TUGAS AKHIR - ME184834

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MESIN DIESEL PADA KAPAL PENUMPANG KM. NGGAPULU

SATRIO MEIDIANTO MUSTIKO
NRP. 04211640000103

Dosen Pembimbing
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

TUGAS AKHIR – ME184834

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MESIN DIESEL PADA KAPAL PENUMPANG KM. NGGAPULU

SATRIO MEIDIANTO MUSTIKO
NRP 04211640000103

DOSEN PEMBIMBING
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BACHELOR THESIS – ME184834

DESIGN OF SEA WATER DISTILLATION SYSTEM BY UTILIZING DIESEL ENGINE EXHAUST GAS HEAT ON PASSENGER SHIP KM. NGGAPULU

SATRIO MEIDIANTO MUSTIKO
NRP 04211640000103

SUPERVISOR
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MESIN DIESEL PADA KAPAL PENUMPANG KM. NGGAPULU

TUGAS AKHIR
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi *Marine Machinery Fluid and System (MMS)*
Program S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Satrio Meidianto
NRP 04211640000103

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. ( )
NIP. 197510062002121003

SURABAYA
2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MESIN DIESEL PADA KAPAL PENUMPANG KM. NGGAPULU

TUGAS AKHIR
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi *Marine Machinery Fluid and System (MMS)*
Program S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Satrio Meidianto
NRP 04211640000103

Disetujui Oleh,
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :

Beny Cahyono, ST, MT, Ph.D.
NIP 197903192008011008

SURABAYA
AGUSTUS 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MESIN DIESEL PADA KAPAL PENUMPANG KM. NGGAPULU

Nama Mahasiswa	**:**	**Satrio Meidianto Mustiko**
NRP	**:**	**04211640000103**
Departemen	**:**	**Teknik Sistem Perkapalan**
Dosen Pembimbing	**:**	**Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.**

ABSTRAK

Pemenuhan kebutuhan air tawar di kapal penumpang sangatlah penting mengingat pelayaran dalam negeri membutuhkan waktu beberapa hari atau bahkan beberapa minggu untuk mencapai tujuan. Penggunaan air tawar di kapal penumpang biasanya diperlukan dalam pemenuhan aktivitas sehari – hari seperti mandi, mencuci, buang air. Tidak hanya untuk keperluan penumpang, air tawar di kapal penumpang juga digunakan untuk sistem pendingin dari mesin diesel yang berperan sebagai penggerak utama di kapal. Untuk memenuhi hal tersebut, pada kapal penumpang disediakan tangki yang dikhususkan sebagai tempat penyimpanan air tawar, dimana pengisian tangki tersebut akan dilakukan ketika kapal bersandar di pelabuhan. Selain dengan melakukan pengisian air tawar, terdapat beberapa cara untuk menghasilkan air tawar, salah satunya adalah dengan sistem distilasi.

Pada Tugas Akhir ini, akan dilakukan perancangan terkait sistem distilasi air laut dengan memanfaatkan gas buang mesin diesel untuk menguapkan air laut sebagai salah satu cara untuk memproduksi air tawar di kapal penumpang KM. Nggapulu. Dengan memanfaatkan energi sebesar 2394.4 kW dari gas buang mampu memproduksi air tawar sebanyak 0.935 kg/s yang apabila dibandingkan dengan kebutuhan total air tawar untuk menjalankan satu rute pelayaran dengan durasi pelayaran 265 jam, yaitu sebesar 2.714004 kg/s, maka sistem distilasi ini mampu memenuhi 34.4635% dari kebutuhan total air tawar. Untuk memproduksi air tawar sejumlah tersebut, diperlukan beberapa komponen utama, yaitu *shell and tube evaporator* dengan diameter 1165 mm dan panjang 4383 mm, *evaporator feed pump* dengan kapasitas 10.8 m^3/h, *shell and tube condenser* dengan diameter 540 mm dan panjang 3960 mm, dan *condenser feed pump* dengan kapasitas 82.15 m^3/h.

Kata Kunci: Distilasi, Air Laut, Gas Buang, Mesin Diesel, Kapal Penumpang

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF SEA WATER DISTILLATION SYSTEM BY UTILIZING DIESEL ENGINE EXHAUST GAS HEAT ON PASSENGER SHIP KM. NGGAPULU

Student Name	**:**	**Satrio Meidianto Mustiko**
NRP	**:**	**04211640000103**
Department	**:**	**Marine Engineering**
Supervisor	**:**	**Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.**

ABSTRACT

Freshwater fulfillment on passenger ships is very important considering domestic voyage could take several days, or even weeks, to arrive at the destination. Freshwater usage on passenger ships is usually required for daily activities such as showers and washing. Not only for passenger needs, freshwater is also used for the cooling system of a diesel engine which acts as the main driver on the ship. To fulfill this, the ship is provided with a tank dedicated for storage which shall be refilled during berthing period. In addition to refilling freshwater, there are several ways to produce freshwater, one of them is by distillation system.

In this thesis, a sea water distillation system development will be carried out by utilizing diesel engine exhaust gas to evaporate sea water as a way to produce freshwater on passenger ship KM. Nggapulu. By utilizing 2394.4 kW of energy from the exhaust gas capable of producing 0.935 kg/s of fresh water. When compared to the total freshwater needs for one trip that takes 265 hours to complete, which needs 2.714004 kg/s of freshwater, this distillation system will be able to fulfill 34.4635% of the total freshwater needs. To produce this amount of freshwater, several major components are needed, namely a shell and tube evaporator with a diameter of 1165 mm and a length of 4383 mm, a feed pump evaporator with a capacity of 10.8 m^3/h, a shell and tube condenser with a diameter of 540 mm and a length of 3960 mm, and condenser feed pump with a capacity of 82.15 m^3/h.

Keyword(s): Distillation, Sea Water, Exhaust Gas, Diesel Engine, Passenger Ships

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur dihaturkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan bimbingan-Nya kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul "Perancangan Sistem Distilasi Air Laut dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel pada Kapal Penumpang KM. Nggapulu". Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus diselesaikan untuk kelulusan Program Studi Sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Dalam kesempatan ini, tidak lupa penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu menyelesaikan Tugas Akhir ini. Secara khusus penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua penulis Bapak Estu dan Ibu Soesprijati yang selalu memberikan dukungan moral maupun material sehingga Tugas Akhir ini dapat diselesaikan
2. Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. yang selalu mengarahkan dan membimbing penulis dengan sabar selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Beny Cahyono, ST., MT., Ph.D. selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
4. Bapak Dr. Eddy Setyo Koenhardono S.T., M.Sc. selaku Dosen Wali yang selalu memberikan motivasi dan dukungan untuk penulis.
5. Kapten Nursyamsi, Bapak Agus Ismail dan Bapak Winarno selaku *crew* KM. Nggapulu yang telah mengizinkan penulis untuk mengambil data di kapal tersebut
6. Teman – teman member laboratorium *"Marine Machinery Fluid and System Laboratory (MMS)"* yang selalu menjadi tempat bertukar pikiran dan penghiburan selama pengerjaan tugas akhir ini.
7. Teman satu kelompok Tugas Akhir 'Distilasi' Ardi, Dinda dan Kamil yang selalu menjadi teman diskusi penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
8. Olga Amelia Veda Putri yang selalu memberikan semangat dan menemani selama perkuliahan ini.
9. Muhammad Taufiq Fathurrahman yang telah membantu penulis dalam penggunaan *software Sketchup*.
10. Teman – teman Voyage'16 yang selalu memberikan dukungan.
11. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa laporan Tugas Akhir ini belumlah sempurna, oleh karna itu saran dan kritik yang membangun dari pembaca sangat dibutuhkan untuk penyempurnaan laporan Tugas Akhir ini.

Surabaya, Juli 2020

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN i
LEMBAR PENGESAHAN ii
ABSTRAK v
ABSTRACT vii
KATA PENGANTAR ix
DAFTAR ISI xi
DAFTAR GAMBAR xi
DAFTAR TABEL xi
BAB I PENDAHULUAN 1
1.1. Latar Belakang 1
1.2. Rumusan Masalah 2
1.3. Batasan 2
1.4. Tujuan 2
1.5. Kontribusi 3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA 4
2.1 Distilasi 5
2.1.1 Multi Stage Flash (MSF) 5
2.1.2 *Multi Effect Distillation (MED)* 5
2.2 Penguapan (Evaporasi) 6
2.3 Pengembunan (Kondensasi) 6
2.4 Gas Buang Mesin Diesel 6
2.5 Perpindahan Panas 7
2.6 Konduktivitas Termal 8
2.7 *Heat Exchanger* 8
2.8 *Fouling Factor* 10
2.9 *Pressure Drop* 10
2.9.1 Tube Side 11
2.9.2 Shell Side 11
2.10 *Back Pressure* 11
2.11 *Heat Balance* 11
2.12 *HTRI (Heat Transfer Research Inc.)* 12

2.13 *Sanitary System* pada Kapal Penumpang 12
2.14 *Fresh Water System* pada Kapal Penumpang 13
2.15 *Paper Review* 13
BAB III METODOLOGI PENELITIAN 15
3.1 Diagram Alur Penelitian 15
3.2 Studi Literatur 16
3.3 Pengumpulan Data 16
3.4 Studi Empiris 17
3.5 Perhitungan dan Perancangan Sistem 17
3.6 Analisa Sistem 18
3.7 Validasi HTRI 18
3.8 Pembuatan 3D *Layout* 19
3.9 Validasi Kesesuaian dengan *General Arrangement* (GA) 19
3.10 Kesimpulan dan Saran 19
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN 20
4.1 Data KM. Nggapulu 21
4.2 Perhitunggan *Mass Flow Rate* dari Gas Buang *Main Engine* 23
4.3 Perhitungan Potensi Panas dari Gas Buang *Main Engine* 24
4.4 Perhitungan dan Perancangan Evaporator 25
4.4.1 Perhitungan Kesetimbangan Energi 25
4.4.2 Perancangan Evaporator (*Tube Side*) 26
4.4.3 Perancangan Evaporator (*Shell Side*) 31
4.4.4 Validasi Nilai *Fouling Factor* 35
4.4.5 Perhitungan *Pressure Drop* 37
4.4.6 Perhitungan *Back Pressure* 38
4.4.7 Spesifikasi Evaporator 39
4.5 Perhitungan dan Perancangan Kondensor 39
4.5.1 Perhitungan Kesetimbangan Energi 39
4.5.2 Perancangan Kondensor (*Tube Side*) 40
4.5.3 Perancangan Kondensor (*Shell Side*) 44
4.5.4 Validasi Nilai *Fouling Factor* 48
4.5.5 Perhitungan *Pressure Drop* 50
4.5.6 Spesifikasi Kondensor 51

4.6 Simulasi *Software HTRI* 52
4.6.1 Evaporator 52
4.6.2 Kondensor 54
4.7 Pengoperasian Sistem Distilasi 55
4.8 Perbandingan Kinerja *Heat Exchanger* 56
4.8.1 Evaporator 56
4.8.2 Kondensor 57
4.9 Perhitungan Kebutuhan Pompa dan Pipa 57
4.9.1 Kebutuhan Pompa 57
4.9.2 Kebutuhan Pipa 58
BAB V PEMBUATAN *LAYOUT* 63
5.1 Peletakkan Komponen Sistem Distilasi di Kapal 63
5.1.1 Komponen Evaporator 64
5.1.2 Komponen Evaporator 65
5.2 Pembuatan 3D *Layout* 66
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN 67
6.1 Kesimpulan 67
6.2 Saran 67
DAFTAR PUSTAKA 69
LAMPIRAN 71
BIODATA PENULIS 86

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1: Skema metode *Multi Stage Flash* (MSF) 5
Gambar 2.2: Skema metode *Multi Effect Distillation* (MED) 6
Gambar 2.3: *Heat Balance* atau Kesetimbangan Termal 12
Gambar 3.1: *Flowchart* Metodologi 15
Gambar 3.2: Kapal KM. Nggapulu 17
Gambar 3.3: *Keyplan of Distillation System* 18
Gambar 4.1 Grafik *Correction Factor* Evaporator 27
Gambar 4.2: Evaporator *Tube Pitch* 29
Gambar 4.3: Evaporator *Bundle Diameter Clearance* 31
Gambar 4. 4 Evaporator *shell side heat transfer factors* 34
Gambar 4.5: Grafik *Correction Factor* Kondensor 41
Gambar 4. 6 Kondensor *Tube Pitch* 42
Gambar 4.7: Kondensor *Bundle Diameter Clearance* 45
Gambar 4.8: Kondensor *shell side heat transfer factors* 47
Gambar 4.9: Evaporator *Setting Plan Drawing* 52
Gambar 4.10: Evaporator 3D *Layout Drawing* 53
Gambar 4.11: Kondensor *Setting Plan Drawing* 54
Gambar 4.12: Kondensor 3D *Layout Drawing* 54
Gambar 4.13: P&ID Sistem Distilasi 55
Gambar 5.1: *Room Layout* dari Komponen Evaporator 65
Gambar 5.2: *Room Layout* dari Komponen Kondensor 65
Gambar 5.3: *Layout Portside Isometric View* 66

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1: Distribusi Penggunaan Air Tawar di Kapal 1
Tabel 2.1: Konduktivitas Termal dari Beberapa Jenis Bahan 8
Tabel 2.2: Nilai *Fouling Factor* dari Beberapa Jenis Fluida.....10
Tabel 4.1: Kapasitas *Fresh Water Tank* 21
Tabel 4.2: Konsumsi Air Tawar Tahun 2019 per *Voyage*.....21
Tabel 4.3: Suhu *Main Engine* pada tiap *Engine Rating* 23
Tabel 4.4: *Exhaust Gas Mass Flow Rate Starboard Engine* 24
Tabel 4.5: *Exhaust Gas Mass Flow Rate Port Engine* 24
Tabel 4.6: Potensi Panas *Starboard Engine* 25
Tabel 4.7: Potensi Panas *Port Engine* 25
Tabel 4.8: Konstanta *Pitch* Evaporator 29
Tabel 4.9: *Fouling Factor* dari Evaporator 35
Tabel 4.10: Konstanta *Pitch* Kondensor.....43
Tabel 4.11: *Fouling Factor* dari Kondensor.....49
Tabel 4.12: Perbandingan Hasil Simulai *HTRI* dan Hasil Perhitungan Evaporator.....53
Tabel 4.13: Perbandingan Hasil Simulai *HTRI* dan Hasil Perhitungan Kondensor 54
Tabel 4.14: Kinerja Evaporator pada Variasi *Engine Rating* 56
Tabel 4.15: Kinerja Kondensor pada Variasi *Engine Rating* 57
Tabel 5.1: Resume Kebutuhan Alat dan Komponen.....63

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Indonesia sebagai Negara Maritim dan sekaligus Negara Kepulauan terbesar di dunia memiliki luas wilayah lautan sekitar 3.544.744 km^2 atau dua pertiga dari luas wilayah Indonesia, yaitu sekitar 5.455.675 km^2. Tidak hanya memiliki wilayah yang luas, laut Indonesia juga memiliki sumber daya laut yang sangat melimpah. Sumber daya laut tersebut dalam kesehariannya dimanfaatkan oleh masyarakat Indonesia dengan menggunakan bantuan kapal – kapal. Kapal – kapal tersebut memiliki area pelayarannya masing – masing, yakni area pelayaran lokal, nasional, dan internasional. Jenis kapal yang digunakan pun beragam, mulai dari kapal barang (*cargoship*), kapal ikan (*fisheryship*) dan kapal penumpang (*passengership*).

Dewasa ini, pemerintah sedang melakukan pembangunan besar – besaran terhadap infrastruktur laut Indonesia. Tidak hanya pembangunan pelabuhan, pembangunan sarana transportasi laut kapal penumpang pun dilakukan oleh pemerintah. Proses pembangunan kapal terdiri dari berbagai sistem yang harus dirancang dengan matang. Salah satu sistem tersebut adalah sistem air tawar, aspek – aspek yang mempengaruhi perancangan sistem air tawar adalah jumlah awak kapal dan penumpang, rute dan durasi pelayaran dan kebutuhan untuk permesinan (media pendingin *main engine*, air untuk *boiler*, dll). Jumlah air tawar yang diperlukan berbanding lurus dengan jumlah awak kapal dan penumpang serta lamanya rute dan durasi pelayaran.

Penggunaan air tawar oleh awak kapal dan penumpang digunakan untuk pemenuhan kebutuhan sehari – hari seperti mandi, mencuci, wudhu, rumah sakit, dll. Namun, tak jarang pula air tersebut akan dimasak untuk dikonsumsi sehari – hari. Dari berbagai jenis kapal, kapal penumpang memiliki kebutuhan air tawar paling besar dikarenakan banyaknya jumlah penumpang dari kapal tersebut. Berikut adalah data penggunaan air tawar per kapita di kapal untuk pemenuhan kebutuhan hari – hari:

Tabel 1.1: Distribusi Penggunaan Air Tawar di Kapal

Water Use	Commercial Applications		U.S Navy Applications	
Drinking	0.7		30	
Personal Hygiene	21.0			
Galley / scullery	7.3			
Laundry	1.0			
Flushing	Vacuum System	Gravity System	Vacuum System	Gravity System
	2 – 4	35	2	0*
Total	32 – 34	65	32	30

*Pada kapal Angkatan Laut Amerika, air laut digunakan untuk *flushing* ketika menggunakan *gravity drain system*

Sumber: (Roy L. Harrington, 1992)

Untuk pemenuhan kebutuhan air tawar di kapal, diperlukan sebuah tangki untuk menyimpan air tawar tersebut. Ukuran dari tangki tersebut berbanding lurus dengan

jumlah awak kapal dan penumpang serta rute dan durasi dari pelayaran sehingga untuk kapal penumpang memerlukan tangki air tawar dengan ukuran yang besar. Untuk menyediakan air tawar tersebut terdapat 2 cara, yaitu dengan melakukan pengisian setiap di pelabuhan atau dengan menyediakan sistem produksi air tawar di kapal. Mengingat jumlah awak kapal dan penumpang serta rute dan durasi pelayaran dari kapal penumpang, maka kapal penumpang memiliki kebutuhan air tawar yang besar. Dengan kebutuhan air tawar yang besar, maka kapal penumpang membutuhkan ukuran tangki air tawar yang besar. Hal ini akan mempengaruhi penggunaan ruang di kapal dan lamanya waktu kapal penumpang ketika di pelabuhan untuk melakukan pengisian air tawar sehingga sistem produksi air tawar pada kapal penumpang sangat diperlukan.

Sistem produksi air tawar atau sistem desalinasi dibagi menjadi 2 jenis, yaitu *thermal process* atau distilasi dan *membrane process* atau *reverse osmosis*. *Thermal proses* atau distilasi adalah metode produksi air tawar dengan menggunakan panas, sedangkan *membrane process* atau *reverse osmosis* adalah metode produksi air tawar dengan menggunakan membran *semipermeable*. Pada tugas akhir ini, akan dilakukan penelitian terkait perancangan sistem distilasi dengan memanfaatkan panas dari gas buang mesin diesel. Dengan dilakukannya penelitian ini, diharapkan dapat diketahui rancangan sistem distilasi yang dapat ditempatkan di kapal penumpang dan laju produksi air tawar.

1.2. Rumusan Masalah

Perumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah, sebagai berikut:

1. Bagaimana rancangan sistem distilasi dengan memanfaatkan gas buang yang dapat diterapkan untuk memenuhi kebutuhan air tawar pada kapal penumpang KM. Nggapulu?
2. Berapa persentase produksi air tawar yang dapat dipenuhi oleh sistem distilasi yang telah dirancang?

1.3. Batasan

Batasan yang dirumuskan dalam Tugas Akhir ini bertujuan agar lingkup penelitian menjadi lebih fokus, yaitu:

1. Analisa ekonomi dari sistem distilasi yang dirancang tidak diperhitungkan.
2. Perhitungan kapasitas produksi air tawar dilakukan berdasarkan variasi kinerja *main engine* (20%, 50%, 75%, 85%, 100%, 110% *power engine*)

1.4. Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dari tugas akhir ini adalah, sebagai berikut:

1. Mengetahui rancangan sistem distilasi dengan menggunakan gas buang yang dapat diterapkan untuk memenuhi kebutuhan air tawar pada kapal penumpang KM. Nggapulu.
2. Mengetahui persentase air tawar yang dapat dipenuhi oleh sistem distilasi yang telah dirancang.

1.5. Kontribusi

Adapun manfaat yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir ini agar nantinya dapat digunakan sebagai refrensi untuk meningkatkan efektifitas dan efisiensi dari penggunaan ruang di kapal dan kinerja dari operasional kapal.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

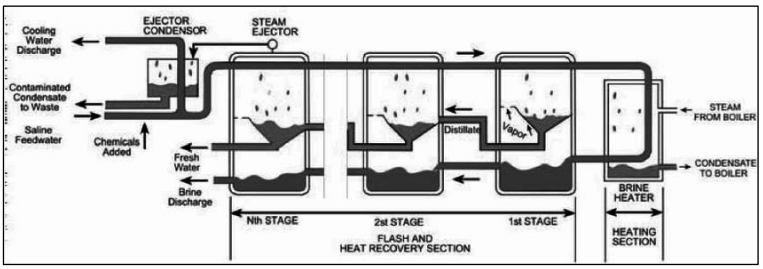
Pada Bab ini menjelaskan teori dasar dalam menunjang penelitian beserta konsep-konsep yang mendukung penelitian dalam tugas akhir, termasuk gambaran dari pendefinisian secara umum dan penelitian terdahulu.

2.1 Distilasi

Distilasi air laut merupakan salah satu jenis proses desalinasi air laut dimana tujuan proses ini adalah untuk memisahkan air tawar dari air laut atau air payau. Distilasi air laut memanfaatkan energi panas untuk melakukan perubahan terhadap fase air, dimana proses ini bertujuan untuk pemisahan air tawar dari air laut atau air payau atau juga bisa dibilang proses pemisahan dua komponen, yaitu air dan garam (La Baride, dkk., 2011). Dengan menggunakan proses distilasi, air tawar yang dihasilkan akan memiliki kualitas yang lebih baik disbanding air tawar yang dihasilkan melalu proses desalinasi air laut yang lain. Distilasi air laut terdiri dari dua langkah utama, yaitu penguapan (evaporasi) dan pengembunan (kondensasi). Proses distilasi dibagi menjadi 2 jenis, yaitu:

2.1.1 Multi Stage Flash (MSF)

Metode MSF diawali dengan masuknya air laut ke dalam *vessel* yang dinamakn *brine heater* untuk dipanaskan dengan bantuan uap panas. Setelah dipanaskan, air laut tersebut akan dialirkan menuju *vessel* yang dinamakan *stage* untuk dikondisikan tekanannya menjadi lebih rendah sehingga air laut akan mengalami peristiwa *flashing*, yaitu peristiwa mendidihnya air secara mendadak, sehingga menyebabkan timbulnya uap air. Proses ini akan dilakukan berulang kali hingga air laut tersebut tidak dapat menghasilkan uap air lagi akibat temperatur yang sudah menurun. Uap air yang dihasilkan dari proses ini akan dikondensasikan di dalam tabung yang terdapat pada masing – masing *stage*. Berikut adalah skema dari metode MSF:

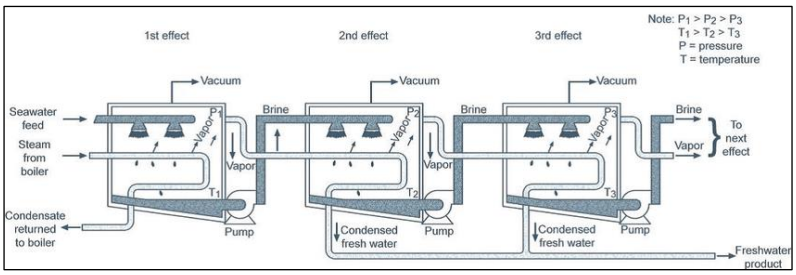


Gambar 2.1: Skema metode *Multi Stage Flash* (MSF)
Sumber: (researchgate.net)

2.1.2 *Multi Effect Distillation (MED)*

Metode MED memiliki langkah yang berbeda dengan metode MSF. Pada proses MED, air laut yang hendak didistilasi disemprotkan ke dalam evaporator berbentuk tabung. Tabung ini berisi uap panas yang akan membantu air laut mengalami proses evaporasi sehingga berubah menjadi uap air tawar.

Setelah itu, uap air tawar tersebut akan dialirkan ke dalam kondensor untuk dilakukan proses kondensasi sehingga uap tersebut akan berubah menjadi air tawar. Berikut adalah skema dari metode MED:



Gambar 2.2: Skema metode *Multi Effect Distillation* (MED)
Sumber: (researchgate.net)

2.2 Penguapan (Evaporasi)

Penguapan atau evaporasi merupakan peristiwa perubahan fase cair menjadi fase uap. Perubahan fase dari cair menjadi uap terjadi karena adanya energi panas yang menyebabkan kenaikan temperatur pada zat cair hingga 100^{O}C. Hal tersebut merupakan peristiwa konveksi alami dimana apabila suatu fluida mengalami peningkatan temperatur, maka massa jenis fluida tersebut akan mengalami penurunan. Peristiwa tersebut akan terus terjadi sampai pada titik dimana massa zat cair akan berpindah ke atas akibat massa jenis yang terus menurun (La Baride, dkk., 2011).

