi over cooling karena tingginya penyerapan thermal energi panas.
- Terjadi pembentukan kerak arang pada saluran gas buang.
- Menaikkan konsumsi bahan bakar.
- Power out-put menurun.

2.2 Sistim Pendingin Air Laut dan Sistim Pendingin Air Tawar

2.2.1 Sistim Pendingin Air laut

Sistim pendingin air laut (open system) merupakan sistim pendingin dimana mesin langsung didinginkan oleh air laut sebagai media pendingin, setelah air laut mendinginkan mesin langsung dibuang keluar melalui overboard . Air laut yang mengandung garam sangat rentan untuk menimbulkan terjadinya korosi pada sistim perpipaan dan juga mesin. Sistim pendingin ini memerlukan pipa galvanis (non-corrosive steel pipe) yang secara ekonomis mempunyai harga lebih mahal.

Air laut yang mendinginkan mesin akan mendinginkan silinder liner melalui lubang silinder cover. Air laut yang mengandung endapan sedimen, lumpur, garam akan mengendap dalam dinding silinder liner sehingga apabila perawatan mesin kurang maka endapan tersebut akan mempengaruhi proses perpindahan panas. Selain itu garam yang bersentuhan langsung dengan material mesin akan dapat menimbulkan korosi.



Gambar 2.1
Sistim Pendingin Air Laut

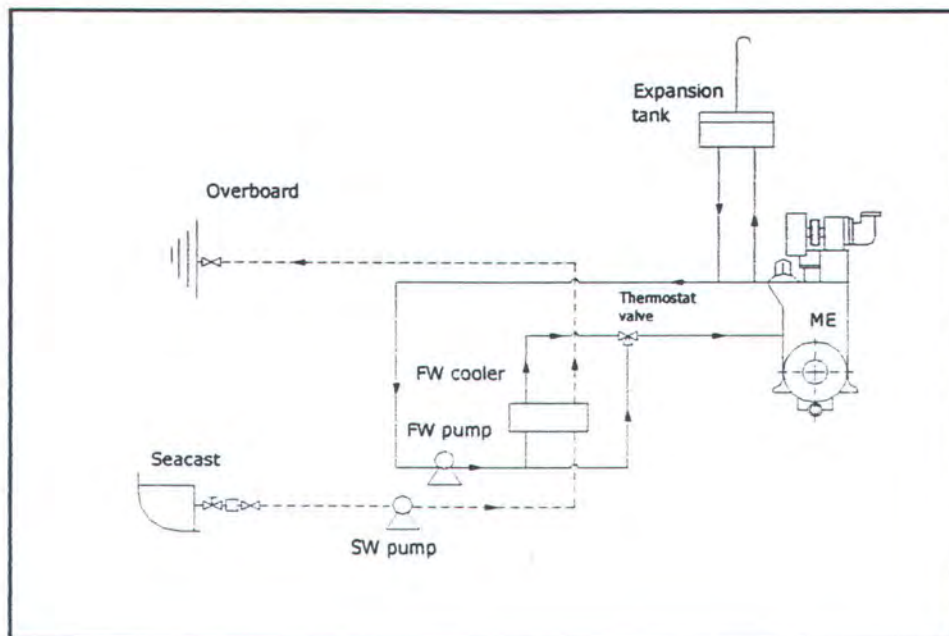
2.2.2 Sistim Pendingin Air Tawar

Sistim pendingin air tawar (close system) merupakan sistim pendingin dimana mesin didinginkan oleh air tawar (fresh water) sebagai media pendingin. Air tawar dari tangki ekspansi akan disirkulasikan oleh pompa ke dalam mesin melalui heat exchanger sebagai alat untuk penukar kalor. Air tawar yang disirkulasikan temperaturnya akan meningkat sesuai meningkatnya temperatur pada proses pembakaran di ruang bakar.

Untuk mendinginkan kembali air tawar yang bersikulasi diperlukan heat exchanger, panas air tawar didalam heat exchanger akan didinginkan oleh air laut sebagai media pendinginnya sehingga temperatur air tawar outlet dari mesin akan turun sesuai temperatur air tawar inlet.

Sistim pendingin ini mempunyai keuntungan dibandingkan dengan sistim pendingin air laut :

1. Mengurangi timbulnya korosi terhadap komponen mesin yang berhubungan dengan sistim pendingin.
2. Proses perpindahan panas yang lebih baik
3. Tidak menimbulkan endapan / kotoran dalam komponen mesin
4. Lebih mudah dalam maintenance



Gambar 2.2
Sistim pendingin air tawar

2.3 Tinjauan Umum Heat Exchanger

Heat exchanger merupakan alat yang banyak digunakan pada marine power plant yang berfungsi sebagai alat memindahkan panas dari suatu fluida liquid atau gas ke fluida lainnya. Kemampuan alat penukar panas (heat exchanger) dipengaruhi oleh beberapa faktor :

1. Energi balans pada proses perpindahan panas
2. Logaritma Mean Temperature Different (LMTD)
3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh.
4. Luas permukaan panas menyeluruh.

Dengan menerapkan prinsip-prinsip perpindahan panas dapat dirancang alat penukar kalor / heat exchanger yang pada dasarnya adalah menerapkan modus perpindahan panas konduksi dan konveksi, hal ini bukan berarti modul

perpindahan panas radiasi tidak berpengaruh, tapi karena pengaruhnya kecil sehingga dapat diabaikan.

Penukar panas jenis shell and tube (selongsongan dan tabung) memiliki bermacam-macam bentuk, ditinjau dari arah aliran, jumlah lintasan dan bentuk bonet atau head pada bagian muka atau belakang.

Penukar kalor jenis shell and tube pada dasarnya dibagi enam bagian yaitu:

1. Bonet atau Head

Merupakan bagian penukar panas dimana pada bagian ini fluida terakumulasi sebelum masuk ke dalam tabung

2. Shell

Merupakan bagian permukaan panas yang berfungsi sebagai tempat mengalirnya salah satu dari fluida, dimana didalamnya akan terdapat tabung kecil sebagai tempat mengalirnya fluida lainnya.

3. Tube

Merupakan bagian penukar panas yang berbentuk tabung kecil-kecil yang diletakkan sejajar satu sama lainnya. Disini merupakan tempat terjadinya perpindahan panas.

4. Baffle / Support Plate

Merupakan bagian permukaan kalor yang berbentuk piringan dan diletakkan didalam shell untuk mengatur dan mengarahkan aliran fluida didalam shell serta menimbulkan turbulensi yang dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas.

5. Tube Sheet

Berfungsi untuk mengikat ujung tabung dan tie rod

6. Tie Rod

Berfungsi untuk menyangga baffle sehingga turbulensi aliran yang diharapkan dapat tercapai.

Heat exchanger type shell and tube merupakan alat penukar panas yang banyak dipakai dalam dunia marine service, karena mempunyai keuntungan sebagai berikut :

1. Perpindahan panas yang baik karena penggunaan tube berdiameter kecil dalam shell wall yang tipis serta kecepatan aliran fluida yang relatif tinggi.
2. Efisiensi dalam penempatan karena membutuhkan ruangan yang kecil dan juga dapat ditempatkan dalam segala kedudukan.
3. Mudah dalam maintenance
4. Terdapat baffle yang memberikan persinggungan yang lebih baik dengan seluruh bagian dari tabung dan juga menaikkan kecepatan fluida sehingga menaikkan proses perpindahan panas.

2.4 Jenis-jenis Aliran dalam Heat Exchanger

Sasaran pemilihan didalam thermal design heat exchanger adalah menentukan luas permukaan perpindahan panas yang ditentukan oleh temperatur fluida dan kecepatan aliran fluida untuk melakukan proses perpindahan panas. Besarnya panas yang dipindahkan dari heat exchanger secara keseluruhan dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots \dots \dots 2.1$$

Dimana :

Q = laju perpindahan panas , kcal/hr

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh, kcal/hr.m².°K

A = Luas bidang permukaan panas, m²

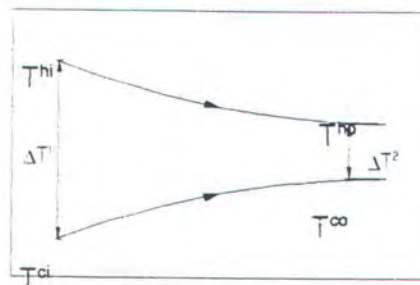
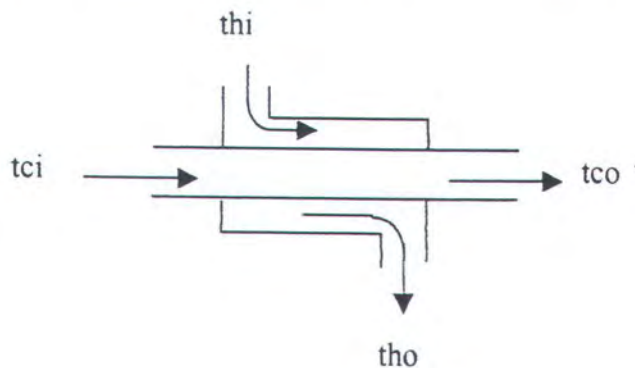
ΔT_{lm} = Perbedaan temperatur efektif rata-rata untuk semua jenis
heat exchanger

$$\Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Pada umumnya aliran dalam heat exchanger terbagi menjadi 3 jenis aliran :

1. Parallel flow-type

Jika arah kedua aliran didalam shell and tube sama, seperti gambar berikut



Gambar 2.3
Parallel flow-type

Dimana :

T_{hi} = temperatur fluida masuk, ($^{\circ}\text{K}$)

T_{ho} = temperatur fluida dingin keluar, ($^{\circ}\text{K}$)

T_{ci} = temperatur fluida dingin masuk, ($^{\circ}\text{K}$)

T_{co} = temperatur fluida dingin keluar, ($^{\circ}\text{K}$)

ΔT_1 = perbedaan temperatur fluida panas dan fluida dingin yang masuk

ΔT_2 = perbedaan temperatur fluida panas dan fluida dingin yang keluar

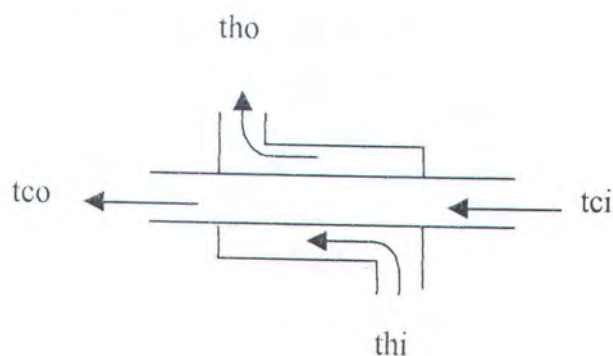
Sehingga dari gambar diatas, jika kapasitas panas spesifik dari fluida konstan maka dapat dirumuskan sebagai berikut :

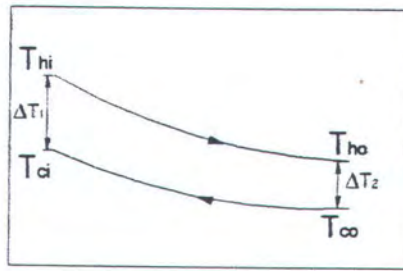
$$\frac{dQ}{dt} = U A \Delta T \dots\dots\dots 2.2$$

Dimana A = luas bidang tabung, m^2

2. Counter flow-type

Jika arah kedua aliran fluida didalam shell and tube saling berlawanan arah seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini.

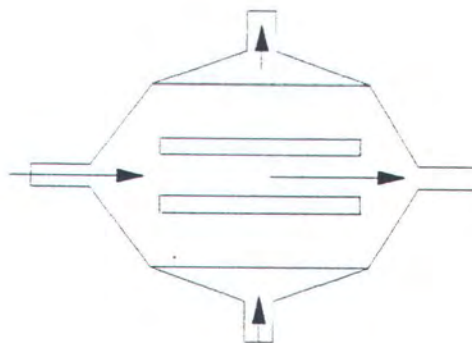




Gambar 2.4
Counter flow-type

3. Cross flow - type

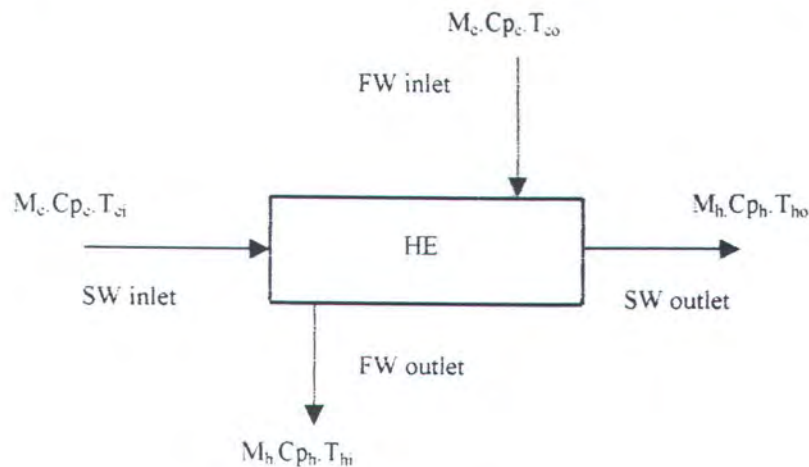
Jika arah aliran didalam shell and tube saling tegak lurus seperti halnya ditunjuk pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.5
Cross flow-type

2.5 Keseimbangan panas

Pada dasarnya besarnya energi yang dipindahkan oleh fluida panas ke fluida dingin sama dengan besarnya energi yang diterima oleh fluida dingin. Perpindahan panas didalam heat exchanger dapat dilihat dalam gambar.



Gambar 2.6
Keseimbangan panas dalam heat exchanger

Dari gambar diatas kesetimbangan panas dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_h = Q_c \dots \dots \dots 2.3$$

panas yang dipindahkan fluida panas = panas yang diterima fluida dingin

maka :

$$M_h . C_{ph} (t_{hi} - t_{co}) = M_c . C_{pc} (t_{ci} - t_{co}) \dots \dots \dots 2.4$$

Dimana :

Q_h = laju aliran panas dari fluida panas (kcal/hr)

Q_c = laju aliran panas dari fluida dingin (kcal/hr)

M_h = laju aliran massa fluida panas (kg/hr)

C_{ph} = panas spesifik fluida panas (kcal/kg.°K)

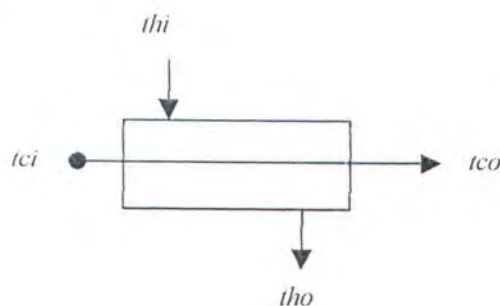
- t_{hi} = temperatur fluida panas masuk ($^{\circ}\text{K}$)
- t_{ho} = temperatur fluida panas keluar ($^{\circ}\text{K}$)
- M_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/hr)
- C_{pc} = panas spesifik fluida dingin (kcal/kg. $^{\circ}\text{K}$)
- t_{ci} = temperatur fluida dingin masuk ($^{\circ}\text{K}$)
- t_{co} = temperatur fluida dingin keluar ($^{\circ}\text{K}$)

2.6 Logaritma Mean Temperatur Different (LMTD)

Selisih temperatur rata-rata (ΔT_{lm}) terjadi karena fluida yang selalu berubah atau berbeda pada setiap keadaan. Kuantitas dari ΔT_{lm} adalah beda dari suhu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung satunya lagi dengan logaritma alamiah dari perbedaan kedua beda suhu tersebut.

