



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – ME184834

**DESAIN EVAPORATOR DAN KONDENSOR PADA PROSES
DISTILASI AIR LAUT UNTUK PEMANFAATAN GAS BUANG PADA
MESIN YANMAR TF 85MH-di**

Nur Aini Amalia Dinda Agustina
NRP 0421164000041

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 – ME 4834

**DESAIN EVAPORATOR DAN KONDENSOR PADA PROSES
DISTILASI AIR LAUT UNTUK PEMANFAATAN GAS BUANG PADA
MESIN YANMAR TF 85MH-di**

Nur Aini Amalia Dinda Agutsina
NRP 0421164000041

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

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BACHELOR THESIS - ME 4834

***EVAPORATOR AND CONDENSOR DESIGN IN SEA WATER
DISTILLATION PROCESS FOR UTILIZATION OF EXHAUST GAS IN
YANMAR TF 85MH-di MACHINE***

Nur Aini Amalia Dinda Agutsina
NRP 0421164000041

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

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN EVAPORATOR DAN KONDENSOR PADA PROSES DISTILASI AIR LAUT UNTUK PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN YANMAR TF 85MH-di

TUGAS AKHIR

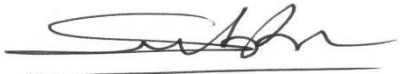
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Nur Aini Amalia Dinda Agustina
NRP. 0421164000041

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

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

()

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN EVAPORATOR DAN KONDENSOR PADA PROSES DISTILASI AIR LAUT UNTUK PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN YANMAR TF 85MH-di


TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Nur Aini Amalia Dinda Agustina
NRP. 0421164000041

Disetujui Oleh,
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



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

SURABAYA
AGUSTUS 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Desain Evaporator dan Kondensor pada Proses Distilasi Air Laut untuk Pemanfaatan Gas Buang pada Mesin Yanmar Tf 85MH-di

Nama Mahasiswa : Nur Aini Amalia Dinda Agustina
NRP : 0421164000041
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Gas buang mesin diesel masih memiliki laju aliran massa dan temperatur yang cukup tinggi. Dari laju aliran massa dan temperatur yang cukup tinggi dimanfaatkan untuk proses distilasi. *Fresh water* sebagai salah satu kebutuhan penting pada kapal penumpang menjadi kebutuhan yang sangat tinggi. Dari kebutuhan *fresh water* yang tinggi ini dilakukan pemanfaatan panas gas buang mesin diesel untuk proses distilasi. Pada penelitian ini dilakukan perhitungan dan desain evaporator dan kondensor sesuai kebutuhan untuk proses distilasi berskala lab menggunakan gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di.

Mesin Yanmar TF 85MH-di pada 100% beban memiliki laju aliran massa sebesar 9.466 g/s dan temperatur 257°C dapat menghasilkan uap air sebesar 2.06 l/hour. Pada proses perhitungan dimensi *heat exchanger* menggunakan metode LMTD. Dibutuhkan evaporator berukuran diameter *shell* 0.236 m dan panjang *tube* 0.8 m, serta kondensor berukuran diameter *shell* 0.236 m dan panjang *tube* 0.6 m. Dilakukan variasi load pada proses perhitungan pada variasi load terendah sebesar 60% menghasilkan laju aliran massa gas buang sebesar 7.87 g/s, temperatur 167 °C dan uap air sebesar 0.7 l/hour . Dapat ditarik kesimpulan variasi load berbanding lurus dengan jumlah air tawar yang dihasilkan.

Kata kunci: Gas buang, Distilasi, *Heat Exchanger*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Evaporator and Condensor Design in Sea Water Distillation Process for Utilization of Exhaust Gas in Yanmar Tf 85MH-di Machine

Name of Student : Nur Aini Amalia Dinda Agustina
NRP : 0421164000041
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.

Abstract

Diesel engine exhaust gas still has a mass flow rate and a high enough temperature. The mass flow rate and the high temperature are used for the distillation process. Freshwater is one of the important needs of passenger ships is a very high need. From the high freshwater requirements, a diesel engine exhaust gas is used for the distillation process. In this study, the calculation and design of the evaporator and condenser according to the needs for the lab-scale distillation process using exhaust gas Yanmar TF 85MH diesel engine.

The Yanmar TF 85MH machine at 100% load has a mass flow rate of 9,466 g/s and a temperature of 257 ° C can produce water vapor of 2.06 l/hour. In the process of calculating the dimensions of the heat exchanger using the LMTD method. An evaporator with a shell diameter of 0.236 m and a tube length of 0.8 m is required, and a condenser with a shell diameter of 0.236 m and a tube length of 0.6 m. Load variations were made in the calculation process at the lowest load variation of 60% resulting in a mass flow rate of flue gas of 7.87 g/s, a temperature of 167 ° C, and water vapor of 0.7 l/hour. It can be concluded that the load variation is directly proportional to the amount of freshwater produced.

Keyword: Exhaust gas, Distillation, Heat exchanger

“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 **Desain Evaporator dan Kondensor pada Proses Distilasi Air Laut untuk Pemanfaatan Gas Buang pada Mesin 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.

Pada kesempatan kali ini, 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. Orang tua saya Bapak Agus Soesilo dan Ibu Nurul Hidayati dan seluruh keluarga yang selalu memberikan doa terbaiknya dan dukukungan, 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 1 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 Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
6. Teman satu kelompok Tugas Akhir saya Ardi, Satrio dan Kamil yang membantu penulis dalam mengerjakan penelitian ini.
7. Seluruh grader dan teman-teman di Laboratorium Marine Machinery and System (MMS).
8. Sahabat-sahabat saya Triska, Winda, dan teman- teman yang membantu penulis dalam mengerjakan penelitian ini, yang selalu menemani penulis dikala suka dan duka selama berkuliah di ITS ini.
9. Teman-teman Voyage'16 yang selalu memberi dukungan dan doanya.
10. Teman- teman SMA yaitu Fitri dan Rinda Serta teman SMP yaitu Revi yang membantu dan menemani penulis disaat mengeluh mengerjakan penelitian ini.
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, 21 Juli 2020

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
Abstrak.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	1
1.3. Tujuan.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Manfaat Penelitian.....	2
BAB II KAJIAN PUSTAKA.....	3
2.1. Air Laut.....	3
2.2. Distilasi.....	3
2.3. <i>Heat Exchanger</i>	4
2.3.1. <i>Heat Exchanger Tipe Shell and Tube</i>	5
2.4. Gas Buang Mesin Diesel.....	6
2.4.1. Neraca Panas.....	7
2.4.2. Laju aliran Massa Gas Buang.....	7
2.4.3. Temperatur Gas Buang.....	8
2.5. Kalor.....	8
2.5.1. Perubahan Fasa.....	8
2.5.2. <i>Asas Black</i>	9
2.5.3. Perpindahan Panas.....	10
2.6. LMTD.....	10
2.7. Desain <i>Heat Exchanger</i>	11
2.7.1. Penetapan material dan dimensi.....	12
2.7.2. Perhitungan Bagian <i>Tube</i>	12
2.7.3. Perhitungan Bagian <i>Shell</i>	14

2.7.4.	<i>Reynold number</i>	16
2.7.5.	<i>Prundtl Number</i>	16
2.7.6.	<i>Nusselt Number</i>	17
2.7.7.	Koefisien Perpindahan Panas.....	18
2.7.8.	Luas perpindahan panas	18
2.7.9.	Koefisien perpindahan panas total	18
2.7.10.	Faktor Pengotoran.....	19
2.8.	Aspen Hysys.....	21
2.9.	T-S Diagram	21
BAB III METODOLOGI		23
3.1.	Diagram Alur Penelitian	23
3.2.	Studi Literatur.....	23
3.3.	Pengumpulan Data.....	24
3.4.	Studi Empiris	24
3.5.	Perhitungan dan Perancangan Sistem	24
3.6.	Simulasi Aspen Hysys	24
3.7.	Analisa Sistem	24
3.8.	Kesimpulan dan Saran	25
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		27
4.1.	Data Mesin Diesel	27
4.2.	Gas Buang	27
4.2.1	Laju Aliran Massa.....	27
4.2.2	Temperatur	28
4.3.	Perancangan Desain Sistem Distilasi	29
4.4.	Perhitungan dan Desain Evaporator.....	29
4.4.1.	Perencanaan Evaporator	30
4.4.2.	Kalor Sistem	30
4.4.3.	LMTD (Log Mean Temperature Difference)	31
4.4.4.	Perhitungan Bagian Tube.....	31
4.4.5.	Perhitungan Bagian Shell.....	34
4.4.6.	Koefisien Perpindahan Panas.....	37
4.4.7.	Luas perpindahan panas	38
4.4.8.	Overall Heat Transfer	38

4.4.9.	Faktor Pengotoran.....	38
4.5.	Perhitungan dan Desain Kondensor.....	39
4.5.1.	Perencanaan Kondensor.....	39
4.5.2.	Kalor Sistem	40
4.5.3.	LMTD (Log Mean Temperature Difference).....	40
4.5.4.	Perhitungan Bagian Tube.....	41
4.5.5.	Perhitungan Bagian Shell.....	43
4.5.6.	Koefisien Perpindahan Panas.....	46
4.5.7.	Luas perpindahan panas.....	47
4.5.8.	Overall Heat Transfer	47
4.5.9.	Faktor Pengotoran.....	48
4.6.	Desain Heat Exchanger	49
4.6.1.	Desain Evaporator	49
4.6.2.	Desain Kondensor.....	51
4.7.	Simulasi Aspen Hysys	54
4.7.1.	Evaporator	54
4.7.2.	Kondensor	54
4.8.	T-S Diagram	55
4.9.	Variasi Beban Mesin	57
4.9.1.	Pengaruh Beban Terhadap Gas Buang.....	57
4.9.1.1.	Pengaruh Beban Terhadap Laju Aliran Massa Gas Buang.....	57
4.9.1.2.	Pengaruh Beban Terhadap Temperatur Gas Buang	58
4.9.1.3.	Pengaruh Beban Terhadap Jumlah Kalor Gas Buang	58
4.9.2.	Pengaruh pada Evaporator	59
4.9.2.1.	Pengaruh Beban Terhadap Produksi Uap Air	59
4.9.2.2.	Pengaruh Beban Terhadap LMTD	60
4.9.2.3.	Pengaruh Beban Terhadap <i>Design Overall Heat Transfer</i>	60
4.9.2.4.	Pengaruh Beban Terhadap Faktor Pengotoran Desain	61
4.9.3.	Pengaruh pada Kondensor	61
4.9.3.1.	Pengaruh Beban Terhadap Jumlah Kalor Air Pendingin.....	62
4.9.3.2.	Pengaruh Beban Terhadap Laju Aliran Massa Air Pendingin.....	62
4.9.3.3.	Pengaruh Beban Terhadap Design Overall Heat Transfer.....	63
4.9.3.4.	Pengaruh Beban Terhadap Faktor Pengotoran Desain	63

BAB V KESIMPULAN dan saran	65
5.1. Kesimpulan.....	65
5.2. Saran.....	65
DAFTAR PUSTAKA.....	67
LAMPIRAN.....	69
BIODATA PENULIS.....	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses distilasi	3
Gambar 2.2 Klasifikasi <i>heat exchanger</i>	4
Gambar 2.3 Heat exchanger tipe shell and tube.....	6
Gambar 2.4 Proses pembakaran mesin diesel 4 langkah	6
Gambar 2.5 <i>Diagram Sankey</i>	7
Gambar 2.6 Perubahan Fase zat	9
Gambar 2.7 Grafik laju perpindahan kalor	10
Gambar 2.8 <i>Tube layout</i>	13
Gambar 2.9 Grafik bundle diameter clearance	14
Gambar 2.10 Tampak depan <i>heat exchanger</i>	14
Gambar 2.11 Daerah shell side cross flow	15
Gambar 2.12 Grafik faktor perpindahan panas	17
Gambar 2.13 T-S Diagram	21
Gambar 2.14 Rancangan Desain Sistem Distilasi.....	29
Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir.....	23
Gambar 4.1 Diagram faktor perpindahan panas evaporator.....	36
Gambar 4.2 Diagram faktor perpindahan panas kondensor	46
Gambar 4.3 Evaporator Tube Layout	50
Gambar 4.4 Evaporator Drawing.....	49
Gambar 4.5 Evaporator Setting Plan	50
Gambar 4.6 3D bagian luar dan dalam Kondensor	51
Gambar 4.7 Kondensor Tube Layout	52
Gambar 4.8 Kondensor Drawing.....	52
Gambar 4.9 Kondensor settling Plan	53
Gambar 4.10 3D bagian luar dan dalam Kondensor	53
Gambar 4.11 Worksheet Aspen Hysys bagian evaporator.....	54
Gambar 4. 12 Worksheet Aspen Hysys bagian evaporator.....	54
Gambar 4. 13 Grafik T-S diagram.....	55
Gambar 4.14 Grafik beban terhadap laju perpindahan panas gas buang.....	57
Gambar 4. 15 Grafik beban terhadap temperatur gas buang	58
Gambar 4.16 Grafik beban terhadap jumlah kalor gas buang	58
Gambar 4.17 Grafik beban terhadap produksi air tawar	59
Gambar 4.18 Grafik beban terhadap LMTD.....	60
Gambar 4.19 Grafik beban terhadap <i>design overall heat transfer</i>	60
Gambar 4.20 Grafik beban terhadap faktor pengotoran desain.....	61
Gambar 4.21 Grafik beban terhadap jumlah kalor air pendingin	62
Gambar 4.22 Grafik beban terhadap laju aliran massa air pendingin	62
Gambar 4.23 Grafik beban terhadap <i>design overall heat transfer</i>	63
Gambar 4.24 Grafik beban terhadap faktor pengotoran desain.....	64

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Parameter untuk menghitung diameter bundle <i>tube</i>	13
Tabel 2.2 Nilai dari faktor pengotoran maca-macam fluida	19
Tabel 4.1 Properties gas buang.....	29
Tabel 4.2 Dimensi utama evaporator	49
Tabel 4.3 Dimensi utama kondensor	51
Tabel 4.4 Variasi beban terhadap gas buang	57
Tabel 4.5 Variasi beban terhadap evaporator	59
Tabel 4.6 Variasi beban terhadap kondensor	61
Tabel 5.1 Dimensi evaporator dan kondensor	65

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pemanfaatan energi alternatif saat ini mulai ramai dikembangkan terutama yang ramah lingkungan dan memiliki nilai ekonomis yang tinggi. Panas dari hasil pembakaran bahan bakar didalam silinder hanya sebagian saja yang diolah menjadi kerja efektif (kerja pada proses engkol). Pembakaran yang kurang sempurna akan meningkatkan prosentase gas bekas / buang, yang berarti pula menurunkan daya usaha mesin yang keluar dari poros. Salah satu energi yang masih dapat dimanfaatkan kembali berasal dari gas buang mesin diesel (Achmad,2018).

Secara garis besar terdapat 2 jenis teknologi desalinasi, yaitu desalinasi *thermal* dan desalinasi membran, desalinasi *thermal* membutuhkan energi berupa panas buangan dari pembangkit untuk sumber energinya, sedangkan desalinasi jenis membran hanya membutuhkan listrik untuk menjalankan pompanya (Ari,2004).

Fresh water sebagai salah satu kebutuhan penting pada kapal penumpang akan mengalami peningkatan. Peningkatan ini menjadi masalah baru bagi perusahaan pelayaran dan *crew* kapal sebagai pihak yang mengoperasikan kapal selama perjalanan. Tangki *fresh water* telah disediakan sesuai dengan hitungan kebutuhan kapal penumpang pada saat awal dibangun. Jika terjadi modifikasi dan jumlah penumpang mengalami peningkatan diperlukan *storage tank* baru untuk sejumlah air yang perlu ditambahkan. Untuk menambah *storage tank fresh water* kita harus merubah *general arrangement* kapasitas tangki.

Dari kebutuhan *fresh water* yang meningkat ini dilakukan pemanfaatan panas dari gas buang mesin diesel untuk proses distilasi. Proses distilasi ini dilakukan untuk penyulingan air laut menjadi air tawar tidak siap konsumsi. Proses distilasi ini dilakukan dengan menaikkan suhu air laut hingga diatas titik didih dan menghasilkan uap yang dapat memisahkan antara kandungan garam dengan air tawar yang akan di hasilkan menggunakan alat yang disebut evaporator. Setelah uap dihasilkan akan dilakukan proses pendinginan untuk mengubah fase uap menjadi fase cair kembali menggunakan alat yang disebut kondensor.

Diharapkan dari penelitian yang akan dibuat ini dapat menghasilkan sebuah evaporator dan kondensor untuk proses distilasi berskala lab. Hasil dari proses distilasi ini nantinya akan menghasilkan air tawar dari air laut yang di proses memanfaatkan sisa hasil gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di.

1.2. Rumusan Masalah

1. Bagaimana desain evaporator dan kondensor untuk proses distilasi air laut dengan memanfaatkan gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di?
2. Bagaimana mengetahui kinerja dari evaporator dan kondensor yang telah dibuat?

1.3. Tujuan

1. Mendesain evaporator dan kondensor untuk proses distilasi air laut dengan memanfaatkan gas buang motor diesel Yanmar TF 85MH-di.
2. Mengetahui kinerja dari evaporator dan kondensor yang telah dibuat.

1.4. Batasan Masalah

1. Penelitian dilakukan untuk menganalisa evaporator dan kondensor dalam sistem distilasi menggunakan bantuan perangkat lunak.
2. Tidak termasuk analisa ekonomi.

1.5. Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang ingin dicapai dari penelitian Tugas Akhir ini adalah untuk mendesain evaporator dan kondensor yang sesuai dengan kondisi yang ada untuk pemanfaatan gas buang dari motor diesel Yanmar TF 85MH-di. Serta menganalisa efisiensi dari pembuatan sistem ini yang diharapkan dapat mengurangi operasional kapal untuk biaya *fresh water*.

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1. Air Laut

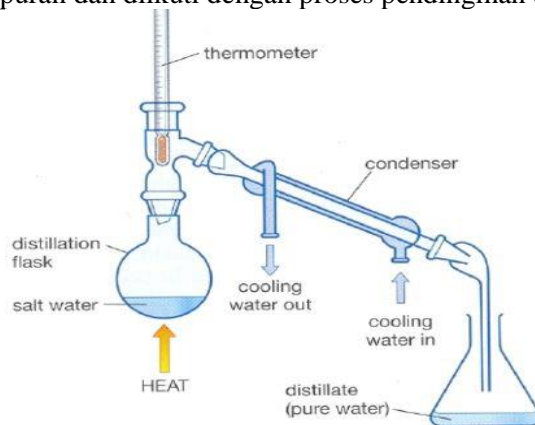
Air laut adalah air murni yang telah tercampur oleh senyawa-senyawa organik tertentu dan berasal dari samudera. Suhu permukaan laut diasosiasikan sebagai indeks banyaknya uap air pembentuk awan di atmosfer. Jika suhu permukaan laut panas maka uap air di atmosfer banyak akibat proses konveksi atau penguapan. Sebaliknya, jika suhu permukaan laut dingin maka uap air di atmosfer menjadi berkurang akibat kurangnya penguapan. Suhu permukaan laut di wilayah Indonesia mempunyai kisaran yang cukup lebar yaitu $26,0^{\circ}\text{C}$ hingga $31,5^{\circ}\text{C}$ (Syarifullah, 2018).

Salah satu besaran dasar dalam bidang ilmu kelautan adalah salinitas air laut. Salinitas seringkali diartikan sebagai kadar garam dari air laut, walaupun hal tersebut tidak tepat karena sebenarnya ada perbedaan antara keduanya. Laut Jawa pada musim barat dicirikan dengan salinitas yang rendah ($< 32\text{‰}$) akibat suplai massa air dari laut China Selatan yang bersalinitas rendah serta adanya runoff dari sungai dari Sumatra, Kalimantan dan Jawa. Sedangkan pada musim timur Juni-September salinitas naik akibat suplai massa air dari timur yaitu laut Flores ($>32\text{‰}$) (Syarifullah, 2018).