2.3 Pengembunan (Kondensasi)

Pengembunan atau kondensasi merupakan peristiwa perubahan zat dimana perubahan fase yang terjadi merupakan kebalikan dari perisitwa penguapan, yaitu fase uap menjadi fase air. Pengembunan terjadi akibat adanya penurunan temperatur pada uap sehingga uap tersebut akan melepaskan kalornya. Akibat peristiwa pelepasan kalor ini, temperatur dari uap tersebut akan mengalami penurunan yang menyebabkan massa jenis dari uap akan meningkat. Semakin meningkatnya massa jenis dari uap, maka akan terjadi perubahan fase dari uap menjadi cair. Zat cair yang dihasilkan dari perisitwa pengembunan atau kondensasi sering kali disebut dengan istilah ‘kondensat’ yang memeliki kecenderungan untuk bergerak mengalir ke bawah (La Baride, dkk., 2011).

2.4 Gas Buang Mesin Diesel

Mesin diesel merupakan jenis motor bakar dengan jenis pembakaran *internal combustion engine* dimana proses pembakaran dari mesin tersebut terjadi di dalam mesin itu sendiri (Achmad Kusairi Samlawi, 2018). Proses pembakaran pada mesin diesel dapat terjadi akibat adanya udara dengan tekanan dan temperatur yang tinggi di ruang bakar. Ketika bahan bakar disemprotkan atau dikabutkan ke dalam ruang bakar dan bertemu dengan udara tersebut maka terjadilah pembakaran. Dari proses pembakaran tersebut akan menghasilkan energi yang digunakan untuk menggerakkan mesin diesel dan gas sisa pembakaran yang akan dibuang sehingga gas ini kerap kali disebut gas buang. Gas buang dari proses pembakaran masih memiliki *flow rate* dan temperatur yang cukup tinggi sehingga dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi panas. Pada mesin diesel 4 langkah, ketika bekerja dalam kondisi *full load*, gas buang yang dihasilkan memiliki

temperatur kurang lebih 1000^{O}F atau 537,78^{O}C dengan *flow rate* 10 – 15 lb/bhp-hr atau 0,00126 – 0,00189 kg/bhp-s. Untuk mesin diesel 2 langkah, ketika bekerja dalam kondisi *full load*, gas buang yang dihasilkan memiliki temperatur kurang lebih 500^{O}F atau 260^{O}C dengan *flow rate* 15 – 18 lb/bhp-hr atau 0,00189 – 0,00227 kg/bhp-s.

Dalam perhitungan nilai *mass flow rate* gas buang, diperlukan nilai *mass flow rate* dari bahan bakar dan udara yang terdapat di ruang pembakaran mesin tersebut. Berikut adalah persamaan yang digunakan untk mencari nilai *mass flow rate* gas buang:

$$\dot{m}_E = \dot{m}_f + \dot{m}_a \tag{2.1}$$

$$\dot{m}_f = SFOC\ x\ Power \tag{2.2}$$

$$\dot{m}_a = \eta_v\ x\ \rho_a\ x\ n\ x\ V_s \tag{2.3}$$

2.5 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah peristiwa perpindahan energi antara benda atau material yang memiliki perbedaan temperatur. Secara umum, terdapat tiga macam proses perpindahan panas, yaitu secara konduksi, konveksi dan radiasi. Pada peristiwa distilasi, proses perpindahan panas terjadi secara konveksi. Konveksi adalah peristiwa perpindahan panas akibat perbedaan temperatur dari suatu zat ke zat yang lain disertai dengan gerakan partikel atau zat tersebut secara fisik (Kreider, 2000). Pergerakan partikel tersebut menyebabkan terjadinya perpindahan energi antar zat. Secara umum, tingkat perpindahan kalor secara konveksi dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$Q = hA\Delta T \tag{2.4}$$

Namun, dalam pengaplikasian di kehidupan sehari – hari perpindahan panas secara konveksi dibagi menjadi 2 jenis, yaitu konveksi alami dan konveksi paksa. Konveksi alami terjadi akibat adanya perbedaan temperatur antar fluida. Perbedaan temperatur ini menyebabkan terjadinya perbedaan massa jenis, sehingga fluida yang memiliki massa jenis lebih rendah akan bergerak ke atas sedangkan fluida yang memiliki massa jenis lebih tinggi akan bergerak ke bawah. Sedangkan Konveksi paksa terjadi akibat adanya gaya dari luar seperti pompa, kipas, atau fenomena alam seperti angin. Konveksi jenis ini sering terjadi diberbagai kehidupan sehari – hari seperti pada pendingin ruangan, pembangkit energi dan siklus termodinamika pada pendingin. Pada peristiwa distilasi, proses perpindahan panas konveksi terjadi secara paksa. Koefisien perpindahan panas (h) pada peristiwa konveksi paksa dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$Nu = \frac{hL}{k} = f(Re)\ \ g(\mathrm{Pr}) \tag{2.5}$$

Nusselt number, Nu, menunjukkan pengukuran terhadap perpindahan kalor yang terjadi antar permukaan fluida. Dimana f dan g merupakan fungsi dari *Reynold* dan *Prandtl number*. *Reynold number* merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia (*inertia force*) *dan* gaya viskos (*viscous force*) yang berfungsi untuk menentukkan jenis aliran fluida yang mengalir apakah termasuk

turbulent atau *laminar*. dan *Prandtl number* merupakan perbandingan antara diffusitas momentum dan diffusitas termal yang sebandingan dengan v/α yang menunjukkan tingkat persebaran panas di fluida.

2.6 Konduktivitas Termal

Konduktivitas termal adalah suatu ukuran yang menunjukkan kemampuan sebuah bahan untuk menghantarkan panas (M. Rinaldi, 2016). Suatu bahan yang memilik nilai konduktivitas termal tinggi disebut dengan konduktor, sedangkan suatu bahan yang memiliki nilai konduktivitas termal rendah disebut dengan isolator. Dengan adanya nilai konduktivitas termal, kita dapat mengetahui seberapa besar kalor yang hilang dan kalor yang dapat dihantarkan oleh bahan tersebut. Berikut adalah tabel yang berisikan nilai konduktivitas termal dari beberapa jenis bahan:

Tabel 2.1: Konduktivitas Termal dari Beberapa Jenis Bahan

Bahan	λ (W/m. °K)	Bahan	λ (W/m. °K)
Aluminium	237	Air	0,6
Baja Stainless	14	Akrilik	0,16
Besi	79,5	Gelas	0,8
Emas	314	Karet	0,2
Intan	2000	Kayu	0,21
Tembaga	390	Timah	34,7
Kuningan	151	Udara	0,0234

Sumber: (M. Rinaldi, 2016)

2.7 *Heat Exchanger*

Heat Exchanger merupakan alat penukar kalor yang pada umumnya berbentuk tabular. *Heat exchanger* berfungsi sebagai wadah pertukaran kalor antar dua fluida dengan temperatur berbeda yang masuk ke dalam *heat exchanger*. Secara umum terdapat 2 jenis *heat exchanger*, yaitu evaporator dan kondensor. Evaporator merupakan *heat exchanger* yang digunakan untuk mengubah air menjadi uap dengan cara menaikkan temperatur air tersebut hingga melebihi titik didih. Sedangkan kondesor merupakan *heat exchanger* yang digunakan untuk mengubah air yang sebelumnya dalam fase uap menjadi fase cair dengan cara menurunkan temperatur uap tersebut hingga melebihi titik embun. Dalam kinerjanya sebagai alat penukar kalor, kemampuan *heat exchanger* dipengaruhi oleh beberapa faktor. Faktor – faktor tersebut dapat dituliskan dalam rumus berikut:

$$Q = UA(LMTD) \tag{2.6}$$

Berdasarkan rumus tersebut, dapat dilihat bahwa kemampuan *heat exchanger* dipengaruhi oleh 3 faktor, yaitu:

- Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (W/m^2K)
  Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh sangat berkaitan dengan jenis fluida yang mengalir dan jenis material yang digunakan untuk mengalirkan fluida tersebut (*tube*). Beberapa data yang diperlukan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah koefisien

perpindahan panas yang ada di dalam dinding, koefisien perpindahan panas dinding dan koefisien perpindahan panas yang ada di luar dinding (Fegie, 2017).

- Luas Perpindahan Panas (m^2)
  Luas perpindahan panas erat hubungannya dengan dimensi dari suatu *heat exchanger*. Berdasarkan persamaan tersebut, dapat dilihat bahwa kalor (Q) berbanding lurus dengan luas perpindahan panas (A), dimana semakin besar luas perpindahan panas maka kalor yang diterima atau dilepaskan akan semakin besar, begitu pula sebaliknya. Untuk menghitung luas perpindahan panas, data yang diperlukan adalah dimensi (D_0, L) dan jumlah (N_t) dari *tube* yang terdapat di dalam *heat exchanger* tersebut. Kemudian dengan menggunakan rumus berikut maka dapat diperoleh luas perpindahan panas:

$$A = N_t(\pi D_0)L \tag{2.7}$$

- Perbedaan Temperatur Logartima / LMTD (K)
  LMTD merupakan selisih temperatur dari fluida yang masuk dan keluar dari *heat exchanger* (Iriansyah, 2017). Jenis dari *heat exchanger* yang digunakan sangat mempengaruhi nilai LMTD. Berdasarkan arah alirannya, jenis *heat exchanger* dibagi menjadi 3 (tiga), yaitu *parallel flow* (searah), *counterflow* (berlawanan), dan *multi pass and cross flow*). Berikut rumus yang digunakan untuk menghitung nilai LMTD dari masing – masing jenis *heat exchanger* (Jajat, 2017):

  - *Parallel flow* dan *counter flow*

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{2.8}$$

    Dimana untuk *parallel flow*:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \tag{2.9}$$
$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \tag{2.10}$$

    Dan untuk *counter flow*:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \tag{2.11}$$
$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \tag{2.12}$$

  - *Multi pass and crossflow*

$$\Delta T_{lm} = F\,.\Delta T_{lm,cf} \tag{2.13}$$

    Dimana:
    F = faktor koreksi, F < 1
    $\Delta T_{lm,cf}$ = LMTD *counterflow*

2.8 *Fouling Factor*

Fouling Factor adalah nilai yang merepresentasikan tahanan tambahan terhadap perpindahan panas yang menyebabkan menurunnya laju perpindahan panas dari suatu *heat exchanger*. Tahanan tambahan tersebut muncul akibat adanya akumulasi dari endapan yang terbawa oleh fluida yang mengalir di *heat exchanger* tersebut. Berikut adalah tabel yang menunjukkan nilai *fouling factor* dari beberapa jenis fluida:

Tabel 2.2: Nilai *Fouling Factor* dari Beberapa Jenis Fluida

Temperature of heating medium	Up to 240°F		240–400°F†	
Temperature of water	125°F or less		Over 125°F	
Water	Water velocity, fps		Water velocity, fps	
	3 ft and less	Over 3 ft	3 ft and less	Over 3 ft
Sea water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling tower and artificial spray pond:				
Treated make-up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City or well water (such as Great Lakes)	0.001	0.001	0.002	0.002
Great Lakes	0.001	0.001	0.002	0.002
River water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schuylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River and New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Chicago sanitary canal	0.008	0.006	0.010	0.008
Muddy or silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (over 15 grains/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated boiler feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

† Ratings in the last two columns are based on a temperature of the heating medium of 240 to 400°F. If the heating medium temperature is over 400°F, and the cooling medium is known to scale these ratings should be modified accordingly.

Petroleum Fractions			
Oils (industrial):		Liquids (industrial):	
Fuel oil	0.005	Organic	0.001
Clean recirculating oil	0.001	Refrigerating liquids, heating, cooling, or evaporating	0.001
Machinery and transformer oils	0.001	Brine (cooling)	0.001
Quenching oil	0.004	Atmospheric distillation units:	
Vegetable oils	0.003	Residual bottoms, less than 25°API	0.005
Gases, vapors (industrial):		Distillate bottoms, 25°API or above	0.002
Coke-oven gas, manufactured gas	0.01	Atmospheric distillation units:	
Diesel-engine exhaust gas	0.01	Overhead untreated vapors	0.0013
Organic vapors	0.0005	Overhead treated vapors	0.003
Steam (non-oil bearing)	0.0	Side-stream cuts	0.0013
Alcohol vapors	0.0	Vacuum distillation units:	
Steam, exhaust (oil bearing from reciprocating engines)	0.001	Overhead vapors to oil:	
Refrigerating vapors (condensing from reciprocating compressors)	0.002	From bubble tower (partial condenser)	0.001
Air	0.002	From flash pot (no appreciable reflux)	0.003

* *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York*, 1949.

Sumber: (D.Q. Kern, 1965)

2.9 *Pressure Drop*

Pressure Drop adalah peristiwa turunnya tekanan fluida yang mengalir di dalam pipa atau tabung akibat adanya gaya gesek antara fluida dengan pipa atau tabung tersebut. Beberapa faktor yang mempengaruhi nilai *pressure drop* antara lain adalah dimensi pipa, kecepatan fluida, dan *Reynold Number* dari fluida tersebut. Pada sebuah *Shell and Tube Heat Exchanger*, peristiwa *pressure drop* akan terjadi di dua tempat, yaitu bagian *shell* dan *tube*.

2.9.1 Tube Side

Nilai *pressure drop* di bagian *tube* sebanding dengan jumlah *pass* dan panjang *tube*. Ketika fluida yang ada di dalem *tube* mengalir dari satu *pass* menuju ke *pass* berikutnya, maka fluida tersebut akan mengalami perubahan arah sehingga mendapat nilai *pressure drop* tambahan yang disebut dengan *return loss*. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *pressure drop* di bagian *tube*:

$$\Delta p_t = \left(4 f_t \frac{L N_p}{d_i} + 4 N_p\right) \frac{\rho_t u_t^2}{2} \tag{2.14}$$

2.9.2 Shell Side

Nilai *pressure drop* di bagian *shell* sebanding dengan berapa kali fluida melewati *bundle* di antara *baffles* yang terdapat di *shell* tersebut. Nilai tersebut juga sebanding dengan jarak yang ditempuh untuk melintasi *bundle* setiap kali *bundle* tersebut dilintasi. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk mencari nilai *pressure drop* di bagian *shell*:

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \varphi_s} \tag{2.15}$$

2.10 *Back Pressure*

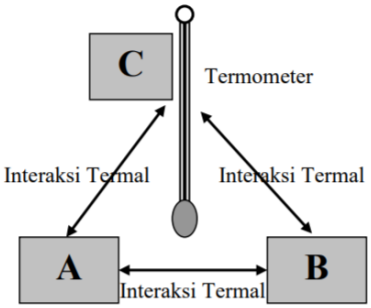
Back Pressure merupakan peristiwa timbulnya tekanan balik akibat adanya hambatan terhadap gas buang selama proses pengeluaran yang menyebabkan kembalinya gas buang ke dalam ruang bakar. Secara umum, *back pressure* dapat terjadi akibat tekanan pada sistem pengeluaran gas buang lebih tinggi daripada tekanan atmosfer. Peristiwa ini dapat menyebabkan turunnya proses pembakaran (pada langkah hisap dan buang) dikarenakan sebagian volume ruang bakar sudah terisi dengan gas buang yang masuk kembali, sehingga efisiensi dari kinerja mesin akan sangat menurun. Pada sistem distilasi ini, peristiwa *back pressure* sangat mungkin untuk terjadi dikarenakan sistem pengeluaran gas buang akan dialirkan menuju *heat exchanger*, dimana tekanan pada *heat exchanger* tersebut lebih rendah dibandingkan tekanan pada sistem pengeluaran gas buang. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *Back Pressure* (CAT, 'Application and Installation Guide: Exhaust System'):

$$P = \frac{L \; x \; s \; x \; Q^2 \; x \; 3.6 \; x \; 10^6}{D^5} + P_s \tag{2.16}$$

2.11 *Heat Balance*

Heat Balance atau kesetimbangan termal adalah peristiwa perubahan temperatur yang dialami oleh dua benda yang saling berinteraksi dengan suhu yang berbeda, dimana kedua benda tersebut akan saling bertukar kalor hingga memiliki temperatur yang sama. Peristiwa ini sesuai dengan hokum ke-nol termodinamika yang, yaitu jika dua objek yang terpisah ada dalam kesetimbangan termal dan kemudian ditambahkan dengan objek

ketiga, apabila ketiga objek tersebut berada dalam kondisi kesetimbangan termal maka ketiga objek tersebut akan memiliki temperature yang sama (Ahmad Abu Hamid, 2007). Peristiwa *heat balance* dapat digambarkan seperti gambar berikut:



Gambar 2.3: *Heat Balance* atau Kesetimbangan Termal
Sumber: (Ahmad Abu Hamid, 2007)

Berdasarkan penjelasan tersebut, *heat balance* atau kesetimbangan termal dapat dituliskan menjadi rumus berikut:

$$Q_{masuk} = Q_{keluar} \tag{2.17}$$

$$\dot{m}_{masuk}\ x\ c_{masuk}\ x\ T_{masuk} = \dot{m}_{keluar}\ x\ c_{keluar}\ x\ T_{keluar} \tag{2.18}$$

Dimana besar kalor yang masuk ke dalam suatu benda akan sama dengan besar kalor yang dikeluarkan oleh benda tersebut.

2.12 *HTRI (Heat Transfer Research Inc.)*

HTRI merupakan *software* yang digunakan secara komersial dalam hal proses perpindahan panas dan perancangan dari berbagai jenis *heat exchanger*. Secara umum, *HTRI* memiliki dua fungsi utama, yaitu mensimulasikan kinerja secara rinci dari suatu *heat exchanger* berdasarkan dimensi dari *heat exchanger* yang telah dirancang sebelumnya. dan merancang suatu *heat exchanger* secara detail berdasarkan fluida yang mengalir di dalamnya. Kedua fungsi tersebut tentunya memerlukan data sebagai *input* yang berbeda. Dalam pengoperasiannya, *HTRI* mengacu kepada beberapa standar, antara lain ANSI, API, ASME dan TEMA.

2.13 *Sanitary System* pada Kapal Penumpang

Sanitary System pada kapal penumpang memiliki peran penting dalam proses penyuplai air dan pembuangan limbah yang berasal dari seluruh aktifitas sehari – hari yang dilakukan manusia di atas kapal. Keberadaan sistem ini bertujuan sebagai salah satu usaha untuk menjaga kebersihan dan kesehatan di atas kapal dengan memutus rantai penularan penyakit yang berasa dari limbah manusia. Secara umum, *Sanitary System* dibagi menjadi 2, yaitu *Supply System* dan *Discharge System*. Untuk *Supply System* dibagi lagi menjadi 2, yaitu *Fresh Water System* dan *Sea Water System*. *Fresh Water System* digunakan untuk aktifitas sehari – hari seperti mandi, mencuci pakaian, mencuci perabotan, kebutuhan wudhu dan sebagainya. Sedangkan air laut digunakan untuk

membilas limbah manusia yang berada di *urinoir* dan *water closet*. *Discharge System* merupakan sistem pembuangan dari limbah yang berasal dari kamar mandi (WC, wastafel, *shower*), dapur, *laundry* dan lain – lain.

2.14 *Fresh Water System* pada Kapal Penumpang

Fresh Water System pada kapal penumpang berfungsi sebagai penyuplai utama dari kebutuhan air tawar yang ada di kapal. Air tawar pada kapal penumpang antara lain digunakan sebagai *make up water* untuk *boiler* yang ada di kapal, aktifitas sehari – hari penumpang dan crew (mandi, mencuci pakaian, mencuci perabotan, kebutuhan wudhu, rumah sakit, dll), sebagai pemasok air untuk *local fire fighting system* dan sebagai media pendingin untuk mesin diesel yang ada di kapal. Dalam pengoperasiannya, *Fresh Water System* memerlukan komponen – komponen utama berikut:

- *Fresh Water Tank*
  Berfungsi sebagai tempat penyimpanan air tawar yang nantinya akan digunakan untuk seluruh kebutuhan air tawar di kapal. Air tawar yang digunakan berasal dari pengisian yang dilakukan ketika bersandar di pelabuhan atau apabila kapal tersebut dilengkapi dengan *Fresh Water Generator*, maka air hasil dari alat tersebut juga akan dialirkan menuju *Fresh Water Tank.*

- *Fresh Water Pump*
  Berfungsi untuk memindahkan air tawar yang berada di *Fresh Water Tank* menuju ke *Fresh Water Hydrophore* yang kemudian akan didistribusikan ke seluruh bagian kapal yang membutuhkan air tawar.

- *Fresh Water Hydrophore*
  Merupakan bejana tekan yang digunakan untuk mendistribusikan air tawar ke seluruh bagian kapal. Penggunaan *hydrophore* dimaksudkan untuk menggantikan fungsi pompa.

2.15 *Paper Review*

Pada penelitian sebelumnya, telah dilakukan perancangan terkait sistem distilasi pada kapal penumpang KM. Labobar dengan memanfaatkan panas dari gas buang *main engine* dan *high temperature cooling system* oleh Fegie Damayandi Harnitya. Pemanfaatan panas dari kedua sumber tersebut memiliki tugas yang berbeda. Panas dari *high temperature cooling system* dimanfaatkan untuk menaikkan suhu air laut yang nantinya air laut tersebut akan dimanfaatkan sebagai media pendingin di kondensor dan kemudian masuk ke evaporator untuk diuapkan menjadi uap air. Selanjutnya, panas dari gas buang *main engine* akan diserap oleh *thermal oil* dengan bantuan *economizer* yang terpasang di saluran gas buang. *Thermal oil* tersebut kemudian akan mengalir menuju evaporator yang kemudian akan menguapkan air laut yang telah masuk ke evaporator. Setelah menguapkan air laut yang masuk ke evaporator, *thermal oil* tersebut akan disirkulasikan menuju ke *economizer* dengan bantuan pompa untuk menyerap kembali energi panas dari gas buang *main engine*. Pipa yang mengaliri *thermal oil* dari

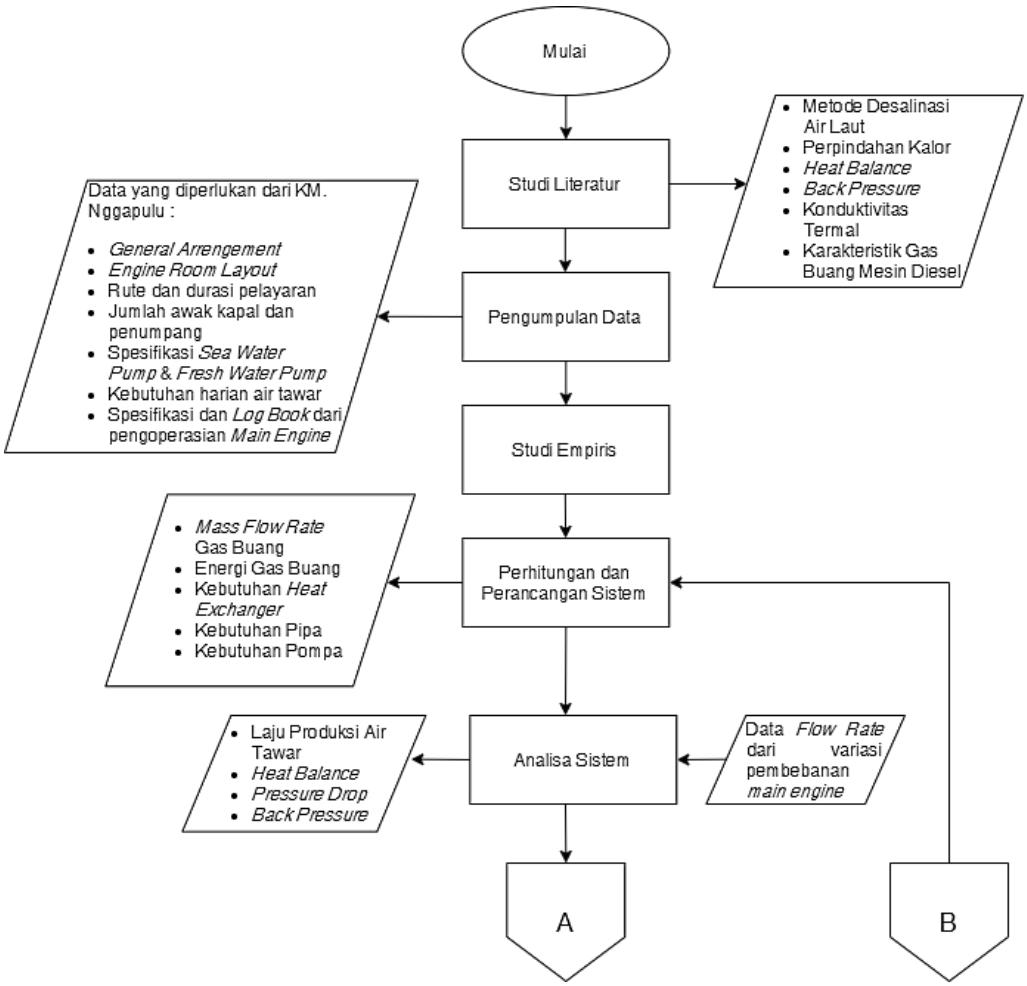
economizer menuju evaporator dilapisi dengan menggunakan insulasi guna mengurangi *heat loss*.