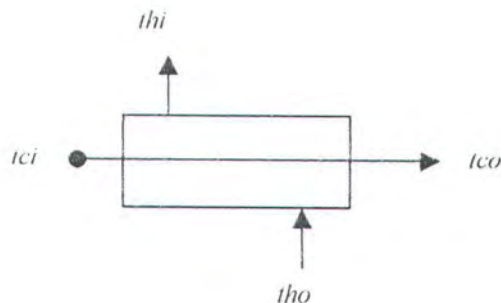
Besarnya ΔT_{lm} juga tergantung dari jenis aliran yang terjadi pada sistem penukar kalor, sedangkan jenis aliran pada sistem penukar kalor terdiri dari aliran searah (parallel flow-type) dan aliran berlawanan arah (counter flow-type)

Besarnya ΔT_{lm} dari masing-masing aliran searah dapat ditentukan dengan persamaan berikut :



$$\text{LMTD} = \frac{(thi - tco) - (tho - tci)}{\ln \frac{(thi - tco)}{tho - tci}} \dots\dots\dots 2.5$$

Aliran berlawanan arah (counter flow-type)



$$\text{LMTD} = \frac{(thi - tci) - (tho - tco)}{\ln \frac{(thi - tci)}{tho - tco}} \dots\dots\dots 2.6$$

Jika penukar kalor bukan jenis pipa ganda yang digunakan maka dalam perhitungan LMTD diterapkan koreksi (Fc) yang didapat dari grafik sehingga untuk penukar kalor shell and tube LMTD adalah :

$$\Delta T_{lm} = Fc \times \text{LMTD} \dots\dots\dots 2.7$$

Fc = faktor koreksi yang didapat dari grafik

$$S = \frac{thi - tho}{tho - tco} \qquad R = \frac{tco - tci}{thi - tci} \dots\dots\dots 2.8$$

2.7 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Besar kecilnya aliran massa fluida dan luas permukaan perpindahan panas akan mempengaruhi besar kecilnya koefisien perpindahan panas

menyeluruh untuk luas permukaan perpindahan panas yang diketahui. Maka besarnya koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat ditentukan :

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{lm}} \dots\dots\dots 2.9$$

Dimana :

Q = laju aliran panas (kcal/hr)

A = luas permukaan perpindahan panas (m^2)

ΔT_{lm} = Perbedaan temperatur efektif rata-rata ($^{\circ}K$)

Jika luas perpindahan panas tidak diketahui maka mencari koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \dots\dots\dots 2.10$$

Dimana :

h_{io} = koefisien film pada sisi dalam tabung (kcal/hr. m^2 . $^{\circ}K$)

h_o = koefisien film pada sisi luar tabung (kcal/hr. m^2 . $^{\circ}K$)

Harga (U) pada persamaan diatas dapat disebut koefisen menyeluruh bersih (U_c) dimana tahanan pengotoran tak masuk didalamnya. Sedangkan koefisien yang memasukkan tahanan pengotoran disebut koefisien menyeluruh design (U_d) biasanya ditaksir dari tabel untuk mendapatkan besarnya luas permukaan panas yang dibutuhkan. Hubungan antara koefisien meneluruh U_d dan U_c adalah :

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d \dots\dots\dots 2.11$$

Dimana :

R_d = tahanan pengotoran total pada tabung

2.7.1 Koefisien film pada sisi shell

Untuk bentuk aliran laminar besarnya dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$h_i = 1,86 \left(\frac{k}{D_i} \right) \left[\left(\frac{D_i \times G}{\mu} \right) \left(\frac{c_p \times \mu}{k} \right) \left(\frac{D_i}{L} \right) \right]^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots 2.12$$

Dimana :

D_i = diameter dalam tube (m^2)

G = laju aliran massa fluida dingin tiap satuan luas ($kg/s.m^2$)

c_p = panas spesifik fluida dalam tube ($kcal/kg.^{\circ}K$)

k = konduktifitas thermal fluida rata-rata ($w/m.^{\circ}K$)

L = panjang tube (m)

μ = viskositas dinamik temperatur rata-rata (kg/ms)

μ_w = viskositas dinamik pada temperatur dinding tube (kg/ms)

untuk aliran turbulen dapat ditentukan sebagai berikut :

$$h_i = 0,0027 \left(\frac{k}{D_i} \right) \left(\frac{D_i \times G}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \times \mu}{k} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots 2.13$$

Diamana :

D_i = diameter dalam tube (m^2)

G = laju aliran massa fluida dingin tiap satuan luas (kg/s.m²)

cp = panas spesifik fluida dalam tube (kcal/kg.°K)

k = konduktifitas thermal fluida rata-rata (w/m.°K)

μ = viskositas dinamik temperatur rata-rata (kg/ms)

μw = viskositas dinamik pada temperatur dinding tube (kg/ms)

Koefisien sisi dalam tabung yang berhubungan dengan luas permukaan panas

$$h_{io} = h_i \times \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \dots\dots\dots 2.14$$

Dimana :

D_o = diameter luar tabung

2.7.2 Koefisien film pada sisi tube

Besarnya koefisien film sisi luar tabung didapat dari persamaan berikut :

$$h_o = 0,36 \left(\frac{k}{De} \right) \left(\frac{De \times G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{cp \times \mu}{k} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots\dots 2.15$$

Dimana :

De = Diameter equivalen (m²)

G_s = laju aliran massa fluida panas tiap satuan luas (kg/s.m²)

cp = panas spesifik fluida dalam shell (kcal/kg.°K)

k = konduktifitas thermal fluida rata-rata (w/m.°K)

μ = viskositas dinamik temperatur rata-rata (kg/ms)

μw = viskositas dinamik pada temperatur dinding shell (kg/ms)

Besarnya diameter equivalen dapat ditentukan yaitu :

$$De = \frac{4 \times \text{free area}}{\text{watted perimeter}}$$

Jika untaian tersusun segaris (square pitch)maka :

$$De = \frac{4(Pt^2 - \pi \cdot Do^2 / 4)}{\pi \cdot Do} \dots\dots\dots 2.16$$

Untuk untaian yang tersusun segitiga (trianguler pitch)

$$De = \frac{4(0,43Pt^2 - 0,5\pi Do^2 / 4)}{0,5\pi Do} \dots\dots\dots 2.17$$

Besarnya laju aliran massa dalam shell

$$Gs = \frac{w}{as} \dots\dots\dots 2.18$$

$$as = \frac{ID_s \cdot C' \cdot B}{Pt \cdot n} \dots\dots\dots 2.19$$

Dimana :

as = luas permukaan silang atau cross flow area didalam tube (m²)

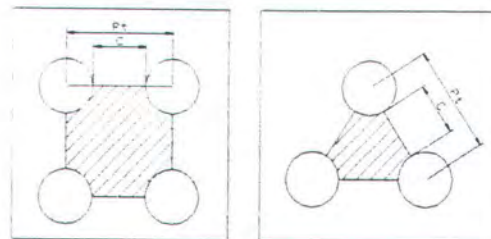
ID_s = diameter dalam shell

C' = jarak antara 2 tabung dihitung dari luar tabung

Pt = tube pitch atau jarak tube dihitung dari shell

B = jarak baffle

n = jumlah passes



Gambar 2.7
Diameter equivalen antara square pitch dan trianguler pitch

Besarnya temperatur dinding dihitung pada temperatur mengalirnya fluida panas :

- untuk fluida panas yang mengalir melalui tube

$$T_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \dots\dots\dots 2.20$$

- untuk fluida panas yang mengalir pada shell

$$T_w = t_c + \frac{h_o}{h_o + h_{io}} (T_c - t_c) \dots\dots\dots 2.21$$

Dimana :

T_w = temperatur dinding tabung

Tahanan pengotoran

Tahanan pengotoran sangat ditentukan oleh jenis fluida yang mengalir, dimana besarnya dapat ditentukan dengan persamaan :

$$R_d = \frac{U_c \times U_d}{U_c + U_d} \dots\dots\dots 2.22$$

Dimana :

R_d = tahanan pengotoran

2.8 Luas Permukaan Perpindahan Panas

Luas permukaan perpindahan panas akan menentukan jumlah dari tube yang dibutuhkan, yang akan disesuaikan dengan ukuran standart yang ada.

Besarnya dapat ditentukan dengan rumus :

$$A_o = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \dots\dots\dots 2.23$$

2.9 Panjang tabung

Panjang tabung dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$L = \frac{A_o}{N_t \cdot \pi \cdot OD_t} \dots\dots\dots 2.24$$

Dimana :

L = panjang tube, m

N_t = jumlah tube

OD_t = Diameter luar tube, m

2.10 Penurunan Tekanan

Dalam proses operasi peralatan penukar panas perlu diperhitungkan besarnya penurunan tekanan (ΔP) yang terjadi. Dalam merancang alat penukar kalor (heat exchanger) pressure maximum yang diijinkan adalah 10 Psi. Hal ini diasumsikan atas pertimbangan terlampauinya batas erosi korosi dari material alat penukar kalor akibat kecepatan fluida yang besar.

- Penurunan tekanan pada sisi tube (satuan british)

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot S (\mu / \mu_w)^{1,4}} \dots\dots\dots 2.25$$

jika jumlah lintasan tube lebih dari satu maka penurunan tekanan total (ΔP_T)

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \dots\dots\dots 2.26$$

$$\Delta P_r = \frac{U \cdot n \cdot V^2}{S \cdot 2g} \dots\dots\dots 2.27$$

- Penurunan tekanan pada sisi shell (satuan british)

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot L D (N + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_e S (\mu / \mu_w)} \dots\dots\dots 2.28$$

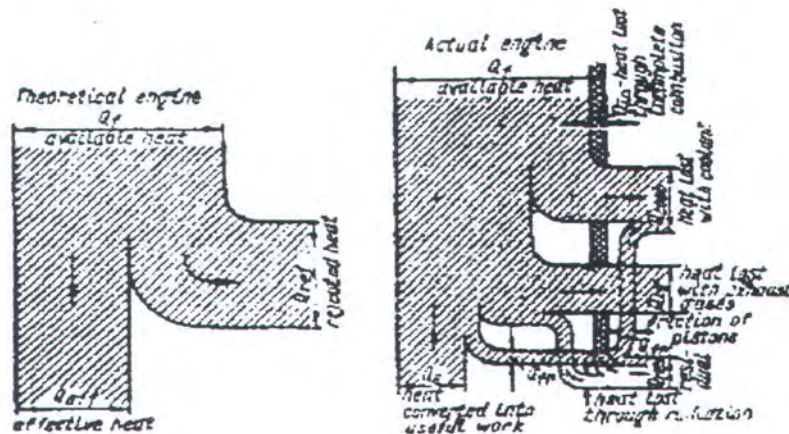
Dimana :

- ΔP_t = penurunan tekanan pada sisi tube (Psi)
- ΔP_s = penurunan tekanan pada sisi shell (Psi)
- f = faktor gesekan
- G_t = laju aliran massa setiap satuan luas (lb/hr.ft²)
- D = diameter dalam tube (m)
- G_s = laju aliran massa tiap satuan luas (lb/hr.ft²)
- L = panjang tube (ft)
- N = jumlah lintasan tube
- V = kecepatan fluida dalam tabung (ft/s)
- g = percepatan gravitasi (ft/s)
- S = spesifik fluida dalam shell
- ID_s = diameter dalam shell
- $(N+1)$ = Number of curves
- D_e = diameter equivalensi (ft)
- μ = viskositas absolut fluida pada temperatur rata-rata (lb/ft.hr)
- μ_w = viskositas fluida pada temperatur dinding (lb/ft.hr)

BAB III
ANALISA KESEIMBANGAN PANAS

ANALISA KESEIMBANGAN PANAS

Hukum I termodinamika menyatakan “energi itu lestari” sehingga jumlah energi yang masuk dan keluar dari suatu sistem akan sama. Hukum II termodinamika menyatakan “ tidak ada suatu alat yang dapat dioperasikan untuk mengubah panas yang diserap oleh suatu sistim menjadi kerja seluruhnya”. Hukum-hukum tersebut berlaku pada motor diesel, dimana tidak semua energi yang berasal dari hasil pembakaran dapat diubah menjadi seluruhnya. Sisanya merupakan kerugian mekanis akibat gesekan antara piston dan dinding silinder liner, poros bantalan, roda gigi. Gas buang dengan temperatur tinggi juga merupakan kerugian. Disamping itu kalor yang hilang akibat pendinginan juga merupakan kerugian akibat pendinginan yang tak dapat dihindari. Distribusi kalor dari proses pembakaran bahan bakar pada motor diesel dapat dilihat pada diagram sankey dibawah ini.



Gambar 3.1
Heat balance of theoretical and actual engine

Proses keseimbangan panas didalam mesin dapat dirumuskan sebagai berikut. (N. Petrovsky)

$$Q_f = Q_e + Q_{cool} + Q_{eg} + Q_{res} \dots\dots\dots 3.1$$

Dimana :

1. Q_f adalah panas yang dihasilkan oleh 1 kg bahan bakar dalam pembakaran sempurna saat dioperasikan selama 1 jam

$$Q_f = F_h \times H_1 \dots\dots\dots 3.2$$

Dimana :

F_h = fuel oil consupction (kg/hr)

H_1 = fuel caloric value = 10.000 kcl/kg

2. Q_e adalah Panas yang dirubah oleh 1 kg bahan bakar menjadi tenaga efectif

$$Q_e = 632 \times N_e \dots\dots\dots 3.3$$

Dimana :

N_e = Power out-put, Ps

3. Q_{cool} adalah panas yang diambil dari proses pendinginan

$$Q_{cool} = W_w C_w (t_{win} - t_{wout}) + W_{oil} C_o (t_{oin} - t_{out}), \text{ kcl/hr} \dots\dots\dots 3.4$$

Dimana :

W_w = debit air sebagai pendingin (kg/hr)

W_{oil} = debit pelumas sebagai pendingin (kg/hr)

C_w dan C_o = panas spesifik dari air dan pelumas (kcal/kg.⁰C)

$t_{wout} - t_{out}$ = temperatur keluar dari air dan pelumas (⁰C)

$t_{win} - t_{oin}$ = temperatur masuk dari air dan pelumas (⁰C)

3. Q_{eg} adalah panas yang ikut terbangun pada gas buang

$$Q_{eg} = W_{eg} C_p T_{eg} - W_{mix} \cdot C_p \cdot T_o \dots \dots \dots 3.5$$

W_{eg} & W_{mix} = debit gas buang & udara masuk (kg/hr)

C_p & C_p = panas spesifik gas buang dan udara masuk (kcal/kg.⁰C)

T_{eg} & T_o = temperatur gas buang dan temperatur udara masuk (⁰C)

4. Q_{res} adalah panas sisa pada proses pembakaran, panas sisa ini merupakan panas yang tidak dapat dikontrol akibat proses pembakaran itu sendiri seperti panas gesekan antara piston dan dinding silinder, panas radiasi.

Nilai panas sisa dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$Q_{res} = Q_f - Q_e - Q_{cool} - Q_{eg} \dots \dots \dots 3.6$$

Besarnya kehilangan panas (heat lost) untuk pendinginan medium dari proses pembakaran engine dapat dilihat dari tabel berikut :

*Tabel 3.1
Balance of heat carried away by cooling medium*

Heat lost balance component	Quantity of heat
Heat lost through :	
Cylinder liner	$Q_{cl} = (0.11 - 0.18) Q_f$
Piston	$Q_{cl} = (0.05 - 0.10) Q_f$
Cylinder head	$Q_{ch} = (0.05 - 0.10) Q_f$
Valve	$Q_v = 0.05 Q_f$
Total heat carried away by cooling medium	$Q_{cool} = Q_{cl} + Q_{cl} + Q_{ch} + Q_v = 0.3 Q_f$
Portion of available heat carried away by cylinder cooling water	$\beta = \frac{Q_{cool}}{Q_f}$

3.2 Perhitungan keseimbangan panas

Data Mesin Induk :

Merk	: Makita
Type	: GNLH 6275
Daya	: 1200 PS
Putaran	: 390 rpm
Jumlah silinder	: 6 cylinder
Sfoc	: 165 gr/PS/hr
Dia Bore	: 275 mm
Stroke	: 450 mm

Data Pendingin LO

Temperatur inlet LO	: 45 °C
Temperatur outlet LO	: 55,5 °C
Kapasitas pompa LO	: 18,7 m ³ /hr

Data Air Pendingin

Temperatur inlet FW	: 65,2 °C
Temperatur outlet FW	: 75 °C
Kapasitas pompa FW	: 30 m ³ /hr
Kapasitas pompa SW	: 30 m ³ /hr

Data gas buang

Temperatur gas buang	: 152 °C
Kapasitas gas buang	: 6650 m ³ /hr

Data udara kompresi

Temperatur inlet udara : 40 °C

Flow rate udara kompresi : 6084 kg/hr

Perhitungan keseimbangan panas pada mesin induk

$$Q_f = Q_e + Q_{cool} + Q_{eg} + Q_{res}$$

1. Panas yang dihasilkan oleh 1 kg bahan bakar dalam pembakaran sempurna saat dioperasikan selama 1 jam (Q_f)

$$\begin{aligned} Q_f &= F_h \times H_l \\ &= 198 \text{ kg/hr} \times 10.000 \text{ kcal/kg} \\ &= 1980000 \text{ kcal/hr} \end{aligned}$$

2. Panas yang dirubah oleh 1 kg bahan bakar menjadi tenaga efektif (Q_e)

$$\begin{aligned} Q_e &= 632 \times N_e \\ &= 632 \times 1200 \\ &= 758400 \text{ kcal/hr} \end{aligned}$$

3. Panas yang diambil dari proses pendinginan air dan oil (Q_{cool})

$$\begin{aligned} Q_{cool} &= W_w C_w (t_{win} - t_{wout}) + W_{oil} C_o (t_{oin} - t_{out}), \text{ kcl/hr} \\ &= 29331 \times 1,0007 (75 - 65,2) + 16156,8 \times 0,477 (55,5 - 45) \\ &= 287645,01 + 80921,33 \\ &= 368566,34 \text{ kcal/hr} \end{aligned}$$

