

**TUGAS AKHIR - ME184834**

**DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE  
DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY  
UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK  
PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT**

**LAYLA SURYANI LUBIS**

**NRP 5019201194**

Dosen Pembimbing

**Dr. Nurhadi Siswanto, S.T., M.T**

**NIP 1992201711049**

**Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil.**

**NIP 196809281991021001**

**Program Studi Sarjana Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**TUGAS AKHIR - ME184834**

**DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE  
DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY  
UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK  
PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT**

**LAYLA SURYANI LUBIS**

**NRP 5019201194**

Dosen Pembimbing

**Dr. Nurhadi Siswantoro, S.T., M.T**

**NIP 1992201711049**

**Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil.**

**NIP 196809281991021001**

**Program Studi Sarjana Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi KelautanFakultas

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**FINAL PROJECT - ME184834**

**SHELL AND TUBE TYPE HEAT EXCHANGER DESIGN  
WITH THE USE OF WASTE HEAT RECOVERY TO  
MAINTAIN THE HYGIENE OF THE DOMESTIC SYSTEM  
OF HOSPITAL SHIP 65 GT**

**LAYLA SURYANI LUBIS**

**NRP 5019201194**

Advisor

**Dr. Nurhadi Siswanto, S.T., M.T**

**NIP 1992201711049**

**Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil.**

**NIP 196809281991021001**

**Study Program Bachelor Degree Marine Engineering**

Department of Marine Engineering

Faculty of Marine Technology

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

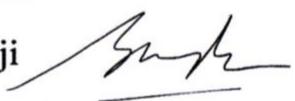
### DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan  
Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **LAYLA SURYANI LUBIS**  
NRP. 5019201194

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

- |  |               |   |
|--|---------------|---|
| 1. Dr. Nurhadi Siswantoro, S.T., M.T     | Pembimbing    |  |
| 2. Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil. | Ko-pembimbing |  |
| 3. Dr. Eng. Trika Pitana, S.T., M.Sc.    | Penguji       |  |
| 4. Ir. Hari Prastowo, M.Sc.              | Penguji       |  |
| 5. Ir. Dwi Priyanta M.SE                 | Penguji       |  |
| 6. Dr. Eng.M. Badrus Zaman S.T., M.T     | Penguji       |  |

**SURABAYA**  
**Juli, 2022**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Layla Suryani Lubis / 5019201194  
Program studi : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Nurhadi Siswantoro, S.T., M.T. / 1992201711049

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 25 Juli 2022

Mengetahui  
Dosen Pembimbing



Dr. Nurhadi Siswantoro, S.T., M.T  
NIP. 1992201711049

Mahasiswa



Layla Suryani Lubis  
NRP. 5019201194

## ABSTRAK

### DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT

**Nama Mahasiswa / NRP** : Layla Suryani Lubis / 5019201194  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Nurhadi Siswanto, S.T., M.T  
Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil.

#### Abstrak

Puskesmas terapung adalah perpaduan konsep antara puskesmas dan perancangan kapal. Puskesmas terapung merupakan suatu sistem pelayanan kesehatan masyarakat di wilayah pesisir pantai yang dapat bergerak atau berpindah-pindah dari satu pos pelayanan satu ke pos pelayanan lainnya melalui laut dengan fungsi utama menyediakan perangkat medis dan non-medis, mengangkut petugas medis, menyediakan obat-obatan, dan melayani untuk menghasilkan air panas pada sistem sanitasi atau sistem domestik, sebagai inovasi dalam menghasilkan air panas bisa menggunakan alat penukar kalor atau heat exchanger. Shell and tube heat exchanger merupakan heat exchanger yang terdiri dari sebuah shell silindris di bagian luar dan sejumlah tube di bagian dalam, di mana temperatur fluida di dalam tube berbeda dengan di luar tube (di dalam shell) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam tube dan di luar tube. Pada penelitian ini digunakan kalkulasi secara manual dan software, kemudian dilakukan perbandingan. Hasil dari kalkulasi manual untuk kebutuhan kalor pada sistem domestik didapatkan sebesar 8,47 kW. Kemudian dari hasil perhitungan software didapatkan jumlah kalor yang dibutuhkan sebesar 8,53 kW. Penentuan banyaknya jumlah tube dengan kalkulasi manual didapatkan 126 tube, sedangkan dengan penggunaan software jumlah tube yang didapatkan sebanyak 151 tube. Nilai LMTD dengan menggunakan kalkulasi manual didapatkan sebesar 117,1 °F, sedangkan nilai LMTD dengan menggunakan software didapatkan sebesar 115,8 °F. Hasil kalkulasi manual nilai dari heat transfer area yang didapatkan sebesar 297 ft<sup>2</sup>, sedangkan nilai dari heat transfer area dengan menggunakan software didapatkan sebesar 340,96 ft<sup>2</sup>.

**Kata kunci:** *Puskesmas Terapung, Heat Exchanger, Shell and Tube.*

## ABSTRACT

### SHIP SHELL AND TUBE TYPE HEAT EXCHANGER DESIGN WITH THE USE OF WASTE HEAT RECOVERY TO MAINTAIN THE HYGIENE OF THE DOMESTIC SYSTEM OF HOSPITAL SHIP 65 GT

**Student Name / NRP** : Layla Suryani Lubis / 5019201194  
**Department** : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS  
**Advisor** : Dr. Nurhadi Siswanto, S.T., M.T  
Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil.

#### Abstract

Hospital ship is a combination of concepts between hospital and ship design. Hospital ship is a community health service system in coastal areas that can move or move from one service post to another through the sea with the main function of providing medical and non-medical devices, transporting medical personnel, providing medicines, and serving to produce hot water in the sanitary system or domestic system, as an innovation in producing hot water can use heat exchangers or heat exchanger. Shell and tube heat exchanger is a heat exchanger consisting of a cylindrical shell on the outside and a number of tubes on the inside, where the temperature of the fluid inside the tube is different from outside the tube (inside the shell) so that heat transfer occurs between the fluid flow inside the tube and outside the tube. In this study, manual and software calculations were used, then a comparison was made. The result of manual calculations for calorific needs in domestic systems was obtained at 8,47 kW. Then from the results of software calculations, the amount of heat needed was obtained at 8,53 kW. The determination of the number of tubes with manual calculations was obtained by 126 tubes, while with the use of software the number of tubes obtained was 151 tubes. The LMTD value using manual calculations was obtained at 117,1 °F, while the LMTD value using software was obtained at 115,8 °F. The result of manual calculation of the value of the heat transfer area obtained was 297 ft<sup>2</sup>, while the value of the heat ransfer area using software was obtained at 340,96 ft<sup>2</sup>.

**Keywords:** *Hospital Ship, Heat Exchanger, Shell and Tube.*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur atas kehadiran Allah SWT. Tuhan semesta alam yang selalu memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE *SHELL AND TUBE* DENGAN PEMANFAATAN *WASTE HEAT RECOVERY* UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM DOMESTIK PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT”. Pada penyusunan tugas akhir ini yang akan diajukan sebagai salah satu syarat menyelesaikan program sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Pada penyusunan tugas akhir ini, penulis tidak lepas dari bantuan, dukungan, dan doa dari berbagai pihak. Maka dari itu, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Agus Salim Lubis dan Ibu Nurbaiti selaku orang tua dari penulis yang senantiasa memberikan dukungan serta doa yang tiada henti sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Nurhadi Siswantoro, ST., MT. dan Bapak Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil. selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang telah memberikan kepercayaan, arahan, serta motivasi yang tidak terhingga kepada penulis selama proses pengerjaan dan penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. Trika Pitana, S.T., M.Sc., Bapak Ir. Hari Prastowo, M.Sc., Bapak Ir. Dwi Priyanta M.SE dan Bapak Dr. Eng.M. Badrus Zaman S.T., M.T selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan masukan yang sangat membangun dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.
4. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
5. Bapak Dr. Nurhadi Siswantoro, ST., MT. selaku Dosen Wali yang selalu memberikan arahan serta motivasi kepada penulis.
6. Seluruh Ibu dan Bapak dosen yang senantiasa memberikan ilmu akademik selama penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
7. Seluruh teman-teman RPL20 yang selalu menemani, dan memberikan dukungan.
8. M. Indra Dwikomara, Fitria Herawati dan Ahmad Harits yang sudah menemani selama masa perkuliahan dari semester satu hingga selesai.
9. Serta seluruh pihak yang penulis tidak dapat sebutkan namanya satu persatu, yang telah membantu dalam pengerjaan dan penyusunan tugas akhir ini.

Penulis telah menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Maka dari itu kritik serta saran yang membangun sangat berharga bagi penulis. Akhir kata semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi berbagai pihak.

Surabaya,

Penulis

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
ABSTRAK .....	iii
ABSTRACT .....	iv
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI .....	vi
DAFTAR GAMBAR .....	viii
DAFTAR TABEL .....	x
DAFTAR SIMBOL .....	xi
DAFTAR SINGKATAN .....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	2
1.4 Batasan Masalah .....	2
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....	4
2.1 Pendahuluan .....	4
2.2 Studi Terkait .....	5
2.3 Puskesmas Terapung .....	7
2.4 Sistem Domestik Kapal .....	8
2.5 Heat Waste Recovery .....	9
2.6 Ketentuan Air Panas pada Puskesmas Terapung dan Medis .....	10
2.7 Heat Exchanger (Penukar panas) .....	11
2.7.1 Shell and Tube Exchangers .....	12
2.7.2 Double-Pipe Heat Exchangers .....	19
2.7.3 Spiral Tube Heat Exchangers .....	20
2.7.4 Gasketed Plate Heat Exchangers .....	21
2.7.5 Welded and Other Plate Heat Exchangers .....	22
2.7.6 Spiral Plate Heat Exchangers .....	23
2.7.7 Lamella Heat Exchangers .....	24
2.8 Software Pemodelan Heat Exchanger .....	25
2.9 Perhitungan RPM dari %MCR dari Main Generator .....	26
2.10 Perhitungan Daya Main Generator pada Beban Tertentu .....	26
2.11 Mass Flow Rate dari Gas Buang .....	27
2.12 Mass Flow Rate dari Bahan Bakar .....	27
2.13 Mass Flow Rate dari Udara Masuk .....	27
2.14 Heat Balance .....	27
2.15 Heat Transfer .....	28
2.15.1 LMTD (Logarithmic Mean Overall Temperature Difference) .....	28
2.15.2 Overall Heat Transfer Coefficient (U) .....	31
2.15.3 Heat Transfer Area .....	32
2.16 Perhitungan dari Performa Heat Exchanger .....	32
2.16.1 Flow Area .....	32
2.16.2 Mass Velocity .....	33
2.16.3 Reynold Number .....	33
2.16.4 Heat Transfer Factor (jH) .....	33
2.16.5 Koefisien Heat Transfer .....	34
2.16.6 Koefisien Perpindahan Panas Heat Exchanger Kondisi Bersih .....	35
2.16.7 Desain Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan .....	35

2.16.8 Dirt/Fouling Factor .....	35
2.16.9 Pressure Drop .....	35
<b>BAB 3 METODOLOGI.....</b>	<b>37</b>
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	37
3.2 Identifikasi Masalah.....	39
3.3 Studi Literatur.....	39
3.4 Pengumpulan Data.....	39
3.4.1 Spesifikasi Puskesmas Terapung 65 GT .....	39
3.5 Studi Empiris .....	40
3.6 Desain Heat Exchanger.....	40
3.7 Analisis dan Pembahasan.....	40
3.8 Kesimpulan dan Saran .....	40
<b>BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>41</b>
4.1 Desain Storage Calorifier.....	41
4.2 Analisis Data.....	42
4.2.1 Mass Flow Rate dari Udara Masuk .....	42
4.2.2 Perhitungan Jumlah Air Bersih .....	42
4.2.3 Perhitungan Massa Air Hangat.....	43
4.2.4 Perhitungan Mass Flow Rate Air Hangat.....	43
4.2.5 Perhitungan Jumlah Kalor untuk Sistem .....	44
4.2.6 Desain Storage Calorifier .....	44
4.2.7 Desain Heat Exchanger dengan Software Pemodelan Heat Exchan	59
<b>BAB 5 KESIMPULAN.....</b>	<b>62</b>
5.1 Gambaran Umum Penelitian.....	62
5.2 Kesimpulan .....	62
5.3 Saran .....	63
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>64</b>
<b>LAMPIRAN 1 .....</b>	<b>66</b>
<b>LAMPIRAN 2.....</b>	<b>67</b>
<b>LAMPIRAN 3.....</b>	<b>70</b>
<b>LAMPIRAN 4.....</b>	<b>88</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>96</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Shell and Tube Heat Exchanger.....	4
Gambar 2. 2 Puskesmas Terapung 65 GT.....	8
Gambar 2. 3 Sistem Domestik Kapal.....	8
Gambar 2. 4 Heat Waste Recovery.....	9
Gambar 2. 5 Klasifikasi Heat Exchanger Sesuai pada Aplikasinya .....	12
Gambar 2. 6 (a) Shell and tube exchanger (BEM) dengan 1 shell pass dan 1 tube pass; (b) shell and tube exchanger (BEU) dengan 1 shell pass and 2 tube passes.....	13
Gambar 2.7 Tipe dari stationary head, shell (omitted for bundles only), and rear head.....	14
Gambar 2. 8 Beberapa geometri tabung yang disempurnakan yang digunakan dalam penukar shell and tube: (a) tabung evaporator yang ditingkatkan secara internal dan eksternal; (b) tabung kondensor yang ditingkatkan secara internal dan eksternal .....	15
Gambar 2. 9 Konfigurasi tabung tambahan yang digunakan pada shell and tube .....	16
Gambar 2. 10 (a) empat rod baffles dipegang oleh skid bar (tidak ada tabung yang ditampilkan); (b) tube pada a rod baffle penukar didukung oleh empat rods; (c) tata letak persegi tube dengan rods; (d) triangular layout dari tubes dengan rods .....	17
Gambar 2. 11 Tipe plate baffle , modifikasi dari Mueller (1973).....	18
Gambar 2. 12 Rincian sambungan bebas kebocoran antara tube dan tube hole tubesheet: (a) sebelum ekspansi tabung; (b) setelah ekspansi tabung. ....	19
Gambar 2. 13 Double-pipe heat exchanger.....	19
Gambar 2. 14 Spiral Tube Heat Exchanger .....	20
Gambar 2. 15 Gasketed Plate Heat Exchangers.....	21
Gambar 2. 16 Pelat yang menunjukkan gasket di sekitar port.....	22
Gambar 2. 17 Pola Plate : (a) washboard; (b) zigzag; (c) chevron or herringbone; (d) protrusions and depressions; (e) washboard with secondary corrugations; ( f ) oblique washboard .....	22
Gambar 2. 18 Section of a welded plate heat exchanger .....	23
Gambar 2. 19 Spiral plate heat exchanger .....	24
Gambar 2. 20 (a) Lamella heat exchanger; (b) cross section of a lamella heat exchanger; (c) lamellas. (Courtesy of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.) .....	25
Gambar 2. 21 Software Pemodelan Heat Exchanger.....	26
Gambar 2. 22 Parallel-Flow Heat Exchanger .....	29
Gambar 2. 23 Counter-Flow Heat Exchangers .....	29
Gambar 2. 24 Satu-Shell Pass dan Kelipatan Dua Tube Passes .....	30
Gambar 2. 25 Dua Shell Passes dan Kelipatan Empat Tube Passes.....	30
Gambar 2. 26 Single Pass Aliran Silang Dengan Satu Fluida Campuran Dan Yang Tidak Tercampur	31
Gambar 2. 27 Single Pass Aliran Silang Dengan Kedua Cairan Tidak Tercampur.....	31
Gambar 2. 28 Faktor Perpindahan Panas Sisi Tube.....	34
Gambar 2. 29 Faktor Perpindahan Panas Sisi Shell.....	34
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian .....	38
Gambar 4. 1 Perencanaan Desain Heat Exchanger .....	41
Gambar 4. 2 Perencanaan Tube Layout.....	41
Gambar 4. 3 Perencanaan Baffle Cutting.....	42
Gambar 4. 4 Karakteristik dari Tube .....	44
Gambar 4. 5 LMTD Correction Factor (Ft) .....	47
Gambar 4. 6 Viskositas dari Liquids.....	49
Gambar 4. 7 Nilai Konduktivitas Termal dari Air .....	50
Gambar 4. 8 Specific Heat dari Air.....	51
Gambar 4. 9 Heat Transfer Factor Air .....	52
Gambar 4. 10 Karakteristik dari Tube .....	52
Gambar 4. 11 Nilai Viskositas Gas .....	53
Gambar 4. 12 Nilai Konduktivitas Termal dari Gas .....	54
Gambar 4. 13 Specific Heat dari Gas.....	55

Gambar 4. 14 Heat Transfer Factor Gas .....	55
Gambar 4. 15 Faktor Gesekan Sisi Shell .....	57
Gambar 4. 16 Specific Gravities dari Air .....	57
Gambar 4. 17 Tube Side Return Pressure Loss .....	58
Gambar 4. 18 Input Summary Software Pemodelan Heat Exchanger.....	59
Gambar 4. 19 Output Summary .....	60
Gambar 4. 20 Tube Layout .....	60
Gambar 4. 21 Desain Heat Exchanger .....	61

## DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Spesifikasi Puskesmas Terapung 65 GT.....	39
Tabel 3. 2 Spesifikasi data auxiliary engine.....	39
Tabel 4. 1 Laju Aliran Massa Gas Buang .....	42
Tabel 4. 2 Kebutuhan Air untuk Hygiene dan Sanitasi untuk RS kelas C dan D.....	43
Tabel 4. 3 Massa Jenis Air Hangat Pada 38°C .....	43
Tabel 4. 4 Data Storage Calorifier .....	44
Tabel 4. 5 Interpolasi Nilai K.....	50
Tabel 4. 6 Perbandingan Nilai Kalkulasi .....	61

## DAFTAR SIMBOL

$Q$	: Heat loss
$\dot{m}$	: Mass flow rate exhaust gas
$C_p$	: Specific heat gas buang
$\Delta T$	: Perbedaan temperature
$m_E$	: Mass flow rate dari gas buang
$m_f$	: Mass flow rate dari udara
$m_a$	: Mass flow rate dari bahan bakar
$s.f.c$	: Specific Fuel Consumption
$m_a$	: Mass flow rate of air
$\eta_v$	: Efisiensi
$\rho_a$	: Densitas udara pada kondisi atmosfir
$n$	: Engine speed
$V_s$	: Displaced Volume
$U$	: Koefisien perpindahan panas keseluruhan
$A_s$	: Luas perpindahan panas sesuai dengan definisi $U$
$A$	: Area heat transfer
$M_f$	: Mass flow rate
$C_f$	: koefisien dari flow rate
$T_1$	: Temperatur inlet
$T_2$	: Temperatur outlet
$F_T$	: Correction factor
$A_s$	: Luas aliran shell
$D$	: Diameter dalam shell
$C'$	: Jarak antar tube
$B$	: Jarak antar pelat penyekat
$P_t$	: Jarak antar sumbu tube
$A_t$	: Luas aliran tube
$N_t$	: Jumlah tube
$n$	: Jumlah pass
$G_s$	: Kecepatan massa pada sisi shell
$W_s$	: Kecepatan massa fluida pada sisi shell
$A_s$	: Luas aliran pada shell
$G_t$	: Kecepatan massa pada sisi tube
$W_t$	: Kecepatan massa fluida pada sisi tube
$A_a$	: Luas aliran tabung
$Re_s$	: Bilangan Reynolds di sisi shell
$G_s$	: Kecepatan massa pada sisi shell
$De$	: Diameter ekuivalen
$\mu$	: Viskositas aliran fluida
$Re_t$	: Bilangan Reynolds di sisi tube
$G_t$	: Kecepatan massa pada sisi tube
$D$	: Diameter equivalent
$Ho$	: Koefisien perpindahan panas pada shell samping
$J_h$	: Faktor perpindahan panas pada shell samping
$De$	: Diameter equivalent
$K$	: Konduktivitas cairan di dalam shell

$\mu$	: Viskositas aliran fluida
$C_p$	: Specific heat fluid inside the shell
$U_c$	: Clean Over-all heat transfer Coefficient
$U_d$	: Over-all heat transfer Coefficient
$m_w$	: massa air
$v$	: volume kebutuhan air
$\rho$	: massa jenis air
$\Delta T_H$	: Perbedaan teperatur suhu air hangat
$\Delta T_w$	: Perbedaan teperatur suhu air normal (teopis)
$D_o$	: Outside diameter tube
$D_i$	: Inside diameter tube
$L_t$	: Panjang tube
$R_d$	: Dirt Factor
$f$	: factor gesekan pada sisi shell dan tube
$\Delta P_t$	: Total pressure drop pada tube
$\Delta P_s$	: Total pressure drop pada shell
$\Delta P_r$	: Return losses
$T_{c\ in}$	: Temperature masuk fluida dingin
$T_{c\ out}$	: Temperature keluar fluida dingin
$T_{h\ in}$	: Temperature masuk fluida panas
$T_{h\ out}$	: Temperature keluar fluida panas
$\Delta T_{lm}$	: Perbedaan suhu rata-rata yang sesuai untuk digunakan di dalam alat penukar panas
$\Delta T_{lm,CF}$	: Perbedaan suhu rata-rata log untuk kasus penukar panas aliran berlawanan dengan suhu masuk dan keluar yang sama

## DAFTAR SINGKATAN

ABK	: Anak Buah Kapal
AE	: Auxiliary Engine
APK	: Alat Penukar Kalor
ASME	: American Society of Mechanical Engineers
BWG	: Brimingham Wire Gauge
DEPKES-RI	: Departemen Kesehatan Republik Indonesia
FW	: Fresh Water
GT	: Gross Tonnage
HTRI	: Heat Transfer Research Inc.
LMTD	: Log Mean Temperature Difference
MCR	: Maximum Continuous Rating
MENKES	: Menteri Kesehatan
MLC	: Maritime Labour Convention
NPTEL	: National Programme on Technology Enhanced Learning
PHE	: Plate Heat Exchanger
Puskesmas	: Pusat Kesehatan Masyarakat
STHE	: Shell and Tube Heat Exchanger
TEMA	: Tubular Exchanger Manufacturers Association
UKM	: Unit Kesehatan Masyarakat
WPHE	: Welded and Other Plate Heat Exchangers

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Berdasarkan UUD 1945 Pasal 28 H dan UU No. 36 Tahun 2009 mengenai kesehatan, dinyatakan bahwa setiap warga negara Indonesia berhak untuk memperoleh pelayanan kesehatan yang aman, bermutu, dan terjangkau. Negara Indonesia yang wilayahnya cukup luas dan terdiri dari banyak pulau cenderung terjadi ketidak seimbangan pembangunan dibidang pelayanan kesehatan. Ketersediaan rumah sakit masih terbatas di daerah perkotaan dan juga puskesmas yang diharapkan mampu menjangkau daerah terpencil dengan harga terjangkau seringkali terbentur oleh keterbatasan tenaga medis dan kendala geografis. Maka dari itu, untuk melayani kesehatan di daerah pesisir dan pulau-pulau terpencil dapat digunakan puskesmas terapung yang memiliki peranan strategis dan dapat menjadi pilihan utama.