2.2. Distilasi

Distilasi air laut merupakan istilah lain dari penyulingan, yaitu proses pemanasan suatu bahan pada berbagai temperatur, tanpa kontak dengan udara luar untuk memperoleh hasil tertentu. Penyulingan adalah perubahan bahan dari bentuk cair ke bentuk gas melalui proses pemanasan cairan tersebut, dan kemudian mendinginkan gas hasil pemanasan, untuk selanjutnya mengumpulkan tetesan cairan yang mengembun (Cammack, 2006).

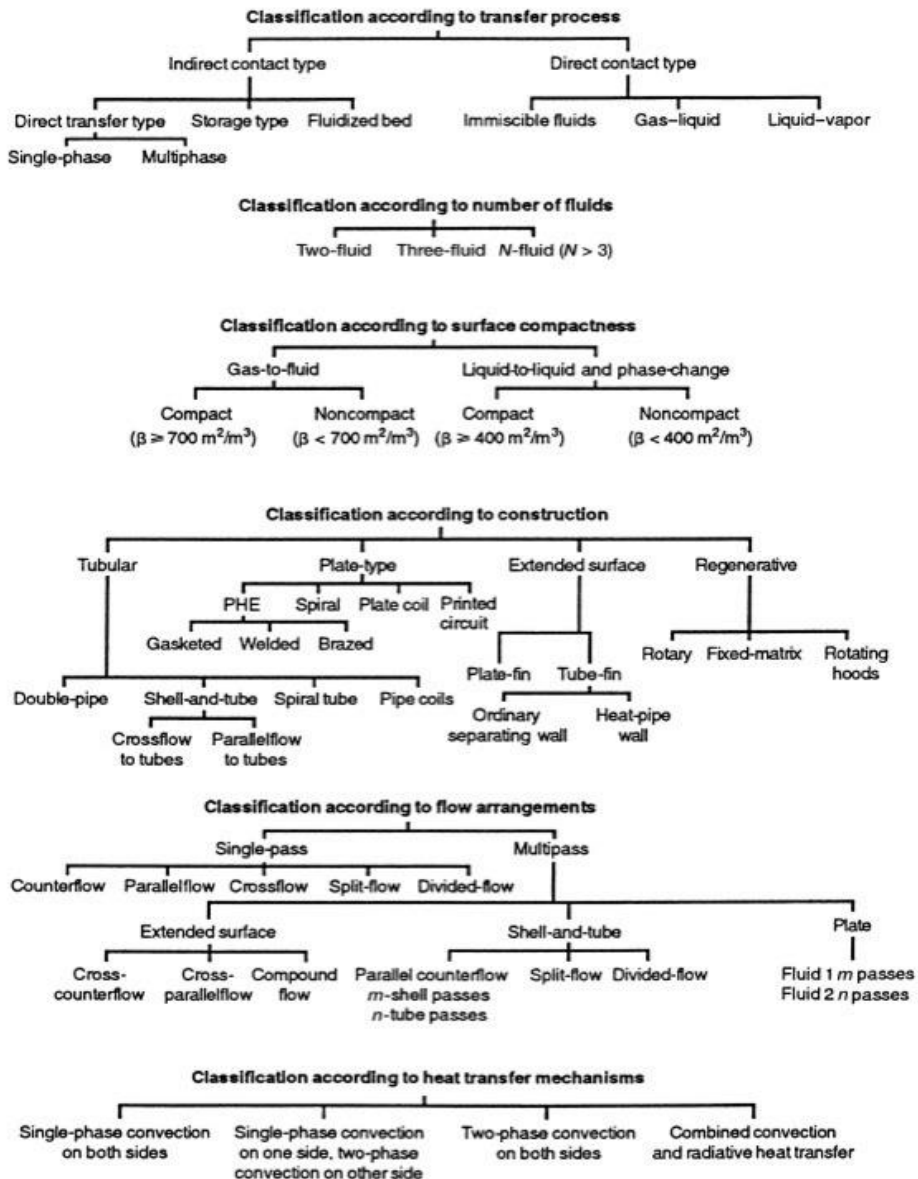
Dasar utama pemisahan dengan cara distilasi adalah perbedaan titik didih cairan pada tekanan tertentu. Proses distilasi biasanya melibatkan suatu penguapan campuran dan diikuti dengan proses pendinginan dan pengembunan.



Gambar 2.1 Proses distilasi
(Sumber: id.pinterest.com)

Pada proses distilasi terdapat 2 komponen penting yang termasuk dalam jenis *heat exchanger* untuk merubah fasa air laut dari cair menjadi gas kembali lagi dari fasa gas ke cair dalam bentuk air tawar. Merubah fasa air laut yang mulanya cair menjadi gas dilakukan pada evaporator dengan panas yang didapat dari gas buang motor diesel. Setelah menjadi gas akan melewati kondensor untuk didinginkan kembali yang bertujuan merubah fasa menjadi cair.

2.3. Heat Exchanger



Gambar 2.2 Klasifikasi *heat exchanger*
(Sumber: *Fundamental of Heat Exchanger Design*, 2003)

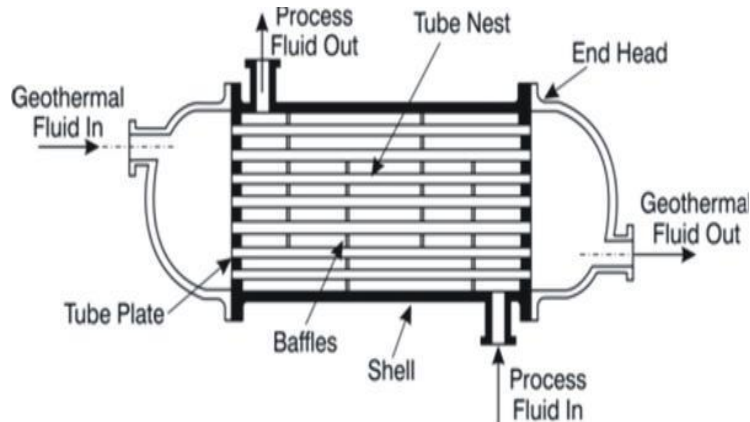
Heat Exchanger adalah perangkat yang digunakan untuk mentransfer energi termal (entalpi) antara dua atau lebih cairan, antara permukaan padat dan fluida, atau antara partikel padat dan fluida, pada suhu berbeda dan kontak termal. Pada *heat exchanger*, biasanya tidak ada panas eksternal dan interaksi kerja. Aplikasi yang umum melibatkan pemanasan atau pendinginan aliran fluida yang menjadi perhatian dan penguapan atau kondensasi aliran fluida tunggal atau multikomponen (Ramesh, 2003). Menurut Dean A Barlet (1996) bahwa alat penukar kalor memiliki tujuan untuk mengontrol suatu sistem (temperatur) dengan menambahkan atau menghilangkan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya. Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien.

Heat Exchanger sangat luas pemanfaatannya dalam industri seperti kilang minyak, pabrik kimia maupun petrokimia, industri gas alam, refrigerasi, pembangkit listrik. Pada banyak industri *heat exchanger* banyak digunakan untuk menukarkan energi dua fluida (boleh sama zatnya) yang berbeda temperaturnya. Pertukaran energi dapat berlangsung melalui bidang atau permukaan perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida atau secara kontak langsung (fluidanya bercampur). Energi yang dipertukarkan akan menyebabkan perubahan temperatur fluida (kalor sensibel) atau kadang dipergunakan untuk berubah fasa (kalor laten). Semakin luas pemanfaatan *heat exchanger* dapat mempengaruhi berbagai jenis desain yang berkembang sesuai dengan kebutuhan dan kondisi pada setiap sistem, maka dari itu *heat exchanger* dapat terbagi lagi menjadi beberapa tipe yang berbeda seperti dijelaskan pada gambar dibawah ini.

2.3.1. *Heat Exchanger Tipe Shell and Tube*

Pada tugas akhir ini akan menggunakan *heat exchanger tipe shell and tube*. *Heat exchanger tipe shell and tube* ini termasuk dalam sub bagian *heat exchanger jenis tubular* yang di bagi berdasarkan konstruksi. Pada umumnya *heat exchanger* ini memiliki bentuk desain tabung melingkar walaupun pada modifikasinya menjadi berbentuk tabung elips, persegi panjang, atau bulat / rata juga telah digunakan. Fleksibilitas desain dari *heat exchanger* tipe ini cukup tinggi karena dia dapat menyesuaikan dengan diameter tabung, panjang, dan pengaturan. *Heat exchanger* ini digunakan terutama untuk aplikasi transfer panas perubahan cair-ke-cair dan cair-ke-fase (kondensasi atau penguapan).

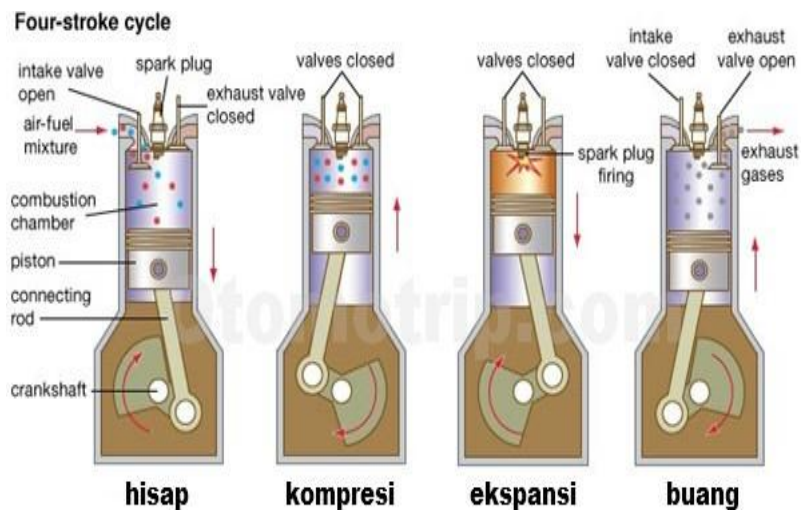
Heat exchanger tipe shell and tube juga dapat masuk kedalam sub bagian dari *heat exchanger tipe kontak tidak langsung*. Jenis *heat exchanger* ini biasa disebut *surface heat exchanger*, karena panas dari fluida berpindah melalui dinding pemisah yang tahan terhadap perbedaan suhu luar dan dalam sehingga dapat mengalirkan panas secara terus menerus.



Gambar 2.3 Heat exchanger tipe shell and tube
(Sumber: www.gns.cri.nz)

2.4. Gas Buang Mesin Diesel

Mesin diesel adalah motor bakar dengan proses pembakaran yang terjadi didalam mesin itu sendiri (*internal combustion engine*) dan pembakaran terjadi karena udara murni dimampatkan (dikompresi) dalam suatu ruang bakar (silinder) sehingga diperoleh udara bertekanan tinggi serta panas yang tinggi, bersamaan dengan itu disemprotkan / dikabutkan bahan bakar sehingga terjadilah pembakaran (Achmad Kusairi Samlawi, 2018). Terjadi 4 langkah pada jenis mesin diesel 4 tak yaitu langkah hisap, langkah kompresi, langkah ekspansi dan langkah pembuangan.



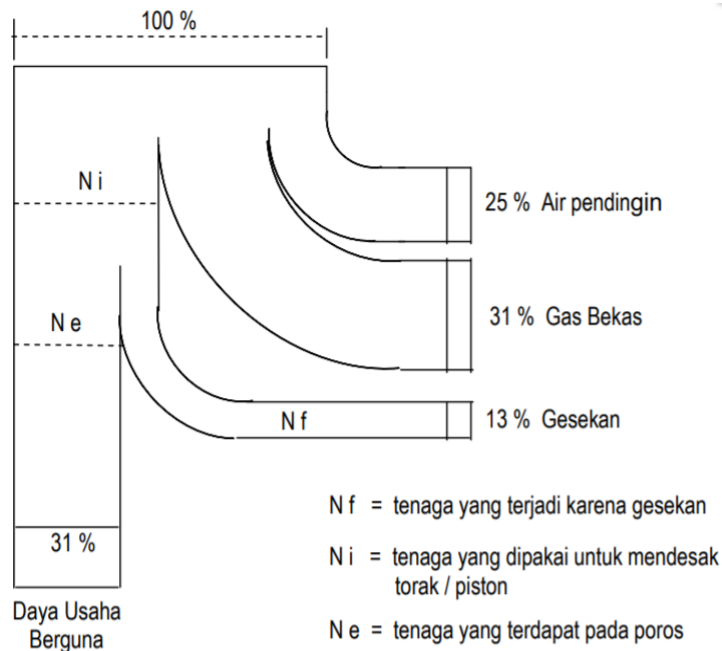
Gambar 2.4 Proses pembakaran mesin diesel 4 langkah
(Sumber: www.otomotrip.com)

Seperti gambar di atas pada langkah pembuangan terjadi proses akhir langkah usaha katup buang terbuka, sehingga gas buang keluar melalui katup tersebut, karena didorong oleh piston bergerak dari TMB menuju TMA. Gas

buang yang keluar dari mesin diesel ini masih memiliki laju aliran massa dan temperatur yang cukup tinggi. Dari laju aliran massa dan temperatur yang cukup tinggi akan dimanfaatkan untuk proses distilasi.

2.4.1. Neraca Panas

Menurut Achmad Kusairi Samlawi pada bukunya *Teori Dasar Motor Diesel* (2018) panas dari hasil pembakaran bahan bakar didalam silinder hanya sebagian saja yang diolah menjadi kerja efektif (kerja pada proses engkol). Bagian terbesar justru merupakan panas terbuang dan yang terakhir ini merupakan kerugian yang tidak mungkin dihilangkan sama sekali. Beberapa kerugian tersebut digambarkan pada *Diagram Sankey* di bawah ini.



Gambar 2.5 *Diagram Sankey*
(Sumber: *Teori Dasar Mesin Diesel*, 2018)

2.4.2. Laju aliran Massa Gas Buang

Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya pada sisa gas buang mesin diesel terdiri dari 2 fungsi yaitu laju aliran massa dan temperatur yang dapat dimanfaatkan kembali. Untuk menghitung laju aliran massa dapat menggunakan persamaan berikut (J. S. Jadhao, D. G. Thombare, *Review on Exhaust Gas Recovery for Internal Combustion Engine*):

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

$$\dot{m}_f = SFOC \times power \quad 2.2$$

$$\dot{m}_a = \eta_v \times \rho_a \times n \times V_s \quad 2.3$$

Keterangan:

\dot{m}_E	= Laju aliran massa gas buang (g/s)
\dot{m}_f	= Laju aliran massa bahan bakar (g/s)
\dot{m}_a	= Laju aliran massa udara (g/s)
SFOC	= <i>Specific Fuel Oil Consumption</i> (g/kW.s)
Power	= BHP (kW)
η_v	= <i>Volumetric efficiency</i> (0.8-0.9)
ρ_a	= <i>Density air fuel</i> (1.167 kg/m ³)
n	= <i>Speed/2</i> (RPM)
V_s	= <i>Volume of cylinder</i> (m ³)

2.4.3. Temperatur Gas Buang

Temperatur gas buang dapat dicari setelah kita mengetahui nilai dari laju aliran massa gas buang. Berikut persamaan untuk mencari temperatur gas buang dari mesin diesel menggunakan persamaan (Kib angga, 2015:33):

$$\text{Exhaust Gas Temp } (^{\circ}\text{F}) = \frac{(\dot{m}_E \times 540)}{\text{intake air flow}} - 460 \quad 2.4$$

$$\text{Intake Air Flow} = \frac{(\text{engine size} \times \text{RPM})}{3456} \times \eta_v \quad 2.5$$

Keterangan:

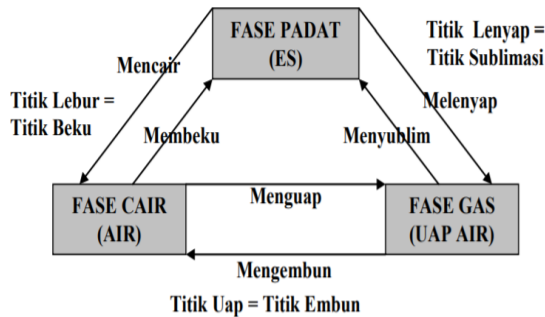
\dot{m}_E	= laju aliran massa gas buang (CFM)
Engine Size	= Displacement (CID)
RPM	= Revolusi per menit
η_v	= <i>Volumetric efficiency</i> (0.8-0.9)

2.5. Kalor

Pada awalnya kalor dianggap sebagai zat alir (fluida) tanpa bobot dan tidak dapat dilihat. Kalor timbul jika ada bahan yang dibakar. Kalor dapat berpindah dari benda yang satu ke benda lainnya dengan cara konduksi, konveksi, dan atau radiasi. Dalam hal kalor dapat dibedakan dua konsep pokok, yaitu: 1. rasa kepanasan (hot) yang disebut temperatur atau suhu. 2. Besaran yang dapat menyebabkan adanya perubahan temperatur yang disebut kalor (heat) atau bahang. (Ahmad, 4:2007)

2.5.1. Perubahan Fasa

Pengertian Panas adalah salah satu perubahan energi, jika suatu zat menerima atau melepaskan panas, maka akan ada dua kemungkinan yang akan terjadi yang pertama adalah terjadinya perubahan temperatur dari zat tersebut, panas yang seperti ini disebut dengan panas sensibel (*sensible heat*) dan yang kedua adalah terjadi perubahan fase zat, panas jenis ini disebut dengan panas laten (*latent heat*) (Surya Gumelar,2009).



Gambar 2.6 Perubahan Fase zat
(Sumber: Kalor dan Termodinamika, 2009)

2.5.1.1. Panas Sensibel (*Sensible Heat*)

Sesuai dari penjelasan diatas temperatur akan mengalami penurunan jika melepaskan panas sensible, sebaliknya jika temperatur akan mengalami kenaikan jika zat menerima panas. Persamaan panas sensibel adalah sebagai berikut:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad 2.6$$

Keterangan:

- Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (J)
- m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (Kg)
- C_p = Kalor jenis zat (J/Kg.K)
- ΔT = Perubahan temperatur yang terjadi (K)

2.5.1.2. Panas Laten (*Laten Heat*)

Jika suatu zat menerima atau melepaskan panas, pada awalnya akan terjadi perubahan temperatur, namun demikian hal tersebut suatu saat akan mencapai keadaan jenuhnya dan menyebabkan perubahan fase. Kalor yang demikian itu disebut sebagai panas laten. Pada suatu zat terdapat dua macam kalor laten, yaitu panas laten peleburan atau pembekuan dan panas penguapan atau pengembunan, panas laten suatu zat biasanya lebih besar dari kalor sensibelnya, hal ini karena diperlukan energi yang besar untuk merubah fase suatu zat (Surya Gumelar, 2009).

$$Q = m \cdot h_1 \quad 2.7$$

Keterangan :

- Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (J)
- m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (Kg)
- h₁ = Kalor laten (kJ/kg)

2.5.2. Asas Black

Hukum kekekalan energi dirumuskan pertama kali oleh seorang ilmuwan yang bernama Joseph Black (1728 – 1899). Bunyi dari *asas black* itu sendiri ialah “Pada pencampuran dua zat, banyaknya kalor yang dilepas zat yang suhunya lebih tinggi sama dengan banyaknya kalor yang diterima oleh zat yang

suhunya lebih rendah”. Dari rumus pernyataan diatas dapat ditulis persamaan sebagai berikut:

$$Q_{out} = Q_{in} \quad 2.8$$

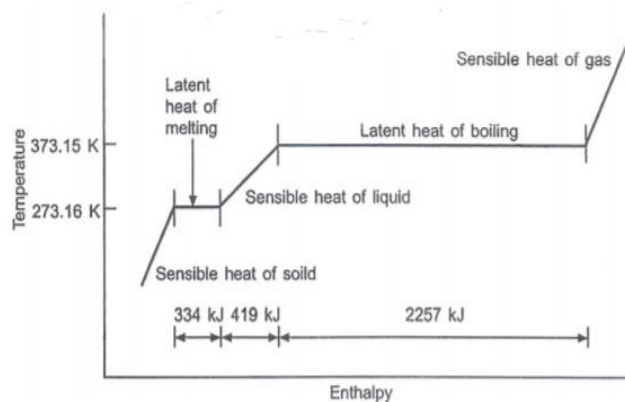
Keterangan:

Q_{out} = Energi kalor yang dilepas suatu zat (J)

Q_{in} = Energi kalor yang diterima suatu zat (J)

2.5.3. Perpindahan Panas

Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai berpindahnya energi dari satu daerah ke daerah lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur antara daerah-daerah tersebut. Panas atau kalor adalah energi yang berpindah dari suhu yang tinggi ke suhu yang rendah. Ada tiga macam mekanisme perpindahan panas yang berbeda yaitu perpindahan panas secara konduksi, radiasi dan konveksi.