4. Panas yang ikut terbuang pada gas buang (Q_{eg})

$$\begin{aligned} Q_{eg} &= W_{eg} C_p T_{eg} - W_{mix} \cdot C_p \cdot T_o \\ &= 5526,15 \times 0,242 \times 428 - (6084,18 \times 0,2409 \times 313) \end{aligned}$$

$$= 573844,82 - 458851,21$$

$$= 114993,61 \text{ kcal/hr}$$

5. Panas sisa pada proses pembakaran (Q_{res})

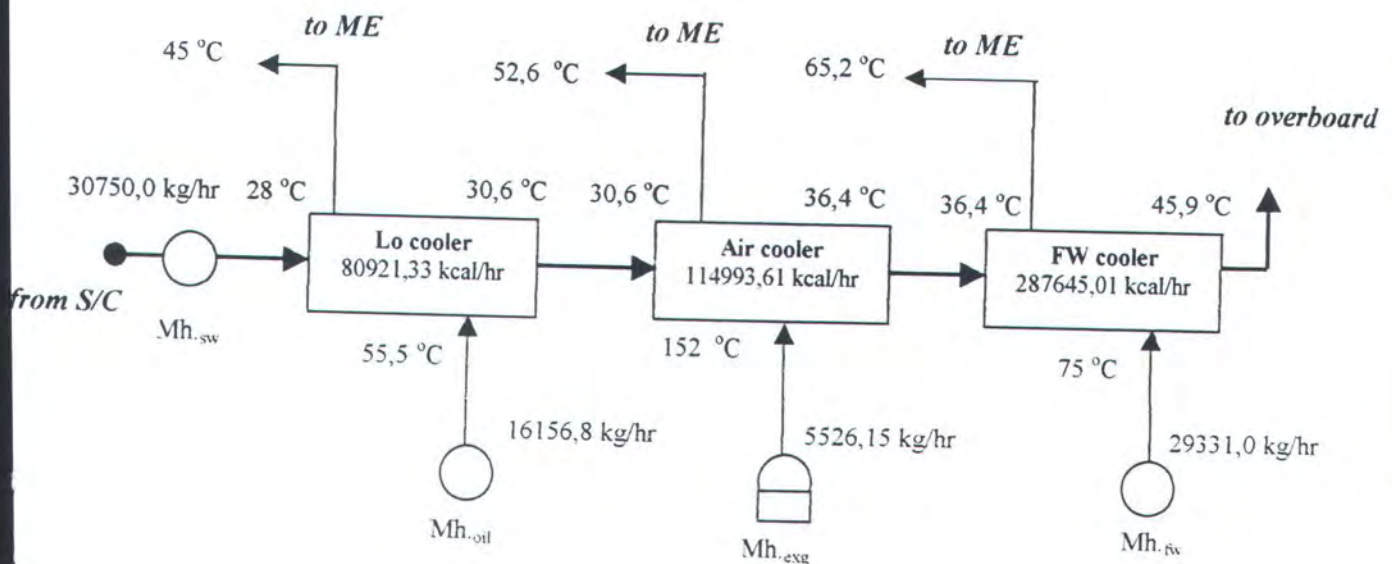
$$Q_{res} = Q_f - (Q_e + Q_{cool} + Q_{eg})$$

$$= 1980000 - (758400 + 368566,34 + 114993,61)$$

$$= 738040,05 \text{ kcal/hr}$$

3.3 Analisa Keseimbangan Panas Sistim Pendingin Sesuai Spesifikasi Engine

Sistim pendingin merupakan salah satu bentuk kehilangan energi dalam sistim pembakaran engine. Dalam siklus engine kehilangan energi panas tersebut tidak dapat dihilangkan, namun dapat dikontrol agar energi yang hilang (terserap dalam pendingin) tidak bertambah besar. Untuk memindahkan energi panas dalam sistim pendingin diperlukan alat penukar kalor (heat exchanger). Prinsip kerja dari alat penukar kalor ini adalah energi yang dipindahkan oleh fluida panas (Q_h) sama dengan energi yang diserap oleh fluida dingin (Q_c). Untuk fluida dingin mesin Makita menggunakan air laut sebagai media pendingin. Fluida dingin dipompa dari seachest yang kemudian mendinginkan Lo cooler, Air cooler, dan FW cooler dan keluar melalui overboard. Untuk aliran air laut disusun secara seri sehingga flow rate yang mengalir tetap sama untuk masing-masing cooler. Berikut ini akan digambarkan keseimbangan panas pada sistim pendingin untuk mesin Makita GNLH 6275 menurut spesifikasi engine.



Gambar 3.2
Keseimbangan panas sistim pendingin menurut spesifikasi engine

Dari gambar skematik diatas dapat direncanakan besarnya kapasitas pompa dari flow rate masing-masing fluida setelah dibagi dengan density (berat jenis dari fluida tersebut).

Besarnya kapasitas pompa (Q_{pompa}) adalah :

$$Q_{pompa} = Mh / \rho$$

Dimana :

Mh = flow rate (laju aliran fluida), kg/hr

ρ = density (berat jenis fluida), m^3/kg

Besarnya kapasitas pompa engine manufacture adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Pompa air laut} &= \frac{30750 \text{ kg/hr}}{1025 \text{ m}^3/\text{kg}} \\ &= 30 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

$$\text{Pompa oli} = \frac{16156,8 \text{ kg/hr}}{864 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

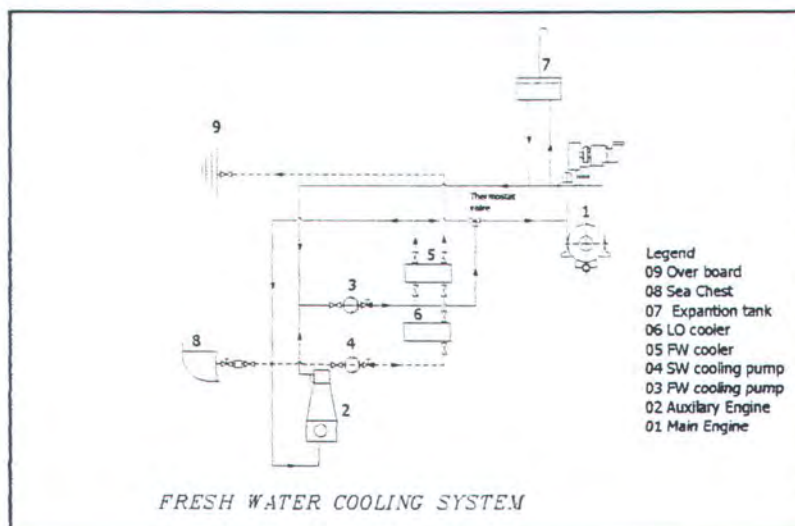
$$= 18,7 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\text{Pompa air tawar} = \frac{2933 \text{ lkg/hr}}{977,7 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$= 30 \text{ m}^3/\text{hr}$$

3.4 Analisa keseimbangan panas sistim pendingin redesign

Motor induk KMP. Satria Nusantara yang saat ini menggunakan sistim pendingin air laut. Sistim tersebut dalam penerapannya dapat menyebabkan korosi. Penggantian sistim pendingin air laut ke air tawar menggunakan sistim pendingin dengan heat exchanger type shell and tube. Heat exchaanger / FW cooler direncanakan mampu menerima beban panas tidak hanya dari mesin induk namun juga dari mesin bantu.



Gambar 3.3
Perencanaan sistim pendingin air tawar

Dari sistim diatas laju aliran fluida panas (fresh water) terbagi menjadi dua bagian yaitu untuk :

- a. Motor induk
- b. Motor bantu

Pertimbangan perencanaan sistim pendingin air tawar ini sebagai berikut :

- Perencanaan instalasi yang lebih sederhana.
- Tidak perlu adanya peralatan tambahan dalam melayani kebutuhan sistim pendingin motor bantu.
- Efisiensi dalam penggunaan ruangan
- Lebih ekonomis

Perencanaan ini sistim ini tetap memperhatikan beban panas yang diterima mesin induk dengan kondisi :

- Laju aliran fluida panas / air tawar tidak berubah (29331 kg/hr)
- Temperatur inlet air pendingin tidak berubah (62,5 °C)

Perencanaan heat exchanger akan tergantung dari beban panas yang diterima oleh mesin induk dan mesin bantu. Besarnya temperatur inlet air pendingin mesin bantu direncanakan sesuai dengan temperatur inlet air pendingin mesin induk.

Berikut ini data mesin bantu (Yanmar 6KHL) :

- Laju aliran fluida dingin (air tawar) 29331 m³/hr
- Temperatur inlet air pendingin (65,2 °C)
- Temperatur out let air pendingin (75 °C)

Sehingga besarnya laju perpindahan panasnya :

$$\begin{aligned} Q &= m \cdot c_p \cdot \Delta T \\ &= 29331 \times 1,0017 \times (75 - 65,2) \\ &= 287645,01 \text{ kcal/hr} \end{aligned}$$

Besarnya kapasitas pompa yang dibutuhkan untuk mendinginkan mesin induk dan bantu tergantung dengan besarnya diameter pipa yang direncanakan. Untuk diameter pipa yang masuk ke mesin induk dan bantu direncanakan sama. Sehingga besarnya flow rate (laju aliran) fluida panas yang masuk ke heat exchanger adalah :

$$M_{f_{fw}} = M_{f_{wm}} + M_{f_{wa}}$$

Dimana :

$M_{f_{fw}}$ = flow rate fluida panas yang masuk ke heat exchanger

$M_{f_{wm}}$ = flow rate air pendingin mesin induk

$M_{f_{wa}}$ = flow rate air pendingin mesin bantu

Sehingga

$$\begin{aligned} M_{f_{fw}} &= 29331 \text{ kg/hr} + 29331 \text{ kg/hr} \\ &= 58662 \text{ kg/hr} \end{aligned}$$

Besarnya energi panas yang dipindahkan ke heat exchanger adalah :

$$Q_h = Q_{h_m} + Q_{h_a}$$

Dimana :

Q_h = energi panas heat exchanger, kcal/hr

Q_{h_m} = energi panas mesin induk, kcal/hr

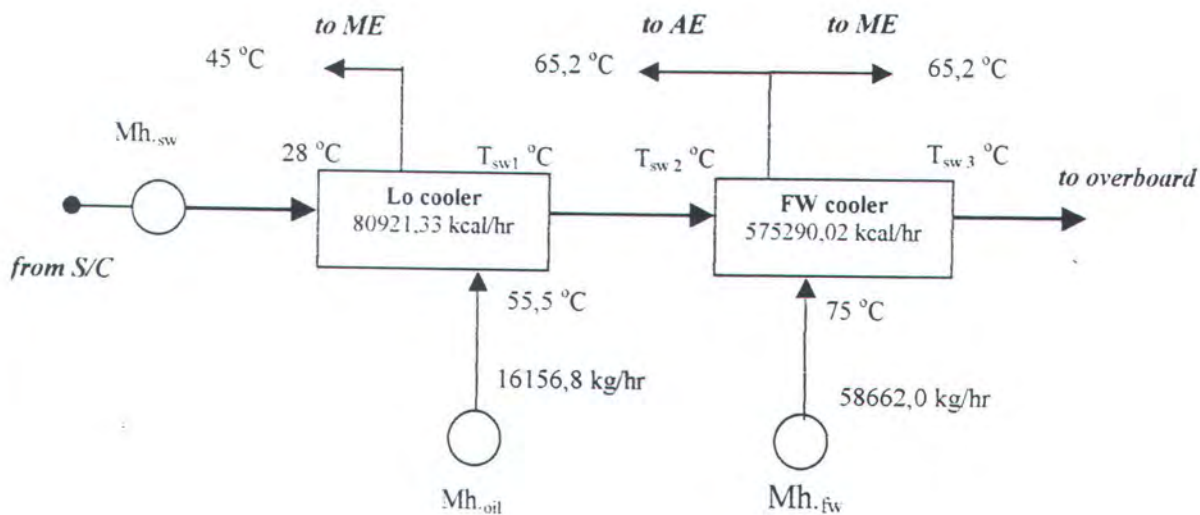
Q_{h_a} = energi panas mesin bantu, kcal/hr

Maka



$$\begin{aligned}
 Q_h &= 287645,01 \text{ kcal/hr} + 287645,01 \text{ kcal/hr} \\
 &= 575290,02 \text{ kcal/hr}
 \end{aligned}$$

Untuk air cooler sebagai pendingin turbocharger di KMP. Satria Nusantara tidak digunakan. Sehingga aliran pendingin fluida dingin (air laut) dari seachest akan mendinginkan LO cooler dan langsung mendinginkan FW cooler (heat exchanger). Sehingga keseimbangan panas dari sistim pendingin redesign adalah sebagai berikut :



Gambar 3.4
Keseimbangan panas sistim pendingin redesign.

Dari gambar skematik sistim pendingin redesign, besarnya temperatur fluida dingin (air laut) yang keluar dari FW cooler / HE redesign diharapkan 45,9 °C. Untuk menentukan besarnya flow rate fluida dingin (Mh_{sw}) dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 3.2
Perhitungan flow rate air laut

Flow rate (Kg/hr)	LO cooler		HE redesign	
	Temp. inlet (°C)	Temp. outlet (°C)	Temp. inlet (°C)	Temp. outlet (°C)
30750,0	28	30,641	30,641	50,960
33312,5	28	30,522	30,522	49,280
35875,0	28	30,342	30,342	48,121
38437,5	28	30,186	30,186	46,742
41000,0	28	30,049	30,049	45,321
43562,5	28	29,928	29,928	44,273
46125,0	28	29,821	29,821	43,368
48687,5	28	29,758	29,758	42,560
51250,0	28	29,639	29,639	41,832

Dari tabel diatas temperatur fluida dingin yang keluar dari HE redesign yang mendekati temperatur 45,9 °C adalah flow rate 41000 kg/hr.

Sehingga besarnya kapasitas pompa untuk sistim pendingin redesign adalah :

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas pompa air tawar} &= \frac{58662 \text{ kg/hr}}{977,7 \text{ kg/m}^3} \\ &= 60 \text{ m}^3/\text{hr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas pompa air laut} &= \frac{41000 \text{ kg/hr}}{1025 \text{ kg/m}^3} \\ &= 40 \text{ m}^3/\text{hr}\end{aligned}$$

Dari uraian diatas dapat disimpulkan terjadi perubahan antara heat exchanger spesifikasi engine dengan heat exchanger redesign (perencanaan).

Perubahan tersebut dapat dilihat pada tabel berikut :

Table 2.3
Perbandingan heat exchanger

Parameter	Heat exchanger spesifikasi engine	Heat exchanger redesign
Energi panas	287645,01 kcal/hr	575290,02 kcal/hr
Fluida panas (FW)		
- Flow rate	29331 kg/hr	58662 kg/hr
- Temperatur inlet	75 °C	75 °C
- Temperatur outlet	65,2 °C	65,2 °C
Fluida dingin (SW)		
- Flow rate	30750 kg/hr	41000 kg/hr
- Temperatur inlet	36,4 °C	30,04 °C
- Temperatur outlet	45,9 °C	45,32 °C

BAB IV
PERHITUNGAN HEAT EXCHANGER

BAB IV

PERHITUNGAN HEAT EXCHANGER

4.1 Data perhitungan heat exchanger

Data-data dalam perencanaan heat exchanger adalah sebagai berikut :

Temperatur inlet sea water (tci)	= 30,04 °C	= 303,04 °K
Temperatur inlet fresh water (thi)	= 75 °C	= 348 °K
Temperatur outlet fresh water (tho)	= 65,2 °C	= 338,2 °K
Kapasitas pompa air laut (Q _{sw})	= 40 m ³ /hr	
Kapasitas pompa air tawar (Q _{fw})	= 60 m ³ /hr	

4.2 Perhitungan beban panas

Besarnya beban panas yang dipindahkan heat exchanger dari air tawar ke air laut, dapat dicari dengan persamaan 2.4

$$Q_h = M_h \cdot C_p \cdot (thi - tho)$$

$$\Rightarrow \text{Temperatur rata-rata fluida panas (FW)} = \frac{thi + tho}{2} = \frac{75 + 65,2}{2} = 70,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \text{Maka sifat-sifat fisik fluida panas pada } T = 70,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Density (ρ) = 977,76 kg/m³
- Spesific heat (cph) = 4,192 kJ/kg °K
- Thermal conductivity (k) = 0,663 w/m °K
- Dinamic viscosity (μ) = 0,404 10⁻³ kg/m.s
- Prundt number (Pr) = 2,53

Sehingga laju perpindahan panas fluida panas yaitu :

$$\begin{aligned} Q_h &= m_h \times c_{ph} (t_{hi} - t_{ho}), \text{ kJ/hr} \\ &= 58665,6 \text{ kg/hr} \times 4,192 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K} \times (348-338,2) ^\circ\text{K} \\ &= 2410076,713 \text{ kJ/hr} \end{aligned}$$

Untuk Perhitungan temperatur outlet fluida dingin (SW) dapat ditentukan dengan persamaan 2.3

$$Q_h = Q_c$$

Panas yang dipindahkan fluida panas = panas yang diterima fluida dingin

Untuk memperoleh harga temperatur keluar SW dipergunakan temperatur design

$$T_{co} (\text{desain}) = 305,3 \text{ } ^\circ\text{K} = 45,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \text{Temperatur rata-rata SW} = (45,9 + 30,04) / 2 = 37,97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \text{Maka sifat-sifat fluida dingin pada } T = 37,97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Density (ρ) = 1025 kg/m³
- Specific heat (c_{ph}) = 4,1776 J/kg ⁰K
- Thermal conductivity (k) = 0,633 W/m ⁰K
- Dynamic viscosity (μ) = 0,663 10^{-3} m/s²
- Prand number = 4,39

Besarnya laju aliran fluida dingin

$$Q_c = 2410076,713 \text{ kJ/hr}$$

Maka temperatur outlet fluida dingin,

$$T_{ci} = t_{co} + \frac{Q_c}{m_c \times c_{pc}}$$

$$= 303,04 \text{ }^{\circ}\text{K} + \frac{2410076,713 \text{ kJ/hr}}{4100 \text{ kg/hr} \times 4,1776 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{K}}$$

$$= 318,321 \text{ }^{\circ}\text{K} = 45,321 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.3 Perhitungan LMTD

LMTD (log mean temperatur difference) digunakan untuk mengetahui perbedaan temperatur rata-rata untuk kedua fluida. Jenis aliran dalam heat exchanger direncanakan counter flow-type

Maka LMTD jenis counter flow-type dapat dicari dengan persamaan 2.6

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(t_{hi} - t_{ci}) - (t_{ho} - t_{co})}{\ln \frac{(t_{hi} - t_{ci})}{t_{ho} - t_{co}}} \\ &= \frac{(75 - 30,04) - (65,2 - 46,37)}{\ln \frac{(75 - 30,04)}{65,2 - 46,37}} \\ &= 31,52 \text{ }^{\circ}\text{C} = 304,52 \text{ }^{\circ}\text{K} \end{aligned}$$

Untuk heat exchanger type counter flow harus dikalikan faktor koreksi.