Berdasarkan sistem distilasi dengan rancangan tersebut, maka dengan masing – masing energi untuk *thermal oil* dan *high termperature cooling system* adalah 6074 kW dan 3492 kW, dapat menghasilkan air tawar dengan laju produksi *steady* (setelah 220 detik dari ketika sistem *start*) sebanyak 0.611782 kg/s (48.112% dari laju produksi air tawar yang dibutuhkan yaitu 1.2716 kg/s). Komponen utama yang digunakan pada sistem distilasi ini adalah 1 buah Kondensor dengan dimensi 750 mm x 750 mm x 1300 mm (PxLxT), 1 buah Evaporator dengan dimensi 800 mm x 800 mm x 1300 mm (PxLxT), *Fresh Water Collecting Tank* dengan dimensi 750 mm x 750 mm x 400 mm (PxLxT), *Thermal Oil Storage Tank* dengan dimensi 1000 mm x 1000 mm x 1500 mm (PxLxT) dan *Transfer Pump* dengan kapasitas 5 m^3/h dan *head* 20 m.

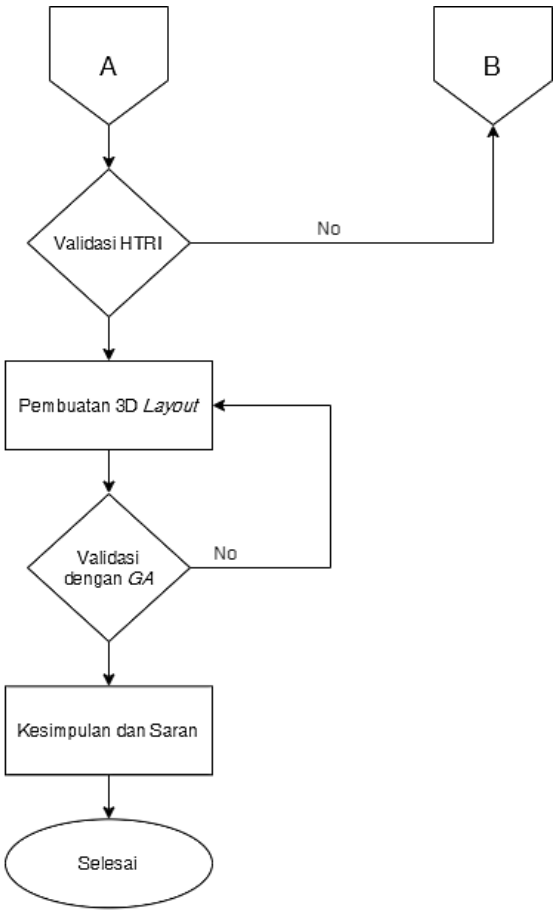
BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alur Penelitian

Pada penelitian ini, metode penelitian yang dilakukan adalah dengan menggunakan metode kualitatif-kuantitatif dimana di penelitian ini akan dilakukan analisa dari sistem distilasi air laut yang akan dirancang disertai dengan perhitungan yang terstruktur dan terperinci. Diagram alur adalah sebuah prosedur sistematis yang menjelaskan langkah dari riset yang harus dilakukan secara berurutan. Diagram alur yang digunakan dalam penelitian ini akan ditunjukkan pada Gambar 3.1 dan Gambar 3.2 berikut ini:



Gambar 3.1: *Flowchart* Metodologi 1



Gambar 3.2: *Flowchart* Metodologi 2

3.2 Studi Literatur

Studi Literatur adalah sebuah proses mengumpulkan informasi yang berhubungan dengan bidang dari tugas akhir ini. Proses ini harus menjelaskan, merangkum, mengevaluasi dan memberikan teori dasar dari tema dari tugas akhir yang diambil. Pada tugas akhir ini, sumber literatur yang digunakan berasal dari *paper*, jurnal dan dari buku yang berkaitan dengan tema yang diangkat dan metode yang akan digunakan.

3.3 Pengumpulan Data

Data yang diambil berkaitan dengan rute dan durasi pelayaran, jumlah *crew* dan penumpang, kebutuhan air tawar, kapasitas pompa air tawar dan air laut, spesifikasi dan *log book* dari pengoperasian *main engine*, *engine room layout* dan Rencana Umum dari kapal penumpang KM. Nggapulu. Seluruh data tersebut akan digunakan dalam perhitungan dan perancangan sistem distilasi air laut. Berikut adalah keterangan terkait kapal KM. Nggapulu:

Gambar 3.3: Kapal KM. Nggapulu
Sumber: (fleetmon.com)

Nama Kapal	:	KM. Nggapulu
Kapasitas penumpang	:	2170
Tahun dibangun	:	2002
Rute	:	Jakarta – Surabaya – Makassar – Bau Bau – Ambon – Tual – Fak Fak – Makassar – Surabaya

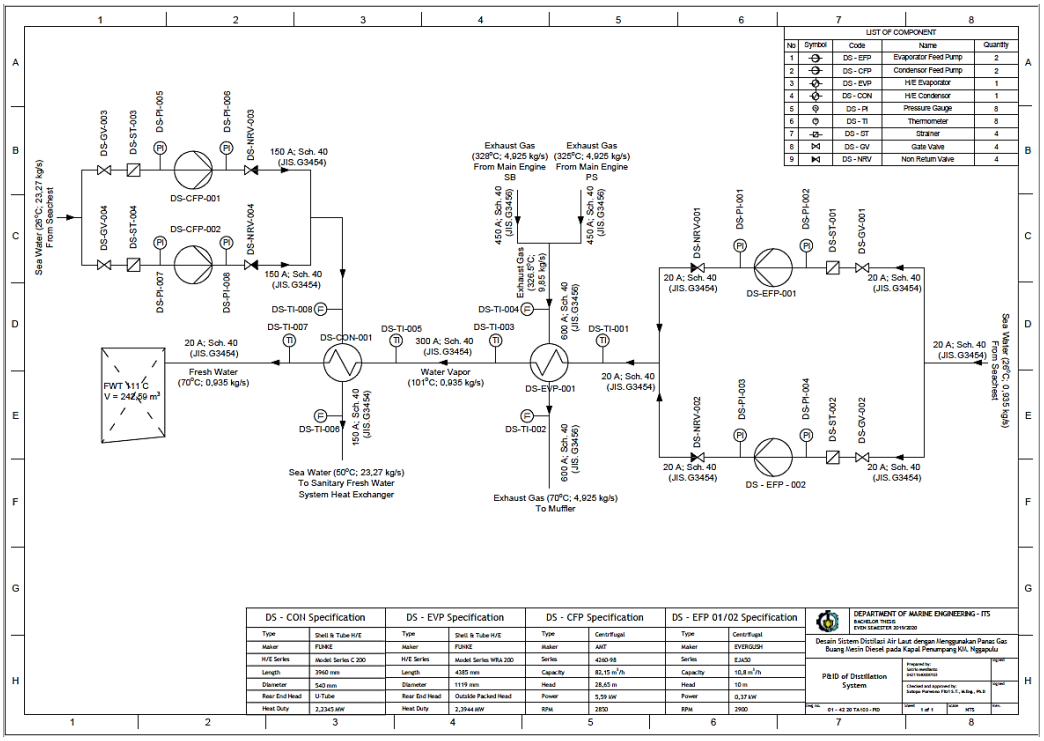
3.4 Studi Empiris

Studi Empiris adalah tahap pengamatan dari penelitian serupa yang sebelumnya sudah pernah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan pengulasan terkait penelitian yang berjudul "Perencanaan Sistem *Distillation* dengan Memanfaatkan Gas Buang dari *Main Engine* dan *High Temperature Cooling System* sebagai Pemenuhan Kebutuhan Air Tawar pada KM. Labobar" yang disusun oleh Fegie Damayandi Harnitya. Pada penelitian ini, media yang digunakan untuk menguapkan air laut adalah *thermal oil* yang menyerap energi panas dari gas buang dengan bantuan *economizer* dan *high temperature cooling system*. Dari kedua media tersebut, dengan masing – masing energi untuk *thermal oil* dan *high termperature cooling system* adalah 6074 kW dan 3492 kW, dapat menghasilkan air tawar dengan laju produksi 0.611782 kg/s (48.112% dari laju produksi air tawar yang dibutuhkan yaitu 1.2716 kg/s). *Heat exchanger* yang digunakan dalam sistem distilasi ini adalah kondensor dengan dimensi 750 mm x 750 mm x 1300 mm (PxLxT) dan evaporator dengan dimensi 800 mm x 800 mm x 1300 mm (PxLxT).

3.5 Perhitungan dan Perancangan Sistem

Pada tahap ini dilakukan perhitungan berdasarkan data – data yang telah didapatkan dan diikuti dengan analisa dari hasi perhitungan tersebut. Dari perhitungan dan analisa ini nantinya akan diperoleh dimensi dan spesifikasi dari komponen yang diperlukan untuk merancang sistem distilasi terkait. Perhitungan yang dilakukan antara lain; Perhitungan energi yang dapat dimanfaat dari gas buang *main engine,* Perhitungan kebutuhan *Heat Exchanger,* kebutuhan pipa dan kebutuhan pompa. Setelah seluruh perhitungan dilakukan, tahap berikutnya adalah perancangan sistem distilasi yang akan dibuat. Perancangan tersebut termasuk pembuat *Keyplan* dan pemilihan komponen berdasarkan yang ada di pasaran sesuai spesifikasi dari hasil perhitungan. Komponen –

komponen yang akan dipilih antara lain; Kondensor, Evaporator, Pipa dan Pompa. Berikut adalah *Keyplan* yang digunakan sebagai acuan untuk merancang sistem distilasi:



Gambar 3.4: *Keyplan of Distillation System*
Sumber: (Dokumentasi Pribadi)

3.6 Analisa Sistem

Pada tahap ini akan dilakukan analisa terhadap laju produksi air tawar, *fouling factor*, *pressure drop* dan *back pressure* dengan memvariasikan *mass flow rate exhaust gas* berdasarkan *engine rating* sebagai inputan yang akan disajikan pada tabel berikut:

Rating	$\dot{m}_{FW}$	R_d	Δp_t	Δp_s	P
20%					
50%					
75%					
85%					
100%					
110%					

3.7 Validasi HTRI

Pada tahap ini akan dilakukan proses validasi menggunkana *software HTRI (Heat Transfer Research Inc.)*. Proses validasi ini dilakukan dengan menggunakan *case mode simulation* pada *software* tersebut, kemudian beberapa data seperti karakteristik

fluida dan dimensi *heat exchanger* dimasukkan sebagai inputan dan akan disimulasikan kinerjanya oleh *software* tersebut. Hasil simulasi tersebut dikatakan valid apabila persentase *overdesign* kurang dari 10%. Apabila persentase *overdesign* melebihi 10%, maka akan dilakukan perhitungan dan perancangan sistem kembali.

3.8 Pembuatan 3D *Layout*

Pada tahap ini akan dilakukan pembuatan 3D *Layout* sekaligus penggabungan komponen – komponen dari sistem distilasi yang telah dipilih dengan dimensi sesuai dari spesifikasi komponen terkait. Pembuatan 3D *Layout* dari sistem distilasi ini akan menggunakan *software Sketchup*.

3.9 Validasi Kesesuaian dengan *General Arrangement* (GA)

Setelah pembuatan 3D *Layout* selsai, maka dilakukan validasi dengan *General Arrangement* dari kapal tersebut dengan meletakkan komponen – komponen tersebut di *General Arrangement*. Apabila bila ruang yang dibutuhkan melebihi dari ruang yang tersedia di *General Arrangement*, maka akan dilakukan pembuatan 3D *Layout* kembali.

3.10 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini, akan dituliskan kesimpulan dan rekomendasi yang diperoleh dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Saran yang dituliskan akan berkaitan dengan penentuan sistem distilasi air laut yang tepat untuk diterapkan pada kapal penumpang.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data KM. Nggapulu

a) Keterangan Kapal

Nama Kapal	:	KM. Nggapulu		
Kapasitas	:	Penumpang Kelas A	:	36 Orang
		Penumpang Kelas B	:	56 Orang
		Penumpang Kelas S	:	12 Orang
		Kelas Ekonomi	:	2066 Orang
		Kru Kapal	:	155 Orang
		Total	:	**2325 Orang**
Rute pelayaran	:	Jakarta – Surabaya – Makassar – Bau Bau – Ambon – Tual – Fak Fak – Makassar – Surabaya		
Durasi pelayaran	:	14 hari		
Tahun dibangun	:	2002		
Class	:	GL – KI		
LOA	:	146.5 m		
B	:	23.4 m		
T	:	5.9 m		
Kecepatan dinas	:	17.0 knot		
Jumlah *deck*	:	10 *deck*		
Kapasitas *F.W Tank*	:			

Tabel 4.1: Kapasitas *Fresh Water Tank*

Posisi	**Volume (m^3)**
FW TK 31 P	131.39
FW TK 31 S	131.39
FW TK 31 C	183.08
FW TK 111 P	221.68
FW TK 111 S	221.68
FW TK 111 C	242.59
Total	**1131.81**

b) Kebutuhan Air Tawar

Pemenuhan kebutuhan air tawar dilakukan dengan cara melakukan pembelian air tawar ketika bersandar di tiap – tiap pelabuhan. Berikut adalah data terkait jumlah penggunaan air tawar selama tahun 2019 untuk satu rute pelayaran dengan durasi per pelayaran 265 jam:

Tabel 4.2: Konsumsi Air Tawar Tahun 2019 per *Voyage*

Voyage	Air Tawar (Ton)
1	2163.00
2	1725.00
3	1675.00

4	2387.00
5	2583.00
6	2386.00
7	2284.00
8	2968.00
9	2528.00
10	3366.00
11	2440.00
12	3149.00
13	3076.00
14	2807.00
15	2414.00
16	2396.00
17	2367.00
18	2571.00
19	2336.00
20	2641.00
21	2567.00
22	2750.00
23	2262.00
24	3285.00
25	3603.00
Total	**64729.00**

Berdasarkan data tersebut dilakukan perhitungan terkait rata – rata konsumsi harian air tawar di kapal KM. Nggapulu dan laju produksi air tawar berdasarkan konsumsi harian air tawar:

Total	:	64729	ton
	:	64729	m^3
Rata - Rata	:	2589.16	m^3/voyage
	:	9.77	m^3/jam
$\dot{m}_{air\ tawar}$	:	9770.415	kg/h
	:	2.714004	kg/s

c) Spesifikasi *Main Engine*

Merk	:	Krupp MaK (Caterpillar)
Type	:	8M-601C
Horse Power	:	8520 kW
Revolution	:	428 RPM
Number of Cylinder	:	8

Bore	:	580 mm
Stroke	:	600 mm
SFOC	:	0.184 kg/kWh
Quantity	:	2 (SB & PS)

Berikut adalah data dari temperatur gas buang *Main Engine* setelah *turbocharger* di kondisi *load* yang berbeda – beda:

Tabel 4.3: Suhu *Main Engine* pada tiap *Engine Rating*

Load	**Temperatur Gas Buang**	
	Starboard Side	***Port Side***
20%	294 ºC	286 ºC
50%	353 ºC	353 ºC
75%	343 ºC	338 ºC
85%	328 ºC	325 ºC
100%	309 ºC	307 ºC
110%	314 ºC	307 ºC

4.2 Perhitunggan *Mass Flow Rate* dari Gas Buang *Main Engine*

Nilai *mass flow rate* dari gas buang *Main Engine* diperlukan untuk mencari nilai potensi panas dari gas buang yang nantinya akan dimanfaatkan untuk menguapkan air laut. Perhitungan *mass flow rate* berikut menggunakan data dari *Starboard Side Main Engine* pada *Engine Rating* 85% dengan persamaan:

$\dot{m}_E = \dot{m}_f + \dot{m}_a$

Dimana :

$\dot{m}_E$ = Exhaust Gas Mass Flow Rate
$\dot{m}_f$ = Fuel Mass Flow Rate
$\dot{m}_a$ = Air Mass Flow Rate

a) *Fuel Mass Flow Rate*

$\dot{m}_f$ = SFOC x Power
= 0.184 x 8520
$\dot{m}_f$ = 1574 kg/h

b) *Air Mass Flow Rate*

$\dot{m}_a = \eta_v \times \rho_a \times n \times V_s$

Dimana :

η_v = volumetric efficiency (0.8-0.9)
= 0.85 (Asumsi)
ρ_a = Air Fuel Density
= 1.167 kg/m^3
n = speed/2
= 214
V_s = Volume of Combustion Chamber

= π x bore^2 x stroke x number of cylinder / 4
= 1.26870857 m^3

Sehingga :

$\dot{m}_a$ = 269.31803 kg/min
= 16159.0818 kg/h

c) *Exhaust Gas Mass Flow Rate*

$\dot{m}_E = \dot{m}_f + \dot{m}_a$

$\dot{m}_E$ = 17733.0818 kg/h

Dengan cara yang sama, dilakukan perhitungan *exhaust gas mass flow rate* dari kedua *engine* dengan *rating engine* yang berbeda – beda. Berikut adalah tabel hasil perhitungan tersebut:

Tabel 4.4: *Exhaust Gas Mass Flow Rate Starboard Engine*

Rating	Power (kW)	RPM	$\dot{m}_f$ (kg/h)	$\dot{m}_a$ (kg/h)	$\dot{m}_E$ (kg/h)
20%	1704	295	360	11137.7	11497.68
50%	4260	380	829	14346.8	15175.85
75%	6390	390	1189	14724.4	15913.4
85%	7242	406	1335	15328.5	16663.47
100%	8520	428	1574	16159.1	17733.08
110%	9372	428	1735	16159.1	17894.08

Tabel 4.5: *Exhaust Gas Mass Flow Rate Port Engine*

Rating	Power (kW)	RPM	$\dot{m}_f$ (kg/h)	$\dot{m}_a$ (kg/h)	$\dot{m}_E$ (kg/h)
20%	1704	295	358	11137.68	11495.68
50%	4260	380	823	14346.85	15169.85
75%	6390	390	1191	14724.4	15915.4
85%	7242	406	1345	15328.47	16673.47
100%	8520	428	1572	16159.08	17731.08
110%	9372	428	1751	16159.08	17910.08

4.3 Perhitungan Potensi Panas dari Gas Buang *Main Engine*

$Q_E = \dot{m}_E \times c_p \times T$

Dimana :

Q_E = Potensi Panas dari *Main Engine*
$\dot{m}_E$ = *Mass Flow Rate* dari *Maine Engine*
T = Temperatur Gas Buang
c_p = *Specific Heat Capacity*

Dengan cara tersebut, dilakukan perhitungan potensi panas dari kedua *engine* dengan *rating engine* yang berbeda – beda. Berikut adalah tabel hasil perhitungan:

Tabel 4.6: Potensi Panas *Starboard Engine*

Rating	Power (kW)	T (°C)	C_p (kJ/kg.K)	Q_E (kJ/h)
20%	1704	294	1.0067	3402967.496
50%	4260	353	1.0093	5406895.253
75%	6390	343	1.0087	5505891.494
85%	7242	328	1.0081	5510000.564
100%	8520	309	1.0074	5519851.561
110%	9372	314	1.0076	5661219.373

Tabel 4.7: Potensi Panas *Port Engine*

Rating	Power (kW)	T (°C)	C_p (kJ/kg.K)	Q_E (kJ/h)
20%	1704	286	1.0063	3308478.803
50%	4260	353	1.0093	5404757.555
75%	6390	338	1.0085	5425236.699
85%	7242	325	1.0080	5462230.342
100%	8520	307	1.0073	5483070.372
110%	9372	307	1.0073	5538423.43

4.4 Perhitungan dan Perancangan Evaporator

Evaporator yang akan dirancang memiliki ketentuan sebagai berikut:

1. *Shell and Tube.*
2. *Multipass* dengan jenis aliran fluida *counter flow.*
3. 1 *Shell* dan 2 *Pass.*
4. Perancangan evaporator dilakukan dengan menggunakan data dari *engine rating* 85%.
5. Fluida yang mengalir di dalam *tube* adalah gabungan gas buang dari kedua *main engine* yang akan berperan sebagai fluida panas.
6. Fluida yang mengalir di dalam *shell* adalah air laut yang akan berperan sebagai fluida dingin.

4.4.1 Perhitungan Kesetimbangan Energi

$$Q_E = Q_{SW}$$

$$\dot{m}_E \times c_E \times \Delta T_E = \dot{m}_{SW} \times c_{SW} \times \Delta T_{SW} + \dot{m}_{SW} \times U + \dot{m}_{SW} \times c_V \times \Delta T_V$$

Keterangan :

$\dot{m}_E$: Laju aliran massa gas buang (kg/h)
: 17733.082 kg/h

c_E : Kalor spesifik gas buang (kJ/kg.K)

	:	1.00806 kJ/kg.K
ΔT_E	:	Perbedaan suhu gas buang (K)
	:	599.65 K (Suhu Awal)
	:	343.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_E	:	256.5
$\dot{m}_{SW}$	:	Laju aliran massa air laut (kg/h)
c_{SW}	:	Kalor spesifik air laut (kJ/kg.K)
	:	4.0122 kJ/kg.K
ΔT_{SW}	:	Perbedaan suhu air laut (K)
	:	299.15 K (Suhu Awal)
	:	373.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_{SW}	:	74
U	:	Kalor Uap (kJ/kg)
	:	2261 kJ/kg
c_V	:	Kalor spesifik uap air (kJ/kg.K)
	:	2.02 kJ/kg.K
ΔT_{SW}	:	Perbedaan suhu air laut (K)
	:	373.15 K (Suhu Awal)
	:	374.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_{SW}	:	1

Berdasarkan data tersebut, dilakukan perhitungan laju aliran massa air laut yang dapat diuapkan dengan panas gas buang yang ada. Berikut adalah hasil perhitungan tersebut :

$$\dot{m}_E \times c_E \times \Delta T_E = \dot{m}_{SW} \times c_{SW} \times \Delta T_{SW} + \dot{m}_{SW} \times U + \dot{m}_{SW} \times c_V \times \Delta T_V$$

$$8619848.05 = 2559.923\ \dot{m}_{SW}$$

$$\dot{m}_{SW} = 3367.23 \text{ kg/h}$$

$$= 0.935342 \text{ kg/s}$$

4.4.2 Perancangan Evaporator (*Tube Side*)

a) Perencanaan Awal Desain *Tube*

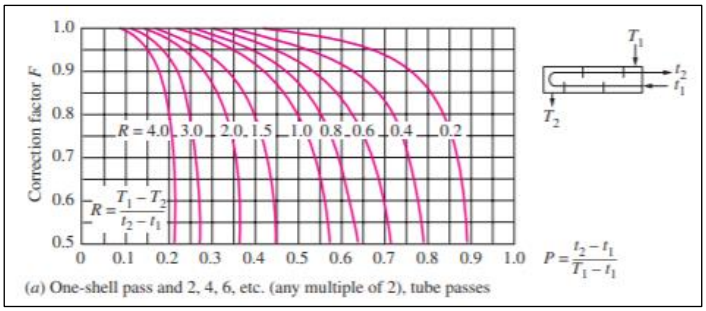
Pada tahap ini dilakukan perencanaan terkait dimensi dan material *tube* sebagai berikut:

Tube Gauge	:	22 BWG (Birmingham Wire Gauge)	
Tube O.D	:	1 1/2	inch
	:	38,10	mm
Thickness	:	0,028	inch
	:	0,7112	mm
Tube I.D	:	1,444	inch
	:	36,6776	mm

Tube Length	:	8	ft
	:	2438.4	mm
	:	2.4384	m
Material	:	*Carbon Steel*	

b) Perhitungan *Correction Factor* (F)

Nilai *Correction Factor* dibutuhkan untuk melakukan koreksi terhadap nilai *LMTD* yang nantinya akan dihitung. Perhitungan nilai *correction factor* dapat dibantu dengan menggunakan grafik dan persamaan sebagai berikut :



Gambar 4.1 Grafik *Correction Factor* Evaporator
Sumber: (Yunus A. Cengel, 2011)

Dimana :

T_1 : 299.15 K

T_2 : 374.15 K

t_1 : 599.65 K

t_2 : 343.15 K

Sehingga :

P : 0.853577

R : 0.292398

F : 0.4399

c) Perhitungan LMTD

Untuk *heat exchanger* dengan jenis aliran *counter flow* pada perhitungan *LMTD* perlu dilakukan koreksi dengan menggunakan *correction factor*. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan nilai *LMTD* :

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Untuk jenis aliran *counter flow*, nilai ΔT dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$$

Dimana :