Konsep puskesmas terapung adalah perpaduan konsep antara puskesmas dan perancangan kapal, dimana kapal dapat didefinisikan sebagai suatu alat apung yang berdingding tipis dan diberi tenaga penggerak agar dapat melakukan fungsinya di perairan. Sedangkan puskesmas didefinisikan sebagai suatu kesatuan organisasi kesehatan fungsional yang merupakan pusat pengembangan kesehatan masyarakat yang membina peran serta masyarakat dan memberikan pelayanan secara menyeluruh dan terpadu (terintegrasi) kepada masyarakat. Wilayah kerja puskesmas adalah satu kecamatan atau sebagian kecamatan yang penetapannya memperhatikan penyebaran penduduk, keadaan geografis serta kondisi sosial ekonomi masyarakat. Sehingga konsep puskesmas terapung adalah suatu sistem pelayanan kesehatan masyarakat di wilayah pesisir pantai yang dapat bergerak atau berpindah-pindah dari satu pos pelayanan satu ke pos pelayanan lainnya melalui laut dengan fungsi utama menyediakan perangkat medis dan non-medis, mengangkut petugas medis, menyediakan obat-obatan, dan melayani administrasi kesehatan dan jasa pelayanan kesehatan baik reguler maupun yang bersifat darurat (Talahatu, 2006).

Mengacu pada Marine Labour Convention regulasi A3.1 mengenai akomodasi dan fasilitas rekreasi, untuk sistem sanitari atau sistem domestik pada semua jenis kapal termasuk puskesmas terapung harus dilengkapi dengan air bersih yang mengalir panas dan dingin serta memenuhi standar kesehatan, kebersihan minimum, dan standar kenyamanan yang wajar.

Untuk menghasilkan air panas pada sistem sanitari atau sistem domestik di atas kapal bisa menggunakan alat penukar kalor (heat exchanger). Menurut Dean A Barlet (1996) bahwa alat penukar kalor (heat exchanger) memiliki tujuan untuk mengontrol suatu sistem (temperatur) dengan menambahkan atau menghilangkan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya (Bizzy & Setiadi, 2013).

Salah satu tipe dari alat penukar panas yang paling banyak digunakan adalah Shell and Tube Heat Exchanger. Alat ini terdiri dari sebuah shell silindris di bagian luar dan sejumlah tube di bagian dalam, di mana temperatur fluida di dalam tube berbeda dengan di luar tube (di dalam shell) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam tube dan di luar tube (Bizzy & Setiadi, 2013).

Tipe shell and tube memiliki banyak keunggulan, diantaranya pemilihan bahan atau material yang dapat divariasikan, perawatan yang relatif lebih mudah seperti mudah dibersihkan dan dibongkar pasang, thermal stress dapat ditekan, konstruksi sederhana dan kokoh, tidak membutuhkan tempat yang luas dan biaya yang digunakan relatif lebih murah

dibandingkan dengan heat exchanger jenis lainnya (Atikayanti et al., n.d.). Shell and tube dirancang khusus untuk hampir semua kapasitas dan kondisi operasi, seperti dari vakum tinggi hingga tekanan ultrahigh lebih dari 100 MPa (15.000 psig), dari kriogenik hingga suhu tinggi sekitar 1100°C (2000°F), dan perbedaan suhu dan tekanan apa pun antara cairan, hanya dibatasi oleh bahan konstruksi. Dapat dirancang untuk kondisi operasi khusus: getaran, pengotoran berat, cairan yang sangat kental, erosi, korosi, toksisitas, radioaktivitas, campuran multikomponen, dan sebagainya. Shell and tube merupakan heat exchanger yang paling serbaguna, terbuat dari berbagai bahan logam dan nonlogam (seperti grafit, kaca, dan teflon) dan berkisar dalam ukuran dari kecil 0,1 m<sup>2</sup> (1ft<sup>2</sup>) hingga supergiant lebih dari 105 m<sup>2</sup> (106 ft<sup>2</sup>). Digunakan secara luas sebagai penukar panas proses di industri penyulingan minyak bumi dan kimia; sebagai generator uap, kondensor, pemanas air umpan boiler, dan pendingin oli di pembangkit listrik; sebagai kondensor dan evaporator dalam beberapa aplikasi AC dan pendinginan; dalam aplikasi pemulihan panas limbah dengan pemulihan panas dari cairan dan cairan kondensasi; dan dalam pengendalian lingkungan (Shah & Sekulic, 2003).

Sistem pemulihan panas limbah (Waste Heat Recovery) digunakan untuk memulihkan energi termal dari gas buang. Ada banyak sumber gas buang di kapal seperti mesin utama, mesin auxiliary, boiler, dan lain-lain. Sistem pemulihan panas limbah (Waste Heat Recovery) adalah salah satu metode penghematan energi terbaik untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Contoh saat berlayar, mesin diesel memiliki efisiensi sekitar 48-51% dan sisa energi input dilepaskan ke atmosfer melalui gas buang dan air jaket (MAN Diesel & Turbo, n.d.).

Maka dari kelebihan yang dimiliki oleh shell and tube heat exchanger dan banyaknya sumber gas buang di atas kapal agar tidak terbuang dengan percuma, maka peneliti menjadikan hal tersebut sebagai inovasi dalam penelitian ini, yang mana fluida pemanas dalam proses pertukaran panas pada heat exchanger tipe shell and tube ini menggunakan gas buang dari auxiliary engine Puskesmas Terapung 65 GT untuk memanaskan air bersih (fresh water) dalam menjaga higienitas sistem domestik.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Dalam melaksanakan tugas akhir ini, terdapat beberapa rumusan masalah agar penelitian dapat dilakukan secara terarah dan sesuai dengan latar belakang yaitu :

1. Bagaimana perencanaan heat exchanger tipe shell and tube pada sistem domestik dalam menunjang higienitas puskesmas terapung 65 GT dengan menggunakan software dan perhitungan manual ?

## **1.3 Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Untuk mendapatkan desain heat exchanger tipe shell and tube yang dibutuhkan pada sistem domestik dalam menunjang higienitas puskesmas terapung 65 GT dengan menggunakan software dan perhitungan manual.

## **1.4 Batasan Masalah**

Agar dapat dilakukan penelitian yang terarah, maka batasan masalah harus ditentukan diawal, diantaranya adalah :

1. Perancangan dan desain yang dibuat hanya pada keperluan sistem domestik untuk menunjang higienitas pada puskesmas terapung 65 GT.
2. Perancangan heat exchanger menggunakan tipe shell and tube.

3. Analisa yang dilakukan dibatasi pada sistem air bersih (air panas) untuk mandi dan cuci di puskesmas terapung 65 GT dengan suhu yang sesuai ketentuan.
4. Perencanaan menggunakan software pemodelan heat exchanger.
5. Penelitian tidak mencakup perhitungan dan analisa pada ekonomi alat.
6. Kondisi puskesmas terapung beroperasi di perairan Indonesia.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat yang didapat dari tugas akhir ini, yaitu :

1. Mengetahui besar kalor yang dihasilkan berdasarkan perencanaan dan desain heat exchanger pada sistem domestik puskesmas terapung 65 GT.
2. Mengetahui besar kalor yang dibutuhkan untuk menunjang higienitas pada sistem domestik puskesmas terapung 65 GT.
3. Mengetahui hasil simulasi dari perencanaan yang dilakukan menggunakan software pemodelan heat exchanger.

## BAB 2

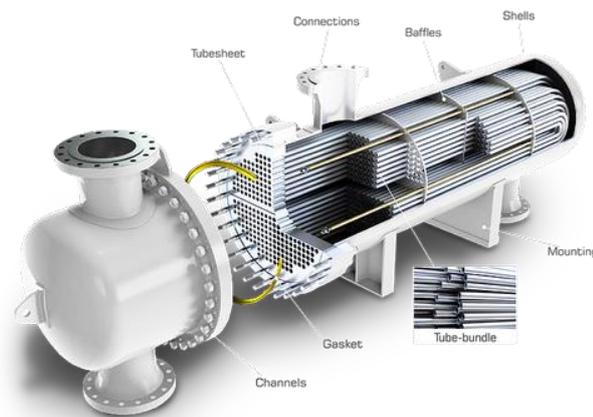
### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Pendahuluan

Gambaran umum dari puskesmas terapung ialah sistem pelayanan kesehatan masyarakat di daerah pesisir pantai yang mana pelayanan ini dapat bergerak ataupun berpindah dari satu pos pelayanan satu ke pos pelayanan lainnya menggunakan media laut, dengan fungsi utamanya tidak berbeda dengan puskesmas yang ada di daratan yaitu menyediakan perlengkapan medis dan non-medis, mengangkut petugas medis, menyediakan obat-obatan, melayani administrasi kesehatan, serta menjadi jasa pelayanan kesehatan baik reguler maupun ataupun yang bersifat darurat.

Untuk menjaga higienitas kebutuhan air bersih di puskesmas terapung maka digunakan inovasi kepada sistem domestiknya, yaitu dengan memanfaatkan gas buang (waste heat recovery) yang berasal dari auxiliary engine. Inovasi ini dilakukan untuk mengurangi penggunaan electric heater atau heater jenis lainnya di atas kapal.

Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang banyak dipakai adalah Shell and Tube Heat Exchanger (STHE) dapat dilihat pada Gambar 2. 1. Alat ini terdiri dari sebuah shell silindris di bagian luar dan sejumlah tube (tube bundle) di bagian dalam, dimana temperatur fluida di dalam tube bundle berbeda dengan di luar tube (di dalam shell) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam tube dan di luar tube. Adapun daerah yang berhubungan dengan bagian dalam tube disebut dengan tube side dan yang di luar dari tube disebut shell side (Ratnawati & Salim, 2018).



Gambar 2. 1 Shell and Tube Heat Exchanger  
Sumber: diakses dari indiamart.com

Pemilihan yang tepat suatu alat penukar kalor akan menghemat biaya operasional harian dan perawatan. Bila alat penukar kalor dalam keadaan baru, maka permukaan logam dari pipa-pipa pemanas masih dalam keadaan bersih setelah alat beroperasi beberapa lama maka terbentuklah lapisan kotoran (fouling) pada permukaan pipa tersebut. Tebal tipisnya lapisan kotoran tergantung dari fluidanya. Adanya lapisan tersebut akan mengurangi koefisien perpindahan panasnya. Dikarenakan terdapat endapan atau deposit pada permukaan pipa, maka

dibutuhkan luas perpindahan panas yang lebih agar koefisien perpindahan panas yang diinginkan dapat tercapai (dengan beban atau duty yang diberikan).

Pada shell & tube heat exchanger, fouling dapat terjadi baik pada bagian dalam (inner tube) maupun luar tube (outside tube) dan dapat terjadi pula pada bagian dalam shell. Fouling juga dapat menyebabkan pengurangan cross sectional area (luas penampang melintang), dan meningkatkan pressure drop, sehingga dibutuhkan energi ekstra untuk pemompaan. Hal ini berdampak terhadap turunnya efisiensi keseluruhan alat ini (Ratnawati & Salim, 2018). Maka dari itu penulis melakukan penelitian kepada heat exchanger sebagai materi untuk tugas akhir.

## 2.2 Studi Terkait

Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa hasil perancangan heat exchanger tipe shell and tube satu pass shell dan dua tube aliran berlawanan dengan spesifikasi panjang 1,83 m, shell diameter 0,405 m, bundle diameter 0,205 m, tube outside diameter 0,01905 m, tube inside diameter 0,01483 m, flow area per tube 0,00017 m memiliki efektivitas yang lebih besar yaitu 45,65% dibandingkan dengan heat exchanger tipe plat yang memiliki efektivitas 30,7%. Heat exchanger yang dirancang ini sudah memenuhi standar pressure drop yang diperlukan dan standar-standar spesifikasi perancangan heat exchanger shell and tube. Maka dapat disimpulkan desain heat exchanger kami layak dipakai (Atikayanti et al., 2018) .

Untuk memenuhi syarat faktor pengotoran (Rf) minimal pada industri kimia dibutuhkan diameter shell sebesar 438,15 mm dan diameter tube sebesar 19,05 mm. Kualitas APK yang dibuat dapat dilihat dari nilai efektivitas dan faktor pengotoran dari APK yang direncanakan. Nilai efektivitas perencanaan ini bernilai 79 % dan faktor pengotoran bernilai  $0,00141^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$ . Untuk kondisi fluida yang sama, terdapat perbedaan perhitungan antara komputersasi dan manual dalam melakukan perencanaan APK. Perbedaan ini dikarenakan ketelitian perhitungan program lebih akurat daripada perhitungan secara manual (Bizzy & Setiadi, 2013).

Berdasarkan hasil penelitian dan analisa hasil, didapatkan jumlah gas buang yang dibutuhkan untuk memanaskan air bersih sebanyak  $88,67 \text{ m}^3/\text{hari}$  hingga temperature konstan pada suhu  $150,8^{\circ}\text{F}$  adalah sebesar  $2,2335 \text{ kg/s}$  atau  $17726,49 \text{ lb/jam}$ . Agar dapat memenuhi kebutuhan air panas di kapal yang sebesar  $88045,113 \text{ kg/hari}$ . Dari perhitungan manual untuk heat transfer area pada perhitungan manual didapatkan sebesar  $1223,4 \text{ ft}^2$  dan untuk hasil perhitungan dari software tersebut adalah sebesar  $1142,6 \text{ ft}^2$ . Untuk jumlah tube dengan perhitungan manual adalah sebesar 293 dan dengan software didapatkan sebesar 253. Untuk LMTD pada perhitungan manual didapatkan  $73,038$  sementara untuk software didapatkan sebesar  $72,5$ . Persentase hasil perhitungan diatas antara hasil software dengan perhitungan manual didapatkan nilai berikut : untuk heat transfer area sebesar  $93.39\%$ , untuk jumlah tube sebesar  $86.35\%$ , untuk LMTD sebesar  $99,26\%$ . Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa perhitungan manual dan perhitungan aplikasi memiliki perbedaan hasil tetapi dapat memenuhi keseluruhan perhitungan desain (Dasaad, 2021).

Tujuan utama dari desain ini adalah untuk mengakomodasi ekspansi termal, untuk memberikan kemudahan pembersihan, atau untuk menyediakan konstruksi yang paling murah. Penelitian ini berfokus pada desain dan optimalisasi heat exchanger shell and tube menggunakan software HTRI dan mengacu pada Metode Kern dan Metode Bell-Delaware. Required over all heat transfer coefficient adalah  $600 \text{ W.}^{\circ}\text{C/m}^2$ . Kemudian dari hasil teoretis didapatkan length tube 4000 mm menghasilkan  $628 \text{ W.}^{\circ}\text{C/m}^2$ . Kemudian jika menggunakan panjang 4877 mm menghasilkan  $619 \text{ W.}^{\circ}\text{C/m}^2$ . Jika menggunakan panjang 5000 mm menghasilkan  $633 \text{ W.}^{\circ}\text{C/m}^2$ . Desain optimal heat exchanger shell and tube dipilih dengan panjang minimum dan heat transfer coefficient maksimum yang diperlukan. Kemudian

didapatkan hasil software yang dibandingkan dengan teoretis. Dari hasil software panjang tube = 4877 mm, heat transfer coefficient =  $553 \text{ W} \cdot \text{°C}/\text{m}^2$ . Sedangkan hasil teoretis panjang tube = 4877 mm, heat transfer coefficient =  $619 \text{ W} \cdot \text{°C}/\text{m}^2$ . Nilai perbandingan tersebut sebagai desain termal shell dan tube yang optimal untuk desain heat exchanger (Shaikh & Patel, 2015).

Shell and tube heat exchanger merupakan jenis alat penukar kalor yang banyak digunakan pada suatu proses industri. Shell and tube heat exchanger menawarkan area penukaran panas yang besar dan menyediakan nilai efisiensi perpindahan panas yang tinggi. Fluida dingin masuk heat exchanger (E-01) pada temperatur 303,15 K dan pada tekanan 1 atm. Sedangkan fluida dingin keluar pada temperatur 453,15 K. Fluida panas masuk heat exchanger (E-01) pada temperatur 489,58 K dan pada tekanan 1 atm. Sedangkan fluida panas keluar pada temperatur 424,60 K. Heat exchanger menggunakan bahan *Carbon Steel SA 283 grade C* karena memiliki harga yang relatif murah, tahan terhadap bahan dengan sifat korosi dan tahan terhadap tekanan tinggi. Jumlah tube, panjang tube, diameter luar tube, tebal tube, dan luas area perpindahan panas masing-masing adalah 204 buah, 0,4064 meter, 0,01905 meter, 18 dan 0,1963  $\text{lin}/\text{ft}^2$ . Nilai *fouling factor* (Rd) desain adalah  $0,00205 \text{ ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{F}/\text{Btu}$ . Nilai Rd desain lebih besar daripada *fouling factor* (Rd) aktual yaitu  $0,00200 \text{ ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot \text{F}/\text{Btu}$  disebabkan karena semakin banyak beban panas yang dapat dilepaskan Q (kalor) maka nilai Rd akan semakin tinggi (Maulana, 2019).

Literatur survey mengulas bahwa gas buang dari mesin diesel memiliki potensi panas yang dapat dimanfaatkan kembali. Dalam makalah ini telah dilakukan upaya pemanfaatan kembali energi panas buangan gas buang mesin diesel dengan menempatkan alat penukar panas yang dirancang khusus di dekat saluran masuk dan keluar mesin sehingga energi dari knalpot dapat digunakan untuk pemanasan awal udara yang dialirkan ke mesin. Penukar panas tipe shell and tube counter flow sederhana dirancang dan dibuat berdasarkan output yang diperoleh dari desain awal. Percobaan dilakukan dengan dan tanpa penukar panas pada mesin diesel vertikal, silinder tunggal, 5 HP, start dingin, berpendingin air, empat langkah yang bekerja pada minyak diesel kecepatan tinggi. Mesin diesel dengan penggabungan penukar panas menunjukkan peningkatan kinerja mesin dan juga menunjukkan penurunan tingkat asap. Penukar panas tipe shell and tube counter flow sederhana dirancang dan dibuat berdasarkan output yang diperoleh dari desain awal. Percobaan dilakukan dengan dan tanpa penukar panas pada mesin diesel vertikal, silinder tunggal, 5 HP, start dingin, berpendingin air, empat langkah yang bekerja pada minyak diesel kecepatan tinggi. Heat exchanger yang dirancang untuk tujuan memulihkan limbah panas dari gas buang dan untuk memanaskan udara masuk hingga  $150 \text{ °C}$  pada beban penuh dengan menggunakan panas ini bekerja dengan memuaskan. Pemanas udara masuk meningkatkan kinerja mesin diesel stasioner dan menurunkan tingkat emisi. Efektivitas penukar panas ditemukan 0,615 pada kondisi beban penuh (Thakar et al., 2018).

Desain ini merupakan perhitungan dimensi penukar panas shell dan tube menggunakan perhitungan analitik yang akan dibandingkan dengan hasil simulasi menggunakan Heat Transfer Research Inc. Perhitungan dimensi Shell and Tube Heat Exchanger (STHE) bertujuan untuk mengetahui kualitas heat exchanger berdasarkan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dan penurunan tekanan yang akan terjadi. Penukar panas yang dirancang adalah penukar panas tipe shell and tube 1 pass shell dan 1 pass tube. Jenis aliran fluida adalah contra flow ke fluida panas berupa air limbah dan variabelnya dalam fluida dingin yaitu air dingin dan isopropanol dengan laju aliran yang beragam. Dari pengolahan data, fluida dingin yang paling ideal adalah air dingin dengan laju aliran  $1.661 \text{ kg}/\text{s}$  karena pada laju aliran yang sama jika dibandingkan dengan isopropanol, air dingin memiliki luas perpindahan panas yang lebih sedikit namun memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi. Peningkatan laju aliran fluida dingin pada tabung berbanding lurus dengan peningkatan dari LMTD, diameter shell minimum, nomor Reynolds pada tabung, koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan.

Namun, peningkatan laju aliran fluida dingin berbanding terbalik sejauh perpindahan panas dan jumlah tabung yang dibutuhkan, koefisien kinerja dan efisiensi (Permatasari & Cahya, 2020).