Sehingga dapat dicari besarnya S dan P dengan persamaan 2.8

$$S = \frac{t_{hi} - t_{ho}}{t_{ho} - t_{co}} = 0,313 \quad P = \frac{t_{co} - t_{ci}}{t_{hi} - t_{ci}} = 0,695$$

Dari tabel lampiran 4 diperoleh harga $F_c = 0,985$.

Besarnya LMTD dapat dicari dengan persamaan 2.7

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= F_c \times \text{LMTD} \\ &= 0,985 \times 31,52 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 31,051 \text{ }^{\circ}\text{C} = 304,051 \text{ }^{\circ}\text{K} \end{aligned}$$

4.4 Perencanaan spesifikasi heat exchanger

Untuk merencanakan spesifikasi heat exchanger dapat direncanakan dengan lampiran 6

Dari lampiran akan direncanakan spesifikasi heat exchanger sebagai berikut :

Shell type

⇒ Diameter luar shell (ID_s) = 0,3873 m

⇒ Jumlah passes = 1 buah

Tube type

⇒ Diameter luar tube (OD_t) = 0,0190 m

⇒ Diameter dalam tube (ID_t) = 0,0157 m

⇒ Tube pitch (pt) = 0,0254

⇒ Jumlah tube = 138

⇒ Flow area = $1,948 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

⇒ Jumlah passes = 2 buah

⇒ Panjang tube = 2 m

4.5 Luas permukaan perpindahan panas total

Untuk menghitung luas permukaan perpindahan panas, panjang dari tube telah ditentukan = 2 m (sesuai kondisi ruangan di kamar mesin). Sehingga luas perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan 2.24

$$\begin{aligned} A_{\text{total}} &= 3,14 \times OD_t \times N_t \times L \\ &= 0,314 \times 0,0190 \text{ m} \times 138 \times 2 \text{ m} \\ &= 16,509 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.6 Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh U merupakan fungsi dari luas permukaan perpindahan panas total (A_{total}). Karena Besarnya A_{total} direncanakan maka (U) merupakan koefisien perpindahan panas design (Ud). Sehingga dalam perencanaannya besarnya Ud harus mendekati harga di tabel lampiran 3

Dari tabel didapat Ud untuk water ke water = 1117,74 – 2150 kcal/hr.m².°C

Maka besarnya Ud dapat ditentukan dengan persamaan 2.9

$$\begin{aligned}U_d &= \frac{Q}{A_{total} \times \Delta T_{lm}} \\&= \frac{2410076,713 \text{ kJ/hr}}{16 \text{ m}^2 \times 31,051^\circ \text{C}} \\&= 4706,025 \text{ kJ/hr.m}^2.^\circ \text{C} \\&= 1124,077 \text{ kcal/hr.m}^2.^\circ \text{C} // \text{ telah memenuhi}\end{aligned}$$

4.6.1 Koefisien film pada sisi shell

Besarnya koefisien perpindahan panas pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan 2.12

$$h_o = 0,36 \left(\frac{k}{De} \right) \left(\frac{De \times Gs}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{cp \times \mu}{k} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Dimana :

$$Gs = wc/as \text{ kg/hr.m}^2$$

Dimana :

$$Wc = \text{kapasitas fluida dingin (sw) } 40 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$As = \text{luas permukaan silang atau cross flow area dalam shell}$$

$$= \frac{ID \times C'' \times B}{pt}$$

ID_s = diameter dalam shell = 0,3873 m

C'' = jarak antara 2 tabung dihitung dari luar tabung = 0,00635 m

pt = tube pitch = 0,0254m

B = jarak baffle = 0,25 m

$$as = \frac{0,3873 \times 0,00635 \times 0,25}{0,0254}$$

$$= 0,0242 \text{ m}^2$$

Sehingga :

$$GS = \frac{40 \text{ m}^3 / \text{hr}}{0,04242 \text{ m}^2}$$

$$= 1652,25 \text{ m}^3 / \text{hr} \cdot \text{m}^2 \text{ atau } 1652,25 \text{ m}^3 / \text{hr} \cdot \text{m}^2 \times 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$= 1693558,797 \text{ kg/hr} \cdot \text{m}^2 \text{ atau } 470,443 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$$

Besarnya koefisien film pada sisi shell adalah :

$$ho = 0,36 \left(\frac{k}{De} \right) \left(\frac{De \times GS}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{cp \times \mu}{k} \right)^{0.333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$ho = 0,36 \left(\frac{0,633}{0,03645} \right) \left(\frac{0,0364 \times 1693558,8}{0,663 \cdot 10^{-3}} \right)^{0.55} \left(\frac{4,1776 \times 0,633 \cdot 10^{-3}}{0,633} \right)^{0.333} \left(\frac{0,663 \cdot 10^{-3}}{0,504 \cdot 10^{-3}} \right)^{0.14}$$

$$= 26131,418 \text{ kJ/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

4.6.2 Reynol number pada sisi shell

Besarnya reynold number pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan

$$Res = \frac{De \times G_s}{\mu}$$

Dimana De = diameter equivalen

Besarnya diameter equivalen untuk untai tersusun segitiga

$$De = \frac{4 \times (0,43 \times Pt^2 - 0,5 \times \pi \times Do^2 / 4)}{0,5 \times \pi \times Do}$$

$$De = \frac{4 \times (0,43 \times 0,0254^2 - 0,5 \times 3,14 \times 0,01905^2 / 4)}{0,5 \times 3,14 \times 0,01905}$$

$$= 0,03645015 \text{ m}$$

Sehingga Renold number shell

$$Res = \frac{0,036450 \times 470,433}{0,663 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 25863,27$$

4.6.3 Koefisien film pada sisi tube

Besarnya koefisien perpindahan panas pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan 2.13

$$hi = 0,027 \left(\frac{k}{Dl} \right) \left(\frac{Dl \times G}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{cp \times \mu}{k} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Dimana :

$$GT = Wh/at$$

Dimana :

$$Wh = \text{flow rate fluida panas (FW)} = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$n = \text{jumlah passes} = 2$$

$$at = \text{luas penampang didalam tube, m}^2$$

$$= \frac{N_t a_t'}{n}$$

N_t = jumlah tube 138 buah

A_t' = flow area per tube

$$= 0,00019484 \text{ m}^2$$

$$\text{jadi at} = \frac{138 \times 0,00019484}{2}$$

$$= 0,01344 \text{ m}^2$$

Sehingga

$$G_t = \frac{60 \text{ m}^3 / \text{hr}}{0,01344 \text{ m}^2}$$

$$= 4463,009 \text{ m}^3 / \text{hr.m}^2 \text{ atau } 4463,009 \text{ m}^3 / \text{hr.m}^2 \times 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$= 4463009,214 \text{ kg/hr.m}^2 \text{ atau } 1239,725 \text{ kg/s.m}^2$$

Besarnya koefisien film pada sisi tube adalah

$$h_i = 0,027 \left(\frac{k}{D_i} \right) \left(\frac{D_i x G}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c p x \mu}{k} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$h_i = 0,0027 \left(\frac{0,663}{0,0157} \right) \left(\frac{0,0157 \times 1571161,4}{0,404 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,8} \left(\frac{4,192 \times 0,663 \cdot 10^{-6}}{0,663} \right)^{0,333} \left(\frac{0,404 \cdot 10^{-3}}{0,504 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14}$$

$$h_i = 161745,518 \text{ kJ/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Koefisien sisi dalam tube yang berhubungan dengan luas permukaan luar

$$h_{oi} = h_i (D_i/D_o)$$

Dimana :

$$O D_i = \text{diameter dalam tube} = 0,01905 \text{ m}$$

$$ID_t = \text{diamter dalam tube} = 0,01575$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} hoi &= 161745,5185 \text{ kJ/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{K} \times (0,01905\text{m} / 0,01575 \text{ m}) \\ &= 133750,962 \text{ kJ/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

4.6.4 Reynold number pada tube

Besarnya reynold number pada sisi shell dapat ditentukan dengan persamaan 2.1

Reynold number pada tube

$$Re = \frac{ID_t \times GT}{\mu}$$

Dimana :

$$ID_t = \text{diameter dalam tube} = 0,0157 \text{ m}$$

$$GT = \text{laju aliran fluida dingin} = 1239,724 \text{ kg/sm}^2$$

$$\mu = \text{viskositas dinamik temperatur rata-rata} = 0,404 \cdot 10^{-3}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Ret &= \frac{0,01574 \times 436,4337}{0,404 \cdot 10^{-3}} \\ &= 48807,96 \end{aligned}$$

4.6.5 Koefisien menyeluruh bersih (Uc)

Besarnya koefisien menyeluruh bersih dapat di cari dengan persamaaa 210

$$Uc = \frac{hio \times ho}{hio + ho}$$

Dimana :

$$hio = \text{koefisien film pada sisi dalam tabung, } 133750,962 \text{ kJ/hr.m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

h_o = koefisien film pada sisi luar tube, $26131,42 \text{ kJ/hr.m}^2.^{\circ}\text{K}$

sehingga

$$U_c = \frac{133750,962 \times 26131,42}{133750,962 + 26131,42}$$
$$= 21860,46 \text{ kJ/hr.m}^2.^{\circ}\text{K}$$

4.7 Perhitungan tahanan pengotoran

Besarnya tahanan pengotoran dapat ditentukan dengan rumus 2.22

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d}$$

Dimana : U_c = Koefisien menyeluruh bersih = $21860,46 \text{ kJ/hr.m}^2.^{\circ}\text{K}$

= Koefisien menyeluruh design = $115,56 \text{ kcal/hr.m}^2.^{\circ}\text{K}$

$$= \frac{21860,46 - 115,56}{21860,46 \times 115,56}$$

$$= 0,002021 \text{ (} R_d \text{ perhitungan} > R_d \text{ tabel)}$$

4.8 Besarnya temperatur dinding menurut tempat mengalirnya fluida panas

$$T_w = t_c + \frac{h_o}{h_o + h_{io}} (T_c - t_c)$$

$$= 70,561 ^{\circ}\text{C}$$

Dimana :

T_c = temperatur kalorik fluida panas rata-rata

t_c = temperatur kalorik fluida dingin rata-rata

h_{io} = koefisien film pada sisi dalam tabung

h_o = koefisien film pada sisi luar selongsongan

Fluida panas yang mengalir melalui tube

$$\begin{aligned} T_w &= t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} (T_c - t_c) \\ &= 70,64 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

4.9 Penurunan tekanan

Besarnya penurunan tekanan pada sisi tube dapat dicari dengan persamaan 2.27

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G T^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D \cdot S (\mu / \mu_w)^{1,4}}$$

Dimana

f = faktor koreksi dari grafik lampiran 5 didapat = 0,00022

GT = laju aliran massa fluida panas, 914024,287 lb/hr.ft²

L = panjang tube, 6,56 ft

n = jumlah passes, 2

ID_t = Diameter dalam tube, 0,0516 ft

S = spesifik fluida dalam tube = 1

g = percepatan gravitasi, 417000000 ft/hr²

$(\mu / \mu_w)^{0,14}$ = viskositas dinamik rata-rata, 0,9682 lb/ft.hr

Sehingga :

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{0,00022 \times (914024,287)^2 \times 6,56 \times 2}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot 0,0516 \times 0,9695} \\ &= 0,043 \text{ Psi} \end{aligned}$$

$$\Delta P_r = \frac{U \cdot n \cdot V^2}{S \cdot 2 \cdot g}$$

dimana

$$\begin{aligned} V &= \text{kecepatan aliran fluida dalam tube} \\ &= 4884,726 \text{ ft/hr} \end{aligned}$$

sehinga :

$$\Delta P_r = 0,231 \text{ Psi}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \Delta P_t + \Delta P_r \\ &= 0,27 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Penurunan tekanan pada sisi shell dapat dicari dengan persamaan 2.28

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot ID_s (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} De \cdot S (\mu/\mu_w)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} f &= \text{faktor koreksi dari grafik lampiran 5} = 0,0016 \\ G_s &= \text{Laju aliran massa fluida dingin, } 346840,84 \text{ lb/hr.ft}^2 \\ ID_s &= \text{diameter dalam shell, } 1,270 \text{ ft} \\ N &= \text{jumlah lintasan pada tube } L/B = 8 \\ S &= \text{spesifik fluida dalam shell} = 1 \\ De &= \text{diameter equivalen, } 0,0364 \text{ ft} \\ (\mu/\mu_w)^{0,14} &= 0,968 \text{ lb/ft.hr} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{0,0016 \times (347179,55)^2 \times 1,270(8+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \times 0,0364 \times 1 \times 0,9695} \\ &= 0,7414 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Dengan perhitungan yang sama akan direncanakan 2 spesifikasi heat exchanger yang berbeda. Sehingga hasil perhitungan untuk 3 spesifikasi dapat dilihat dalam tabel.4.1

Untuk pemilihan heat exchanger redesign dari tabel 4.1 akan didasarkan pada :

1. Heat exchanger dengan penurunan tekanan (ΔP) terkecil, karena harga ΔP akan menentukan besarnya total head dari flow rate pompa.
2. Pressure drop heat exchanger untuk Makita GNLH 6275 (menurut engine manufaktur) maksimal 0,4 bar atau 5,62 Psi

Sehingga dari tabel 4.1 dipilih spesifikasi heat exchanger pada no. 1



tabel 4.1
PEMILIHAN HEAT EXCHANGER

No	Shell	Tube					Jumlah passes	Jarak baffle	Koef perpindahan panas	Penurunan tekanan	
	Diameter shell	Diameter luar	Diameter dalam	Jumlah	Jarak pitch	Panjang				Shell	Tube
	ID _s	OD _T	ID _T	N	P _t	L				ΔPS	ΔPT
1	0,387 m	0,01905 m	0,0157 m	138	0,0254 m	2 m	2	0,22 m	1124,077 kcal/hr.m°C	0,74 Psi	0,27 Psi
2	0,3365 m	0,01905 m	0,0157 m	106	0,0254 m	2 m	2	0,22 m	1580,78 kcal/hr.m°C	0,946 Psi	0,456 Psi
3	0,387 m	0,0254 m	0,0205 m	86	0,03175 m	2 m	2	0,22 m	1461,282 kcal/hr.m°C	1,477 Psi	0,238 Psi

BAB V
PERENCANAAN PERALATAN SISTIM
PENDINGIN

BAB V

PERENCANAAN PERALATAN SISTIM PENDINGIN

Untuk dapat merencanakan sistim pendingin air tawar sebagai penggantian sistim pendingin air laut yang telah ada, perlu adanya peralatan tambahan. Peralatan yang digunakan dalam sistim pendingin air tawar ini adalah :

5.1 Perencanaan pompa dan pemilihan pompa

5.1.1 Spesifikasi pompa

Untuk merencanakan sistim pendingin air tawar ada 2 buah pompa yang diperlukan yaitu, fresh water pump dan sea water pump. Fresh water pump sebagai pompa sirkulasi air pendingin yang dirancang untuk mendorong air tawar dari tangki ekspansi ke engine. Sedangkan sea water pump merupakan pompa yang diperlukan untuk mesirkulasikan air laut sebagai media pendingin heat exchanger. Pompa ini mensirkulasikan air laut dari seachast ke LO cooler, Air cooler dan ke FW cooler. Dalam pemilihan jenis pompa yang perlu diperhatikan adalah viskositas dari fluida yang akan dialirkan, agar efisiensi pompa yang dihasilkan maksimal dan mengurangi adanya kavitasi.

Untuk dapat menentukan spesifikasi pompa yang akan dipilih berikut ini data-data dari spesifikasi pompa yang direncanakan :

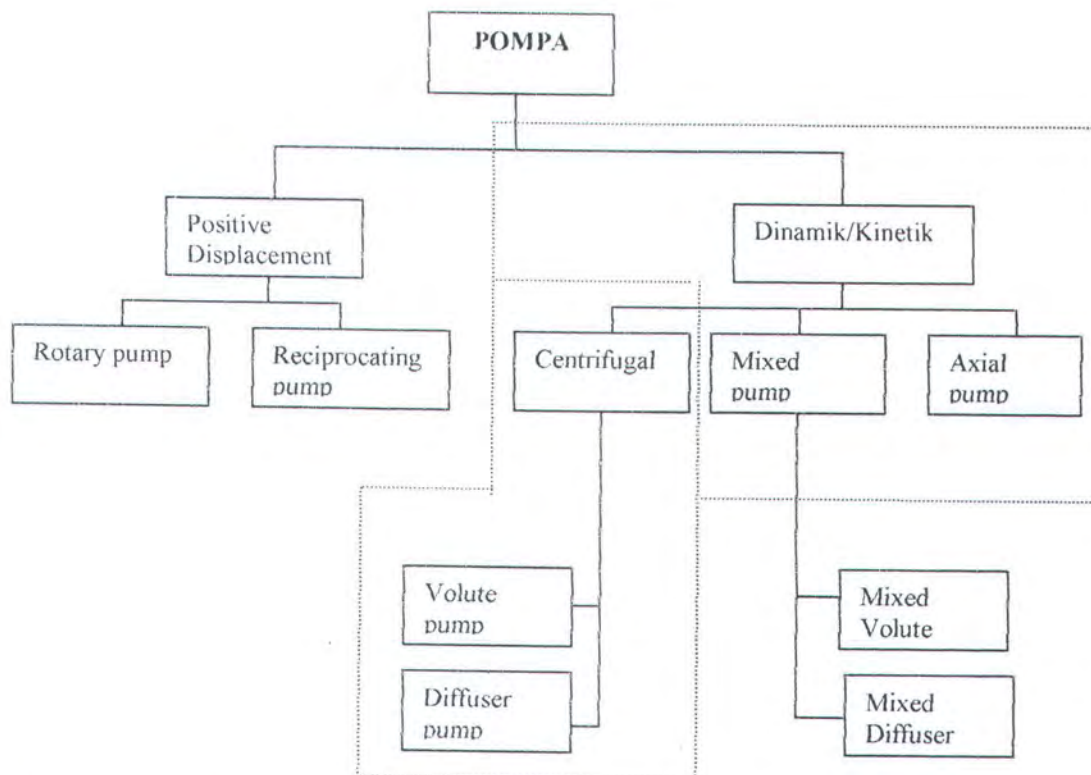
- ⇒ Jenis fluida yang dialirkan : air
- ⇒ Viskositas fluida : pada $T = 30^{\circ}\text{C} = 0,801 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}^2$
- ⇒ Kapasitas pompa : $40 - 60 \text{ m}^3/\text{hr}$

⇒ Total head : 10 – 30 m

⇒ Kondisi kerja pompa : terus – menerus

Sehingga dari diagram pemilihan pompa dipilih pompa dengan jenis sentrifugal

Pemilihan Jenis Pompa



5.1.2 Kapasitas aliran

Laju aliran (mass flow rate) akan menentukan kapasitas pompa yang akan dibutuhkan suatu sistim pendingin. Laju aliran telah ditentukan oleh engine manufaktur untuk kebutuhan sistim pendingin. Dalam pemasangan instalasi di kamar mesin kebutuhan kapasitas pompa akan berubah apabila sistim digabungkan dengan instalasi lain yang berhubungan dengan pompa tersebut.

