



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – ME184834

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MOTOR DIESEL YANMAR TF 85MH-di

ARDI MUNAWAR A
NRP. 0421164000094

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

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



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – ME184834

**PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN
MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MOTOR DIESEL YANMAR
TF 85MH-di**

Ardi Munawar A
NRP. 0421164000094

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

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



ITS

Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BACHELOR THESIS - ME184834

***DESIGN OF SEA WATER DISTILATION SYSTEM USING HEAT FROM
EXHAUST GAS OF YANMAR TF 85MH-di DIESEL ENGINE***

Ardi Munawar A
NRP. 0421164000094

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

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Motor Diesel Yanmar Tf 85mh-Di

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Ardi Munawar A
NRP. 0421164000094

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM DISTILASI AIR LAUT DENGAN MEMANFAATKAN PANAS GAS BUANG MOTOR DIESEL YAMNAR TF 85MH-di

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 :

Ardi Munawar Algiffari

NRP 0421164000094

Ditetapkan Oleh,
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



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

**SURABAYA
AGUSTUS 2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Motor Diesel Yanmar Tf 85mh-Di

Nama Mahasiswa : Ardi Munawar Algiffari
NRP : 0421164000094
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Gas buang yang dihasilkan motor diesel di kapal dapat digunakan sebagai sumber panas untuk proses distilasi air laut. Proses distilasi ini dilakukan untuk mencukupi kebutuhan air tawar di kapal. Maka dari itu penulis melakukan penelitian mengenai *waste heat recovery* pada gas buang motor diesel. Pada penelitian sebelumnya mengenai sistem distilasi yang memanfaatkan panas gas buang motor diesel didapatkan bahwa faktor yang mempengaruhi produksi air hasil distilasi yaitu putaran mesin, beban mesin, dan waktu mesin tersebut dipakai. Dalam penelitian ini didapatkan bahwa gas buang dapat memberikan pengaruh terhadap kinerja sistem distilasi. Faktor dari gas buang tersebut yaitu suhu dan laju aliran massa yang dapat mempengaruhi produksi uap pada evaporator dan produksi air hasil distilasi oleh kondensor. Pada suhu 257°C dan dengan nilai laju aliran massa gas buang sebesar 34.2 kg/h didapatkan nilai *vapor fraction* sebesar 0.94. Pada kondensor, jumlah air yang dihasilkan yaitu sebesar 1.89 liter per jam. Pada simulasi menggunakan perangkat lunak Aspen Hysys menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai suhu gas buang yang masuk kedalam evaporator maka nilai *vapor fraction* yang dihasilkan juga semakin tinggi begitu juga dengan laju aliran massa gas buang yang semakin tinggi akan menghasilkan nilai *vapor fraction* yang semakin tinggi pula.

Kata kunci: Laju Aliran Massa, Motor Diesel, Distilasi, Gas Buang.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Design of Sea Water Distillation Systems Using Heat From Exhaust Gas of Yanmar TF 85MH-di Diesel Engine

Name of Student : Ardi Munawar Algiffari
NRP : 0421164000094
Department : Marine Engineering
Supervisor : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Abstract

The exhaust gas produced by the diesel motor on the ship can be used as a heat source for sea water distillation. This distillation process is carried out to meet the needs of fresh water on board. Therefore the authors conducted research on waste heat recovery in diesel engine exhaust gases. In previous studies of distillation systems that utilize the heat from exhaust gas from diesel engine, it was found that the factors that influence the production of distilled water are engine speed, engine load, and the time the engine is used. In this study it was found that the exhaust gas can have an influence on the performance of the distillation system. Factors of the flue gas are temperature and mass flow rate which can influence the production of steam in the evaporator and the production of distilled water by the condenser. At a temperature of 257 ° C and with a flue gas mass flow rate of 34.2 kg / h a vapor fraction value of 0.94 was obtained. The next simulation using Aspen Hysys software shows that the higher the exhaust gas temperature value that enters the evaporator, the higher the resulting vapor fraction value as well as the higher exhaust gas mass flow rate will produce a higher vapor fraction value as well.

Keywords: Mass Flow Rate, Diesel Engine, Distillation, Exhaust Gas

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan berkat dan anugerah-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Motor Diesel Yanmar Tf 85mh-Di** dengan baik. Tugas Akhir ini diajukan sebagai salah satu persyaratan kelulusan program studi sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam proses pengerjaan Tugas Akhir dan keberhasilan menempuh program studi sarjana, tentu tidak lepas dari bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan rasa terima kasih kepada pihak-pihak di bawah ini, karena telah membantu penulis sepanjang proses studi, yaitu :

1. Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan Rahmat dan HidayahNya sehingga saya bisa menyelesaikan tugas akhir ini dengan lancar.
2. Ibu saya Armelia Anwar, kakak saya Mita Afnita dan Febri Adriani dan seluruh keluarga yang selalu memberikan doa terbaiknya dan dukungungan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan dan Dosen Wali, yang selalu memberikan ilmu – ilmu terbaiknya kepada saya. Sehingga, saya dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan lancar.
4. Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. selaku Dosen pembimbing yang selalu memberikan ilmu – ilmunya kepada saya, sehingga saya bisa menyelesaikan tugas akhir saya dengan lancar dan benar.
5. Seluruh Bapak dan Ibu dosen yang telah mengajarkan banyak ilmu selama penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
6. Teman satu kelompok Tugas Akhir saya Dinda, Satrio dan Kamil yang membantu penulis dalam mengerjakan penelitian ini.
7. Seluruh teman-teman di Laboratorium *Marine Machinery and Sistem* (MMS)
8. Teman-teman Voyage'16 yang selalu memberi dukungan dan doanya.
9. Teman-teman dekat SMA saya gambut brotherhood dan sluthor
10. Teman-teman kontrakan saya selama tinggal di Surabaya
11. Kepada pihak yang tidak bisa disebutkan satu per satu, terima kasih atas segala bantuan dan dukungan yang telah diberikan kepada penulis.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini jauh dari sebuah kesempurnaan, oleh karenanya kritik dan saran sangat terbuka untuk menjadikan karya yang lebih baik dan memberikan kebermanfaatn. Penulis berharap bahwa karya tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan bagi seluruh pembaca di kemudian hari.

Surabaya, 24 Mei 2020

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xiv
DAFTAR GAMBAR	xviii
Daftar tabel.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	1
1.3. Tujuan.....	1
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Manfaat Penelitian.....	2
BAB II KAJIAN PUSTAKA	3
2.1. Distilasi.....	3
2.1.1. Pengukuran Kinerja Sistem Distilasi.....	4
2.2. Penguapan	5
2.3. Kondensasi	5
2.4. Motor Diesel.....	6
2.5. Air Laut	7
2.6. Air Tawar	7
2.7. Heat Exchanger	8
2.8. Heat Exchanger Tipe Shell and Tube.....	10
2.9. Gas Buang dan Back Pressure.....	10
2.10. Aspen Hysys.....	12
2.11. <i>Mass Flow Rate</i>	12
2.12. <i>Heat Loss</i>	13
BAB III METODOLOGI	14
3.1. Diagram Alur Penelitian.....	14
3.2. Studi Literatur.....	15
3.3. Pengumpulan Data Untuk Perancangan Sistem Distilasi	15

3.4.	Studi Empiris	15
3.5.	Perhitungan dan Perancangan Sistem Distilasi	15
3.6.	Simulai Kinerja Sistem Simulasi Dengan Software Aspen Hysys	16
3.7.	Simulasi Kinerja dengan Perubahan Variabel Dengan Menggunakan Software Aspen Hysys.....	16
3.8.	Pengambilan Data.....	17
3.9.	Kesimpulan dan Saran.....	17
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....		19
4.1.	Perhitungan Mass Flow Rate Gas Buang dan Perhitungan Aliran Gas Buang 20	
4.1.1.	<i>Mass Flow Rate of Fuel</i>	20
4.1.2.	<i>Mass Flow Rate of Air</i>	20
4.1.3.	Mass Flow Rate of Exhaust Gas.....	21
4.1.4.	Diameter Pipa	21
4.2.	Perhitungan Temperatur Gas Buang	24
4.3.	Perencanaan Evaporator	25
4.3.1	Kalor Gas Buang	25
4.3.2	Jumlah Uap yang Dihasilkan.....	25
4.3.3	LMTD (Log Mean Temperature Difference)	26
4.3.4	Perhitungan Bagian Tube	26
4.3.5	Perhitungan Bagian Shell	29
4.3.1	Koefisien Perpindahan Panas	32
4.3.2	Luas perpindahan panas	33
4.3.3	Overall Heat Transfer	33
4.4.	Perencanaan Kondensor	34
4.4.1.	Perencanaan Kondensor	34
4.4.2.	Kalor Sistem.....	34
4.4.3.	LMTD (Log Mean Temperature Difference)	35
4.4.4.	Perhitungan Bagian Tube	35
4.4.5.	Perhitungan Bagian Shell	38
4.4.6.	Koefisien Perpindahan Panas	41
4.4.7.	Luas perpindahan panas	42
4.4.8.	Overall Heat Transfer	42
4.5.	Perhitungan <i>Pressure Drop</i>	43

4.6.	Perhitungan <i>Back Pressure</i>	45
4.7.	Perencanaan Sistem Distilasi.....	45
4.8.	Analisa Kinerja Sistem Distilasi Menggunakan Software Aspen Hysys Tanpa <i>Heat Loss</i>	49
4.9.	Analisa Kinerja Sistem Distilasi Pada Kondisi Tanpa <i>Heat Loss</i> Dengan Perubahan Pada Variabel Tertentu	54
4.10.	Analisa Kinerja Sistem Distilasi Menggunakan Software Aspen Hysys Dengan <i>Heat Loss Proportional</i>	56
4.11.	Analisa Kinerja Sistem Distilasi Pada Kondisi Terdapat <i>Heat Loss Proportional</i> Dengan Perubahan Pada Variabel Tertentu.....	61
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		63
5.1.	Kesimpulan.....	63

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Contoh Skema Kerja Multi Effect Distillation	3
Gambar 2.2 Rancangan Sistem Distilasi	4
Gambar 2.3 Contoh Mesin Diesel	6
Gambar 2.4 Wilayah Laut di Indonesia.....	7
Gambar 2. 5 Contoh Lokasi Keberadaan Air Tawar.....	8
Gambar 2.6 Pembagian Macam-Macam Heat Exchanger.....	9
Gambar 2.7 Heat Exchanger Tipe Shell and Tube	10
Gambar 2.8 Tampilan Diagram Sistem Distilasi.....	12
Gambar 2.9 Nilai Laju Aliran Massa Dalam Satuan kg/h.....	12
Gambar 2.10 Kolom Pemilihan <i>Heat Loss</i>	13
Gambar 3.1 Metodologi Flowchart.....	14
Gambar 3.2 Perencanaan Sistem Distilasi.....	16
Gambar 4.1 Motor Diesel Yanmar TF 85 Mh-di.....	19
Gambar 4.2 Spesifikasi Motor Diesel	20
Gambar 4.3 Pipa JIS 3456.....	21
Gambar 4.4 Pipa JIS 3454.....	22
Gambar 4.5 Pipa JIS 3454.....	23
Gambar 4.6 Pipa JIS 3454.....	24
Gambar 4.7 Pengukuran Suhu Gas Buang	24
Gambar 4.8 Grafik J-H.....	31
Gambar 4. 9 Diagram J-H	40
Gambar 4.10 <i>Piping and Instrument Diagram</i> Sistem Distilasi.....	46
Gambar 4.11 <i>Heat Balance Diagram</i>	46
Gambar 4.12 Grafik beban terhadap laju perpindahan panas gas buang.....	47
Gambar 4.13 Grafik beban terhadap temperatur gas buang	48
Gambar 4.14 Grafik beban terhadap produksi air tawar	48
Gambar 4.15 Keterangan Aliran Pada Evaporator	49
Gambar 4.16 Lembar Kerja Analisa Sistem Distilasi Pada Evaporator	50
Gambar 4.17 Keterangan Penurunan Tekanan.....	50
Gambar 4.18 Performa Evaporator	51
Gambar 4. 19 Keterangan Aliran Pada Kondensor	51
Gambar 4.20 Keterangan Penurunan Tekanan.....	52
Gambar 4.21 Lembar Kersa Analisa Sistem Distilasi Pada Kondensor.....	52
Gambar 4.22 Performa Kondensor.....	53
Gambar 4.23 Grafik Perbandingan Suhu Gas Buang dan Produksi Uap Air.....	54
Gambar 4.24 Grafik <i>Mass Flow Rate</i> Gas Buang dan <i>Vapor Fraction</i>	55
Gambar 4.25 Grafik <i>Mass Flow Rate</i> Air Laut dan <i>Vapor Fraction</i>	56
Gambar 4.26 Grafik <i>Mass Flow Rate Coolant</i> dan Suhu Air Hasil Distilasi.....	56
Gambar 4.27 Keterangan Aliran Evaporator.....	57
Gambar 4.28 Nilai Penurunan Tekanan dan Pemilihan <i>Heat Loss</i>	57
Gambar 4.29 Lembar Kerja Evaporator	57
Gambar 4.30 Performa Evaporator	58
Gambar 4.31 Keterangan Aliran Kondensor.....	59

Gambar 4.32 Nilai Penurunan Tekanan dan Pemilihan Heat Loss	59
Gambar 4.33 Lembar Kerja Kondensor	60
Gambar 4.34 Performa Kondensor.....	60
Gambar 4. 35 Grafik <i>Vapor Fraction</i> Terhadap Suhu Uap.....	61

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL.

Tabel 4.1 Variasi beban terhadap kinerja sistem distilasi.....	47
Tabel 4.2 Perbandingan Suhu Gas Buang dan Produksi Uap Air.....	Error! Bookmark not defined.
Tabel 4.3 Perbandingan <i>Mass Flow Rate</i> Gas Buang dan <i>Vapor Fraction</i>	Error! Bookmark not defined.
Tabel 4.4 Perbandingan <i>Mass Flow Rate</i> Air Laut dan <i>Vapor Fraction</i>	Error! Bookmark not defined.
Tabel 4.5 Perbandingan Suhu Pendingin dan Suhu Air Tawar Hasil Distilasi	Error! Bookmark not defined.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Di industri maritim terutama di kapal, motor diesel memiliki peran besar. Karena seperti yang kita ketahui motor diesel merupakan penggerak utama kapal yang paling banyak digunakan hingga sekarang. Selain untuk menjalankan kapal, terdapat potensi lain yaitu gas buang dari motor diesel tersebut. Gas buang tersebut dapat digunakan sebagai sumber panas untuk proses distilasi air laut. Proses distilasi ini dilakukan untuk mencukupi kebutuhan air tawar di kapal yang dapat digunakan untuk mandi, mencuci, memasak, dan minum. Dalam proses pemenuhan kebutuhan air tawar tersebut dapat memakan biaya yang cukup besar. Maka dari itu dilakukan penelitian mengenai *waste heat recovery* pada gas buang yang dimanfaatkan untuk proses distilasi untuk pemenuhan kebutuhan air tawar. Pada penelitian yang dilakukan sebelumnya mengenai kinerja sistem distilasi didapatkan bahwa kinerja sistem distilasi tersebut dapat dipengaruhi oleh berbagai faktor. Faktor tersebut yaitu, nilai putaran motor diesel, nilai laju aliran massa gas buang, dan juga suhu gas buang. Ketiga faktor tersebut memegang peranan besar dalam kinerja sistem distilasi terutama pada produksi air tawar yang dihasilkan. Dalam penelitian tersebut diketahui semakin tinggi putaran mesin maka air hasil distilasi yang dihasilkan akan semakin meningkat.

Tujuan dari tugas akhir ini yaitu untuk mengetahui bagaimana merancang sistem distilasi air laut yang memanfaatkan panas gas buang dari motor diesel Yanmar TF85MH-di dan juga untuk mengetahui pengaruh gas buang yang dihasilkan terhadap kinerja sistem distilasi yang dirancang. Performa kinerja sistem distilasi akan disimulasikan dengan *software* Aspen Hysys. Harapan penulis yaitu agar di kemudian hari penelitian ini dapat dikembangkan lagi dan dapat melakukan eksperimen dengan menggunakan apparatus rancangan sistem distilasi.

1.2. Rumusan Masalah

Perumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah, sebagai berikut:

1. Bagaimana merancang sistem distilasi air laut memanfaatkan panas gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di
2. Bagaimana pengaruh gas buang terhadap kinerja sistem distilasi?

1.3. Tujuan

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

1. Merancang sistem distilasi air laut skala lab menggunakan panas gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di
2. Mengetahui pengaruh gas buang terhadap kinerja sistem distilasi

1.4. Batasan Masalah

Batasan yang dirumuskan dalam Tugas Akhir ini adalah:

1. Penelitian dilakukan dengan metode perancangan dan analisa sistem distilasi menggunakan perangkat lunak Aspen Hysys
2. Tidak mempertimbangkan segi ekonomi
3. Tidak melakukan pengujian alat dan pengujian kualitas air tawar hasil distilasi

1.5. Manfaat Penelitian

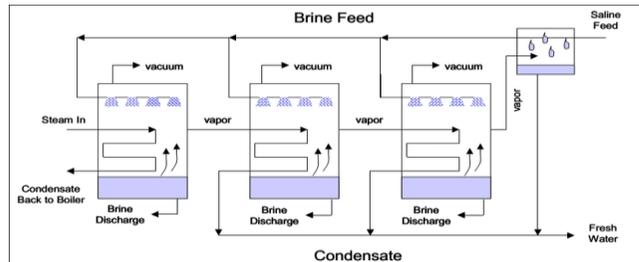
Manfaat utama yang ingin dicapai dari tugas akhir ini yaitu agar sistem distilasi yang memanfaatkan gas buang motor diesel dapat diaplikasikan di kapal yang memakai motor diesel untuk memenuhi kebutuhan air tawar. Selain itu penulis juga berharap agar penelitian ini dapat bermanfaat untuk tugas-tugas akhir di kemudian hari agar sistem distilasi yang dirancang lebih baik. S

BAB II KAJIAN PUSTAKA

Pada Bab ini menjelaskan teori dasar dalam menunjang penelitian beserta konsep-konsep yang mendukung penelitian dalam tugas akhir, termasuk gambaran dari sisi regulasi, definisi, dan penelitian terdahulu.

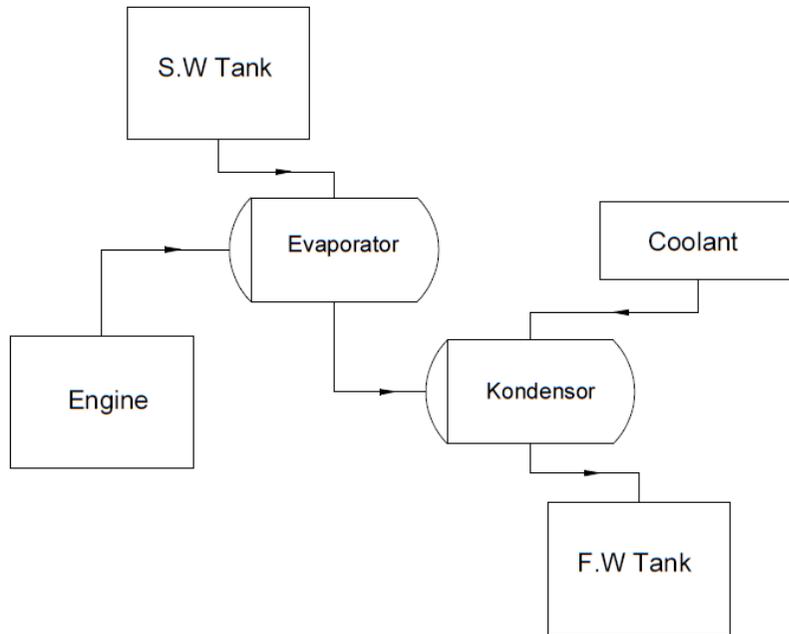
2.1. Distilasi

Distilasi merupakan proses pemisahan komponen-komponen dalam suatu zat cair untuk mendapatkan salah satu atau beberapa komponen tertentu (La Baride, 2011). Pada distilasi air laut dapat dianggap hanya memisahkan dua komponen. Pada proses distilasi air laut/air baku dipanasi agar air tawar yang terkandung di dalamnya mendidih dan menguap, kemudian uapnya di embunkan untuk memperoleh air tawar. Proses distilasi ini dapat menghasilkan air tawar berkualitas tinggi dibandingkan dengan kualitas air tawar yang dihasilkan oleh proses lain. Pada tekanan 1 atm air akan mendidih dan menguap pada suhu 100°C.