### 2.3 Puskesmas Terapung

Pusat kesehatan masyarakat, disingkat puskesmas adalah organisasi fungsional yang menyelenggarakan upaya kesehatan yang bersifat menyeluruh, terpadu, merata, dapat diterima dan terjangkau oleh masyarakat, dengan peran aktif masyarakat dan menggunakan hasil pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi tepat guna, dengan biaya yang dapat dipikul oleh pemerintah dan masyarakat. Upaya kesehatan tersebut diselenggarakan dengan menitik beratkan kepada pelayanan untuk masyarakat luas guna mencapai derajat kesehatan yang optimal, tanpa mengabaikan mutu pelayanan kepada perorangan. Puskesmas menurut pedoman kerja DEPKES-RI adalah suatu kesatuan organisasi kesehatan fungsional yang merupakan pusat pengembangan kesehatan masyarakat yang juga membina peran serta masyarakat disamping memberikan pelayanan secara menyeluruh dan terpadu kepada masyarakat di wilayah kerjanya dalam bentuk kegiatan pokok (Khoiruddin, 2017).

Gambaran umum dari puskesmas terapung ialah sistem pelayanan kesehatan masyarakat di daerah pesisir pantai yang mana pelayanan ini dapat bergerak ataupun berpindah dari satu pos pelayanan satu ke pos pelayanan lainnya menggunakan media laut, dengan fungsi utamanya tidak berbeda dengan puskesmas yang ada di daratan yaitu menyediakan perlengkapan medis dan non-medis, sarana transportasi petugas medis maupun pasien, menyediakan obat-obatan, melayani administrasi kesehatan, serta menjadi jasa pelayanan kesehatan baik reguler maupun ataupun yang bersifat darurat. Gambar Puskesmas Terapung dapat dilihat pada Gambar 2. 2 Puskesmas Terapung 65 GT.

Program kesehatan dasar adalah program minimal yang harus dilaksanakan oleh setiap puskesmas, yaitu;

- a. Promosi Kesehatan
- b. Kesehatan lingkungan
- c. Kesehatan ibu dan anak, termasuk keluarga berencana
- d. Perbaikan gizi
- e. Pemberantasan penyakit menular

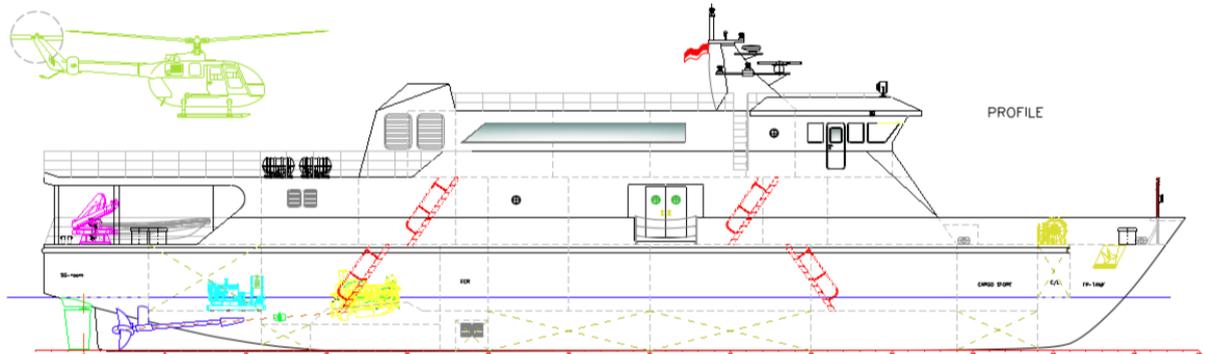
Selain enam program kesehatan dasar tersebut, tiap puskesmas diperkenankan untuk mengembangkan program lain sesuai dengan situasi, kondisi, masalah dan kemampuan puskesmas setempat. Program di luar enam program kesehatan dasar tersebut disebut sebagai program kesehatan pengembangan. Atas dasar program kesehatan pengembangan ini, puskesmas bisa memiliki kekhususan sesuai dengan program yang dikembangkan. Beberapa contoh puskesmas dengan kekhususan tertentu antara lain (Khoiruddin, 2017):

- a. Puskesmas perkotaan, melakukan paket pelayanan kesehatan yang sesuai dengan masyarakat perkotaan.
- b. Puskesmas daerah wisata, melakukan paket pelayanan kesehatan yang sesuai dengan kebutuhan wisatawan, baik domestik maupun mancanegara.
- c. Puskesmas daerah industri, melakukan pengembangan program kesehatan kerja yang sesuai dengan kebutuhan industri.
- d. Puskesmas daerah terpencil, mengembangkan paket pelayanan yang sesuai dengan kebutuhan masyarakat yang tinggal didaerah terpencil.

Kemudian Puskesmas Terapung memiliki tiga peran utama yaitu meningkatkan jangkauan pelayanan pengobatan dasar di wilayah kerja, melaksanakan fungsi rujukan penderita, melaksanakan kegiatan UKM (unit kesehatan masyarakat) luar gedung seperti:

- a. Posyandu

- b. Sweeping, imunisasi, kesehatan ibu dan anak
- c. UKS (Usaha Kesehatan Sekolah)
- d. Surveillance penyakit



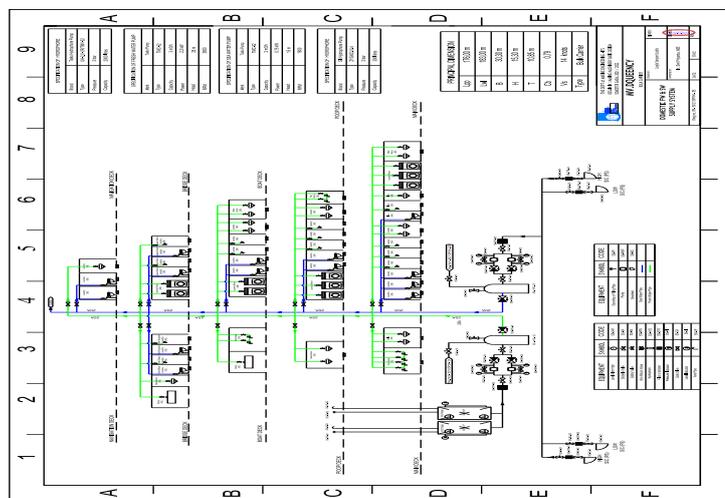
Gambar 2. 2 Puskesmas Terapung 65 GT

Sumber : Dokumen pribadi (diambil dari general arrangement Puskesmas Terapung 65 GT)

## 2.4 Sistem Domestik Kapal

Sistem domestik adalah sistem yang bertujuan untuk melayani kebutuhan air tawar dan air laut bagi penumpang kapal selama pelayaran. Sistem domestik digunakan di beberapa kamar untuk kamar mandi, tempat cuci, dapur (Fitri et al., 2019). Sistem domestik dapat dilihat pada Gambar 2. 3 Sistem Domestik Kapal Dalam sistem domestik dibagi menjadi 2 sistem, yaitu sistem air tawar, dan sistem air laut, dimana komponen sistem adalah sebagai berikut:

1. Sea chest adalah tempat masuknya air laut untuk kebutuhan sistem pasokan air laut di kapal.
2. Pompa air laut berfungsi untuk memindahkan air laut dari peti laut ke hidrofor.
3. Air laut hidrofor adalah tempat untuk menyimpan air laut sebelum didistribusikan untuk keperluan domestik di kapal.
4. Tangki air tawar adalah tempat untuk menyimpan air tawar di kapal.
5. Air tawar memompa alat yang digunakan untuk memindahkan air tawar dari tangki air tawar ke hidrofor.
6. Air tawar hidrofor adalah tempat untuk menyimpan air tawar sebelum didistribusikan untuk kebutuhan sistem domestik.



Gambar 2. 3 Sistem Domestik Kapal

Sumber : Dokumen Probadi (diambil dari tugas desain machinery)

## 2.5 Heat Waste Recovery

Pemulihan panas limbah adalah salah satu contoh penghematan energi yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Pada mesin diesel, ada 3 sumber panas utama yang dapat dimanfaatkan, termasuk panas knalpot yang dihasilkan dari air jaket, gas buang, dan juga dari air pendingin (Fitri et al., 2019). Faktor-faktor yang mempengaruhi Pemulihan Panas Limbah sebagai berikut:

1. Kuantitas Panas

Kuantitas panas adalah jumlah energi panas yang terkandung dalam limbah panas.

2. Limbah Suhu Panas

Suhu panas limbah adalah faktor yang menentukan apakah suhu panas knalpot dapat digunakan.

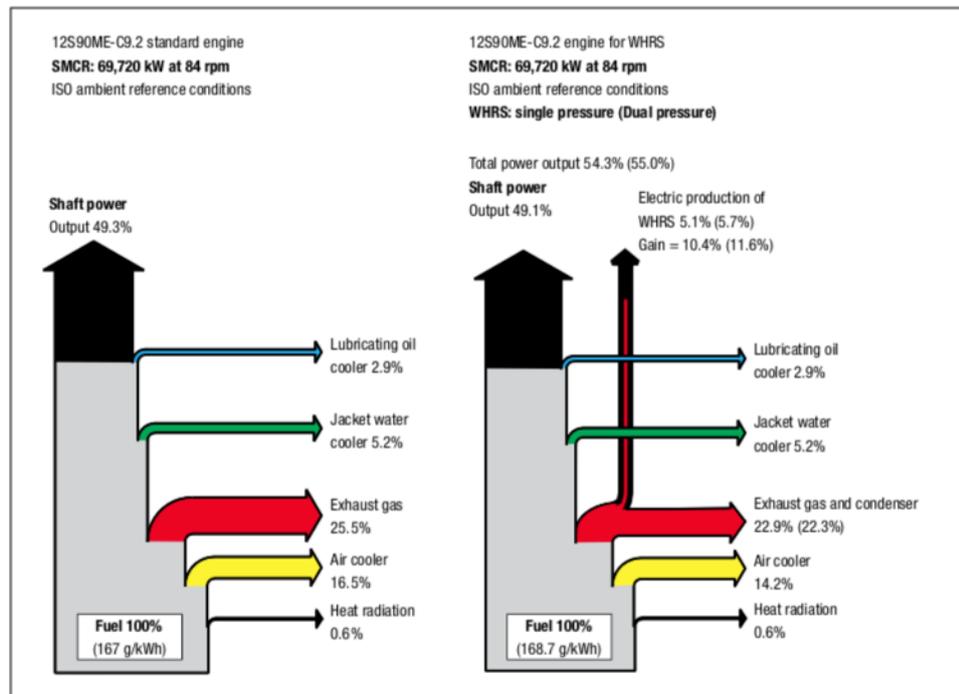
3. Komposisi Aliran Limbah

Komposisi aliran limbah adalah kandungan kimia yang ditemukan dalam limbah panas, yang dapat mempengaruhi bahan dan proses pemulihan.

4. Batas suhu minimum yang diizinkan.

Sistem pemulihan panas limbah memulihkan energi termal dari gas buang. Ada banyak sumber gas buang di kapal seperti mesin utama, mesin auliary, boiler, dan lain-lain. Sistem pemulihan panas limbah adalah salah satu metode penghematan energi terbaik untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Contoh saat berlayar, mesin diesel memiliki efisiensi sekitar 48-51% dan sisa energi input dilepaskan ke atmosfer melalui gas buang dan air jaket (MAN Diesel & Turbo, n.d.).

Pada mesin diesel terdapat banyak sumber panas yang potensial untuk dimanfaatkan, dapat dilihat pada Gambar 2. 4 seperti shaft power, lubricating oil, jacket water, exhaust gas and condenser, air cooler, heat radiation (MAN Diesel & Turbo, n.d.). Semua limbah sumber panas yang potensial untuk dimanfaatkan kembali untuk menghasilkan energi, misalnya digunakan sebagai penggerak generator, menghasilkan listrik dan untuk keperluan pemanasan.



Gambar 2. 4 Heat Waste Recovery  
Sumber : (MAN Diesel & Turbo, n.d.)

Besarnya panas buangan yang tersedia pada gas buang ditentukan oleh temperatur dan laju aliran massa dari gas buang tersebut, sesuai dengan persamaan:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (2.1)$$

Dimana:

- Q = Heat loss (kJ/min)
- m = Mass flow rate exhaust gas (kg/min)
- C<sub>p</sub> = Specific heat gas buang (kJ/kg K)
- ΔT = Perbedaan temperature (K)

## 2.6 Ketentuan Air Panas pada Puskesmas Terapung dan Medis

Kebutuhan air panas dan air hangat adalah salah satu fasilitas yang wajib disediakan untuk ABK dan juga penumpang dari sebuah kapal (Maritime Labour Convention, 2006). Hal ini diatur sebagai berikut :

- i. Standard A 3.1 poin 11F, “air tawar panas dan dingin yang mengalir harus tersedia di semua tempat pencucian.”
- ii. Standard B 3.1.3 poin 1 tentang Heating, “Sistem pemanas akomodasi pelaut harus beroperasi setiap saat ketika pelaut tinggal atau bekerja di kapal dan kondisi mengharuskan penggunaannya.”
- iii. Standard B 3.1.3 poin 2 tentang Heating, “Di semua kapal yang memerlukan sistem pemanas, pemanasan harus dilakukan dengan air panas, udara hangat, listrik, uap atau sejenisnya. Namun, di dalam area akomodasi, steam tidak boleh digunakan sebagai media transmisi panas. Sistem pemanas harus mampu menjaga suhu di akomodasi pelaut pada tingkat yang memuaskan dalam kondisi cuaca dan iklim normal yang kemungkinan besar akan dipenuhi dalam perdagangan di mana kapal tersebut terlibat. Otoritas yang kompeten harus menentukan standar yang akan diberikan”
- iv. Standard B 3.1.9 poin 1B tentang other facilities, “dilengkapi dengan loker pakaian individu serta dengan bak atau pancuran atau keduanya dan wastafel dengan air tawar panas dan dingin mengalir.”

Untuk ketentuan mengenai suhu yang akan digunakan pada sistem sanitari juga telah ditentukan berdasarkan peraturan sebagai penunjang dari pemenuhan aturan diatas yang telah disebutkan (Maritime Labour Convention, 2006). Antara lain sebagai berikut pada poin 18 Sanitari Accomodation :

- i. Poin 18.6, air tawar panas dan dingin yang mengalir harus tersedia di semua tempat pencucian.
- ii. Poin 18.7, air panas harus pada suhu konstan sekurang-kurangnya 66°C dan harus dipanaskan dengan kalor yang dikendalikan secara termostatis dengan kapasitas yang memadai atau dengan cara yang sama aman dan efisien.
- iii. Poin 18.8, setiap pancuran harus dilengkapi dengan katup pencampur anti panas yang harus diatur sedemikian rupa sehingga suhu air pancuran dapat diubah oleh orang yang menggunakannya ke suhu berapa pun antara suhu lingkungan dan suhu setidaknya:
  - a. Dalam hal katup pencampur yang dikontrol secara termostatis, 38°C tetapi tidak lebih dari 43°C; atau
  - b. Untuk katup pencampur lainnya, 35°C tetapi tidak lebih dari 40°C

Sedangkan untuk kegiatan medis juga diatur mengenai suhu yang telah ditentukan untuk mencegah kontaminasi dan menjaga higienitas. Hal ini dilakukan sebagai upaya upaya mengurangi dan atau menghilangkan kontaminasi oleh mikroorganisme pada orang, peralatan,

bahan, dan ruang melalui disinfeksi dan sterilisasi dengan cara fisik dan kimiawi (Menteri Kesehatan Republik Indonesia, 2004). Hal ini dilakukan dengan persyaratan sebagai berikut :

- i. Suhu air panas untuk pencucian 70°C dalam waktu 25 menit atau 95°C dalam waktu 10 menit.
- ii. Suhu pada disinfeksi secara fisik dengan air panas untuk peralatan sanitasi 80°C dalam waktu 45-60 detik, sedangkan untuk peralatan memasak 80°C dalam waktu 1 menit.
- iii. Sterilisasi peralatan yang berkaitan dengan perawatan pasien secara fisik dengan pemanasan pada suhu  $\pm 121$  °C selama 30 menit atau pada suhu 134°C selama 13 menit dan harus mengacu pada petunjuk penggunaan alat sterilisasi yang digunakan.

## 2.7 Heat Exchanger (Penukar panas)

Penukar panas atau dalam industri kimia populer dengan istilah heat exchanger (HE) adalah alat yang digunakan untuk mentransfer panas dari suatu media ke media yang lain yang mempunyai perbedaan temperature. Alat ini dapat dijumpai di industri seperti Boiler, kondenser, cooling tower, dll. Pada alat rumah tangga seperti Air Conditioner (AC), lemari es, dan pada transportasi yang digunakan untuk mendinginkan mesin yang disebut dengan radiator. Jenis umum dari penukar panas biasanya digunakan dalam kondisi tekanan relatif tinggi yang terjadi dari sebuah selongsongan yang di dalamnya di susun suatu analus dengan rangkaian tertentu (Bastanta, 2012). Klasifikasi umum heat exchanger ditunjukkan pada Gambar 2. 5.

Biasanya media pemanas yang dipakai adalah uap panas (super-heated steam) dan air biasa sebagai air pendingin (cooling water). Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung dan tidak langsung (Bastanta, 2012).

### 1. Alat penukar kalor kontak langsung

Pada alat ini fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin dalam suatu bejana atau ruangan.

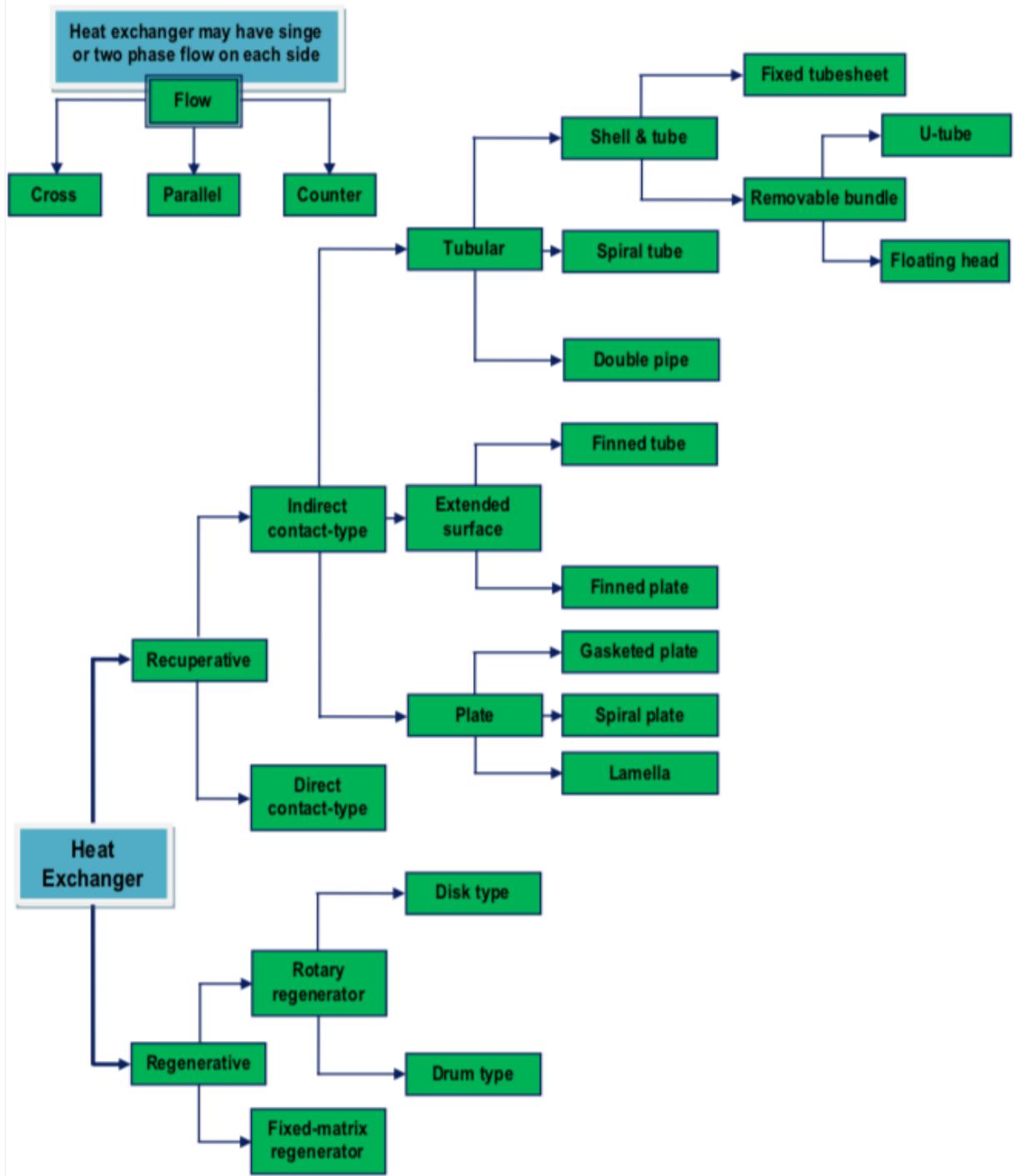
### 2. Alat penukar kalor kontak tak langsung

Pada alat ini fluida panas tidak berhubungan langsung dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panasnya itu mempunyai media perantara.

Pemilihan heat exchanger tergantung pada banyak faktor termasuk modal dan biaya operasi, pengotoran, kecenderungan korosi, penurunan tekanan, rentang suhu, dan masalah keselamatan (toleransi terhadap kebocoran). Dalam perhitungan proses, tujuan utama perhitungan penukar panas adalah untuk menentukan heat duty (jumlah energi yang akan ditransfer), perubahan suhu di dalam penukar, dan penurunan tekanan. Bergantung pada tingkat detail yang tersedia/dibutuhkan, perhitungannya mungkin sederhana atau menyeluruh .