Besarnya kapasitas pompa untuk heat exchanger redesign

Besarnya kapasitas pompa untuk heat exchanger redesign

- Kapasitas pompa air laut : 40 m³/hr
- Kapasitas pompa air tawar : 60 m³/hr

5.1.3 Head pompa

Head pompa merupakan energi persatuan berat air yang diberikan oleh pompa terhadap air sehingga dapat mengalir dari suction ke discharge

Persamaan dasar energi

$$\text{Head} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_{\text{loss}} + H_m \dots \dots \dots 5.1$$

Dimana :

$P_{1,2}$ = tekanan discharge dan suction, (N/m²)

ρ = berat jenis fluida (kg/m³)

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s²)

$V_{1,2}$ = kecepatan discharge dan suction, m/s

$Z_{1,2}$ = ketinggian, m

H_{los} = kerugian gesek pada pipa, m

H_m = head loss pada instalasi permesinan, m

5.1.4 Head Loss

Head loss merupakan kerugian gesek yang terjadi pada saluran pipa lurus, saringan, belokan, katup, sambungan, tothle, dan lainnya.

Head loss dibagi menjadi dua bagian yaitu :

1. Head loss mayor (H_f)

2. Head loss minor (H_m)

5.1.4.1 Head loss mayor

head loss mayor merupakan kerugian yang terjadi sepanjang saluran pipa lurus. Adapun perumusannya sebagai berikut :

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 5.2$$

Dimana :

f = faktor gesekan

L = panjang pipa (m)

D = diameter pipa (m)

v = kecepatan aliran (m/s)

g = percepatan grafitasi (m/s²)

untuk mendapatka harga f dicari dengan menggunakan rumus reynold number yang dirumuskan sebagai berikut :

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \dots\dots\dots 5.3$$

Dimana :

ρ = massa jenis air pada $T = 30^\circ\text{C}$ (1000 kg/m³)

ν = viskositas kinematik pada $T = 30^\circ\text{C}$ (0,801 . 10⁻⁶ m/s²)

untuk $R_e > 2300$ maka aliran turbulen

untuk $R_e < 2300$ maka aliran laminar

untuk aliran turbulen harga f dapat dicari dari Moody diagram

untuk aliran laminar harga f dapat dicari dengan rumus :

$$f = \frac{64}{R_e} \dots\dots\dots 5.4$$

5.1.4.2 head loss minor

Head loss minor merupakan kerugian yang terjadi akibat belokan, katup, sambungan, saringan dan lain-lain. Adapun perumusannya adalah sebagai berikut:

$$H_m = k \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots 5.5$$

Dimana :

k = koefisien gesek pipa

v = kecepatan aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

Head loss total dapat dihitung dengan menjumlahkan antara head loss mayor dan head loss minor

$$H_{total} = H_f + H_m \dots\dots\dots 5.6$$

5.1.5 Daya air

Energi efektif yang diterima oleh air dari pompa persatuan waktu disebut daya air, yang dapat ditulis :

$$WHP = \rho g Q H \dots\dots\dots 5.7$$

Dimana :

ρ = berat jenis fluida (kg/m³)

g = percepatan gravitasi = (9,8 m/s²)

Q = kapasitas air (m³/s)

H = head loss total pompa (m)

5.1.6 Daya poros

daya poros yang diperlukan untuk mengerakkan sebuah pompa adalah sama dengan daya air yang ditambah dengan kerugian daya didalam pompa. Daya ini didapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p} \dots\dots\dots 5.8$$

Dimana :

P = daya poros pompa (kW)

η_p = efesiensi pompa

5.2 Perencanaan Heat Exchanger

Sistim pendingin air tawar (fresh water cooling) menggunakan heat exchanger type shell and tube. Type ini merupakan alat penukar panas yang banyak dipakai dalam dunia marine service, karena mempunyai keuntungan sebagai berikut :

1. Perpindahan panas yang baik karena penggunaan tube berdiameter kecil dalam shell wall yang tipis serta kecepatan aliran fluida yang relatif tinggi.
2. Efisiensi dalam penempatan karena membutuhkan ruangan yang kecil dan juga dapat ditempatkan dalam segala kedudukan.
3. Mudah dalam maintenance

4. Terdapat baffle yang memberikan persinggungan yang lebih baik dengan seluruh bagian dari tabung dan juga menaikkan kecepatan fluida sehingga menaikkan proses perpindahan panas.

Dalam perencanaan heat exchanger yang perlu diperhitungkan adalah :

- Mass flow rate fluida panas (fresh water)
- Pressure drop fluida panas (fresh water)
- Mass flow rate fluida dingin (sea water)
- Pressure drop fluida dingin (sea water)

5.3 Tangki Expansi

Tangki ekspansi berguna untuk meminimalkan udara dalam sistem dan mempertahankan tekanan hisap dari pompa. Tangki dapat menambah atau mengurangi kebutuhan air pendingin dalam sistem karena adanya penguapan yang disebabkan hilangnya sebagian air pendingin karena panas dari engine dan menampung kembali hasil penguapan dari sistem. Volume tangki ekspansi minimal 10 % dari volume air pendingin dari sistem pendingin.

$$\text{Volume air pendingin ME} = 0,8 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume air pendingin AE} = 0,11 \text{ m}^3$$

- Volume air pendingin di ME dan AE :

$$V_m = 0,8 \text{ m}^3 + 0,11 \text{ m}^3$$

$$= 0,91 \text{ m}^3$$

- Volume air pendingin di pipa-pipa :

$$\text{Diameter pipa} : 4'' = 0,1016 \text{ m}$$

$$\text{Panjang pipa} : 30,95 \text{ m}$$

$$V_p = A \times L$$

Dimana :

$$A = \text{luas penampang pipa, m}^2$$

$$L = \text{panjang pipa, m}$$

$$\begin{aligned} V_p &= \frac{1}{4} \pi (0,1016)^2 \times 30,95 \text{ m} \\ &= 0,2507 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- Volume air pendingin sistim :

$$\begin{aligned} V_s &= 0,91 \text{ m}^3 + 0,2507 \text{ m}^3 \\ &= 1,160 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- Volume tangki ekspansi

$$\begin{aligned} V_t &= 10 \% \times 1,112 \text{ m}^3 \\ &= 0,16 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- Volume tangki perencanaan :

$$V_t = P \times L \times T$$

$$\text{Dimana, } P = \text{panjang tangki} = 1 \text{ m}$$

$$L = \text{Lebar tangki} = 1 \text{ m}$$

$$T = \text{Tinggi tangki} = 0,5 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} V_t &= 1 \times 1 \times 0,5 \\ &= 0,5 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

5.4 Thermostatic Valve

Thermostatic valve untuk membypass air pendingin masuk ke engine tanpa melalui heat exchanger. Tujuan dari katup pengendali ini adalah mengendalikan arah dan banyaknya aliran ke unit yang menerima. Three way valve terdapat control temperatur pada suhu 75°C .

5.5 Perhitungan Pompa

5.5.1 Pompa Air Tawar (Portside)

Untuk menghitung daya yang diperlukan, pompa air tawar dalam sistim pendingin. Dapat dihitung dengan menggunakan lampiran daftar gambar 1 dan 2 Data pipa sebagai berikut :

Pipa suction

Diameter pipa (D_s) = 4" = 0,1016 m

Panjang pipa (L_s) = 1,9 m

Pipa Discharge

Diameter pipa utama (D_{du}) = 4" = 0,1016 m

Diameter pipa cabang ME (D_{em}) = 4" = 0,1016 m

Diameter pipa cabang AE (D_{ca}) = 4" = 0,1016 m

Panjang pipa utama (L_{du}) = 10,06 m

Panjang pipa cabang ME (L_{em}) = 8,28 m

Panjang pipa cabang AE (L_{ca}) = 10,71 m

1. Mencari kapasitas pompa Q_{pompa} (m^3/hr)

$\Rightarrow$ Besarnya kapasitas pompa untuk pipa utama (Q) = $60 \text{ m}^3/\text{hr} = 0,0166 \text{ m}^3/\text{s}$

Diameter pipa cabang direncanakan sama, sehingga besarnya kapasitas untuk masing-masing pipa cabang adalah :

$\Rightarrow$ Pipa cabang mesin induk (Q_{cm}) = $\frac{1}{2} \times Q_u = 30 \text{ m}^3/\text{hr} = 0,00833 \text{ m}^3/\text{s}$

$\Rightarrow$ Pipa cabang mesin bantu (Q_{cb}) = $\frac{1}{2} \times Q_u = 30 \text{ m}^3/\text{hr} = 0,00833 \text{ m}^3/\text{s}$

2. Mencari kecepatan aliran V (m/s)

Besarnya kecepatan aliran pipa dapat dicari dengan persamaan :

$$Q = V \cdot A$$

Dimana : Q = kapasitas pompa, (m^3/s)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas penampang pipa (m^2)

Sehingga besarnya kecepatan aliran untuk masing-masing pipa adalah :

- Suction

$$- V_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{Q}{\pi/4 D_s^2} = \frac{1,667 \cdot 10^{-2}}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 2,056 \text{ m/s}$$

- Discharge

Pipa utama

$$- V_u = \frac{Q}{A_u} = \frac{Q}{\pi/4 D_u^2} = \frac{1,667 \cdot 10^{-2}}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 2,056 \text{ m/s}$$

Pipa cabang ME

$$- V_{cm} = \frac{Q_{cm}}{A_{cm}} = \frac{Q_{cm}}{\pi/4 D_{cm}^2} = \frac{8,33 \cdot 10^{-3}}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 1,028 \text{ m/s}$$

Pipa cabang AE

$$- V_{ca} = \frac{Q_{ca}}{A_{ca}} = \frac{Q_{ca}}{\pi/4 D_{ca}^2} = \frac{8,33 \cdot 10^{-3}}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 1,028 \text{ m/s}$$

3. Mencari harga reynold number (Re)

Dengan menggunakan persamaan 5.3 , dapat dicari harga reynold number

- Suction

Dari tabel pada $T = 25^\circ\text{C}$ didapat harga $\nu = 0,893 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$- Re = \frac{V_s \cdot D_s}{\nu} = \frac{2,056 \times 0,1016}{0,893 \cdot 10^{-3}} = 234009,73$$

- Discharge

Pipa utama, dari tabel pada $T = 75^\circ\text{C}$, didapat harga $\nu = 0,385 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$- Re = \frac{V_u \cdot D_u}{\nu} = \frac{2,056 \times 0,1016}{0,385 \cdot 10^{-6}} = 542781,0$$

Pipa cabang ME, dari tabel pada $T = 65^\circ\text{C}$, didapat harga $\nu = 0,440 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$- Re = \frac{V_{cm} \cdot D_{cm}}{\nu} = \frac{1,028 \times 0,1016}{0,440 \cdot 10^{-6}} = 237466,7$$

Pipa cabang AE, $T = 65^\circ\text{C}$, didapat harga $\nu = 0,440 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$- Re = \frac{V_{ca} \cdot D_{ca}}{\nu} = \frac{1,028 \times 0,1016}{0,440 \cdot 10^{-6}} = 237466,7$$

4. Mencari koefisien gesek (f)

Koefisien gesek ditentukan oleh jenis aliran yang melewati pipa, untuk jenis aliran turbulen maka besarnya koefisien gesek didapat dari moody diagram (lampiran 7). Untuk pipa jenis cast iron dengan diameter 4" didapat relative roughness ($\frac{\epsilon}{D}$) = 0,0012. Sehingga besarnya koefisien gesek (f) adalah :

- Suction

- koefisien gesek (f) = 0,0241

- Discharge

Pipa utama

- koefisien gesek (f) = 0,021

Pipa cabang ME

- koefisien gesek (f) = 0,024

Pipa cabang AE

- koefisien gesek (f) = 0,024

5. Mencari head loss mayor (H_f)

Dengan menggunakan persamaan 5.2 maka besarnya head loss mayor didapat:

- Suction

- $HLs = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,0241 \times \frac{1,9 \cdot (2,056)^2}{0,1016 \cdot 2 \cdot 9,8} = 0,0972 \text{ m}$

- Discharge

Pipa utama

$$- HL_u = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,021 \times \frac{10,06 \cdot (2,056)^2}{0,1016 \cdot 2 \cdot 9,8} = 0,448 \text{ m}$$

Pipa cabang ME

$$- HL_{em} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,024 \times \frac{8,28 \cdot (1,028)^2}{0,1016 \cdot 2 \cdot 9,8} = 0,1055 \text{ m}$$

Pipa cabang AE

$$- HL_{ea} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,024 \times \frac{10,71 \cdot (1,028)^2}{0,1016 \cdot 2 \cdot 9,8} = 0,1366 \text{ m}$$

Besarnya total head loss mayor (HI) adalah :

$$\begin{aligned} HL &= HL_s + HL_u + HL_{em} + HL_{ea} \\ &= 0,0972 \text{ m} + 0,448 \text{ m} + 0,1055 \text{ m} + 0,1365 \text{ m} \\ &= 0,788 \text{ m} \end{aligned}$$

6. Mencari head loss minor

Besarnya head loss minor dapat dicari dengan persamaan 5.5

Tabel 5.1
Koefisien gesek suction

Jenis	Koefisien gesek k	Suction	
		n	k x n
Asesoris			
Belokan 90°	1,129	3	3,387
Gate valve	1,44	1	1,44
Non return valve	1,2	1	1,2
Filter	2	1	2
		fl	8,027

Dari tabel diatas akan didapat besarnya head loss minor:

- Head loss minor suction

$$H_s = f_l \frac{v^2}{2g} = 8,027 \times \frac{(2,056)^2}{2,9,8} = 1,7325 \text{ m}$$

- Head loss minor discharge

Tabel 5.2
Koefisien gesek discharge

Jenis	Koefisien gesek	Discharge Pipa utama		Discharge Pipa cabang ME		Discharge Pipa cabang AE	
Asesoris	k	n	Kxn	N	Kxn	n	Kxn
Belokan 90°	1,129	6	6,774	4	4,156	6	6,774
Gate valve	1,44	1	1,44	0	0	0	0
Non return valve	1,22	1	1,22	1	1,22	1	1,22
Tree way valve	2,5	1	2,5	0	0	0	0
Cabang	0,35	1	0,35	0	0	0	0
Pertemuan	0,6	1	0,6	0	0	0	0
		f2	12,864	f3	5,716	f4	7,794

Pipa utama

$$H_d = f_2 \frac{v^2}{2g} = 12,864 \times \frac{(2,056)^2}{2,9,8} = 2,7765 \text{ m}$$

Pipa cabang ME

$$H_d = f_3 \frac{v^2}{2g} = 5,716 \times \frac{(1,028)^2}{2,9,8} = 0,3084 \text{ m}$$

Pipa cabang AE

$$H_d = f_4 \frac{v^2}{2g} = 7,794 \times \frac{(1,028)^2}{2,9,8} = 0,4302 \text{ m}$$

Sehingga total head loss minor adalah

$$\begin{aligned} H_f &= H_s + H_{du} + H_{cm} + H_{ca} \\ &= 1,732 \text{ m} + 2,7765 \text{ m} + 0,3084 \text{ m} + 0,4302 \text{ m} \\ &= 5,247 \text{ m} \end{aligned}$$

7. Mencari head total

Dengan menggunakan persamaan 5.3 maka akan didapat besarnya head total pada instalasi :

$$\text{Total Head} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_{\text{loss}} + H_m$$

- Head tekanan

Head tekanan = 0 (tidak ada perbedaan tekanan)

- Head kecepatan

Head kecepatan = 0 (tidak ada perbedaan kecepatan aliran)

- Head pada mesin induk

Pressure drop pada mesin induk = 0,6 bar = $6 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 = 6 \cdot 10^4 \text{ kg/m.s}^2$

Head pada mesin induk

$$H_i = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

Dimana :

$$\rho_{\text{air tawar}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Sehingga :

$$H_i = \frac{60000 \text{ kg/m.s}^2}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$= 6,12 \text{ m}$$

- Head pada mesin bantu

Pressure drop mesin bantu = 1.2 bar = $1.2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 1.2 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2$

Head pada mesin bantu

$$H_a = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

$$H_a = \frac{1,2 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$= 12,24 \text{ m}$$