Gambar 2.7 Grafik laju perpindahan kalor
(sumber: *Analisa Sensitivitas Rancangan Evaporator untuk Optimasi Pengembangan Mini Ice Plant, 2009*)

Konduksi adalah peristiwa perpindahan panas yang terjadi antara molekul – molekul berbeda temperatur yang saling berinteraksi antara satu sama lain tanpa disertai dengan perpindahan molekul – molekul secara fisik (Krieder, 2001).

Konveksi adalah peristiwa perpindahan panas akibat perbedaan temperatur dari suatu zat ke zat yang lain disertai dengan gerakan partikel atau zat tersebut secara fisik (Krieder, 2001).

Radiasi adalah peristiwa perpindahan panas yang tidak memerlukan media perantara. Perpindahan panas pada peristiwa ini dapat terjadi karena adanya gelombang elektromagnetik yang akan berubah menjadi panas ketika diserap oleh benda lain (Krieder, 2001).

2.6. LMTD

Log perbedaan suhu rata-rata (juga dikenal dengan nya singkatan LMTD). LMTD digunakan untuk menentukan suhu yang berlaku sebagai

perpindahan panas dalam sistem aliran, terutama di penukar panas . LMTD adalah rata-rata logaritmik dari perbedaan suhu antara panas dan dingin sungai di setiap akhir heat exchanger. Semakin besar LMTD tersebut, semakin banyak panas yang ditransfer. Perhitungan LMTD dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut : (Bizzi, 71:2013):

$$LMTD = \frac{(\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min})}{\ln \left| \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}} \right|} \quad 2.9$$

Untuk aliran fluida paralel, $\Delta T_{\max} = T_1 - t_1$ dan $\Delta T_{\min} = T_2 - t_2$

Untuk Aliran fluida silang, $\Delta T_{\max} = T_1 - t_2$ dan $\Delta T_{\min} = T_2 - t_1$

Keterangan:

LMTD = Beda Temperatur Rata – rata Logaritmik

T_1 = Suhu *input tube* (K)

T_2 = Suhu *output tube* (K)

t_1 = Suhu *input shell* (K)

t_2 = Suhu *output shell* (K)

Menurut Indra Setiawan (18:2011) didalam perencanaan alat penukar kalor harus dicari selisih temperatur rata-rata sebenarnya, yaitu dengan menggunakan faktor koreksi F_T . Besarnya selisih temperatur rata-rata sebenarnya adalah:

$$\Delta T_m = F_T \times LMTD \quad 2.10$$

Keterangan:

ΔT_m = Selisih temperatur rata-rata yang sebenarnya

F_T = Faktor koreksi didapat dari grafik koreksi

LMTD = Beda temperatur rata – rata logaritmik

Faktor Koreksi ini merupakan fungsi dari:

1. Temperatur fluida di dalam dan di luar *tube*
2. Jumlah aliran dari *shell* dan *tube*

Grafiknya digambarkan sedemikian rupa dimana terdapat 3 besaran sekaligus yaitu:

1. Temperatur efisiensi alat penukar kalor (S) dimana $S = t_2 - t_1 / T_1 - t_1$ pada sumbu mendatar.
2. Parameter R merupakan perbandingan hasil perkalian aliran fluida dalam *shell* (T) dengan panas (t), dapat ditulis sebagai berikut:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

3. Faktor koreksi (F_T) yang digambarkan pada sumbu tegak

2.7. Desain *Heat Exchanger*

Desain *heat exchanger* yang akan dibuat menggunakan metode kern. Metode kern merupakan upaya untuk mengkorelasikan data untuk penukar standar dengan persamaan sederhana analog dengan persamaan untuk aliran dalam tabung. Metode kern yang akan digunakan menggunakan pendekatan

LMTD yang berate suhu input dan output disemua sistem diketahui atau ditentukan.

2.7.1. Penetapan material dan dimensi

Menurut Robert W dibukunya *Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb* tube OD paling sering berukuran $\frac{3}{4}$ atau 1 inch. Untuk *heat exchanger* yang menggunakan air biasanya menggunakan ukuran $\frac{3}{4}$ dengan 16 BWG. BWG (*Birmingham Wire Gauge*) Pengukur Birmingham adalah sistem pengukur kawat, dan juga digunakan untuk menentukan ketebalan atau diameter jarum suntik / injeksi dan produk tabung.

Dalam proses pemilihan bahan untuk *shell* dan *tube* kita dapat mempertimbangkan peningkatan keandalan dan untuk mengurangi biaya dengan meningkatkan material yang ada dengan penambahan kecil pada elemen paduan atau bahan baru. Beberapa pertimbangan lain yang perlu diperhatikan meliputi efisiensi termal, biaya, ketersediaan, ketahanan korosi, kebersihan dan daya tahan.

2.7.2. Perhitungan Bagian Tube

2.7.2.1. Jumlah Tube

Perhitungan jumlah tube dapat ditentukan dengan persamanaa dibawah ini:

$$N_t = \frac{4 \times \dot{m} \times N_p}{\pi d_i^2 \times \rho \times v} \quad 2.11$$

Keterangan:

- N_t = Jumlah tube
- \dot{m} = Laju aliran massa (Kg/s)
- N_p = Jumlah fase
- d_i = Diameter dalam tube (m)
- ρ = Massa jenis (kg/m^3)
- v = Kecepatan aliran fluida (m/s)

2.7.2.2. Tube Pitch

Tube pitch adalah jarak antara pusat *tube* satu ke pusat *tube* lain yang berdekatan. Minimal *tube pitch* dapat ditentukan dengan persamanaa dibawah ini:

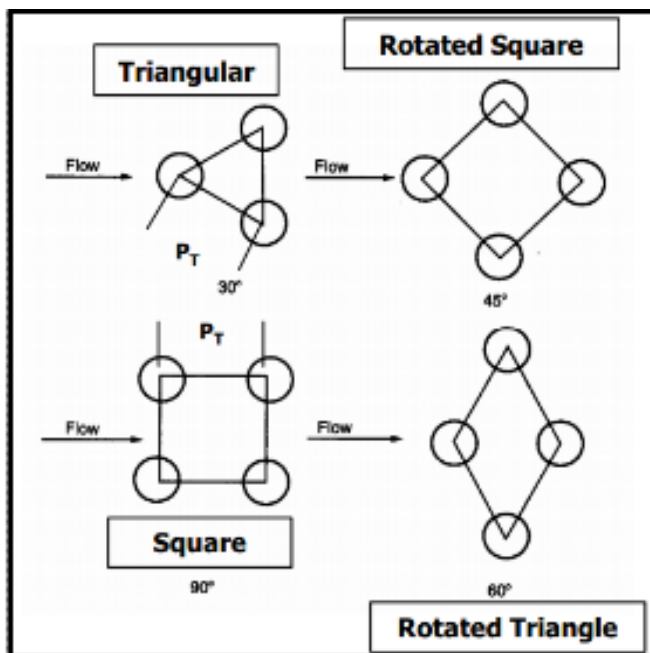
$$P_t = 1.25 \times d_o \quad 2.12$$

Keterangan:

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

2.7.2.3. Diameter Bundle Tube

Diameter bundle *tube* dihitung dengan menentukan *layout tube* yang akan dipilih ada beberapa pilihan *layout* seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.8 Tube layout
(Sumber: www.ijser.org, 2014)

Setelah memilih *layout tube* sesuai dengan kebutuhan terdapat parameter untuk menghitung diameter bundle *tube* dan ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

Tabel 2.1 Parameter untuk menghitung diameter bundle *tube*

Number of passes	Triangular pitch		Square and rotated square	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0.319	2.142	0.215	2.207
2	0.249	2.207	0.156	2.291
3	0.175	2.285	0.158	2.263

(Sumber: www.semanticscholar.org, 2018)

$$D_b = d_o \times \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/n_1} \quad 2.13$$

Keterangan:

D_b = Diameter bundle *tube* (m)

d_o = Diameter luar *tube* (m)

N_t = Jumlah *tube*

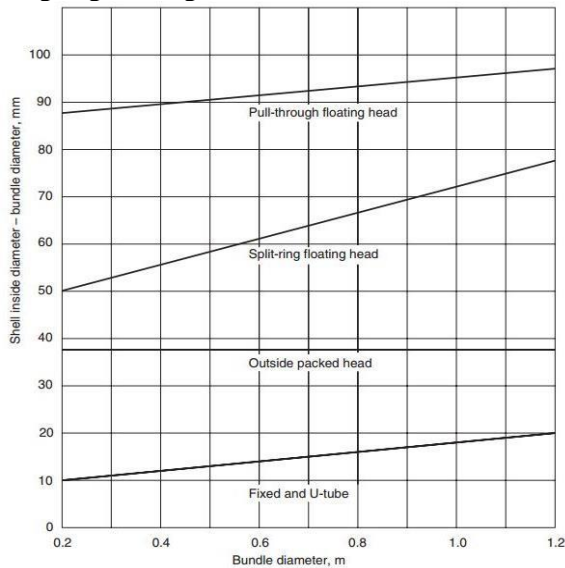
K_1 = 0.215

n_1 = 2.207

2.7.3. Perhitungan Bagian Shell

2.7.3.1. Diameter Bundle

Diameter bundle harus sesuai dengan bundel tabung mengurangi melewati bagian luar bundel. Setiap jenis bundle akan memiliki nilai *clearances* yang berbeda sesuai dengan gambar grafik di bawah ini:



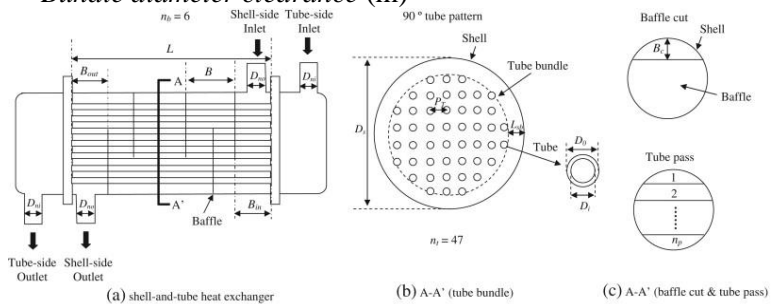
Gambar 2.9 Grafik bundle diameter clearance
(Sumber: www.researchgate.net)

Setelah menemukan nilai tipe dan diameter yang sesuai akan diketahui nilai *bundle diameter clearance* dan memasukkan nilai sesuai rumus di bawah ini:

$$D_s = D_b + BDC \tag{2.14}$$

Keterangan:

- D_s = Diameter bundle (m)
- D_b = Diameter bundle tube (m)
- BDC = *Bundle diameter clearance* (m)



L: tube length; *B*: baffle spacing; *B_{in}*: inlet baffle spacing; *B_{out}*: outlet baffle spacing; *n_b*: baffle number; *D_{no}*: shell-side nozzle diameter; *D_{ni}*: tube-side nozzle diameter; *P*: tube pitch; *D_s*: shell diameter; *D_i*: tube inner diameter; *D_o*: tube outer diameter; *L_{sb}*: Shell-bundle clearance; *n_p*: tube number; *B_c*: baffle cut; *n_p*: tube pass

Gambar 2.10 Tampak depan *heat exchanger*
(Sumber: www.sciencedirect.com)

2.7.3.2. Jarak *Baffle*

Perhitungan jarak *baffle* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$B_s = 0.4 \times D_s \quad 2.15$$

Keterangan:

B_s = Jarak *baffle* (m)
 D_s = Diameter bundle (m)

Setelah mendapatkan hasil perhitungan jika menunjukkan nilai yang tidak bulat dapat membulatkan ke bawah karena semakin dekat jarak *baffle* maka akan meningkatkan efektivitas *heat exchanger*.

2.7.3.3. Daerah *shell side cross flow*

Perhitungan daerah *shell side cross flow* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$A_s = \frac{(P_t - d_o) \times D_s \times B_s}{P_t} \quad 2.16$$

Keterangan:

A_s = Daerah *shell side cross flow* (m²)
 P_t = *Tube pitch* (m)
 d_o = Diameter luar *tube* (m)
 D_s = Diameter bundle (m)
 B_s = Jarak *baffle* (m)

2.7.3.4. *Mass Velocity Shell Side*

Perhitungan *mass velocity shell side* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

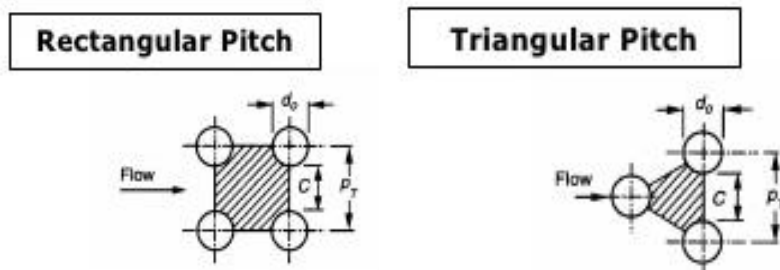
$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad 2.17$$

Keterangan:

G_s = *Mass Velocity Shell Side* (kg/m²s)
 \dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)
 A_s = Daerah *shell side cross flow* (m²)

2.7.3.5. *Shell Equivalent Diameter*

Shell equivalent diameter adalah daerah aliran di sela-sela *tube* yang dialiri fluida ditunjukkan dengan area yang diarsir pada gambar dibawah ini



Gambar 2.11 Daerah *shell side cross flow*
 (Sumber: www.slideshare.net)

Perhitungan *shell equivalent diameter* untuk *rectangular pitch* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$d_e = \frac{1.27}{d_o} (P_t^2 - 0.785d_o^2) \quad 2.18$$

Keterangan:

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

2.7.4. Reynold number

Bilangan Reynolds merupakan perbandingan inersia dan viskositas dalam aliran. Bilangan Reynolds digunakan untuk mengetahui apakah aliran fluida termasuk aliran laminar, turbulen atau transisi. Terdapat perbedaan rumus untuk mencari nilai bilangan Reynolds dibagian *shell* dan *tube*. Perhitungan bilangan Reynolds untuk bagian *tube* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{d_i \times \rho \times v}{\mu} \quad 2.19$$

Keterangan:

Re = Bilangan Reynolds
 d_i = Diameter dalam *tube* (m)
 ρ = Densitas (kg/m^3)
 v = Kecepatan aliran (m/s)
 μ = Viskositas (kg/m.s)

Perhitungan bilangan Reynolds untuk bagian *shell* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{d_e \times G_s}{\mu} \quad 2.20$$

Keterangan:

Re = Bilangan Reynolds
 d_e = *Shell equivalent diameter* (m)
 G_s = *Mass Velocity Shell Side* ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
 μ = Viskositas kinematik (kg/m.s)

2.7.5. Prundtl Number

Bilangan prundtl merupakan rasio viskositas kinematik flida dengan diffusifitas kalor dimana bilangan prundtl merupakan karakteristik termodinamika dari fluida. Perhitungan bilangan Prundtl dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k} \quad 2.21$$

Keterangan:

Pr = Bilangan Prundtl
 C_p = Kalor jenis zat (kJ/Kg.K)
 μ = Viskositas kinematik (kg/m.s)
 k = Konduktivitas termal (W/m.K)

2.7.6. *Nusselt Number*

Bilangan Nusselt didefinisikan sebagai rasio perpindahan kalor konveksi fluida dengan perpindahan kalor konduksi fluida dalam kondisi yang sama. Terdapat perbedaan rumus untuk mencari nilai bilangan Nusselt dibagian *shell* dan *tube*. Perhitungan bilangan Nusselt untuk bagian *tube* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_u = 0.683 \times R_e^{0.466} \times P_r^{1/3} \tag{2.22}$$

Keterangan:

- N_u = Bilangan Nusselt
- R_e = Bilangan Reynolds
- P_r = Bilangan Prundtl

Perhitungan bilangan Nusselt untuk bagian *shell* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_u = j_H R_e P_r^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \tag{2.23}$$

Keterangan:

- N_u = Bilangan Nusselt
- j_H = Faktor perpindahan panas
- R_e = Bilangan Reynolds
- P_r = Bilangan Prundtl
- μ = Viskositas fluida pada *shell* (kg/m.s)
- μ_w = Viskositas fluida pada *wall temperature* (kg/m.s)

Nilai faktor perpindahan panas didapatkan dari pembacaan grafik di bawah ini dengan mengetahui nilai bilangan Reynolds dan *baffle cut* yang dipilih. Berikut grafik faktor perpindahan panas:

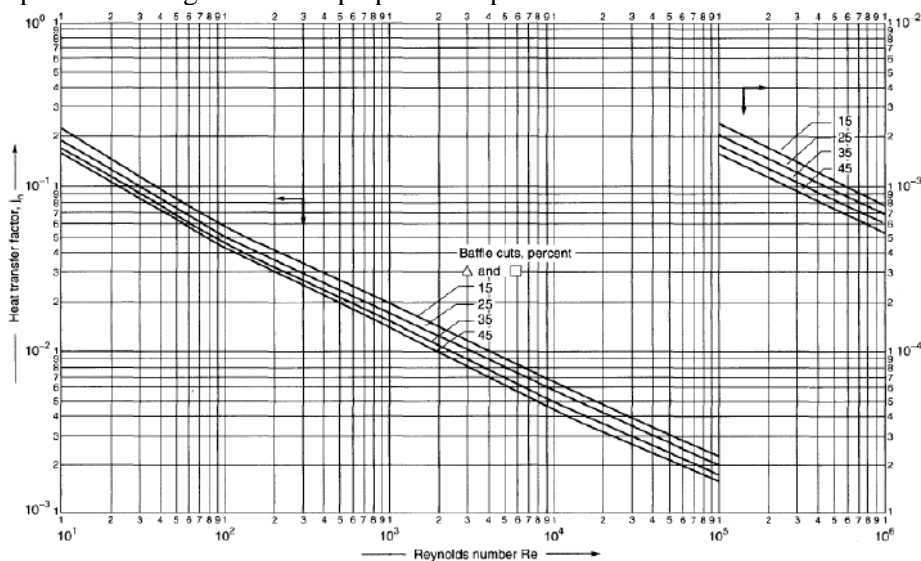


Figure 12.29 Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

Gambar 2.12 Grafik faktor perpindahan panas
(Sumber: www.researchgate.net)

2.7.7. Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien ini ditentukan secara eksperimental yang nilainya sangat tergantung pada variabel-variabel yang mempengaruhi proses konveksi seperti geometri permukaan, kondisi aliran, sifat-sifat dari fluida dan kecepatan dari fluida. Beberapa eksperimen memperlihatkan bahwa koefisien perpindahan panas sangat tergantung sekali pada sifat-sifat fluida seperti viskositas dinamik (μ), konduktifitas termal (k), kerapatan (ρ), dan panas spesifik (C_p)³. Koefisien terjadi pada 2 bagian *heat exchanger* yaitu koefisien perpindahan panas pada *tube* dan koefisien perpindahan panas pada *shell*. Perhitungan koefisien perpindahan panas untuk bagian *tube* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$h_t = 0.023 \frac{k}{d_i} \times R_e^{0.8} \times P_r^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t}\right)^{0.7} \quad 2.24$$

Keterangan:

h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* (W/m².K)

k = Konduktivitas thermal fluida (W/m.K)

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

R_e = Bilangan Reynolds

P_r = Bilangan Prundtl

L_t = Panjang *tube* (m)

Perhitungan koefisien perpindahan panas untuk bagian *shell* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$h_s = \frac{N_u k}{d_e} \quad 2.25$$

Keterangan:

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

N_u = Bilangan Nusselt

k = Konduktivitas thermal fluida (W/m.K)

d_e = *Shell equivalent diameter* (m)

2.7.8. Luas perpindahan panas

Perhitungan luas perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$A = N_t \pi d_o L_t \quad 2.26$$

Keterangan:

A = Luas perpindahan panas (m²)

N_t = Jumlah *tube*

d_o = Diameter luar *tube* (m)

L_t = Panjang *tube* (m)

2.7.9. Koefisien perpindahan panas total

Koefisien perpindahan panas total didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida. Koefisien perpindahan panas total juga didefinisikan sebagai hasil gabungan proses

konduksi dan konveksi dengan memperhitungkan hambatan diantara fluida yang dipisahkan oleh lapisan komposit dan dinding silinder.