Ada banyak jenis penukar panas yang diterapkan dalam proses industri. Jenis-jenis heat exchanger ini meliputi:

1. Hairpin/Double Pipe Exchangers
2. Shell And Tube Exchangers
3. Plate And Frame Exchangers
4. Plate-Fin Exchangers
5. Spiral Tube Heat Exchangers
6. Gasketed Plate Heat Exchangers
7. Spiral Plate Heat Exchangers
8. Lamella Heat Exchangers
9. Printed-Circuit Heat Exchangers
10. Panelcoil Heat Exchangers

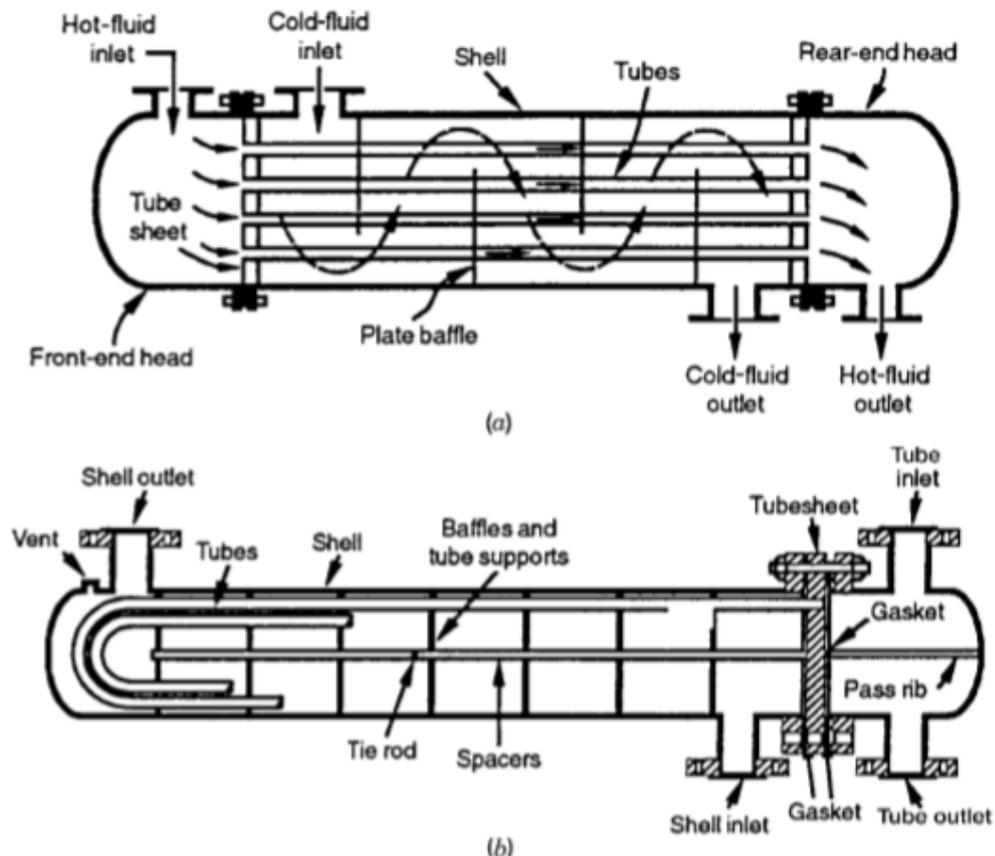


Gambar 2. 5 Klasifikasi Heat Exchanger Sesuai pada Aplikasinya  
 Sumber : (National Programme on Technology Enhanced Learning (NPTEL), 2013)

### 2.7.1 Shell and Tube Exchangers

Heat exchanger tipe ini, ditunjukkan pada Gambar 2. 6, umumnya terusun oleh tube bundar yang dipasang dalam shell silinder dengan sumbu tube sejajar dengan shell. Satu fluida mengalir di dalam tube, yang lain mengalir melintasi dan di sepanjang tube. Komponen utama dari penukar ini adalah tubes (atau tube bundle), shell, front- end head, rear-end head, baffles, and tubesheets (Shah & Sekulic, 2003).

Berbagai konstruksi internal yang berbeda digunakan dalam penukar shell and tube, tergantung pada transfer panas yang diinginkan dan kinerja penurunan tekanan dan metode yang digunakan untuk mengurangi tekanan termal, untuk mencegah kebocoran, untuk memberikan kemudahan pembersihan, untuk menahan tekanan dan suhu operasi, untuk mengendalikan korosi, untuk mengakomodasi aliran yang sangat asimetris, dan sebagainya. Penukar shell and tube diklasifikasikan dan dikonstruksi sesuai dengan standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) yang banyak digunakan (TEMA, 2007), DIN dan standar lainnya di Eropa dan ASME (American Society of Mechanical Engineers) boiler and pressure vessels. TEMA telah mengembangkan sistem notasi untuk menunjuk jenis utama penukar shell and tube. Dalam sistem ini, setiap penukar ditunjuk oleh kombinasi tiga huruf, huruf pertama yang menunjukkan tipe kepala front-end, yang kedua tipe shell, dan yang ketiga tipe kepala belakang. Ini diidentifikasi pada Gambar 2.7. Beberapa heat exchanger shell and tube yang umum adalah AES, BEM, AEP, CFU, AKT, dan AJW. Harus ditekankan bahwa ada jenis heat exchanger shell and tube khusus lainnya yang tersedia secara komersial yang memiliki kepala depan dan belakang yang berbeda dari yang ada pada Gambar 2.7. Heat exchanger tersebut mungkin tidak dapat diidentifikasi dengan penunjukan huruf TEMA (Shah & Sekulic, 2003).

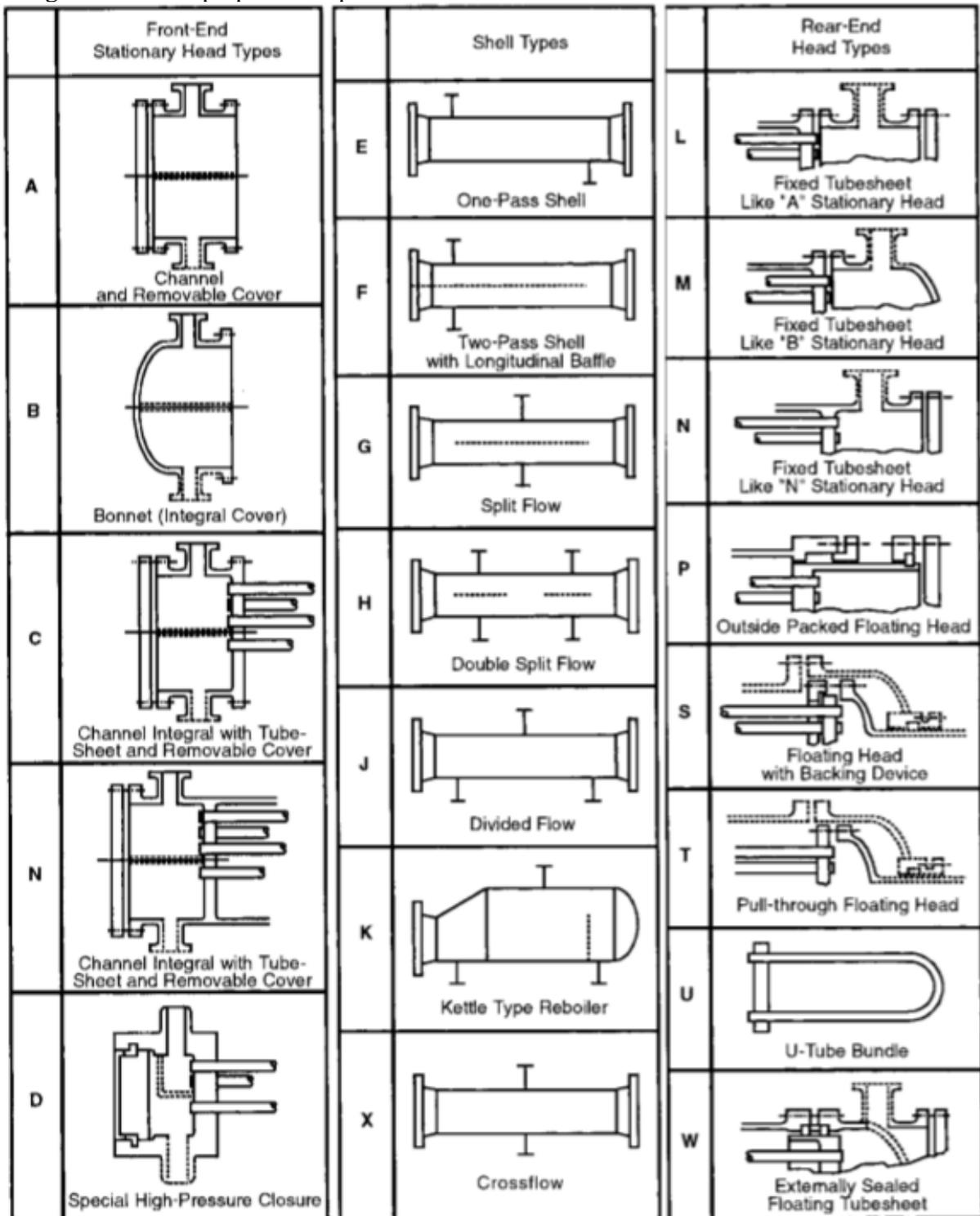


Gambar 2. 6 (a) Shell and tube exchanger (BEM) dengan 1 shell pass dan 1 tube pass; (b) shell and tube exchanger (BEU) dengan 1 shell pass and 2 tube passes.

Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

Ada tiga jenis penukar shell-and-tube yang paling umum adalah (1) desain tubesheet tetap, (2) desain U-tube, dan (3) tipe floating-head. Dalam ketiga jenis, kepala front-end diam sedangkan kepala bagian belakang dapat diam atau mengambang (dapat dilihat pada Gambar

2.7), tergantung pada tekanan termal pada shell, tube, atau tubesheet, karena perbedaan suhu sebagai akibat dari perpindahan panas.



Gambar 2.7 Tipe dari stationary head, shell (omitted for bundles only), and rear head  
Sumber: (TEMA, 2007)

Heat exchanger dibangun sesuai dengan tiga standar mekanis yang menentukan desain, fabrikasi, dan bahan penukar panas shell dan tube yang tidak terbakar. Kelas R adalah untuk persyaratan minyak bumi yang umumnya parah dan aplikasi pemrosesan terkait. Kelas C adalah

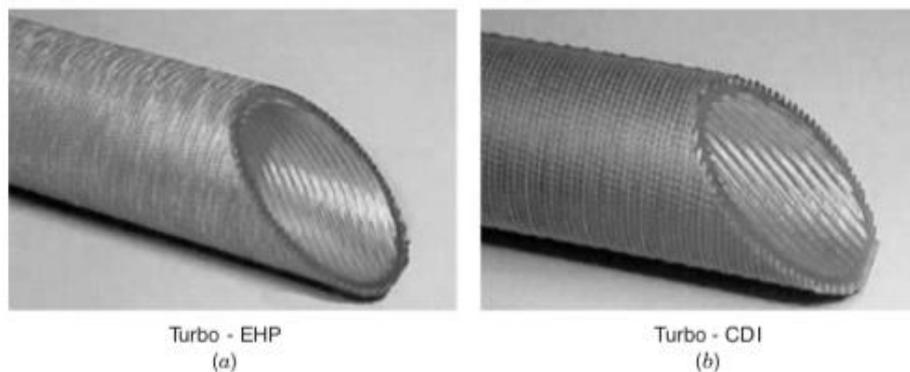
untuk persyaratan yang umumnya moderat untuk aplikasi proses komersial dan umum. Kelas B adalah untuk layanan proses kimia. Penukar dibangun untuk mematuhi Kode Boiler dan Bejana Tekan ASME yang berlaku, Bagian VIII, dan kode dan /atau standar terkait lainnya. Standar TEMA melengkapi dan menentukan kode ASME untuk aplikasi heat exchanger. Selain itu, kode negara bagian dan lokal yang berlaku untuk lokasi pabrik juga harus dipenuhi.

Standar TEMA menentukan toleransi manufaktur untuk berbagai kelas mekanis, kisaran ukuran dan pitch tabung, pelat penyekat dan pendukung, klasifikasi tekanan, rumus ketebalan tubesheet, dan sebagainya. Shell and tube banyak digunakan dalam industri karena dirancang khusus untuk hampir semua kapasitas dan kondisi operasi, seperti dari vakum tinggi hingga tekanan ultrahigh lebih dari 100 MPa (15.000 psig), dari kriogenik hingga suhu tinggi sekitar 1100°C (2000°F), dan perbedaan suhu dan tekanan apa pun antara cairan, hanya dibatasi oleh bahan konstruksi. Dapat dirancang untuk kondisi operasi khusus: getaran, pengotoran berat, cairan yang sangat kental, erosi, korosi, toksisitas, radioaktivitas, campuran multikomponen, dan sebagainya. Shell and tube merupakan heat exchanger yang paling serbaguna, terbuat dari berbagai bahan logam dan nonlogam (seperti grafit, kaca, dan teflon) dan berkisar dalam ukuran dari kecil 0,1 m<sup>2</sup> (1ft<sup>2</sup>) hingga supergiant lebih dari 105 m<sup>2</sup> (106 ft<sup>2</sup>). Digunakan secara luas sebagai penukar panas proses di industri penyulingan minyak bumi dan kimia; sebagai generator uap, kondensor, pemanas air umpan boiler, dan pendingin oli di pembangkit listrik; sebagai kondensor dan evaporator dalam beberapa aplikasi AC dan pendinginan; dalam aplikasi pemulihan panas limbah dengan pemulihan panas dari cairan dan cairan kondensasi; dan dalam pengendalian lingkungan (Shah & Sekulic, 2003).

Selanjutnya, beberapa komponen utama dari shell and tube dijelaskan secara singkat.

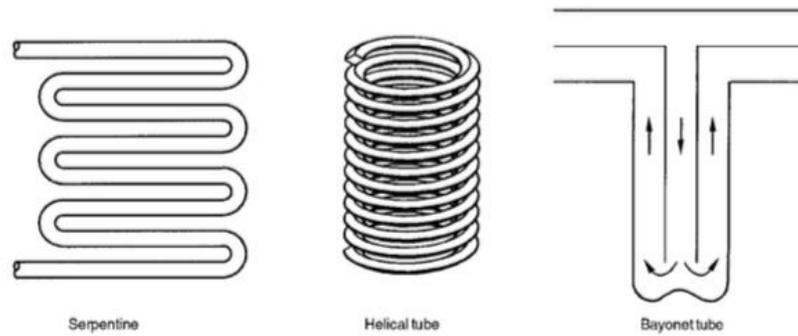
a. Tubes.

Tube bundar dalam berbagai bentuk digunakan dalam shell and tube. Yang paling umum adalah bundel tube dengan tabung lurus dan U dapat dilihat pada gambar Gambar 2. 6 yang digunakan dalam penukar industri proses dan daya. Beberapa geometri tube yang disempurnakan yang digunakan dalam heat exchanger tipe shell and tube ditunjukkan pada Gambar 2. 8. Serpentine, heliks, dan bayonet adalah bentuk tabung lainnya (ditunjukkan pada Gambar 2. 9) yang digunakan dalam shell and tube exchangers. Dalam kebanyakan aplikasi, tabung memiliki dinding tunggal, tetapi ketika bekerja dengan radioaktif, reaktif, atau toxic fluida dan air minum, tabung dinding ganda digunakan (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 8 Beberapa geometri tabung yang disempurnakan yang digunakan dalam penukar shell and tube: (a) tabung evaporator yang ditingkatkan secara internal dan eksternal; (b) tabung kondensor yang ditingkatkan secara internal dan eksternal

Sumber: Diambil dari Wolverine Tube, Inc., Decatur, AL.



Gambar 2. 9 Konfigurasi tabung tambahan yang digunakan pada shell and tube  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

b. Shell

Shell adalah wadah yang bentuknya berbentuk silinder dengan penampang melingkar. Shell terbuat dari pipa melingkar jika diameter cangkang kurang dari sekitar 0,6 m (2 ft) dan terbuat dari pelat logam yang digulung dan dilas secara longitudinal untuk diameter shell lebih besar dari 0,6 m (2 ft). Tujuh jenis konfigurasi shell, yang distandarisasi oleh TEMA (2007), adalah E, F, G, H, J, K, dan X, yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Shell E adalah yang paling umum, karena biaya dan kesederhanaannya yang rendah, dan memiliki faktor koreksi perbedaan suhu rata-rata log tertinggi F. Meskipun tube memiliki lintasan tunggal atau ganda, ada satu lintasan di sisi shell. Untuk meningkatkan perbedaan suhu rata-rata dan karenanya efektivitas penukar panas dicapai dengan menggunakan shell F yang memiliki penyekat memanjang dan menghasilkan dua shell pass. Shell aliran split dan split-divided, seperti G, H, dan J (lihat Gambar 2.7), digunakan untuk aplikasi tertentu, seperti boiler thermosiphon, kondensor, dan penurunan tekanan rendah sisi shell. Shell K adalah reboiler ketel yang digunakan untuk aplikasi pe pool boiling. Shell X adalah penukar panas arus silang dan digunakan untuk penurunan tekanan rendah di sisi shell dan / atau untuk menghilangkan kemungkinan getaran yang diinduksi aliran (Shah & Sekulic, 2003).

c. Nozzels

Port masuk dan keluar untuk shell and tube, yang disebut sebagai nozel, adalah pipa penampang konstan yang dilas ke shell dan channels. Nozzels digunakan untuk mendistribusikan atau mengumpulkan fluida secara seragam di bagian shell dan tube.

d. Front dan Rear-End Heads

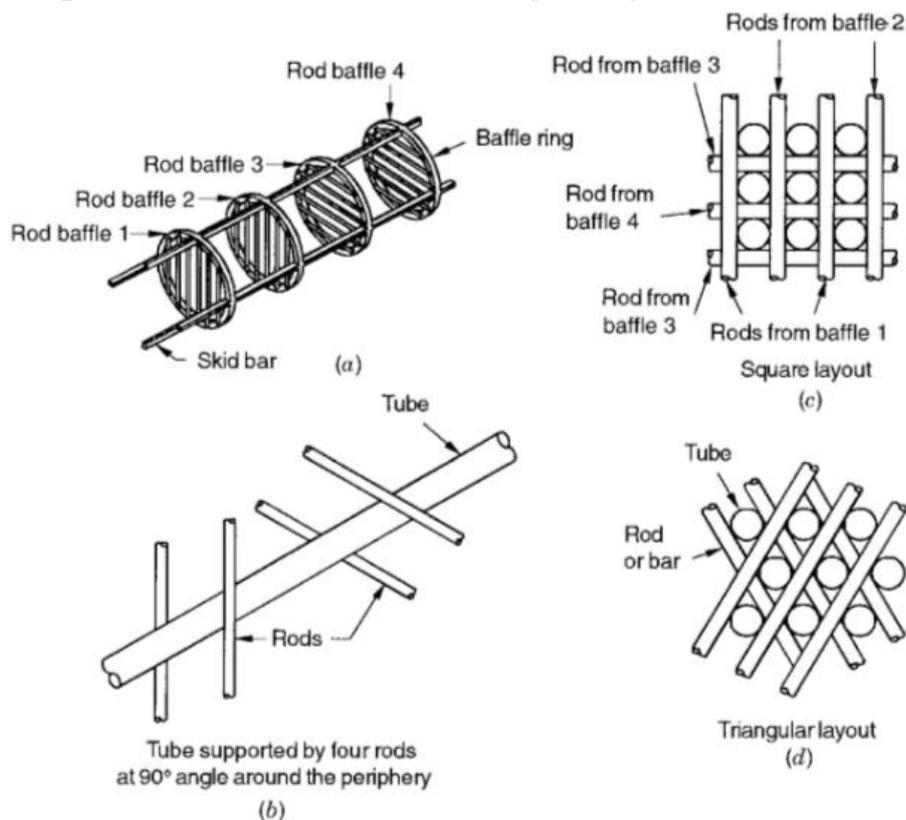
Ini digunakan untuk masuk dan keluar dari fluida pada tube; di banyak rear-end head, telah dibuat ketentuan untuk menjaga ekspansi termal tabung. Kepala front-end diam, sedangkan rear-end head bisa berupa stationary (memungkinkan tidak ada ekspansi termal tabung) atau mengambang, tergantung pada tekanan termal antara shell dan tube. Kriteria utama untuk pemilihan kepala front-end adalah biaya, pemeliharaan dan inspeksi, bahaya karena pencampuran fluida pada shell and tube, dan kebocoran ke tekanan sekitar dan operasi. Kriteria utama untuk pemilihan rear-end head adalah penyisihan untuk tekanan termal, ketentuan untuk melepas bundel tube untuk membersihkan sisi shell, pencegahan pencampuran fluida pada shell and tube, dan menyegel jalur kebocoran untuk cairan shell ke sekitar. Kriteria pemilihan desain untuk kepala depan dan belakang Gambar 2.7.

e. Baffles

Baffle dapat diklasifikasikan sebagai tipe melintang dan memanjang. Tujuan dari penyekat longitudinal adalah untuk mengontrol arah aliran keseluruhan fluida shell