Gambar 2.1 Contoh Skema Kerja Multi Effect Distillation
(Sumber: <https://www.researchgate.net>)

Ada tiga metode distilasi yaitu meliputi multi effect distillation (MED), multi stage distillation (MSD) dan reverse osmosis. Pada teknologi desalinasi jenis MED (Multi Effect Distillation) digunakan prinsip evaporasi dan kondensasi (Ari Nugroho, 2004). Cara kerja dari teknologi ini adalah dengan cara menyemprotkan (spray) air laut masuk pada permukaan evaporator. Permukaan evaporator ini biasanya berbentuk tabung (tubes) yang dilapisi film tipis (thin film) untuk mempercepat pendidihan dan penguapan. Pada penyusunan tugas akhir ini sistem distilasi yang dirangkai akan menggunakan alat penukar panas dengan tipe *shell and tube* dan air laut yang akan dipanaskan akan masuk ke *heat exchanger* melalui pipa dan gas buang akan mengalir melalui bagian *shell*. Dengan begitu maka rancangan tersebut akan dirancang seperti gambar dibawah.



Gambar 2.2 Rancangan Sistem Distilasi
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

Namun air di dalam evaporator mendidih dan menguap pada suhu kurang dari 100°C bila tekanan di dalam evaporator diturunkan dibawah 1 Atm atau dalam keadaan vacuum. Penguapan air memerlukan panas penguapan berupa panas latent yang terkandung dalam uap yang dihasilkan yaitu air dan garam, walaupun sebenarnya banyak unsur kimia dalam air laut. Masalah yang umum terdapat pada proses distilasi ialah terjadinya pengkerakan dan korosi pada bagian bagian peraiatan. Timbulnya lapisan kerak pada pipa-pipa penukar panas evaporator menyebabkan turunnya kemampuan pemindahan panas yang berakibat menurunnya jumlah air tawar yang dihasilkan, pada keadaan yang demikian instalasi perlu dimatikan untuk pelaksanaan pembersihan kimia.

Dalam Proses MSF air laut dimasukkan ke dalam heat exchanger melalui sebuah pipa untuk dipanaskan, proses pemanasan dilakukan dengan mengalirkan fluida panas (dalam hal ini gas buang motor diesel). Setelah itu air yang telah dipanaskan dikondisikan tekananya menjadi lebih rendah agar mendidih secara mendadak dan menyebabkan terjadinya uap air (Ari Nugroho, 2004).

2.1.1. Pengukuran Kinerja Sistem Distilasi

Untuk pengukuran kinerja dari sistem distilasi yang dirancang digunakan beberapa parameter. Parameter tersebut yaitu, tempratur gas buang, laju aliran massa gas buang, laju aliran massa air laut, dan suhu pendingin yang digunakan pada sistem distilasi.

2.2. Penguapan

Secara umum penguapan adalah perubahan suatu zat cair menjadi uap. Penguapan juga berarti pemindahan massa zat cair ke atas dengan adanya gradien antara permukaan zat cair dengan udara di atasnya (La Baride, 2011). Hal ini merupakan peristiwa konveksi alami. Konveksi alami terjadi akibat adanya efek gaya apung yang bekerja pada fluida. Efek gaya apung merupakan mekanisme yang terjadi karena adanya gradient massa jenis. Massa jenis akan menurun jika temperatur fluida meningkat, begitu juga sebaliknya temperatur meningkat maka massa jenis fluida akan menurun. Fluida yang ringan akan menempati posisi yang lebih tinggi. Sehingga jika terus menerus diberi panas maka temperatur fluida akan meningkat dan massa jenisnya akan menurun dan terjadilah penguapan.

Proses penguapan melibatkan penguapan cairan. Namun, perlu dicatat bahwa perbedaan utama dari penguapan adalah bahwa hal itu hanya terjadi pada permukaan cairan. Berbeda dengan titik didih karena titik didih mempengaruhi seluruh volume cairan bukan hanya permukaan atas. Hal ini juga harus dicatat bahwa penguapan adalah bagian alami dari siklus air bumi. Selain itu, penguapan dianggap bagian dari fase transisi. Fase transisi ini mengacu pada bagaimana molekul dalam cairan atau bagian air tiba-tiba menjadi gas atau tiba-tiba beralih ke uap air.

Fase transisi ini penting sebagai pengurangan bertahap cairan dari materi karena pemaparan sejumlah besar gas. Ketika sejumlah besar panas yang ditambahkan ke badan air, air kemudian memiliki energi panas yang cukup untuk cepat fase ke uap (dengan bantuan titik didih yang tercapai). Hal ini terjadi karena energi panas sebagai lebih ditambahkan, lebih cepat molekul dalam air bergerak. Ini lebih cepat dan lebih aktif gerakan menyebabkan molekul bertabrakan. Dan ketika molekul air ini bertabrakan, mereka mengambil energi panas bahwa mereka telah menyerap dan kemudian mentransfer energi yang satu sama lain dalam jumlah yang berbeda. Ketika transfer energi sangat nikmat satu molekul dekat bagian atas permukaan cairan (di mana satu molekul menyerap mayoritas panas atau semua itu) karena sudut tabrakan, transfer energi dapat cukup signifikan untuk menyebabkan molekul yang melarikan diri tubuh utama cair.

2.3. Kondensasi

Peristiwa pengembunan terjadi seperti ketika penguapan terjadi. Yang berarti terjadi perubahan fase pada suatu zat dimana fase uap menjadi fase cair. Kondensasi juga terjadi akibat uap jenuh yang bersentuhan dengan permukaan yang dingin. Hal ini berarti uap jenuh tersebut melepaskan kalor latennya, dan karena pengaruh gravitasi kondensat tersebut akan mengalir kebawah. Untuk kondensasi air, Uap air di udara yang terkondensasi secara alami pada permukaan yang dingin dinamakan embun. Uap air hanya akan terkondensasi pada suatu permukaan ketika permukaan tersebut lebih dingin dari titik embunnya, atau uap air telah mencapai kesetimbangan di udara, seperti kelembapan jenuh. Titik embun udara adalah temperatur yang harus dicapai agar mulai terjadi kondensasi di udara.

2.4. Motor Diesel

Motor diesel adalah jenis mesin yang memiliki tipe pembakaran dalam. Hal yang membedakan motor diesel dengan motor bakar lainnya yaitu metode pembakarannya. Pada mesin diesel bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang berisi udara yang bertekanan dan bertempratur tinggi sehingga terjadi pembakaran. Pada dasarnya prinsip kerja mesin diesel adalah merubah energi kimia menjadi energi mekanis. Energi kimia di peroleh melalui proses pembakaran dari bahan bakar (solar) dan oksidiser (udara) di dalam silinder (ruang bakar). Yang berada pada mesin diesel, terdapat ruangan yang dirancang khusus agar di ruangan itu dapat terjadi peningkatan suhu hingga mencapai titik nyala yang sanggup membakar bahan bakar. Ruangan ini dipadatkan sehingga memiliki tekanan dan suhu yang cukup tinggi.

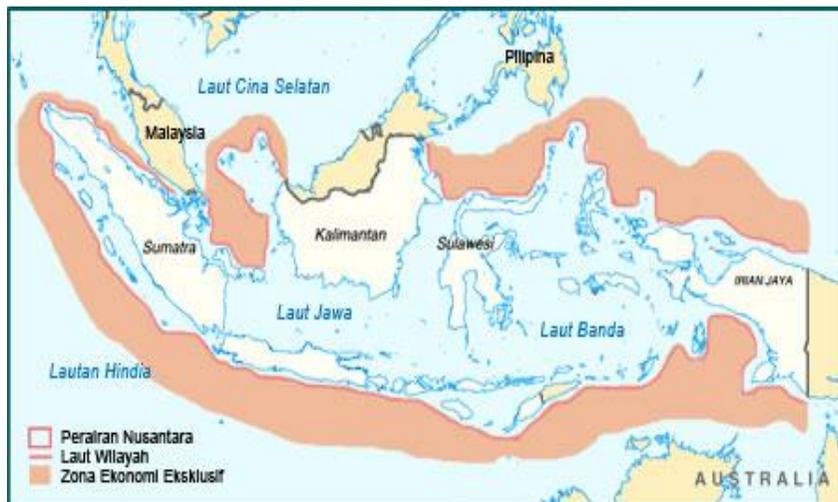
Cara kerja mesin diesel secara sederhana adalah sebagai berikut; Pada motor diesel yang diisap oleh torak dan diletakkan ke dalam ruang bakar cuma udara melalui katup masuk, yang selanjutnya udara itu dikompresikan sampai suhu dan tekanan mencapai titik yang tinggi. Beberapa ketika sebelum torak mencapai Titik Mati Atas (TMA) bahan bakar solar diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Ketika suhu dan tekanan udara didalam silinder yang lumayan tinggi maka partikel-partikel bahan bakar akan menyala dengan sendirinya dan menghasilkan ledakan yang mendorong piston dan kemudian akan menggerakkan poros-poros roda pada kendaraan ataupun mesin lainnya. Kekuatan untuk mendorong piston ini, sederhananya kita sebut dengan “tenaga”. Hal ini berulang-ulang dan tenaga yang timbul itu dimanfaatkan untuk menggerakkan mobil, generator listrik, dan sebagainya. Supaya bahan bakar solar bisa terbakar sendiri, maka diperlukan rasio kompresi 15-22 dan suhu udara kompresi kira-kira 600°C. Pada tugas akhir ini motor diesel yang dipakai yaitu Yanmar TF85MH-di.



Gambar 2.3 Contoh Mesin Diesel
(Sumber: <https://www.yanmarpekanbaru.com>)

2.5. Air Laut

Air pada dasarnya merupakan zat pelarut yang mampu melarutkan zat-zat lain dalam jumlah besar dibandingkan dengan zat cair lainnya. Laut sendiri berarti kumpulan air asin yang sangat luas yang memisahkan benua yang satu dengan benua yang lainnya, dan juga memisahkan pulau yang satu dengan yang lainnya (Abdul Muthalib Tahar, 2007). Jadi laut merupakan air yang menutupi permukaan tanah yang sangat luas dan umumnya mengandung garam dan berasa asin. Sementara air laut merupakan air yang berasal dari laut atau samudera yang memiliki kadar garam rata-rata 3,5% yang berarti dalam 1 liter air laut terdapat 35 gram garam. Garam-garam tersebut meliputi sodium chlorida, sulphates, magnesium, potassium, dan bromide. Clorida merupakan zat yang paling banyak terkandung dalam air laut. Untuk pembuatan air laut bahan kimia yang dibutuhkan yaitu natrium chlorida (NaCl), magnesium sulfat (MgSO₄), kalium chlorida (KCl), natrium bromida (NaBr), kaliumbi fosfat (KH₂PO₄), dan kalium yodida (KJ). Selain menggunakan bahan kimia tersebut dapat juga menggunakan larutan garam yang ada dipasaran yang dicampurkan ke dalam satu galon (19 liter) air tawar.



Gambar 2.4 Wilayah Laut di Indonesia
(Sumber: <https://www.batasnegeri.com/>)

2.6. Air Tawar

Air tawar merupakan air yang tidak berasa, dengan kata lain merupakan air yang tidak mengandung kandungan garam dan larutan mineral di dalamnya. Air tawar pada umumnya tidak berwarna sehingga tampak bersih dan jernih. Akan tetapi air tawar tidak selalu terlihat demikian. Ada air tawar yang memperlihatkan warna yang berbeda. Hal ini disebabkan adanya sedimen atau endapan yang terkandung dalam air tawar tersebut. Air tawar juga merupakan salah satu kebutuhan paling dasar bagi manusia yang dimana digunakan dalam banyak keperluan.

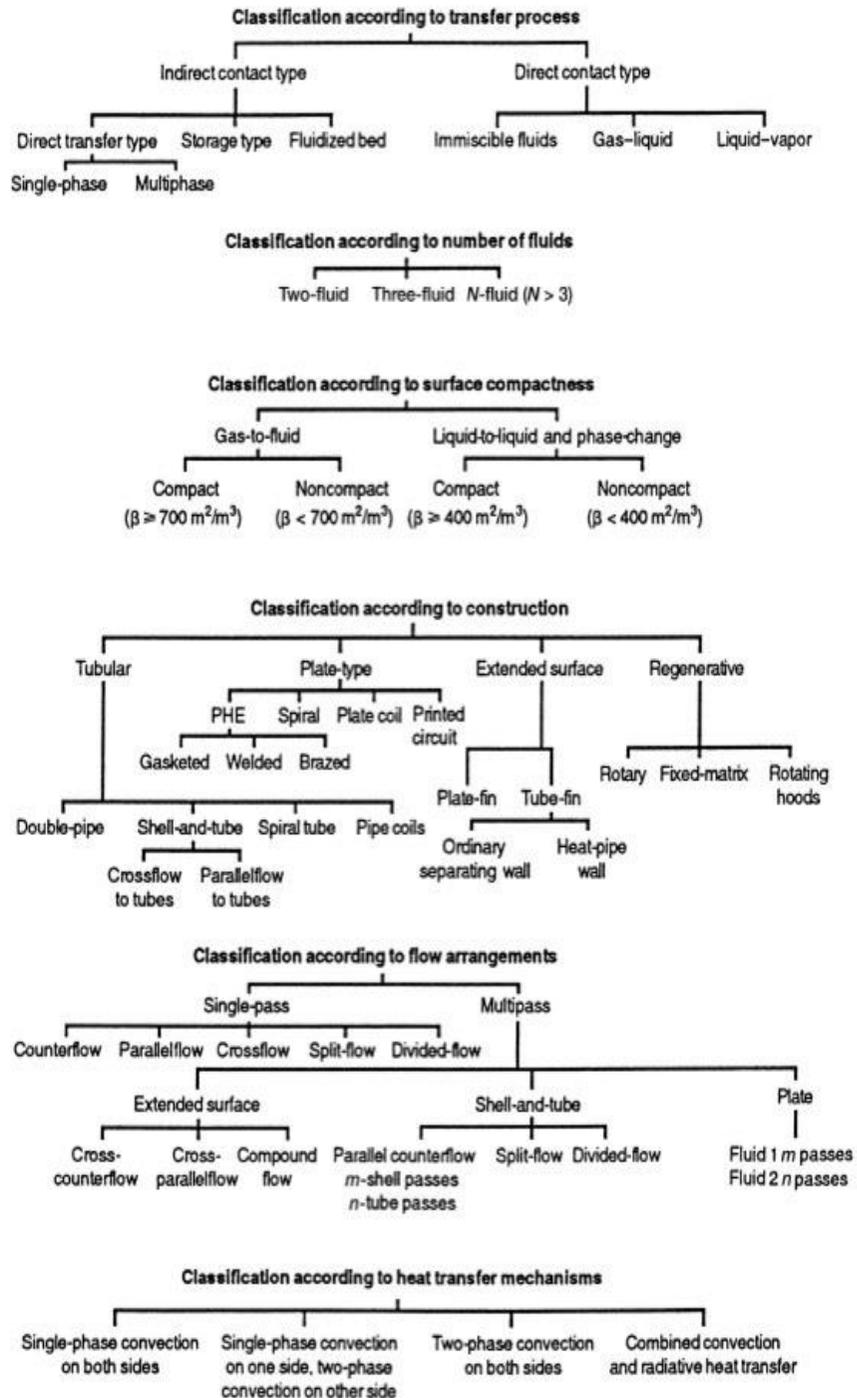
Ada beberapa parameter yang harus dipenuhi agar air tawar dapat dikatakan layak dan berkualitas. Parameter tersebut yaitu, parameter fisika, parameter kimia, dan parameter biologi. Dalam parameter fisika hal yang dapat dicermati yaitu mengenai kecerahan dan suhu. Untuk parameter kimia hal yang dapat dicermati yaitu tingkat keasaman (pH), salinitas, dan oksigen terlarut. Untuk syarat air bersih yang bebas dari bahan kimia yaitu, mempunyai pH dan suhu yang sesuai, memiliki kandungan amonia dan nitrit yang rendah, dan tidak tercemar bahan organik.



Gambar 2. 5 Contoh Lokasi Keberadaan Air Tawar
(Sumber: <https://steemit.com>)

2.7. *Heat Exchanger*

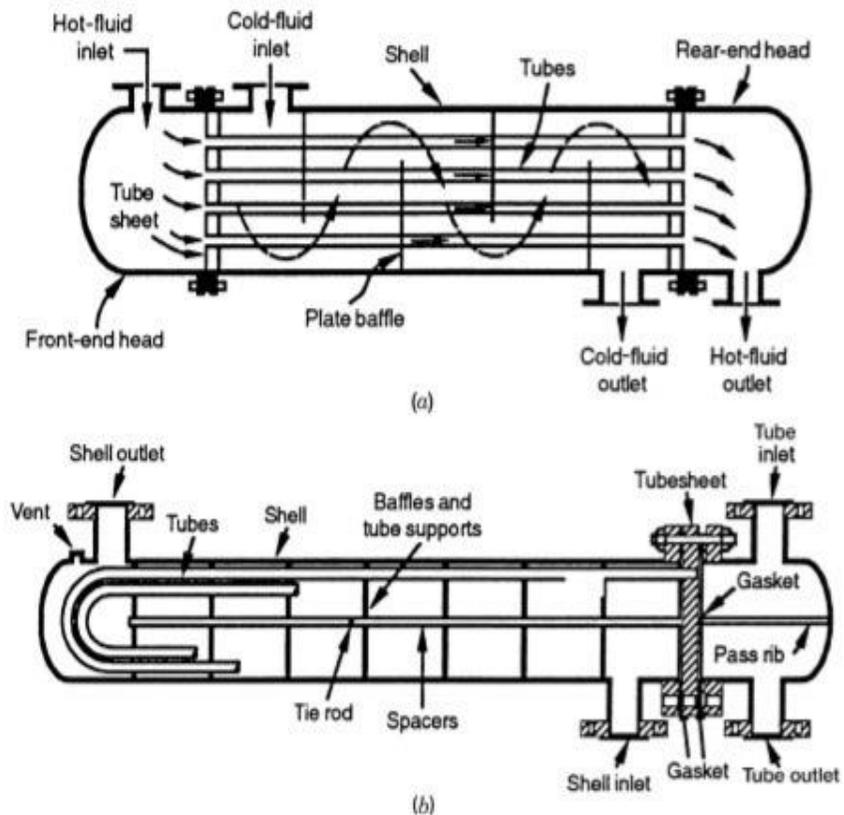
Pengertian ilmiah dari *heat exchanger* adalah sebuah alat yang berfungsi untuk mentransfer energi panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dengan fluida, atau antara partikel padat dengan fluida. Secara ringkas macam-macam *heat exchanger* dapat digambarkan menjadi bagan di gambar 2.6. Bagian terpenting dari sebuah alat penukar kalor adalah permukaan kontak panas. Di permukaan tersebut akan terjadi perpindahan panas dari satu zat ke zat lainnya. Semakin luas bidang kontak panas tersebut maka akan semakin tinggi nilai efisiensi perpindahan panas yang terjadi. Untuk pengerjaan tugas akhir ini, tipe alat penukar panas yang akan dirancang yaitu tipe *shell and tube*. Yang dimana tipe alat penukar panas akan dijelaskan di subbab berikutnya.