T_{c1} : 299.15 K
T_{c2} : 374.15 K
T_{h1} : 599.65 K
T_{h2} : 343.15 K

Sehingga :

ΔT_1 : 225.50
ΔT_2 : 44.00
$\Delta T_{lm,cf}$: 111.06824

Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk mengkoreksi nilai *LMTD* yang sudah diperoleh :

$\Delta Tl_m = F \times \Delta T_{lm,cf}$

Sehingga :

ΔT_{lm} : 49.06365

d) Perhitungan Jumlah Tube

$$N_t = \frac{4 \, x \, \dot{m} \, x \, N_p}{\pi d_i^2 \, x \, \rho \, x \, v}$$

Dimana :

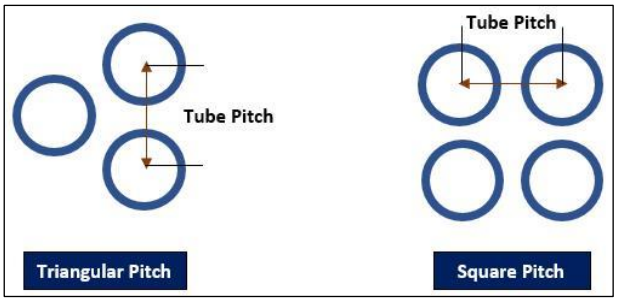
ṁ : Laju aliran massa gas buang (kg/s)
: 33336.95 kg/h
: 9.260264 kg/s
N_p : Jumlah *pass*
: 2
d_i : Diameter dalam pipa (m)
: 0.036678 m
ρ : Massa jenis gas buang (kg/m^3)
: 1.0730 kg/m^3
v : Kecepatan gas buang (m/s)
36

Sehingga :

N_t : 453.6

≈ 454

e) Perhitungan *Tube Pitch*



Gambar 4.2: Evaporator *Tube Pitch*
Sumber: (thermopedia.com)

Pitch merupakan jarak antar *tube* yang terdapat di *shell and tube heat exchanger*. Pada perhitungan ini, tipe susunan *tube* yang digunakan adalah *triangular*. Jarak pitch dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$p_t = 1.25d_o$
$= 47.625$ mm

f) Perhitungan *Tube Bundle*

Tube Bundle merupakan kerangka atau penyangga yang akan mengatur susunan *tube*. Diameter *bundle* dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/n_1}$$

Dimana :

N_t : Jumlah *Tube*
: 454
D_b : Diamater *bundle* (mm)
d_o : Diameter luar *tube* (mm)
: 36.68 mm
K_1 dan n_1 : Merupakan konstanta yang diperoleh melalui tabel berikut:

Tabel 4.8: Konstanta *Pitch* Evaporator

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Sehingga :

D_b : 1101.304 mm
1.101304 m

g) Perhitungan *Reynold number*

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_i d_i v}{\mu_i}$$

Dimana :

d_i : Diameter dalam *tube* (m)
0.036678 m

ρ_i : Massa jenis gas buang (kg/m^3)
1.0730 kg/m^3

μ_i : Viskositas gas buang (Pa.s)
1.98E-05 Pa.s

v : Kecepatan gas buang (m/s)
36 m/s

Sehingga :

Re : 71599.39

h) Perhitungan *Prandtl number*

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu.Cp}{k}$$

Dimana :

μ : Viskositas gas buang (Pa.s)
1.98E-05 Pa.s

C_p : Kalor spesifik gas buang (J/kg.K)
1008.06 J/kg.K

k : Konduktivitas thermal gas buang (W/m.K)
0.028428 W/m.K

Sehingga :

Pr : 0.701685

i) Perhitungan Koeffisien Perpindahan Panas

$$\text{If } \mathrm{Re} > 2100 \text{ (Transition and Turbulent) } h_i = 0.023\frac{k_f}{d_i}\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(1+\frac{d_i}{L}\right)^{0.7}$$

Dimana :

k_f : Konduktivitas thermal gas buang (W/m.K)
: 0.028428 W/m.K

d_i : Diameter dalam *tube* (m)
: 0.036678 m

Re : Reynold number
: 71599.39
Pr : Prandtl number
: 0.7016847
L : Panjang *tube* (m)
: 2.4384 m
Sehingga :
h_i : 736.07 W/m^2.K

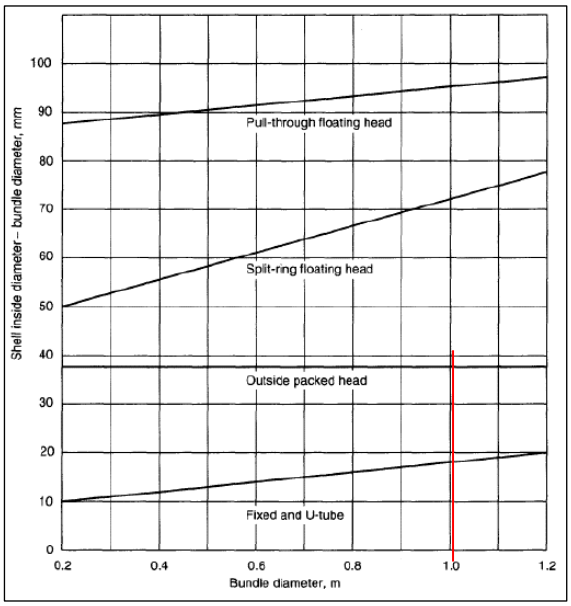
4.4.3 Perancangan Evaporator (*Shell Side*)

a) Perhitungan Diameter *Shell* dan *Baffle Spacing*

$D_s = D_b + BDC$

Dimana :

D_b : Diameter *bundle* (m)
: 1.101304 m
BDC : *Bundle Diameter Clearance* (mm)
Nilai *BDC* dapat diperoleh dengan melakukan pembacaan diagram berikut:



Gambar 4.3: Evaporator *Bundle Diameter Clearance*
Sumber: (Reyad Shawabkeh, 2015)

: 38.125 mm

Sehingga :

Ds : 1.139429 m

Baffle adalah suatu konstruksi yang terdapat di dalam *shell* yang berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida yang mengalir di bagian *shell* sehingga proses perpindahan panas terjadi lebih efektif. *Baffle spacing* adalah jarak antar *baffle* yang memiliki rentang nilai 20% - 100% dari Diameter Shell. Berikut adalah perhitungan *Baffle spacing* yang digunakan :

$B_s = 0.2D_s$

Sehingga :

Bs : 0.227886 m

b) Perhitungan Area Cross Flow

$$A_s = \frac{(p_t - d_o)D_s B_s}{p_t}$$

Dimana :

p_t : *Tube pitch (m)*
: 0.047625 m

d_o : Diameter luar *tube (m)*
: 0.036678 m

D_s : Diameter *shell (m)*
: 1.139429 m

B_s : *Baffle Spacing (m)*
: 0.227886 m

Sehingga :

A_s : 0.059687 m^2

c) Perhitungan Mass Velocity

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

Dimana :

ṁ : Laju aliran massa air (kg/s)
: 0.935341579 kg/s

A_s : *Area Cross Flow* (m^2)
: 0.059687 m^2

Sehingga :

G_s : 15.671 kg/m^2s

d) Perhitungan Equivalent Diameter

$$d_e = \frac{1.10}{d_o}(p_t^2 - 0.917 d_o^2)$$

Dimana :

p_t : *Tube pitch* (m)

: 0.047625 m

d_o : Diameter luar *tube* (m)

: 0.036678 m

Sehingga :

d_e : 0.031027 m

e) Perhitungan Reynold number

$$Re = \frac{G_s d_e}{\mu}$$

Dimana :

Gs : Mass velocity (kg/m^{2}s)

: 15.671 kg/m^{2}s

de : Equivalent Diameter (m)

: 0.031027 m

μ : Viskositas air (kg/m.s)

: 0.000959 kg/m.s

Sehingga :

Re : 507.0073

f) Perhitungan Prandtl number

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu.Cp}{k}$$

Dimana :

μ : Viskositas air laut (kg/m.s)

0.000959 kg/m.s

Cp : Kalor spesifik air laut (J/(kg.K))

4000.8 J/kg.K

k : Konduktivitas thermal air laut (W/(m.K))

0.6085 W/m.k

Sehingga :

Pr : 6.305287099

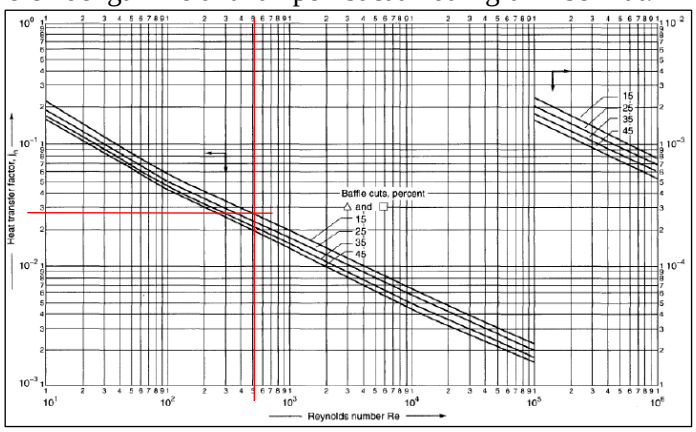
g) Perhitungan Nusselt number

$$N_u = j_h Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Dimana :

j_h : Faktor perpindahan panas

Diperoleh dengan melakukan pembacaan dari grafik berikut:



Gambar 4. 4 Evaporator *shell side heat transfer factors*
Sumber: (Reyad Shawabkeh, 2015)

Keterangan : Baffle cuts 15 %

: 0.028

Re : Reynold number

: 507.0073

Pr : Prandtl number

: 6.305287

μ : Viskositas air laut (kg/m.s)

: 0.000959 kg/m.s

μ_w : Viskositas air laut pada suhu temperatur dinding shell

$$T_w = \frac{T_{ci} + T_{co} + T_{hi} + T_{ho}}{4}$$

Dimana :

T_{ci} = Suhu awal air laut (^oC)
= 26 ^oC
T_{co} = Suhu akhir air laut (^oC)
= 101 ^oC
T_{hi} = Suhu awal gas buang (^oC)
= 326.5 ^oC
T_{ho} = Suhu akhir gas buang (^oC)
= 70 ^oC

Sehingga :

T_w = 130.875 ^oC

μ_w : 0.000013 kg/m.s

Sehingga :

Nu : 347.6708

h) Perhitungan Koeffisien Perpindahan Panas

$$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f}$$

Dimana :

Nu : Nusselt number
: 347.6708
de : Equivalent Diameter (m)
0.031027 m
kf : Konduktivitas thermal air laut (W/m.K)
: 0.6085 W/m.k

Sehingga :

hs : 6818.45 W/m^2.K

4.4.4 Validasi Nilai *Fouling Factor*

Pada tahap ini akan dilakukan pembandingan antara nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan ($R_{d,required}$) dan nilai *Fouling Factor* berdasarkan perhitungan dari desain Evaporator yang ada ($R_{d,calculated}$).

a) Penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan ($R_{d,required}$)

Nilai *Fouling Factor* pada *Shell and Tube Heat Exchanger* bergantung pada jenis fluida yang mengalir di bagian *tube* dan *shell.* Dalam penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan, digunakan Tabel 2.2 untuk mencari nilai *Fouling Factor* dari fluida terkait. Berikut adalah nilai *fouling factor* tersebut:

Tabel 4.9: *Fouling Factor* dari Evaporator

Tube Side (Exhaust Gas)	*Shell Side (Sea Water, Over* 125°F)
$R_{d,tube}$: 0.01 ft^2.hr.F/Btu	$R_{d,shell}$: 0.001 ft^2.hr.F/Btu
$R_{d,required}$: 0.011 ft^2.hr.F/Btu **or** 0.001937 m^2.°C/W	

b) Perhitungan *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (U_c)

$$U_c = \frac{h_t h_s}{h_t + h_s}$$

Dimana :

h_t : Koeffisien Perpindahan Panas di *tube* (W/m^2.°C)
: 736.0673 W/m^2.°C
h_s : Koeffisien Perpindahan Panas di *shell* (W/m^2.°C)
: 6818.45 W/m^2.°C

Sehingga :

U_c : 664.35 W/m^2.°C

c) Perhitungan *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U = \frac{Q}{A\,\Delta T_{lm}}$$

Dimana :

Q : Energi panas (W)
: 8619848 kJ/h
: 2394404.2 W

A : Luas Area Perpindahan Panas (m^2)

$$A = N_t \pi D_o L$$

Dimana :

N_t : Jumlah *Tube*
: 454

D_o : Diameter luar *tube* (m)
: 0.0381 m

L : Panjang *tube* (m)
: : 2.4384 m

A : 132.56 m^2

ΔT_{lm} : *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*
: 48.85891841

Sehingga :

U : 277.27 $W/m^2.{}^oC$

d) Perhitungan *Design Fouling Factor*

$$R_d = \frac{U_c - U}{U_c U}$$

Dimana :

U : *Design Overall Heat Transfer Coefficient* ($W/m^2.{}^oC$)
: 2 $W/m^2.{}^oC$

U_c : *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* ($W/m^2.{}^oC$)
: 664.35 $W/m^2.{}^oC$

Sehingga :

R_d : 0.002102 $m^2.{}^oC/W$

e) Kesimpulan

$R_{d,required}$: 0.001937 $m^2.{}^oC/W$
$R_{d,calculated}$: 0.002101 $m^2.{}^oC/W$

Setelah dilakukan perhitungan dapat dilihat bahwa $R_{d,calculated} > R_{d,required}$ sehingga dapat disimpulkan bahwa rancangan Evaporator ini memiliki tahanan tambahan yang cukup besar dalam hal perpindahan panas akibat banyaknya endapan yang terbentuk. Banyaknya endapan tersebut juga dapat mempengaruhi rentang waktu perawatan yang semakin pendek, sehingga perlu dilakukan analisa lebih jauh terkait jadwal dan biaya perawatan. Rancangan ini tetap dapat digunakan apabila nilai *pressure drop* dari Evaporator tersebut tidak melebihi batas yang telah ditentukan.

4.4.5 Perhitungan *Pressure Drop*

a) *Tube Side*

$$\Delta p_t = \left(4 f_t \frac{L N_p}{d_i} + 4 N_p\right) \frac{\rho_t u_t^2}{2}$$

Dimana :

f_t : *Friction Factor*

: $(1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2}$

: 0.0053126

L : Panjang *tube* (m)

: 2.4384 m

N_p : Jumlah *pass*

: 2

d_i : Diameter dalam *tube*

0.036678 m

ρ_t : Massa jenis fluida di dalam *tube* (kg/m^3)

: 1.073 kg/m^3

u_t : Kecepatan fluida di dalam *tube*

: 36 m/s

Sehingga :

Δp_t : 7350.274 Pa

: 1.06579 Psi

Estimasi nilai *pressure drop* untuk fluida gas yang tidak mengalami perubahan fase : **2 Psi**

b) *Shell Side*

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \varphi_s}$$

Dimana :

f_s : Friction Factor

: $\exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$

: 0.5791054

G_s : *Mass Velocity* (kg/m^2s)

: 15.67074 kg/m^{2}s

N_b : Jumlah *baffle*

: 9

D_s : Diameter s*hell* (m)

: 1.139429 m

ρ_s : Massa jenis fluida di dalam *shell* (kg/m^3)

: 1025 kg/m^3

D_e : *Equivalent diameter*

: 0.031027 m

φ_s : Rasio viskositas

$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ **Catatan** : Nilai μ dan μ_w dapat dilihat di perhitungan S*hell Side Nusselt Number*

: 1.8195148

Sehingga :

Δp_s : 13.17088 Pa Estimasi nilai *pressure drop* untuk fluida yang mengalami peristiwa evaporasi : **1 Psi**

: 0.00191 Psi

4.4.6 Perhitungan *Back Pressure*

Peristiwa *back pressure* kemungkinan akan terjadi pada saat gas buang dari *main engine* masuk ke evaporator (*tube side)*. Batas nilai *Back Pressure* yang diperbolehkan adalah 10 kPa. Berikut adalah perhitungan yang dilakukan untuk mencari nilai *back pressure*:

$$P = \frac{L\ x\ s\ x\ Q^2\ x\ 3.6\ x\ 10^6}{D^5} + P_s$$

Dimana :

L : Panjang pipa (m)

: 44.5 m

s : Massa jenis gas buang (kg/m^3)

: 1.073 kg/m^3

Q : Debit gas buang (m^3/min)

: 517.8057 m^3/min

D : Diameter dalam pipa (mm)

: 574.6 mm

P_s : *Pressure drop* pada *tube side* (kPa)

: 7.350274 kPa

Sehingga :

P : 8.086101 kPa

4.4.7 Spesifikasi Evaporator

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka dipilihlah Evaporator yang diproduksi oleh FUNKE. FUNKE dapat memfabrikasi *heat exchanger* sesuai kebutuhan *customer* dengan beberapa batasan, yaitu diameter maksimum 1200 mm dan panjang maksimum 10 m. Berikut adalah spesifikasi dari Evaporator:

Maker	:	FUNKE
H/E Type	:	Series WRA 200
Rear End Head Type	:	*Outside Packed Floating Head*
Panjang	:	4383 mm
Diameter	:	1165 mm
Jumlah *Tube*	:	454
Heat Duty	:	2.0846 MW
Bahan	:	*Carbon Steel*

4.5 Perhitungan dan Perancangan Kondensor

Kondensor yang akan dirancang memiliki ketentuan sebagai berikut:

1. *Shell and Tube.*
2. *Multipass* dengan jenis aliran fluida *counter flow.*
3. 1 *Shell* dan 4 *Pass.*
4. Fluida yang mengalir di dalam *tube* adalah air laut yang akan berperan sebagai fluida dingin.
5. Fluida yang mengalir di dalam *shell* adalah uap air yang akan berperan sebagai fluida panas.

4.5.1 Perhitungan Kesetimbangan Energi

$$Q_{SW} = Q_v$$

$$\dot{m}_{SW} \times c_{SW} \times \Delta T_{SW} = \dot{m}_v \times c_v \times \Delta T_v + \dot{m}_v \times U + \dot{m}_v \times c_w \times \Delta T_w$$

Keterangan :

$\dot{m}_{SW}$	:	Laju aliran massa air laut (kg/s)
c_{SW}	:	Kalor spesifik air laut (kJ/kg.K)
	:	4.0008 kJ/kg.K
ΔT_{SW}	:	Perbedaan suhu air laut (K)
	:	299.15 K (Suhu Awal)
	:	323.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_{SW}	:	24
$\dot{m}_v$	:	Laju aliran massa uap air (kg/s)
	:	0.935341579 kg/s
c_v	:	Kalor spesifik uap air (kJ/kg.K)
	:	2.02 kJ/kg.K
ΔT_v	:	Perbedaan suhu uap air (K)

	:	374.15 K (Suhu Awal)
	:	373.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_v	:	1
U	:	Kalor Uap (kJ/kg)
	:	2261 kJ/kg
c_w	:	Kalor spesifik air (kJ/kg.K)
	:	4.2 kJ/kg.K
ΔT_W	:	Perbedaan suhu air tawar (K)
	:	373.15 K (Suhu Awal)
	:	343.15 K (Suhu Akhir)
ΔT_W	:	30

Pada perhitungan ini, nilai Q_V menunjukkan jumlah kalor yang harus dilepaskan oleh uap air untuk merubah fasenya dari uap menjadi cair. Nilai tersebut nantinya akan digunakan untuk menentukan *mass flow rate* air laut yang diperlukan untuk mengkondensasikan uap air. Berikut adalah hasil perhitungan tersebut :

$$Q_{SW} = Q_V$$

$$\dot{m}_{SW} \times c_{SW} \times \Delta T_{SW} = \dot{m}_v \times c_v \times \Delta T_v + \dot{m}_v \times U + \dot{m}_v \times c_w \times \Delta T_w$$

$$96.0192\ \dot{m}_{SW} = 2234.55 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{m}_{SW} = 23.27191 \text{ kg/s}$$

4.5.2 Perancangan Kondensor (*Tube Side*)

a) Perencanaan Awal Desain *Tube*

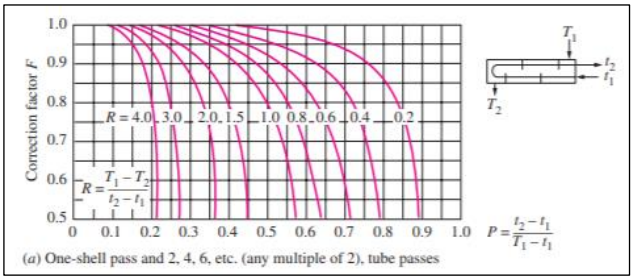
Pada tahap ini dilakukan perencanaan terkait dimensi dan material *tube* sebagai berikut:

Tube Gauge	:	14 BWG (Birmingham Wire Gauge)	
Tube O.D	:	1 3/4	inch
	:	44.45	mm
Thickness	:	0.083	inch
	:	2.1082	mm
Tube I.D	:	1.584	inch
	:	40.2336	mm
Tube Length	:	10	ft
	:	3048	mm
	:	3.048	m
Material	:	*Carbon Steel*	

b) Perhitungan *Correction Factor* (F)

Nilai *Correction Factor* dibutuhkan untuk melakukan koreksi terhadap nilai *LMTD* yang nantinya akan dihitung. Perhitungan nilai *correction factor* dapat dibantu dengan menggunakan grafik dan

persamaan sebagai berikut:



Gambar 4.5: Grafik *Correction Factor* Kondensor
Sumber: (Yunus A. Cengel, 2011)

Dimana :

T_1 : 374.15 K

T_2 : 343.15 K

t_1 : 299.15 K

t_2 : 323.15 K

Sehingga :

P : 0.32

R : 1.2916667

F : 0.9421

c) Perhitungan LMTD

Untuk *heat exchanger* dengan jenis aliran *counter flow* pada perhitungan *LMTD* perlu dilakukan koreksi dengan menggunakan *correction factor*. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan nilai *LMTD*:

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Untuk jenis aliran *counter flow*, nilai ΔT dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$$

Dimana :

T_{c1} : 374.15 K

T_{c2} : 343.15 K

T_{h1} : 299.15 K

T_{h2} : 323.15 K

Sehingga :

ΔT_1 : 51.00

ΔT_2 : 44.00

$\Delta T_{lm,cf}$: 47.41391

Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk mengkoreksi nilai *LMTD* yang sudah diperoleh:

$\Delta Tl_m = F \times \Delta T_{lm,cf}$

Sehingga :

ΔT_{lm} : 44.66864

d) Perhitungan Jumlah Tube

$$N_t = \frac{4 \; x \; \dot{m} \; x \; N_p}{\pi d_i^2 \; x \; \rho \; x \; v}$$

Dimana :

$\dot{m}$: Laju aliran massa air laut (kg/s)

: 23.27190541 kg/s

N_p : Jumlah *pass*

: 4

d_i : Diameter dalam pipa (m)

: 0.040234 m

ρ : Massa jenis air laut (kg/m^3)

: 1025 kg/m^3

v : Kecepatan air laut (m/s)

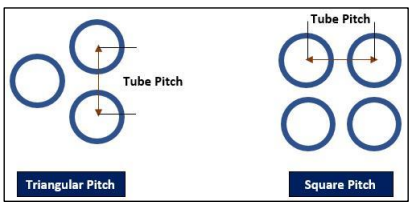
1.55 m/s

Sehingga :

N_t : 46.1

≈ 46

e) Perhitungan *Tube Pitch*



Gambar 4. 6 Kondensor *Tube Pitch*
Sumber: (thermopedia.com)

Pitch merupakan jarak antar *tube* yang terdapat di *shell and tube heat exchanger*. Pada perhitungan ini, tipe susunan *tube* yang digunakan adalah *triangular*. Jarak pitch dapat diperoleh dengan persamaan

berikut:

p_t = $1.25d_o$
= 55.5625 mm

f) Perhitungan *Tube Bundle*

Tube Bundle merupakan kerangka atau penyangga yang akan mengatur susunan *tube*. Diameter *bundle* dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/n_1}$$

Dimana :

N_t : Jumlah *Tube*
: 46

D_b : Diamater *bundle* (mm)

d_o : Diameter luar *tube* (mm)
: 44.45 mm

K_1 dan n_1 : Merupakan konstanta yang diperoleh melalui tabel berikut:

Tabel 4.10: Konstanta *Pitch* Kondensor

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Sehingga :

D_b : 509.13165 mm
0.5091316 m

g) Perhitungan *Reynold number*

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_i d_i v}{\mu_i}$$

Dimana :

d_i : Diameter dalam *tube* (m)
0.040234 m

ρ_i : Massa jenis air laut (kg/m^3)
1025 kg/m^3

μ_i : Viskositas air laut (kg/m.s)
0.000959 kg/m.s

v : Kecepatan air laut (m/s)
1.55 m/s

Sehingga :

Re : 66653.94369

h) Perhitungan *Prandtl number*

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu.Cp}{k}$$

Dimana :