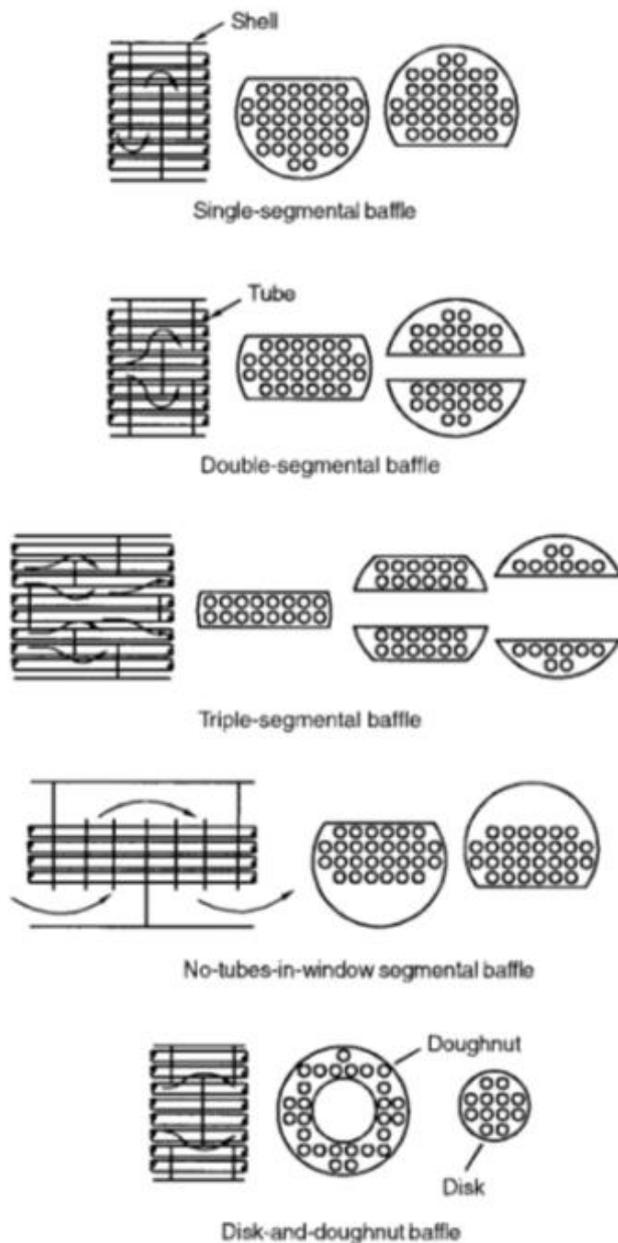
sedemikian rupa sehingga pengaturan aliran keseluruhan yang diinginkan dari dua aliran fluida tercapai. Misalnya, shell F, G, dan H memiliki baffle memanjang (lihat Gambar 2.7). Baffle melintang dapat diklasifikasikan sebagai baffle pelat dan grid (rod, strip, and other axial-flow). Baffle pelat digunakan untuk mendukung tube selama perakitan dan operasi dan untuk mengarahkan fluida dalam bundel tabung kira-kira pada sudut kanan ke tabung untuk mencapai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi. Baffle pelat meningkatkan turbulensi cairan shell dan meminimalkan perbedaan suhu tube-ke-tube dan tekanan termal karena aliran silang. Ditunjukkan pada Gambar 2. 11 adalah baffle tunggal dan multisegmental dan disk-and-doughnut baffle. Baffle segmental tunggal dan ganda paling sering digunakan karena kemampuannya untuk membantu perpindahan panas maksimum (karena koefisien perpindahan panas sisi shell tinggi) untuk penurunan tekanan tertentu dalam jumlah ruang minimum.

Baffle segmental triple dan tanpa tube di window digunakan untuk aplikasi penurunan tekanan rendah. Pilihan jenis baffle type, spacing, dan cut sangat ditentukan oleh laju aliran, laju perpindahan panas yang diinginkan, penurunan tekanan yang diijinkan, dukungan tube, dan getaran yang diinduksi aliran. Disk-and-doughnut baffle / plate baffle digunakan terutama dalam penukar panas nuklir. Baffle untuk penukar panas nuklir ini memiliki perforasi kecil antara lubang tube untuk memungkinkan kombinasi aliran silang dan aliran longitudinal untuk penurunan tekanan sisi shell yang lebih rendah. Aliran gabungan menghasilkan koefisien perpindahan panas yang sedikit lebih tinggi daripada untuk aliran longitudinal murni dan meminimalkan perbedaan suhu tube-ke-tube. Rod (atau bar) baffles, jenis grid baffle yang paling umum, digunakan untuk mendukung tube dan meningkatkan turbulensi fluida shell, ditunjukkan pada Gambar 2. 10.



Gambar 2. 10 (a) empat rod baffles dipegang oleh skid bar (tidak ada tabung yang ditampilkan); (b) tube pada a rod baffle penukar didukung oleh empat rods; (c) tata letak persegi tube dengan rods; (d) triangular layout dari tubes dengan rods

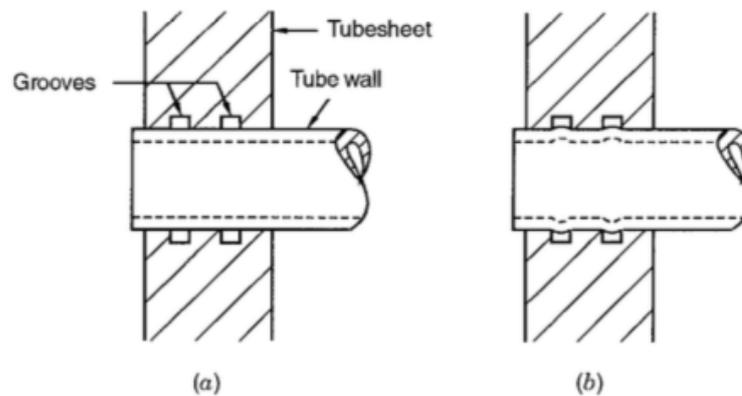
Sumber: (Shah & Sekulic, 2003)



Gambar 2. 11 Tipe plate baffle , modifikasi dari Mueller (1973)  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

f. Tubesheets

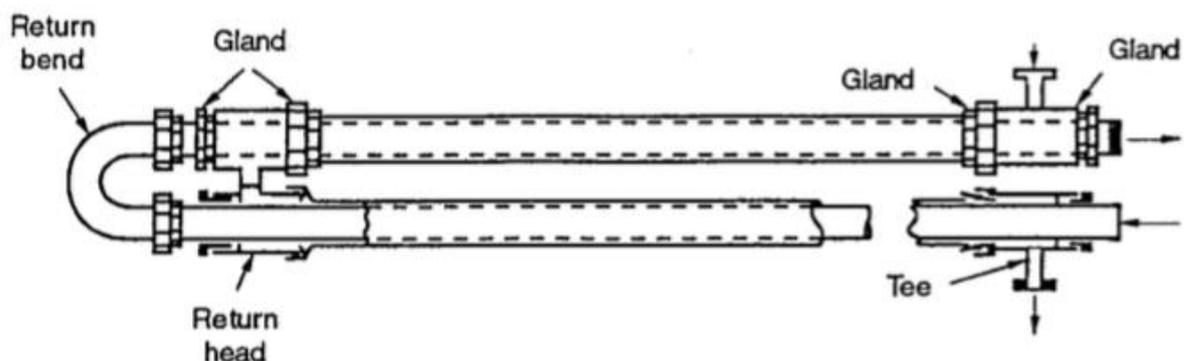
Ini digunakan untuk menahan tube di ujungnya. Tubesheet umumnya adalah pelat logam bundar dengan lubang yang dibor untuk pola tube yang diinginkan, lubang untuk tie rods (yang digunakan untuk memberi ruang dan menahan plate baffle), alur untuk gasket, dan lubang baut untuk flensa ke shell dan channel. Untuk mencegah kebocoran fluida shell pada tubesheet melalui jarak bebas antara lubang tube dan tube, sambungan tube-to-tubesheet dibuat dengan banyak metode, seperti memperluas tabung, menggulung tabung, ekspansi hidrolis tabung, pengelasan tabung yang eksplosif, isian sambungan, atau pengelasan atau mematri tabung ke tubesheet. Sambungan tube-to-tubesheet bebas kebocoran yang dibuat oleh proses penggulangan konvensional ditunjukkan pada Gambar 2. 12.



Gambar 2. 12 Rincian sambungan bebas kebocoran antara tube dan tube hole tubesheet: (a) sebelum ekspansi tabung; (b) setelah ekspansi tabung.  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

### 2.7.2 Double-Pipe Heat Exchangers

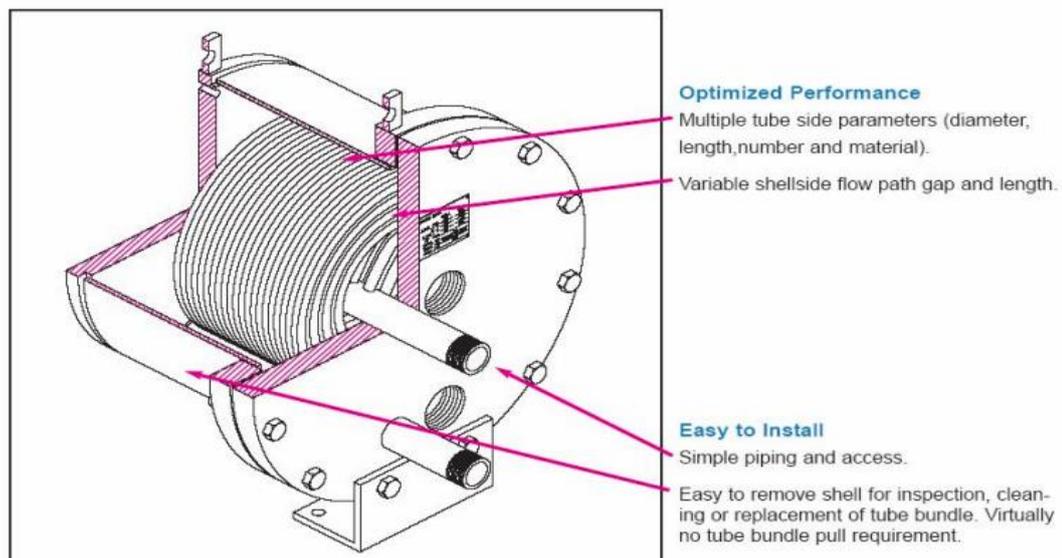
Heat exchanger ini biasanya terdiri dari dua pipa konsentris dengan pipa bagian dalam polos atau bersirip, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2. 13. Satu fluida mengalir di pipa bagian dalam dan fluida lainnya mengalir di annulus antara pipa dalam arah aliran balik untuk kinerja tertinggi yang ideal untuk area permukaan yang diberikan. Namun, jika aplikasi membutuhkan suhu dinding yang hampir konstan, fluida dapat mengalir ke arah aliran paralel. Kelebihan dari heat exchanger ini pembersihan dilakukan dengan sangat mudah dengan pembongkaran. Konfigurasi ini juga cocok di mana salah satu atau kedua cairan berada pada tekanan yang sangat tinggi, karena penahanan dalam pipa atau tabung berdiameter kecil lebih murah daripada penahanan dalam shell berdiameter besar. Double pipe umumnya digunakan untuk aplikasi berkapasitas kecil di mana total luas permukaan perpindahan panas yang dibutuhkan adalah  $50 \text{ m}^2$  ( $500 \text{ ft}^2$ ) atau kurang karena mahal berdasarkan biaya per unit luas permukaan. Tumpukan penukar panas double pipe atau multitube juga digunakan dalam beberapa aplikasi proses dengan sirip radial atau longitudinal. Penukar dengan tube U dalam pipa (shell) berdiameter 150 mm (6 in.) ke atasnya menggunakan baffle segmental dan disebut secara beragam sebagai hairpin or jacketed U-tube exchanger (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 13 Double-pipe heat exchanger  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

### 2.7.3 Spiral Tube Heat Exchangers

Spiral tube heat exchanger menggunakan beberapa tube paralel yang terhubung ke pipa atau header untuk membuat aliran sisi tube. Ruang atau celah antara kumparan bundel tube spiral menjadi jalur aliran sisi shell ketika bundel ditempatkan di dalam shell. Koneksi sisi tube dan sisi shell di bagian bawah atau atas rakitan memungkinkan konfigurasi jalur aliran yang berbeda. Bentuk spiral aliran untuk sisi tabung dan cairan sisi shell menciptakan gaya sentrifugal dan aliran sirkulasi sekunder yang meningkatkan perpindahan panas di kedua sisi dalam pengaturan aliran penghitung yang sebenarnya. Karena tidak ada penyekat yang disediakan dalam sistem, oleh karena itu untuk menurunkan kecepatan dan koefisien perpindahan panas. kinerja dioptimalkan. Selain itu, karena ada berbagai konfigurasi beberapa tabung paralel tidak dikompromikan oleh ukuran diameter shell terbatas seperti dalam desain shell and tube. Profil spiral sangat kompak dan cocok di jalur yang lebih kecil daripada desain shell and tube. Karena bundel tube melingkar, persyaratan ruang untuk pelepasan bundel tube hampir dihilangkan (Bhavsar et al., 2013). Gambar spiral tube heat exchanger dapat dilihat pada Gambar 2. 14.



Gambar 2. 14 Spiral Tube Heat Exchanger

Sumber : (Bhavsar et al., 2013)

Penukar panas tube spiral terdiri dari sejumlah spiral yang melekat pada header. Satu fluida mengalir dari pinggiran ke pusat casing sementara yang lain bergerak dari pusat ke pinggiran, ia memiliki keuntungan sebagai berikut (Bhavsar et al., 2013) :

- i. Karena jalur aliran spiral yang diberikan ke tabung dan cairan samping cangkang, efek gaya sentrifugal dan aliran sirkulasi sekunder meningkatkan perpindahan panas di kedua sisi dalam pengaturan aliran penghitung.
- ii. Cairan lainnya memasuki unit di pinggiran dan bergerak menuju pusat. Saluran ini melengkung dan memiliki penampang yang seragam, yang menciptakan gerakan "spiral" di dalam fluida.
- iii. Fluida benar-benar bergerak pada kecepatan yang jauh lebih rendah daripada penukar panas tabung lurus, dan fluida bergerak dengan kecepatan konstan ke seluruh unit, dan dengan demikian menempelnya masalah oli akan dihilangkan.
- iv. Penukar panas spiral membutuhkan area kecil untuk pemasangan yang menghasilkan biaya pemasangan unit yang lebih rendah dibandingkan dengan yang lain.

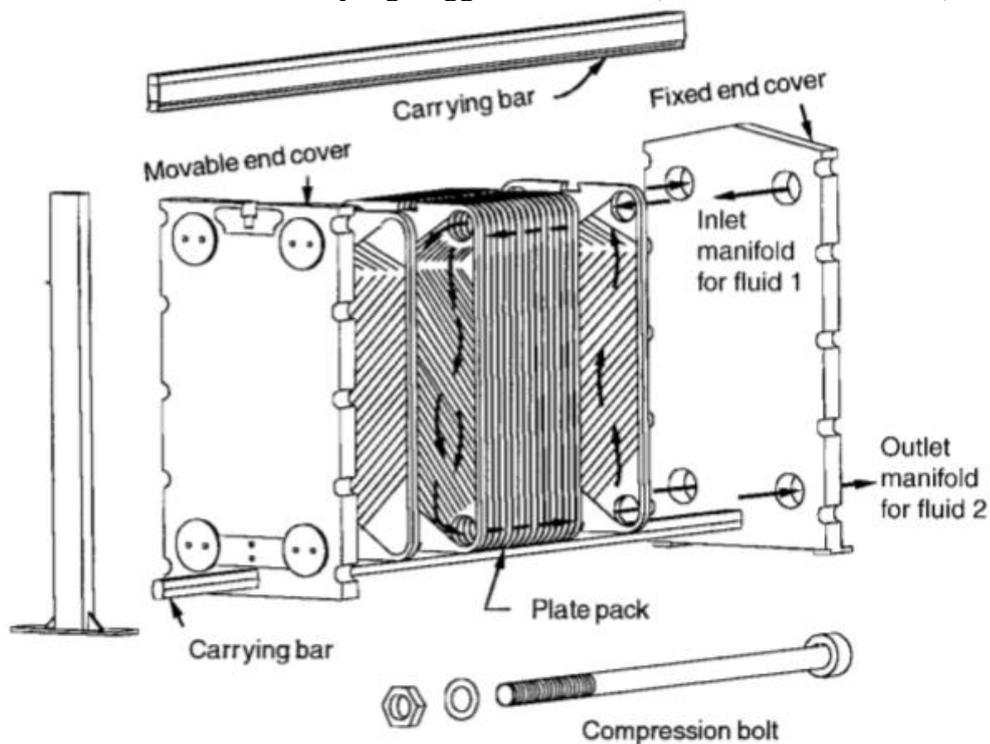
- v. Dibandingkan dengan jenis penukar panas lainnya, unit spiral memberikan akses terbaik ke area perpindahan panas mereka tanpa memerlukan alat khusus atau peralatan pengangkat.

### 2.7.4 Gasketed Plate Heat Exchangers

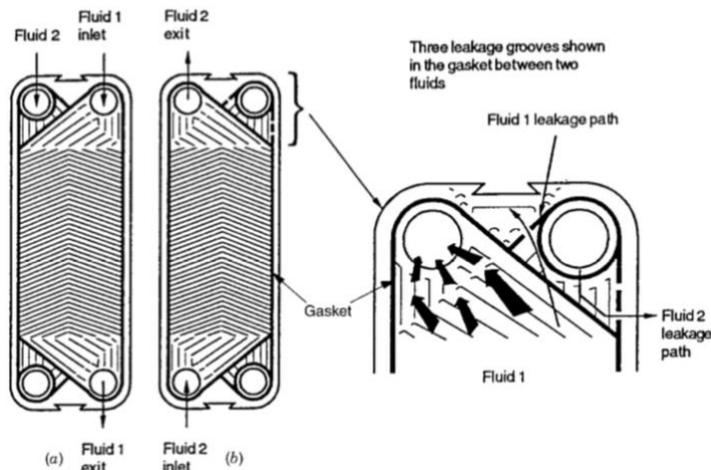
Plate-and-frame atau gasketed plate heat exchanger (PHE) terdiri dari sejumlah pelat logam persegi panjang tipis yang disegel di sekitar tepi oleh gasket dan disatukan dalam bingkai seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2. 15. Frame biasanya memiliki penutup ujung tetap (headpiece) yang dilengkapi dengan port penghubung dan penutup ujung yang dapat dipindahkan (pelat tekanan, pengikut, atau tailpiece) (Shah & Sekulic, 2003).

Setiap pelat dibuat dengan mencep atau timbul pola permukaan bergelombang pada lembaran logam. Di satu sisi setiap pelat, alur khusus disediakan di sepanjang pinggiran pelat dan di sekitar port untuk paking, seperti yang ditunjukkan oleh garis-garis gelap pada Gambar 2. 16. Geometri pelat khas (pola bergelombang) ditunjukkan pada Gambar 2. 17, dan lebih dari 60 pola berbeda telah dikembangkan di seluruh dunia.

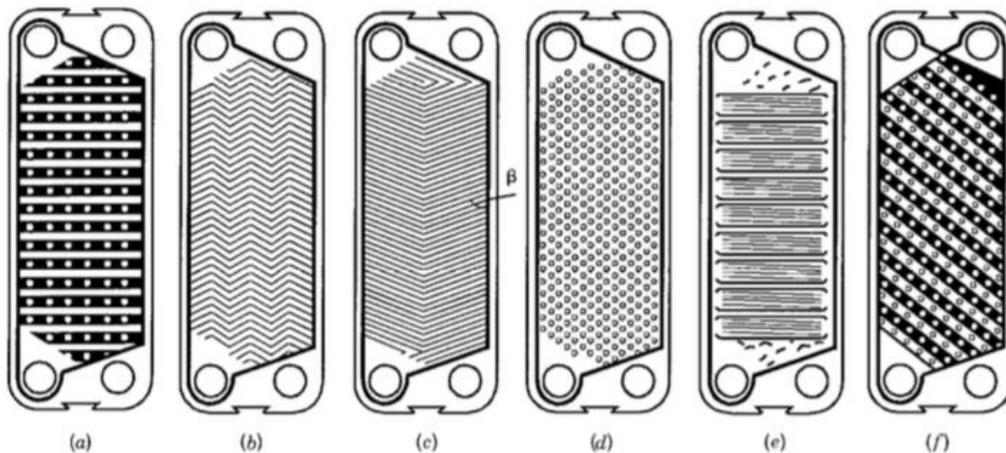
Pelat alternatif dirakit sedemikian rupa sehingga bergelombang pada pelat berturut-turut bersentuhan atau saling bersilangan untuk memberikan dukungan mekanis ke paket pelat melalui sejumlah besar titik kontak. Saluran aliran yang dihasilkan sempit, sangat terputus, dan berliku-liku, dan meningkatkan laju perpindahan panas dan mengurangi resistansi pengotoran dengan meningkatkan tegangan geser, menghasilkan aliran sekunder, dan meningkatkan tingkat turbulensi. Kerut juga meningkatkan kekakuan pelat dan membentuk jarak pelat yang diinginkan. Pelat ditetapkan sebagai keras atau lunak, tergantung pada apakah mereka menghasilkan intensitas turbulensi yang tinggi atau rendah (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 15 Gasketed Plate Heat Exchangers  
Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)



Gambar 2. 16 Pelat yang menunjukkan gasket di sekitar port  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)



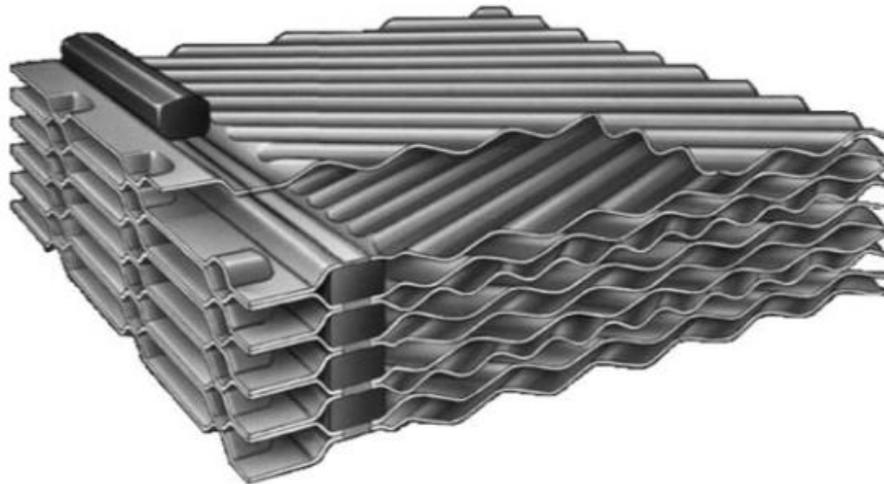
Gambar 2. 17 Pola Plate : (a) washboard; (b) zigzag; (c) chevron or herringbone; (d) protrusions and depressions; (e) washboard with secondary corrugations; ( f ) oblique washboard  
 Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

### 2.7.5 Welded and Other Plate Heat Exchangers

Modifikasi jaringan penukar panas perusahaan industri yang menargetkan solusi hemat energi membutuhkan peralatan perpindahan panas yang tepat. Estimasi parameter desain optimal untuk penukar panas membutuhkan model matematika yang andal untuk deskripsi proses termo-hidrolik di dalam saluran, dan metode pengoptimalan yang memadai. Karya ini mengusulkan model matematika baru dan algoritma pengoptimalan untuk pemilihan penukar panas pelat las (WPHE). Ini memungkinkan menemukan desain optimal dengan bentuk pelat bergelombang yang ditentukan, distribusi aliran dan jumlah pelat dan lintasan (Arsenyev et al., 2019).