Gambar 2.6 Pembagian Macam-Macam Heat Exchanger
(Sumber: *Fundamental of Heat Exchanger Design*, 2003)

2.8. Heat Exchanger Tipe Shell and Tube

Tipe heat exchanger ini merupakan kelompok heat exchanger yang dikelompokkan berdasarkan desain konstruksinya. Ada beberapa jenis heat exchanger apabila dikelompokkan berdasarkan kategori tersebut, yang dimana meliputi tipe tubular, tipe plat, tipe extended-surface, dan tipe regeneratif. Tipe ini melibatkan tube sebagai komponen utamanya. Salah satu fluida mengalir di dalam tube, sedangkan fluida lainnya mengalir di luar tube. Pipa-pipa tube didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan shell, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa tube tersebut berada sejajar dengan sumbu shell.



Gambar 2.7 Heat Exchanger Tipe Shell and Tube
(Sumber: <https://www.studocu.com>)

2.9. Gas Buang dan Back Pressure

Gas buang merupakan polutan yang berasal dari proses pembakaran pada kendaraan bermotor yang dimana pada hal ini gas buang berasal dari motor diesel Yanmar TF85MH-di. Gas buang pada motor diesel tersebut dikeluarkan melalui *exhaust sistem* atau yang sering dikenal dengan knalpot. Pada gas buang terdapat beberapa zat yang berbahaya bagi manusia. Kandungan berbahaya tersebut

meliputi Karbon Dioksida (CO₂), Karbon Monoksida (CO), Sulfur Oksida (SO₂), Nitrogen Oksida (NO) dan Timbal (Pb) (Awal Syahrani, 2006).

Back Pressure gas buang merupakan tekanan yang terjadi akibat hambatan yang dialami gas buang ketika proses penyalurannya keluar melalui *exhaust sistem* dan merupakan pantulan dari gas buang yang telah dikeluarkan dari silinder menuju sistem penyaluran gas buang kembali ke arah silinder. Akibat dari *back pressure* yang tinggi adalah kurang efektifnya langkah hisap dan langkah buang sehingga mempengaruhi prestasi mesin. *Back pressure* ini akan mengembalikan gas yang sudah terbakar sebagian masuk kembali ke dalam ruang bakar saat terjadi overlap katup. Pengukuran *back pressure* pada mesin dapat dilakukan dengan menggunakan alat *Exhaust back pressure gauge*. Alat ini terdiri dari pengukur tekanan (*Pressure gauge*) dan *rubber hose* yang berfungsi untuk meredam getaran dan panas yang dapat merusak sensor pada *pressure gauge*.

Dalam literatur yang sudah pernah dilakukan sebelumnya, dalam menentukan *back pressure* terlebih dahulu harus dilakukan perhitungan untuk mendapatkan disipasi panas yang terjadi didalam silinder, dengan menggunakan perhitungan sesuai dalam *project guide* mesin terkait. Karena dari *project guide* tersebut dapat menentukan besarnya presentase disipasi panas yang terjadi di titik MCR mesin terkait (Dwi Ario Sasono, 1996). Beberapa perhitungan yang didapat dari *project guide* yaitu perhitungan jumlah gas buang. Perhitungan lainnya itu adanya perhitungan koreksi untuk beban mesin dan koreksi untuk kondisi lingkungan aktual.

Untuk koreksi beban mesin dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$P_s \% = \left(\frac{P_s}{P_o} \right) \times 100\% \dots \dots \dots (3)$$

Dimana :

$\Delta ms \% =$ Presentase perubahan jumlah gas buang spesifik terhadap jumlah yang terjadi pada titik optimasi

Untuk perhitungan *back pressure* yang terjadi pada pipa gas buang didekati dengan menggunakan persamaan-persamaan sebagai berikut :

$$\rho = 1,293 \times \frac{273}{273+T} \times 1,015 \dots \dots \dots (4)$$

$v =$

$$\frac{M}{\rho} \times \frac{4}{\pi \times D^2} \dots \dots \dots (5)$$

$\Delta p =$

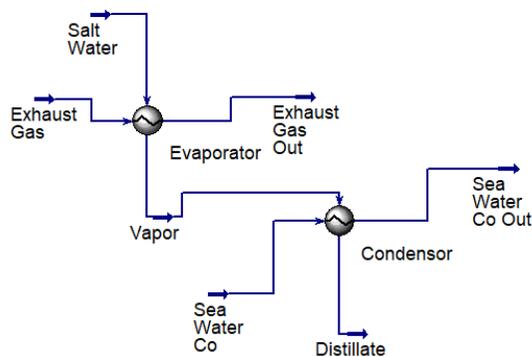
$$\delta \times \frac{1}{2} \times \rho \times v^2 \times \frac{1}{9,81} \dots \dots \dots (6)$$

Dimana :

- ρ = Densitas dari masa gas buang dalam kg/m³
- T = Temperatur gas buang yang terjadi pada MCR dalam °C
- Δp = *Back pressure* dalam mmWC
- δ = Koefisien friksi yang terjadi dalam pipa gas buang

2.10. Aspen Hysys

Merupakan software yang digunakan pada tugas akhir ini. Software ini bertujuan untuk mengetahui kinerja dari sistem distilasi yaitu kinerja evaporator dan kinerja kondensor. Dari software ini didapatkan data berupa uap yang dihasilkan evaporator dan air distilasi yang dihasilkan kondensor. Software ini juga digunakan untuk mengetahui hubungan antara suhu gas buang yang masuk, nilai pressure drop yang digunakan, dan suhu air pendingin yang masuk dengan uap yang dihasilkan di evaporator dan air hasil distilasi yang dihasilkan.



Gambar 2.8 Tampilan Diagram Sistem Distilasi
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

2.11. Mass Flow Rate

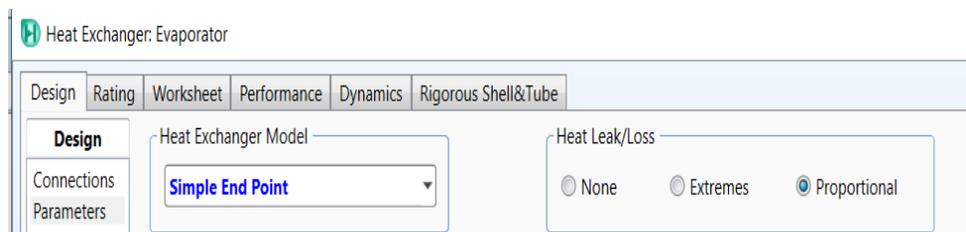
Mass flow rate atau laju aliran massa merupakan massa suatu substansi yang mengalir per satuan waktu. Dalam tugas akhir ini laju aliran mass digunakan sebagai salah satu variabel untuk neguji analisa sistem distilasi. Fluida yang laju aliran massa nya kaan dipakai yaitu laju aliran massa gas buang, laju aliran massa air laut, laju air tawar, dan laju aliran massa *coolant* yang dipakai di kondensor.

Name	Exhaust Gas	Exhaust Gas Out	Salt Water	Vapor
Vapour	1,0000	1,0000	0,0000	0,9519
Temperature [C]	257,0	116,9	28,00	140,9
Pressure [kPa]	101,3	100,6	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	1,221	1,221	0,1086	0,1086
Mass Flow [kg/h]	34,20	34,20	2,110	2,110
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	4,278e-002	4,278e-002	2,011e-003	2,011e-003
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1,038e+005	-1,079e+005	-3,098e+005	-2,631e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	176,0	167,0	43,62	169,5
Heat Flow [kJ/h]	-1,267e+005	-1,318e+005	-3,364e+004	-2,856e+004

Gambar 2.9 Nilai Laju Aliran Massa Dalam Satuan kg/h
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

2.12. Heat Loss

Heat Loss merupakan total perpindahan panas yang melewati suatu benda baik dari konduksi, konveksi, radiasi, atau kombinasi dari semuanya. *Heat Loss* pada umumnya dinyatakan dalam satuan kilowatt (kW) atau *British Thermal Units* (BTUs) dan juga mewakili energi yang diperlukan untuk mempertahankan suhu tertentu. Dalam tugas akhir ini *heat loss* digunakan sebagai salah satu acuan terhadap kinerja dari sistem distilasi. Ada dua kondisi *heat loss* yang digunakan, yaitu tanpa *heat loss* dan dengan *heat loss proportional*. Perbedaan dari penggunaan dua kondisi ini di *software* Aspen Hysys yaitu terdapat pada penggunaan data-data yang dapat diatur dan tidak dapat diatur. Pada kondisi *heat loss proportional* jumlah *vapor fraction* yang dihasilkan dapat diatur sehingga hasil uap dari evaporator dapat diatur. Sementara untuk kondisi tanpa *heat loss*, jumlah *vapor fraction* tidak dapat diatur sehingga hasil uap dari evaporator akan bergantung pada data-data pendukung lainnya seperti suhu gas buang dan penurunan tekanan.



Gambar 2.10 Kolom Pemilihan *Heat Loss*
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

2.13. Paper Review

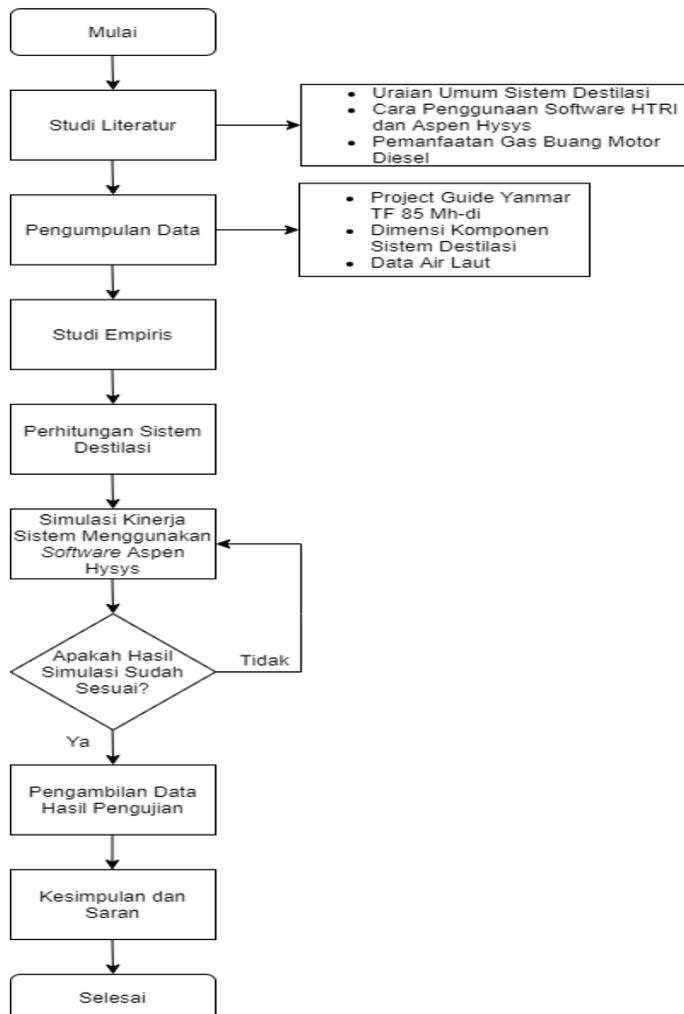
Pada bagian ini bertujuan untuk mengetahui hasil dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya terkait distilasi. Pada jurnal berjudul “Destilasi Air Laut Menjadi Air Tawar dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang” menunjukkan hubungan antara putaran mesin, daya, dan air hasil distilasi yang dihasilkan. Pada penelitian tersebut didapatkan bahwa pada waktu percobaan selama tiga jam jumlah air hasil distilasi yang dihasilkan semakin tinggi ketika nilai putaran mesin juga bertambah tinggi. Selain itu dijelaskan pula hubungan antara hubungan kalor gas buang dan efektifitas terhadap putaran mesin dimana efektifitas penukar kalor akan meningkat seiring meningkatnya putaran mesin.

BAB III METODOLOGI

Metodologi penulisan tugas akhir ini mencakup semua kegiatan yang akan dilakukan untuk menjawab masalah di tugas akhir ini. Untuk lebih jelasnya akan dijelaskan sebagai berikut :

3.1. Diagram Alur Penelitian

Metodologi adalah sebuah prosedur sistematis yang menjelaskan langkah dari riset dengan urutan langkah tertentu yang harus dilakukan secara bertahap dan berurutan. Maka dari itu, metodologi digunakan agar memudahkan penulis dalam tugas akhir ini. Diagram alur akan ditunjukkan pada gambar 3.1 di bawah ini.



Gambar 3.1 Metodologi Flowchart
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

3.2. Studi Literatur

Studi Literatur adalah sebuah proses mengumpulkan informasi yang berhubungan dengan bidang dari tugas akhir ini. Proses ini harus menjelaskan, merangkum, dan mengevaluasi dan memberikan teori dasar dari tema dari tugas akhir yang diambil. Pada tugas akhir ini, sumber literatur yang digunakan berasal dari *paper*, jurnal, buku, dan dari internet yang berhubungan dengan tema yang diusung dan metode yang akan digunakan. Beberapa hal yang termasuk dalam studi literatur tersebut yaitu mengenai uraian umum distilasi, pemanfaatan gas buang, definisi air tawar dan air laut, dan juga mengenai tipe dan jenis heat exchanger.

3.3. Pengumpulan Data Untuk Perancangan Sistem Distilasi

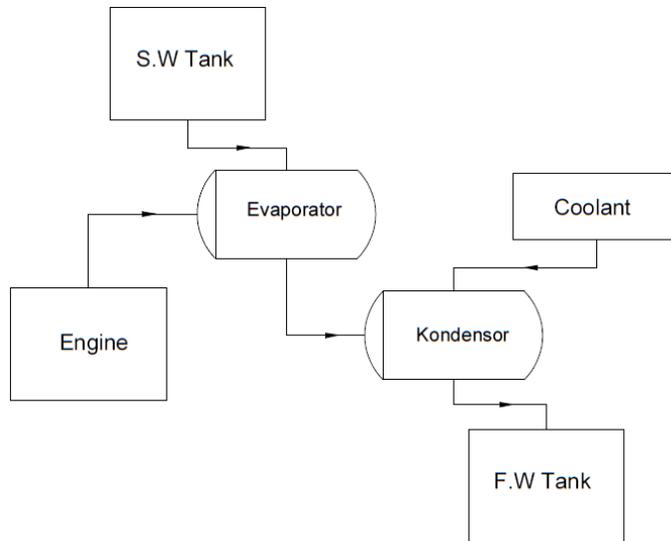
Data yang akan dikumpulkan dan digunakan akan berkaitan dengan bahan yang dibutuhkan untuk perancangan destilator itu sendiri. Selain itu juga harus menyiapkan sampel air laut atau konsentrat air laut yang akan digunakan untuk diuji nanti pada sistem distilasi yang akan dirancang. Dalam hal ini penulis akan melakukan pencarian melalui jurnal, buku, maupun internet dalam mengetahui dan mendapatkan barang atau komponen yang akan dibutuhkan untuk perancangan destilator. Selain data, bahan-bahan atau peralatan lain yang dibutuhkan untuk merancang sistem distilasi ini juga dipersiapkan.

3.4. Studi Empiris

Studi empiris adalah studi yang dilakukan berdasarkan data-data eksperimental hasil pengamatan, pengalaman, trial and error pada percobaan atau penelitian yang sejenis. Dalam hal ini berarti studi empiris mengenai sistem distilasi air laut yang memanfaatkan panas gas buang dari motor diesel. Selain itu dapat juga mengenai pemanfaatan gas buang dari sebuah motor diesel.

3.5. Perhitungan dan Perancangan Sistem Distilasi

Perancangan akan dilakukan ketika desain evaporator dan kondensor telah selesai. Perancangan yang dimaksud yaitu perhitungan yang akan mendukung analisa kinerja sistem distilasi. Beberapa perhitungan yang dilakukan yaitu perhitungan panjang pipa dan perhitungan *back pressure*. Panjang pipa yang dimaksud yaitu panjang pipa dari corong gas buang motor diesel menuju evaporator.



Gambar 3.2 Perencanaan Sistem Distilasi
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

3.6. Simulai Kinerja Sistem Simulasi Dengan Software Aspen Hysys

Simulasi dilakukan menggunakan *software* dikarenakan adanya pandemi virus corona yang menyebabkan pengujian alat skala lab tidak dapat dilakukan. Dengan menggunakan *software* Aspen Hysys dapat diketahui bagaimana kinerja sistem distilasi yang memanfaatkan panas dari gas buang motor diesel. Pada tahap ini data yang dimasukkan ke Aspen Hysys merupakan data yang memang sudah dihitung ketika perancangan evaporator dan kondensor yang telah dilakukan oleh rekan satu kelompok. Data-data yang dimaksud yaitu suhu gas buang, nilai *pressure drop*, suhu pendingin yang digunakan, dan juga dimensi alat penukar panas yang telah ditentukan sebelumnya.

Setelah itu dilakukan simulasi dengan perubahan variabel tertentu. Beberapa variabel seperti suhu gas buang, nilai *pressure drop* dan suhu pendingin akan diubah nilainya untuk mengetahui pengaruh apa yang akan diberikan kepada hasil atau kinerja dari sistem distilasi itu sendiri. Perubahan seperti pada nilai *pressure drop* akan berdasarkan kepada referensi tentang *allowable maximal pressure drop* pada sebuah heat exchanger *shell & tube*. Kemudian variabel tersebut akan dibandingkan menggunakan grafik agar dapat mengetahui perbedaan dan pengaruh nya masing-masing.

3.7. Validasi Simulasi Kinerja Sistem Destilasi

Validasi yang dilakukan yaitu berupa pengecekan data yang diambil apakah sesuai dengan penelitian atau studi yang pernah dilakukan sebelumnya. Hasil penelitian atau studi sebelumnya dapat dilihat pada bagian 2.13 yang berisi rangkuman studi tentang distilasi yang pernah dilakukan sebelumnya.

3.8. Pengambilan Data

Data yang diambil merupakan hasil percobaan yang telah dilakukan sebelumnya menggunakan *software* Aspen Hysys. Data tersebut akan menjelaskan bagaimana kinerja dari sistem distilasi air laut yang memanfaatkan panas dari gas buang motor diesel. Hasil data tersebut juga akan dibandingkan dengan hasil perhitungan kinerja evaporator dan kondensor yang telah dilakukan sebelumnya oleh rekan satu kelompok. Perbandingan tersebut dilakukan untuk mengetahui seberapa besar perbedaan yang ada pada data hasil *software* dengan data hasil perhitungan manual.

3.9. Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini, menulis kesimpulan dan rekomendasi akan ditentukan dari hasil yang didapatkan dari analisa data. Penarikan kesimpulan diharapkan dapat menjawab tujuan dari tugas akhir ini. Penulisan saran diharapkan dapat membuat pengembangan tugas akhir ini menjadi lebih baik.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada perhitungan yang dilakukan mengacu pada gambar rancangan 3.2 yang sudah tertera sebelumnya. Untuk menjawab rumusan masalah pada tugas akhir ini, langkah-langkah yang dilakukan sebelum mendesain sistem distilasi yaitu dimulai dengan perhitungan. Sebelum melakukan perhitungan penulis membutuhkan data-data dari motor diesel yang dipakai yaitu Yanmar TF 85-MH-di agar dapat menghitung dimensi beserta komponen-komponen lain yang dibutuhkan untuk merancang sistem distilasi. Perhitungan yang dilakukan akan mengacu pada sistem distilasi yang telah dirancang sebelumnya seperti pada gambar 3.2 dimana aliran gas buang dan air laut akan masuk kedalam evaporator sementara *coolant* yang akan mendinginkan uap air akan masuk kedalam kondensor dan air hasil distilasi akan dialirkan ke dalam tangki atau wadah penampung yang telah disediakan.