μ : Viskositas air laut (kg/m.s)
0.000959 kg/m.s

C_p : Kalor spesifik air laut (J/kg.K)
4000.8 J/kg.K

k : Konduktivitas thermal air laut (W/m.K)
0.6085 W/m.K

Sehingga :

Pr : 6.305287099

i) Perhitungan Koeffisien Perpindahan Panas

$$\text{If Re} > 2100 \text{ (Transition and Turbulent) } h_i = 0.023\frac{k_f}{d_i}\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.33}\left(1+\frac{d_i}{L}\right)^{0.7}$$

Dimana :

k_f : Konduktivitas thermal air laut (W/m.K)
: 0.6085 W/m.K

d_i : Diameter dalam *tube* (m)
: 0.0402336 m

Re : Reynold number
: 66653.94369

Pr : Prandtl number
: 6.305287099

L : Panjang *tube* (m)
: 3.048 m

Sehingga :

h_i : 4659.608593 W/m^2.K

4.5.3 Perancangan Kondensor (*Shell Side*)

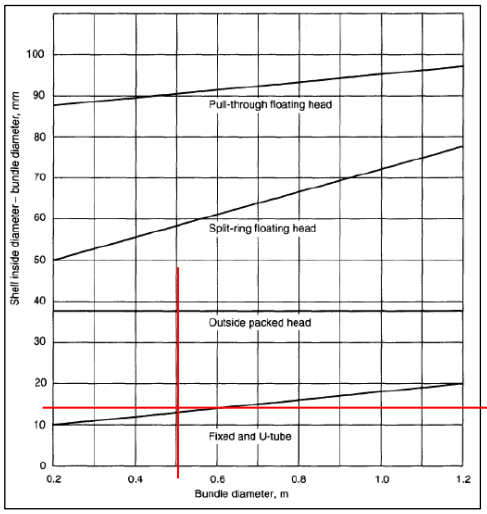
a) Perhitungan Diameter *Shell* dan *Baffle Spacing*

$D_s = D_b + BDC$

Dimana :

D_b : Diameter *bundle* (m)
: 0.5091316 m

BDC : *Bundle Diameter Clearance* (mm)
Nilai *BDC* dapat diperoleh dengan melakukan pembacaan diagram berikut:



Gambar 4.7: Kondensor *Bundle Diameter Clearance*
Sumber: (Reyad Shawabkeh, 2015)

: 11.6 mm

Sehingga :

Ds : 0.520731649 m

Baffle adalah suatu konstruksi yang terdapat di dalam *shell* yang berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida yang mengalir di bagian *shell* sehingga proses perpindahan panas terjadi lebih efektif. *Baffle spacing* adalah jarak antar *baffle* yang memiliki rentang nilai 20% - 100% dari Diameter Shell. Berikut adalah perhitungan *Baffle spacing* yang digunakan :

$B_s = 0.44D_s$

Sehingga :

Bs : 0.229121926 m

b) Perhitungan Area Cross Flow

$$A_s = \frac{(p_t - d_o)D_s B_s}{p_t}$$

Dimana :

p_t : *Tube pitch (m)*
: 0.0555625 m

d_o : Diameter luar *tube* (m)
: 0.04445 m

D_s : Diameter *shell* (m)
: 0.5207316 m

B_s : *Baffle Spacing* (m)

: 0.2291219 m

Sehingga :

A_s : 0.023862208 m^2

c) Perhitungan Mass Velocity

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s}$$

Dimana :

ṁ : Laju aliran massa uap air (kg/s)

: 0.935341579 kg/s

A_s : *Area Cross Flow* (m^2)

: 0.023862208 m^2

Sehingga :

G_s : 39.19761297 kg/m^2s

d) Perhitungan Equivalent Diameter

$$d_e = \frac{1.10}{d_o}(p_t^2 - 0.917 d_o^2)$$

Dimana :

p_t : *Tube pitch* (m)

: 0.0555625 m

d_o : Diameter luar *tube* (m)

: 0.04445 m

Sehingga :

d_e : 0.031561723 m

e) Perhitungan Reynold number

$$Re = \frac{G_s d_e}{\mu}$$

Dimana :

Gs : Mass velocity (kg/m^2s)

: 39.19761297 kg/m^2s

d_e : Equivalent Diameter (m)

: 0.031561723 m

μ : Viskositas uap air (kg/m.s)

1.227 x 10^{-5} kg/m.s

Sehingga :

Re : 100826.7468

f) Perhitungan Prandtl number

$$\mathbf{Pr} = \frac{\mu.Cp}{k}$$

Dimana :

μ : Viskositas uap air (kg/m.s)

: 1.227×10^{-5} kg/m.s

Cp : Kalor spesifik uap air (J/(kg.K))

: 2020 J/kg.K

k : Konduktivitas thermal uap air (W/(m.K))

: 0.0251 W/m.k

Sehingga :

Pr : 0.991865737

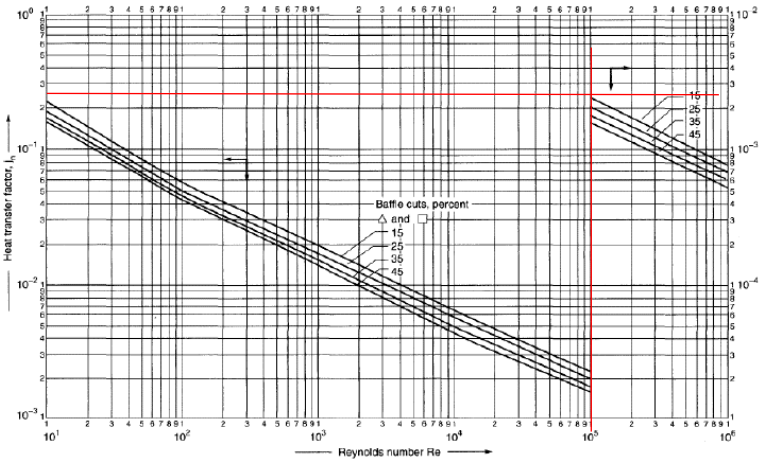
g) Perhitungan Nusselt number

$$N_u = j_h Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Dimana :

j_h : Faktor perpindahan panas

Diperoleh dengan melakukan pembacaan dari grafik berikut:



Gambar 4.8: Kondensor *shell side heat transfer factors*
Sumber: (Reyad Shawabkeh, 2015)

Keterangan : Baffle cuts 15 %

: 0.0234

Re : Reynold number

: 100826.7468

Pr : Prandtl number

: 0.991865737

μ : Viskositas uap air (kg/m.s)

: 1.227×10^{-5} kg/m.s

μ_w : Viskositas air laut pada suhu temperatur dinding shell

$$T_w = \frac{T_{ci} + T_{co} + T_{hi} + T_{ho}}{4}$$

Dimana :

T_{ci} = Suhu awal air laut (^oC)
= 26 ^oC
T_{co} = Suhu akhir air laut (^oC)
= 50 ^oC
T_{hi} = Suhu awal uap air (^oC)
= 101 ^oC
T_{ho} = Suhu akhir uap air (^oC)
= 70 ^oC

Sehingga :

T_w = 61.75 ^oC

μ_w : 0.00046 kg/m.s

Sehingga :

Nu : 14187.71721

h) Perhitungan Koeffisien Perpindahan Panas

$$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f}$$

Dimana :

Nu : Nusselt number
: 14187.71721
d_e : Equivalent Diameter (m)
: 0.031561723 m
k_f : Konduktivitas thermal uap air (W/(m.K))
: 0.0251 W/m.k

Sehingga :

h_s : 11283.025 $W/m^2.K$

4.5.4 Validasi Nilai *Fouling Factor*

Pada tahap ini akan dilakukan pembandingan antara nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan ($R_{d,required}$) dan nilai *Fouling Factor* berdasarkan perhitungan dari desain Kondensor yang ada ($R_{d,calculated}$).

a) Penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan ($R_{d,required}$)

Nilai *Fouling Factor* pada *Shell and Tube Heat Exchanger* bergantung pada jenis fluida yang mengalir di bagian *tube* dan *shell.* Dalam penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan, digunakan Tabel 2.2 untuk mencari nilai *Fouling Factor* dari fluida

terkait. Berikut adalah nilai *fouling factor* tersebut:

Tabel 4.11: *Fouling Factor* dari Kondensor

Tube Side (Sea Water, Less 125^oF)	*Shell Side (Water Steam*)
$R_{d,tube}$: 0.0005 ft^2.hr.F/Btu	$R_{d,shell}$: 0.0 ft^2.hr.F/Btu
$R_{d,required}$: 0.0005 ft^2.hr.F/Btu **or** 0.000088 m^2.^{o}C/W	

b) Perhitungan *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (U_c)

$$U_c = \frac{h_t h_s}{h_t + h_s}$$

Dimana :

h_t : Koeffisien Perpindahan Panas di *tube* (W/m^2.^{o}C)
: 4659.6086 W/m^2.^{o}C

h_s : Koeffisien Perpindahan Panas di *shell* (W/m^2.^{o}C)
: 11283.025 W/m^2.^{o}C

Sehingga :

U_c : 3297.729 W/m^2.^{o}C

c) Perhitungan *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U = \frac{Q}{A\,\Delta T_{lm}}$$

Dimana :

Q : Energi panas (W)
: 8044379.064 kJ/h
: 2234551.528 W

A : Luas Area Perpindahan Panas (m^2)

$$A = N_t \pi D_o L$$

Dimana :

N_t : Jumlah *Tube*
: 46

D_o : Diameter luar *tube* (m)
: 0.04445 m

L : Panjang *tube* (m)
: : 3.048 m

A : 19.58706 m^2

ΔT_{lm} : *Log Mean Temperature Difference (LMTD)*
: 44.66864

Sehingga :

U : 2553.985 W/m^2.^{o}C

d) Perhitungan *Design Fouling Factor*

$$R_d = \frac{U_c - U}{UU_c}$$

Dimana :

U : *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (W/m^2.^{o}C)
: 2553.985 W/m^2.^{o}C

U_c : *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (W/m^2.^{o}C)
: 3297.729 W/m^2.^{o}C

Sehingga :

R_d : 0.0000883 m^2.^{o}C/W

e) Kesimpulan

$R_{d,required}$: 0.000088 m^2.^{o}C/W
$R_{d,calculated}$: 0.0000883 m^2.^{o}C/W

Setelah dilakukan perhitungan dapat dilihat bahwa nilai $R_{d,calculated}$ hampir sama dengan nilai $R_{d,required}$ sehingga dapat disimpulkan bahwa rancangan Evaporator ini memiliki tahanan dalam hal perpindahan panas yang relatif kecil dan sesuai dengan estimasi.

4.5.5 Perhitungan *Pressure Drop*

a) *Tube Side*

$$\Delta p_t = \left(4 f_t \frac{L N_p}{d_i} + 4 N_p\right) \frac{\rho_t u_t^2}{2}$$

Dimana :

f_t : *Friction Factor*
: $(1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2}$
: 0.0049112

L : Panjang *tube* (m)
: 3.048 m

N_p : Jumlah *pass*
: 4

d_i : Diameter dalam *tube* (m)
0.0402336 m

ρ_t : Massa jenis fluida di dalam *tube* (kg/m^3)
: 1025 kg/m^3

u_t : Kecepatan fluida di dalam *tube*
: 1.55 m/s

Sehingga :

Δp_t : 27030.208 Pa
: 3.9193802 Psi

Estimasi nilai *pressure drop* untuk fluida cair yang tidak mengalami perubahan fase : 10 **Psi**

b) *Shell Side*

$$\Delta p_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_e \varphi_s}$$

Dimana :

f_s : Friction Factor
: $\exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$
: 0.199285

G_s : *Mass Velocity* (kg/m^2s)
: 39.19761 kg/m^2s

N_b : Jumlah *baffle*
: 12

D_s : Diameter s*hell* (m)
: 0.520732 m

ρ_s : Massa jenis fluida di dalam *shell*
: 0.62065 kg/m^3

D_e : *Equivalent diameter*
: 0.031562 m

φ_s : Rasio viskositas

$$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Catatan : Nilai μ dan μ_w dapat dilihat di perhitungan S*hell Side Nusselt Number*

: 0.60298052

Sehingga :

Δp_s : 87742.51 Pa
: 12.72266 Psi

Estimasi nilai *pressure drop* untuk fluida yang mengalami peristiwa evaporasi : **1 Psi**

Pada perhitungan *pressure drop shell side* dapat dilihat bahwa nilai *pressure drop* yang dihasilkan jauh melampaui nilai *pressure drop* yang diestimasikan. Nantinya nilai *pressure drop* tersebut akan dibandingkan dengan nilai *pressure drop* hasil dari simulasi dengan menggunakan *software* HTRI

4.5.6 Spesifikasi Kondensor

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, maka dipilihlah Kondensor yang diproduksi oleh FUNKE. FUNKE dapat memfabrikasi *heat exchanger* sesuai kebutuhan *customer* dengan beberapa batasan, yaitu diameter

maksimum 1200 mm dan panjang maksimum 10 m. Berikut adalah spesifikasi dari Kondensor:

Maker	:	FUNKE
H/E Type	:	Series C 300
Rear End Head Type	:	*U-Tube*
Panjang	:	3960 mm
Diameter	:	540 mm
Jumlah *Tube*	:	46
Heat Duty	:	2.3519 MW
Bahan	:	*Carbon Steel*

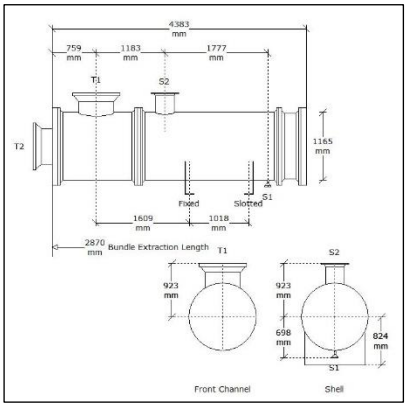
4.6 Simulasi *Software HTRI*

Penggunaan *software HTRI* bertujuan untuk memvalidasi hasil perhitungan *heat exchanger* yang telah dilakukan. Selain itu, penggunaan *software HTRI* juga dapat membantu dalam memberikan *Setting Plan Drawing* dan 3D *Drawing* berdasarkan data dimensi yang dimasukkan dengan beberapa penyesuaian. Dengan menggunakan *case mode simulation*, berikut adalah data – data yang diperlukan untuk menjalankan simulai dengan *software HTRI*:

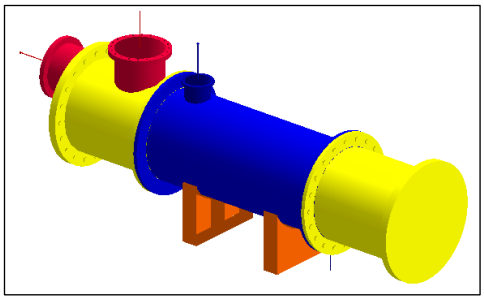
- *Mass flow rate* fluida
- Suhu awal dan akhir fluida
- *Weight vapor fraction* fluida
- Tekanan dan karakteristik fluida
- Diameter dalam *shell*
- *Baffle spacing*
- Dimensi *tube*
- *Tube pitch*

4.6.1 Evaporator

Berikut adalah hasil simulasi *software HTRI* untuk Evaporator berupa *Setting Plan Drawing*, 3D *Drawing*, beserta perbandingan beberapa data dengan hasil perhitungan:



Gambar 4.9: Evaporator *Setting Plan Drawing*



Gambar 4.10: Evaporator 3D *Layout Drawing*

Tabel 4.12: Perbandingan Hasil Simulai *HTRI* dan Hasil Perhitungan Evaporator

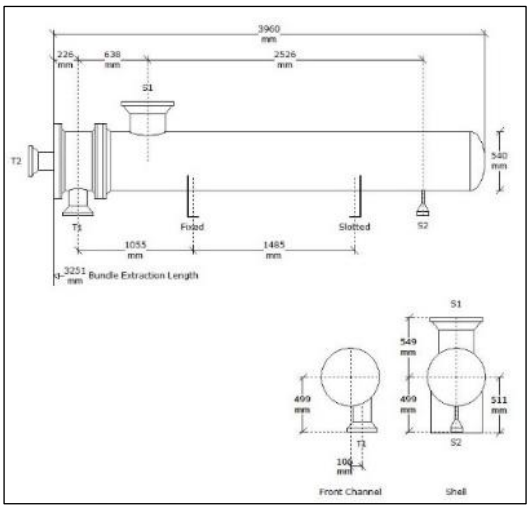
No	Data	Hasil Simulasi	Hasil Perhitungan	Nilai Maksimum
1	Jumlah Tube	441	454	-
2	*Exhaust Gas Pressure Drop*	0.895 psi	1.256 psi	2 psi
3	*Sea Water Pressure Drop*	1.257 psi	0.00313 psi	1 psi
4	*Duty*	1.7316 MW	2.3944 MW	-
5	*Over Design*	0.07%		10%

Berdasarkan hasil simulasi *HTRI*, dapat dilihat terdapat sedikit perbedaan dari beberapa data yang dibandingkan. Pada data *Sea Water Pressure Drop* yang dalam hal ini berada di bagian *shell*, dapat dilihat bahwa hasil simulasi dan hasil perhitungan memiliki perbedaan yang sangat jauh. Perbedaan tersebut dapat disebabkan oleh metode yang digunakan untuk menghitung nilai *pressure drop* yang terjadi. Yang membedakan dari metode penghitungan *pressure drop* pada perhitungan manual dan simulasi *software* adalah adanya penggunaan nilai *fluids operating pressure* dan jenis material pada simulasi *software* sehingga hasil akhir diperoleh berbeda. Hal kedua yang dapat menyebabkan perbedaan kedua nilai tersebut adalah adanya pertimbangan perubahan fase fluida pada simulasi *software*. Nilai *pressure drop* yang tinggi menunjukkan bahwa fluida tersebut mengalami gesekkan yang cukup banyak sehingga menyebabkan aliran di dalam *shell* menjadi *turbulent*. Aliran fluida *turbulent* pada bagian *shell* menunjukkan bahwa *heat transfer rate* di bagian *shell* cukup baik. Namun, nilai *pressure drop* yang tinggi juga menunjukkan bahwa di dalam *shell* tersebut terbentuk endapan yang menyebabkan menurunnya tekanan fluida terkait.

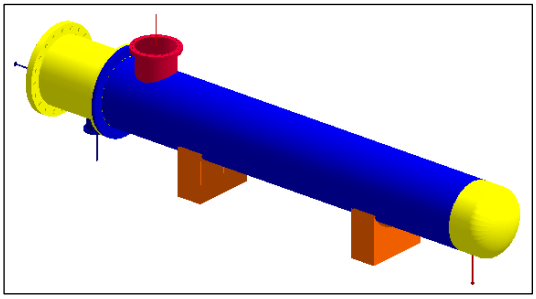
Selanjutnya terkait nilai *overdesign* yang menunjukkan persentase area berlebih yang berkaitan dengan *fouling* pada *heat exchanger*. Nilai *overdesign* yang dapat diterima adalah tidak lebih dari 10%. Dikarenakan nilai *overdesign* dari hasil simulai tidak lebih dari 10%, maka desain dapat diterima dengan catatan dikarenakan nilai *Sea Water Pressure Drop* hasil simulai 29,5% melebihi nilai maksimum *pressure drop* yang diizinkan, maka harus dilakukan perawatan dan pemeriksaan berkala pada bagian *shell* agar *heat exchanger* tetap dapat bekerja dengan baik.

4.6.2 Kondensor

Berikut adalah hasil simulasi *software HTRI* untuk Kondensor berupa *Setting Plan Drawing*, 3D *Drawing*, beserta perbandingan beberapa data dengan hasil perhitungan:



Gambar 4.11: Kondensor *Setting Plan Drawing*



Gambar 4.12: Kondensor 3D *Layout Drawing*

Tabel 4.13: Perbandingan Hasil Simulai *HTRI* dan Hasil Perhitungan Kondensor

No	Data	Hasil Simulasi	Hasil Perhitungan	Nilai Maksimum
1	Jumlah Tube	38	46	-
2	*Sea Water Pressure Drop*	0.927 psi	12.723 psi	2 psi
3	*Water Vapor Pressure Drop*	2.282 psi	3.919 psi	10 psi
4	*Duty*	2.3490 MW	2.2345 MW	-
5	*Over Design*	0.84%		10%

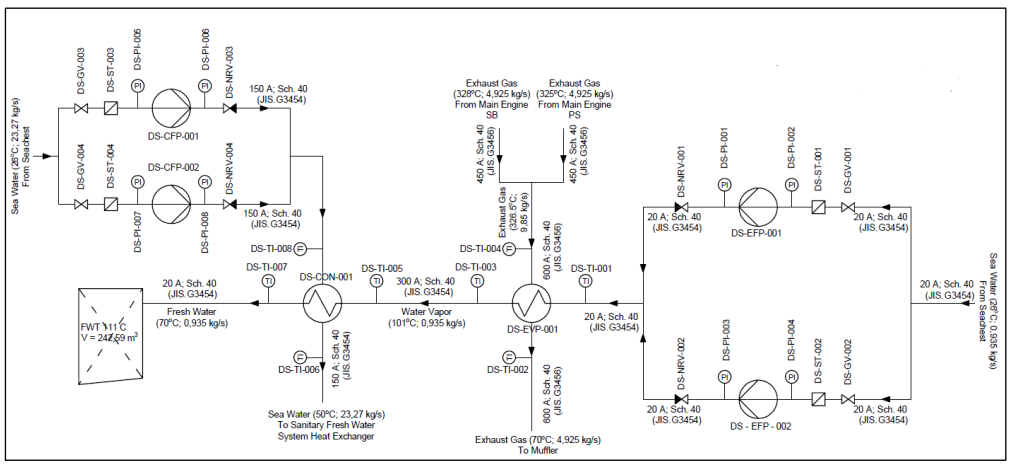
Berdasarkan hasil simulasi *HTRI*, dapat dilihat terdapat sedikit perbedaan dari beberapa data yang dibandingkan. Pada data *Sea Water Pressure Drop* yang dalam hal

ini berada di bagian *tube*, dapat dilihat bahwa hasil simulasi dan hasil perhitungan memiliki perbedaan yang sangat jauh. Perbedaan tersebut dapat disebabkan oleh metode yang digunakan untuk menghitung nilai *pressure drop* yang terjadi. Yang membedakan dari metode penghitungan *pressure drop* pada perhitungan manual dan simulasi *software* adalah adanya penggunaan nilai *fluids operating pressure* dan jenis material pada simulasi *software* sehingga hasil akhir diperoleh berbeda.

Selanjutnya terkait nilai *overdesign* yang menunjukkan persentase area berlebih yang berkaitan dengan *fouling* pada *heat exchanger*. Nilai *overdesign* yang dapat diterima adalah tidak lebih dari 10%. Dikarenakan nilai *overdesign* dari hasil simulai tidak lebih dari 10%, maka desain dapat diterima dengan dikarenakan berdasarkan hasil simulasi, nilai *pressure drop* tidak ada yang melebihi nilai maksimum.

4.7 Pengoperasian Sistem Distilasi

Sistem distilasi yang dirancang beroperasi sesuai dengan Gambar 4.6 dan langkah – langkah sebagai berikut:



Gambar 4.13: P&ID Sistem Distilasi

1. Sejak awal *engine* dioperasikan, gas buang dari kedua engine digabungkan menjadi satu dengan diarahkan menuju pipa yang tersambung ke *nozzle inlet tube side*. Hal ini bertujuan untuk memanaskan *tube* dari Evaporator sehingga ketika air laut dialirkan ke dalam *shell*, proses evaporasi dapat berjalan dengan baik.
2. Bersamaan dengan itu, *condenser feed pump* dijalankan untuk mengalirkan air laut ke dalam *tube* yang ada di Kondensor. Hal ini bertujuan untuk mendinginkan *tube* agar ketika uap air dari Evaporator dialirkan ke Kondensor, proses kondensasi dapat berjalan dengan baik.
3. Setelah *engine* sudah beroperasi dengan *rating* 85%, *evaporator feed pump* dijalankan untuk mengalirkan air laut dari *sea chest* menuju *evaporator shell side* dan kemudian mengalami proses evaporasi oleh gas buang hingga berubah menjadi uap air dengan suhu 101^{o}C. Setelah itu, gas buang akan menuju ke *funnel* untuk dibuang dan uap air akan menuju Kondensor
4. Uap air dari Evaporator akan mengalir menuju *condenser shell side* untuk dikondensasikan oleh air laut hingga berubah menjadi air tawar dengan suhu 70^{o}C.

Setelah itu, air laut akan menuju ke *Fresh Water System Heat Exchanger* untuk menjadi fluida panas guna menghangatkan air tawar yang akan didistribusikan ke penumpang dan air tawar hasil distilasi akan menuju ke *Distillated Water Tank*.

5. Instalasi 2 *Feed Pump* pada kedua *Heat Exchanger* bertujuan sebagai *Redundancy System*, dimana ketika sistem distilasi dijalankan hanya ada 1 pompa yang akan digunakan sedangkan pompa yang lain akan berperan sebagai pompa cadangan apabila terjadi kerusakan pada salah satu pompa atau salah satu pompa sedang dalam masa perawatan.