Clean overall heat transfer dihitung untuk mengetahui kinerja maksimal tanpa menghitung faktor pengotoran dari fluida yang bekerja dalam *heat exchanger*. Perhitungan *clean overall heat transfer* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$U_c = \frac{h_t h_s}{h_t + h_s} \tag{2.27}$$

Keterangan:

- U_c = *Clean overall heat transfer* (W/m². K)
- h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* (W/m². K)
- h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/m². K)

Setelahnya, menghitung *design overall heat transfer* yaitu menghitung kinerja *heat exchanger* sesuai dengan *losses* yang ada pada *heat exchanger*. Perhitungan *design overall heat transfer* dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$U_d = \frac{Q}{A \times LMTD \times F_T} \tag{2.28}$$

Keterangan:

- U_d = *Design overall heat transfer* (W/m². K)
- Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (W)
- A = Luas perpindahan panas (m²)
- LMTD = Beda temperatur rata – rata logaritmik (K)
- F_T = Faktor Koreksi

2.7.10. Faktor Pengotoran

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan panas pada *heat exchanger*. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari *heat exchanger* akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama *heat exchanger* ini dioperasikan pengaruh pengotoran pasti akan terjadi (Oddgeir G, 2009). Berikut tabel untuk menunjukkan faktor pengotoran dari fluida yang bekerja pada *heat exchanger*:

Tabel 2.2 Nilai dari faktor pengotoran maca-macam fluida

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

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

TABLE 12. FOULING FACTORS*

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

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

(Sumber: *Process Heat Transfer*, 1983)

Setelah membaca tabel properties diatas kita dapat menambahkan faktor pengotoran fluida yang bekerja dalam sebuah *heat exchanger*. Perhitungan faktor pengotoran desain dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$R_p = R_1 + R_2 \quad 2.29$$

Keterangan:

R_p = Faktor pengotoran properties ($W/m^2 \cdot K$)

R_1 = Faktor pengotoran fluida 1 ($W/m^2 \cdot K$)

R_2 = Faktor pengotoran fluida 2 ($W/m^2 \cdot K$)

Setelah menghitung *clean overall heat transfer* dan *design overall heat transfer* dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui perbedaan nilai desain faktor pengotoran. Hasil dari perhitungan ini harus memiliki nilai lebih besar dari faktor pengotoran yang ada dalam tabel *properties*. Perhitungan faktor pengotoran desain dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini:

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} \quad 2.30$$

Keterangan:

R_d = Faktor pengotoran desain ($W/m^2 \cdot K$)

U_c = *Clean overall heat transfer* ($W/m^2 \cdot K$)

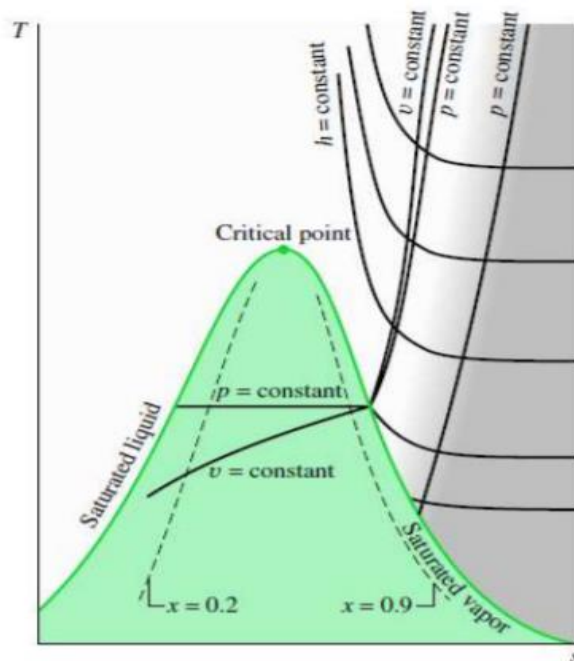
U_d = *Design overall heat transfer* ($W/m^2 \cdot K$)

2.8. Aspen Hysys

Aspen Hysys merupakan simulator komersial pada proses pemodelan beberapa rangkaian proses yang berhubungan dengan proses fisika dan kimia suatu aliran fluida. Aspen hysys digunakan untuk memvalidasi hasil dari perhitungan evaporator dan kondensor yang telah didesain. Beberapa data dari hasil perhitungan akan diinput sebagai data masukan yang selanjutnya akan disimulasikan sehingga mendapat hasil data simulasi untuk dibandingkan dengan data yang kita dapatkan dari perhitungan.

2.9. T-S Diagram

Pada daerah uap panas lanjut, garis-garis volume spesifik konstan, kemiringannya lebih curam dari garis-garis tekanan konstan. Garis-garis kualitas tetap ditunjukkan dalam daerah dua fase cair-uap. Pada beberapa gambar, garis kualitas uap tetap ditandai sebagai garis-garis persen uap yang merupakan rasio massa cairan dengan massa total. Pada daerah uap panas lanjut dalam diagram T-s, garis-garis entalpi spesifik konstan hampir membentuk garis lurus pada saat tekanan berkurang. Keadaan ini ditunjukkan pada daerah terarsir pada grafik dibawah untuk keadaan pada daerah ini, entropi ditentukan hanya dengan temperatur. Variasi tekanan antara beberapa keadaan tidak berpengaruh besar. (Michael J.Moran,2006)



Gambar 2.13 T-S Diagram

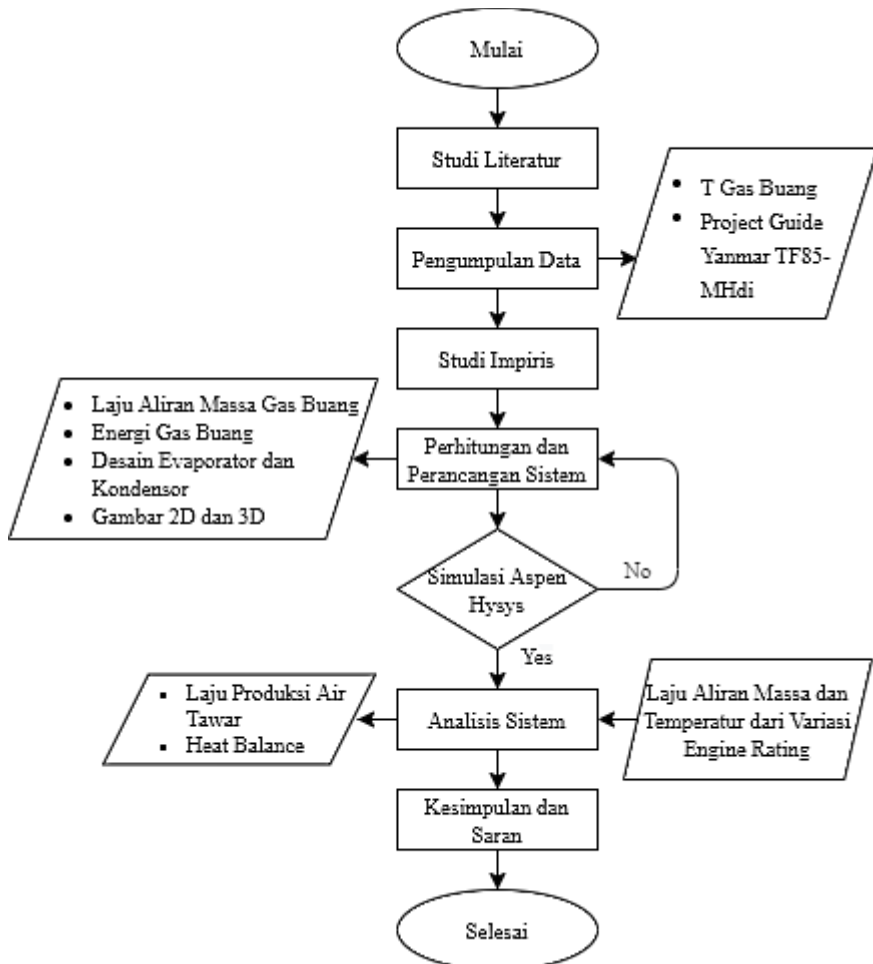
(Sumber: Termodinamika Teknik, 2006)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1. Diagram Alur Penelitian

Metode Penelitian dilakukan dengan metode kuantitatif dimana di penelitian ini akan dilakukan desain dan analisa dari sistem distilasi air laut yang akan dirancang disertai dengan perhitungan yang terstruktur dan terperinci. Diagram alur adalah prosedur sistematis yang menjelaskan langkah dari pengerjaan riset yang harus dilakukan secara berurutan sesuai dengan yang direncanakan. Diagram alur yang digunakan dalam penelitian ini akan ditunjukkan pada Gambar 3.1 berikut ini:



Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

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.

3.3. Pengumpulan Data

Pengumpulan data diperlukan untuk desain dimensi evaporator dan kondensor sesuai dengan hasil panas gas buang yang telah dihasilkan dari mesin Yanmar TF 85MH-di Data yang dibutuhkan berupa suhu gas buang pada beban tertentu. *Project Guide* perlu diketahui sebagai detail spesifikasi data dari mesin Yanmar TF 85MH-di.

3.4. Studi Empiris

Studi Empiris adalah tahap pengamatan dari penelitian serupa yang sebelumnya sudah pernah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan pengulasan terkait penelitian yang berjudul “Perencanaan Sistem Pemanfaatan Panas Buang untuk Pemanas Air Pada Sistem Domestik MT.Vanda” yang disusun oleh Kib Angga Royani. Pada penelitian ini, air tawar yang dipanaskan untuk memenuhi sistem domestik. Pada tugas tersebut heat exchanger yang didesain hanya evaporator karena tujuan dibuatnya hanya untuk memanaskan air hangat pada sistem domestik. Dimensi dari evaporator yang dibuat pada tugas akhir tersebut yaitu jumlah tube 56 buah, panjang *tube* 8 inch dan diameter dalam *shell* 10 inch.

3.5. Perhitungan dan Perancangan Sistem

Pada tahap perancangan ini dilakukan perhitungan dari data yang telah dikumpulkan pada tahap sebelumnya. Perhitungan yang dilakukan untuk mencari laju aliran massa gas buang, temperatur gas buang, LMTD, dimensi dari *heat exchanger* yang meliputi evaporator dan kondensor. Dari perhitungan yang telah dilakukan mendapatkan dimensi dari evaporator dan kondensor yang selanjutnya akan digambar 2D dan 3D.

3.6. Simulasi Aspen Hysys

Simulasi menggunakan aplikasi simulator aspen hysys ini dilakukan untuk memvalidasi hasil dari perhitungan yang telah dilakukan. Jika setelah memasukkan data inputan yang diminta simulasi tidak dapat dilakukan dengan kata lain terjadi error berarti terdapat nilai inputan yang tidak sesuai atau tidak memenuhi syarat sehingga perlu perhitungan ulang. Saat simulasi telah berhasil dilakukan dan mendapatkan hasil data output yang dapat divalidasi dengan hasil perhitungan juga. Jika masih ada perbedaan perlu dianalisa lebih lanjut penyebab perbedaan data tersebut karena banyak faktor yang mempengaruhi.

3.7. Analisa Sistem

Pada tahap analisa sistem ini akan dilakukan variasi terhadap engine rating yang dapat mempengaruhi kinerja dari evaporator dan kondensor. Beberapa faktor yang akan berubah dan akan dianalisa yaitu laju aliran produksi air tawar dan *heat balance*.

3.8. Kesimpulan dan Saran

Pada tahap kesimpulan dan saran akan ditarik kesimpulan dari perhitungan dan perancangan sistem distilasi yang telah dilakukan. Saran berguna untuk rekomendasi dalam proses perancangan kedepannya dan penyelesaian kendala-kendala yang dihadapi untuk memudahkan pembaca kedepannya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Mesin Diesel

Sebelum dilakukan perhitungan, berikut spesifikasi dari motor diesel yang akan dimanfaatkan gas buangnya untuk proses distilasi:

Model	= YANMAR TF 85MH-di	
Power	= 7.5	kW
SFOC	= 171	$\frac{\text{gr}}{\text{dk.h}}$
	= 0.06458	$\frac{\text{gr}}{\text{kW.s}}$
Bore	= 85	mm
	= 0.085	m
Stroke	= 87	mm
	= 0.087	m
Cylinder	= 1	Buah
RPM	= 2200	
Displacement	= 493	cc
	= 30.0847	CID

4.2. Gas Buang

Dari data yang telah didapatkan dari *project guide* mesin diesel dapat dilakukan perhitungan untuk melengkapi data sesuai dengan kebutuhan. Selanjutnya akan dilakukan perhitungan laju aliran massa dan temperatur gas buang dari rumus yang telah didapatkan dari buku (J. S. Jadhao, D. G. Thombare, *Review on Exhaust Gas Recovery for Internal Combustion Engine*).

4.2.1 Laju Aliran Massa

$$\dot{m}_F = \text{SFOC} \times \text{power}$$

Keterangan:

$$\dot{m}_F = \text{Laju aliran massa bahan bakar (g/s)}$$

$$\text{SFOC} = \text{Specific Fuel Oil Consumption } \left(\frac{\text{gr}}{\text{kW.S}} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_F &= 0.06458 \frac{\text{gr}}{\text{kW.S}} \times 7.5 \text{ kW} \\ &= 0.48436 \text{ g/s} \end{aligned}$$

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

Keterangan:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \text{Laju aliran massa udara (g/s)} \\ \eta_v &= \text{Volumetric efficiency (0.8-0.9)} \\ &= 0.85 \\ \rho_a &= \text{Densitas udara bahan bakar (kg/m}^3\text{)} \\ &= 1.167 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 n &= \text{Speed}/2 \text{ (RPM)} \\
 V_s &= \text{Volume of cylinder (m}^3\text{)} \\
 &= \frac{\pi \times \text{bore}^2 \times \text{stroke} \times \text{number of cylinder}}{4} \\
 &= \frac{\pi \times (0.085 \text{ m})^2 \times (0.087) \text{ m} \times 1}{4} \\
 &= 0.000494 \text{ m}^3 \\
 \dot{m}_a &= 0.85 \times 1.167 \text{ kg/m}^3 \times \left(\frac{2200}{2}\right) \text{ RPM} \times 0.000494 \text{ m}^3 \\
 &= 0.5389 \text{ kg/min} \\
 &= 8.9818 \text{ g/s}
 \end{aligned}$$

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

Keterangan:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_E &= \text{Laju aliran massa gas buang (g/s)} \\
 \dot{m}_F &= \text{Laju aliran masaa bahan bakar (g/s)} \\
 \dot{m}_a &= \text{Laju aliran massa udara (g/s)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_E &= 0.48436 \text{ g/s} + 8.9818 \text{ g/s} \\
 &= 9.466 \text{ g/s}
 \end{aligned}$$

4.2.2 Temperatur

$$\text{Intake Air Flow} = \frac{(\text{engine size} \times \text{RPM})}{3456} \times \eta_v$$

Keterangan:

$$\begin{aligned}
 \text{Engine Size} &= \text{Dispalcement (CID)} \\
 \text{RPM} &= \text{Revolusi per menit} \\
 \eta_v &= \text{Volumetric efficiency (0.8-0.9)} \\
 &= 0.85
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Intake air flow} &= \frac{(30.0847 \text{ CID} \times 2200 \text{ RPM})}{3456} \times 0.85 \\
 &= 16.278 \text{ CFM}
 \end{aligned}$$

$$\text{Temperatur gas buang (}^\circ\text{F)} = \frac{(\dot{m}_E \times 540)}{\text{intake air flow}} - 460$$

Keterangan:

$$\begin{aligned}
 \rho_E &= \text{Densitas gas buang pada } 226.85 \text{ }^\circ\text{C (g/m}^3\text{)} \\
 &= 696 \text{ g/m}^3 \\
 \dot{m}_E &= \text{Laju aliran massa gas buang (CFM)} \\
 &= 9.466 \text{ g/s} \div 696 \text{ g/m}^3 \\
 &= 0.0136 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 0.0136 \text{ m}^3/\text{s} \times 2118.88 \\
 &= 28.818 \text{ CFM}
 \end{aligned}$$

$$\text{Temperatur gas buang} = \frac{(28.818 \text{ CFM} \times 540)}{16.278 \text{ CFM}} - 460$$

$$= 495.98 \text{ (}^\circ\text{F)}$$

$$= 257.77 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

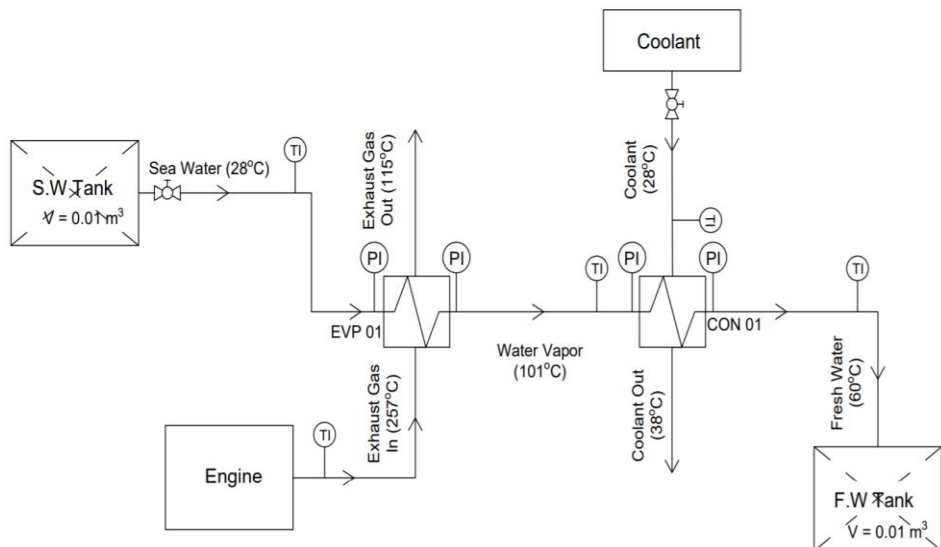
Dari perhitungan diatas dapat disimpulkan dengan tabel properties di bawah ini:

Tabel 4.1 Properties gas buang

Keterangan	Nilai
Laju aliran massa bahan bakar	0.484 g/s
Laju aliran massa udara	8.982 g/s
Laju aliran massa gas buang	9.466 g/s
Temperatur gas buang	257 $^\circ\text{C}$
Densitas gas buang	0.661 kg/m^3

(Sumber: Dokumen Pribadi)

4.3. Perancangan Desain Sistem Distilasi



Gambar 2.14 Rancangan Desain Sistem Distilasi
(Sumber: Dokumen pribadi)

Diagram diatas menjelaskan alur fluida dari sistem distilasi yang akan didesain. Pada proses ini suhu input dan output dari masing-masing sumber panas telah diketahui dan ditentukan. Sehingga dapat mencari jumlah kalor dari setiap bagian alat yang akan didesain.