Model	: YANMAR TF 85MH-di
Power	: 7.5 kW
SFOC	: 171 g/dk.h
	: 229.3 g/kW.h
Bore	: 85 mm
Stroke	: 87 mm
Displacement	: 493 cc
	: 30.08 CID
RPM	: 2200
Cylinder	: 1



Gambar 4.1 Motor Diesel Yanmar TF 85 Mh-di
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)



Gambar 4.2 Spesifikasi Motor Diesel
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.1. Perhitungan Mass Flow Rate Gas Buang dan Perhitungan Aliran Gas Buang

Setelah mengetahui spesifikasi dari main engine selanjutnya dapat melakukan perhitungan mass flow rate gas buang menggunakan persamaan sebagai berikut:

Asumsi:

$$\rho_a = 1.167 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta_v = 0.85$$

4.1.1. Mass Flow Rate of Fuel

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \text{SFOC} \times \text{power} \\ &= 0.06458 \text{ gr/kW.s} \times 7.5 \text{ kW} \\ &= 0.48436 \text{ gr/s} \end{aligned}$$

4.1.2. Mass Flow Rate of Air

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{\pi \times \text{bore}^2 \times \text{stroke} \times \text{number of cylinder}}{4} \\ V_s &= \frac{\pi \times (0.085)^2 \times (0.087) \times 1}{4} \\ &= 0.000494 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \eta_v \times \rho_a \times n \times V_s \\ &= 0.85 \times 1.167 \text{ kg/m}^3 \times \frac{2200}{2} \text{ min} \times 0.00494 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$= 0.5389 \text{ kg/min}$$

$$= 8.9818 \text{ gr/s}$$

4.1.3. Mass Flow Rate of Exhaust Gas

Asumsi:

$$\rho_E = \text{Densitas exhaust gas pada suhu 500 K}$$

$$= 0.696 \text{ kg/m}^3$$

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

$$= 0.48436 \text{ gr/s} + 8.9818 \text{ gr/s}$$

$$= 9.466 \text{ gr/s}$$

4.1.4. Diameter Pipa

Diameter pipa yang digunakan untuk mengalirkan gas bang dari corong gas buang motor diesel ke evaporator dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$d = \frac{\sqrt{(Q \times 4)}}{\sqrt{\pi \times v}}$$

Dimana:

Q = laju aliran massa gas buang

v = kecepatan aliran

d = diameter pipa

$$d = \sqrt{(0.0136 \times 4)} \div \sqrt{3.14 \times 20}$$

$$= 29.47 \text{ mm}$$

Maka dari itu pipa yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Schedule = 40

Nominal = 32A

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

Gambar 4.3 Pipa JIS 3456
(Sumber: *Project Guide* JIS 3456)

Berikutnya perhitungan diameter pipa yang digunakan untuk mengalirkan air laut ke bagian *shell* evaporator. Diameter pipa tersebut dapat diketahui menggunakan persamaan berikut:

$$d = \frac{\sqrt{(Q \times 4)}}{\sqrt{\pi \times v \times \rho}}$$

Dimana:

Q = laju aliran massa air laut

v = kecepatan aliran

d = diameter pipa

$$d = \sqrt{(0.0006 \text{ kg/s} \times 4)} \div \sqrt{3.14 \times 3.14 \times 1025} \\ = 0.4 \text{ mm}$$

Maka dari itu pipa yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Schedule = 40

Nominal = 6A

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

Gambar 4.4 Pipa JIS 3454
(Sumber: *Project Guide* JIS 3454)

Selanjutnya perhitungan diameter pipa yang digunakan untuk mengalirkan uap air laut ke bagian *shell* kondensor. Diameter pipa tersebut dapat diketahui menggunakan persamaan berikut:

$$d = \frac{\sqrt{(Q \times 4)}}{\sqrt{\pi \times v \times \rho}}$$

Dimana:

Q = laju aliran massa uap air laut

v = kecepatan aliran

$$d = \text{diameter pipa}$$

$$d = \sqrt{(0.000856 \times 4)} \div \sqrt{3.14 \times 30 \times 0.598}$$

$$= 6.45 \text{ mm}$$

Maka dari itu pipa yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Schedule = 40

Nominal = 6A

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

Gambar 4.5 Pipa JIS 3454
(Sumber: *Project Guide* JIS 3454)

Selanjutnya perhitungan diameter pipa yang digunakan untuk mengalirkan air hasil distilasi ke tangki air tawar yang sudah disediakan sebelumnya. Diameter pipa tersebut dapat diketahui menggunakan persamaan berikut:

$$d = \frac{\sqrt{(Q \times 4)}}{\sqrt{\pi \times v \times \rho}}$$

Dimana:

Q = laju aliran massa air hasil distilasi

v = kecepatan aliran

d = diameter pipa

$$d = \sqrt{(0.000856 \text{ kg/s} \times 4)} \div \sqrt{3.14 \times 2 \times 1000}$$

$$= 0.6 \text{ mm}$$

Maka dari itu pipa yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Schedule = 40

Nominal = 6A

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

Gambar 4.6 Pipa JIS 3454
(Sumber: *Project Guide* JIS 3454)

4.2. Perhitungan Temperatur Gas Buang

1.1. Intake Air Flow

Asumsi:

Volume Efisiensi = 0.85

Intake Air Flow = $\frac{(\text{engine size CID} \times \text{RPM})}{3456} \times \text{volum. eff}$

Intake Air Flow = $\frac{(30.0847 \times 2200)}{3456} \times 0.85$

Intake Air Flow = 16.27 CFM

1.2. Temperatur Exhaust Gas

Temp gas buang (°F) = $\frac{(\text{exhaust mass flow rate} \times 540)}{\text{intake air flow}} - 460$

Temp gas buang (°F) = $\frac{(28.81 \times 540)}{16.27} - 460$

Temp gas buang = 459.98 °F
= 257.77 °C

Selain menggunakan perhitungan ini, temperatur gas buang yang ada pada corong pembuangan gas buang dari motor diesel dapat diukur dengan alat yaitu *thermal gun*.



Gambar 4.7 Pengukuran Suhu Gas Buang
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.3. Perencanaan Evaporator

Dalam proses perencanaan dan perhitungan ini menggunakan metode kern, yang ditulis dalam bukunya "Process Heat Transfer". Data yang direncanakan dan diketahui sebagai berikut:

- Mass flow rate sea water = 0.000586 kg/s
= 2.0596 l/hour
- Temperature masuk gas buang (T_1) = 530.15 K
- Temperatur keluar gas buang (T_2) = 378.15 K
- Temperatur masuk air laut (t_1) = 301.15 K
- Temperatur keluar air laut (t_2) = 374.15 K

4.3.1 Kalor Gas Buang

Menghitung jumlah kalor yang dimiliki gas buang yang masuk ke evaporator menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_E = \dot{m}_E \times C_{pE} \times \Delta T$$

Dimana:

Q_E = Jumlah kalor gas buang (kJ/s)

\dot{m}_E = Laju aliran massa gas buang (kg/s)

C_{pE} = Kalor spesifik gas buang pada 530.15 K (kJ/kg.K)

$$= 1.036 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

ΔT = Perubahan suhu gas buang (K)

$$\begin{aligned} Q_E &= 0.0095 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1.036 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (530.15 - 374.15)\text{K} \\ &= 1.49 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.3.2 Jumlah Uap yang Dhasilkan

Setelah mendapatkan nilai Q dari gas buang menggunakan rumus heat balance untuk mengetahui jumlah air laut yang mampu diuapkan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_E = Q_f$$

$$Q_f = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)$$

Dimana:

Q_E = Jumlah kalor gas buang (kJ/s)

Q_f = Jumlah kalor air laut (kJ/s)

\dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s)

C_{pf} = Kalor jenis air laut (kJ/kg.K)

$$= 3.9 \text{ kJ/kg.K}$$

U = Kalor uap (kJ/kg)

$$= 2260 \text{ kJ/kg}$$

C_u = Kalor jenis uap air (kJ/kg.K)

$$= 2.01 \text{ kJ/kg.K}$$

ΔT = Perubahan suhu air laut (K)

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= \frac{1.49 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(3.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times 72 \text{ K}\right) + 2260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(2.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times 1 \text{ K}\right)} \\ &= 0.000586 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

4.3.3 LMTD (Log Mean Temperature Difference)

Pada perhitungan LMTD menggunakan rumus arah aliran searah sesuai desain yang telah ditentukan sebagai berikut:

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}\right)}$$

Dimana :

LMTD = Log Mean Temperature Difference (K)

T_1 = Temperatur masuk gas buang (K)

T_2 = Temperatur keluar gas buang (K)

t_1 = Temperatur masuk air laut (K)

t_2 = Temperatur keluar air laut (K)

$$\begin{aligned}LMTD &= \frac{(530.15 - 378.15)\text{K} - (374.15 - 301.15)\text{K}}{\ln\left(\frac{530.15 - 378.15}{374.15 - 301.15}\right)} \\ &= 107.71 \text{ K}\end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Bagian Tube

4.3.4.1. Bahan dan Dimensi

Sebelum menentukan jumlah tube terlebih dahulu menentukan ukuran, dimensi dan bahan untuk tube sebagai berikut:

Tube gauge = 14 BWG (*Birmingham Wire Gauge*)

Tube OD = $\frac{3}{4}$ inch

= 0.0191 m

Ketebalan = 0.002108 m

Tube ID = 0.584 inch

= 0.0148 m

Panjang Tube = 0.5 m

Jumlah Fase = 1

4.3.4.2. Jumlah Tube

Dari hasil dimensi yang telah ditentukan akan menghitung minimal jumlah tube yang diperlukan oleh sistem dengan persamaan sebagai berikut:

$$N_t = \frac{4 \times \dot{m}_E \times N_p}{\pi d_i^2 \times \rho_E \times v_E}$$

Dimana :

N_t = Jumlah tube

\dot{m}_E = Laju aliran massa gas buang (kg/s)

N_p = Jumlah fase

$$\begin{aligned}
 d_i &= \text{Diameter dalam tube (m)} \\
 \rho_E &= \text{Massa jenis gas buang pada suhu 530.15 K (kg/m}^3\text{)} \\
 &= 0.661 \text{ kg/m}^3 \\
 v_E &= \text{Kecepatan gas buang (m/s) [18 – 24 m/s]} \\
 &= 20 \text{ m/s} \\
 N_t &= \frac{4 \times 0.0095 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1}{\pi \times 0.0148^2 \text{ m} \times 0.661 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\
 &= 4.14 \text{ Buah}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ini didapatkan jumlah minimal untuk tube 5 buah. Pada sistem yang akan didesain menggunakan 16 buah tube.

4.3.4.3. Tube Pitch

$$P_t = 1.25 \times d_o$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 P_t &= \text{Tube pitch (m)} \\
 d_o &= \text{Diameter luar tube (m)} \\
 P_t &= 1.25 \times 0.0191 \text{ m} \\
 &= 0.024 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.4.4. Tube Bundle

Pada sistem ini menggunakan susunan tube square dengan persamaan sebagai berikut:

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

$$\begin{aligned}
 D_b &= \text{Diameter Bundle (m)} \\
 d_o &= \text{Diameter luar tube (m)} \\
 N_t &= \text{Jumlah tube} \\
 K_1 &= 0.215 \\
 n_1 &= 2.207 \\
 D_b &= 0.0191 \text{ m} \times \left(\frac{16}{0.215} \right)^{1/2.207} \\
 &= 0.18 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.4.5. Reynold Number

$$Re = \frac{d_i \times \rho_E \times v_E}{\mu_E}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 Re &= \text{Reynold number} \\
 d_i &= \text{Diameter dalam tube (m)} \\
 \rho_E &= \text{Massa jenis gas buang pada suhu 530.15 K (kg/m}^3\text{)} \\
 &= 0.661 \text{ kg/m}^3 \\
 v_E &= \text{Kecepatan gas buang (m/s) [18 – 24 m/s]} \\
 &= 20 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\mu_E &= \text{Viskositas gas buang pada } 530.15 \text{ K (kg/m.s)} \\ &= 0.000028 \text{ kg/m.s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Re &= \frac{0.0148 \text{ m} \times 0.661 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.000028 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \\ &= 6982.7\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan dapat disimpulkan jenis aliran turbulen karena nilai reynold number > 2300 .

4.3.4.6. Prundtl Number

$$P_r = \frac{C_{pE} \times \mu_E}{k_E}$$

Dimana:

$$P_r = \text{Prundtl number}$$

$$C_{pE} = \text{Kalor spesifik gas buang pada } 530.15 \text{ K (kJ/kg.K)}$$

$$= 1.036 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\mu_E = \text{Viskositas gas buang pada } 530.15 \text{ K (kg/m.s)}$$

$$= 0.000028 \text{ kg/m.s}$$

$$k_E = \text{Konduktivitas thermal gas buang pada } 530.15 \text{ K (W/m.K)}$$

$$= 0.042 \text{ W/m.K}$$

$$\begin{aligned}P_r &= \frac{1.036 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 0.000028 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.042 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\ &= \frac{0.0291 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.042 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\ &= 0.6886\end{aligned}$$

4.3.4.7. Nusselt Number

$$N_u = 0.683 \times Re^{0.466} \times P_r^{1/3}$$

Dimana:

$$N_u = \text{Nusselt Number}$$

$$Re = \text{Reynold number}$$

$$P_r = \text{Prundtl number}$$

$$\begin{aligned}N_u &= 0.683 \times 6982.7^{0.466} \times 0.6886^{1/3} \\ &= 37.3\end{aligned}$$

4.3.4.8. Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$h_t = 0.023 \frac{k_E}{d_i} \times Re^{0.8} \times P_r^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t}\right)$$

Dimana:

$$h_t = \text{Koefisien Perpindahan Panas pada Tube (W/m}^2\text{.K)}$$

$$k_E = \text{Konduktivitas thermal gas buang pada } 530.15 \text{ K (W/m.K)}$$

d_i = Diameter dalam *tube* (m)
 Re = *Reynold number*
 P_r = *Prundtl number*
 L_t = Panjang *tube* (m)

$$\begin{aligned}
 h_t &= 0.023 \frac{0.042 \frac{W}{m.K}}{0.014 \text{ m}} \times 6982.7^{0.8} \times 0.6886^{0.33} \times \left(1 + \frac{0.0148 \text{ m}}{0.5 \text{ m}}\right)^{0.7} \\
 &= 70.328 \frac{W}{m^2.K}
 \end{aligned}$$

4.3.5 Perhitungan Bagian Shell

4.3.5.1. Perhitungan Diameter Shell

$$D_s = D_b + BDC$$

Dimana:

D_s = Diameter shell (m)
 D_b = Diameter bundle (m)
 BDC = Bundle diameter clearance pada D_b 0.134 m (m)
 = 0.03 m

$$\begin{aligned}
 D_s &= 0.18 \text{ m} + 0.04 \text{ m} \\
 &= 0.22 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.3.5.2. Jarak Buffle

$$B_s = 0.4 \times D_s$$

B_s = Jarak *buffle* (m)
 D_s = Diameter shell (m)

$$\begin{aligned}
 B_s &= 0.4 \times 0.22 \text{ m} \\
 &= 0.0875 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jarak baffle dibulatkan menjadi 0.0625 dengan jumlah baffle 7 buah

4.3.5.3. Area Cross Flow

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

Dimana:

A_s = Area Cross Flow (m^2)
 P_t = *Tube pitch* (m)
 d_o = Diameter luar tube (m)
 D_s = Diameter shell (m)
 B_s = Jarak *buffle* (m)

$$\begin{aligned}
 A_s &= \frac{(0.024 \text{ m} - 0.0191 \text{ m}) \times 0.22 \text{ m} \times 0.08 \text{ m}}{0.024 \text{ m}} \\
 &= 0.0036 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

4.3.5.4. Mass Velocity Shell side

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

Dimana:

G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s)

\dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s)

A_s = Area Cross Flow (m²)

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0036 \text{ m}^2} \\ &= 0.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \end{aligned}$$

4.3.5.5. Shell equivalent diameter

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} (P_t^2 - 0.785d_o^2)$$

Dimana:

d_e = Shell equivalent diameter (m)

d_o = Diameter luar tube (m)

P_t = Tube pitch (m)

$$\begin{aligned} d_e &= \frac{1.27}{0.0191 \text{ m}} (0.024 \text{ m}^2 - 0.785(0.0191 \text{ m})^2) \\ &= 0.0194 \text{ m} \end{aligned}$$

4.3.5.6. Reynold Number

$$Re = \frac{d_e \times G_s}{\mu_f}$$

Dimana:

Re = Reynold Number

d_e = Shell equivalent diameter (m)

G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s)

μ_f = Viskositas air laut pada suhu 301.15 K (kg/m.s)

= 0.0009 kg/m.s

$$\begin{aligned} Re &= \frac{0.0194 \text{ m} \times 0.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}}{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \\ &= 3.5 \end{aligned}$$

4.3.5.7. Prundtl Number

$$P_r = \frac{C_{pf} \times \mu_f}{k_f}$$

Dimana:

P_r = Prundtl number

$$\begin{aligned}
 C_{pf} &= \text{Kalor jenis air laut (kJ/kg.K)} \\
 &= 3.9 \text{ kJ/kg.K} \\
 \mu_f &= \text{Viskositas air laut pada suhu 301.15 K (kg/m.s)} \\
 &= 0.0009 \text{ kg/m.s} \\
 k_f &= \text{Kondutifitas termal air laut pada suhu 301.15 K (W/m.K)} \\
 &= 0.613 \text{ W/m.K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Pr &= \frac{3.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.613 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\
 &= \frac{0.0035 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.613 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\
 &= 0.0057
 \end{aligned}$$

4.3.5.8. Nusselt Number

$$N_u = j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
 N_u &= \text{Nusselt Number} \\
 j_H &= \text{Faktor perpindahan panas pada reynold number 5.96} \\
 &= 2.5 \\
 Re &= \text{Bilangan Reynolds} \\
 Pr &= \text{Bilangan Prundtl} \\
 \mu_f &= \text{Viskositas air laut pada suhu 301.15 K (kg/m.s)} \\
 &= 0.0009 \text{ kg/m.s} \\
 \mu_w &= \text{Viskositas fluida pada wall temperature pada suhu 395.5 K (kg/m.s)} \\
 &= 0.000013 \text{ kg/m.s}
 \end{aligned}$$

Untuk mencari nilai faktor perpindahan panas membaca grafik yang ada di bawah ini:

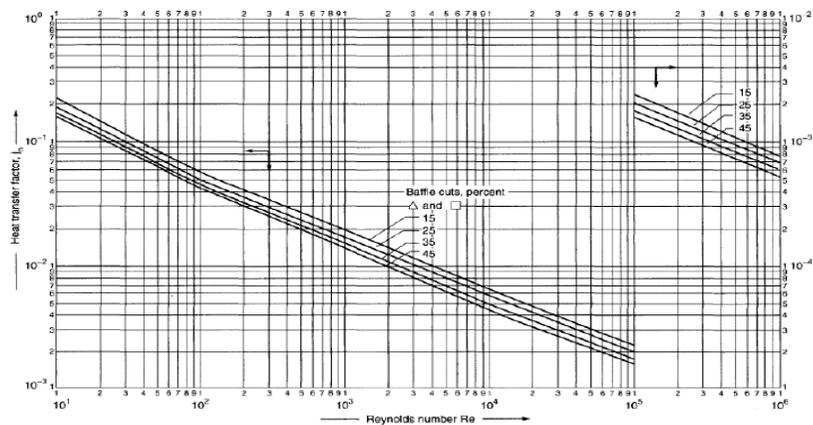


Figure 12.29. Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

Gambar 4.8 Grafik J-H
(Sumber: Buku "Heat Transfer")

$$T_w = \frac{T_1 + T_2 + t_1 + t_2}{4}$$

Dimana:

T_w = wall temperature (K)

T_1 = Suhu input tube (K)

T_2 = Suhu output tube (K)

t_1 = Suhu input shell (K)

t_2 = Suhu input shell (K)

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{530.15 \text{ K} + 378.15 \text{ K} + 301.15 \text{ K} + 374.15 \text{ K}}{4} \\ &= 395.5 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_u &= j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \\ &= 4 \times 3.5 \times 0.0057^{1/3} \left(\frac{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.00013 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right) \\ &= 1.84 \end{aligned}$$

4.3.1 Koefisien Perpindahan Panas

4.3.6.1. Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$h_t = 0.023 \frac{k_E}{d_i} \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t} \right)$$

Dimana:

h_t = Koefisien Perpindahan Panas pada *Tube* (W/m².K)

k_E = Konduktivitas thermal gas buang pada 530.15 K (W/m.K)
= 0.042 W/m.K

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

Re = *Reynold number*

Pr = *Prundtl number*

L_t = Panjang *tube* (m)

$$\begin{aligned} h_t &= 0.023 \frac{0.042 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.014 \text{ m}} \times 6982.7^{0.8} \times 0.6886^{0.33} \times \left(1 + \frac{0.0148 \text{ m}}{0.5 \text{ m}} \right)^{0.7} \\ &= 69.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \end{aligned}$$

4.3.6.2. Koefisien Perpindahan Panas pada Shell

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

Keterangan:

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/m².K)

N_u = Bilangan Nusselt

k_f = Konduktivitas termal air laut pada suhu 301.15 K (W/m.K)
= 0.613 W/m.K

d_e = Shell equivalent diameter (m)

$$h_s = \frac{1.84 \times 0.613 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.0194 \text{ m}} = 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}$$

4.3.2 Luas perpindahan panas

$$A = N_t \pi d_o L_t$$

Dimana:

A = Luas perpindahan panas (m^2)

N_t = Jumlah tube

d_o = Diameter luar tube (m)

L_t = Panjang tube (m)

$$A = 30 \times \pi \times 0.0191 \text{ m} \times 0.8 \text{ m} = 1.44 \text{ m}^2$$

4.3.3 Overall Heat Transfer

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

Dimana:

U_c = Clean overall heat transfer ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

$$U_c = \frac{69.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \times 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}}{769.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} + 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}} = 31.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}$$

$$U_d = \frac{Q}{A \times LMTD \times F_T}$$

Keterangan:

U_d = Design overall heat transfer ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (W)

A = Luas perpindahan panas (m^2)

LMTD = Beda Temperatur Rata – rata Logaritmik (K)

F_T = Faktor Koreksi heat exchanger 1 shell dan 1 tube

= 1

$$U_d = \frac{1490 \text{ W}}{1.44 \text{ m}^2 \times 107.71 \text{ K} \times 1} = 9.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}$$

4.4. Perencanaan Kondensor

Perhitungan dan desain kondensor ini menggunakan metode kern dan menggunakan pendekatan LMTD. Pendekatan LMTD dengan penukar kalor berguna bila suhu masuk dan suhu keluar dapat ditentukan dengan mudah, sehingga LMTD dapat dengan mudah dihitung (Bizzy,2013).