4.8 Perbandingan Kinerja *Heat Exchanger*

Setelah dilakukan perancangan untuk Evaporator dan Kondensor, langkah selanjutnya adalah melakukan Perbandingan kinerja kedua *Heat Exchanger* tersebut pada *Engine Rating* yang berbeda – beda. Perbandingan ini bertujuan untuk membantu mengetahui apakah nantinya sistem distilasi yang dirancang dapat digunakan di semua *Engine Rating*. Berikut adalah hasil perbandingan beberapa data yang diperoleh dari metode perhitungan yang sebelumnya telah digunakan untuk merancang Evaporator dan Kondensor pada *Engine Rating* 85%:

4.8.1 Evaporator

Tabel 4.14: Kinerja Evaporator pada Variasi *Engine Rating*

Rating	$\dot{m}_{SW}$	R_d	Δp_t	Δp_s	**P**
20%	0.552	0.00240	1.182	0.00074	8.464
50%	0.940	0.00284	0.988	0.00193	7.479
75%	0.942	0.00248	1.024	0.00194	7.761
85%	0.935	0.00210	1.066	0.00191	8.086
100%	0.922	0.00156	1.120	0.00186	8.516
110%	0.941	0.00159	1.113	0.00193	8.486

Berdasarkan hasil perbandingan kinerja Evaporator dapat dilihat bahwa dari seluruh variasi *engine rating*, saat *engine* bekerja pada *rating* 20%, *mass flow rate* air laut yang dapat diuapkan memiliki jumlah yang paling sedikit. Selanjutnya, seluruh nilai R_d pada hasil perbandingan menunjukkan nilai yang jauh lebih besar dibandingkan nilai $R_{d,required}$, yaitu 0.001937 $m^2.^oC/W$ sehingga perawatan berkala pada Evaporator tetap harus dilakukan meskipun dioperasikan pada *engine rating* yang berbeda – beda. Sedangkan, untuk *pressure drop* (*tube side* dan *shell side*) dan *back pressure* pada seluruh *engine rating* tidak ada yang melebihi nilai maksimal, yaitu 2 psi untuk *pressure drop* pada *tube*, 1 psi untuk *pressure drop* pada *shell* dan 10 kPa untuk *back pressure*. Sehingga, berdasarkan perbandingan kinerja Evaporator tersebut dapat disimpulkan bahwa Evaporator dapat beroperasi pada seluruh variasi *engine rating*.

4.8.2 Kondensor

Tabel 4.15: Kinerja Kondensor pada Variasi *Engine Rating*

Rating	$\dot{m}_V$	$\dot{m}_{SW}$	R_d	Δp_t	Δp_s
20%	0.552	13.746	-0.00090	3.92	4.906
50%	0.940	23.401	0.000087		12.851
75%	0.942	23.445	0.000086		12.894
85%	0.935	23.272	0.000088		12.723
100%	0.922	22.954	-0.01296		12.410
110%	0.941	23.420	0.000087		12.870

Nilai *mass flow rate* uap air tawar pada seluruh variasi *engine rating* memiliki jumlah yang sama dengan *mass flow rate* air laut yang diuapkan pada Evaporator. Hal ini dikarenakan sistem yang dirancang diasumsikan bekerja secara ideal dimana 100% fluida berhasil diuapkan. Jumlah *mass flow rate* uap air berbanding lurus dengan jumlah *mass flow rate* air laut yang diperlukan untuk mengkondensasikan uap air yang berada di Kondensor. Jumlah *mass flow rate* uap air tawar sama dengan jumlah *mass flow rate* air tawar yang dihasilkan dikarenakan sistem dirancang secara ideal dimana 100% uap air berhasil dikondensasikan. Pada data perbandingan nilai R_d dapat dilihat bahwa pada *engine rating* 20% dan 100% memiliki nilai negatif yang disebabkan oleh nilai *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (U_c) lebih besar dibandingkan nilai *Design Overall Heat Transfer Coefficient (U)*. Sehingga dapat disimpulkan bahwa Kondensor tersebut tidak dapat dioperasikan pada *engine rating* 20% dan 100%.

4.9 Perhitungan Kebutuhan Pompa dan Pipa

4.9.1 Kebutuhan Pompa

Dalam pemenuhan kebutuhan air laut pada Evaporator dan Kondensor, diperlukan adanya penggunaan pompa untuk mengalirkan air laut dari *Sea Chest* ke *Heat Exchanger*. Masing – masing *Heat Exchanger* memiliki pompa yang berbeda dikarenakan perbedaan debit air laut yang dibutuhkan. Berikut adalah perhitungan kebutuhan pompa di masing – masing *Heat Exchanger* :

a) Perhitungan Pompa Air Laut Evaporator

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Dimana :

ṁ : Laju aliran massa air laut
: 3367.23 kg/h
ρ : Massa jenis air laut
: 1025 kg/m^3

Sehingga :

Q : 3.285102 m^3/h

Spesifikasi Pompa Air Laut :

Type : Centrifugal Pump
Maker : EVERGUSH
Series : EJA50
Capacity : 10.8 m^3/h
Head : 10 mH
Power : 0.37 kW
RPM : 2900

b) Perhitungan Pompa Air Laut Kondensor

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Dimana :

ṁ : Laju aliran massa air laut
: 83778.9 kg/h
ρ : Massa jenis air laut
: 1025 kg/m^3

Sehingga :

Q : 81.73 m^3/h

Spesifikasi Pompa Air Laut :

Type : Centrifugal Pump
Maker : AMT
Series : 4260-98
Capacity : 82.15 m^3/h
Head : 28.65 mH
Power : 5.59 kW
RPM : 2850

4.9.2 Kebutuhan Pipa

a) Perhitungan Pipa Gas Buang (Keluar *Main Engine*)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ : Massa jenis gas buang (kg/m^3)
: 1.07302 kg/m^3
V : Kecepatan gas buang (m/s)

: 36.4 m/s

$\dot{m}$: Laju aliran massa gas buang (kg/s)

: 4.925856 kg/s

Sehingga :

d_i : 0.40064 m
400.6397 mm
15.77322 inch

Spesifikasi Pipa

Type : JIS-G3456
Nominal : 450 A
Schedule : 40
O.D : 457.2 mm
Thickness : 14.3 mm
I.D : 428.6 mm

b) Perhitungan Pipa Gas Buang (Gabungan 2 *Main Engine*)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ : Massa jenis gas buang (kg/m^3)

: 1.07302 kg/m^3

V : Kecepatan gas buang (m/s)

: 36.4 m/s

$\dot{m}$: Laju aliran massa gas buang (kg/s)

: 9.260263774 kg/s

Sehingga :

d_i : 0.549319 m
549.3192 mm
21.62675 inch

Spesifikasi Pipa

Type : JIS-G3456
Nominal : 600 A
Schedule : 40
O.D : 609.6 mm
Thickness : 17.5 mm
I.D : 574.6 mm

c) Perhitungan Pipa Air Laut (*Sea Chest* – Evaporator)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ	:	Massa jenis air laut (kg/m^3)
	:	1025 kg/m^3
V	:	Kecepatan air laut (m/s)
	:	3 m/s
ṁ	:	Laju aliran massa air laut (kg/s)
	:	0.935342 kg/s

Sehingga :

d_i	:	0.019676 m
		19.6757 mm
		0.774634 inch

Spesifikasi Pipa

Type	:	JIS-G3454
Nominal	:	20 A
Schedule	:	40
O.D	:	27.2 mm
Thickness	:	2.9 mm
I.D	:	21.4 mm

d) Perhitungan Pipa Air Laut (*Sea Chest* – Kondensor)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ	:	Massa jenis air laut (kg/m^3)
	:	1025 kg/m^3
V	:	Kecepatan air laut (m/s)
	:	1.55 m/s
ṁ	:	Laju aliran massa air laut (kg/s)
	:	23.27191 kg/s

Sehingga :

d_i	:	0.136539 m
		136.5387 mm

5.375544 inch

Spesifikasi Pipa

Type	:	JIS-G3454
Nominal	:	150 A
Schedule	:	40
O.D	:	165.2 mm
Thickness	:	7.1 mm
I.D	:	151 mm

e) Perhitungan Pipa Uap Air Tawar (Evaporator – Kondensor)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ	:	Massa jenis uap air (kg/m^3)
	:	0.5978 kg/m^3
V	:	Kecepatan uap air (m/s)
	:	30 m/s
ṁ	:	Laju aliran massa uap air (kg/s)
	:	0.935342 kg/s

Sehingga :

d_i	:	0.257641 m
		257.6405 mm
		10.14333 inch

Spesifikasi Pipa

Type	:	JIS-G3454
Nominal	:	300 A
Schedule	:	40
O.D	:	318.5 mm
Thickness	:	10.3 mm
I.D	:	297.9 mm

f) Perhitungan Pipa Air Tawar (Kondensor – *Distillated Water Tank*)

$$\boldsymbol{d_i = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi v \rho}}}$$

Dimana :

ρ	:	Massa jenis air tawar (kg/m^3)
	:	1000 kg/m^3
V	:	Kecepatan air tawar (m/s)
	:	3 m/s
$\dot{m}$	:	Laju aliran massa air tawar (kg/s)
	:	0.935342 kg/s

Sehingga :

d_i	:	0.01992 m
		19.92013 mm
		0.784258 inch

Spesifikasi Pipa

Type	:	JIS-G3454
Nominal	:	20 A
Schedule	:	40
O.D	:	27.2 mm
Thickness	:	2.9 mm
I.D	:	21.4 mm

BAB V
PEMBUATAN *LAYOUT*

5.1 Peletakkan Komponen Sistem Distilasi di Kapal

Setelah dilakukan pemilihan komponen dari perhitungan dan perancangan sistem distilasi yang telah dilakukan sebelumnya, langkah selanjutnya adalah menggambarkan peletakkan komponen – komponen tersebut di kapal atau sering disebut dengan *room layout*. Pembuatan *room layout* bertujuan untuk mengetahui volume ruang yang diperlukan komponen tersebut sesuai dengan dimensi komponen itu sendiri dan ruangan yang tersedia di kapal. Selain itu menggambarkan peletakkan dari komponen – komponen yang diperlukan, *room layout* juga dilengkapi dengan gambaran jalur perpipaan yang diperlukan untuk menghubungkan komponen satu dengan yang lain sehingga dapat digunakan sebagai acuan dalam proses instalasi sistem distilasi nantinya.

Seluruh komponen dari sistem distilasi yang telah dirancang diletakkan pada *Deck 1* dengan ketinggian 1200 mm dari *baseline* kapal. Hal ini dikarenakan *heat exchanger* yang telah dirancang memiliki massa yang cukup besar sehingga apabila diletakkan di *deck* yang lebih tinggi, maka akan berisiko untuk mengganggu stabilitas dan konstruksi kapal nantinya. Dalam peletakkannya, komponen sistem distilasi dibagi menjadi dua kelompok yaitu komponen Evaporator dan komponen Kondensor. Pembagian kelompok ini bertujuan agar pipa yang nantinya diperlukan memiliki dimensi yang tidak terlalu panjang. Komponen Evaporator terletak di *Port Side* sedangkan komponen Kondensor terletak di *Starboard Side*. Pembagian peletakkan ini bertujuan untuk mendistribusikan beban yang diberikan oleh komponen – komponen tersebut sehingga tidak mengganggu stabilitas kapal. Peletakkan dudukan dari masing – masing komponen ada baiknya harus sesuai dengan gading atau *frame* yang sudah ada di kapal. Hal ini bertujuan untuk menambahkan kekuatan konstruksi dari dudukan tersebut. Berikut adalah rangkuman dari komponen – komponen yang diperlukan dari sistem distilasi yang telah dirancang:

Tabel 5.1: Resume Kebutuhan Alat dan Komponen

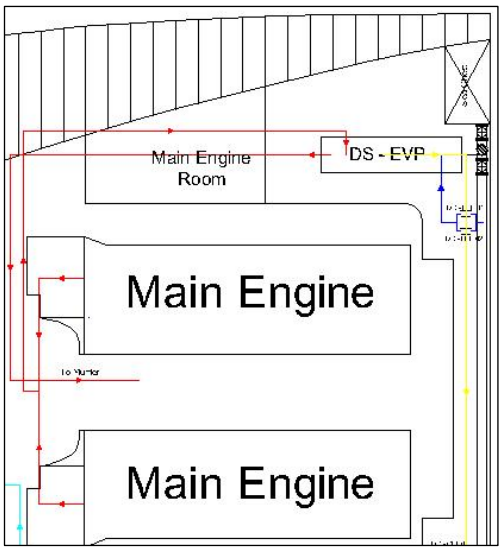
No	Komponen	Spesifikasi	Dimensi	Jumlah	Satuan
1	*Shell and Tube Evaporator*	FUNKE / Series WRA 200 / *Outside Packed Head*	Diamater x Panjang: 1165 mm x 4383 mm	1	pcs
2	*Evaporator Feed Pump*	EVERGUSH / EJA50 / 10.8 m^3/h / 10 m / 0.37 kW / 2900 RPM	Panjang x Lebar x Tinggi: 317 mm x 153 mm x 168 mm	2	pcs
3	*Shell and Tube Condenser*	FUNKE / Series C 300 / *U-Tube*	Diamater x Panjang: 540 mm x 3960 mm	1	pcs
4	*Condenser Feed Pump*	AMT / 4260-98 / 82.15 m^3/h / 28.65 m / 5.59 kW / 2850 RPM	Panjang x Lebar x Tinggi: 571 mm x 363 mm x 304 mm	2	pcs

5	*Carbon Steel Pipe*	JIS G3454, 20 A, Sch 40	12 m/batang	3	batang
6	*Carbon Steel Pipe*	JIS G3454, 150 A, Sch 40	12 m/batang	1	batang
7	*Carbon Steel Pipe*	JIS G3454, 300 A, Sch 40	12 m/batang	4	batang
8	*Carbon Steel Pipe*	JIS G3456, 450 A, Sch 40	12 m/batang	1	batang
9	*Carbon Steel Pipe*	JIS G3456, 600 A, Sch 40	12 m/batang	3	batang
10	Tee Junction	Carbon Steel 20A x 20A		2	pcs
11	Tee Junction	Carbon Steel 450A x 600A		1	pcs
12	Tee Junction	Carbon Steel 150A x 150 A		2	pcs
13	Elbow 90°	Carbon Steel 20A		12	pcs
14	Elbow 90°	Carbon Steel 150A		6	pcs
15	Elbow 90°	Carbon Steel 300A		5	pcs
16	Elbow 90°	Carbon Steel 450A		5	pcs
17	Elbow 90°	Carbon Steel 600A		4	pcs
18	*Strainer*	Hawk; Steel Case 1"-10"		2	pcs
19	*Pressure Gauge*	Tekiro; Max Pressure 10 Bar		4	pcs
20	*Bimetal Thermometer*	Brothoterm; TP 500		2	pcs
21	*Bimetal Thermometer*	Brothoterm; TP 300		6	pcs
22	*Gate Valve*	Onda; Material Kuningan Diameter 20 A		2	pcs
23	*Non-Return Valve*	Kranz; Material Kuningan Diameter 20 A		2	pcs

5.1.1 Komponen Evaporator

Komponen Evaporator terdiri dari 1 buah *Shell and Tube Evaporator* dan 2 buah *Evaporator Feed Pump. Shell and Tube Evaporator* diletakkan pada *frame* 62 – 69 dan *Evaporator Feed Pump* diletakkan pada *frame* 68 – 69. Sisi *inlet* pompa akan dihubungkan dengan *sea chest* dan sisi outlet akan dihubungkan dengan *nozzle inlet shell side* Evaporator untuk mengalirkan air laut ke *shell* Evaporator. *Nozzle outlet shell side* Evaporator nantinya akan dihubungkan dengan *nozzle inlet shell side* Kondensor. Selanjutnya, *nozzle inlet*

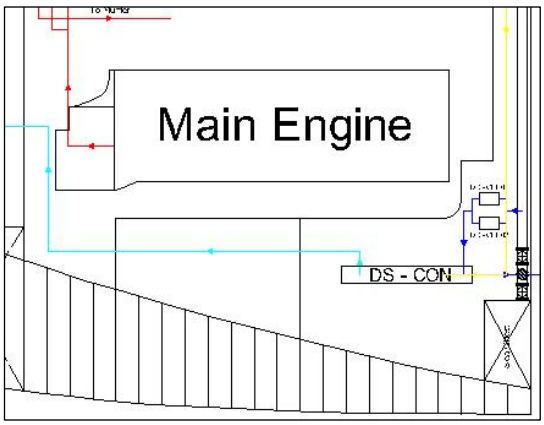
tube side akan dihubungan dengan *main engine* untuk mengalirkan gas buang menuju *tube* Evaporator dan *nozzle outlet tube side* akan diarahkan menuju *funnel*. Berikut adalah *room layout* bagian komponen Evaporator:



Gambar 5.1: *Room Layout* dari Komponen Evaporator

5.1.2 Komponen Evaporator

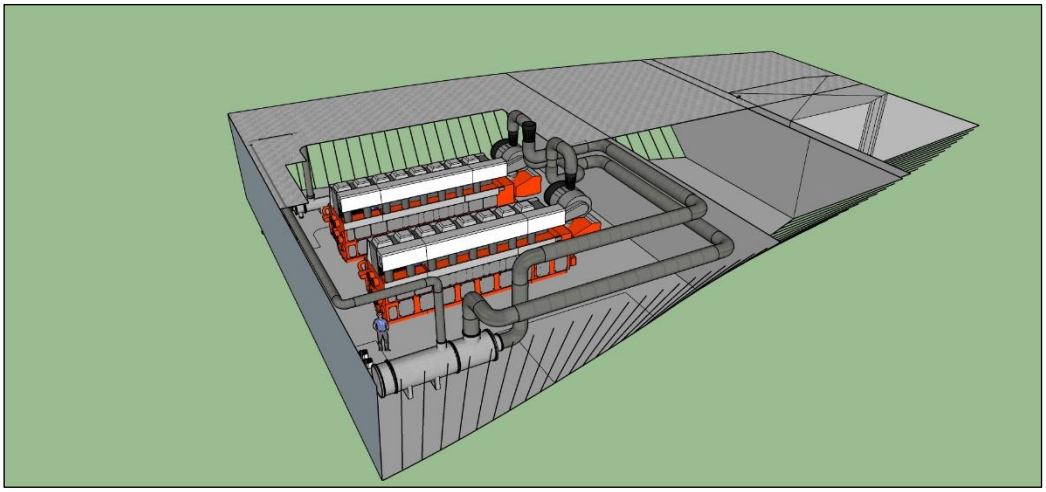
omponen Kondensor terdiri dari 1 buah *Shell and Tube Kondensor* dan 2 buah *Kondensor Feed Pump. Shell and Tube Kondensor* diletakkan pada *frame* 61 – 67 dan *Kondensor Feed Pump* diletakkan pada *frame* 68 – 69. Sisi *inlet* pompa akan dihubungkan dengan *sea chest* dan sisi outlet akan dihubungkan dengan *nozzle inlet tube side* Kondensor untuk mengalirkan air laut ke *shell* Evaporator. *Nozzle outlet tube side* Kondensor nantinya akan diarahkan menuju *Fresh Water System Heat Exchanger*. Selanjut, *nozzle outlet shell side* akan diarahkan menuju *Distillated Water Tank* yang ada berada di *frame* 24 – 35. Berikut adalah *room layout* bagian komponen Kondensor:



Gambar 5.2: *Room Layout* dari Komponen Kondensor

5.2 Pembuatan 3D *Layout*

Pembuatan 3D *Layout* bertujuan untuk memberikan gambaran secara rinci terkait peletakkan dan instalasi perpipaan sekaligus volume ruang yang diperlukan dari sistem distilasi yang telah dirancang sebelumnya. Pembuatan 3D *Layout* ini mengacu pada *room layout* yang sebelumnya telah dibuat. Berikut adalah 3D *Layout* dari sistem distilasi yang telah dirancang:



Gambar 5.3: 3D *Layout Portside Isometric View*

BAB VI
KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan sistem distilasi yang telah dilakukan, terdapat beberapa kesimpulan yang dapat ditarik:

1. Untuk membuat sistem distilasi yang dapat diterapkan pada kapal penumpang KM. Nggapulu diperlukan beberapa komponen utama sebagai berikut: 1 buah *shell and tube evaporator* (FUNKE Series WRA 200) dengan diameter 1165 mm dan panjang 4383 mm, 2 buah *evaporator feed pump* (EVERGUSH EJA50) dengan kapasitas 10.8 m^3/h dan *head* 10 m, 1 buah *shell and tube condenser* (FUNKE Series C 300) dengan diameter 540 mm dan panjang 3960 mm, dan 2 buah *condenser feed pump* (AMT 4260-98) dengan kapasitas 82.15 m^3/h dan *head* 28.65 m.
2. Sistem distilasi yang dirancang mampu memproduksi air tawar sebanyak 0.935 kg/s. Apabila dibandingkan dengan kebutuhan total air tawar untuk menjalankan satu rute pelayaran dengan durasi pelayaran 265 jam yaitu sebesar 2.714004 kg/s, maka sistem distilasi yang dirancang mampu memenuhi 34.4635% dari kebutuhan total air tawar.

6.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian terkait perancangan sistem distilasi dengan memanfaatkan gas buang mesin diesel, peneliti memiliki beberapa saran yang dapat dijadikan ide atau rekomendasi untuk penelitian lebih lanjut dari topik tersebut. Saran tersebut antara lain:

1. Merancang sistem distilasi tidak hanya dengan memanfaatkan gas buang dari *Main Engine* tapi juga dengan memanfaatkan gas buang dari *Auxiliary Engine*. Dengan demikian, maka energi panas yang dapat dimanfaatkan akan semakin besar sehingga jumlah air laut yang dapat diuapkan akan semakin banyak.
2. Merancang sistem distilasi dimana air laut yang masuk ke Kondensor sebagai fluida pendingin setelah keluar akan masuk ke Evaporator sebagai fluida yang nantinya akan diuapkan. Dengan dirancang sistem tersebut, maka diharapkan air laut yang dapat diuapkan akan semakin banyak dan dimensi Evaporator yang diperlukan akan semakin kecil. Salah satu syarat untuk merancang sistem tersebut adalah *mass flow rate* air laut yang dibutuhkan untuk proses kondensasi dan *mass flow rate* air laut yang dapat diuapkan di Evaporator harus memiliki nilai yang sama agar *heat balance* dari kedua *heat exchanger* tersebut tidak terganggu.
3. Merancang sistem distilasi dengan memanfaatkan panas dari *H.T Cooling System* sehingga dimensi *heat exchanger* yang diperlukan akan semakin kecil. Untuk menggunakan panas dari *H.T Cooling System*, maka *heat exchanger* yang digunakan harus dalam kondisi vakum.
4. Merancang sistem distilasi yang dilengkapi proses filtrasi guna mengubah air tawar yang dihasilkan menjadi air tawar layak konsumsi. Dengan demikian, sistem distilasi tersebut tidak hanya dapat memenuhi kebutuhan sanitasi air tawar tetapi juga dapat memenuhi kebutuhan konsumsi air tawar para penumpang.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

Baride, L., Siahaya, Y., & Arif, E. (2011). Destilasi Air Laut Menjadi Air Tawar dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel. *Jurnal Teknik Mesin & Industri, 2*(2), 217-224.

Caterpillar. (2013). Application and Installation Guide 'Exhaust Systems'. United States of America: Caterpillar.

Edwards, J. E. (2008). *Design and Rating Shell and Tube Heat Exchangers.* Thornaby: P & I Design Ltd.

Hamid, A. A. (2007). *Kalor dan Termodinamika.* Yogyakarta: Universitas Negeri Yogyakarta.

Harnitya, F. D. (2017). *Perencanaan Sistem Distillation dengan Memanfaatkan Gas Buang dari Main Engine dan High Temperature Cooling System sebagai Pemenuhan Kebutuhan Air Tawar pada KM. Labobar.* Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Harrington, R. L. (1992). *Marine Engineering.* Jersey City: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

Kern, D. (1965). *Processs Heat Transfer.* Japan: McGraw-Hill Book Company.

Kreider, J. F. (2000). *Handbook of Heating Venting, and Air Conditioning.* New York: CRC Press.

Nugroho, A. (2004). Uraian Umum Tentang Teknologi Desalinasi. *Jurnal Pengembangan Energi Nuklir, 6*(3 & 4), 65-75.

Parenden, D., & Sahupala, P. (2014). Pemanfaatan Gas Buang Motor Diesel dan Proses Perpindahan Panas pada Destilator Air Laut. *Jurnal Ilmiah Mustek Anim Ha, 3*(1), 38-48.

Putra, I. (2017). *Studi Perhitungan Heat Exchanger Type Shell and Tube Dehumidifier Biogas Limbah Sawit untuk Pembangkit Listrik Tenaga Biogas.* Bekasi: PT Wiratama Indotech.

Rinaldi, M. (2006). *Rancangan Bangun Alat Uji Konduktivitas Thermal Material.* Medan: Universitas Medan Area.