4.4. Perhitungan dan Desain Evaporator

Perhitungan dan desain evaporator 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 Evaporator

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

Temperatur 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
Faktor pengotoran gas buang ($R_{f,E}$)	= 0.01	$\frac{\text{hr.ft}^2.\text{F}}{\text{BTU}}$
Faktor pengotoran air laut ($R_{f,f}$)	= 0.001	$\frac{\text{hr.ft}^2.\text{F}}{\text{BTU}}$

Perencanaan gas buang ada di dalam tube
(subscript 'E' untuk gas buang dan 'f' untuk air laut)

4.4.2. Kalor Sistem

4.4.2.1 Kalor Gas Buang

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

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

Keterangan:

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)

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

$$= 1.49 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

4.4.2.2 Jumlah Uap yang Dihasilkan

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

$$Q_E = Q_f$$

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

Keterangan:

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 kJ/kg.K
U	= Kalor uap (kJ/kg)
	= 2260 kJ/kg

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

= 2.01 kJ/kg.K

ΔT = Perubahan suhu air laut (K)

$$\dot{m}_f = \frac{1.49 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(3.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 72 \text{ K}\right) + 2260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \left(2.01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 1 \text{ K}\right)}$$

$$= 0.000586 \text{ kg/s}$$

4.4.3. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

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

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

Keterangan:

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)

$$LMTD = \frac{(530.15 - 378.15)K - (374.15 - 301.15)K}{\ln\left(\frac{530.15 - 378.15}{374.15 - 301.15}\right)}$$

$$= 107.71 \text{ K}$$

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 = 0.8 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:

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

Keterangan:

N_t = Jumlah tube

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

N_p = Jumlah fase

d_i = Diameter dalam tube (m)

ρ_E = Massa jenis gas buang pada suhu 530.15 K (kg/m³)
= 0.661 kg/m³

v_E = Kecepatan gas buang (m/s) [18 – 24 m/s]
= 20 m/s

$$N_t = \frac{4 \times 0.0095 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1}{\pi \times 0.0148^2 \text{ m} \times 0.661 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$= 4.14 \text{ Buah}$$

Dari hasil perhitungan ini didapatkan jumlah minimal untuk tube 5 buah. Pada sistem yang akan didesain menggunakan 30 buah tube.

4.4.4.3. Tube Pitch

$$P_t = 1.25 \times d_o$$

Keterangan:

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:

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

Keterangan:

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

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

Keterangan:

Re = Reynold number

$$\begin{aligned}
 d_i &= \text{Diameter dalam tube (m)} \\
 \rho_E &= \text{Massa jenis gas buang pada suhu 530.15 K (kg/m}^3\text{)} \\
 &= 0.661 \text{ kg/m}^3 \\
 v_E &= \text{Kecepatan gas buang (m/s) [18 – 24 m/s]} \\
 &= 20 \text{ m/s} \\
 \mu_E &= \text{Viskositas gas buang pada 530.15 K (kg/m.s)} \\
 &= 0.000028 \text{ kg/m.s}
 \end{aligned}$$

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

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

4.4.4.6. Prundtl Number

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

Keterangan:

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

$$\begin{aligned}
 C_{pE} &= \text{Kalor spesifik gas buang pada 530.15 K (kJ/kg.K)} \\
 &= 1.036 \text{ kJ/kg.K}
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 k_E &= \text{Konduktivitas thermal gas buang pada 530.15 K (W/m.K)} \\
 &= 0.042 \text{ W/m.K}
 \end{aligned}$$

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

4.4.4.7. Nusselt Number

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

Keterangan:

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

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

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

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

4.4.5. Perhitungan Bagian Shell

4.5.5.1. Perhitungan Diameter Shell

$$D_s = D_b + BDC$$

Keterangan:

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

$$D_s = 0.18 \text{ m} + 0.04 \text{ m} \\ = 0.22 \text{ m}$$

4.5.5.2. Jarak Baffle

$$B_s = 0.4 \times D_s$$

Keterangan:

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

$$B_s = 0.4 \times 0.22 \text{ m} \\ = 0.0875 \text{ m}$$

Jarak baffle dibulatkan menjadi 0.08 dengan jumlah baffle 9 buah

4.5.5.3. Area Cross Flow

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

Keterangan:

 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)

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

4.5.5.4. Mass Velocity Shell side

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

Keterangan:

 G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s) \dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s) A_s = Area Cross Flow (m²)

$$G_s = \frac{0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0036 \text{ m}^2}$$

$$= 0.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

4.5.5.5. Shell equivalent diameter

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

Keterangan:

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

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

$$= 0.0194 \text{ m}$$

4.5.5.6. Reynold Number

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

Keterangan:

 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

$$Re = \frac{0.0194 \text{ m} \times 0.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}}{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}$$

$$= 3.5$$

4.5.5.7. Prundtl Number

$$Pr = \frac{C_{p_f} \times \mu_f}{k_f}$$

Keterangan:

 P_r = Prundtl number C_{p_f} = Kalor jenis air laut (kJ/kg.K)

= 3.9 kJ/kg.K

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

= 0.0009 kg/m.s

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

= 0.613 W/m.K

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

4.5.5.8. Nusselt Number

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

Keterangan:

- N_u = Nusselt Number
- j_H = Faktor perpindahan panas pada reynold number 3.5
= 4
- R_e = Bilangan Reynolds
- P_r = Bilangan Prundtl
- μ_f = Viskositas air laut pada suhu 301.15 K (kg/m.s)
= 0.0009 kg/m.s
- μ_w = Viskositas fluida pada wall tempertature pada suhu 395.5 K (kg/m.s)
= 0.000013 kg/m.s

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

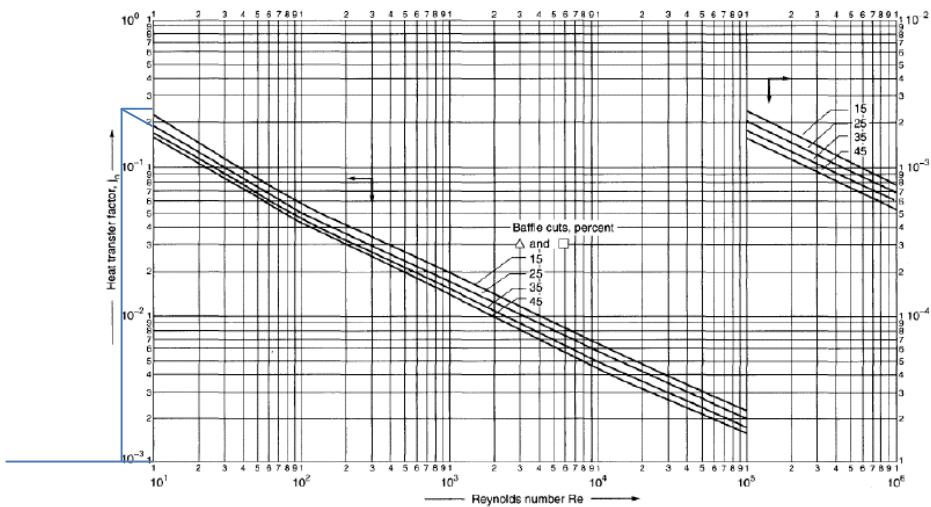


Figure 12.29 Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

Gambar 4.1 Diagram faktor perpindahan panas evaporator
(Sumber: Process Heat Transfer, D.Q. Kern)

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

Keterangan:

- T_w = wall tempertature (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)

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

$$\begin{aligned}
 N_u &= j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \\
 &= 4 \times 3.5 \times 0.0057^{1/3} \left(\frac{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.000013 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right) \\
 &= 1.84
 \end{aligned}$$

4.4.6. Koefisien Perpindahan Panas

4.4.6.1. Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$h_t = 0.023 \frac{k_E}{d_i} \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.7}$$

Keterangan:

- 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)

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

4.4.6.2. 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 thermal air laut pada suhu 301.15 K (W/m.K)
 = 0.613 W/m.K
 d_e = Shell equivalent diameter (m)

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

$$= 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

4.4.7. Luas perpindahan panas

$$A = N_t \pi d_o L_t$$

Keterangan:

A = Luas perpindahan panas (m^2)

N_t = Jumlah tube

d_o = Diameter luar tube (m)

L_t = Panjang tube (m)

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

4.4.8. Overall Heat Transfer

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

Keterangan:

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

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

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

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{69.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{69.79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + 65.28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \\ &= 31.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

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

Keterangan:

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

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

$$\begin{aligned} U_d &= \frac{1490 \text{ W}}{1.44 \text{ m}^2 \times 107.71 \text{ K} \times 1} \\ &= 9.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

4.4.9. Faktor Pengotoran

$$R_p = R_E + R_f$$

Keterangan:

R_p = Faktor Pengotoran Properties ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

R_E = Faktor Pengotoran gas buang ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

R_f = Faktor Pengotoran air laut ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

$$\begin{aligned} R_p &= 0.057 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 0.0057 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \\ &= 0.062 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

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

Keterangan:

R_d = Faktor pengotoran desain ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)

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

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

$$\begin{aligned} R_d &= \frac{31.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} - 9.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{31.76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times 9.6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \\ &= 0.072 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat disimpulkan jika $R_p < R_d$. Kondisi ini sudah sesuai dengan ketentuan jika faktor pengotoran desain harus lebih besar dari faktor pengotoran properties. Nilai faktor pengotoran desain lebih besar agar masa perawatan untuk heat exchanger lebih tahan lama dan tidak mengganggu proses produksi.

4.5. Perhitungan dan Desain 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).

4.5.1. 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 $\frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}{\text{BTU}}$

Faktor pengotoran air pendingin ($R_{f,c}$) = 0.0005 $\frac{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}{\text{BTU}}$

Perencanaan air pendingin ada di dalam tube

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

4.5.2. Kalor Sistem

4.5.2.1. Kalor Uap Air Laut

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

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

Keterangan:

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)

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

4.4.2.3 Jumlah Air Pendingin

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

$$\begin{aligned} Q_{f2} &= Q_c \\ Q_c &= \dot{m}_c \times C_{pf} \times \Delta T \end{aligned}$$

Keterangan:

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)

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \frac{1.42 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (311.15 \text{ K} - 301.15 \text{ K})} \\ &= 0.036 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

4.5.3. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

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

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

Keterangan:

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)

$$\begin{aligned} LMTD &= \frac{(374.15 - 333.15)K - (311.15 - 301.15)K}{\ln\left(\frac{374.15 - 333.15}{311.15 - 301.15}\right)} \\ &= 21.97 \text{ K} \end{aligned}$$

4.5.4. Perhitungan Bagian Tube

4.5.4.1. 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 = 0.6 m

Jumlah Fase = 1

4.5.4.2. Jumlah Tube

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

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

Keterangan:

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

$$\begin{aligned} N_t &= \frac{4 \times 0.036 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1}{\pi \times 0.0148^2 \text{ m} \times 1022.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 0.1 \text{ Buah} \end{aligned}$$

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

4.5.4.3. Tube Pitch

$$P_t = 1.25 \times d_o$$

Keterangan:

P_t = Tube pitch (m)

d_o = Diameter luar tube (m)

$$\begin{aligned} P_t &= 1.25 \times 0.0191 \text{ m} \\ &= 0.024 \text{ m} \end{aligned}$$

4.5.4.4. 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

$$\begin{aligned} D_b &= 0.0191 \text{ m} \times \left(\frac{30}{0.215} \right)^{1/2.207} \\ &= 0.18 \text{ m} \end{aligned}$$

4.5.4.5. Reynold Number

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

Keterangan:

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

$$\begin{aligned} Re &= \frac{0.0148 \text{ m} \times 1022.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \\ &= 33703.3 \end{aligned}$$

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

4.5.4.6. *Prundtl Number*

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

Keterangan:

 P_r = 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

$$\begin{aligned} P_r &= \frac{4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 0.0009 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.6132 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\ &= \frac{0.0036 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.6132 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \\ &= 5.87 \end{aligned}$$

4.5.4.7. *Nusselt Number*

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

Keterangan:

 N_u = Nusselt Number Re = Reynold number P_r = Prundtl number

$$\begin{aligned} N_u &= 0.683 \times 33703.3^{0.466} \times 5.87^{1/3} \\ &= 158.71 \end{aligned}$$

4.5.5. Perhitungan Bagian Shell

4.5.5.1. Perhitungan Diameter Shell

$$D_s = D_b + BDC$$

Keterangan:

 D_s = Diameter shell (m) D_b = Diameter bundle (m)BDC = Bundle diameter clearance pada D_b 0.16 m (m)
= 0.005 m

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

4.5.5.2. 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 0.086 dengan jumlah *baffle* 6 buah

4.5.5.3. Area Cross Flow

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

Keterangan:

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)

$$A_s = \frac{(0.024 \text{ m} - 0.0191 \text{ m}) \times 0.22 \text{ m} \times 0.086 \text{ m}}{0.024 \text{ m}} \\ = 0.0039 \text{ m}^2$$

4.5.5.4. Mass Velocity Shell side

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

Keterangan:

G_s = Mass Velocity Shell Side (kg/m²s)
 \dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s)
 A_s = Area Cross Flow (m²)

$$G_s = \frac{0.000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.0039 \text{ m}^2} \\ = 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

4.5.5.5. Shell equivalent diameter

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

Keterangan:

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

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

4.5.5.6. Reynold Number

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

Keterangan:

 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

$$\begin{aligned} Re &= \frac{0.0194 \text{ m} \times 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}}{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \\ &= 9.74 \end{aligned}$$

4.5.5.7. Prundtl Number

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

Keterangan:

 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} = Kondutifitas termal uap air laut pada suhu 374.15 K (W/m.K)

= 0.675 W/m.K

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

4.5.5.8. Nusselt Number

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

Keterangan:

 Nu = Nusselt Number j_H = Faktor perpindahan panas pada reynold number 9.74

= 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

$$\begin{aligned}\mu_w &= \text{Viskositas fluida pada wall temperature pada suhu } 329.9 \text{ K (kg/m.s)} \\ &= 0.0000536 \text{ kg/m.s}\end{aligned}$$

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

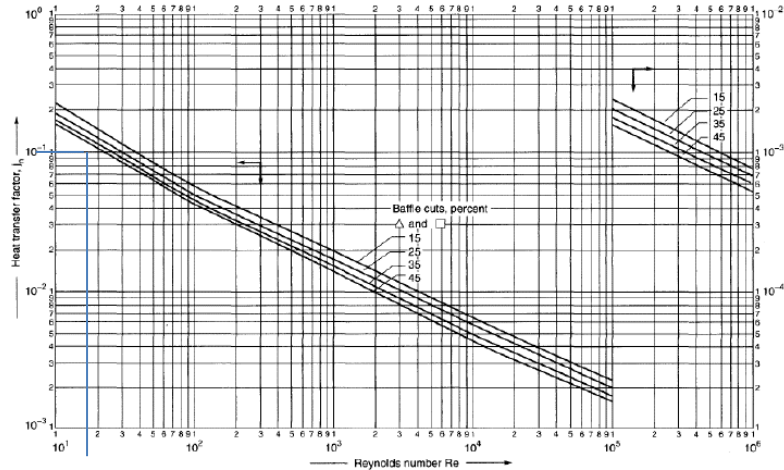


Figure 12.29. Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

Gambar 4.2 Diagram faktor perpindahan panas kondensor
(Sumber: *Process Heat Transfer*, D.Q. Kern)

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

Keterangan:

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)

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

$$\begin{aligned}N_{u_t} &= j_H Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \\ &= 1.9 \times 9.74 \times 1.81^{1/3} \left(\frac{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}{0.0000536 \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} \right) \\ &= 6.29\end{aligned}$$

4.5.6. Koefisien Perpindahan Panas

4.5.6.1. Koefisien Perpindahan Panas pada Tube

$$h_t = 0.023 \frac{k_c}{d_i} \times Re^{0.8} \times Pr^{0.33} \times \left(1 + \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.7}$$

Keterangan:

- h_t = Koefisien Perpindahan Panas pada *Tube* ($W/m^2 \cdot K$)
 k_c = Konduktivitas thermal air pendingin pada 301.15 K ($W/m \cdot K$)
 = 0.6132 $W/m \cdot K$
 d_i = Diameter dalam *tube* (m)
 Re = *Reynold number*
 Pr = *Prundtl number*
 L_t = Panjang *tube* (m)

$$\begin{aligned}
 h_t &= 0.023 \frac{0.6132 \frac{W}{m \cdot K}}{0.014 \text{ m}} \times 33703.3^{0.8} \times 5.87^{0.33} \times \left(1 + \frac{0.0148 \text{ m}}{0.6 \text{ m}}\right)^{0.7} \\
 &= 7267 \frac{W}{m^2 \cdot K}
 \end{aligned}$$

4.5.6.2. Koefisien Perpindahan Panas pada Shell

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

Keterangan:

- h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* ($W/m^2 \cdot K$)
 N_u = Bilangan Nusselt
 k_{f2} = Konduktivitas thermal uap air laut pada suhu 374.15 K ($W/m \cdot K$)
 = 0.675 $W/m \cdot K$
 d_e = Shell equivalent diameter (m)

$$\begin{aligned}
 h_s &= \frac{6.29 \times 0.675 \frac{W}{m \cdot K}}{0.0194 \text{ m}} \\
 &= 219.03 \frac{W}{m^2 \cdot K}
 \end{aligned}$$

4.5.7. Luas perpindahan panas

$$A = N_t \pi d_o L_t$$

Keterangan:

- A = Luas perpindahan panas (m^2)
 N_t = Jumlah tube
 d_o = Diameter luar tube (m)
 L_t = Panjang tube (m)

$$\begin{aligned}
 A &= 30 \times \pi \times 0.0191 \text{ m} \times 0.6 \text{ m} \\
 &= 1.08 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

4.5.8. Overall Heat Transfer

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

Keterangan:

- U_c = Clean overall heat transfer ($W/m^2 \cdot K$)

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

$$U_c = \frac{7267 \frac{W}{m^2.K} \times 219.03 \frac{W}{m^2.K}}{7267 \frac{W}{m^2.K} + 219.03 \frac{W}{m^2.K}}$$

$$= 212.6 \frac{W}{m^2.K}$$

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

Keterangan:

U_d = Design overall heat transfer (W/m². K)
 Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat (W)
 A = Luas perpindahan panas (m²)
LMTD = Beda Temperatur Rata – rata Logaritmik (K)
 F_T = Faktor Koreksi heat exchanger 1 shell dan 1 tube
= 1

$$U_d = \frac{1425 \text{ W}}{1.08 \text{ m}^2 \times 21.97 \text{ K} \times 1}$$

$$= 60.2 \frac{W}{m^2.K}$$

4.5.9. Faktor Pengotoran

$$R_p = R_f + R_c$$

Keterangan:

R_p = Faktor Pengotoran Properties (m². K/W)
 R_f = Faktor Pengotoran uap air laut (m². K/W)
 R_c = Faktor Pengotoran air pendingin (m². K/W)
 $R_p = 0.0057 \frac{m^2.K}{W} + 0.0028 \frac{m^2.K}{W}$
 $= 0.0085 \frac{m^2.K}{W}$

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

Keterangan:

R_d = Faktor pengotoran desain (m². K/W)
 U_c = Clean overall heat transfer (W/m². K)
 U_d = Design overall heat transfer (W/m². K)

$$R_d = \frac{212.6 \frac{W}{m^2.K} - 60.2 \frac{W}{m^2.K}}{212.6 \frac{W}{m^2.K} \times 60.2 \frac{W}{m^2.K}}$$

$$= 0.012 \frac{m^2.K}{W}$$

Dari perhitungan diatas dapat disimpulkan jika $R_p < R_d$. Kondisi ini sudah sesuai dengan ketentuan jika faktor pengotoran desain harus lebih besar

dari faktor pengotoran properties. Nilai faktor pengotoran desain lebih besar agar masa perawatan untuk heat exchanger lebih tahan lama dan tidak mengganggu proses produksi.