- Head pada FW cooler

$$\text{Pressure drop FW cooler } 0,27 \text{ Psi} = 0,0192 \text{ bar} = 1,92 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$$

$$= 1,92 \cdot 10^3 \text{ kg/m.s}^2$$

$$H_{fw} = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{1,92 \cdot 10^3 \text{ kg/m.s}^2}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$= 0,19 \text{ m}$$

Sehingga besarnya head pada permesinan

$$H_m = H_i + H_a + H_{fw}$$

$$= 6,12 \text{ m} + 12,24 \text{ m} + 0,19$$

$$= 18,55 \text{ m}$$

$$\text{Total Head} = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_{\text{loss}} + H_m$$

$$= 0 + 0 + (0 - (-0,2)) + 6,035 \text{ m} + 18,55 \text{ m}$$

$$= 24,74 \text{ m}$$

8. Mencari daya air (WHP)

Dengan menggunakan persamaan 2.7 maka didapat besarnya daya air

$$\text{WHP} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

$$9,8 \text{ m/s}^2 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 0,01667 \text{ m}^3/\text{s} \times 24,74 \text{ m}$$

$$= 4048 \text{ W} = 4,04 \text{ kW}$$

9. Mencari daya poros (BHP)

Dengan menggunakan persamaan maka didapat besarnya daya poros

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

Dimana : efisiensi pompa direncanakan 0,85

Sehingga besarnya daya poros :

$$\text{BHP} = \frac{4,04 \text{ kW}}{0,85}$$

$$= 4,719 \text{ kW}$$

$$= 6,38 \text{ Hp}$$

5.5.2 Pompa air laut (Port Side)

Untuk menghitung daya yang diperlukan, pompa air laut dalam sistim pendingin. Dapat dihitung dengan menggunakan daftar gambar 1 dan 3

Data pipa sebagai berikut :

Pipa suction

$$\text{Diameter pipa (D}_s\text{)} = 4'' = 0,1 \text{ m}$$

$$\text{Panjang pipa (L}_s\text{)} = 6,014 \text{ m}$$

Pipa Discharge

$$\text{Diameter pipa utama (D}_d\text{)} = 4'' = 0,1 \text{ m}$$

$$\text{Panjang pipa } (L_{\text{al}}) = 10,749 \text{ m}$$

1. Mencari kapasitas pompa $Q_{\text{pompa}} \text{ (m}^3/\text{hr)}$

$\Rightarrow$ Besarnya kapasitas pompa air laut telah ditentukan

$$\Rightarrow Q = 40 \text{ m}^3/\text{hr} = 0,0111 \text{ m}^3/\text{s}$$

2. Mencari kecepatan aliran $V \text{ (m/s)}$

$$\text{- suction } V_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{Q}{\pi/4 D_s^2} = \frac{0,0111}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 1,371 \text{ m/s}$$

$$\text{- discharge } v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{Q}{\pi/4 D_d^2} = \frac{0,0111}{3,14/4 \cdot (0,1016)^2} = 1,371 \text{ m/s}$$

3. Mencari harga reynold number (Re)

Dari tabel pada $T = 28^\circ\text{C}$ didapat harga $\nu = 0,837 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{- suction } Re = \frac{V_s \cdot D_s}{\nu} = \frac{1,371 \times 0,1016}{0,837 \cdot 10^{-6}} = 166444,2$$

$$\text{- discharge } Re = \frac{V_d \cdot D_d}{\nu} = \frac{1,371 \times 0,1016}{0,599 \cdot 10^{-6}} = 232571,3$$

4. Mencari koefisien gesek (f)

Koefisien gesek ditentukan oleh jenis aliran yang melewati pipa, untuk jenis aliran turbulen maka besarnya koefisien gesek didapat dari moody diagram (lampiran 7). Untuk pipa jenis galvanized iron dengan diameter 4" didapat

relative roughness ($\frac{\epsilon}{D}$) = 0,0014. Sehingga besarnya koefisien gesek (f)

adalah :

- Suction

- koefisien gesek (f) = 0,023

• Discharge

- koefisien gesek (f) = 0,022



5. Mencari head loss mayor (HL)

$$\text{- suction } HL_s = f \frac{L}{D} \frac{V_s^2}{2g} = 0,023 \times \frac{6,104 \cdot (1,371)^2}{0,1016 \times 2 \times 9,8} = 0,130 \text{ m}$$

$$\text{- discharge } HL_d = f \frac{L}{D} \frac{V_d^2}{2g} = 0,022 \times \frac{10,749 \cdot (1,371)^2}{0,1016 \times 2 \times 9,8} = 0,223 \text{ m}$$

Head loss mayor total adalah :

$$\begin{aligned} H_{\text{total}} &= HL_s + HL_d \\ &= 0,130 \text{ m} + 0,223 \text{ m} \\ &= 0,353 \text{ m} \end{aligned}$$

6. Mencari head loss minor

Tabel 5.3
Koefisien gesek suction-discharge

Jenis	Koefisien	Suction		Discharge	
	k	n	k x n	N	k x n
Asesoris					
Belokan 90°	1,129	4	4,516	13	13,546
Gate valve	1,44	2	2,88	2	2,4
Non return valve	1,2	2	2,4	0	0
Filter	2	2	4	0	0
		f1	13,79	F2	17,071

• Head loss minor suction

$$H_s = f1 \frac{v^2}{2g} = 13,79 \times \frac{(1,371)^2}{2 \cdot 9,8} = 1,323 \text{ m}$$

• Head loss minor discharge

$$H_d = f2 \frac{v^2}{2g} = 17,071 \times \frac{(1,371)^2}{2 \cdot 9,8} = 1,638 \text{ m}$$

Sehingga total head loss minor adalah

$$\begin{aligned} H_f &= H_s + H_d \\ &= 1,323 \text{ m} + 1,638 \text{ m} \\ &= 2,961 \text{ m} \end{aligned}$$

7. Mencari Total head

Untuk mencari besarnya head tekanan dapat dilihat lampiran gambar 3 & 6

- Head tekanan
- suction

$$\begin{aligned} P_1 &= 1 \text{ atm} = 1,01325 \text{ bar} = 1,10325 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2 \\ &= 1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2 + \rho \cdot g \cdot h \end{aligned}$$

Dimana : ρ = berat jenis air laut (1025 kg/m^3)

g = gaya gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

h = ketinggian seachest sampai sarat air

Dimana : h = 2 m

Sehingga $P_1 = 1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2 + \rho \cdot g \cdot 2 \text{ m}$

- discharge

$$P_2 = 1 \text{ atm} = 1,01325 \text{ bar} = 1,10325 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2$$

- Head kecepatan

Untuk head kecepatan = 0 (tidak ada perbedaan kecepatan)

- Head pada oil cooler

Pressure drop oil cooler = 0,3 bar = $3 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 = 3 \cdot 10^4 = 3 \cdot 10^4 \text{ kg/m.s}^2$

$$H_{\text{oil}} = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

Dimana :

$$\rho_{\text{air tawar}} = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} H_{\text{oil}} &= \frac{3 \cdot 10^4 \text{ kg/m.s}^2}{1025 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= 2,98 \text{ m} \end{aligned}$$

- Head pada FW cooler

Pressure drop oil cooler = 0,74 Psi = 0,0497 bar = $4,97 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$
 $= 4,97 \cdot 10^3 \text{ kg/m.s}^2$

$$H_{\text{fw}} = \frac{P}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{4,97 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^2}{1025 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 0,49 \text{ m}$$

Sehingga total head pada LO cooler dan FW cooler

$$H_c = H_{\text{oil}} + H_{\text{fw}}$$

$$= 2,98 \text{ m} + 0,49 \text{ m}$$

$$= 3,47 \text{ m}$$

Sehingga total head :

$$\begin{aligned}
 \text{Total Head} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_{\text{loss}} + H_e \\
 &= \frac{1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2}{\rho g} - \left(\frac{1,10325 \cdot 10^5 \text{ kg/m.s}^2}{\rho g} + \frac{\rho \cdot g \cdot 2 \text{ m}}{\rho g} + (0 - (-2,1) \text{ m}) \right. \\
 &\quad \left. + 3,315 \text{ m} + 3,47 \text{ m} \right) \\
 &= 2 \text{ m} + 2,1 \text{ m} + 3,315 + 3,47 \text{ m} \\
 &= 10,885 \text{ m}
 \end{aligned}$$

8. Mencari WHP

$$\text{WHP} = \rho g Q H$$

$$= 1025 \text{ kg/m}^3 \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times 0,0111 \text{ m}^3/\text{s} \times 10,885 \text{ m}$$

$$= 1215 \text{ W} = 1,215 \text{ kW}$$

9. Mencari BHP

$$\text{BHP} = \frac{\text{WHP}}{\eta_p}$$

$$= \frac{1,215 \text{ kW}}{0,85}$$

$$= 1,429 \text{ kW}$$

$$= 1,91 \text{ Hp}$$

Dengan cara yang sama dapat dihitung daya pompa untuk bagian starboardside, untuk data pipa dapat menggunakan lampiran gambar 4 & 5

Sehingga besarnya pompa untuk bagian portside dan starboardside sebagai berikut:

Tabel 5.4
Pompa bagian portside-starboardside

Keterangan	Portside		Starboard side	
	Pompa air tawar	Pompa air laut	Pompa air tawar	Pompa air laut
Kapasitas	60 m ³ /hr	40 m ³ /hr	60 m ³ /hr	40 m ³ /hr
Daya	6,38 Hp	1,91 Hp	6,36 Hp	1,95 Hp
Total head	24,74 m	10,88 m	24,68 m	11,82 m

Dari perencanaan peralatan sistim pendingin air tawar diatas dapat disimpulkan :

1. Adanya penambahan peralatan dalam perencanaan sistim pendingin air tawar antara lain : pompa pendingin air tawar, pompa pendingin air laut, heat exchanger, tangki ekspansi, katup-katup.
2. Untuk berubahan peralatan sistim pendingin dari air laut (lama) ke sistim pendingin air tawar (baru) adalah sebagai berikut :

Tabel 5.5
Perubahan peralatan sistim pendingin

PERUBAHAN PERALATAN SISTIM PENDINGIN			
Sistim Pendingin Air Laut	Jumlah	Sistim Pendingin Air Tawar	Jumlah
Pompa air laut Kapasitas : 50 m ³ /hr	2 buah	Pompa air tawar Kapasitas : 60 m ³ /hr	2 buah
		Pompa air laut Kapasitas : 40 m ³ /hr	2 buah
		Heat exchanger Energi panas : 575290,02 kcal/hr	2 buah
		Tangki ekspansi Volume : 0,5 m ³	2 buah
		Thermostatic valve Temperatur : 75 °C	2 buah

BAB VI
KESIMPULAN

BAB VI

KESIMPULAN

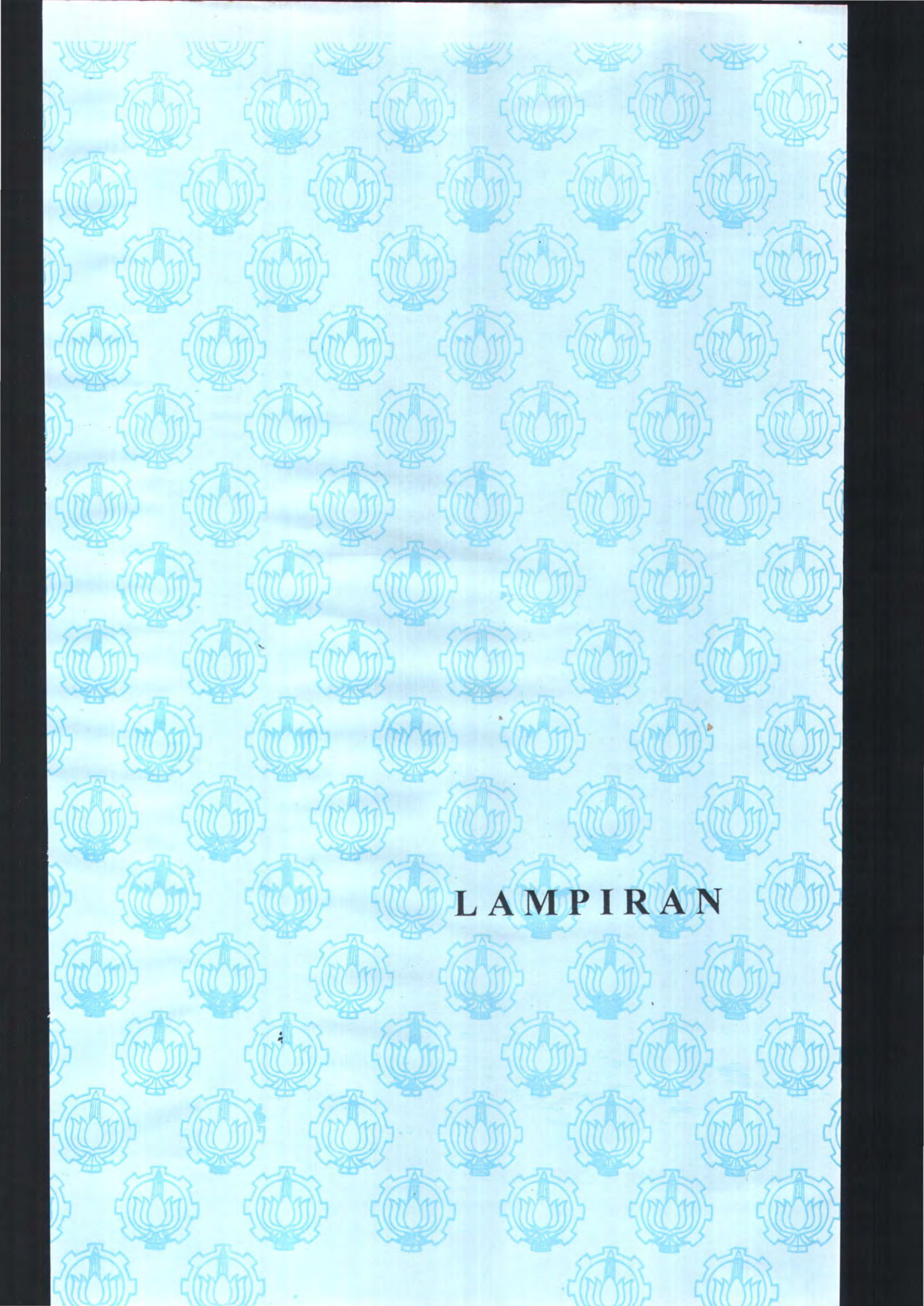
Dari perencanaan sistim pendingin air tawar KMP. Satria Nusantara maka dapat disimpulkan :

1. Dengan temperatur out-put air pendingin dari motor induk 75°C maka energi panas yang diserap oleh air pendingin sebesar 287645,01 kcal/hr
2. Sistim pendingin air tawar dari spesifikasi engine yang mendinginkan motor induk dirubah menjadi sistim pendingin redesign yang mendinginkan motor induk dan motor bantu dan besarnya energi panas yang dipindahkan ke heat exchanger hasil redesign sebesar 575290,02 kcal/hr.
3. Flow rate fluida dingin (air laut) akan meningkat untuk dapat mendinginkan heat exchanger hasil redesign sebesar 41000 kg/hr dari flow rate air laut sistim pendingin dari spesifikasi engine sebesar 30750 kg/hr, karena adanya penambahan beban panas dari motor bantu.
4. Dengan penggantian sistim pendingin dari air laut ke air tawar, maka ada penggantian dan penambahan peralatan yaitu, heat exchanger (575290,02 kcal/hr), pompa pendingin air laut ($40\text{ m}^3/\text{hr}$), pompa pendingin air tawar ($60\text{ m}^3/\text{hr}$), tangki ekspansi ($0,5\text{ m}^3$), termostatic valve (temperatur 75°C)

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Kakaq, S; Liu H, "*Heat Exchanger selection, rating, and thermal*" CRC Press, 1998
2. Kern, Donald Q., "*Proses Heat Transfer*" MC Graw-Hill Book Company, 1988
3. Petrovsky, N. "*Marine Internal Combustion*" Mir Publisher, 1986
4. Martur, ML ; Sharma, RP "*Internal Combustion*" Dhanpat Rai & Sons, 1980
5. Harington, RL; Sname, "*Marine Engineering*" New Jersey, 1971
6. Sularso ; Tahara Haruo, "*Pompa & Kompresor*" Jakarta, 1983
7. Biro Klasifikasi Indonesia, "*Rules For The Classification and Construction of Sea Going Steel, Volume III*, Jakarta 1996
8. Biro Klasifikasi Indonesia, "*Rules For The Classification and Construction of Sea Going Steel, Volume II*, Jakarta 1989
9. Taylor, DA, "*Introduction to Marine Engineering*"



LAMPIRAN



FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN – ITS
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

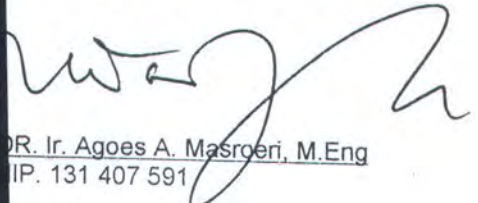
KAMPUS ITS KEPUTIH SUKOLILO SURABAYA 60111
TELP. 5994754, 5994251-55 PES 1102 FAX 5994754

SURAT KEPUTUSAN Pengerjaan Tugas Akhir KS1701

Sebagai salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS, maka perlu diterbitkan Surat Keputusan Pengerjaan Tugas Akhir yang memberikan tugas kepada mahasiswa tersebut di bawah untuk mengerjakan Tugas sesuai judul dan lingkup bahasan yang telah ditentukan