4.4.1. Perencanaan Kondensor

Perhitungan menggunakan pendekatan LMTD ada beberapa parameter yang harus diketahui atau ditentukan pada awal perhitungan sebagai berikut:

Temperatur masuk uap air laut (T_1)	= 374.15	K
Temperatur keluar uap air laut (T_2)	= 333.15	K
Temperatur masuk air pendingin (t_1)	= 301.15	K
Temperatur keluar air pendingin (t_2)	= 311.15	K
Faktor pengotoran uap air laut ($R_{f,f2}$)	= 0.001	$\frac{\text{hr.ft}^2.\text{F}}{\text{BTU}}$
Faktor pengotoran air pendingin ($R_{f,c}$)	= 0.0005	$\frac{\text{hr.ft}^2.\text{F}}{\text{BTU}}$

Perencanaan air pendingin ada di dalam tube

(subscript ' f_2 ' untuk uap air laut dan 'c' untuk air pendingin)

4.4.2. Kalor Sistem

4.4.2.1. Kalor Uap Air Laut

Menghitung jumlah kalor yang dimiliki uap air laut yang masuk ke kondensor menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{f2} = (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T) + (\dot{m}_f \times U) + (\dot{m}_f \times C_{f2} \times \Delta T)$$

Dimana:

Q_{f2}	= Jumlah kalor uap air laut (kJ/s)
\dot{m}_f	= Laju aliran massa air laut (kg/s)
C_u	= Kalor jenis uap air laut (kJ/kg.K) = 2.01 kJ/kg.K
U	= Kalor uap air laut (kJ/kg) = 2260 kJ/kg
C_{f2}	= Kalor jenis uap air laut (kJ/kg.K) = 4.2 kJ/kg.K
ΔT	= Perubahan suhu uap air laut (K)

$$\begin{aligned} Q_{f2} &= \left(0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (374.15 \text{ K} - 373.15 \text{ K})\right) + \left(0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (373.15 \text{ K} - 333.15 \text{ K})\right) \\ &= 1.42 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \end{aligned}$$

4.3.1 Jumlah Air Pendingin

Setelah mendapatkan nilai Q dari uap air laut menggunakan rumus heat balance akan mengetahui jumlah air pendingin yang mampu diupkan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{f2} = Q_c$$

$$Q_c = \dot{m}_c \times C_{pf} \times \Delta T$$

Dimana:

Q_{f2} = Jumlah kalor uap air laut (kJ/s)

Q_c = Jumlah kalor air pendingin (kJ/s)

\dot{m}_c = Laju aliran massa air pendingin (kg/s)

C_{pf} = Kalor jenis air laut (kJ/kg.K)

= 3.9 kJ/kg.K

ΔT = Perubahan suhu air pendingin (K)

$$\dot{m}_c = \frac{1.42 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (311.15 \text{ K} - 301.15 \text{ K})}$$

$$= 0.036 \text{ kg/s}$$

4.4.3. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

Pada perhitungan LMTD menggunakan rumus arah aliran searah sesuai desain yang telah ditentukan sebagai berikut:

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right)}$$

Dimana:

LMTD = Log Mean Temperature Difference (K)

T_1 = Temperatur masuk uap air laut (K)

T_2 = Temperatur keluar uap air laut (K)

t_1 = Temperatur masuk air pendingin (K)

t_2 = Temperatur keluar air pendingin (K)

$$LMTD = \frac{(374.15 - 333.15)K - (311.15 - 301.15)K}{\ln \left(\frac{374.15 - 333.15}{311.15 - 301.15} \right)}$$

$$= 21.97 \text{ K}$$

4.4.4. Perhitungan Bagian Tube

4.4.4.1. Bahan dan Dimensi

Sebelum menentukan jumlah tube terlebih dahulu menentukan ukuran, dimensi dan bahan untuk tube sebagai berikut:

Tube gauge = 14 BWG (*Birmingham Wire Gauge*)

Tube OD = $\frac{3}{4}$ inch

= 0.0191 m

Ketebalan = 0.002108 m

Tube ID = 0.584 inch

= 0.0148 m

Panjang Tube = 0.5 m

Jumlah Fase = 1

4.4.4.2. Jumlah Tube

Dari hasil dimensi yang telah ditentukan akan menghitung minimal jumlah tube yang diperlukan oleh sistem dengan persamaan sebagai berikut:

$$N_t = \frac{4 \times \dot{m}_c \times N_p}{\pi d_i^2 \times \rho_c \times v_c}$$

Dimana :

- N_t = Jumlah tube
 \dot{m}_c = Laju aliran massa air pendingin (kg/s)
 N_p = Jumlah fase
 d_i = Diameter dalam tube (m)
 ρ_c = Massa jenis air pendingin pada suhu 301.15 K (kg/m³)
 = 1022.6 kg/m³
 v_c = Kecepatan air pendingin (m/s)
 = 2 m/s

$$N_t = \frac{4 \times 0.036 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1}{\pi \times 0.0148^2 \text{ m} \times 1022.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$= 0.1 \text{ Buah}$$

Dari hasil perhitungan ini didapatkan jumlah minimal untuk tube 1 buah. Pada sistem yang akan didesain menggunakan 30 buah tube.

4.4.4.3. Tube Pitch

$$P_t = 1.25 \times d_o$$

Dimana :

- P_t = Tube pitch (m)
 d_o = Diameter luar tube (m)

$$P_t = 1.25 \times 0.0191 \text{ m}$$

$$= 0.024 \text{ m}$$

4.4.4.4. Tube Bundle

Pada sistem ini menggunakan susunan tube square dengan persamaan sebagai berikut:

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

- D_b = Diameter Bundle (m)
 d_o = Diameter luar tube (m)
 N_t = Jumlah tube
 K_1 = 0.215
 n_1 = 2.207

$$D_b = 0.0191 \text{ m} \times \left(\frac{30}{0.215} \right)^{1/2.207}$$

$$= 0.18 \text{ m}$$

4.4.4.5. Reynold Number

$$Re = \frac{d_i \times \rho_c \times v_c}{\mu_c}$$

Dimana:

Re = Reynold number

d_i = Diameter dalam tube (m)

ρ_c = Massa jenis air pendingin pada suhu 301.15 K (kg/m³)
= 1022.6 kg/m³

v_c = Kecepatan air pendingin (m/s)
= 2 m/s

μ_c = Viskositas air pendingin pada 301.15 K (kg/m.s)
= 0.0009 kg/m.s

$$Re = \frac{0.0148 \text{ m} \times 1022.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}$$

$$= 33703.3$$

Dari hasil perhitungan dapat disimpulkan jenis aliran turbulen karena nilai reynold number > 2300.

4.4.4.6. Prundtl Number

$$Pr = \frac{C_{pc} \times \mu_c}{k_c}$$

Dimana:

Pr = Prundtl number

C_{pc} = Kalor jenis air pendingin pada 301.15 K (kJ/kg.K)
= 4 kJ/kg.K

μ_c = Viskositas air pendingin pada 301.15 K (kg/m.s)
= 0.0009 kg/m.s

k_c = Konduktivitas thermal air pendingin pada 301.15 K (W/m.K)
= 0.6132 W/m.K

$$Pr = \frac{4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.6132 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}$$

$$= \frac{0.0036 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.6132 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}$$

$$= 5.87$$

4.4.4.7. Nusselt Number

$$Nu = 0.683 \times Re^{0.466} \times Pr^{1/3}$$

Dimana:

Nu = Nusselt Number

Re = Reynold number

Pr = Prundtl number

$$N_u = 0.683 \times 33703.3^{0.466} \times 5.87^{1/3}$$

$$= 158.71$$

4.4.5. Perhitungan Bagian Shell

4.4.5.1. Perhitungan Diameter Shell

$$D_s = D_b + BDC$$

Dimana:

D_s = Diameter shell (m)

D_b = Diameter bundle (m)

BDC = Bundle diameter clearance pada D_b 0.16 m (m)
= 0.005 m

$$D_s = 0.18 \text{ m} + 0.04 \text{ m}$$

$$= 0.22 \text{ m}$$

4.4.5.2. Jarak Baffle

$$B_s = 0.4 \times D_s$$

B_s = Jarak *baffle* (m)

D_s = Diameter shell (m)

$$B_s = 0.4 \times 0.22 \text{ m}$$

$$= 0.087 \text{ m}$$

Jarak baffle dibulatkan menjadi 0.083 dengan jumlah baffle 6 buah

4.4.5.3. Area Cross Flow

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

Dimana:

A_s = Area Cross Flow (m²)

P_t = *Tube pitch* (m)

d_o = Diameter luar tube (m)

D_s = Diameter shell (m)

B_s = Jarak *baffle* (m)

$$A_s = \frac{(0.024 \text{ m} - 0.0191 \text{ m}) \times 0.22 \text{ m} \times 0.083 \text{ m}}{0.024 \text{ m}}$$

$$= 0.0038 \text{ m}^2$$

4.4.5.4. Mass Velocity Shell side

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

Dimana:

G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s)

\dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s)
 A_s = Area Cross Flow (m²)

$$G_s = \frac{0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0038 \text{ m}^2} = 0.156 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

4.4.5.5. Shell equivalent diameter

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} (P_t^2 - 0.785 d_o^2)$$

Dimana:

d_e = Shell equivalent diameter (m)
 d_o = Diameter luar tube (m)
 P_t = Tube pitch (m)

$$d_e = \frac{1.27}{0.0191 \text{ m}} (0.024 \text{ m}^2 - 0.785(0.0191 \text{ m})^2) = 0.0194 \text{ m}$$

4.4.5.6. Reynold Number

$$Re = \frac{d_e \times G_s}{\mu_{f2}}$$

Dimana:

Re = Reynold Number
 d_e = Shell equivalent diameter (m)
 G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s)
 μ_{f2} = Viskositas uap air laut pada suhu 374.15 K (kg/m.s)
= 0.0003 kg/m.s

$$Re = \frac{0.0194 \text{ m} \times 0.156 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} = 9.74$$

4.4.5.7. Prundtl Number

$$Pr = \frac{C_{f2} \times \mu_{f2}}{k_{f2}}$$

Dimana:

Pr = Prundtl number
 C_{f2} = Kalor jenis uap air laut pada suhu 374.15 K (kJ/kg.K)
= 4.04 kJ/kg.K
 μ_{f2} = Viskositas uap air laut pada suhu 374.15 K (kg/m.s)
= 0.0003 kg/m.s
 k_{f2} = Konduktivitas termal uap air laut pada suhu 374.15 K (W/m.K)

$$= 0.675 \text{ W/m.K}$$

$$\begin{aligned}
 P_r &= \frac{4.04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.675 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\
 &= \frac{0.0012 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.675 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\
 &= 1.81
 \end{aligned}$$

4.3.5.9. Nusselt Number

$$N_u = j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{f2}}{\mu_w} \right)$$

Dimana:

N_u = Nusselt Number

j_H = Faktor perpindahan panas pada reynold number 10.02
= 1.9

Re = Bilangan Reynolds

Pr = Bilangan Prundtl

μ_{f2} = Viskositas uap air laut pada suhu 374.15 K (kg/m.s)
= 0.0003 kg/m.s

μ_w = Viskositas fluida pada wall tempertature pada suhu 329.9 K (kg/m.s)
= 0.0000536 kg/m.s

Untuk mencari nilai faktor perpindahan panas membaca grafik yang ada di bawah ini:

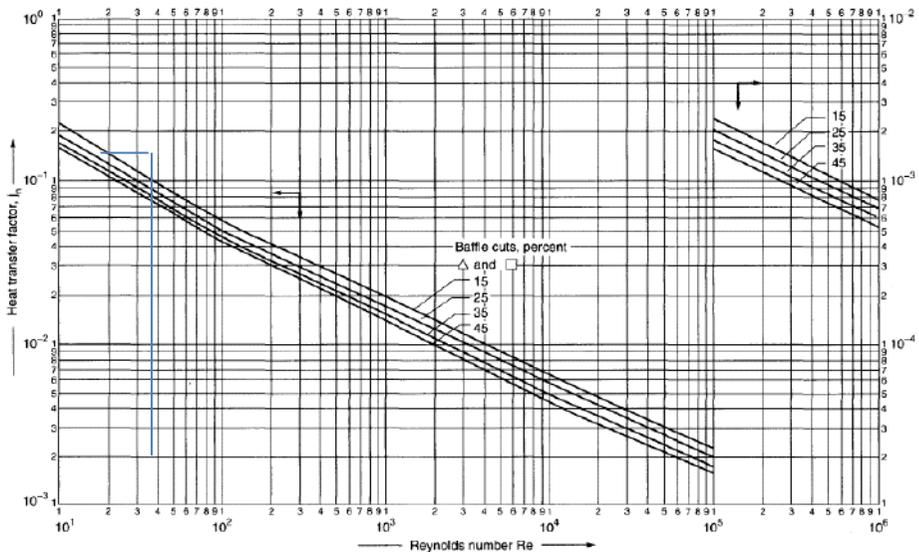


Figure 12.29 Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

Gambar 4. 9 Diagram J-H
(Sumber: Buku “Heat Transfer”)

$$T_w = \frac{T_1 + T_2 + t_1 + t_2}{4}$$

Dimana:

T_w = wall temperature (K)

T_1 = Suhu input tube (K)

T_2 = Suhu output tube (K)

t_1 = Suhu input shell (K)

t_2 = Suhu input shell (K)

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{374.15 \text{ K} + 333.15 \text{ K} + 301.15 \text{ K} + 311.15 \text{ K}}{4} \\ &= 329.9 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_u &= j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \\ &= 1.9 \times 10.02 \times 1.81^{1/3} \left(\frac{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.0000536 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right) \\ &= 6.48 \end{aligned}$$

4.4.6. Koefisien Perpindahan Panas

4.4.6.1. Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$h_t = 0.023 \frac{k_c}{d_i} \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t} \right)$$

Dimana:

h_t = Koefisien Perpindahan Panas pada *Tube* (W/m².K)

k_c = Konduktivitas thermal air pendingin pada 301.15 K (W/m.K)
= 0.6132 W/m.K

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

Re = *Reynold number*

Pr = *Prundtl number*

L_t = Panjang *tube* (m)

$$\begin{aligned} h_t &= 0.023 \frac{0.6132 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.014 \text{ m}} \times 33703.3^{0.8} \times 5.87^{0.33} \times \left(1 + \frac{0.0148 \text{ m}}{0.5 \text{ m}} \right)^{0.7} \\ &= 7267 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

4.3.6.3. Koefisien Perpindahan Panas pada Shell

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

Keterangan:

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/m².K)

N_u = Bilangan Nusselt

k_{f2} = Konduktivitas thermal uap air laut pada suhu 374.15 K (W/m.K)
= 0.675 W/m.K

d_e = Shell equivalent diameter (m)

$$\begin{aligned}
 h_s &= \frac{6.48 \times 0.675 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.0194 \text{ m}} \\
 &= 225.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}
 \end{aligned}$$

4.4.7. Luas perpindahan panas

$$A = N_t \pi d_o L_t$$

Dimana:

A = Luas perpindahan panas (m^2)

N_t = Jumlah tube

d_o = Diameter luar tube (m)

L_t = Panjang tube (m)

$$\begin{aligned}
 A &= 30 \times \pi \times 0.0191 \text{ m} \times 0.5 \text{ m} \\
 &= 0.898 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

4.4.8. Overall Heat Transfer

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

Dimana:

U_c = Clean overall heat transfer ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

$$\begin{aligned}
 U_c &= \frac{7291.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} \times 225.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}}{7291.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}} + 225.3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}} \\
 &= 212.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}
 \end{aligned}$$

$$U_d = \frac{Q}{A \times LMTD \times F_T}$$

Keterangan:

U_d = Design overall heat transfer ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$)

Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (W)

A = Luas perpindahan panas (m^2)

LMTD = Beda Temperatur Rata – rata Logaritmik (K)

F_T = Faktor Koreksi heat exchanger 1 shell dan 1 tube
= 1

$$\begin{aligned}
 U_d &= \frac{1425 \text{ W}}{0.898 \text{ m}^2 \times 21.97 \text{ K} \times 1} \\
 &= 60.2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}
 \end{aligned}$$

4.5. Perhitungan *Pressure Drop*

Pressure Drop merupakan penurunan tekanan yang terjadi pada alat penukar kalor. Dalam hal ini *pressure drop* yang dimaksud yaitu penurunan tekanan pada bagian *shell & tube* di evaporator dan kondensor. Penurunan tekanan pada kondensor dapat didapatkan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

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

Rumus ini digunakan untuk menghitung penurunan tekanan pada bagian *tube*, dimana:

- f_t = Faktor Gesekan
= $(1.58 \times \ln Re_t - 3.28)^{-2}$
= 0.005746
- L = Panjang Tube (m)
= 0.6 m
- N_p = Jumlah *Pass*
= 1
- d_i = Diameter Dalam *Tube* (m)
= 0.0148 m
- ρ_t = Massa jenis fluida didalam *tube* (kg/m^3)
= 1025 kg/m^3
- u_t = Kecepatan fluida didalam *tube* (m/s)
= 2 m/s

Sehingga, $\Delta p_t = 10110.2 \text{ Pa}$
= 1.46 Psi

Dengan estimasi nilai maksimal untuk penurunan tekanan fluida cair yang tidak mengalami perubahan yaitu, 10 Psi.