Samlawi, A. K. (2018). *Motor Bakar (Teori Dasar Motor Diesel).* Banjarmasin: Universitas Lambung Mangkurat.

Sasono, D. A. (1996). *Studi Tentang Desain Pipa Gas Buang pada Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 Milik Pelayaran PT. Meratus.* Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Setiawan, D. (2019). *Faktor - Faktor yang Berhubungan dengan Kondisi Sanitasi Kapal Penumpang di Pelabuhan Tanjung Perak Surabaya.* Gresik: Universitas Muhammadiyah Gresik.

Shawabkeh, D. R. (2015). *Steps for Design of Heat Exchanger.* Dhahran: King Fahd University of Petroleum & Minerals.

Sitepu, A. H., Setiawan, W., & Baharuddin. (2011). *Analisa Back Pressure Terhadap Prestasi Mesin Diesel Nanchang 2105 A-3.* Makassar: Universitas Hasanuddin.

Sommerville, K. (2016, July 26). *Selecting the Proper TEMA Type Heat Exchanger*. Retrieved from Thermal Products: https://www.thermalproducts.com/information-and-resources/item/1995-selecting-the-proper-tema-type-heat-exchanger

Sudrajat, J. (2017). Analisis Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube pada Sistem COG Booster di Integrated Steel Mill Krakatau. *Jurnal Teknik Mesin, 6*(3), 174-181.

Susiloputra, A. B., & Dwiyantoro, B. A. (2017). Analisa Heat Balance Thermal Oxidizer Waste Heat Recovery Unit. *JURNAL TEKNIK ITS, 6*(1), 165-169.

Syaefudina, W. I. (2018). *Perencanaan Kapal Ikan (Fishing Vessel) "FV.Syaefudina" 172 GT (Berdasarkan Peraturan BKI 2014).* Semarang: Universitas Diponegoro.

LAMPIRAN

1. *Exhaust Gas Properties*

Table 1

Physical properties of air (p = 101.13 kPa)

T temperature, K; ρ density, kg/m^3; h specific enthalpy, kJ/kg; s specific entropy, kJ/(kg·K); C_p specific heat at constant pressure, kJ/(kg·K); μ viscosity, 10^{-4} Pa·s; k thermal conductivity, W/(m·K)

T	ρ	h	s	C_p	μ	k
260	1.340	260.0	6.727	1.006	0.165	0.0231
280	1.245	280.2	6.802	1.006	0.175	0.0247
300	1.161	300.3	6.871	1.007	0.185	0.0263
350	0.995	350.7	7.026	1.009	0.208	0.0301
400	0.871	401.2	7.161	1.014	0.230	0.0336
450	0.774	452.1	7.282	1.021	0.251	0.0371
500	0.696	503.4	7.389	1.030	0.270	0.0404
600	0.580	607.5	7.579	1.051	0.306	0.0466
800	0.435	822.5	7.888	1.099	0.370	0.0577
1000	0.348	1046.8	8.138	1.141	0.424	0.0681
1200	0.290	1278	8.349	1.175	0.473	0.0783
1400	0.249	1515	8.531	1.207	0.527	0.0927

2. *Dynamic Viscosity of Sea Water*

Dynamic viscosity of seawater x 10^3, kg/m s **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** 2

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.906	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.397	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.077	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
25	0.890	0.908	0.928	0.948	**0.959**	0.970	0.993	1.016	1.041	1.068	1.095	1.123	1.153	1.184
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.861	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.707	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.594	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.508	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.441	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.388	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.345	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.309	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.280	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.255	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323

3. *Thermal Conductivity of Sea Water*

Thermal conductivity of seawater, W/m K **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** 7

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	0.572	0.571	0.570	0.570	0.569	0.569	0.568	0.568	0.567	0.566	0.566	0.565	0.565
10	0.588	0.588	0.587	0.587	0.586	0.585	0.585	0.584	0.584	0.583	0.583	0.582	0.582
20	0.604	0.603	0.602	0.602	0.601	0.601	0.600	0.600	0.599	0.599	0.598	0.598	0.597
30	0.617	0.617	0.616	0.616	0.615	0.615	0.614	0.614	0.613	0.613	0.612	0.612	0.611
40	0.630	0.629	0.629	0.628	0.628	0.627	0.627	0.626	0.626	0.625	0.625	0.624	0.624
50	0.641	0.640	0.640	0.639	0.639	0.638	0.638	0.637	0.637	0.636	0.636	0.635	0.635
60	0.650	0.650	0.649	0.649	0.648	0.648	0.647	0.647	0.647	0.646	0.646	0.645	0.645
70	0.658	0.658	0.658	0.657	0.657	0.656	0.656	0.655	0.655	0.655	0.654	0.654	0.653
80	0.665	0.665	0.665	0.664	0.664	0.663	0.663	0.663	0.662	0.662	0.661	0.661	0.661
90	0.671	0.671	0.670	0.670	0.670	0.669	0.669	0.669	0.668	0.668	0.667	0.667	0.667
100	0.676	0.675	0.675	0.675	0.674	0.674	0.674	0.673	0.673	0.673	0.672	0.672	0.672
110	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678	0.678	0.677	0.677	0.677	0.676	0.676	0.676	0.675
120	0.682	0.681	0.681	0.681	0.680	0.680	0.680	0.679	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678

4. *Specific Heat Capacity of Sea Water*

Specific heat capacity of seawater at constant pressure, J/kg K — **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** — 16

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	0	10	20	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	4206.9	4141.8	4079.3	4019.2	3990.1	3961.7	3906.6	3853.9	3803.8	3756.1	3711.0	3668.3	3628.1	3590.3
10	4196.9	4136.7	4078.4	4022.2	3994.9	3968.1	3915.9	3865.8	3817.7	3771.6	3727.6	3685.6	3645.6	3607.7
20	4189.4	4132.9	4078.1	4024.9	3998.9	3973.4	3923.6	3875.4	3828.9	3784.1	3740.9	3699.4	3659.6	3621.4
25	4186.5	4131.5	4078.1	4026.2	**4000.8**	3975.8	3926.9	3879.5	3833.7	3789.3	3746.5	3705.2	3665.4	3627.1
30	4184.2	4130.6	4078.3	4027.5	4002.6	3978.0	3930.0	3883.3	3837.9	3794.0	3751.4	3710.3	3670.5	3632.1
40	4181.4	4129.8	4079.5	4030.3	4006.2	3982.3	3935.5	3889.8	3845.3	3801.9	3759.8	3718.8	3678.9	3640.2
50	4180.9	4130.8	4081.7	4033.7	4010.0	3986.6	3940.5	3895.5	3851.5	3808.5	3766.5	3725.5	3685.5	3646.5
60	4182.9	4133.6	4085.2	4037.8	4014.4	3991.2	3945.6	3900.8	3857.0	3814.1	3772.1	3731.0	3690.8	3651.6
70	4187.3	4138.3	4090.2	4042.9	4019.6	3996.5	3950.9	3906.2	3862.4	3819.4	3777.2	3736.0	3695.5	3656.0
80	4194.1	4145.0	4096.8	4049.4	4026.0	4002.8	3957.1	3912.2	3868.1	3824.9	3782.5	3740.9	3700.2	3660.3
90	4203.4	4153.9	4105.3	4057.5	4033.9	4010.5	3964.4	3919.1	3874.7	3831.1	3788.3	3746.4	3705.3	3665.1
100	4215.1	4165.0	4115.8	4067.4	4043.6	4019.9	3973.3	3927.5	3882.6	3838.6	3795.4	3753.1	3711.6	3671.1
110	4229.4	4178.5	4128.6	4079.5	4055.4	4031.4	3984.2	3937.8	3892.4	3847.9	3804.3	3761.5	3719.7	3678.8
120	4246.1	4194.5	4143.8	4094.1	4069.6	4045.3	3997.5	3950.5	3904.6	3859.5	3815.4	3772.3	3730.1	3688.8

5. *Properties of Saturated Water*

TABLE A–9

Properties of saturated water

Temp. T, °C	Saturation Pressure P_{sat}, kPa	Density ρ, kg/m³ Liquid	Density ρ, kg/m³ Vapor	Enthalpy of Vaporization h_{fg}, kJ/kg	Specific Heat c_p, J/kg·K Liquid	Specific Heat c_p, J/kg·K Vapor	Thermal Conductivity k, W/m·K Liquid	Thermal Conductivity k, W/m·K Vapor	Dynamic Viscosity μ, kg/m·s Liquid	Dynamic Viscosity μ, kg/m·s Vapor	Prandtl Number Pr Liquid	Prandtl Number Pr Vapor	Volume Expansion Coefficient β, 1/K Liquid
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho c_p = \nu/\text{Pr}$. The temperatures 0.01°C, 100°C, and 374.14°C are the triple-, boiling-, and critical-point temperatures of water, respectively. The properties listed above (except the vapor density) can be used at any pressure with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

Note 2: The unit kJ/kg·°C for specific heat is equivalent to kJ/kg·K, and the unit W/m·°C for thermal conductivity is equivalent to W/m·K.

Source: Viscosity and thermal conductivity data are from J. V. Sengers and J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Other data are obtained from various sources or calculated.

6. *Heat Exchanger Tube Size (BWG)*

Tube Gauge / Wall Thickness Chart

Tube O.D.	Tube Gauge																													Tube I.D.
	Wall Thickness (Inches)																													
	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
1/4"	0.380	0.340	0.300	0.284	0.259	0.238	0.220	0.203	0.180	0.165	0.148	0.134	0.120	0.109	0.095	0.083	0.072	0.065	0.058	0.049	0.042	0.035	0.032	0.028	0.025	0.022				
3/8"									0.015	0.045	0.079	0.107	0.135	0.157	0.185	0.209	0.231	0.245	0.259	0.277	0.291	0.305	0.311	0.319	0.325	0.331				
1/2"						0.024	0.060	0.094	0.140	0.170	0.204	0.232	0.260	0.282	0.310	0.334	0.356	0.370	0.384	0.402	0.416	0.430	0.436	0.444	0.450	0.456				
5/8"			0.025	0.057	0.107	0.149	0.185	0.219	0.265	0.295	0.329	0.357	0.385	0.407	0.435	0.459	0.481	0.495	0.509	0.527	0.541	0.555	0.561	0.569	0.575	0.581				
3/4"		0.070	0.150	0.182	0.232	0.274	0.310	0.344	0.390	0.420	0.454	0.482	0.510	0.532	0.560	0.584	0.606	0.620	0.634	0.652	0.666	0.680	0.686	0.694	0.700	0.706				
7/8"	0.115	0.195	0.275	0.307	0.357	0.399	0.435	0.469	0.515	0.545	0.579	0.607	0.635	0.657	0.685	0.709	0.731	0.745	0.759	0.777	0.791	0.805	0.811	0.819	0.825	0.831				
1"	0.240	0.320	0.400	0.432	0.482	0.524	0.560	0.594	0.640	0.670	0.704	0.732	0.760	0.782	0.810	0.834	0.856	0.870	0.884	0.902	0.916	0.930	0.936	0.944	0.950	0.956				
1 1/8"	0.365	0.445	0.525	0.557	0.607	0.649	0.685	0.719	0.765	0.795	0.829	0.857	0.885	0.907	0.935	0.959	0.981	0.995	1.009	1.027	1.041	1.055	1.061	1.069	1.075	1.081				
1 1/4"	0.490	0.570	0.650	0.682	0.732	0.774	0.810	0.844	0.890	0.920	0.954	0.982	1.010	1.032	1.060	1.084	1.106	1.120	1.134	1.152	1.166	1.180	1.186	1.194	1.200	1.206				
1 1/2"	0.740	0.820	0.900	0.932	0.982	1.024	1.060	1.094	1.140	1.170	1.204	1.232	1.260	1.282	1.310	1.334	1.356	1.370	1.384	1.402	1.416	1.430	1.436	1.444	1.450	1.456				
1 3/4"	0.990	1.070	1.150	1.182	1.232	1.274	1.310	1.344	1.390	1.420	1.454	1.482	1.510	1.532	1.560	1.584	1.606	1.620	1.634	1.652	1.666	1.680	1.686	1.694	1.700	1.706				
2"	1.240	1.320	1.400	1.432	1.482	1.524	1.560	1.594	1.640	1.670	1.704	1.732	1.760	1.782	1.810	1.834	1.856	1.870	1.884	1.902	1.916	1.930	1.936	1.944	1.950	1.956				
2 1/4"	1.490	1.570	1.650	1.682	1.732	1.774	1.810	1.844	1.890	1.920	1.954	1.982	2.010	2.032	2.060	2.084	2.106	2.120	2.134	2.152	2.166	2.180	2.186	2.194	2.200	2.206				
2 1/2"	1.740	1.820	1.900	1.932	1.982	2.024	2.060	2.094	2.140	2.170	2.204	2.232	2.260	2.282	2.310	2.334	2.356	2.370	2.384	2.402	2.416	2.430	2.436	2.444	2.450	2.456				
2 3/4"	1.990	2.070	2.150	2.182	2.232	2.274	2.310	2.344	2.390	2.420	2.454	2.482	2.510	2.532	2.560	2.584	2.606	2.620	2.634	2.652	2.666	2.680	2.686	2.694	2.700	2.706				
3"	2.240	2.320	2.400	2.432	2.482	2.524	2.560	2.594	2.640	2.670	2.704	2.732	2.760	2.782	2.810	2.834	2.856	2.870	2.884	2.902	2.916	2.930	2.936	2.944	2.950	2.956				
3 1/4"	2.490	2.570	2.650	2.682	2.732	2.774	2.810	2.844	2.890	2.920	2.954	2.982	3.010	3.032	3.060	3.084	3.106	3.120	3.134	3.152	3.166	3.180	3.186	3.194	3.200	3.206				
3 1/2"	2.740	2.820	2.900	2.932	2.982	3.024	3.060	3.094	3.140	3.170	3.204	3.232	3.260	3.282	3.310	3.334	3.356	3.370	3.384	3.402	3.416	3.430	3.436	3.444	3.450	3.456				
3 3/4"	2.990	3.070	3.150	3.182	3.232	3.274	3.310	3.344	3.390	3.420	3.454	3.482	3.510	3.532	3.560	3.584	3.606	3.620	3.634	3.652	3.666	3.680	3.686	3.694	3.700	3.706				
4"	3.240	3.320	3.400	3.432	3.482	3.524	3.560	3.594	3.640	3.670	3.704	3.732	3.760	3.782	3.810	3.834	3.856	3.870	3.884	3.902	3.916	3.930	3.936	3.944	3.950	3.956				
4 1/4"	3.490	3.570	3.650	3.682	3.732	3.774	3.810	3.844	3.890	3.920	3.954	3.982	4.010	4.032	4.060	4.084	4.106	4.120	4.134	4.152	4.166	4.180	4.186	4.194	4.200	4.206				
4 1/2"	3.740	3.820	3.900	3.932	3.982	4.024	4.060	4.094	4.140	4.170	4.204	4.232	4.260	4.282	4.310	4.334	4.356	4.370	4.384	4.402	4.416	4.430	4.436	4.444	4.450	4.456				
4 3/4"	3.990	4.070	4.150	4.182	4.232	4.274	4.310	4.344	4.390	4.420	4.454	4.482	4.510	4.532	4.560	4.584	4.606	4.620	4.634	4.652	4.666	4.680	4.686	4.694	4.700	4.706				
5"	4.240	4.320	4.400	4.432	4.482	4.524	4.560	4.594	4.640	4.670	4.704	4.732	4.760	4.782	4.810	4.834	4.856	4.870	4.884	4.902	4.916	4.930	4.936	4.944	4.950	4.956				
5 1/4"	4.490	4.570	4.650	4.682	4.732	4.774	4.810	4.844	4.890	4.920	4.954	4.982	5.010	5.032	5.060	5.084	5.106	5.120	5.134	5.152	5.166	5.180	5.186	5.194	5.200	5.206				

7. *Heat Exchanger Catalogue*

Quality Heat Exchangers

Shell-and-Tube Heat Exchangers

Material

- Carbon steel — SA516 Gr. 60/70
- Stainless steel — SA249 TP 316/316L/316Ti
- Duplex steel — SA789
- CuNi — SB171
- Titanium — SB348

FUNKE

Shell-and-Tube Heat Exchangers

Maximum sizes

Max. diameter	1200 mm
Max. total weight	15 t
Max. length	10 m

Materials:
C-Steel, Stainless Steel, non-ferrous materials, other

Basic technical parameter

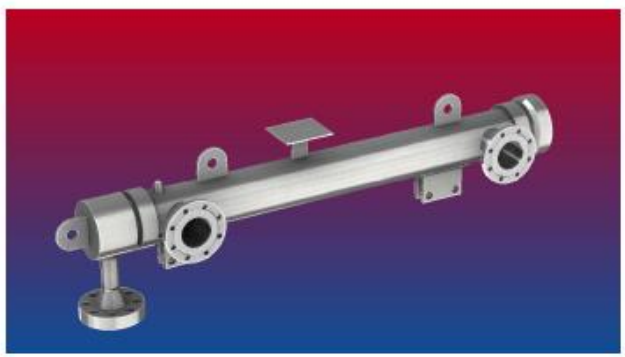
Performance	1 kW	- 60 MW
Transfer area	0.11 m^2	- 500 m^2
Shell diameter	60 mm	- 1200 mm
Operating temperature	-20°C	- +500°C
Operating pressure	max. 500 bar	

FUNKE

Shell-and-Tube Heat Exchangers

C200 (TEMA-Type L, M or N)

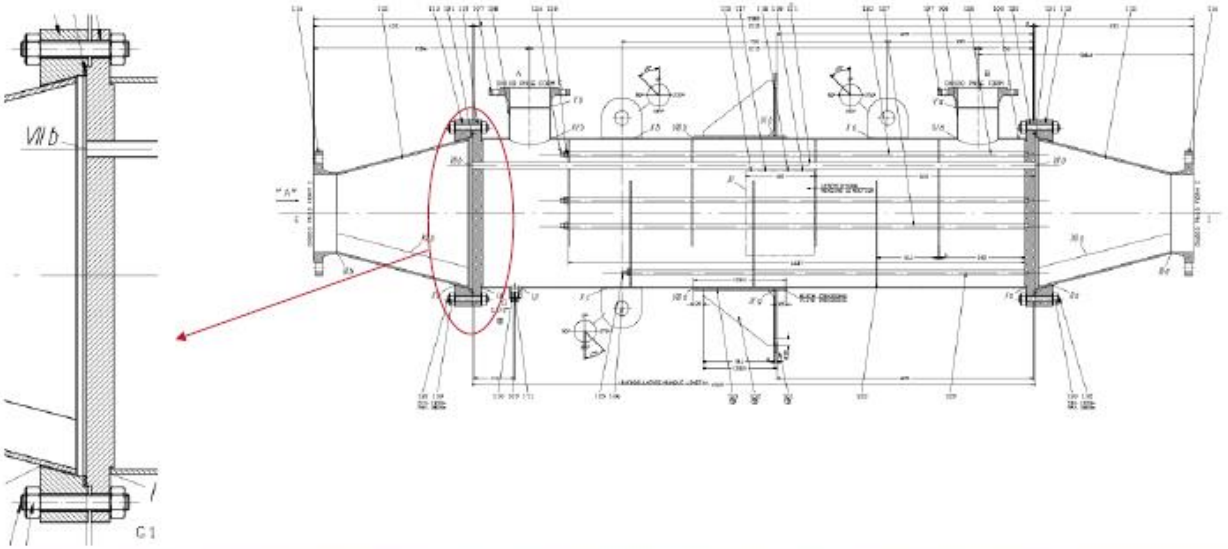
- Fixed tubesheet
- Compact design
- Use for various mediums and operating modes
- Often used as gas cooler with high pressure on tube side
- Tube side multi-pass versions available



- For high thermal stress an axial compensator on shell side is necessary
- Shell side mechanical cleaning is not possible

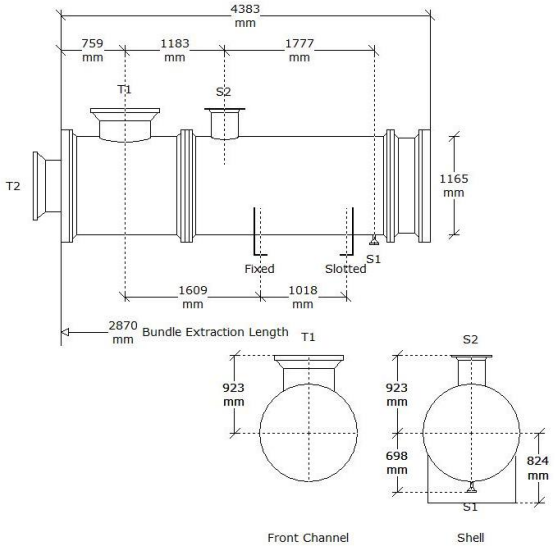
Shell-and-Tube Heat Exchangers

C200 (TEMA-Type M, L or N)



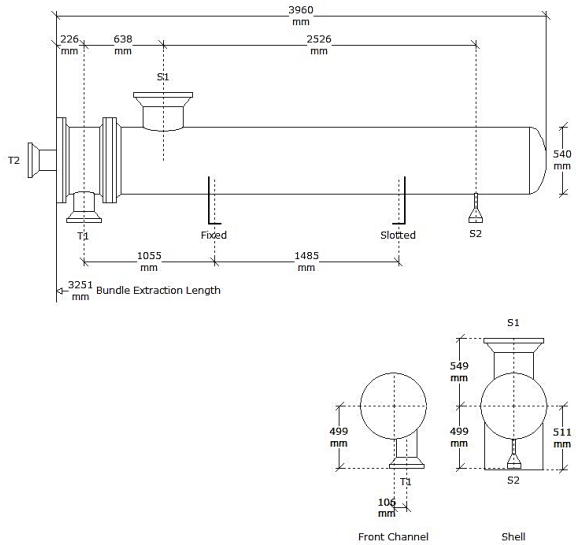
FUNKE

8. Evaporator *Setting Plan Drawing*



	Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	HP		
S1	Inlet	27,2		Pres (kPaG)	517,107	517,107	Bundle	1486	Customer		Ref	
S2	Outlet	318,501		Temp (C)	132,22	360	Dry	5322	Item			
T1	Inlet	609,6		Passes	1	2	Wet	9680	Service			
T2	Outlet	609,6		Thick (mm)	12,7	0,711			TEMA	AEP		Setting Plan
									Date	10/08/2020	By	
									Diagram		Rev	

9. Kondensor *Setting Plan Drawing*



	Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	Institut Teknologi Sepuluh Nopember		
S1	Inlet	318.501		Pres (kPaG)	517.107	517.107	Bundle	550	Customer		Ref	
S2	Outlet	27.2		Temp (C)	132.22	82.22	Dry	1350	Item			
T1	Inlet	165.2		Passes	1	4	Wet	2108	Service			
T2	Outlet	165.2		Thick (mm)	9.525	2.108			TEMA	AEU		Setting Plan
									Date	6/30/2020	By	
									Diagram		Rev	

10. *Evaporator Feed Pump Project Guide*

EJA-series
50Hz

SEA WATER PUMP

EVERGUSH

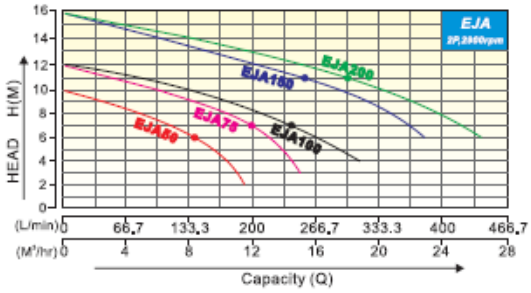
Features

1. Pump casing, casing cover and impeller are made of reinforced engineered thermoplastic.
2. Motor shell is made of high quality aluminum alloy with excellent heat dissipation effect.
3. Single phase motor is equipped with built-in overload protector to prevent motor from burnout easily due to abnormal conditions.
4. Equipped with pneumatic switch operation, to ensure easy usage & safety.
5. When motor is off, all the liquid in the pump will drain out rapidly.

Applications

For hydro massage bathtubs, display fish tank water circulation, sea water transfer and re-circulation for Aqua farm.

Performance Curves



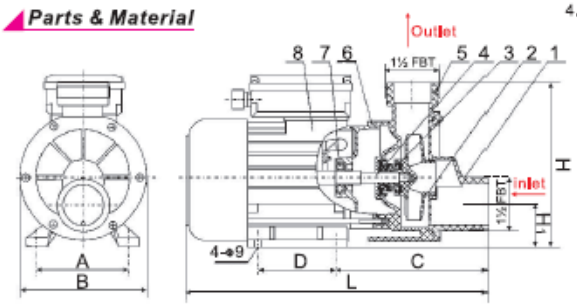
OP. Conditions

1. Medium temperature: 5~50°C.
2. Ambient temperature: Max. 40°C.
3. Working pressure: Max. 2.5 bar.
4. Clean water, sea water.

Motor Spec.