Nama Mahasiswa : Mu'adhib Khusainul Ma'ruf
NRP : 4299.109.614
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Soemartojo Widjoatmodjo
2. Ir. Hari Prastowo, Msc
Tanggal Diberikan Tugas : 25 / 02 / 2002
Tanggal Diselesaikan Tugas :
Judul Tugas Akhir : Analisa Perencanaan Penggantian Sistim Pendingin Motor Induk Dari Air laut Ke Air Tawar KMP. Satria Nusantara

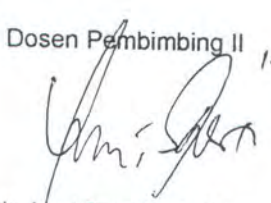
Surabaya,
Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
FT. Kelautan ITS

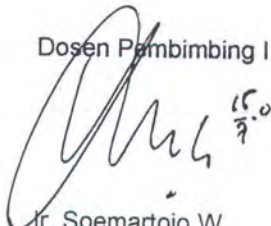

R. Ir. Agoes A. Masroeri, M.Eng
IP. 131 407 591

Surabaya,
Yang Menerima Tugas :

Mahasiswa


Mu'adhib Khusainul M
p. 4299.109.104

Dosen Pembimbing II 15/07/02

Ir. Hari Prastowo, Msc
NIP

Dosen Pembimbing I

Ir. Soemartojo W
NIP



LEMBAR KEMAJUAN Pengerjaan Tugas Akhir

Nama : Mu'adhib Khusainul Ma'ruf
Nrp : 4299.109.614
Judul Tugas Akhir : Analisa Perencanaan Penggantian Sistem Pendingin Motor Induk
Dari Air Laut Ke Air Tawar KMP. Satria Nusantara
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Soemartojo Widjoatmodjo
2. Ir. Hari Prastowo, Msc

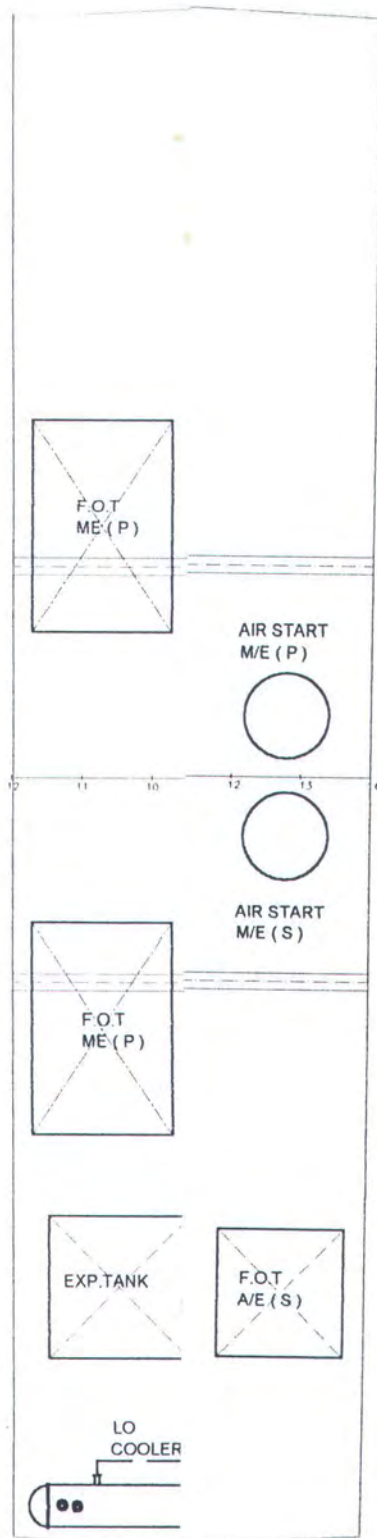
No	Tgl.	Kegiatan	Rencana Asistensi Berikutnya Tgl	Paraf Dosen
1	01/04 ²⁰⁰²	pembetulan proposal		hp. /
2	05/04 ²⁰⁰²	bab 1 & 2		hp. /
3	29/04 ²⁰⁰²	perhitungan h/e & format paper utk p-2		hp. /
4	30/4	Persiapan P&E		hp. /
5	07/5	Sistem P&E		hp. /
6	3/7	Revisi heat balance & flow rate (f.w).		hp. /
7	9/7	→ Revisi sk → sist. pipa & accessories		hp. /
8	15/7	revisi total perhit. pompa & sist instalasi nya.		hp. /
9	19/7	Revisi perhit. pompa & sist instal (memeriksa app. h/e, m/e, A/e) sk		hp. /

tan (diisi oleh dosen pembimbing)

gas Akhir telah : layak / tidak (*) untuk diujikan (*) = coret yang tidak perlu

atan lain yang dianggap perlu : (bila diperlukan bisa menggunakan halaman kosong dibaliknya)

LAMPIRAN A



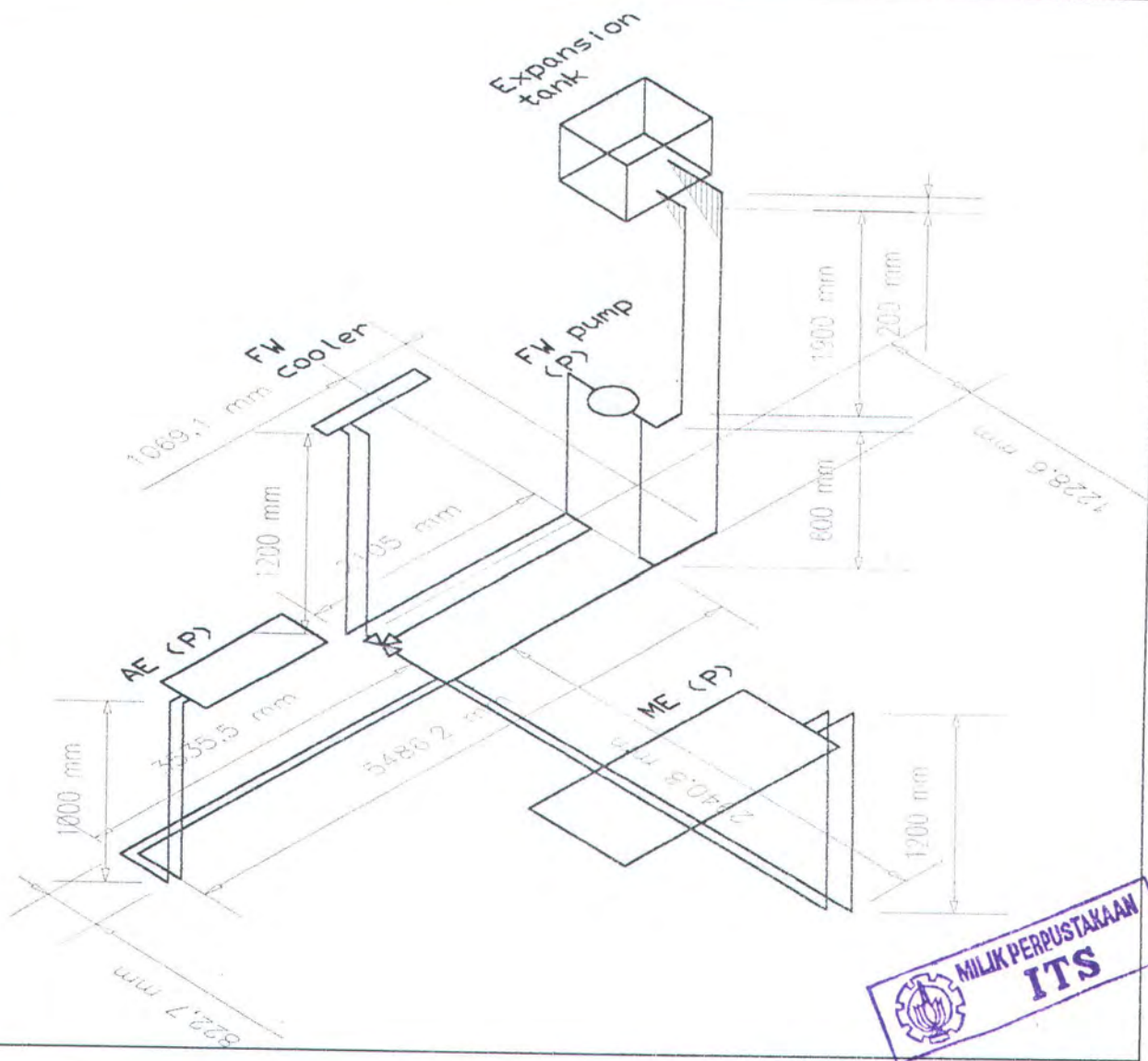
TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

SKALA	1 : 50
DIGAMBAR	MU'ADHIB
DIPERIKSA	
DISETIAJI	

INSTALASI PIPA
SISTIM PENDINGIN
AIR TAWAR

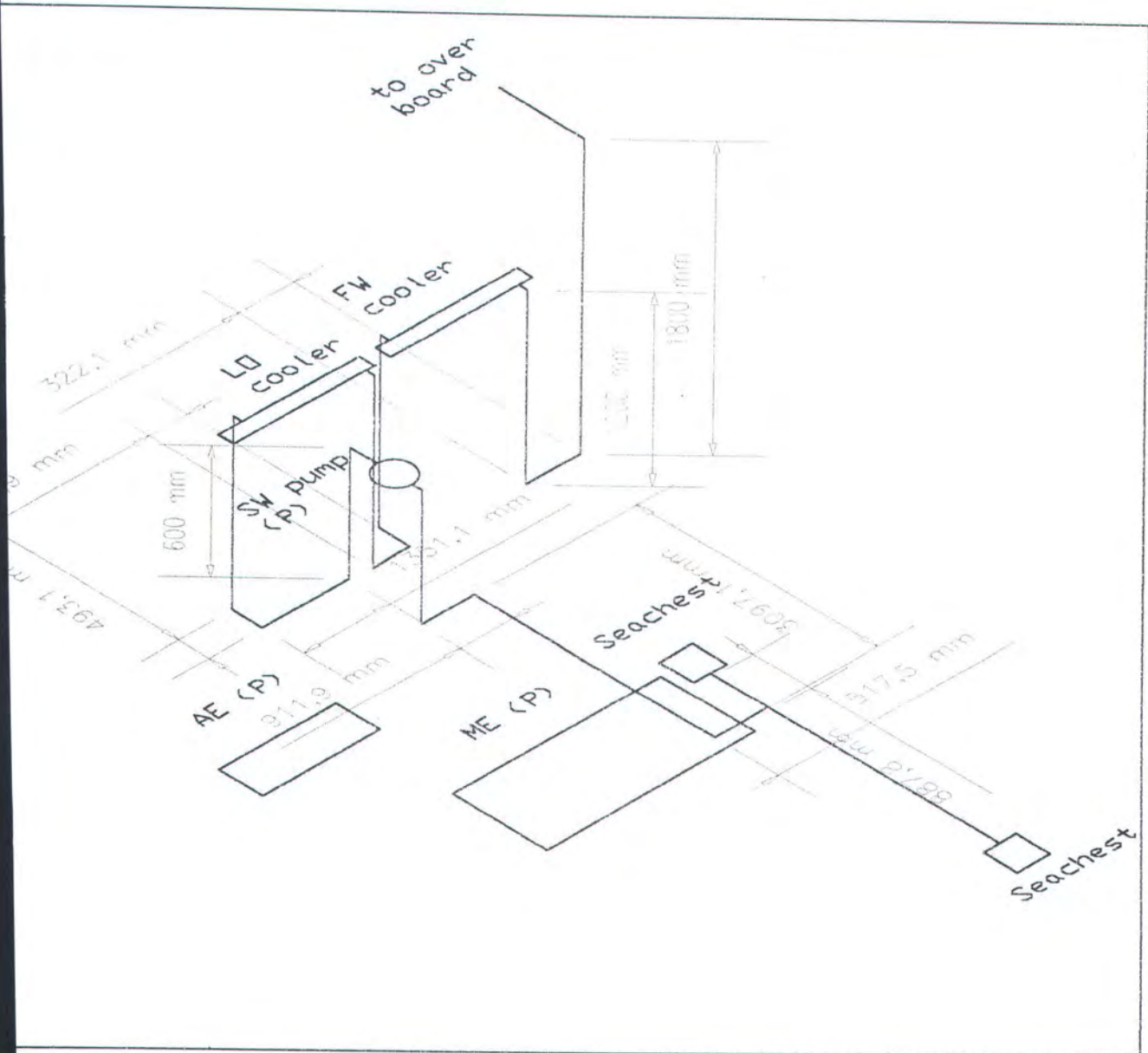
KMP. SATRIA NUSANTARA

Lampiran gambar 2



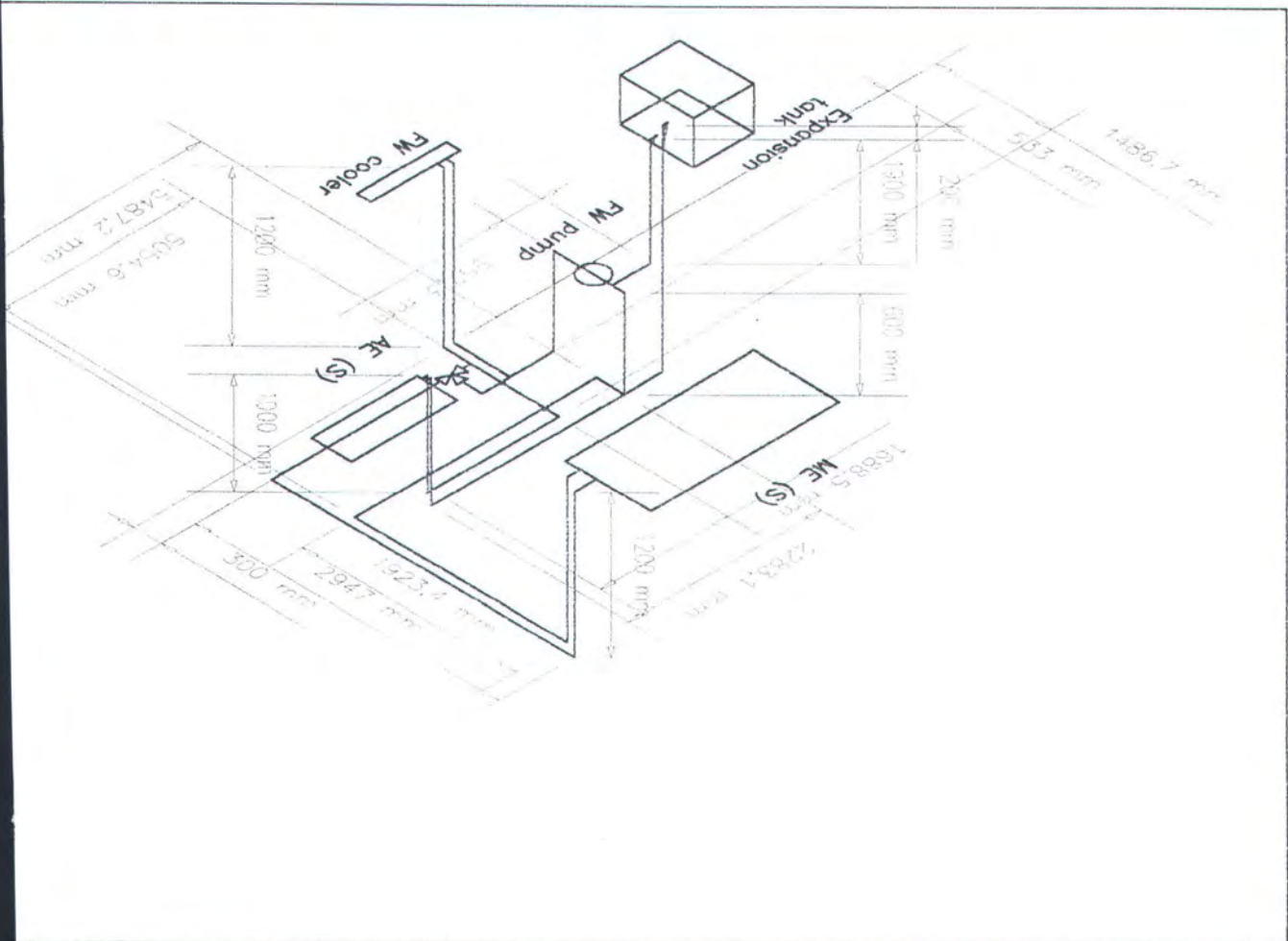
Gb. Isometri pipa pompa pendingin air tawar (Portside)