4.6. Desain Heat Exchanger

4.6.1. Desain Evaporator

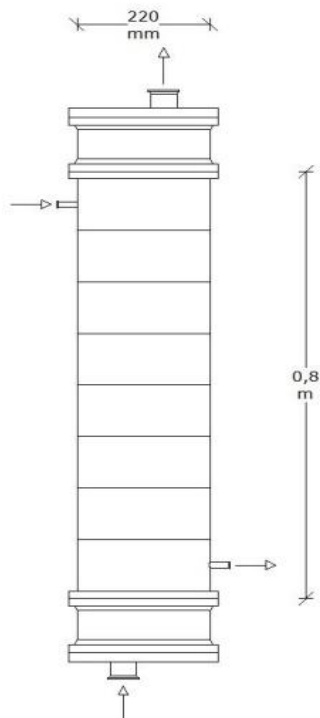
Dimensi evaporator telah didapatkan dari perhitungan diatas. Berikut adalah kesimpulan dimensi dari evaporator:

Tabel 4.2 Dimensi utama evaporator

Keterangan	Dimensi
Tube Gauge	14 BWG
Tube OD	0.019 m
Tube ID	0.015 m
Panjang Tube	0.800 m
Jumlah Tube	30
Pitch	0.024 m
Shell ID	0.220 m
Shell OD	0.236 m
Baffle Spacing	0.080 m

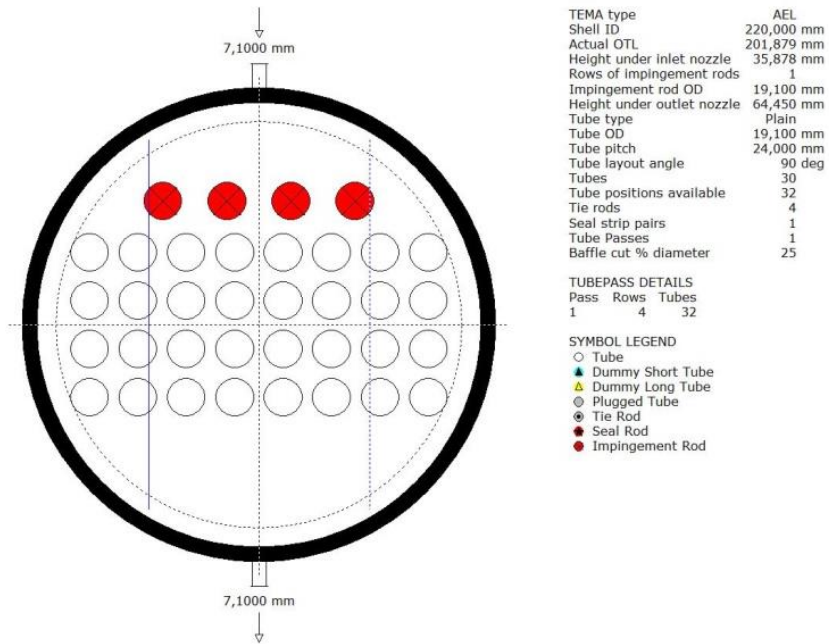
(Sumber: Dokumen pribadi)

4.6.1.1. Desain 2D Evaporator

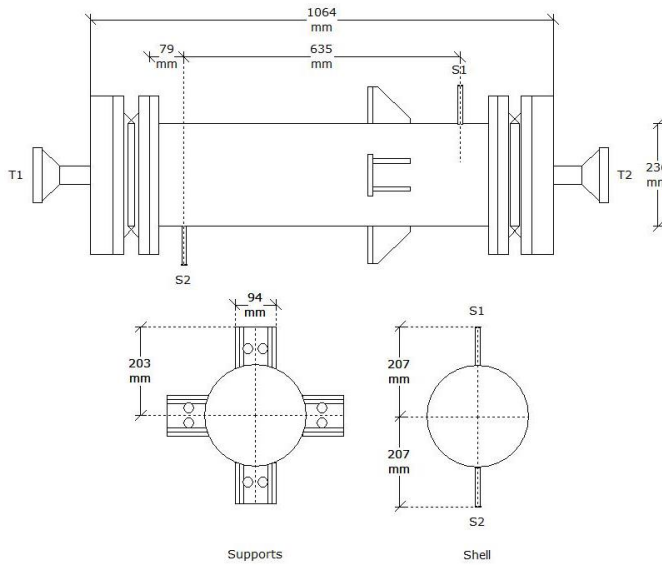


Gambar 4.3 Evaporator Drawing

(Sumber: Software HTRI)



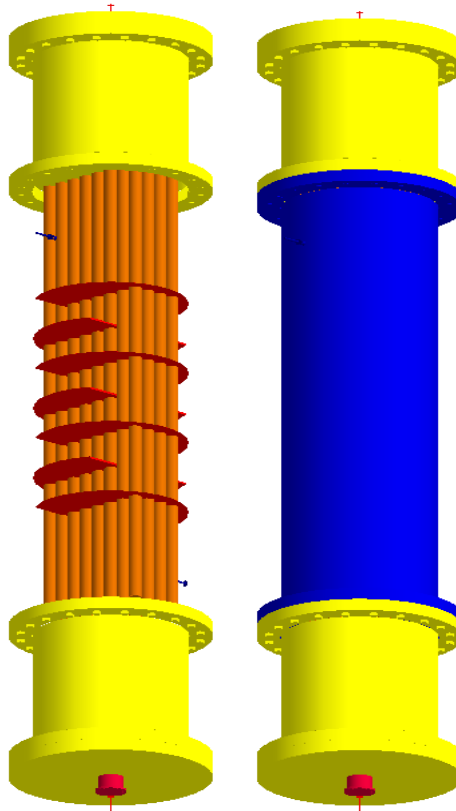
Gambar 4.4 Evaporator Tube Layout
 (Sumber: Software HTRI)



Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	HP	Ref
S1 Inlet	10,5		Pres (kPaG)	517,107	517,107	Bundle	37	Customer		
S2 Outlet	10,5		Temp (C)	132,22	287,78	Dry	233	Item		
T1 Inlet	42,7		Passes	1	1	Wet	268	Service		
T2 Outlet	42,7		Thick (mm)	7,938	2,108			TEMA	AEL	Setting Plan
								Date	09/07/2020	By
								Diagram		Rev

Gambar 4.5 Evaporator Setting Plan
 (Sumber: Software HTRI)

4.6.1.2. Desain 3D Evaporator



Gambar 4.6 3D bagian luar dan dalam Kondensator
(Sumber: Software HTRI)

4.6.2. Desain Kondensator

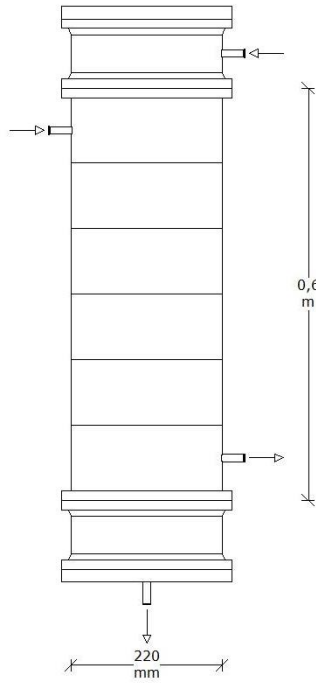
Dimensi kondensator telah didapatkan dari perhitungan diatas. Berikut adalah kesimpulan dimensi dari kondensator:

Tabel 4.3 Dimensi utama kondensator

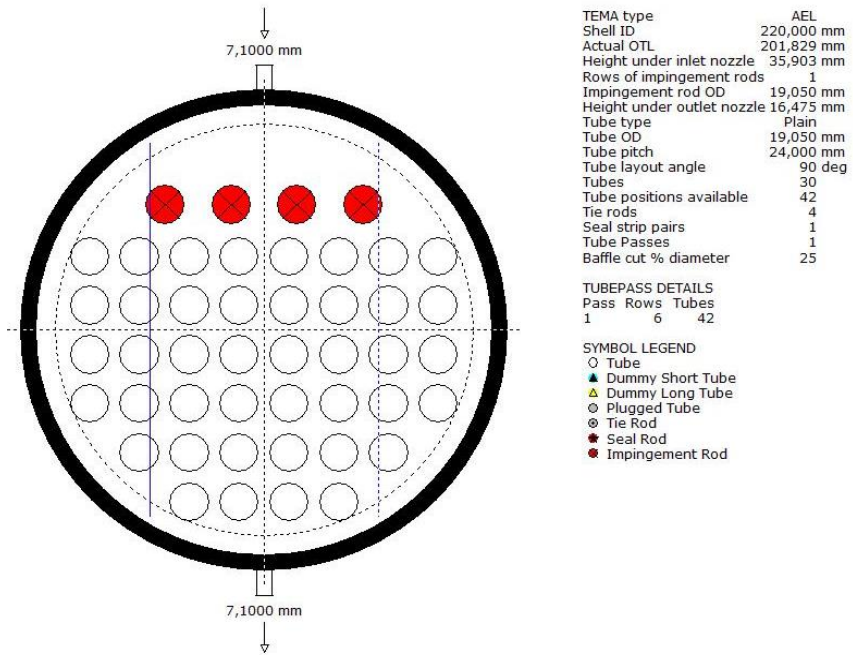
Keterangan	Dimensi
Tube Gauge	14 BWG
Tube OD	0.019 m
Tube ID	0.015 m
Panjang Tube	0.600 m
Jumlah Tube	30
Pitch	0.024 m
Shell ID	0.220 m
Shell OD	0.236 m
Baffle Spacing	0.086 m

(Sumber: Dokumen pribadi)

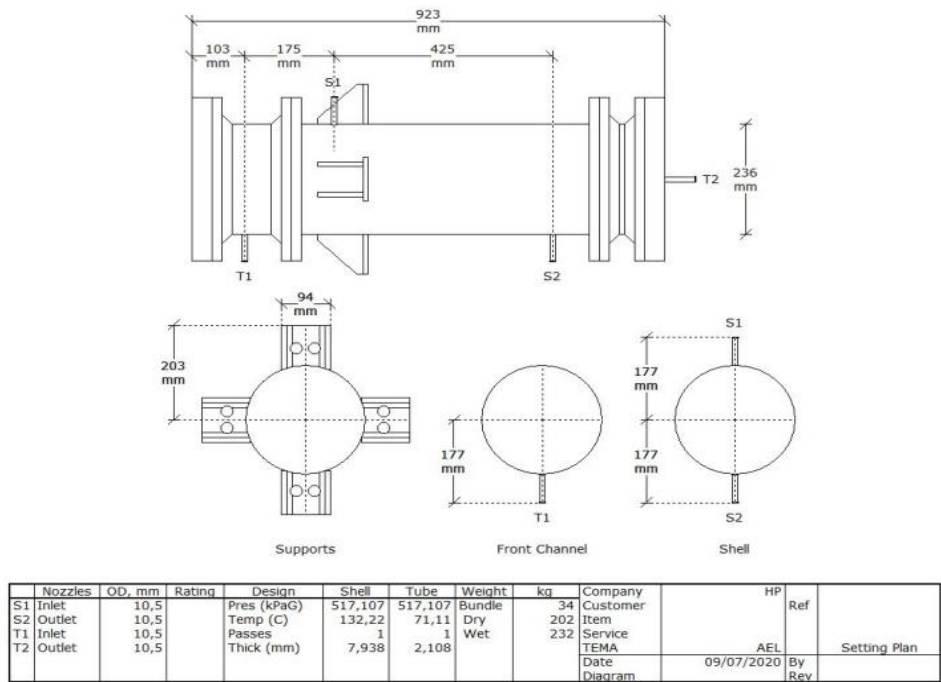
4.6.2.1. Desain 2D Kondensor



Gambar 4.7 Kondensor Drawing
(Sumber: Software HTRI)

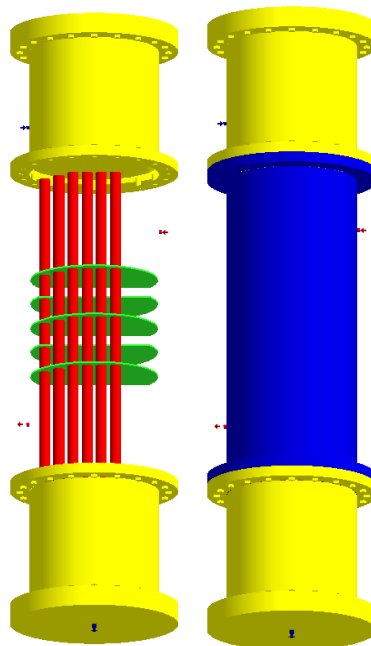


Gambar 4.8 Kondensor Tube Layout
(Sumber: Software HTRI)



Gambar 4.9 Kondensor settling Plan
(Sumber: Software HTRI)

4.6.2.2. Desain 3D Kondensor



Gambar 4.10 3D bagian luar dan dalam Kondensor
(Sumber: Software HTRI)

4.7. Simulasi Aspen Hysys

4.7.1. Evaporator

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 4.11 Worksheet Aspen Hysys bagian evaporator
(Sumber: Software Aspen Hysys)

Dari hasil data running menggunakan aplikasi simulator aspen hysys didapatkan data seperti gambar diatas. Gambar ini menunjukkan beberapa perbedaan hasil dengan perhitungan. Pada temperatur input gas buang dan air laut sebagai data inputan sebesar 257°C dan 28°C. Temperatur output gas buang dan air laut menjadi data hasil simulasi sebesar 116.9°C dan 140.9°C. Sedangkan, pada perhitungan temperatur output gas buang dan air laut diatur pada suhu 105°C dan 101°C. Pada laju aliran massa gas buang dan air laut sebagai data inputan sebesar 34.2 kg/h dan 2.11 kg/h. Laju aliran massa output sama dengan nilai input dimana tidak ada perbedaan dengan hitungan.

4.7.2. Kondensor

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

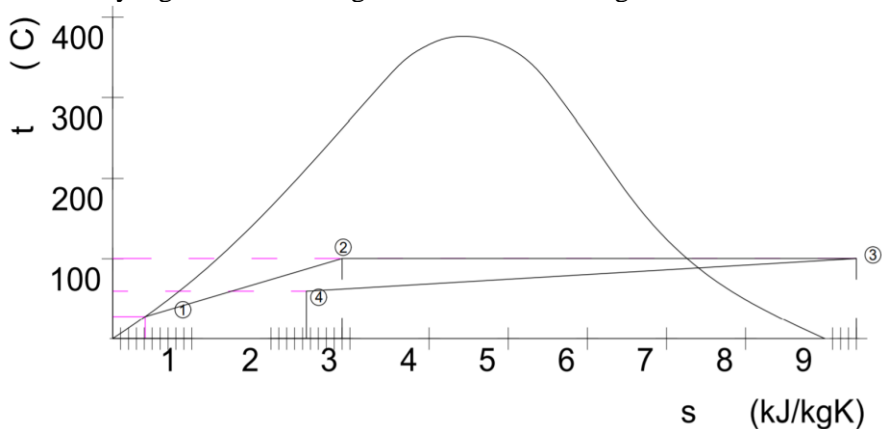
Gambar 4. 12 Worksheet Aspen Hysys bagian evaporator
(Sumber: Software Aspen Hysys)

Dari hasil data running menggunakan aplikasi simulator aspen hysys didapatkan data seperti gambar diatas. Gambar ini menunjukkan beberapa perbedaan hasil dengan perhitungan. Pada temperatur input air pendingin sebagai data inputan sebesar 28°C dan temperatur uap air 140.9°C sebagai data

lanjutan dari evaporator. Temperatur air pendingin dan uap air menjadi data hasil simulasi sebesar 37.3°C dan 28.98°C. Sedangkan, pada perhitungan temperatur air pendingin dan uap air diatur pada suhu 38°C dan 60°C. Pada laju aliran air pendingin dan uap air sebagai data inputan sebesar 126.7 kg/h dan 2.11 kg/h. Laju aliran massa output sama dengan nilai input dimana tidak ada perbedaan dengan hitungan.

4.8. T-S Diagram

Dari sistem yang dibuat berikut gambaran dari T-S diagram:



Gambar 4. 13 Grafik T-S diagram
(Sumber: Dokumen pribadi)

Dari grafik diatas disetiap titik diketahui dari nilai perhitungan dan pembacaan tabel sebagai berikut:

Titik 1

Diketahui:

Suhu = 28 °C

Salinitas = 35

Entropi = $0.39 \frac{kJ}{kg,K}$

Titik 2

Suhu = 101 °C

Molar entropi = $169.5 \frac{kJ}{kgmole,C}$

Mr air laut = 58.5 mole

Entropi = $\frac{\text{Molar entropi}}{\text{Mr}}$
 $= \frac{169.5 \frac{kJ}{kgmole,C}}{58.5 \text{ mole}}$
 $= 2.9 \frac{kJ}{kg,C}$

Titik 3

Suhu = 101 °C

Molar entropi = $169.5 \frac{kJ}{kgmole,C}$

$$\begin{aligned}
 \text{Mr uap air} &= 18 \text{ mole} \\
 \text{Entropi} &= \frac{\text{Molar entropi}}{\text{Mr}} \\
 &= \frac{169,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmole,C}}}{18 \text{ mole}} \\
 &= 9,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,C}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Titik 4} & \\
 \text{Suhu} &= 60 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 \text{Molar entropi} &= 43,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmole,C}} \\
 \text{Mr uap air} &= 18 \text{ mole} \\
 \text{Entropi} &= \frac{\text{Molar entropi}}{\text{Mr}} \\
 &= \frac{43,89 \frac{\text{kJ}}{\text{kgmole,C}}}{18 \text{ mole}} \\
 &= 2,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,C}}
 \end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai dari setiap titik dan diplot pada diagram T-S dapat mencari nilai Q dengan persamaan berikut:

$$\Delta s = \frac{Q}{T \times \dot{m}_f} + \frac{\dot{\sigma}_{ev}}{\dot{m}_f} \quad 2.31$$

Keterangan:

- Δs = Selisij entropi (kJ/kg.K)
- Q = Jumlah kalor (kJ/s)
- T = Temperatur (K)
- \dot{m}_f = Laju aliran massa air laut (kg/s)
- $\dot{\sigma}_{ev}$ = Laju produksi entropi (kg/s)

Laju produksi entropi memiliki nilai 0 dikarenakan tidak terjadinya irversibilitas pada sistem ini.

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= (\Delta s_1 \times t_1 \times \dot{m}_f) - \frac{\dot{\sigma}_{ev}}{\dot{m}_f} \\
 &= \left(9,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,C}} - 0,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,K}} \right) \times 374,15 \text{ K} \times 0,000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 1,98 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{out} &= (\Delta s_1 \times T_2 \times \dot{m}_f) - \frac{\dot{\sigma}_{ev}}{\dot{m}_f} \\
 &= \left(9,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,C}} - 2,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg,K}} \right) \times 333,15 \text{ K} \times 0,000586 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 1,36 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas nilai perbandingan hasil Q_f dengan Q_{in} sebesar 24.71%. Nilai dari Q_f yaitu 1.49 kJ/s sedangkan nilai dari Q_{in} sebesar 1.98 kJ/s. Sedangkan pada perhitungan diatas nilai perbandingan hasil Q_{f2} dengan Q_{out}

sebesar 4.33%. Nilai dari Q_{f2} yaitu 1.42 kJ/s sedangkan nilai dari Q_{out} sebesar 1.36 kJ/s.

4.9. Variasi Beban Mesin

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.