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

Rumus ini digunakan untuk menghitung penurunan tekanan pada bagian *tube*, dimana:

- f_t = Faktor Gesekan
= $\exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s)$
= 1.15
- G_s = *Mass velocity* ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
= $0.15 \text{ kg/m}^2\text{s}$
- N_b = Jumlah *Buffle*
= 7
- D_s = Diameter *Shell* (m)
= 0.22 m
- ρ_s = Massa jenis fluida didalam *shell* (kg/m^3)
= 981.84 kg/m^3
- D_e = *Equivalent Diameter* (m)
= 0.01941 m
- φ_s = Rasio Viskositas

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

$$= 0.922$$

Sehingga, $\Delta p_s = 0.0014 \text{ Pa}$
 $= 1.88\text{E-}07 \text{ Psi}$

Dengan estimasi nilai maksimal untuk penurunan tekanan fluida cair yang mengalami peristiwa kondensasi yaitu, 2 Psi.

Penurunan tekanan pada evaporator dapat didapatkan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

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

Rumus ini digunakan untuk menghitung penurunan tekanan pada bagian *tube*, dimana:

$$f_t = \text{Faktor Gesekan}$$

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

$$= 0.008726$$

$$L = \text{Panjang Tube (m)}$$

$$= 0.8 \text{ m}$$

$$N_p = \text{Jumlah Pass}$$

$$= 1$$

$$d_i = \text{Diameter Dalam Tube (m)}$$

$$= 0.0148 \text{ m}$$

$$\rho_t = \text{Massa jenis fluida didalam tube (kg/m}^3\text{)}$$

$$= 0.696 \text{ kg/m}^3$$

$$u_t = \text{Kecepatan fluida didalam tube (m/s)}$$

$$= 20 \text{ m/s}$$

Sehingga, $\Delta p_t = 778.2 \text{ Pa}$
 $= 0.1129 \text{ Psi}$

Dengan estimasi nilai maksimal untuk penurunan tekanan fluida gas yang tidak mengalami perubahan yaitu, 2 Psi.

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

Rumus ini digunakan untuk menghitung penurunan tekanan pada bagian *shell*, dimana :

$$f_t = \text{Faktor Gesekan}$$

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

$$= 1.26$$

$$G_s = \text{Mass velocity (kg/m}^2\text{s)}$$

$$= 0.28 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$N_b = \text{Jumlah Buffle}$$

$$= 10$$

$$D_s = \text{Diameter Shell (m)}$$

$$= 0.21 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}\rho_s &= \text{Massa jenis fluida didalam shell (kg/m}^3\text{)} \\ &= 1025 \text{ kg/m}^3 \\ D_e &= \text{Equivalent Diameter (m)} \\ &= 0.0194 \text{ m} \\ \varphi_s &= \text{Rasio Viskositas} \\ &= \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \\ &= 1.80\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Sehingga, } \Delta p_s &= 0.0033 \text{ Pa} \\ &= 4.82\text{E-}07 \text{ Psi}\end{aligned}$$

Dengan estimasi nilai maksimal untuk penurunan tekanan fluida cair yang mengalami peristiwa evaporasi yaitu, 1 Psi.

4.6. Perhitungan *Back Pressure*

Tekanan balik didefinisikan sebagai tekanan gas buang yang dihasilkan oleh mesin untuk mengatasi resistensi hidrolik dari sistem pembuangan untuk mengeluarkan gas ke atmosfer. Tekanan balik yang meningkat dapat mempengaruhi kinerja mesin itu sendiri. Semua mesin memiliki tekanan balik maksimum yang diijinkan dan ditentukan oleh pabrikan mesin. Untuk mencegah terjadinya tekanan balik, perhitungan dengan menggunakan rumus berikut dan tekanan balik diperbolehkan tidak melebihi 10 kPa.

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

Dimana:

$$\begin{aligned}L &= \text{Total panjang pipa (m)} \\ &= 1.2 \text{ m} \\ Q &= \text{Aliran gas buang (m}^3\text{/mnt)} \\ &= 36 \text{ m}^3\text{/mnt} \\ D &= \text{Diameter dalam pipa (mm)} \\ &= 29.47 \text{ mm} \\ P_s &= \text{Penurunan tekanan pada tube (kPa)} \\ &= 0.819438 \text{ kPa} \\ S &= \text{Kepadatan gas (kg/m}^3\text{)} \\ &= 0.696 \text{ kg/m}^3 \\ P &= \text{Tekanan balik (kPa)} \\ &= 0.819464 \text{ kPa}\end{aligned}$$

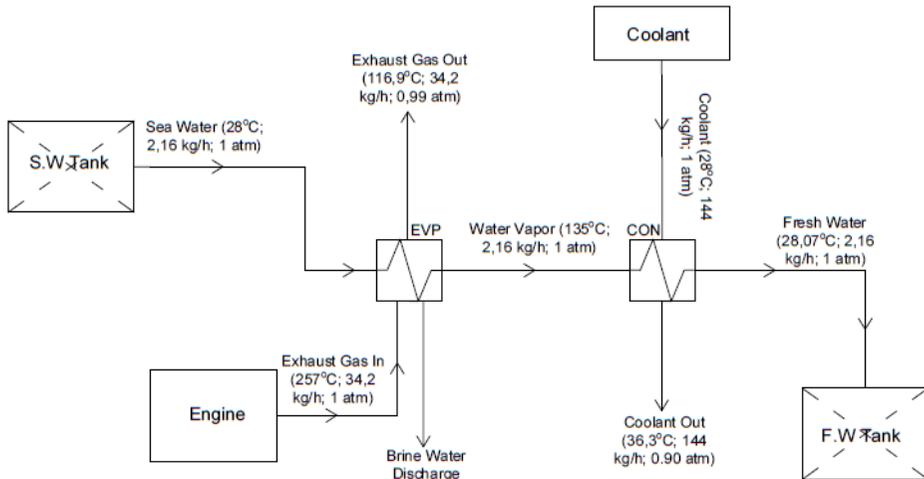
4.7. Perencanaan Sistem Distilasi

Setelah mendapatkan dimensi dari komponen sistem distilasi yang dirancang maka tahap selanjutnya yaitu tahap desain. Dalam tahap desain ini ada beberapa software yang digunakan penulis untuk menyelesaikan proses desain. *Software* AutoCad digunakan untuk menggambar sistem distilasi secara keseluruhan dalam bentuk *piping and instrument diagram*.

Berikut merupakan komponen-komponen yang ada dalam sistem distilasi:

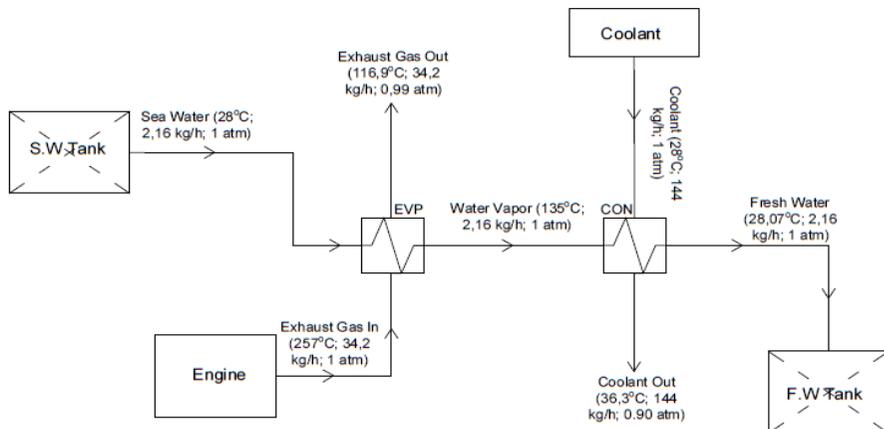
Jumlah motor diesel = 1 Unit

Jumlah dan jenis evaporator = 1 Unit *Shell & Tube*
 Jumlah dan jenis kondensor = 1 Unit *Shell & Tube*
 Spesifikasi pipa = JIS 3452 dan JIS 3454
 Jumlah indikator suhu = 6 Unit
 Jumlah indikator tekanan = 4 Unit
 Jumlah *valve* = 1 Unit



Gambar 4.10 *Piping and Instrument Diagram* Sistem Distilasi
 (Sumber: Dokumentasi Pribadi)

Selanjutnya penulis menambahkan *heat balance diagram*. Pada dasarnya diagram ini merupakan representasi skematik sebuah sistem. Pada *heat balance diagram* yang dicantumkan penulis menyertakan keterangan suhu, *mass flow rate*, dan tekanan pada setiap fluida yang ada pada sistem distilasi yang dirancang.



Gambar 4.11 *Heat Balance Diagram*
 (Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.8. Analisa Kinerja Sistem Distilasi Pada Variasi Load

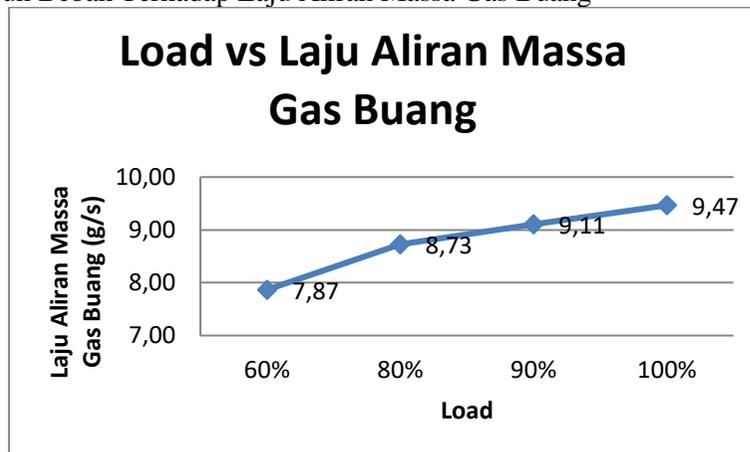
Mesin tidak selalu bekerja dalam keadaan beban penuh, beban akan berubah sesuai variasi kerja yang diinginkan penggunaannya. Pada perhitungan kali ini variasi mesin akan dilakukan pada 4 beban yang berbeda yaitu pada beban 60%, 80%, 90% dan 100%. Dari variasi beban tersebut akan berpengaruh pada kinerja *heat exchanger* yang telah di desain.

Tabel 4.1 Variasi beban terhadap kinerja sistem distilasi

Load	kW	RPM	\dot{m}_F	\dot{m}_a	\dot{m}_E	Intake	Suhu	\dot{m}_f	
			g/s	g/s	g/s			CFM	K
60%	4.5	1855.6	0.3	7.6	7.87	13.7	441.1	0.0002	0.70
80%	6.0	2042.3	0.4	8.3	8.73	15.1	489.4	0.0004	1.38
90%	6.8	2124.1	0.4	8.7	9.11	15.7	510.8	0.0005	1.72
100%	7.5	2200.0	0.5	9.0	9.47	16.3	530.2	0.0006	2.06

(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.8.1. Pengaruh Beban Terhadap Laju Aliran Massa Gas Buang

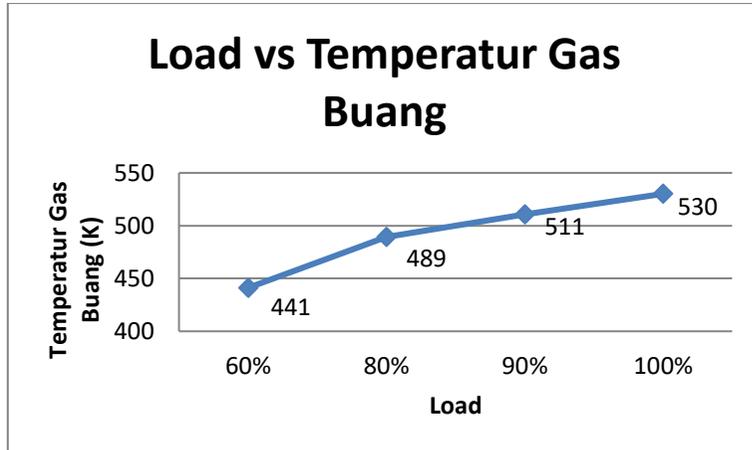


Gambar 4.12 Grafik beban terhadap laju perpindahan panas gas buang
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

Dari grafik diatas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap laju aliran massa gas buang berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai laju aliran massa gas buang yang meningkat. Dari meningkatnya aliran massa gas buang akan mempengaruhi temperatur gas buang.

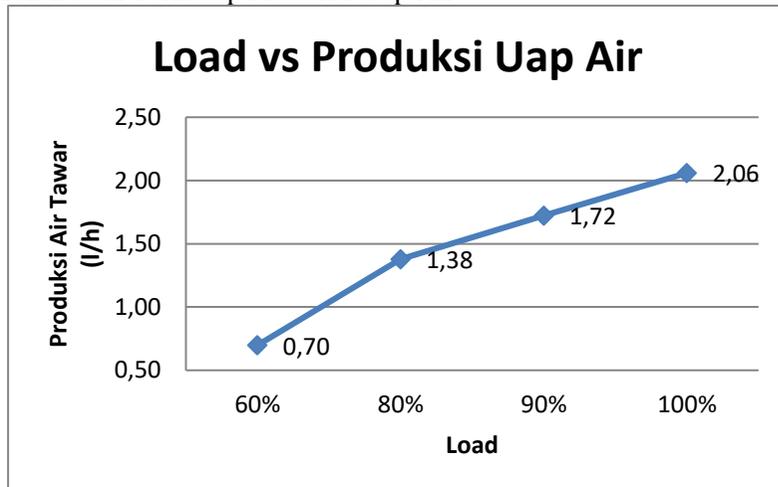
4.8.2. Pengaruh Beban Terhadap Temperatur Gas Buang

Dari grafik dibawah dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap temperatur gas buang berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai temperatur gas buang yang meningkat. Dari meningkatnya temperatur gas buang akan mempengaruhi dari jumlah kalor gas buang.



Gambar 4.13 Grafik beban terhadap temperatur gas buang
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

4.8.3. Pengaruh Beban Terhadap Produksi Uap Air



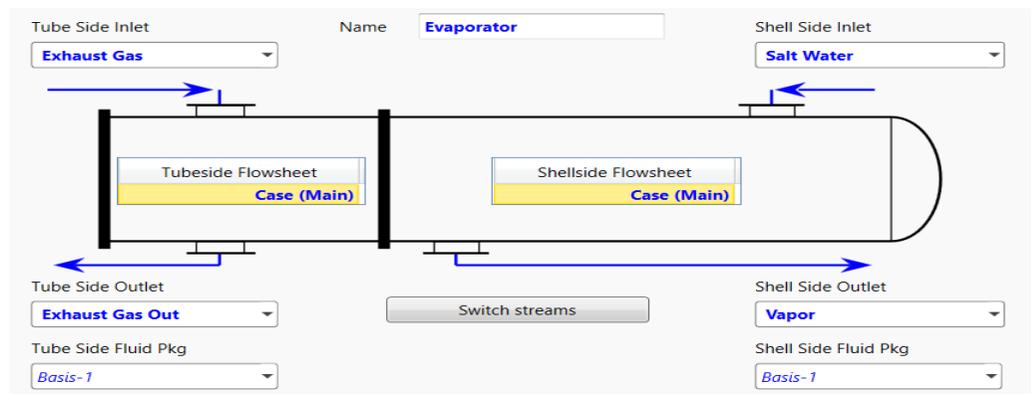
Gambar 4.14 Grafik beban terhadap produksi air tawar
(Sumber: Dokumentasi Pribadi)

Dari grafik diatas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap jumlah produksi uap air berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan jumlah produksi uap air yang meningkat. Meningkatnya produksi uap air dipengaruhi dari jumlah kalor gas buang yang terus meningkat. Peningkatan ini disebabkan dari hukum kesetimbangan energi jika jumlah kalor gas buang meningkat seiring dengan jumlah kalor uap air yang meningkat menyebabkan peningkatan produksi uap air.

4.9. Analisa Kinerja Sistem Distilasi Menggunakan Software Aspen Hysys Tanpa Heat Loss

Analisa kinerja sistem distilasi dilakukan dengan menggunakan *software* Aspen Hysys. Analisa disini yaitu bermaksud untuk mengetahui kinerja sistem distilasi meliputi, hasil uap yang dihasilkan evaporator, air tawar yang dihasilkan kondensor, dan faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja sistem distilasi. Pada tugas akhir ini kinerja sistem distilasi diuji dalam dua kondisi yaitu dengan tanpa *heat loss* dan dengan *heat loss proportional*. Pemilihan antara dua kondisi tersebut dapat dilakukan di *software* Aspen Hysys. Yang pertama penulis akan membahas kinerja sistem distilasi dengan kondisi tanpa *heat loss*. Perbedaan yang mencolok dalam menganalisa kinerja sistem distilasi menggunakan dua kondisi tersebut yaitu terdapat pada data-data tertentu yang hanya dapat diatur di salah satu kondisi saja, sementara di kondisi lainnya data tersebut tidak dapat diatur dengan kata lain data tersebut akan ditentukan nilainya oleh *software* Aspen Hysys.

Berikut merupakan hasil kinerja evaporator yang merupakan salah satu alat penukar kalor yang digunakan di sistem distilasi ini dengan kondisi tanpa *heat loss*.



Gambar 4.15 Keterangan Aliran Pada Evaporator
(Sumber: *Software* Aspen Hysys)

Gambar diatas menunjukkan arah aliran air laut dan gas buang yang masuk kedalam evaporator. Untuk jenis evaporator yang digunakan yaitu jenis *shell & tube*. Gas buang yang mengalir dari motor diesel akan dialirkan dengan pipa menuju bagian *tube* dari evaporator. Sementara air laut yang mengalami proses penguapan akan mengisi bagian *shell* dari evaporator.

Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube		
Name		Exhaust Gas	Exhaust Gas Out	Salt Water	Vapor
Vapour		1,0000	1,0000	0,0000	0,9484
Temperature [C]		257,0	114,8	28,00	135,0
Pressure [kPa]		101,3	100,5	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]		1,221	1,221	0,1112	0,1112
Mass Flow [kg/h]		34,20	34,20	2,160	2,160
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]		4,278e-002	4,278e-002	2,059e-003	2,059e-003
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]		-1,038e+005	-1,080e+005	-3,098e+005	-2,635e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]		176,0	166,8	43,62	168,5
Heat Flow [kJ/h]		-1,267e+005	-1,318e+005	-3,444e+004	-2,929e+004

Gambar 4.16 Lembar Kerja Analisa Sistem Distilasi Pada Evaporator
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Gambar diatas merupakan kutipan dari lembar kerja *software* Aspen Hysys yang dimana menunjukkan data kinerja evaporator yang diuji dalam keadaan *heat loss*. Untuk data yang dimasukkan sesuai dengan parameter dan perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya. Seperti pada suhu gas buang yang menggunakan nilai 257°C dan suhu air laut yang menggunakan nilai 28°C. Untuk hasil *vapour fraction* yang dihasilkan dapat dilihat di lembar kerja tersebut senilai 0.9519. Sementara untuk tekanan nilai nya sebesar 1 atm atau 101.3 kPa. Dapat dilihat pada gambar tersebut nilai suhu gas buang yang keluar dari evaporator menunjukkan angka sebesar 116.9°C dan suhu uap yang dihasilkan yaitu sebesar 28°C. Maka dari itu dapat diketahui jumlah uap yang dihasilkan oleh evaporator sebanyak 1.89 liter per jam. Jumlah tersebut dapat diketahui dengan mengkalikan nilai *vapor fraction* dengan laju aliran massa dari air laut yang digunakan.

Heat Exchanger Model: Simple End Point

Heat Leak/Loss: None Extremes Proportional

End Point Model:

Overall UA [kJ/C-h]	49,83
Specified Pressure Drop [kPa]	SHELL-SIDE: 1,818e-006; TUBE-SIDE: 0,6847
Use Ft	<input checked="" type="checkbox"/>
Tube Passes	1
Shell Passes	1
Shells In Series	1
First Pass	Counter
Shell Type	E

Gambar 4.17 Keterangan Penurunan Tekanan
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas terdapat kolom pemilihan *heat loss* dimana untuk pengujian ini dipilih pengaturan tanpa *heat loss*. Lalu setelah itu dapat dimasukkan nilai penurunan tekanan pada masing-masing *shell & tube*. Nilai penurunan tekanan tersebut diperoleh dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya.