Salah satu keterbatasan penukar panas pelat gasket adalah adanya gasket, yang membatasi penggunaannya pada cairan yang kompatibel (cairan non korosif) dan yang membatasi suhu dan tekanan operasi. Untuk mengatasi keterbatasan ini, sejumlah desain penukar panas pelat yang dilas telah muncul dengan sepasang pelat yang dilas pada satu atau kedua sisi fluida. Untuk mengurangi biaya pengelasan yang efektif, ukuran pelat untuk penukar

ini biasanya lebih besar daripada gasketed plate heat exchanger (PHE). Kerugian dari desain semacam ini adalah hilangnya fleksibilitas pembongkaran pada sisi fluida tempat pengelasan dilakukan. Pada dasarnya, pengelasan laser dilakukan di sekitar lingkaran lengkap, di mana paking biasanya ditempatkan. Pengelasan di kedua sisi kemudian menghasilkan batas yang lebih tinggi pada suhu dan tekanan operasi  $350^{\circ}\text{C}$  ( $660^{\circ}\text{F}$ ) dan  $4.0\text{MPa}$  ( $580\text{psig}$ ) dan memungkinkan penggunaan cairan korosif yang kompatibel dengan bahan pelat. PHE yang dilas dapat menampung beberapa lintasan dan lebih dari dua aliran fluida. Penukar panas Platular dapat menampung empat aliran fluida. Gambar 2. 18 plate-and-frame exchanger konvensional, tetapi dilas pada satu sisi cairan. Bahan yang digunakan untuk PHE yang dilas adalah stainless steel, hastelloy, paduan berbasis nikel, dan tembaga dan titanium (Shah & Sekulic, 2003).



Gambar 2. 18 Section of a welded plate heat exchanger

Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

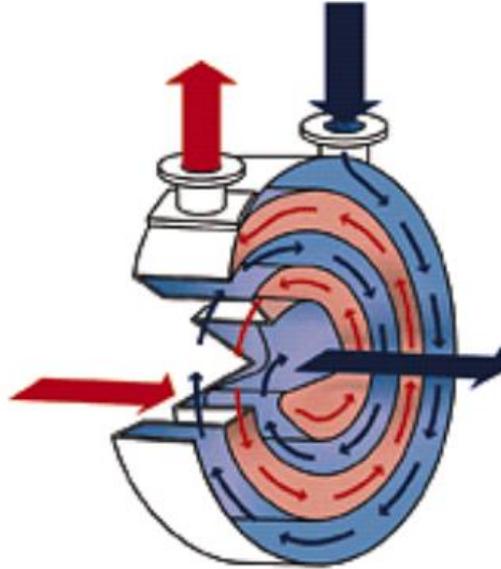
### 2.7.6 Spiral Plate Heat Exchangers

Spiral Heat Exchanger adalah alternatif yang baik untuk jenis penukar panas lainnya, terutama ketika akan menangani aliran pengotoran yang tinggi atau cairan yang sangat kental. Tingkat pengotoran yang rendah dari penukar panas, mengurangi kebutuhan pembersihan dan oleh karena itu layanan yang tidak berfungsi akan berkurang. Dalam penukar panas yang dibangun, jumlah Nusselt meningkat seiring dengan meningkatnya laju aliran massa (Khorshidi & Heidari, 2016).

Penukar panas pelat spiral terdiri dari dua strip lembaran logam yang relatif panjang, biasanya dilengkapi dengan studs yang dilas untuk jarak pelat, dibungkus secara heliks di sekitar mandrel yang terbelah untuk membentuk sepasang saluran spiral untuk dua fluida, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2. 19. Tepi lorong alternatif ditutup. Dengan demikian, setiap cairan memiliki satu bagian panjang yang disusun dalam paket kompak. Untuk menyelesaikan penukar, penutup dipasang di setiap ujungnya. Logam apa pun yang dapat dibentuk dan dilas dengan dingin dapat digunakan untuk penukar ini (Shah & Sekulic, 2003).

Logam yang umum digunakan adalah baja karbon dan stainless steel. Logam lainnya termasuk titanium, Hastelloy, Incoloy, dan paduan nikel tinggi. Elemen spiral dasar disegel baik dengan pengelasan di setiap sisi saluran atau dengan menyediakan paking (berbasis non-asbes) di setiap penutup ujung untuk mendapatkan susunan alternatif berikut dari dua fluida: (1) kedua fluida dalam aliran balik spiral; (2) satu fluida dalam aliran spiral, yang lain dalam aliran silang melintasi spiral; atau (3) satu fluida dalam aliran spiral, yang lain dalam kombinasi aliran silang

dan aliran spiral. Seluruh rakitan ditempatkan dalam shell silinder yang dikelilingi oleh dua (atau hanya satu atau tidak ada) penutup ujung melingkar (tergantung pada pengaturan aliran di atas), baik datar atau kerucut. Baja karbon dan stainless steel adalah bahan yang umum. Bahan lain yang digunakan antara lain titanium, Hastelloy, dan Incoloy (Shah & Sekulic, 2003).



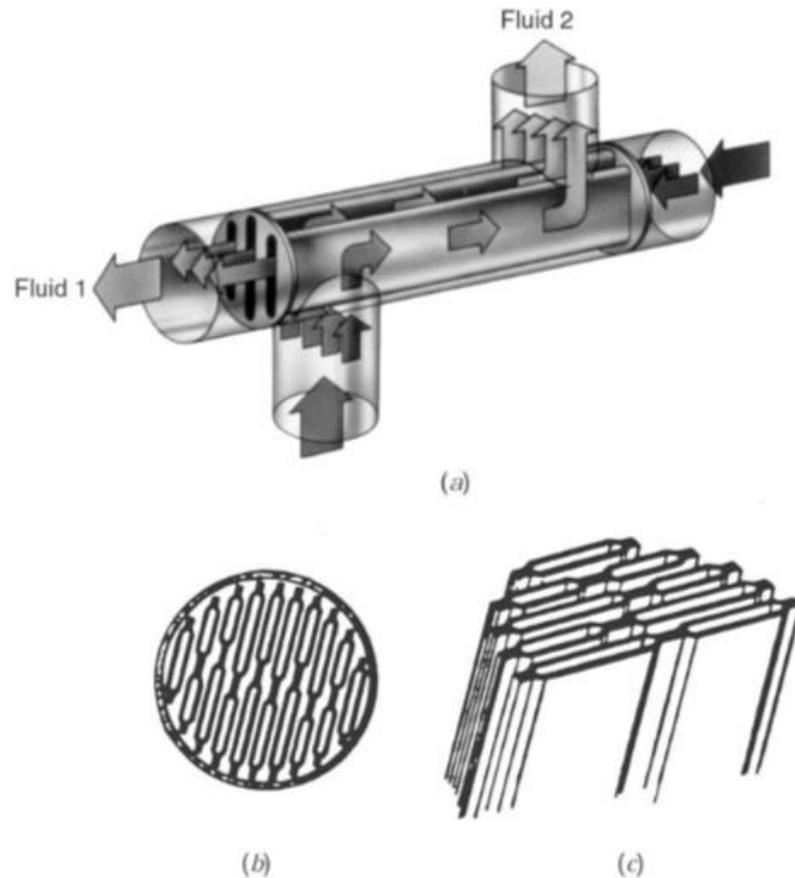
Gambar 2. 19 Spiral plate heat exchanger  
Sumber : (Khorshidi & Heidari, 2016)

### 2.7.7 Lamella Heat Exchangers

Penukar panas lamella terdiri dari shell tubular luar yang mengelilingi bundel elemen perpindahan panas bagian dalam. Elemen-elemen ini, disebut sebagai lamella, adalah tube datar (pasangan pelat lesung pipit tipis, tepi dilas, menghasilkan saluran persegi panjang rasio aspek tinggi), ditunjukkan pada Gambar 2. 20. Bukaannya bagian dalam lamella berkisar antara 3 hingga 10 mm (0,1 hingga 0,4 inci) dan ketebalan dinding dari 1,5 hingga 2 mm (0,06 hingga 0,08 inci.) Lamella ditumpuk berdekatan satu sama lain untuk membentuk saluran sempit di sisi shell. Lamella dimasukkan ke dalam fitting ujung dengan gasket untuk mencegah kebocoran dari sisi shell ke tube, atau sebaliknya. Dalam penukar kecil, lamella memiliki lebar yang meningkat dari kedua ujungnya ke tengah shell untuk sepenuhnya memanfaatkan ruang yang tersedia, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2. 20a. Namun, dalam penukar panas yang lebih besar, lamella terdiri dari dua (lihat Gambar 2. 20b) atau lebih tube datar untuk mengandung tekanan operasi.

Tidak ada baffle. Salah satu ujung bundel tube diperbaiki dan yang lainnya mengambang, untuk memungkinkan ekspansi termal. Dengan demikian, penukar panas ini adalah heat exchanger shell and tube kepala mengambang yang dimodifikasi. Satu fluida (fluida tube) mengalir di dalam lamella dan cairan lainnya (fluida shell) mengalir secara longitudinal di ruang di antara mereka, tanpa baffle di sisi shell. Exchanger dengan demikian memiliki satu lintasan, dan pengaturan aliran umumnya adalah arus balik. Koefisien perpindahan panas tinggi biasanya diperoleh karena diameter hidrolik yang kecil dan tidak ada aliran kebocoran atau bypass seperti yang ditemui dalam penukar shell and tube konvensional. Unit besar memiliki luas permukaan hingga 1000 m<sup>2</sup> (10.800 ft<sup>2</sup>). Penukar lamella memiliki berat kurang dari penukar cangkang dan tabung yang memiliki tugas yang sama. Penukar lamella mampu menahan hingga pengukur 3,45 MPa (500 psig) dan batas temperature 200°C (430°F) untuk

gasket PTFE dan 500°C (930°F) untuk gasket nonasbes. Penukar ini digunakan untuk pemulihan panas di industri pulp dan kertas, industri proses kimia, dan untuk aplikasi industri lainnya, dalam persaingan dengan penukar shell and tube.



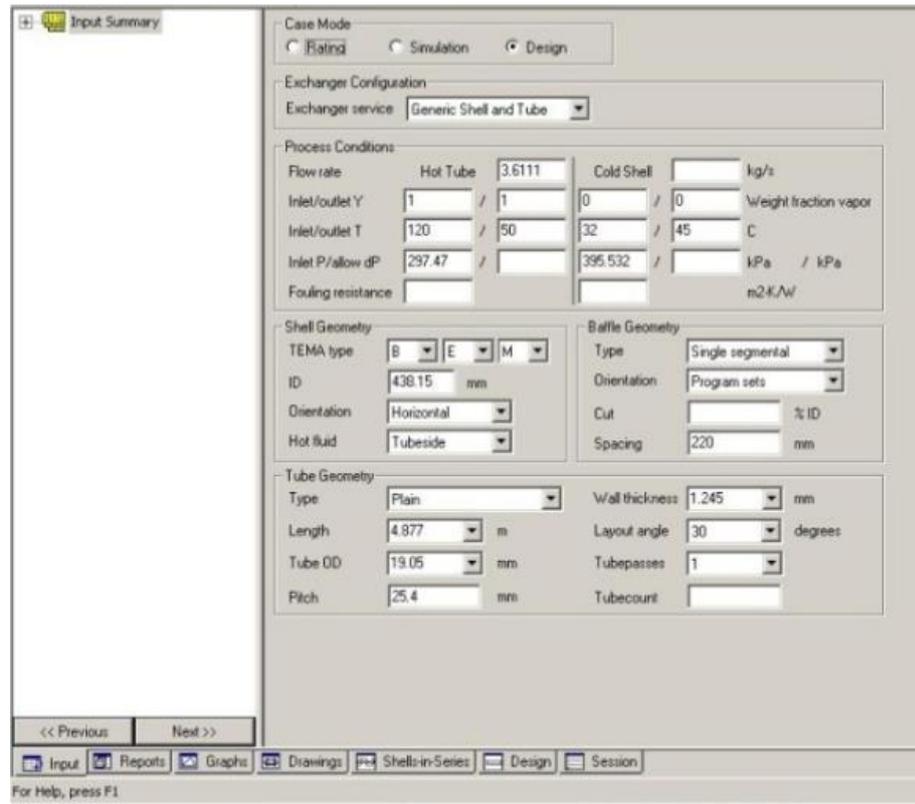
Gambar 2. 20 (a) Lamella heat exchanger; (b) cross section of a lamella heat exchanger; (c) lamellas. (Courtesy of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)

Sumber : (Shah & Sekulic, 2003)

## 2.8 Software Pemodelan Heat Exchanger

Perhitungan desain ini dengan menggunakan software untuk menghitung dimensi shell penukar panas dan jenis tabung menggunakan analisis terkomputerisasi software pemodelan heat exchanger dan analisis metode perhitungan manual. Menghitung dimensi penukar panas dimaksudkan untuk menentukan kualitas penukar panas didasarkan pada koefisien perpindahan panas secara keseluruhan, faktor fouling, dan penurunan tekanan akan terjadi. Penukar panas yang dirancang adalah 1 (satu) pass shell dan satu (1) pass tube counter flow dengan gas buang dan fluida dingin adalah air. Untuk membuat hasil desain maka dilakukan input summary pada software yang dapat dilihat pada Gambar 2. 21.

Hasil perhitungan analisis dimensi menunjukkan bahwa penukar panas yang dirancang sudah memenuhi persyaratan minimum faktor fouling telah ditentukan. Kualitas penukar panas meningkat sebanding dengan penurunan nilai faktor fouling, mengurangi nilai penurunan tekanan dan besarnya dimensi penukar panas (Bizzy & Setiadi, 2013).



Gambar 2. 21 Software Pemodelan Heat Exchanger  
Sumber : (Bizzy & Setiadi, 2013)

## 2.9 Perhitungan RPM dari %MCR dari Main Generator

Perhitungan RPM dari %MCR main generator dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (Fadilah, 2017) :

$$\frac{P1}{P2} = \frac{(n1)^3}{(n2)^3} \quad (2.2)$$

$$n1 = \frac{(n1)^3 P2}{(n2)^3} \quad (2.3)$$

Dari persamaan (2.2), dapat ditarik rumus sebagai berikut :

$$n1 = \frac{(P1.n1)^3}{(P2)^3} \quad (2.4)$$

Dimana:

**n1** = Rpm yang dijalankan

**n2** = Rpm maksimal (100%)

P1 = % MCR saat n1

P2 = %MCR saat n2

## 2.10 Perhitungan Daya Main Generator pada Beban Tertentu

Perhitungan untuk mencari data pada RPM dan dengan pembebanan tertentu yang sesuai dengan penggunaan di kondisi tertentu dapat dihitung dengan persamaan berikut (Fadilah, 2017) :

$$KW = \%MCR \times \text{Daya Max. Main Generator} \quad (2.5)$$

Dimana:

kW = daya Main Generator  
 %MCR = %MCR Main Generator

### 2.11 Mass Flow Rate dari Gas Buang

Untuk menentukan mass flow rate dari gas buang dapat menggunakan rumus sebagai berikut (Kern, 1950).

$$m_E = m_f + m_a \quad (2.6)$$

Dimana :

$m_E$  = Mass flow rate dari gas buang (kg/s)  
 $m_f$  = Mass flow rate dari udara (kg/s)  
 $m_a$  = Mass flow rate dari bahan bakar (kg/s)

### 2.12 Mass Flow Rate dari Bahan Bakar

Untuk menentukan mass flow rate dari bahan bakar menggunakan rumus (Kern, 1950).

$$m_f = s.f.c \times Power \quad (2.7)$$

Dimana :

$m_f$  = Mass flow rate dari bahan bakar (kg/s)  
 $s.f.c$  = Specific Fuel Consumption (g/Kwh)  
 $Power$  = Power (Kw)

### 2.13 Mass Flow Rate dari Udara Masuk

Untuk menentukan laju aliran massa dari udara masuk dapat menggunakan formula sebagai berikut (Kern, 1950).

$$m_a = \eta_v \times \rho_a \times n + V_s \quad (2.8)$$

Dimana :

$m_a$  = Mass flow rate of air (kg/s)  
 $\eta_v$  = Efisiensi  
 $\rho_a$  = Densitas udara pada kondisi atmosfer (kg/m<sup>3</sup>)  
 $n$  = Engine speed (RPM)  
 $V_s$  = Displaced Volume (m<sup>3</sup>)

### 2.14 Heat Balance

Untuk mengetahui laju aliran massa pada Air Panas pada kalor penyimpanan kita dapat menggunakan rumus dari neraca panas di bawah ini (Kern, 1950).

$$Q_{hot\ water} = Q_{warm\ water} \quad (2.9)$$

$$m_H \times C_p \times \Delta T_w = m_w \times C_p \times \Delta T_w \quad (2.10)$$

$$m_H = m_w \frac{\Delta T_w}{\Delta T_H} \quad (2.11)$$

## 2.15 Heat Transfer

Metode log mean temperature difference (LMTD) mudah digunakan dalam analisis penukar panas saat masuk dan keluar suhu cairan panas dan dingin diketahui atau dapat ditentukan dari keseimbangan energi. Sekali, laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas keseluruhan tersedia, luas permukaan perpindahan panas dari penukar panas dapat ditentukan dari (Kern, 1950).

$$Q = U \times A_s \times \Delta T_{lm} \quad (2.12)$$

Dimana :

Q = Panas yang dilepaskan/diterima (W)  
 U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m.<sup>2</sup>.°C)  
 A<sub>s</sub> = Luas perpindahan panas sesuai dengan definisi U (m<sup>2</sup>)  
 ΔT<sub>lm</sub> = Perbedaan suhu rata-rata yang sesuai untuk digunakan di dalam alat penukar panas (°C)

### 2.15.1 LMTD (Logarithmic Mean Overall Temperature Difference)

Metode LMTD sangat cocok untuk menentukan ukuran penukar panas untuk mewujudkan suhu keluaran yang ditentukan ketika laju aliran massa dan suhu masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin ditentukan. Dengan metode LMTD, tugasnya adalah memilih penukar panas yang akan memenuhi persyaratan perpindahan panas yang ditentukan. Prosedur yang harus diikuti dengan proses seleksi adalah (Dasaad, 2021):

1. Pilih jenis penukar panas yang cocok untuk aplikasi.
2. Tentukan suhu masuk atau keluar yang tidak diketahui dan laju perpindahan panas menggunakan keseimbangan energi.
3. Hitung perbedaan suhu rata-rata log dan faktor koreksi F, jika perlu.
4. Dapatkan (pilih atau hitung) nilai panas keseluruhan koefisien transfer U.
5. Hitung luas permukaan perpindahan panas (A<sub>s</sub>)

Sebelum menentukan luas permukaan panas (A<sub>s</sub>), terlebih dahulu ditentukan nilai LMTD nya. Ini didasarkan pada perbedaan suhu fluida yang masuk dan keluar dari panas.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_w - \Delta T_c}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.13)$$

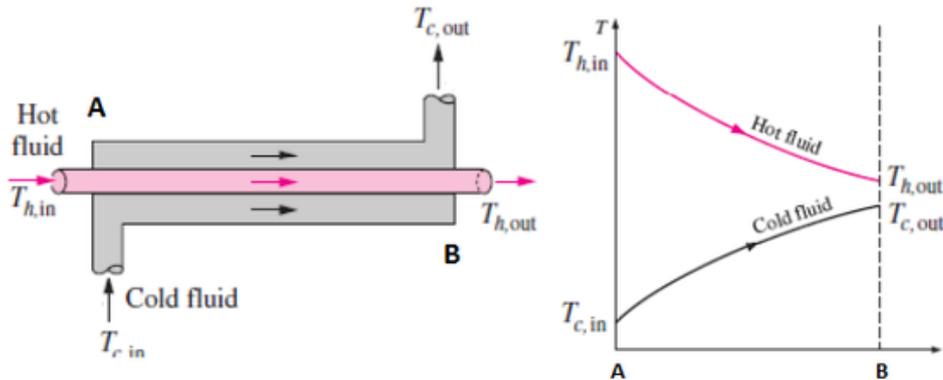
Nilai ΔT<sub>1</sub> dan ΔT<sub>2</sub> mewakili perbedaan suhu antara dua fluida di kedua ujung (masuk dan keluar) dari penukar panas. Tidak ada bedanya ujung penukar panas mana yang ditetapkan sebagai saluran masuk atau saluran keluar (Dasaad, 2021) :

#### a. Parallel-flow heat exchangers

Pada pertukaran panas jenis ini, kedua fluida (dingin dan panas) masuk pada sisi penukar panas yang sama, mengalir dengan arah yang sama, dan keluar pada sisi yang sama pula. Karakter penukar panas jenis ini, temperatur fluida dingin yang keluar dari alat penukar panas (T<sub>c,out</sub>) tidak dapat melebihi temperatur fluida panas yang keluar dari alat penukar panas (T<sub>h,out</sub>), sehingga diperlukan media pendingin atau media pemanas yang banyak. Aliran Parallel-flow heat exchangers dapat dilihat pada Gambar 2. 22 (Bastanta, 2012).