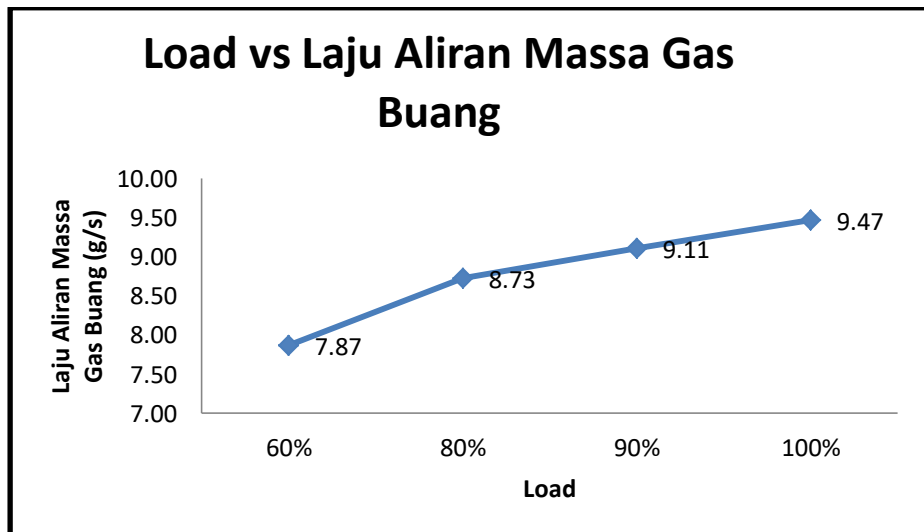
4.9.1. Pengaruh Beban Terhadap Gas Buang

Tabel 4.4 Variasi beban terhadap gas buang

Load	kW	RPM	\dot{m}_F	\dot{m}_a	\dot{m}_E	Intake	Suhu	C_{pE}	Q_E
			g/s	g/s	g/s				
60%	4.5	1855.6	0.3	7.6	7.87	13.7	441.1	1.020	0.51
80%	6.0	2042.3	0.4	8.3	8.73	15.1	489.4	1.028	1.00
90%	6.8	2124.1	0.4	8.7	9.11	15.7	510.8	1.032	1.25
100%	7.5	2200.0	0.5	9.0	9.47	16.3	530.2	1.036	1.49

(Sumber: Dokumen pribadi)

4.9.1.1. Pengaruh Beban Terhadap Laju Aliran Massa Gas Buang

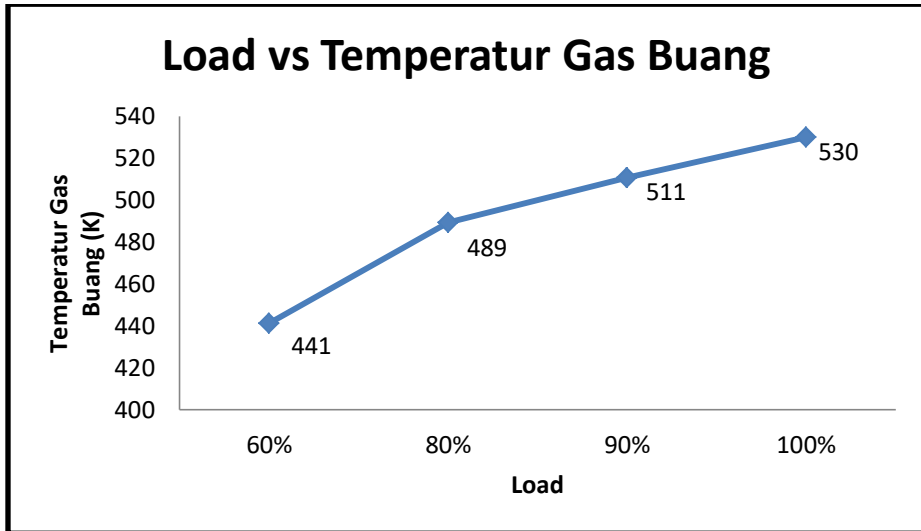


Gambar 4.14 Grafik beban terhadap laju perpindahan panas gas buang
(Sumber: Dokumen pribadi)

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.

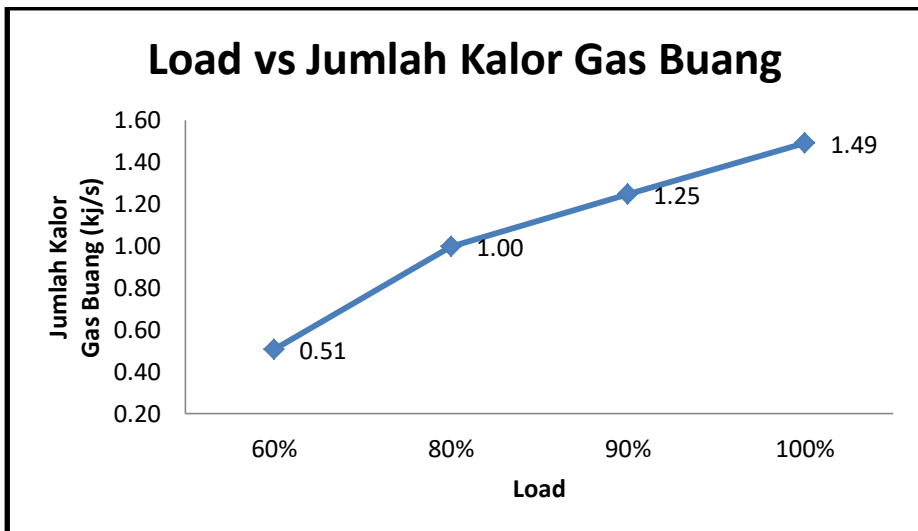
4.9.1.2. Pengaruh Beban Terhadap Temperatur Gas Buang

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. 15 Grafik beban terhadap temperatur gas buang
(Sumber: Dokumen pribadi)

4.9.1.3. Pengaruh Beban Terhadap Jumlah Kalor Gas Buang



Gambar 4.16 Grafik beban terhadap jumlah kalor gas buang
(Sumber: Dokumen pribadi)

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

4.9.2. Pengaruh pada Evaporator

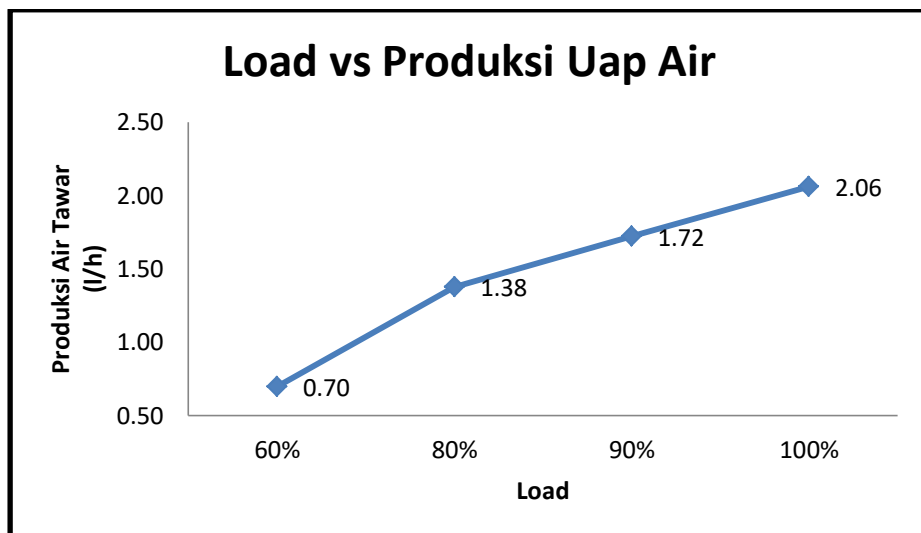
Berikut adalah pengaruh variasi beban terhadap evaporator yang telah didesain.

Tabel 4.5 Variasi beban terhadap evaporator

Load	\dot{m}_f		LMTD	Ud	Rd
	kg/s	l/hour		W/m ² K	m ² K/W
60%	0.0002	0.70	67.88	27.18	0.0670
80%	0.0004	1.38	90.77	30.35	0.0708
90%	0.0005	1.72	99.88	30.78	0.0713
100%	0.0006	2.06	107.71	31.76	0.0723

(Sumber: Dokumen pribadi)

4.9.2.1. Pengaruh Beban Terhadap Produksi Uap Air



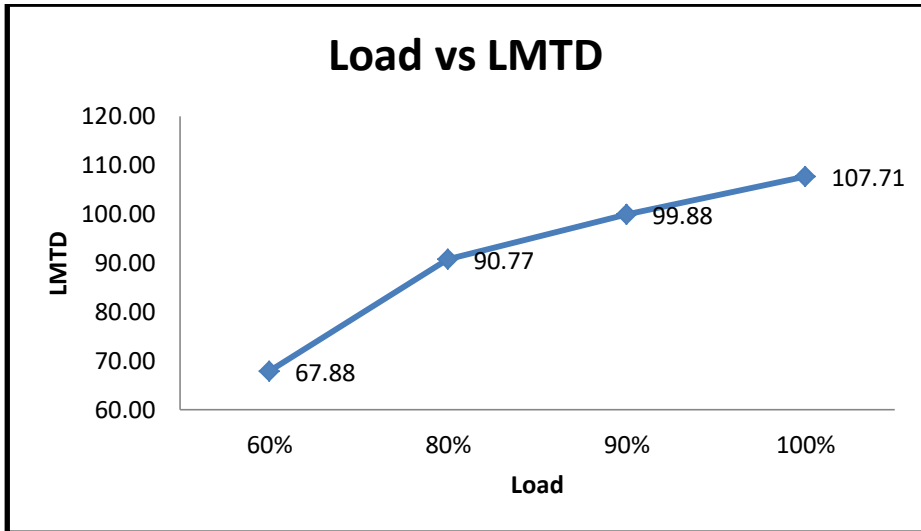
Gambar 4.17 Grafik beban terhadap produksi air tawar

(Sumber: Dokumen 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.

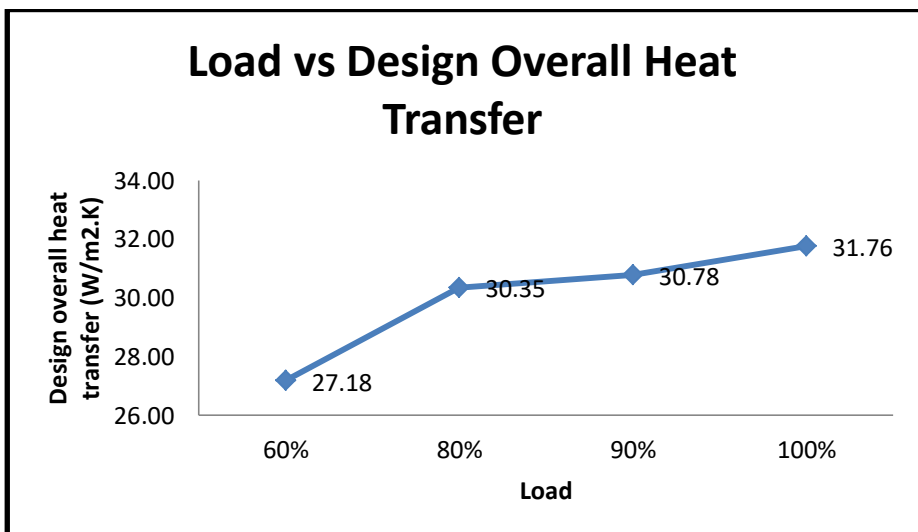
4.9.2.2. Pengaruh Beban Terhadap LMTD

Dari grafik diatas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap nilai LMTD berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai LMTD yang meningkat. Meningkatnya LMTD dipengaruhi dari peningkatan suhu gas buang yang terus meningkat. Peningkatan LMTD akan mempengaruhi nilai *overall heat transfer*.



Gambar 4.18 Grafik beban terhadap LMTD
(Sumber: Dokumen pribadi)

4.9.2.3. Pengaruh Beban Terhadap *Design Overall Heat Transfer*

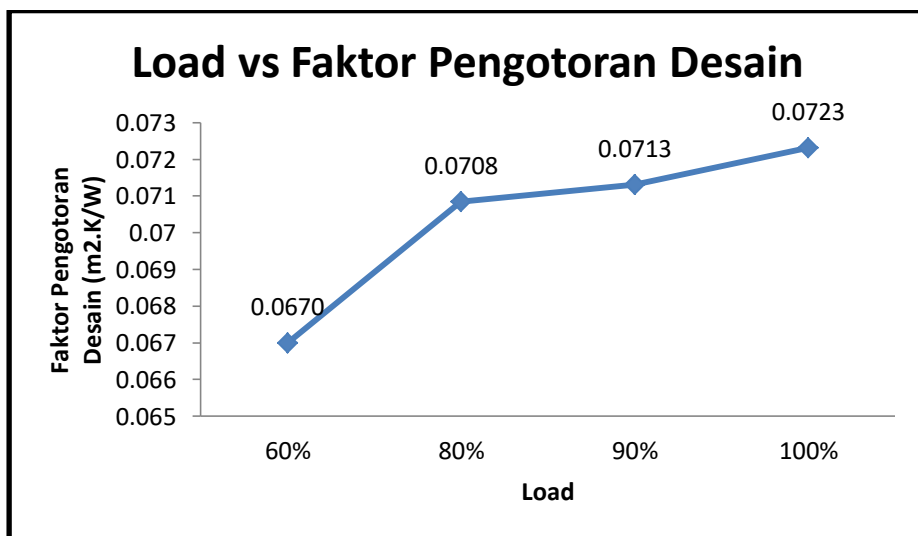


Gambar 4.19 Grafik beban terhadap *design overall heat transfer*
(Sumber: Dokumen pribadi)

Dari grafik di atas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap *design overall heat transfer* berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai *design overall heat transfer* yang meningkat. Meningkatnya *design overall heat transfer* dipengaruhi dari peningkatan nilai LMTD yang terus meningkat. Peningkatan *design overall heat transfer* akan mempengaruhi nilai faktor pengotoran desain.

4.9.2.4. Pengaruh Beban Terhadap Faktor Pengotoran Desain

Dari grafik di bawah dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap faktor pengotoran desain berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai faktor pengotoran desain yang meningkat. Meningkatnya faktor pengotoran desain dipengaruhi dari peningkatan nilai *design overall heat transfer* yang terus meningkat. Faktor pengotoran desain pada 60% memiliki nilai paling rendah sebesar 0.067. Nilai load yang paling rendah masih memiliki nilai $R_p < R_d$.



Gambar 4.20 Grafik beban terhadap faktor pengotoran desain
(Sumber: Dokumen pribadi)

4.9.3. Pengaruh pada Kondensor

Berikut adalah pengaruh variasi beban terhadap kondensor yang telah didesain.

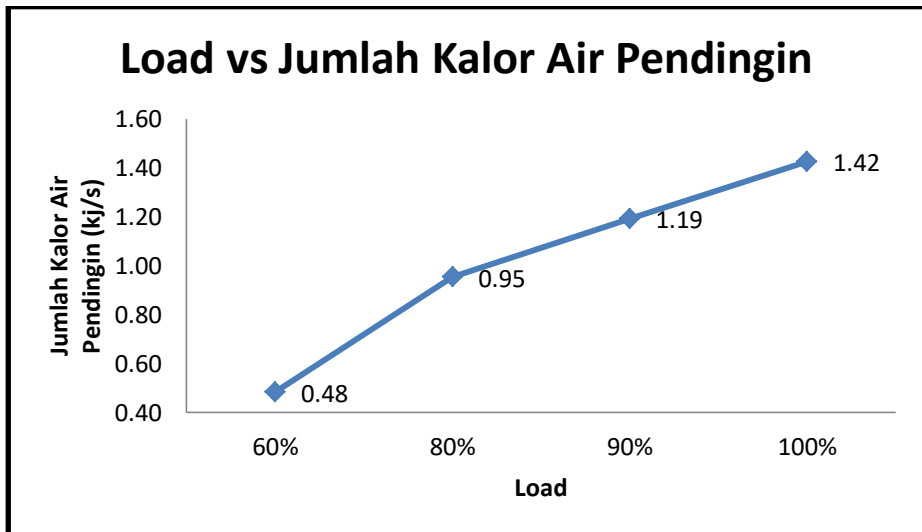
Tabel 4.6 Variasi beban terhadap kondensor

Load	Q_{f2}	\dot{m}_c	Ud	Rd
	kJ/s	Kg/s	W/m ² K	m ² K/W
60%	0.48	0.012	145.5	0.00974
80%	0.95	0.024	195.1	0.01149
90%	1.19	0.031	197.0	0.01154
100%	1.42	0.037	212.6	0.01191

(Sumber: Dokumen pribadi)

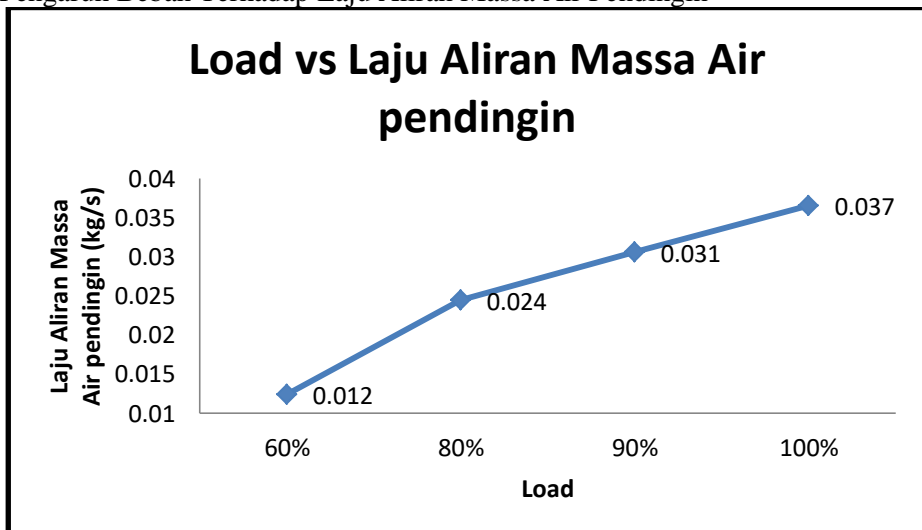
4.9.3.1. Pengaruh Beban Terhadap Jumlah Kalor Air Pendingin

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



Gambar 4.21 Grafik beban terhadap jumlah kalor air pendingin
(Sumber: Dokumen pribadi)

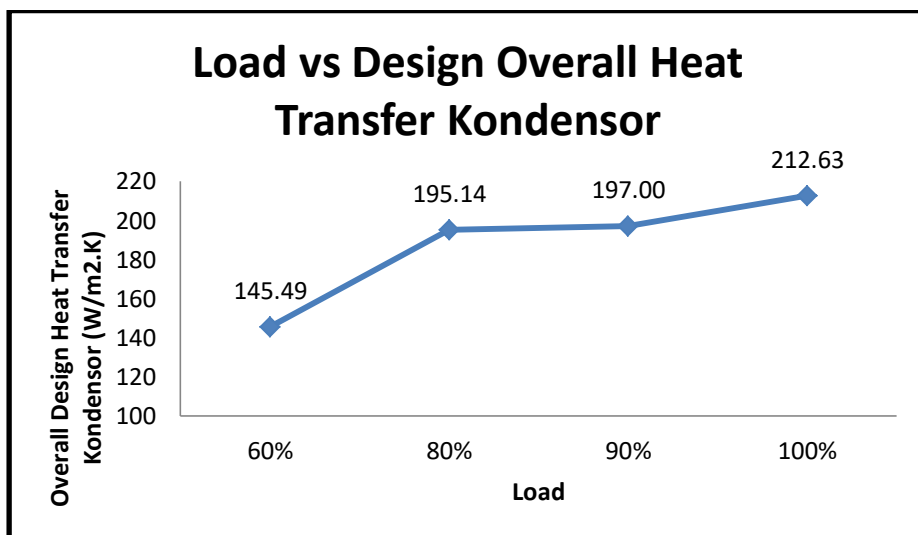
4.9.3.2. Pengaruh Beban Terhadap Laju Aliran Massa Air Pendingin



Gambar 4.22 Grafik beban terhadap laju aliran massa air pendingin
(Sumber: Dokumen pribadi)

Dari grafik diatas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap jumlah laju aliran massa air pendingin berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan jumlah aliran massa air pendingin yang meningkat. Meningkatnya aliran massa air pendingin dipengaruhi dari jumlah kalor air pendingin yang terus meningkat.