Overall Performance	
Duty	5,076e+03 kJ/h
Heat Leak	0,000e-01 kJ/h
Heat Loss	0,000e-01 kJ/h
UA	4,98e+01 kJ/C-h
Min. Approach	88,871 C
LMTD	101,9 C

Detailed Performance	
UA Curvature Error	0,0000 kJ/C-h
Hot Pinch Temp	116,8714 C
Cold Pinch Temp	28,0000 C
Ft Factor	1,000
Uncorrected LMTD	101,864 C

Gambar 4.18 Performa Evaporator
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Untuk mendapatkan nilai efisiensi dari evaporator dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{\text{shell}} = \frac{q_{\text{shell}}}{q_{\text{tube}}}$$

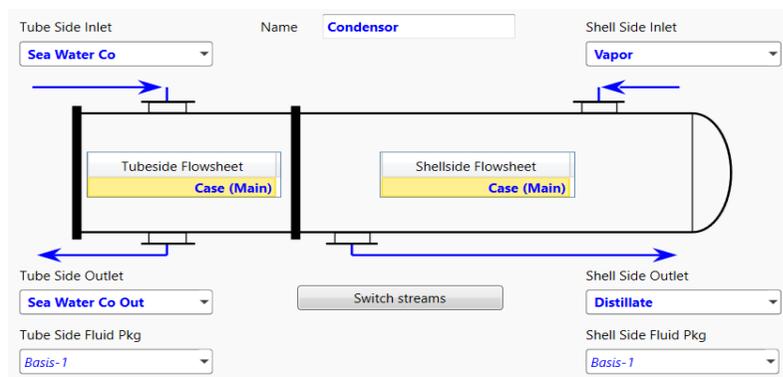
$$Q_{\text{shell}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)$$

$$Q_{\text{tube}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)$$

$$\text{Efisiensi} = \frac{3163}{5038.31} \times 100\%$$

$$= 62\%$$

Selanjutnya kinerja sistem distilasi akan ditinjau melalui kinerja kondensor yang meliputi jumlah uap yang dapat di kondensasi, suhu dari air tawar yang dihasilkan, dan juga penurunan tekanan yang terjadi pada bagian *shell* & *tube*. Berikut merupakan hasil dari simulasi kinerja kondensor.



Gambar 4. 19 Keterangan Aliran Pada Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Gambar diatas menunjukkan keterangan aliran kondensor dan jenis kondesor yang digunakan yaitu *shell & tube* yang dimana bagian *shell* akan dialiri oleh uap sedangkan bagian *tube* akan dialiri oleh *coolant*. Untuk *outlet* pada masing-masing *shell & tube* akan dialiri oleh air hasil distilasi dan *coolant* yang telah terpakai.

Heat Exchanger Model: Simple End Point

Heat Leak/Loss: None Extremes Proportional

End Point Model

Overall UA [kJ/C-h]	224,9	
Specified Pressure Drop [kPa]	SHELL-SIDE: 4,434e-006	TUBE-SIDE: 9,792
Use Ft	Tube Passes: 1	Shell Passes: 1
	Shells In Series: 1	First Pass: Counter
		Shell Type: E

Gambar 4.20 Keterangan Penurunan Tekanan
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas terdapat kolom pemilihan *heat loss* dimana untuk pengujian ini dipilih pengaturan tanpa *heat loss*. Lalu setelah itu dapat dimasukkan nilai penurunan tekanan pada masing-masing *shell & tube*. Nilai penurunan tekanan tersebut diperoleh dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya. Pada analisa selanjutnya akan dianalisa apakah nilai penurunan tekanan akan berpengaruh pada kinerja dari sistem distilasi.

Name	Sea Water Co	Sea Water Co Out	Vapor	Distillate
Vapour	0,0000	0,0000	0,9519	0,0000
Temperature [C]	28,00	37,30	140,9	28,98
Pressure [kPa]	101,3	91,53	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	6,522	6,522	0,1086	0,1086
Mass Flow [kg/h]	126,7	126,7	2,110	2,110
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0,1208	0,1208	2,011e-003	2,011e-003
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-3,098e+005	-3,091e+005	-2,631e+005	-3,098e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	43,62	46,16	169,5	43,89
Heat Flow [kJ/h]	-2,021e+006	-2,016e+006	-2,856e+004	-3,363e+004

Gambar 4.21 Lembar Kersa Analisa Sistem Distilasi Pada Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas dapat diketahui macam-macam data yang diperlukan untuk menjalankan *software Aspen Hysys*. Untuk nilai data yang berwarna biru berarti data tersebut ditentukan oleh penulis dan bukan dihitung oleh *software Aspen Hysys*. Dari gambar diatas dapat diketahui nilai suhu *coolant* yaitu 28°C, nilai tekanan sebesar 1 atm, dan nilai *mass flow* sebesar 126,7 kg/h. Sementara untuk nilai *vapor fraction* menunjukkan angka 0 yang berarti semua uap yang dihasilkan oleh evaporator berhasil dikondensasikan seluruhnya. Jadi untuk produksi air distilasi yang dihasilkan yaitu sama dengan hasil uap oleh evaporator yang sebesar 1.9 liter per jam.

Overall Performance	
Duty	5,067e+03 kJ/h
Heat Leak	0,000e-01 kJ/h
Heat Loss	0,000e-01 kJ/h
UA	2,25e+02 kJ/C-h
Min. Approach	0,981 C
LMTD	22,53 C

Detailed Performance	
UA Curvature Error	0,0000 kJ/C-h
Hot Pinch Temp	28,9809 C
Cold Pinch Temp	28,0000 C
Ft Factor	1,000
Uncorrected LMTD	22,527 C

Gambar 4.22 Performa Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Selanjutnya pada gambar diatas menunjukkan data-data performa dari kondensor yang disimulasikan dengan kondisi tanpa *heat loss*. Data-data tersebut meliputi *duty*, *heat leak*, *heat los*, UA, LMTD, dan lain-lain. Dari data-data tersebut terdapat beberapa perbedaan jika dibandingkan dengan hasil perhitungan yang dilakukan oleh rekan kelompok penulis. Seperti nilai LMTD, dimana di perhitungan manual nilai LMTD sebesar 21.97°C. Sementara nilai LMTD hasil analisa *software* Aspen Hysys yaitu sebesar 22.53°C.

Untuk mendapatkan nilai efisiensi dari kondensor dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{\text{shell}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)$$

$$Q_{\text{tube}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)$$

$$\text{Efisiensi} = \frac{3149.2}{4661.28} \times 100\%$$

$$= 67.5\%$$

Selanjutnya untuk mengetahui efisiensi sistem distilasi secara keseluruhan dapat menggunakan persamaan berikut:

$$\frac{\text{Actual Rejected Energy at Condensor}}{\text{Actual Extracted Energy at Evaporator}}$$

$$\frac{(\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)}{(\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)}$$

Pada kondensor fluida yang digunakan adalah uap air sementara pada evaporator fluida yang digunakan adalah gas buang. Jada untuk menghitung

rumus diatas menggunakan data-data yang sudah ada sebelumnya. Maka dari itu efisiensi yang didapatkan sebesar:

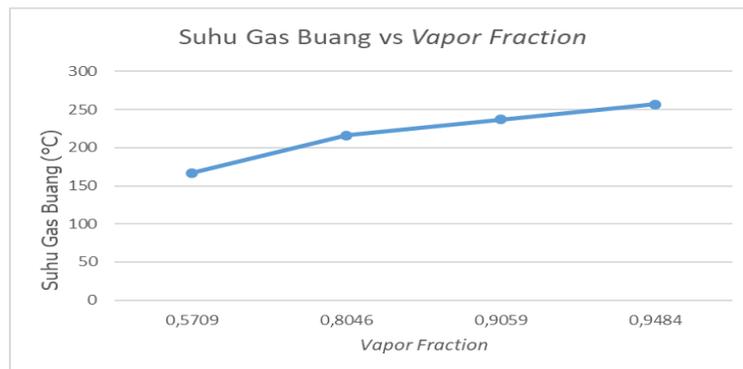
$$\frac{3149.2}{5038.31} \times 100\% = 62\%$$

4.10. Analisa Kinerja Sistem Distilasi Pada Kondisi Tanpa *Heat Loss* Dengan Perubahan Pada Variabel Tertentu

Yang dimaksud di bagian ini yaitu kinerja sistem distilasi pada kondisi tan *heat loss* disimulasikan dengan perubahan beberapa variabel yang mempengaruhi kinerja sistem distilasi. Variabel yang dimaksud yaitu suhu gas buang, *mass flow rate* gas buang, *mass flow rate* gas buang, dan *mass flow rate coolant* pada kondensor yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh apa yang akan diberikan kepada air tawar yang diproduksi kondensor.

Tabel 4.2 Perbandingan Suhu Gas Buang dan Produksi Uap Air

Suhu Gas Buang (°C)	Vapor Fraction
167	0,5709
216	0,8046
237	0,9059
257	0,9484

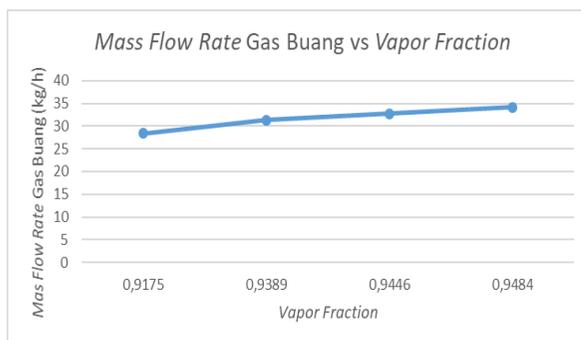


Gambar 4.23 Grafik Perbandingan Suhu Gas Buang dan Produksi Uap Air

Dari tabel dan grafik diatas dapat dilihat bahwa semakin tinggi suhu gas buang yang masuk ke evaporator maka membuat produksi uap air semakin tinggi. Hal ini dikarenakan suhu yang semakin tinggi membuat proses penguapan lebih efektif. Analisa ini dilakukan dengan nilai *mass flow rate* gas buang sebesar 34.2 kg/h dan nilai *mass flow rate* air laut sebesar 2.16 kg/h.

Tabel 4.3 Perbandingan *Mass Flow Rate* Gas Buang dan *Vapor Fraction*

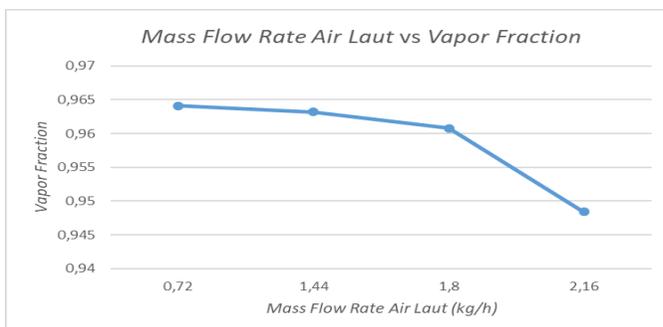
<i>Mass Flow Rate Exhaust Gas</i> (kg/h)	<i>Vapor Fraction</i>
28,44	0,9175
31,32	0,9389
32,76	0,9446
34,2	0,9484

Gambar 4.24 Grafik *Mass Flow Rate* Gas Buang dan *Vapor Fraction*

Pada table dan grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *vapor fraction* paling tinggi didapatkan ketika nilai *mass flow rate* gas buang nilai 34.2 kg/h. Hal ini menunjukkan bahwa nilai *mass flow rate* gas buang mempengaruhi nilai *vapour fraction* yang dihasilkan oleh evaporator. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan nilai suhu gas buang sebesar 257°C dan nilai *mass flow rate* air laut sebesar 21.6 kg/h.

Tabel 4.4 Perbandingan *Mass Flow Rate* Air Laut dan *Vapor Fraction*

<i>Mass Flow Rate Sea Water</i> (kg/h)	<i>Vapor Fraction</i>
0,72	0,9641
1,44	0,9632
1,8	0,9608
2,16	0,9484

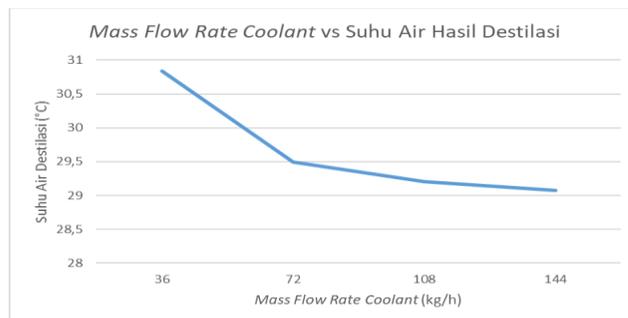


Gambar 4.25 Grafik *Mass Flow Rate* Air Laut dan *Vapor Fraction*

Pada tabel dan grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *vapor fraction* paling tinggi didapatkan ketika nilai *mass flow rate* air laut sebesar 21.6 kg/h. Hal ini menunjukkan bahwa nilai *mass flow rate* air laut mempengaruhi nilai *vapor fraction* yang dihasilkan oleh evaporator dimana semakin besar nilai *mass flow rate* air laut maka nilai *vapor fraction* semakin kecil. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan nilai suhu gas buang sebesar 257°C dan nilai *mass flow rate* gas buang sebesar 34.2 kg/h.

Tabel 4.5 Perbandingan *mass flow rate coolant* dan Suhu Air Tawar Hasil Distilasi

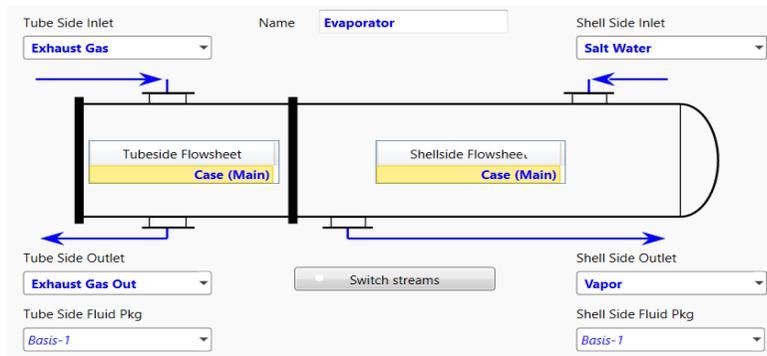
<i>Mass Flow Rate</i> Coolant (kg/h)	Suhu Air Distilasi (°C)
36	30,84
72	29,49
108	29,2
144	29,07

Gambar 4.26 Grafik *Mass Flow Rate Coolant* dan Suhu Air Hasil Distilasi

Pada table dan grafik diatas, perbandingan dilakukan untuk mengetahui pengaruh *mass flow rate* pendingin yang digunakan terhadap suhu produk air hasil distilasi. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa semakin tinggi nilai *mass flow rate coolant* yang digunakan maka suhu air hasil distilasi yang dihasilkan juga semakin rendah. Analisa pengaruh suhu pendingin dilakukan dengan menetapkan nilai suhu *coolant* sebesar 28°C.

4.11. Analisa Kinerja Sistem Distilasi Menggunakan Software Aspen Hysys Dengan *Heat Loss Proportional*

Setelah analisa kinerja dengan kondisi tanpa *heat loss* dilakukan, maka dari itu perlu dilakukan analisa dengan kondisi terdapat *heat loss* untuk mengetahui perbedaan dari kinerja sistem distilasi pada dua kondisi tersebut. Berikut merupakan hasil kinerja evaporator yang merupakan salah satu alat penukar kalor yang digunakan di sistem distilasi ini dengan kondisi tanpa *heat loss*.



Gambar 4.27 Keterangan Aliran Evaporator
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Dari Gambar diatas dapat dilihat bahwa evaporator yang dirancang merupakan tipe *shell & tube* dimana bagian *shell* akan diisi oleh air laut yang akan di proses pada system distilasi. Sementara bagian *tube* akan dilewati oleh gas buang sebagai sumber panas yang digunakan untuk menguapkan air laut dalam proses distilasi.

Use Ft	Tube Passes	Shell Passes	Shells In Series	First Pass	Shell Type
<input checked="" type="checkbox"/>	1	1	1	Counter	E

Gambar 4.28 Nilai Penurunan Tekanan dan Pemilihan *Heat Loss*
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas terdapat kolom pemilihan *heat loss* dimana kita dapat memilih pengaturan yang diinginkan. Untuk bagian ini *heat loss* yang dipilih yaitu *heat loss proportional*. Lalu setelah itu dapat dimasukkan nilai penurunan tekanan pada masing-masing *shell & tube*. Nilai penurunan tekanan tersebut diperoleh dari perhitungan yangtelah dilakukan sebelumnya.

Name	Exhaust Gas	Exhaust Gas Out	Salt Water	Vapor
Vapour	1,0000	1,0000	0,0000	0,8000
Temperature [C]	257,0	105,0	28,00	105,2
Pressure [kPa]	101,3	100,6	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	1,221	1,221	0,1086	0,1086
Mass Flow [kg/h]	34,20	34,20	2,110	2,110
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	4,278e-002	4,278e-002	2,011e-003	2,011e-003
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-1,038e+005	-1,083e+005	-3,098e+005	-2,709e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	176,0	166,1	43,62	149,3
Heat Flow [kJ/h]	-1,267e+005	-1,322e+005	-3,364e+004	-2,941e+004

Gambar 4.29 Lembar Kerja Evaporator
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas dapat diketahui macam-macam data yang diperlukan untuk menjalankan *software* Aspen Hysys. Untuk nilai data yang berwarna biru berarti data tersebut ditentukan oleh penulis dan bukan dihitung oleh *software* Aspen Hysys. Maka dari itu nilai *vapour fraction* pada simulasi dengan *heat loss proportional* dapat ditentukan dan nilai tersebut akan berpengaruh terhadap suhu gas buang yang keluar dari evaporator.

Overall Performance	
Duty	5,492e+03 kJ/h
Heat Leak	-1,267e+03 kJ/h
Heat Loss	8,812e+00 kJ/h
UA	4,98e+01 kJ/C-h
Min. Approach	77,000 C
LMTD	110,2 C

Detailed Performance	
UA Curvature Error	0,0000 kJ/C-h
Hot Pinch Temp	105,0000 C
Cold Pinch Temp	28,0000 C
Ft Factor	1,000
Uncorrected LMTD	110,209 C

Gambar 4.30 Performa Evaporator
(Sumber: *Software* Aspen Hysys)

Selanjutnya pada gambar diatas menunjukkan data-data performa dari evaporator yang disimulasikan dengan kondisi *heat loss proportional*. Data-data tersebut meliputi *duty*, *heat leak*, *heat los*, UA, LMTD, dan lain-lain. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dari evaporator dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{\text{shell}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)$$

$$Q_{\text{tube}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)$$

$$\text{Efisiensi} = \frac{2890,46}{5199,9} \times 100\%$$

$$= 55\%$$

Selanjutnya untuk mengetahui efisiensi sistem distilasi secara keseluruhan dapat menggunakan persamaan berikut:

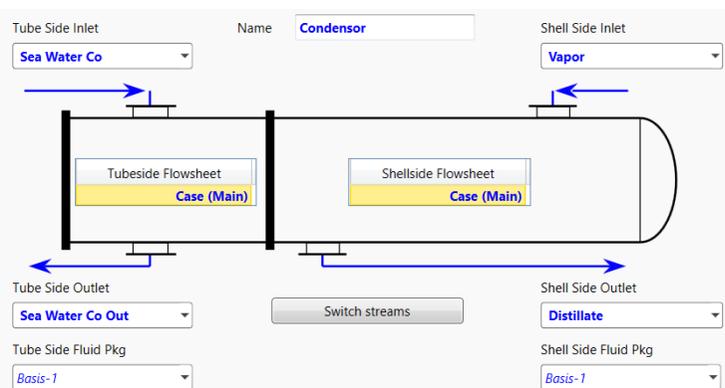
$$\frac{\text{Actual Rejected Energy at Condensor}}{\text{Actual Extracted Energy at Evaporator}}$$

$$\frac{(\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)}{(\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)}$$

Pada kondensor fluida yang digunakan adalah uap air sementara pada evaporator fluida yang digunakan adalah gas buang. Jada untuk menghitung rumus diatas menggunakan data-data yang sudah ada sebelumnya. Maka dari itu efisiensi yang didapatkan sebesar:

$$\frac{2621.69}{5199.9} \times 100\% = 50\%$$

Setelah analisa evaporator selesai, kinerja sistem distilasi akan ditinjau melalui kinerja kondensor yang meliputi jumlah uap yang dapat di kondensasi, suhu dari air tawar yang dihasilkan, dan juga penurunan tekanan yang terjadi pada bagian *shell & tube*. Berikut merupakan hasil dari simulasi kinerja kondensor.