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (2.14)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out} \quad (2.15)$$



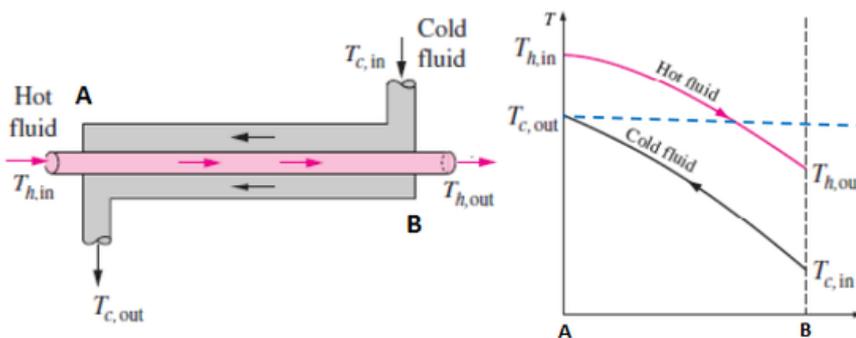
Gambar 2. 22 Parallel-Flow Heat Exchanger  
Sumber : (Ezgi, 2017)

b. Counter-flow heat exchangers

Pada penukar panas jenis ini, kedua fluida (panas dan dingin) masuk penukar panas dengan arah berlawanan, mengalir dengan arah berlawanan dan keluar pada sisi yang berlawanan. Temperatur fluida dingin yang keluar penukar panas ( $T_{c,out}$ ) lebih tinggi dibandingkan temperatur fluida panas yang keluar penukar panas ( $T_{h,out}$ ), sehingga dianggap lebih baik dari alat penukar panas aliran searah (Co-Current) (Bastanta, 2012).

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (2.16)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (2.17)$$



Gambar 2. 23 Counter-Flow Heat Exchangers  
Sumber : (Ezgi, 2017)

c. Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers: Use of a Correction Factor

Hubungan serupa juga dikembangkan untuk penukar panas shell-and-tube cross-flow dan multipass, tetapi ekspresi yang dihasilkan terlalu rumit karena kondisi aliran yang kompleks. Dalam kasus seperti itu, lebih mudah untuk menghubungkan perbedaan suhu yang setara dengan hubungan perbedaan suhu rata-rata log untuk kasus kontra-aliran sebagai (Fadilah, 2017).

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad (2.18)$$

Dimana :

F = Faktor koreksi

$\Delta T_{lm,CF}$  = Perbedaan suhu rata-rata log untuk kasus penukar panas aliran berlawanan dengan suhu masuk dan keluar yang sama

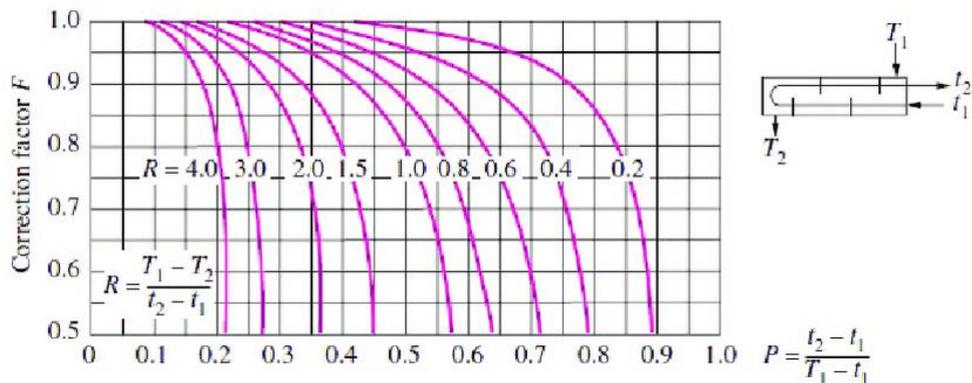
$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.19)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (2.20)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (2.21)$$

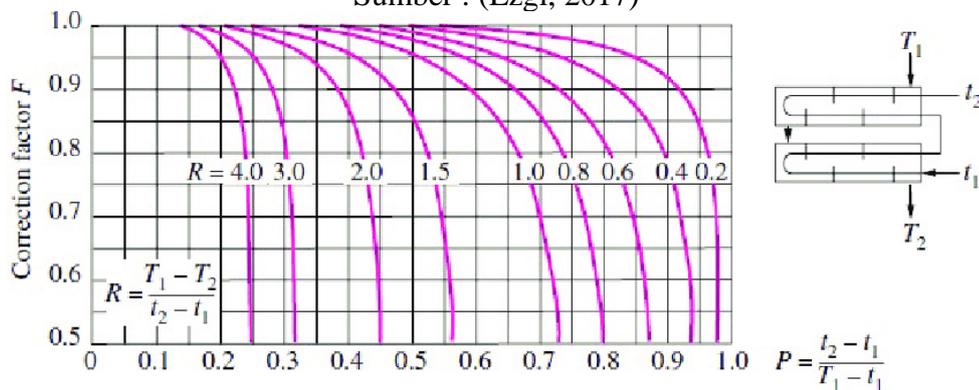
Penentuan laju transfer panas untuk penukar panas shell-and-tube cross-flow dan multipass menggunakan faktor koreksi. Faktor koreksi adalah  $F = 1$  untuk kedua kasus yang membatasi ini. Oleh karena itu, faktor koreksi untuk kondensor atau boiler adalah  $F = 1$ , terlepas dari konfigurasi penukar panas (Fadilah, 2017).

Grafik faktor koreksi nilai F untuk penukar panas (heat exchanger) shell and tube dan cross-flow umum ditunjukkan pada Gambar 2. 24 sampai Gambar 2. 27.



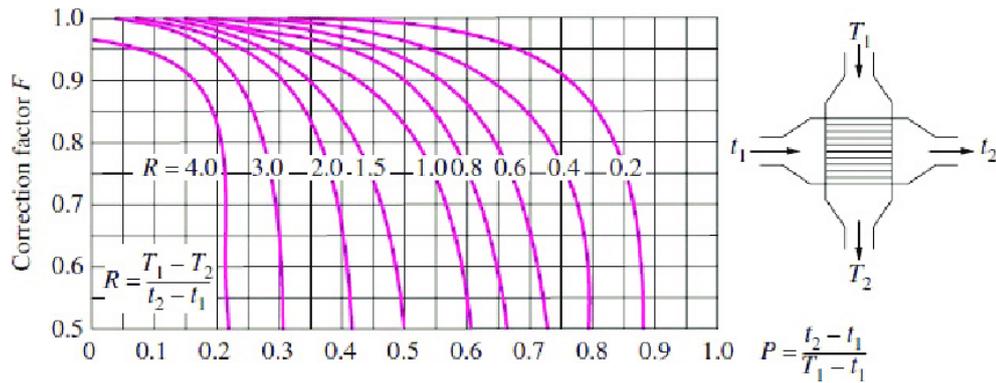
Gambar 2. 24 Satu-Shell Pass dan Kelipatan Dua Tube Passes

Sumber : (Ezgi, 2017)

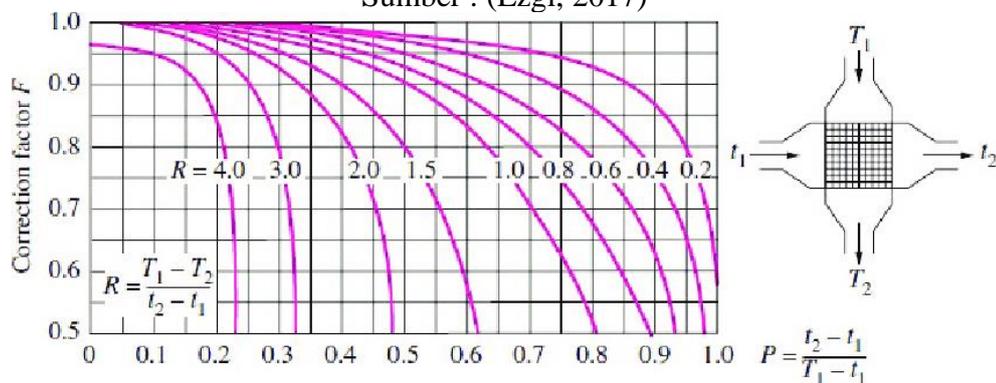


Gambar 2. 25 Dua Shell Passes dan Kelipatan Empat Tube Passes.

Sumber : (Ezgi, 2017)



Gambar 2. 26 Single Pass Aliran Silang Dengan Satu Fluida Campuran Dan Yang Tidak Tercampur  
Sumber : (Ezgi, 2017)



Gambar 2. 27 Single Pass Aliran Silang Dengan Kedua Cairan Tidak Tercampur  
Sumber : (Ezgi, 2017)

### 2.15.2 Overall Heat Transfer Coefficient (U)

Perpindahan panas dalam penukar panas biasanya melibatkan konveksi di setiap fluida dan konduksi melalui dinding yang memisahkan kedua fluida. Dalam analisis penukar panas, akan lebih mudah untuk bekerja dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan U atau resistansi termal total R, yang dinyatakan sebagai (Kern, 1950).

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.22)$$

Dimana subskrip i dan o mewakili permukaan dalam dan luar dinding yang memisahkan dua fluida. Ketika ketebalan dinding tabung kecil dan konduktivitas termal bahan tabung tinggi, hubungan terakhir disederhanakan menjadi (Kern, 1950).

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.23)$$

Dimana U,  $U_i$ ,  $U_o$ . Efek pengotoran pada permukaan dalam dan luar dari tabung penukar panas dapat diperhitungkan dengan (Kern, 1950).

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R \quad (2.24)$$

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{R_{f,1}}{A_1} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.25)$$

Dimana :

$A_i = \pi \times D_i \times L$  dan  $A_o = \pi \times D_o \times L$  adalah luas permukaan dalam dan luar dan  $R_{f,i}$  dan  $R_{f,o}$  adalah faktor fouling pada permukaan tersebut.

### 2.15.3 Heat Transfer Area

Untuk menghitung area heat transfer, dapat menggunakan rumus sebagai berikut (Kern, 1950).

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD} \times F_T} \quad (2.26)$$

$$A = \frac{M_f \times C_f \times (T_1 - T_2)}{U \times \text{LMTD} \times F_T} \quad (2.27)$$

Dimana :

- A = Area heat transfer ( $ft^2$ )
- Mf = Mass flow rate (lb/h)
- Cf = koefisien dari flow rate (btu/lb.°F)
- T<sub>1</sub> = Temperatur inlet (°F)
- T<sub>2</sub> = Temperatur outlet (°F)
- U = Koefisien perpindahan panas total (btu/hr.  $ft^2$ . °F)
- LMTD = Log mean temperature difference (°F)
- F<sub>T</sub> = Correction factor

## 2.16 Perhitungan dari Performa Heat Exchanger

### 2.16.1 Flow Area

Untuk perhitungan performa heat exchanger dapat dihitung menggunakan persamaan atau rumus sebagai berikut berikut (Kern, 1950).

a. Sisi Sheel

$$A_s = \frac{D \times C' \times B}{P_t \times 144} \quad (2.28)$$

b. Sisi Tube

$$A_t = \frac{N_t \times A_t}{144 \times n} \quad (2.29)$$

Dimana :

- A<sub>s</sub> = Luas aliran shell ( $ft^2$ )
- D = Diameter dalam shell (in)
- C' = Jarak antar tube (in)
- B = Jarak antar pelat penyekat (in)
- P<sub>t</sub> = Jarak antar sumbu tube (in)
- A<sub>t</sub> = Luas aliran tube ( $ft^2$ )
- N<sub>t</sub> = Jumlah tube
- n = Jumlah pass

### 2.16.2 Mass Velocity

Kecepatan massa shell dan tube dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut (Kern, 1950).

- a. Sisi Shell

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (2.30)$$

- b. Sisi Tube

$$G_t = \frac{W_t}{A_t} \quad (2.31)$$

Dimana :

- $G_s$  = Kecepatan massa pada sisi shell (lb/ft.hr)  
 $W_s$  = Kecepatan massa fluida pada sisi shell (lb/hr)  
 $A_s$  = Luas aliran pada shell ( $ft^2$ )  
 $G_t$  = Kecepatan massa pada sisi tube (lb/ft.hr)  
 $W_t$  = Kecepatan massa fluida pada sisi tube (lb/hr)  
 $A_t$  = Luas aliran tabung ( $ft^2$ )

### 2.16.3 Reynold Number

Untuk menentukan apakah alirannya laminar atau turbulen kita dapat menggunakan bilangan Reynolds. Hasil itungannya dapat di definisikan sebagai berikut (Kern, 1950).

- a. Sisi Shell

$$Re_s = \frac{D_e \times G_s}{\mu} \quad (2.32)$$

- b. Sisi Tube

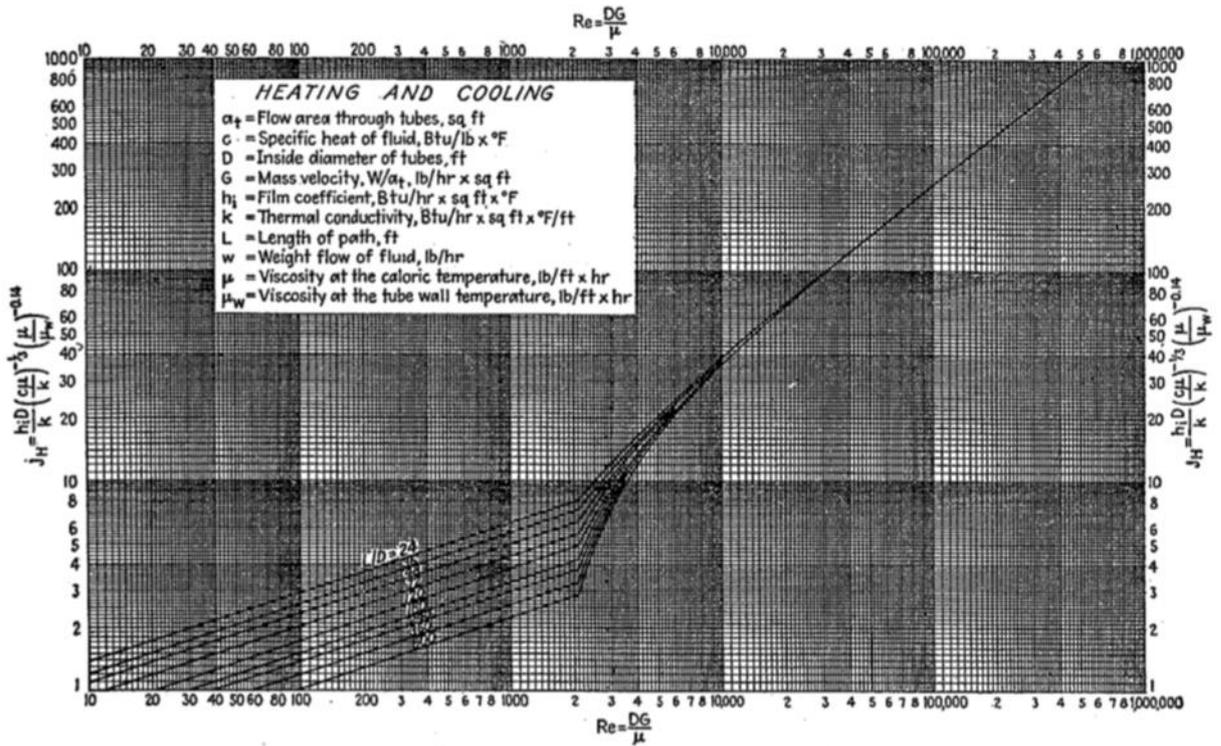
$$Re_t = \frac{D_e \times G_t}{\mu} \quad (2.33)$$

Dimana :

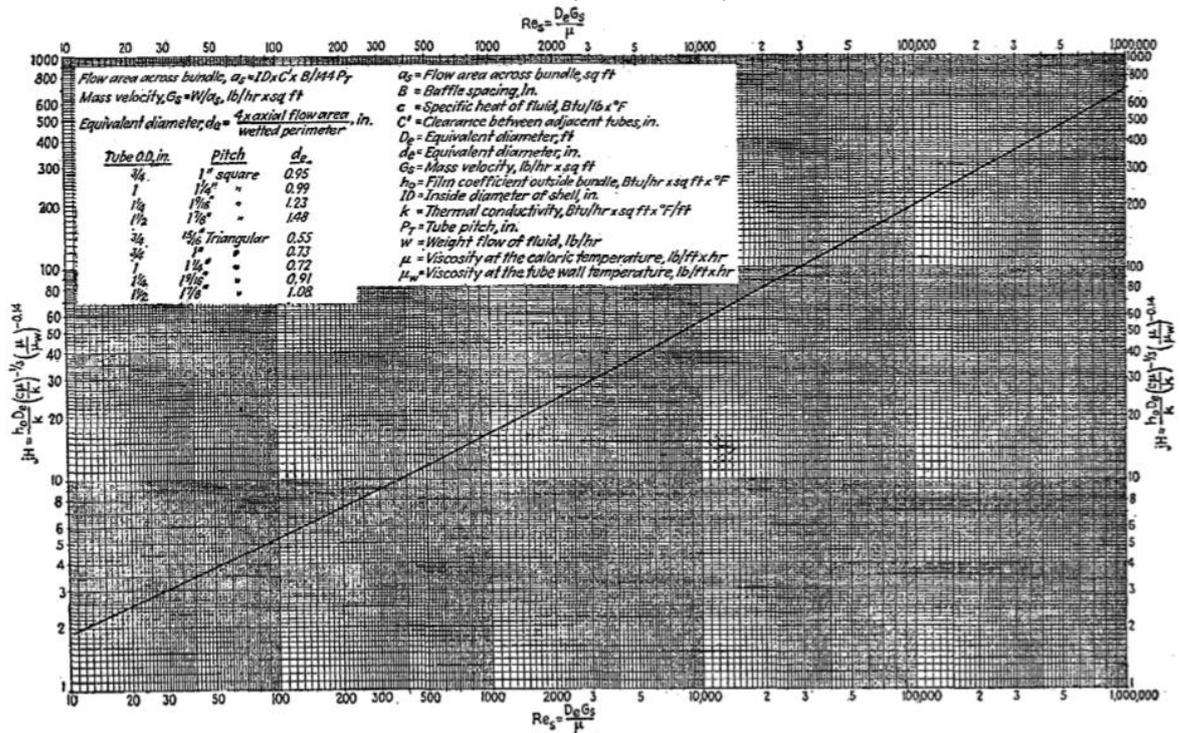
- $Re_s$  = Bilangan Reynolds di sisi shell  
 $G_s$  = Kecepatan massa pada sisi shell (lb/ft.hr)  
 $D_e$  = Diameter ekuivalen (ft)  
 $\mu$  = Viskositas aliran fluida (lb/ft.hr)  
 $Re_t$  = Bilangan Reynolds di sisi tube  
 $G_t$  = Kecepatan massa pada sisi tube (lb/ft.hr)  
 $D$  = Diameter equivalent (ft)

### 2.16.4 Heat Transfer Factor (jH)

Untuk mengetahui nilai faktor perpindahan panas pada sisi tube ditunjukkan oleh Gambar 2. 28 . Faktor perpindahan panas pada sisi shell ditunjukkan oleh Gambar 2. 29. Nilai tersebut dapat diperoleh dari table dengan bilangan reynolds (Kern, 1950).



Gambar 2. 28 Faktor Perpindahan Panas Sisi Tube  
 Sumber : (Kern, 1950)



Gambar 2. 29 Faktor Perpindahan Panas Sisi Shell  
 Sumber : (Kern, 1950)

### 2.16.5 Koefisien Heat Transfer

Koefisien perpindahan panas di luar tabung atau dibagian dalam shell dapat ditentukan dengan rumus (Kern, 1950).

$$\frac{h_o}{\phi_s} = jH \times \frac{k}{D_e} \times \left( \frac{C_p \times \mu}{k} \right) \quad (2.34)$$

Dimana :

- Ho = Koefisien perpindahan panas pada shell samping (Btu/hr.  $ft^2.f$ )
- Jh = Faktor perpindahan panas pada shell samping
- De = Diameter equivalent (ft)
- K = Konduktivitas cairan di dalam shell (Btu/hr.  $ft^2.f$ )
- $\mu$  = Viskositas aliran fluida (lb/ft.hr)
- Cp = Specific heat fluid inside the shell

### 2.16.6 Koefisien Perpindahan Panas Heat Exchanger Kondisi Bersih

Merupakan koefisien perpindahan panas pada saat heat exchanger bersih namun masih terdapat endapan atau kotoran (Kern, 1950).