4.9.3.3. Pengaruh Beban Terhadap Design Overall Heat Transfer

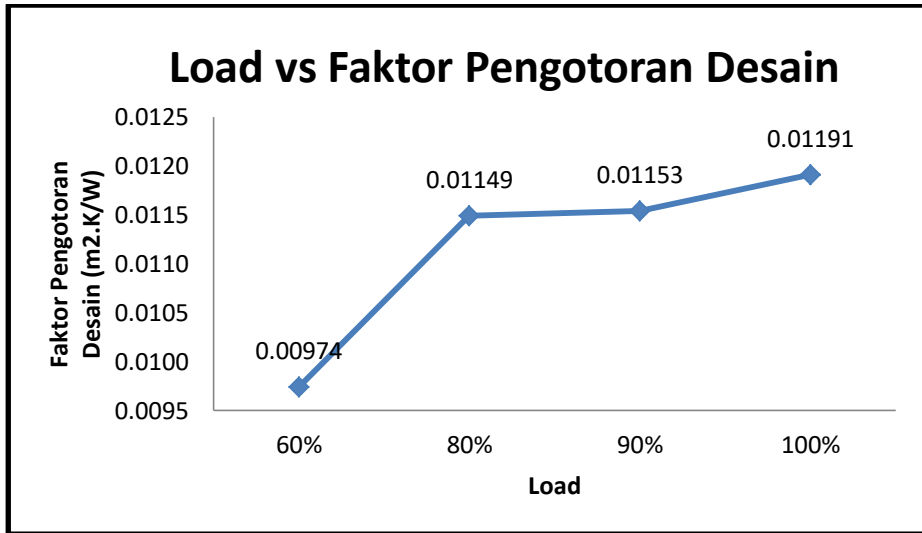


Gambar 4.23 Grafik beban terhadap *design overall heat transfer* (Sumber: Dokumen pribadi)

Dari grafik diatas dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap *design overall heat transfer* berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai *design overall heat transfer* yang meningkat. Meningkatnya *design overall heat transfer* dipengaruhi dari peningkatan jumlah kalor air pendingin yang terus meningkat. Peningkatan *design overall heat transfer* akan mempengaruhi nilai faktor pengotoran desain.

4.9.3.4. Pengaruh Beban Terhadap Faktor Pengotoran Desain

Dari grafik di bawah dapat diketahui jika perbandingan beban terhadap faktor pengotoran desain berbanding lurus. Ditunjukkan dari variasi load yang semakin meningkat diiringi dengan nilai faktor pengotoran desain yang meningkat. Meningkatnya faktor pengotoran desain dipengaruhi dari peningkatan nilai *design overall heat transfer* yang terus meningkat. Faktor pengotoran desain pada 60% memiliki nilai paling rendah sebesar 0.00974. Nilai load yang paling rendah masih memiliki nilai $R_p < R_d$.



Gambar 4.24 Grafik beban terhadap faktor pengotoran desain
(Sumber: Dokumen pribadi)

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

1. Dari perhitungan gas buang mesin Yanmar TF 85MH-di diketahui memiliki laju aliran massa sebesar 9.466 g/s dan temperatur 257 °C. Evaporator dan kondensor didesain pada beban mesin 100% atau full load. Dari data tersebut di dapatkan dimensi evaporator dan kondensor seperti berikut:

Tabel 5.1 Dimensi evaporator dan kondensor

Keterangan	Dimensi	
	Evaporator	Kondensor
Tube Gauge	14 BWG	14 BWG
Tube OD	0.019 m	0.019 m
Tube ID	0.015 m	0.015 m
Panjang Tube	0.800 m	0.600 m
Jumlah Tube	30	30
Pitch	0.024 m	0.024 m
Shell ID	0.220 m	0.220 m
Shell OD	0.236 m	0.236 m
Baffle Spacing	0.080 m	0.086 m

(Sumber: Dokumen pribadi)

Dari dimensi yang telah didapatkan uap air yang bisa dihasilkan menurut perhitungan sebesar 2.06 l/hour. Dibutuhkan sebesar 0.037 kg/s air pendingin untuk mendinginkan uap air dari evaporator.

2. Setelah divariasi sesuai dengan beban mesin sebesar 60%, 80%, 90%, 100% didapatkan hasil uap air yang dihasilkan berbanding lurus dengan beban mesin yang terus meningkat. Pada beban variasi terendah sebesar 60% laju aliran massa gas buang sebesar 7.87 g/s, temperatur 167 °C dan menghasilkan uap air sebesar 0.7 l/hour.
 - a. Load dibandingkan dengan beberapa parameter pada gas buang yaitu laju aliran massa, temperatur dan jumlah kalor memiliki hasil berbanding lurus semua dengan variasi beban mesin.
 - b. Load dibandingkan dengan beberapa parameter pada evaporator yaitu produksi uap air, LMTD, *design overall heat transfer* dan faktor pengotoran desain memiliki hasil berbanding lurus semua dengan variasi beban mesin. Load dibandingkan dengan beberapa parameter pada kondensor yaitu jumlah kalor air pendingin, laju aliran massa, *design overall heat transfer* dan faktor pengotoran desain memiliki hasil berbanding lurus semua dengan variasi beban mesin.

5.2. Saran

1. Perlu merancang dan membuat evaporator dan kondensor serta melakukan percobaan sebagai validasi hasil perhitungan dan simulasi.

DAFTAR PUSTAKA

- Hendiarti, S. N., M.C.G, F., Andrastuti, A., & Silaiman, A. (2006). *Riset dan Teknologi Pemantauan Dinamika Laut Indonesia. Satelit Oseanografi*. 69.
- Hamid, A. A. (2007). Kalor Termodinamika. *Diktat Kuliah Termodinamika*.
- Samlawi, A. K. (2018). Teori Dasar Motor Bakar. *Buku Ajar Teknik Mesin Univ. Lambung Mangkurat*, 7–8.
- Setiawan, I. (2011). *Mempertahankan Kinerja Alat Penukar Kalor Dengan Memodifikasi Sistem Kerja Feeder Pump*.
- Walujodjati, A. (2013). Perpindahan Panas Konveksi Paksa. *Majalah Ilmiah Momentum*, 2(2), 21–24.
- Bizzy, I., & Setiadi, R. (2013). Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube Dengan Program Heat Transfer Research Inc. (Htri). *Jurnal Rekayasa Mesin*, 13(1), 67–76.
- GUMELAR, S. (2009). *Analisa Sensitivitas Rancangan Evaporator untuk Optimasi Pengembangan Mini Ice Plant*.
- Syaifulloh, M. Dj. (2018). Suhu Permukaan Laut Perairan Indonesia dan Hubungannya dengan Pemanasan Global. *Jurnal Segara*, 11(2), 37–47.
- Bartlett, D. A. (1996). The fundamentals of heat exchangers. *The Industrial Physicist*, 2(4), 18.
- Cammack, R. (2006). “Oxford Dictionary of Biochemistry and Molecular Biology. Oxford University Press.” New York.
- Shah, Ramesh & Mueller, Alfred & Sekulic, Dusan. (2015). *Heat Exchangers, 2. Heat Transfer for Heat Exchanger Design*.
- Jadhao, J.S. & Thombare, Dhananjay. (2013). Review on exhaust gas heat recovery for IC engine. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*. 2. 93-100.
- Royani, Kib A. (2015). *Perencanaan Sistem Pemanfaatan Panas Buang untuk Pemanas Air pada Sistem Domestik MT*. Vanda.
- Dossat, R. J. (1961). *Principles of refrigeration*. John Wiley & Son.
- Kreith, Frank and Kreider, Jan, F., “Principles of Solar Engineering”, Hemisphere publishing, Co. 1978.
- Oddgeir G, 2009, “Detection of Fouling in Heat Exchangers”, University of Iceland
- Moran, J. Michael (2000). *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Son.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

1. Project guide Yanmar TF 85 MH-di

Model	TF 70 LY-di	TF 70 H-di	TF 85 MH-di
Type	-	-	-
Engine Model	Motor Diesel 4 Langkah horisontal berpendingin air	Motor Diesel 4 Langkah horisontal berpendingin air	Motor Diesel 4 Langkah horisontal 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

2. Tabel properties gas buang

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

3. Tabel properties fluida cair

Tabel 6.2 Kalor Jenis Beberapa Zat

No	Nama Zat	Kalor Jenis	
		J/kg°C	Kkal/kg°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.

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
Alumunium	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

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

Dynamic viscosity of seawater x 10³, kg/m s

$P = P_0$ (1 atm for $t \leq 100^\circ\text{C}$, Seawater vapor pressure for $t > 100^\circ\text{C}$)

2

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

Thermal conductivity of seawater, W/m K

$P = P_0$ (1 atm for $t \leq 100^\circ\text{C}$, Seawater vapor pressure for $t > 100^\circ\text{C}$)

7

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

Specific entropy of seawater, J/kg K

$P = P_0$ (1 atm for $t \leq 100^\circ\text{C}$, Seawater vapor pressure for $t > 100^\circ\text{C}$)

13

Temp, °C	Salinity, g/kg													
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	
10	151.1	151.6	149.8	146.2	141.3	135.3	128.5	121.1	113.1	104.7	95.7	86.1	75.6	
20	296.5	294.8	291.0	285.6	278.8	271.0	262.5	253.5	244.0	234.1	223.8	212.8	201.0	
30	436.8	433.2	427.6	420.4	412.0	402.6	392.6	382.1	371.3	360.0	348.3	336.1	323.1	
40	572.4	567.2	559.9	551.1	541.1	530.3	518.9	507.1	494.9	482.4	469.5	456.0	441.9	
50	703.8	696.9	688.1	677.9	666.5	654.3	641.6	628.5	615.0	601.3	587.2	572.6	557.3	
60	831.2	822.8	812.6	801.0	788.2	774.8	760.7	746.4	731.7	716.8	701.5	685.7	669.2	
70	954.9	945.2	933.6	920.6	906.6	891.8	876.5	860.9	845.0	828.8	812.2	795.2	777.5	
80	1075.3	1064.2	1051.3	1036.9	1021.6	1005.5	989.0	972.0	954.8	937.4	919.5	901.1	882.0	
90	1192.6	1180.1	1165.8	1150.1	1133.5	1116.0	1098.1	1079.8	1061.3	1042.4	1023.1	1003.3	982.7	
100	1307.0	1293.1	1277.4	1260.3	1242.2	1223.3	1204.0	1184.2	1164.1	1143.7	1122.9	1101.4	1079.2	
110	1418.7	1403.3	1386.1	1367.5	1347.9	1327.5	1306.5	1285.1	1263.4	1241.3	1218.7	1195.5	1171.4	
120	1527.8	1510.8	1492.0	1471.7	1450.4	1428.3	1405.6	1382.5	1358.9	1334.9	1310.3	1285.1	1258.9	

TABLE A-9

Properties of saturated water

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

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

Note 2: The unit $\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$ for specific heat is equivalent to $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$, and the unit $\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$ for thermal conductivity is equivalent to $\text{W/m}\cdot\text{K}$.

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

4. Tabel properties faktor pengotoran

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

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


TABLE 12. FOULING FACTORS*

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

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

5. Tabel properties tube

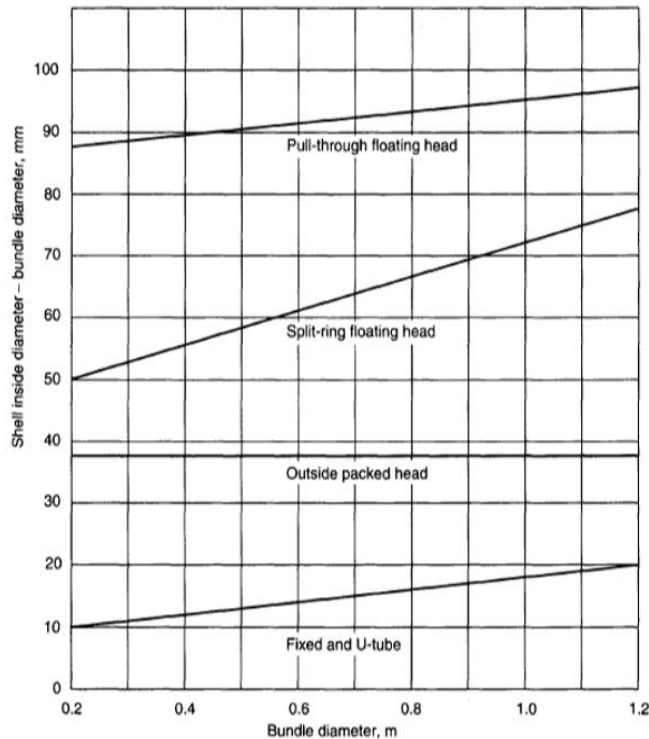
Heat exchanger tube - principal BWG sizes

Outside Diameter 			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)
in	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. Grafik dalam perhitungan



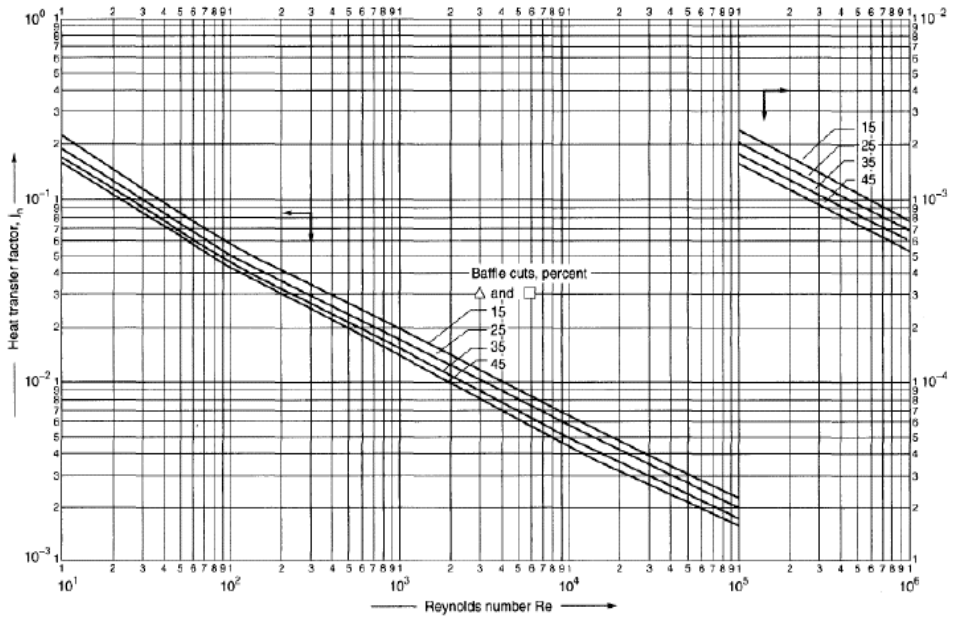
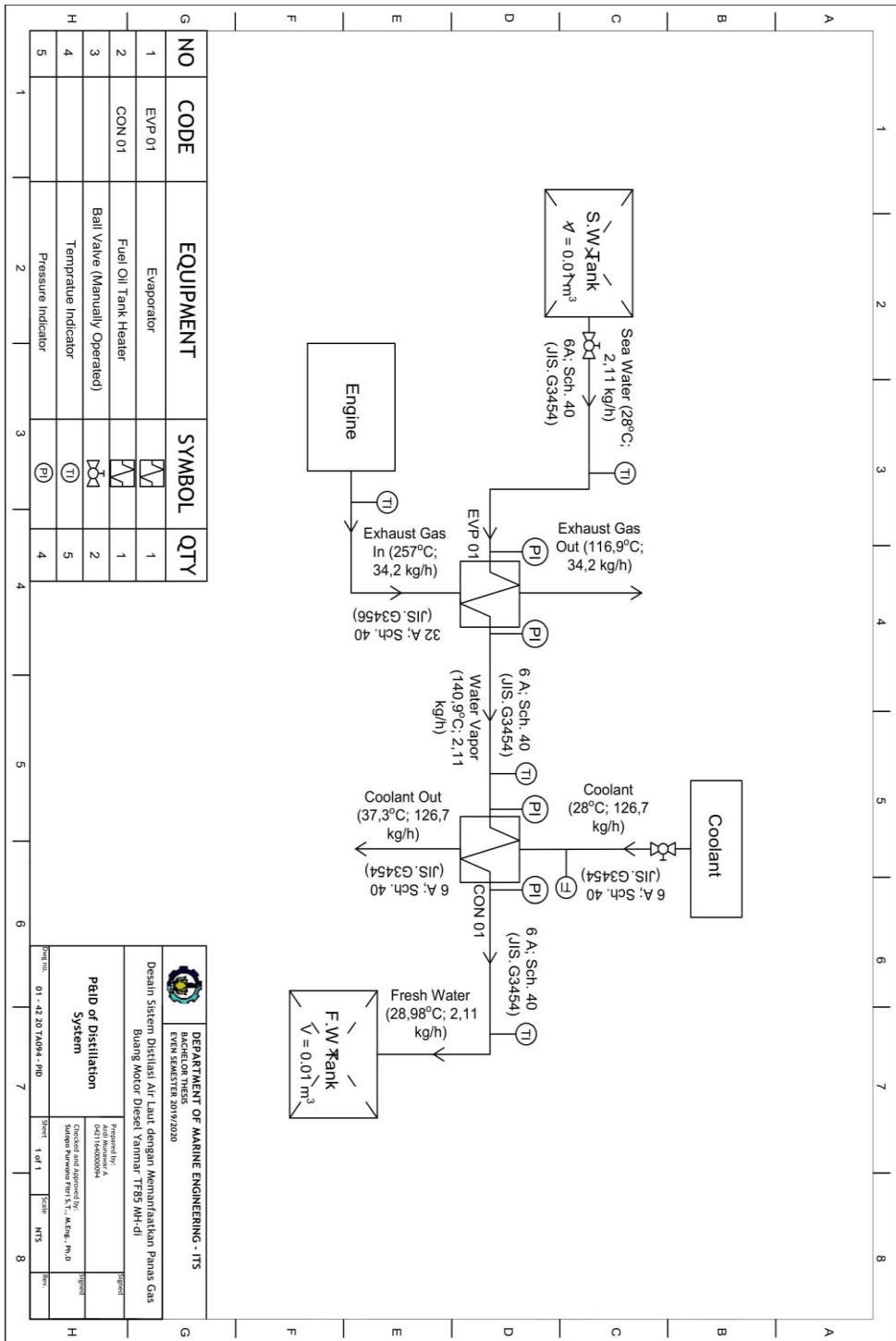


Figure 12.29. Shell-side heat-transfer factors, segmental baffles

7. P&ID sistem distilasi



BIODATA PENULIS



Penulis bernama Nur Aini Amalia Dinda Agustina, lahir di Surabaya pada tanggal 5 Juni 1998. Penulis merupakan anak tunggal dari pasangan suami istri Agus Soesilo dan Nurul Hidayati. Penulis telah menyelesaikan jenjang pendidikan mulai dari TK ADINDA (2002-2004), lalu jenjang pendidikan formal dasar di SDS ADINDA (2004-2010), jenjang pendidikan menengah pertama di SMP Negeri 13 Surabaya (2010-2013), jenjang pendidikan menengah atas di SMA Negeri 17 Surabaya (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 Departemen KESMA HIMASISKAL FTK ITS 2018/2019, Sekertaris Departemen KESMA HIMASISKAL FTK ITS 2017/2018, Pemandu SAMUDERA X dan menjadi Lab Assistant dari Marine Machinery Fluid and Sistem Laboratory Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS. Penulis pernah melaksanakan on job training di beberapa perusahaan yaitu PT. PT. Adiluhung Saranasegara Indonesia, PT. Pelayaran Nasional Indonesia (PELNI) Surabaya dan PT. Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) Surabaya. Selain itu, penulis mengikuti kegiatan pengembangan softskill seperti Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Pra Tingkat Dasar , Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Tingkat Dasar, Pelatihan Pemandu Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa X, juga Training Pra-Alumni ISO 45001 – K3. Penulis dapat dihubungi melalui dindaamalia5698@gmail.com.