Gambar 4.31 Keterangan Aliran Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Keterangan aliran kondensor diatas menunjukkan bahwa bagian *shell* akan dialiri oleh uap sedangkan bagian *tube* akan dialiri oleh *coolant*. Untuk *outlet* pada masing-masing *shell & tube* akan dialiri oleh air hasil distilasi dan *coolant* yang telah terpakai.

Heat Exchanger Model		Heat Leak/Loss	
Simple End Point		<input type="radio"/> None <input type="radio"/> Extremes <input checked="" type="radio"/> Proportional	
End Point Model			
Overall UA [kJ/C-h]	224,9		
Specified Pressure Drop [kPa]	SHELL-SIDE	TUBE-SIDE	
	4,434e-006	9,792	
Use Ft	Tube Passes	Shell Passes	Shells In Series
<input checked="" type="checkbox"/>	2	1	1
			First Pass
			Counter
			Shell Type
			E

Gambar 4.32 Nilai Penurunan Tekanan dan Pemilihan Heat Loss
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Pada gambar diatas terdapat kolom pemilihan heat loss untuk kondensor yang akan disimulasikan. Untuk bagian ini heat loss yang dipilih yaitu heat loss proportional. Lalu setelah itu dapat dimasukkan nilai penurunan tekanan pada masing-masing *shell & tube*. Nilai penurunan tekanan tersebut diperoleh dari perhitungan yangtelah dilakukan sebelumnya. Seperti yang terlihat pada gambar, nilai UA juga dimasukkan kedalam kolom tersebut.

Name	Sea Water Co	Sea Water Co Out	Vapor	Distillate
Vapour	0,0000	0,0000	0,8000	0,0000
Temperature [C]	28,00	38,00	105,2	60,00
Pressure [kPa]	101,3	91,53	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	6,522	6,522	0,1086	0,1086
Mass Flow [kg/h]	126,7	126,7	2,110	2,110
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	0,1208	0,1208	2,011e-003	2,011e-003
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-3,098e+005	-3,090e+005	-2,709e+005	-3,072e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	43,62	46,35	149,3	52,05
Heat Flow [kJ/h]	-2,021e+006	-2,015e+006	-2,941e+004	-3,335e+004

Gambar 4.33 Lembar Kerja Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Overall Performance	
Duty	1,029e+04 kJ/h
Heat Leak	-4,844e+03 kJ/h
Heat Loss	-6,357e+03 kJ/h
UA	2,25e+02 kJ/C-h
Min. Approach	32,000 C
LMTD	45,76 C

Detailed Performance	
UA Curvature Error	0,0000 kJ/C-h
Hot Pinch Temp	60,0000 C
Cold Pinch Temp	28,0000 C
Ft Factor	0,965
Uncorrected LMTD	47,439 C

Gambar 4.34 Performa Kondensor
(Sumber: *Software Aspen Hysys*)

Untuk mendapatkan nilai efisiensi dari kondensor dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Q_{\text{shell}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T) + (\dot{m}_f + U) + (\dot{m}_f \times C_u \times \Delta T)$$

$$Q_{\text{tube}} = (\dot{m}_f \times C_{pf} \times \Delta T)$$

$$\text{Efisiensi} = \frac{2621.69}{5616} \times 100\%$$

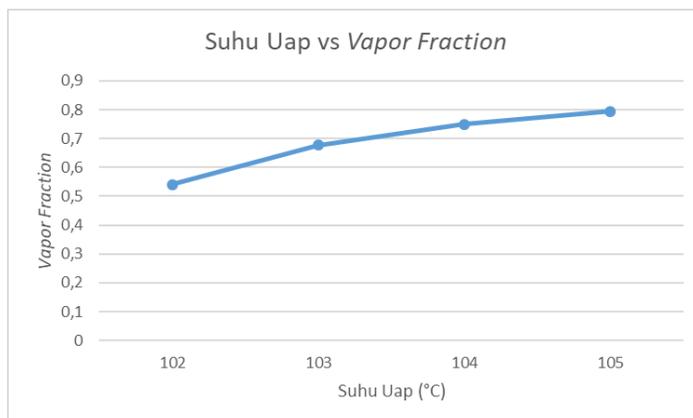
$$= 46\%$$

4.12. Analisa Kinerja Sistem Distilasi Pada Kondisi Terdapat *Heat Loss Proportional* Dengan Perubahan Pada Variabel Tertentu

Yang dimaksud di bagian ini yaitu kinerja sistem distilasi pada kondisi terdapat *heat loss* disimulasikan dengan perubahan beberapa variabel yang mempengaruhi kinerja sistem distilasi. Variabel yang dimaksud yaitu suhu uap terhadap nilai *vapour fraction* yang dihasilkan evaporator.

Tabel 4.6 Perbandingan Suhu Uap dan *Vapor Friction*

Suhu Uap (°C)	<i>Vapor Fraction</i>
102	0,5403
103	0,6778
104	0,7496
105	0,7937



Gambar 4.35 Grafik *Vapor Fraction* Terhadap Suhu Uap

Dari tabel dan grafik diatas dapat dilihat bahwa semakin tinggi suhu uap di evaporator maka membuat nilai *vapour fraction* semakin tinggi. Hal ini dikarenakan suhu yang semakin tinggi membuat proses penguapan lebih efektif sehingga nilai *vapour fraction* juga semakin tinggi. Analisa ini dilakukan dengan nilai *mass flow rate* gas buang sebesar 34.2 kg/h dan nilai *mass flow rate* air laut sebesar 2.16 kg/h.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari tugas akhir ini akan meliputi tentang bagaimana cara merancang sistem distilasi air laut yang memanfaatkan panas gas buang motor diesel dan juga tentang bagaimana kinerja sistem distilasi air laut yang telah disimulasikan menggunakan software Aspen Hysys.

1. Untuk merancang sistem distilasi perlu melakukan perhitungan yaitu diawali dengan perhitungan *heat balance* lalu dilanjutkan dengan perhitungan *mass flow rate* gas buang dan selanjutnya melakukan perhitungan dimensi *heat exchanger* dan diameter pipa yang digunakan. Komponen yang dibutuhkan untuk perancangan sistem distilasi sebagai berikut :

Spesifikasi pipa = JIS 3452 dan JIS 3454

Jumlah indikator suhu = 6 Unit

Jumlah indikator tekanan = 4 Unit

Jumlah valve = 2 Unit

Tangki air laut = 1 unit

Tangki air hasil distilasi = 1 unit

2. Pengaruh gas buang terhadap kinerja sistem distilasi didapatkan dari analisa menggunakan *software* Aspen Hysys. Dari simulasi yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa gas buang berpengaruh terhadap kinerja sistem distilasi.
 - a. Semakin tinggi nilai suhu gas buang yang masuk kedalam evaporator maka nilai *vapor fraction* yang dihasilkan juga semakin tinggi. Nilai suhu gas buang yang semakin tinggi juga berpengaruh terhadap jumlah air yang akan dihasilkan oleh kondensor. Didapatkan nilai *vapor fraction* paling optimal pada suhu 257°C dengan nilai sebesar 0.94 dan paling rendah pada suhu 167°C dengan nilai 0,57. Analisa ini dilakukan dengan nilai *mass flow rate* gas buang sebesar 34.2 kg/h dan nilai *mass flow rate* air laut sebesar 2.16 kg/h.
 - b. Selain suhu, *mass flow rate* gas buang juga berpengaruh terhadap kinerja sistem destilasi. Dari simulasi yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi nilai *mass flow raet* gas buang yang masuk ke evaporator maka nilai *vapor fraction* yang dihasilkan evaporator akan semakin tinggi. Nilai *vapor fraction* paling tinggi senilai 0.94 didapatkan pada nilai laju aliran massa gas buang sebesar 34.2 kg/h. Sementara nilai *vapor fraction* paling rendah sebesar 0.91 didapatkan saat nilai laju aliran massa gas buang senilai 28.44 kg/h.

5.2. Saran

Berikut merupakan beberapa saran yang dianjurkan penulis untuk mengembangkan tugas akhir ini untuk waktu kedepan.

1. Dapat menggunakan tipe motor diesel lain agar mendapatkan nilai *mass flow rate* dan suhu gas buang yang lebih variatif.
2. Dapat mengganti tipe *heat exchanger* yang digunakan.
3. Melakukan eksperimen dengan menggunakan apparatus rancangan sistem distilasi untuk mendapatkan data dan analisa yang lebih lengkap.

DAFTAR PUSTAKA

- J.P. Holman. 2009. "Heat Transfer Tenth Edition".
- Parenden, D., & Sahupala, P. 2014. "Pemanfaatan Gas Buang Motor Diesel dan Proses Perpindahan Panas Pada Destilator Air Laut". Mustek Anim Ha.
- Dwi Ario Sasono. 1996. "Studi Tentang Desain Pipa Gas Buang Pada Kapal Caraka Jaya Niaga III-24 Milik Pelayaran PT. Meratus. Jurusan Tek, Fakultas Teknologi Kelautan, Teknik Sistim Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Sinatra, D., & Burmawi, M. T. 2014. "Kaji Eksperimental Pemisah Garam dan Air Bersih Dari Air Laut Menggunakan Kolektor Plat Alumunium Dengan Menggunakan Energi Surya". Abstract Undergraduate Research, Faculty of Industrial Technology, Bung Hatta University.
- Abdul Muthalib Tahar. 2007. "Hukum Laut Internasional menurut KHL PBB 1982 dan perkembangan Hukum Laut di Indonesia." Fakultas Hukum Internasional Bagian Hukum Internasional.
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. 1998. "Heat exchangers". Handbook of Heat Transfer.
- La Baride, Yustinus Edward Komerino Maturbongs. 2018. "Analisa Ruang Evaporasi Pada Destilator Dua Atap Miring Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel." Fakultas Teknik Universitas Muhamadiyah Jakarta
- Ari Nugroho. 2004. "Uraian Umum Tentang Teknologi Desalinasi".
- H. Syukri Himran. 2011. "Mekanika Jurnal Teknik Mesin & Industri". Jurusan Mesin Fakultas Teknik, Universitas Hasanuddin
- Baharuddin, Andi Husni Sitepu, dan Wira Setiawan. 2011. "Analisa *Back Pressure* Terhadap Prestasi Mesin Diesel Nanchang 2105 A-3". Jurusan Perkapalan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin.
- Rahardjo Tirtoatmodjo. 1998. "Pemanfaatan Energi Gas Buang Motor Diesel Stasioner untuk Pemanas Air". Jurusan Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra.
- Yulia Ayu, N. 2014. Analisa Back Pressure Akibat Deviasi Diameter Pada Pipa Gas Buang Kapal Ferry 5000 GT (Doctoral dissertation, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya).

LAMPIRAN

1. Exhaust Gas Properties

Table 1

Physical properties of air ($p = 101.13 \text{ kPa}$)

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

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. Tabel Kalor Jenis Uap Air

Tabel 6.2 Kalor Jenis Beberapa Zat

No	Nama Zat	Kalor Jenis	
		$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$	$\text{Kkal}/\text{kg}^\circ\text{C}$
1.	Alkohol	2.400	550
2.	Es	2.100	500
3.	Air	4.200	1.000
4.	Uap air	2.010	480
5.	Alumunium	900	210
6.	Besi/Baja	450	110
7.	Emas	130	30
8.	Gliserin	2.400	580
9.	Kaca	670	160
10.	Kayu	1.700	400
11.	Kuningan	380	90
12.	Marmer	860	210
13.	Minyak tanah	2.200	580
14.	Perak	230	60
15.	Raksa	140	30
16.	Seng	390	90
17.	Tembaga	390	90
18.	Timbal	130	30
19.	Badan manusia	3.470	830

Sumber: Fisika, kane & Sterheim, 1991.

3. Tabel Kalor Jenis Zat

Tabel 1: Kalor Jenis berbagai zat

Z a t	Kalor Jenis (c)	
	Kal/g ⁰ C	J/kg K
Air	1,00	4200
Air laut	0,93	3900
Alkohol	0,55	230
Minyak tanah	0,52	220
Raksa	0,033	140
Es	0,595	2500
Aluminium	0,214	900
Kaca	0,16	670
Besi	0,11	460
Tembaga	0,093	390
Kuningan	0,90	380
Perak	0,056	230
Emas	0,031	130
Timbal	0,031	130

4. Tabel Titik Uap Air

Nama Zat	Titik Didih (°C)	Kalor Uap (J kg ⁻¹)
alkohol	78	1.100.000
air	100	2.260.000
raksa	357	272.000
tembaga	1.187	5.069.000
timah hitam	1.750	871.000
perak	2.193	2.336.000
emas	2.660	1.578.000
besi	3.023	6.340.000

5. Tabel Ukuran Tube *Heat Exchanger*

Outside Diameter  in mm			Birmingham Wire Gauge (BWG)											
			20 (0.889 mm)	18 (1.245 mm)	16 (1.651 mm)	15 (1.829 mm)	14 (2.108 mm)	13 (2.413 mm)	12 (2.769 mm)	11 (3.048 mm)	10 (3.403 mm)			
			Weight, kg/m (average wall ¹)											
1/4	0.250	6.350	0.12	0.16	0.19	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5/16	0.313	7.950	0.15	0.21	0.25	0.28	-	-	-	-	-	-	-	-
3/8	0.375	9.525	0.19	0.25	0.31	0.34	0.39	-	-	-	-	-	-	-
1/2	0.500	12.700	0.25	0.34	0.45	0.49	0.55	0.61	0.68	0.72	-	-	-	-
5/8	0.625	15.875	0.33	0.45	0.58	0.64	0.71	0.80	0.89	0.97	-	-	-	-
3/4	0.750	19.050	0.40	0.55	0.72	0.77	0.88	0.98	1.12	1.20	1.31	-	-	-
7/8	0.875	22.225	0.46	0.64	0.83	0.92	1.04	1.18	1.32	1.44	1.58	-	-	-
1	1.000	25.400	0.54	0.74	0.97	1.06	1.21	1.37	1.55	1.68	1.92	-	-	-
1 1/8	1.125	28.575	0.61	0.83	1.10	1.21	1.37	1.56	1.76	1.92	2.11	-	-	-
1 1/4	1.250	31.750	0.68	0.94	1.23	1.35	1.53	1.76	1.96	2.16	2.40	-	-	-
1 3/8	1.375	34.925	0.74	1.03	1.35	1.49	1.70	1.93	2.19	2.40	2.65	-	-	-
1 1/2	1.500	38.100	0.82	1.13	1.49	1.64	1.87	2.17	2.40	2.63	2.92	-	-	-
1 3/4	1.750	44.450	0.97	1.32	1.74	1.92	2.20	2.50	2.84	3.10	3.44	-	-	-
2	2.000	50.800	-	1.52	1.99	2.20	2.53	2.89	3.27	3.59	3.97	-	-	-
2 1/4	2.250	57.150	-	1.73	2.26	2.48	2.87	3.26	3.70	4.06	4.51	-	-	-
2 3/8	2.375	60.325	-	1.81	2.38	2.63	3.02	3.44	3.93	4.30	4.78	-	-	-
2 1/2	2.500	63.500	-	1.91	2.52	2.78	3.18	3.66	4.14	4.54	5.04	-	-	-
2 7/8	2.875	73.025	-	2.20	2.90	3.20	3.68	4.20	4.79	5.25	5.83	-	-	-
3	3.000	76.200	-	2.31	3.04	3.35	3.85	4.39	5.00	5.49	6.10	-	-	-
3 1/2	3.500	88.900	-	2.69	3.56	3.93	4.51	5.15	5.86	6.44	7.17	-	-	-
4	4.000	10.160	-	-	4.11	4.54	5.21	5.95	6.80	7.47	8.30	-	-	-

Notes:

Conventional weights are quoted, assuming the tube is specified as average wall. Add 10% to the weight for minimum wall tube. Multiply quoted weights by 1.014 for austenitic and duplex steels, by 0.985 for ferritic and martensitic steels.

6. Tabel Pipa JIS 3456

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	-	-	-	-	-	-	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	-	-	-	-	-	-	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	-	-	-	-	-	-	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	-	-	-	-	-	-	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	-	-	-	-	-	-	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	-	-	-	-	-	-	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	-	-	-	-	-	-	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	-	-	-	-	-	-	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	-	-	3.2	4.52	-	-	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

7. Tabel Pipa JIS 3454

Nominal diameter		Out-side dia. mm	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	$\frac{1}{8}$	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	$\frac{1}{4}$	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	$\frac{3}{8}$	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	$\frac{1}{2}$	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	$\frac{3}{4}$	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	$1\frac{1}{4}$	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	$1\frac{1}{2}$	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46

8. Data Motor Diesel Yanmar TF85-Mh di

Model	TF 70 LY-di	TF 70 H-di	TF 85 MH-di
Type	-	-	-
Engine Model	Motor Diesel 4 Langkah horizontal berpendingin air	Motor Diesel 4 Langkah horizontal berpendingin air	Motor Diesel 4 Langkah horizontal berpendingin air
Combustion	Injeksi langsung	Injeksi langsung	Injeksi langsung
Aspiration	natural	natural	natural
No. of Cylinders	1	1	1
Cyl. Bore x Stroke, mm	78 x 80	85 x 87	85 x 87
Displacement, cc	382	382	493
Direction of Rotation	berlawanan arah dengan jarum jam (dilihat dari sisi roda gaya)	berlawanan arah dengan jarum jam (dilihat dari sisi roda gaya)	berlawanan arah dengan jarum jam (dilihat dari sisi roda gaya)
Governor System	ok	ok	ok
Cooling System	radiator	Hopper	Hopper
Lubrication System	pelumasan paksa dengan pompa trochoidal	pelumasan paksa dengan pompa trochoidal	pelumasan paksa dengan pompa trochoidal
Starting System	Manual(engkol)	Manual(engkol)	Manual(engkol)
Fuel Type	Minyak Diesel	Minyak Diesel	Minyak Diesel
Rated Output, kW (PS)/min-1	6/2400	6/2400	7.5/2200
Fuel Tank Capacity, liter	7.1	7.1	10.5
Specific Fuel Consumption, gr/dk jam	186	186	171

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Ardi Munawar Algiffari, merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara. Lahir di Jakarta pada tanggal 24 Mei 1998. Penulis merupakan anak ketiga dari pasangan Maturidi dan Armelia Anwar. Penulis telah menyelesaikan jenjang pendidikan mulai dari TK Amir Hamzah (2002-2004), lalu jenjang pendidikan formal dasar di SD Negeri Kenari 08 Pagi (2004-2010), jenjang pendidikan menengah pertama di SMP Negeri 115 Jakarta (2010-2013), jenjang pendidikan menengah atas di SMA Negeri 77 Jakarta (2013-2016), dan melanjutkan ke jenjang pendidikan tinggi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi

Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama masa studi di kampus, penulis aktif di berbagai kegiatan dan organisasi. Diantaranya penulis menjadi Wakil ketua NACE SC ITS 2018/2019, Staff Departemen Hubungan Dalam HIMASISKAL FTK ITS 2017/2018, Staff Divisi HRD NACE SC ITS 2017/2018 dan menjadi anggota dari Marine Machinery Fluid and Sistem Laboratory Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS. Penulis pernah melaksanakan on job training di beberapa perusahaan yaitu PT. Orela Shipyard dan PT. Pelindo Energi Logistik. Selain itu, penulis mengikuti kegiatan pengembangan softskill seperti Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Pra Tingkat Dasar dan juga Training Pra-Alumni ISO 45001 – K3. Penulis dapat dihubungi melalui alamat email ardimunawar98@gmail.com.