Lampiran gambar 3



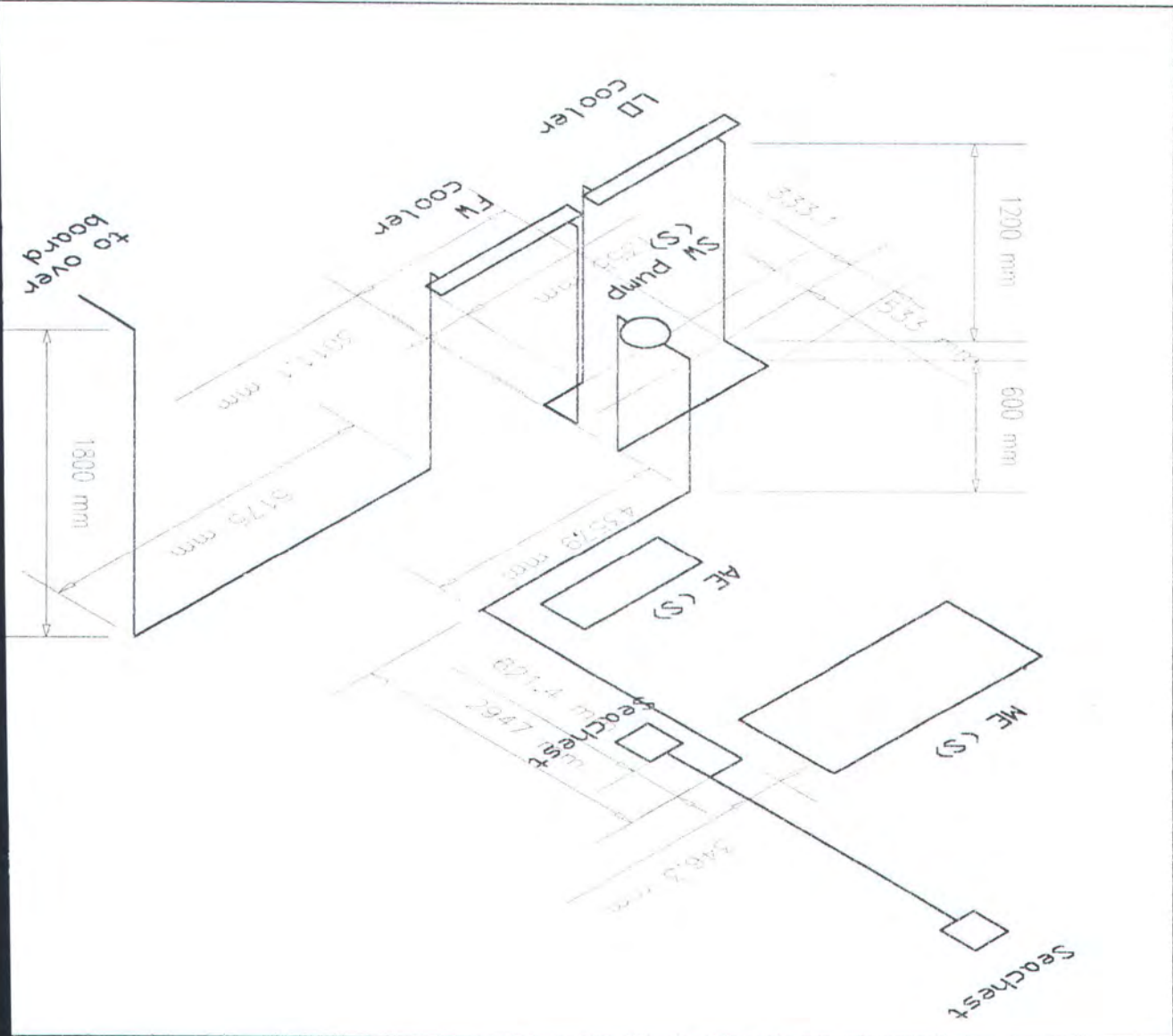
Gb. Isometri pipa pompa pendingin air laut (Portside)

Lampiran gambar 4



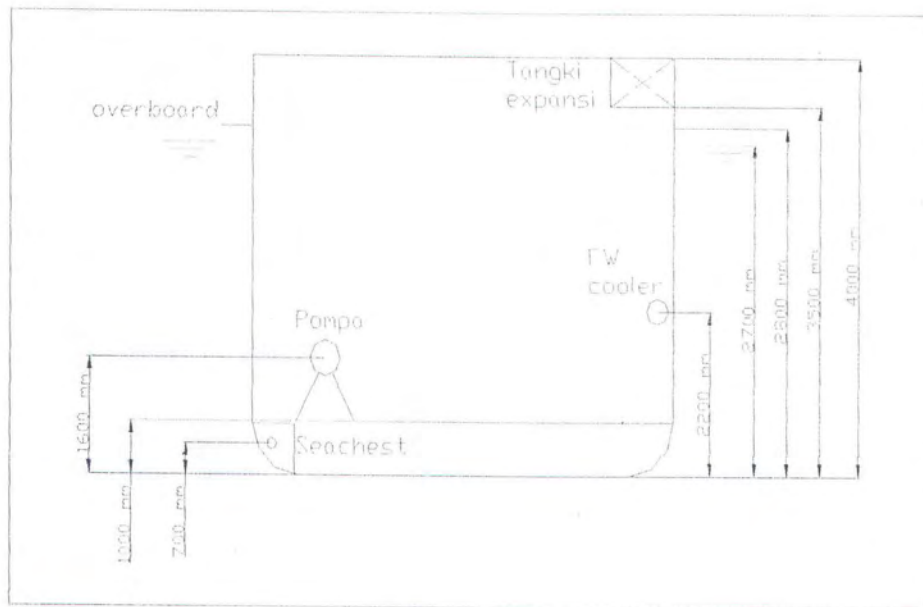
Gb. Isometri pipa pompa pendingin air tawar (Starboardside)

Lampiran gambar 5



Gb. Isometri pipa pompa pendingin air laut (Starboardside)

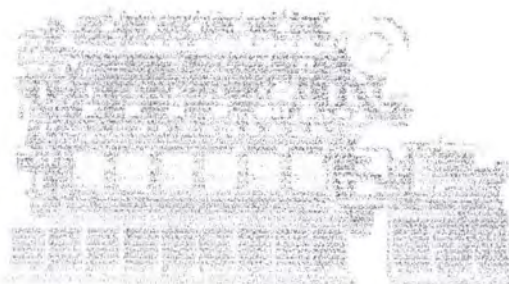
Lampiran gambar 6



Gb. Ketinggian Instalasi

LAMPIRAN B

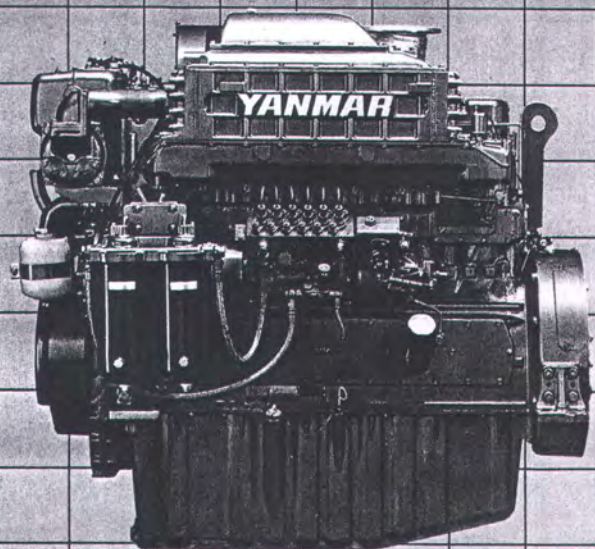
MAKITA GK
N SERIES
MARINE DIESEL

GNLH 6275 1,200 BHP

GNLH 630 1,500 BHP
Particulars

Model	Output (BHP)	No. of cyl	Bore (mm)	Stroke (mm)	RPM	Multiple disk Reversing clutch		Controllable pitch Propeller type		Remark
						Model	Weight (ton)	Model	Weight (ton)	
GNLH 6275	1200	6	275	450	390	MN-800	17.8	CPE-53	16.3	T.C
KNLH 6275	1300	6	275	450	390	MN-800	18.0	CPE-53/65	16.3	T.C
GNLH 630	1500	6	300	480	350	MN-900	22.3	CPE-53/65	20.5	T.C
KNLH 630	1600	6	300	480	350	MN-900	22.5	CPE-53/65	20.7	T.C
GNLH 633	1800	6	330	530	360	MN-1000	32.0	CPE-65	29.6	T.C
KNLH 633	2000	6	330	530	360	MN-1000	32.3	CPE-65/80	29.9	T.C
GNLH 637	2300	6	370	590	315			CPC-65/80	38.7	T.C
KNLH 637	2500	6	370	590	315			CPC-80	39.1	T.C
GNLH 641	2800	6	410	650	290			CPC-80	49.3	T.C
KNLH 641	3100	6	410	650	290			CPC-80	49.7	T.C
GNLH 647	3800	6	470	700	250			CPC-95/110	76.6	T.C
KNLH 647	4200	6	470	700	250			CPC-110	77.2	T.C
GNLH 664	4800	6	540	850	225			CPC-110	110.4	T.C
KNLH 664	5200	6	540	850	225			CPC-130	111.4	T.C

6KHL

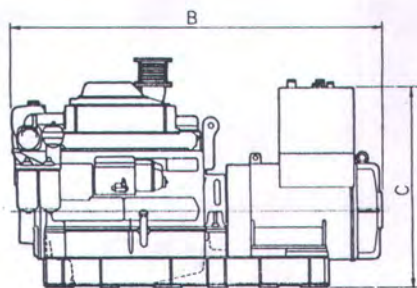
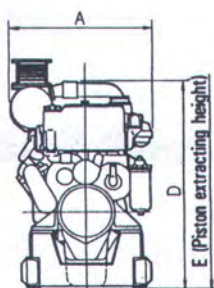
250~420PS



Specifications

Engine model			6KHL-STN			6KHL-STN	
Type	—	Vertical water-cooled 4-cycle diesel engine					
No. of cylinders	—	6					
Cylinder bore × stroke	mm	135×160					
Total displacement	ℓ	13.74					
Continuous rated output	PS(kW)	250 (184)	320 (235)	380 (279)	270 (199)	360 (265)	420 (309)
Engine speed	rpm	1200	1500	1800	1200	1500	1800
Mean effective pressure	kg/cm ²	13.65	13.97	13.83	14.74	15.72	15.28
Generator capacity	kW	160	200	240	180	240	280
Combustion system	—	Direct injection					
Starting system	—	Electric starting (Air-motor starting is available.)					
Outside dimension	Overall length	mm	1626				
	Overall breadth	mm	991				
	Overall height	mm	1434				
Dry weight		kg	1300			1320	

Generating equipment outside dimensions (Unit: mm)



Engine model	6KHL-STN	6KHL-STN
A	991	991
B	2544	2607
C	1401	1401
D	1454	1454
E	1394	1394
Generating equipment dry weight (kg)	2700	2790

Arrangement for Marine Diesel Generator

The following arrangements hold for diesels with cylinder bores of over 165mm.

Determination of generator capacity

General loads

Determine the generator capacity by the following formula:

$$\text{Generator output (kVA)} \geq \frac{\text{Load* (kW)}}{\text{Power factor}} \times \text{Load factor} \quad \text{*The total of inboard general loads.}$$

Motor loads

Starting kVA of the motors* must be considered when determining the generator capacity. When using general loads, determine the generator capacity by the following formula:

$$\text{Generator capacity (kVA)} \geq \left(\frac{1}{\text{Allowable voltage drop}} - 1 \right) \times \text{Generator reactance} \times \text{Starting kVA}$$

*Apply to the motor with the largest starting kVA.

General loads and motor loads

From the total of the loads and determine the engine output by the following formula:

$$\text{Engine output} \geq \frac{\text{Generator capacity} \times \text{Power factor}}{\text{Generator efficiency}} \times \frac{1}{0.7355}$$

Cooling water system

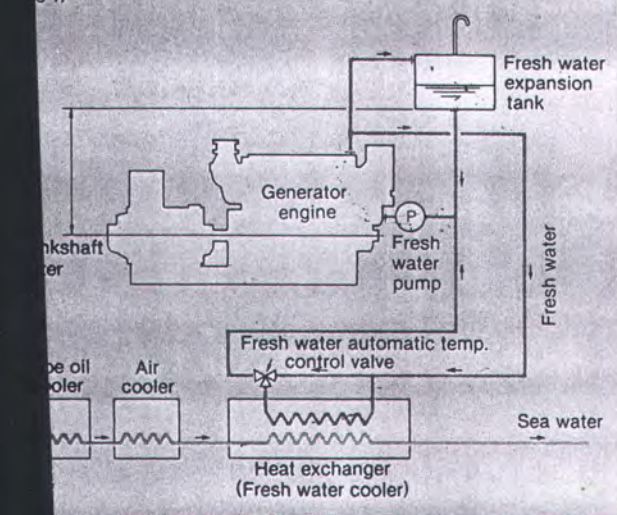
Following two cooling systems are available at Yanmar.

Sea water (Cylinder jacket, Turbocharger)—Sea water (Lube oil cooler, Air cooler)

Fresh water (Cylinder jacket, Turbocharger)—Fresh water (Lube oil cooler, Air cooler)

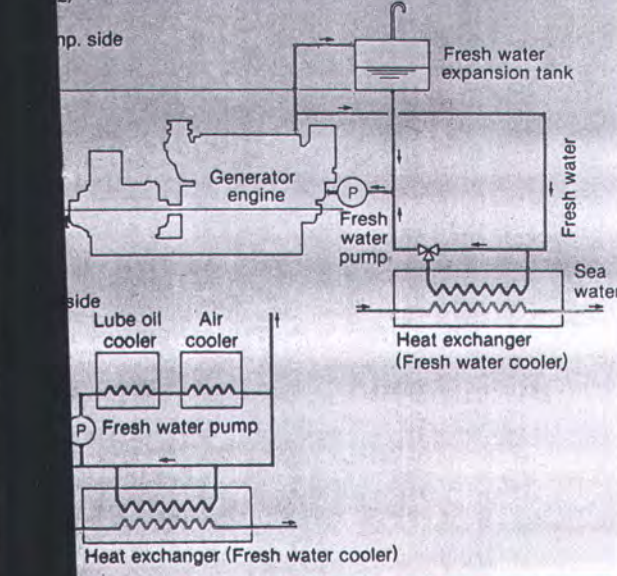
Fresh water-Sea water system

(Example 1)



Sea water-Fresh water system

(Example 2)



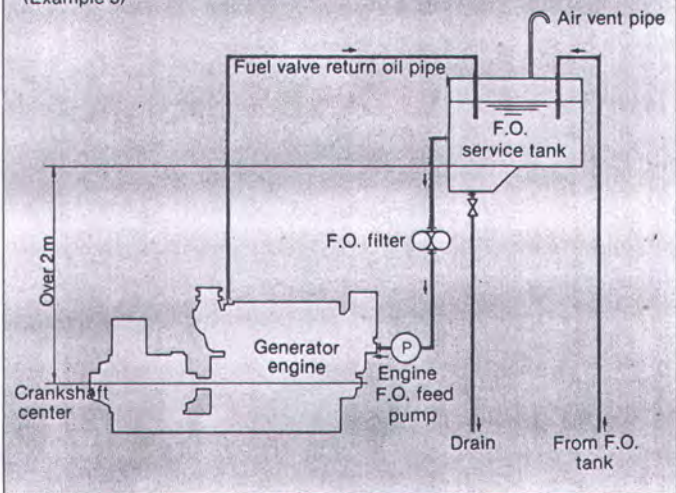
(Note)

1. Keep the cooling water pressure for the lube oil and air coolers below 2.5kg/cm², and maintain a flow volume of 40-55 liter/PSH.
2. Keep the sea water pressure for the fresh water cooler below 2.5kg/cm², and maintain a flow volume of 50-80 liter/PSH.
3. Adjust the cooling area of the high temp. side fresh water cooler according to the following standard:
• When sea water temp. is 32°C, and the engine outlet fresh water temp. is 75°C: 0.01.
4. Install the expansion tank at about 4-12m distance above the crankshaft center.
5. The expansion tank capacity should be 0.3 liter/PS as standard.
6. Provide piping up to the expansion tank, and an air-vent pipe at either the engine outlet or the highest point of the piping.
Keep the piping open at all times.
7. The cooling water system examples show the system for one engine. Adapt these examples when arranging a cooling water system for 2 or 3 engines. When supplying cooling water to multiple engines with just one cooling pump, however, construct piping in consideration of the balance of pressure and flow volume for each engine. Take proper measures to avoid excessive pressure and flow volume when stopping the engine for inspection and disassembly.
8. Fix the cooling water pressure at the engine inlet during engine operation at 1.5-2.5kg/m². (Since the pressure differs for some engine models, check drawings or other technical literature.)
9. Use soft water in the fresh water cooling system in order to prevent the deposit of scale on the water jackets. Also, use an anti-corrosion agent according to the instructions of the chemical maker.
10. The sea water pump should be below the draft line even when the vessel is unloaded.
11. Provide sufficient anti-corrosion measures for the sea-water line.
12. When installing the automatic temp. control valve on the sea-water line, install it below the draft line to prevent the entry of air.

3. Fuel oil system

The following system is for marine diesel oil operation. Refer to the relevant literature for lower grade fuel operation.

(Example 3)



(Note)

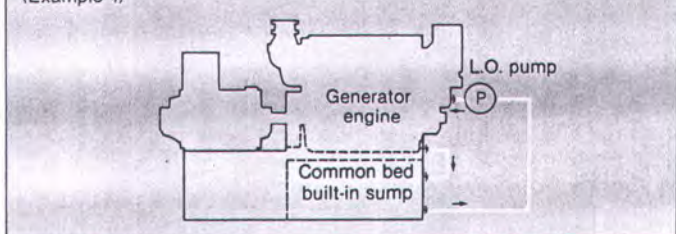
1. Install the F.O. service tank more than 2m over the center of the crankshaft.
2. Make an appropriate F.O. service tank which is not affected by the vessel's rolling and pitching.
3. Keep the fuel viscosity at the engine inlet at R.W.No.1 35-65 sec.
4. Install a drain separator or centrifugal separator in order to prevent the drain from entering the engine and to protect the fuel valves and fuel injection pump from trouble.
5. For the control of fuel properties, refer to the operation manual.

4. Lube oil system

Three lube oil tank systems are available: wet sump, common bed built-in sump, and hull sump. The following is a brief out-

4-1. Common bed built-in sump

(Example 4)



4-2. Hull sump

- Make the water head of the piping from the hull sump to the engine lube oil pump less than 2m, and make the total suction head (suction tube length) below 4m for the gear pump, or below 2.5m for the trochoid pump.
- The standard sump capacity is 1.0-1.5 liter/PS.