1. 2-pole induction motor
   Single phase:220~240V*50Hz
   60Hz motor is available upon request.
2. Single phase motor with build-in overload protector.
3. Insulation class F, protection IP55.
4. Suitable for continuous duty

Parts & Material



No.	Part Name	Std.Material
1.	Pump cover	PP-G20
2.	Impeller	PA6+GF30
3.	Mechanical seal	CA/CE/NBR
4.	Shaft	SUS420
5.	Pump casing	PP-G20
6.	Front cover	PP-G20
7.	Bearing	—
8.	Motor shell	Aluminum alloy
	Motor coil	Copper

Specification

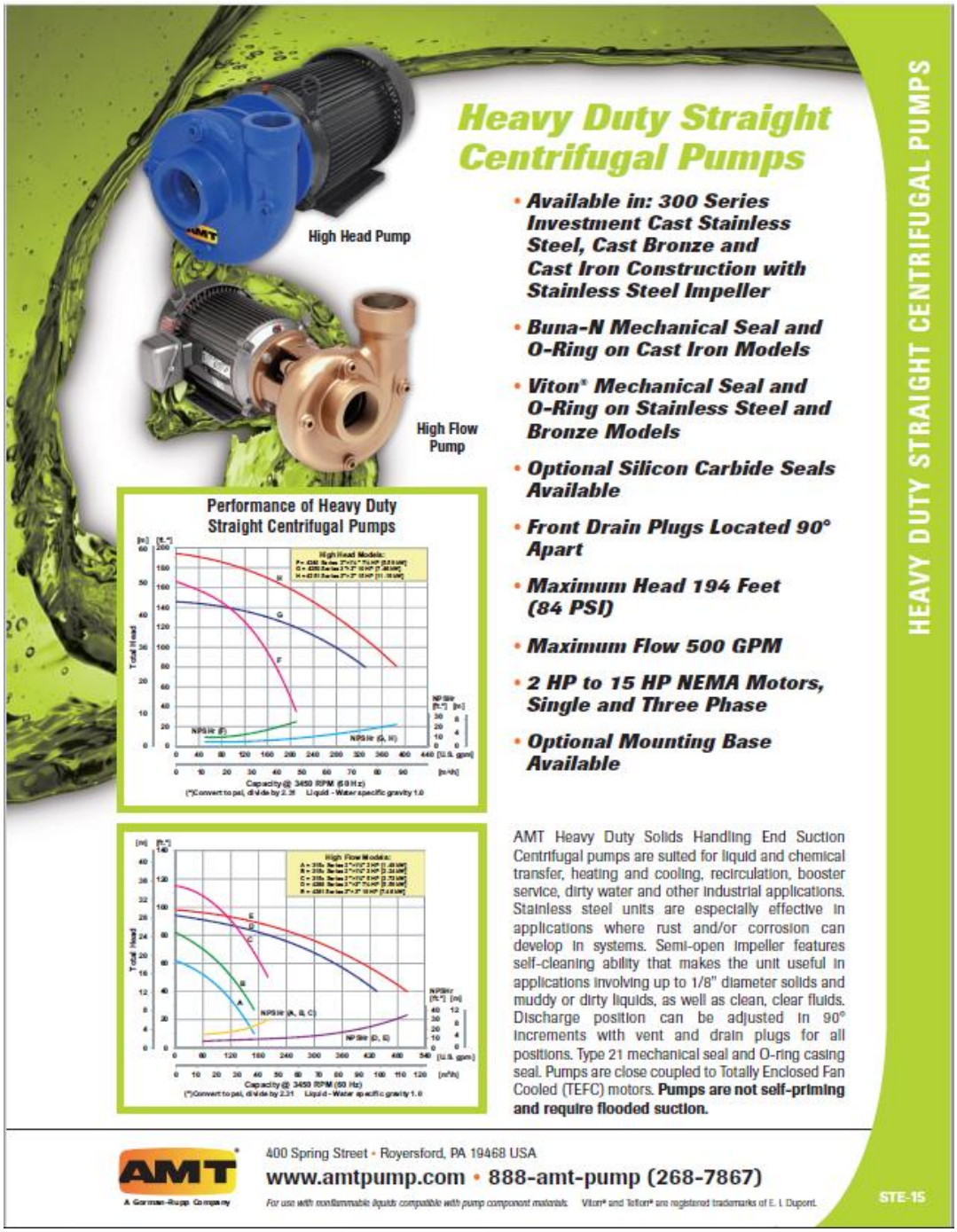
MODEL	Power		Inlet/ outlet	Pole	Rated		Maximum		Dimensions(unit:mm)							Net Weight
	KW	HP	Inch	P	Head M	Capacity L/min	Head M	Capacity L/min	A	B	C	D	H	H1	L	KG
EJA50	0.37	0.5	2"	2	6.0	140	10	180	100	153	164	80	168	33	317	5.8
EJA75	0.55	0.75	2"	2	7.0	200	12	260	112	156	172	90	178	44	350	8.0
EJA100	0.75	1	2"	2	7.0	240	12	300	112	156	172	90	178	44	350	8.6
EJA150	1.1	1.5	2"	2	11	250	16	380	121	186	218	90	211	48	407	11.5
EJA200	1.5	2	2"	2	11	300	16	450	121	186	218	90	211	48	407	13

ED2020/05

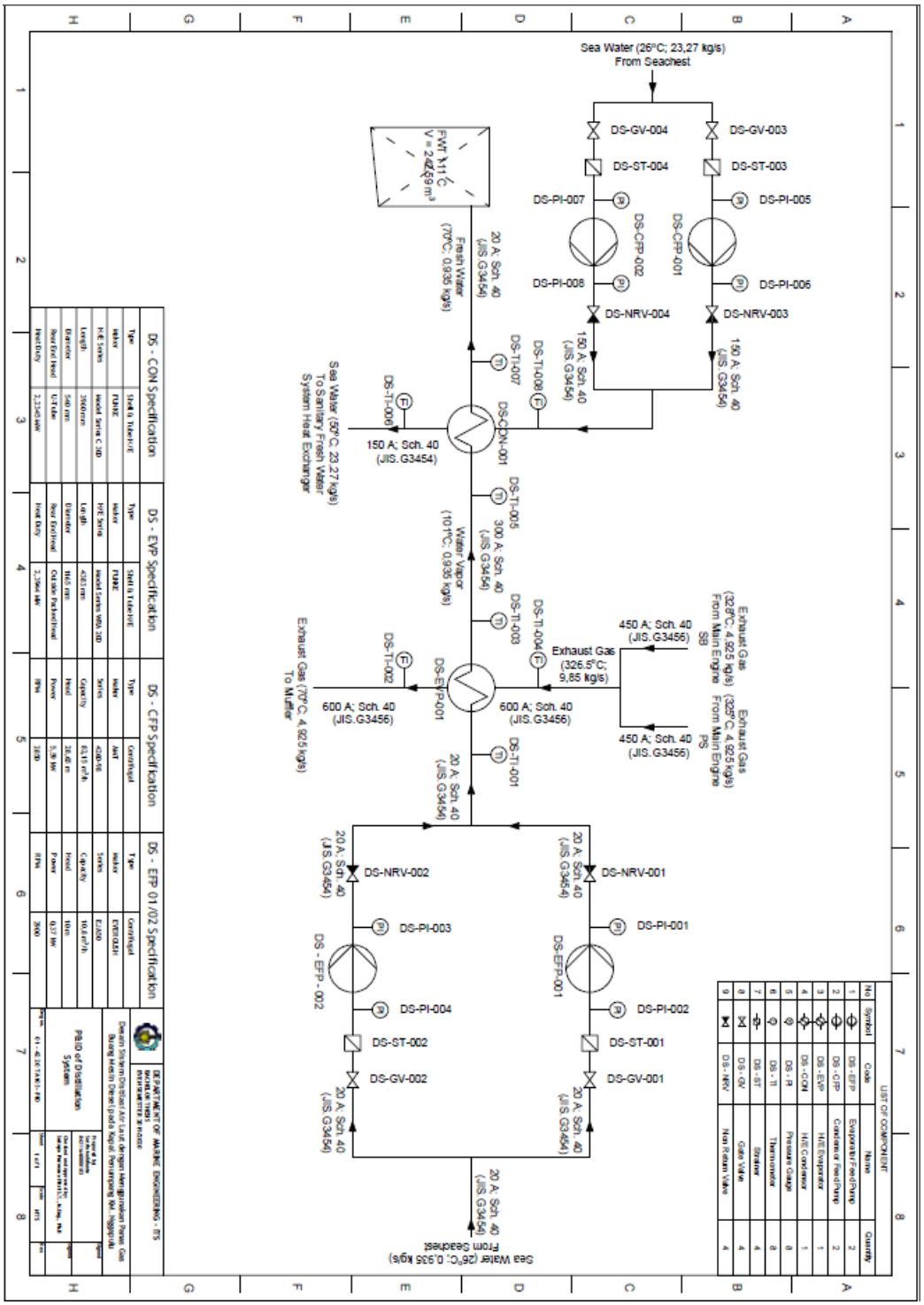
Copyright © Asia Automatic Pump Co.,Ltd.All rights reserved.

www.evergushpump.com.tw

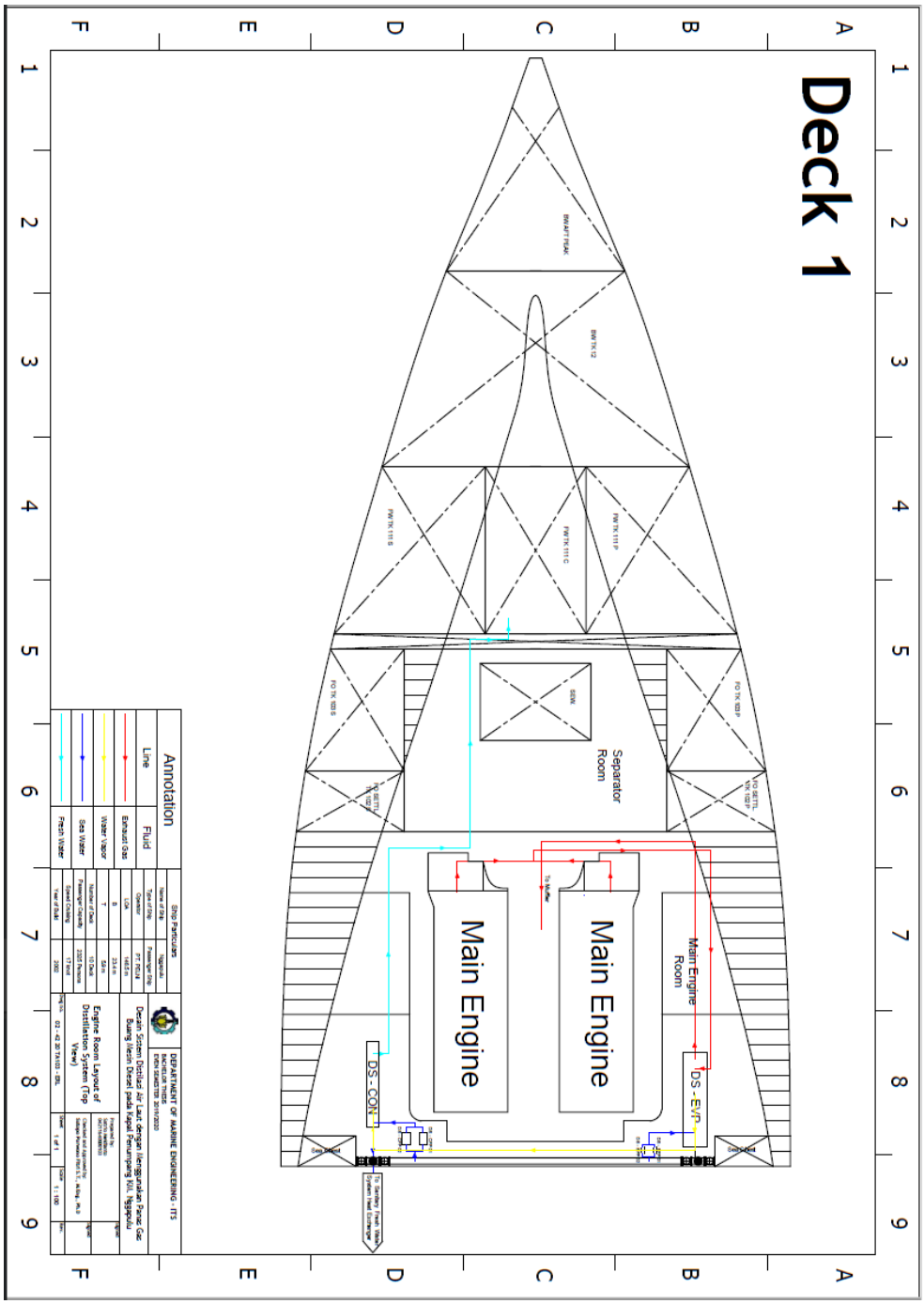
11. *Condenser Feed Pump Project Guide*



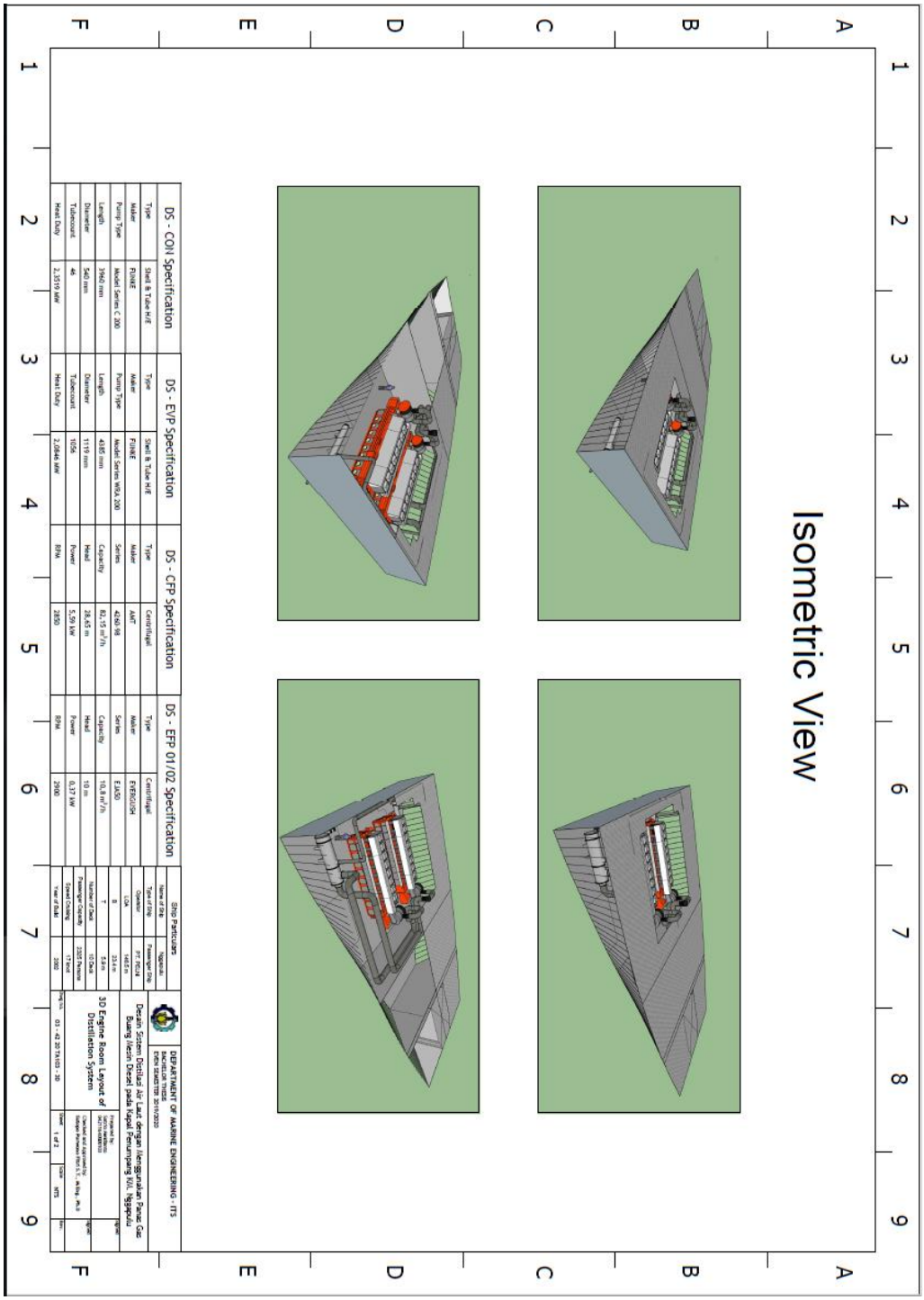
12. *P&ID* dari Sistem Distilasi



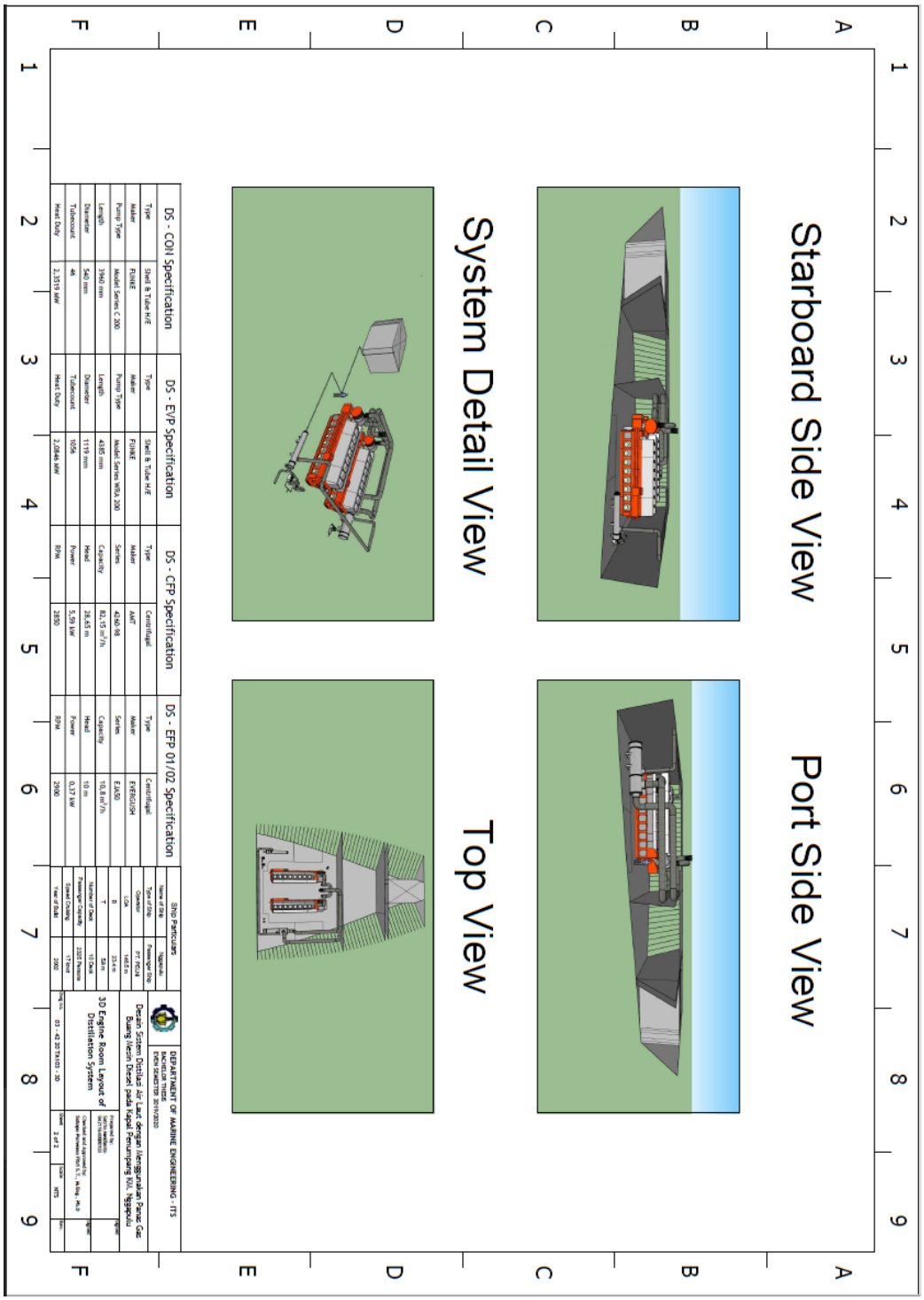
13. *Room Layout* dari Sistem Distilasi



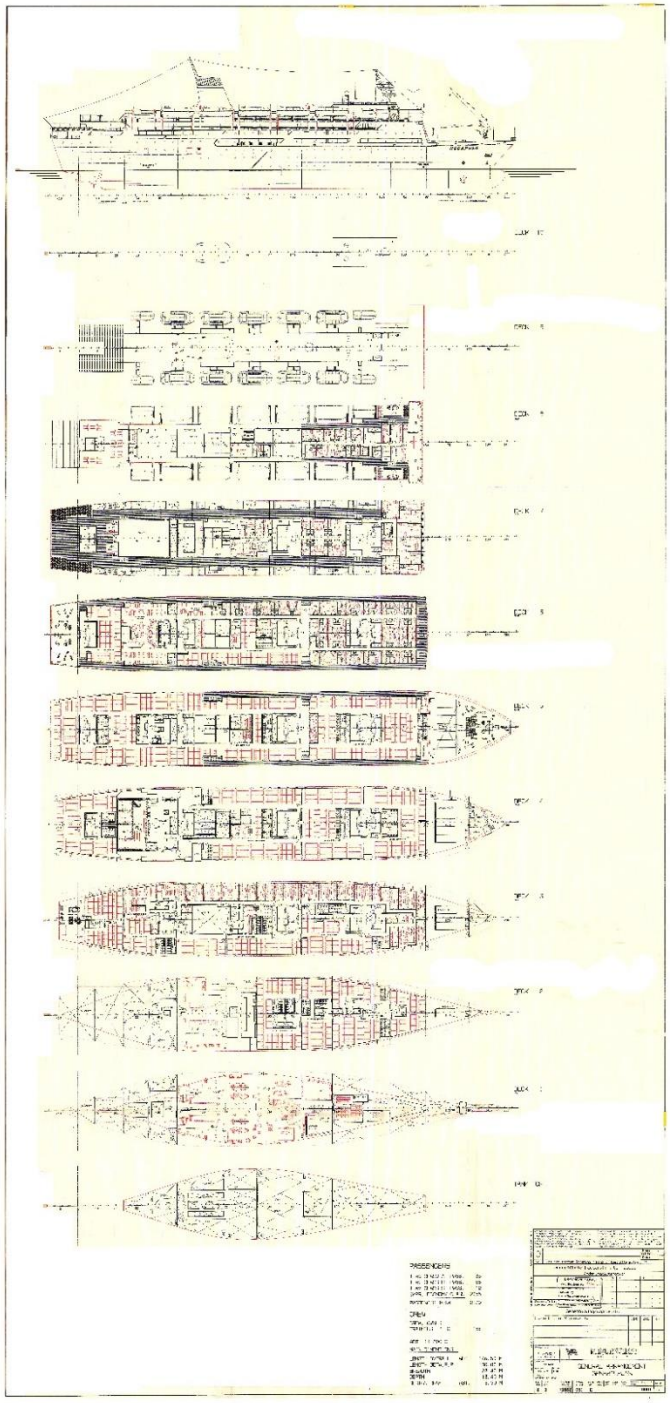
14. *3D Layout* dari Sistem Distilasi 1



15. *3D Layout* dari Sistem Distilasi 2



16. Rencana Umum KM. Nggapulu



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS

Penulis yang bernama lengkap Satrio Meidianto Mustiko lahir pada tanggal 3 Mei 1998 di Kota Jakarta dan merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menyelesaikan Pendidikan formal di SDK Santo Fransiskus Xaverius Surabaya (2004-2007), SD Don Bosco II Pulomas (2007-2010), SMP Don Bosco II Pulomas (2010-2013), SMA Don Bosco II (2013-2016). Penulis melanjutkan jenjang Pendidikan S-1 pada tahun 2016 di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Sepuluh Nopember yang ditempuh selama 8 semester. Dalam kegiatan non akademik, penulis aktif sebagai panitia Marine Icon 2017, *Steering Committee Character Building* 2017 dan Wakil Ketua Internal Himasiskal FTK – ITS 2019. Selain itu, penulis juga aktif di Keluarga Mahasiswa Katholik (KMK) sebagai Staff *Student Resource Development* KMK ITS 17/18 dan panitia di beberapa kegiatan yang diselenggarakan oleh KMK ITS, seperti Paskah, *Catholic Community Club*, Kemah Rohani. Dalam kegiatan akademik, penulis menjadi *grader* di laboratorium *Fluid Machinery and System* (MMS) pada tahun ketiga dan berlanjut hingga tahun keempat dan mengambil Tugas Akhir di laboratorium tersebut dengan judul 'Perancangan Sistem Distilasi Air Laut dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel pada Kapal Penumpang KM. Nggapulu.

Satrio Meidianto Mustiko
satriomeidianto@gmail.com
0817788645