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.35)$$

### 2.16.7 Desain Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Merupakan koefisien perpindahan panas yang berasal dari alat heat exchanger yang sudah beroperasi dan memiliki kotoran atau endapan (Kern, 1950).

$$U_d = \frac{Q_t}{A \times \Delta T_{LMTD}} \quad (2.36)$$

### 2.16.8 Dirt/Fouling Factor

Merupakan hambatan dari perpindahan panas yang disebabkan oleh kotoran atau endapan pada dinding alat saat proses perpindahan panas (Kern, 1950).

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \quad (2.37)$$

### 2.16.9 Pressure Drop

Nilai dari penurunan terhadap tekanan pada sisi shell didapatkan melalui rumus (Kern, 1950).

$$\Delta P_s = \frac{f \times (G_s)^2 \times D \times (N+1)}{(5,22 \times 10^{10}) \times D_e \times S \times \phi_s} \quad (2.38)$$

Dimana :

- $\Delta P_s$  = Perbedaan tekanan antara fluida masuk dan keluar di shell (Psi)
- F = Faktor gesekan ( $ft^2/inc^2$ )
- $G_s$  = Kecepatan massa pada sisi shell (lb/ $ft^2.hr$ )
- D = Diameter dalam shell (ft)
- N = Jumlah sekat
- De = Diameter setara dengan shell (ft)
- S = Berat jenis fluida di shell

$\phi_s$  = Rasio viskositas di dalam shell

Nilai dari penurunan terhadap tekanan pada sisi tube didapatkan melalui rumus (Kern, 1950).

$$\Delta P_t = \frac{f x (G_t)^2 x L x n}{(5,22 x 10^{10}) x D_e x S x \phi_s} \quad (2.39)$$

Dimana :

$\Delta P_t$  = Perbedaan tekanan antara fluida masuk dan keluar di tube (Psi)

F = Faktor gesekan ( $ft^2/inc^2$ )

G<sub>t</sub> = Kecepatan massa pada sisi tube ( $lb/ft^2.hr$ )

L = Panjang tube (ft)

n = Jumlah pass

D = Diameter dalam tube

$\phi_s$  = Rasio viskositas di dalam tube

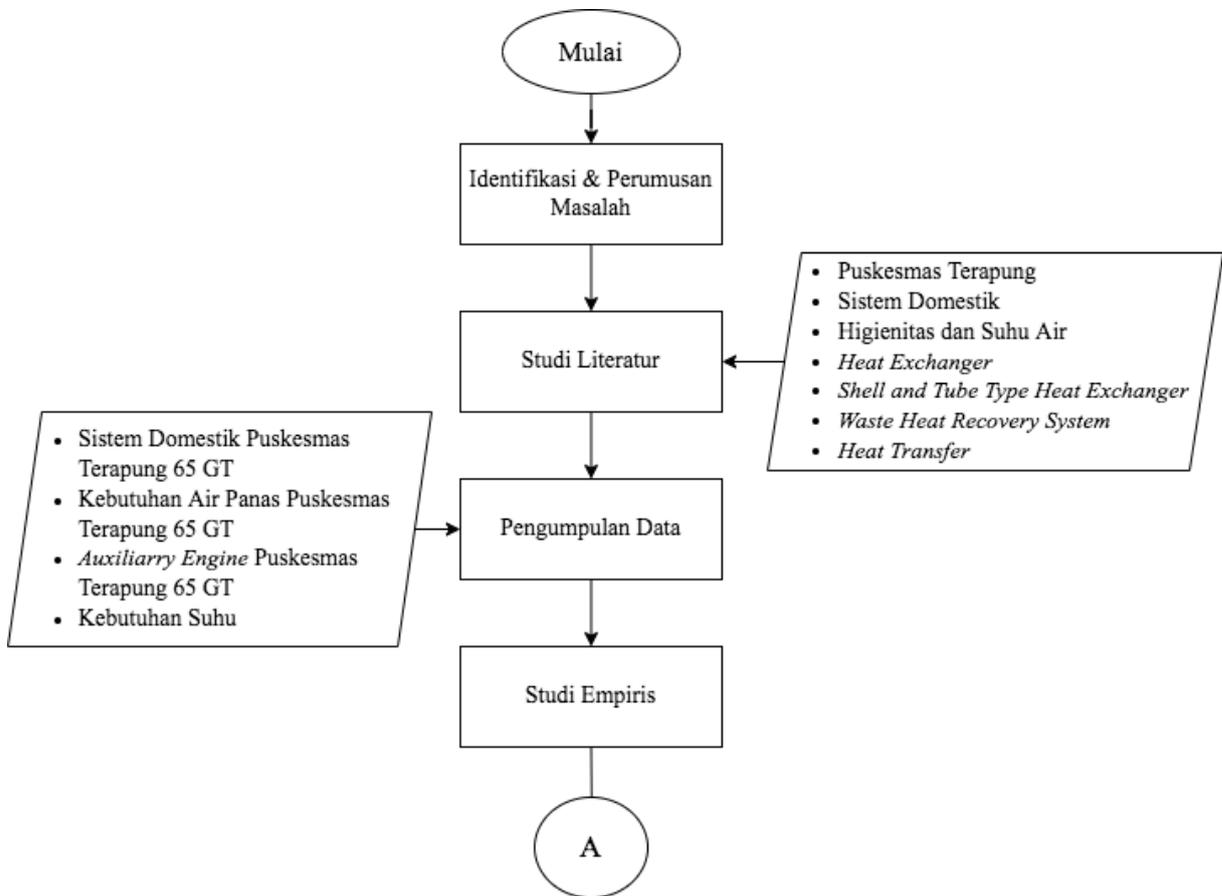
## BAB 3

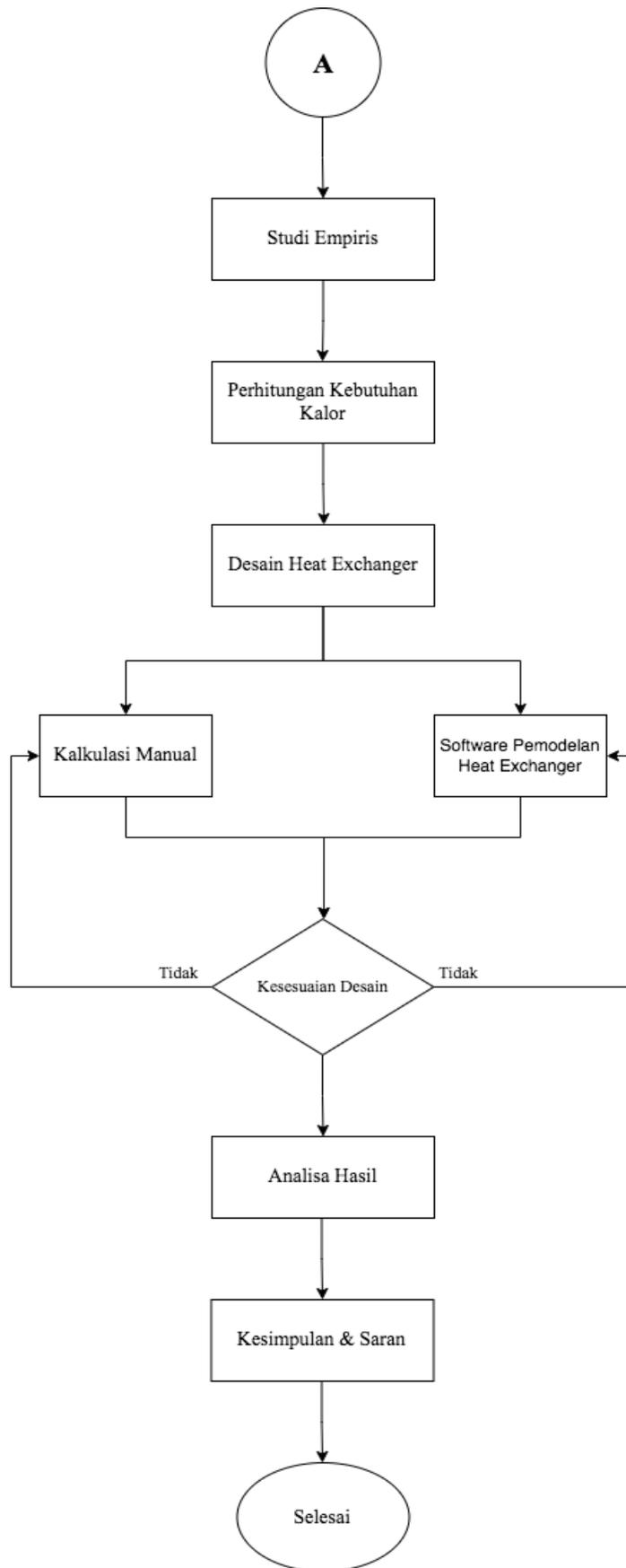
### METODOLOGI

#### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Dalam sebuah kegiatan penelitian diperlukan perencanaan yang terstruktur dan sistematis. Dalam tugas akhir ini perencanaan penelitian dimulai dengan penyusunan rumusan masalah. Tahapan-tahapan yang dilakukan dalam penelitian ini dimulai dengan pengumpulan data yang berdasarkan pada studi berbasis literatur untuk mendapatkan data pendukung sebagai acuan untuk melakukan penelitian.

Dalam tugas akhir ini tahapan yang direncanakan dapat dilihat pada Gambar 3. 1.





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian

### 3.2 Identifikasi Masalah

Bagian identifikasi dan perumusan masalah merupakan tahap awal dalam pelaksanaan penelitian tugas akhir, yang mana pada tahap inilah mengapa suatu permasalahan yang ada harus diselesaikan sehingga layak untuk dijadikan tugas akhir. Identifikasi dan perumusan masalah dilakukan dengan mencari informasi mengenai masalah yang terjadi. Kemudian dari poin tersebut dapat ditentukan tujuan dari pengerjaan tugas akhir ini. Dalam tugas akhir ini masalah yang dibahas adalah pemanfaat gas buang dari auxiliary engine untuk pemanfaatan teknologi Heat Exchanger sebagai pemanas air pada sistem domestik kapal.

### 3.3 Studi Literatur

Setelah melalui proses identifikasi dan perumusan masalah maka selanjutnya melakukan pengumpulan terhadap literatur, sumber, ataupun referensi permasalahan untuk pengerjaan tugas akhir, sehingga jelas hal apa saja yang akan dilakukan untuk menyelesaikan permasalahan tersebut. Studi literatur dilakukan dengan memanfaatkan paper ataupun jurnal yang berkaitan dengan permasalahan yang akan dipecahkan.

### 3.4 Pengumpulan Data

Selanjutnya yaitu melakukan pengumpulan data Puskesmas Terapung 65 GT yang digunakan sebagai objek dari penelitian ini. Data yang diperlukan adalah dimensi utama, gambar dan kebutuhan sistem domestik dari kapal tersebut serta jumlah ABK.

#### 3.4.1 Spesifikasi Puskesmas Terapung 65 GT

Tabel 3. 1 Spesifikasi Puskesmas Terapung 65 GT

Spesifikasi Kapal		
LOA	42,3	m
LWL	39,55	m
B	8,4	m
H	3,97	m
T	1,98	m
ABK	12	Person
Tenaga Medis	12	Person
Pasien	30	Person
Vs (Max)	15	Knots
Main Engine	2 x 1100	HP

Tabel 3. 2 Spesifikasi data auxiliary engine

Data Auxiliary Engine		
Main Generator	2 sets x 80 kVA-50 Hz	
Type	GEB4W105S	
Power Continuous	64	kW
RPM	1500	

Data Sekunder : data ini akan didapatkan dengan cara perantara sumber lain. Data ini dapat berupa berbagai penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Detail dari General Arrangement Puskesmas Terapung dapat dilihat pada Lapidan 1, dan spesifikasi auxiliary engine dapat dilihat pada Lampiran 2.

### **3.5 Studi Empiris**

Langkah selanjutnya yaitu studi empiris dengan melakukan analisa tahap awal, selanjutnya melakukan perencanaan terkait masalah, kemudian memilih spesifikasi alat yang akan digunakan. Pada tahap awal dilakukan untuk menganalisa pemanfaatan dari gas buang pada puskesmas terapung, kemudian merencanakan sistem yang akan diaplikasikan pada Puskesmas tersebut, dan yang terakhir yaitu menentukan spesifikasi alat setelah melakukan perhitungan yang sesuai dengan hasil analisa serta desain sistem yang telah ditentukan.

### **3.6 Desain Heat Exchanger**

Pada tahap ini, desain yang dirancang untuk pengaplikasian pada sistem domestik puskesmas terapung disesuaikan dengan beberapa aspek yaitu, aspek teknikal, keamanan, ketahanan serta kenyamanan. Pada perancangan desain ini akan dilakukan dengan dua cara yaitu :

1. Desain dengan software pemodelan heat exchanger  
Software pemodelan heat exchanger digunakan untuk melakukan desain heat exchanger. Model sistem yang dibuat akan disesuaikan menggunakan desain sistem yang sudah dibuat sebelumnya.
2. Desain dengan kalkulasi manual  
Pada proses ini desain dilakukan dengan metode perhitungan secara manual seperti heat transfer, heat loss, back pressure dan lainnya.

### **3.7 Analisis dan Pembahasan**

Pada tahap ini akan dilakukan perbandingan antara desain yang menggunakan software pemodelan heat exchanger dengan desain yang dikalkulasi secara manual. Perlu diketahui bahwa sistem kerja dari heat exchanger ini dengan memanfaatkan emisi (waste heat) dari auxiliary engine.

### **3.8 Kesimpulan dan Saran**

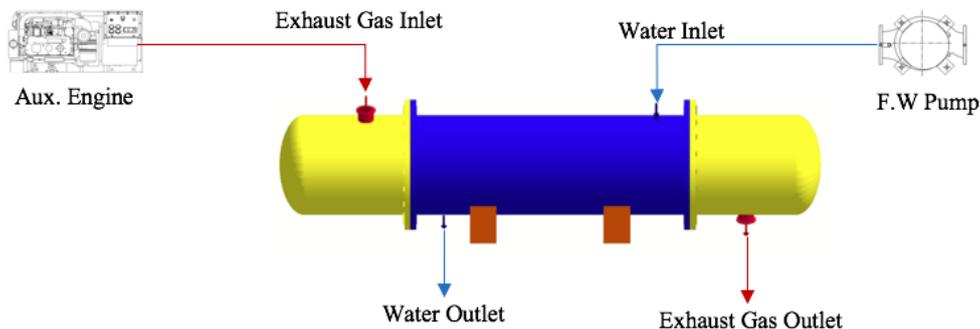
Tahap akhir dalam pelaksanaan tugas akhir ini adalah penarikan kesimpulan dan saran. Proses ini dilakukan dari data dan hasil yang diperoleh selama proses pengerjaan tugas akhir. Saran akan diberikan dengan melihat dari hasil yang diperoleh, bertujuan untuk dapat mengevaluasi dan lebih berimprovisasi terhadap hasil dan topik tugas akhir ini.

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Desain Storage Calorifier

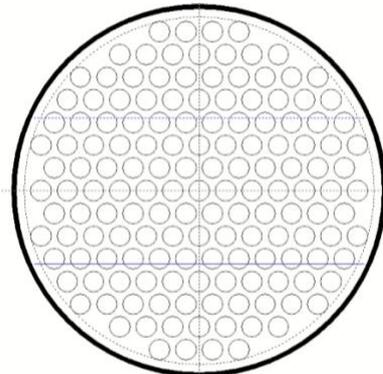
Sebelum merancang perhitungan dari heat exchanger, pengaturan desain harus dilakukan. Penataan desain digunakan agar perhitungan desain menjadi lebih mudah dan akurat. Gambar 4. 1 menggambarkan heat exchanger dalam sistem diagram.



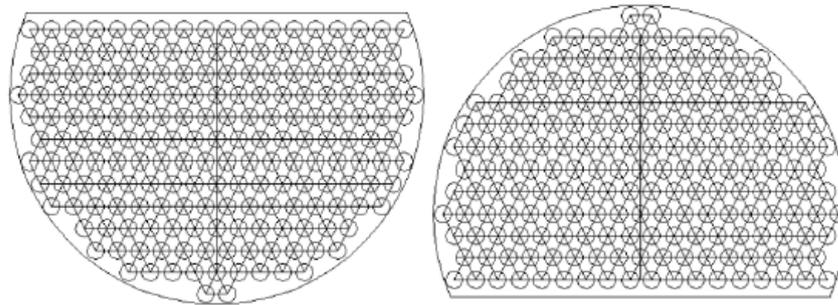
Gambar 4. 1 Perencanaan Desain Heat Exchanger  
Sumber : Dokumen pribadi

Sebelum melakukan perhitungan dan kalkulasi lebih jauh, dilakukan perencanaan desain untuk storage calorifier nya terlebih dahulu. Hal ini bertujuan agar perhitungan yang dilakukan bisa lebih jelas. Pada perencanaan desain kali ini sumber tenaga yang dipakai berasal dari auxiliary engine atau main generator. Hal ini dikarenakan hasil dari pada gas buang dari auxiliary engine cukup untuk digunakan sebagai pendukung pada sistem storage calorifier atau menjadi fluida pemanas nya.

Dengan heat exchanger yang akan digunakan yaitu single shell pass - tube untuk menekan atau mengurangi potensi back pressure. Penegerjaan desain ini mengikuti standard heat exchanger dari TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association) dan metode D.Q.Kern untuk mendapatkan heat transfer yang maksimal pada bagian shell maupun tube serta agar kecepatan fluida atau gas sesuai digunakan single shell pass - tube. Kemudian pada desain kali ini gas buang akan melalui sisi tube dan fluida air akan melalui sisi shell. Dalam perencanaan layout tube, dapat dilihat pada Gambar 4. 2.



Gambar 4. 2 Perencanaan Tube Layout  
Sumber : Dokumen pribadi diambil dari desain heat exchanger



Gambar 4. 3 Perencanaan Baffle Cutting

Desain untuk layout tube akan menggunakan tipe triangular ( $30^\circ$ ) agar dapat menentukan jumlah tube yang digunakan. Serta untuk baffle nya akan gunakan adalah 30% cut-segmental baffle pada desain di dalam heat exchanger nya. Gambar 4. 3 menggambarkan bentuk dari baffle.

## 4.2 Analisis Data

Berikut merupakan hasil analisa data dan perhitungan dari penelitian kali ini. Proses pengerjaan perhitungan kakulasi hasilnya mengacu pada buku Process Heat Transfer karangan D.Q Kern dan Standards TEMA (Turbular Exchanger Manufacture Association). Sehingga didapatkan hasil perhitungannya adalah sebagai berikut :

### 4.2.1 Mass Flow Rate dari Udara Masuk

Untuk menentukan laju aliran massa dari udara masuk pada Auxiliary Engine dapat dilihat dari Project Guide Baudouin pada Tabel 4. 1 Laju Aliran Massa Gas Buang. Dapat dilihat bahwa laju aliran massanya:

$$\begin{aligned}
 mE &= 460 && \text{kg/hr} \\
 &= 0,128 && \text{kg/s} \\
 &= 1014,12658 && \text{lb/h}
 \end{aligned}$$

Tabel 4. 1 Laju Aliran Massa Gas Buang

Exhaust System	4W 105 Genset		4W 105 Propulsion	Satuan
	PRP 50 Hz	PRP 60 Hz	P2	
Exhaust temperature at rated power	425	380	339	$^\circ\text{C}$
Max exhaust temperature	550			$^\circ\text{C}$
Max exhaust gas flow	460	575	717	Kg/h
Exhaust power	52	64,3	72	kW
Max allowed backpressure	50		40	mbar
Minimum diameter exhaust pipe	83		65	mm

### 4.2.2 Perhitungan Jumlah Air Bersih

Berdasarkan Merchant Shipping Act Chapter 179, kapasitas air tawar yang cukup untuk disediakan setidaknya 72 liter per manusia per hari dan untuk kapasitas air minum yang cukup setidaknya 18 liter per hari. Sedangkan berdasarkan Peraturan Menteri Kesehatan Republik Indonesia Nomor 7 Tahun 2019 Tentang Kesehatan Lingkungan Rumah Sakit didapatkan bahwa kualitas air kebutuhan hygiene dan sanitasi untuk RS kelas C dan D di rawat inap yaitu

200-300 liter/hari dapat dilihat pada Tabel 4. 2 Kebutuhan Air untuk Hygiene dan Sanitasi untuk RS kelas C dan D, dan dalam penelitian ini penulis menggunakan 250 liter/hari nya.

Tabel 4. 2 Kebutuhan Air untuk Hygiene dan Sanitasi untuk RS kelas C dan D

No	Kelas Rumah Sakit / Jenis Rawat	SBM	Satuan	Keterangan
1	Semua kelas	5 – 7,5	L / Tempat Tidur / Hari	Kualitas air minum
2	A - B	400-450	L / Tempat Tidur / Hari	Kualitas air untuk keperluan hygiene dan sanitasi
3	C - D	200-300	L / Tempat Tidur / Hari	Kualitas air untuk keperluan hygiene dan sanitasi
4	Rawat Jalan	5	L / Orang / Hari	Termasuk dalam SBM volume air sesuai kelas RS

$$\begin{aligned}
 \text{Total kebutuhan air bersih} &= 54 \times 250 \\
 &= 13500 \text{ liter/day} \\
 &= 13,5 \text{ m}^3/\text{day} \\
 &= 13500 \text{ kg/day} \\
 &= 1240,100438 \text{ lb/h}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.3 Perhitungan Massa Air Hangat

Kemudian setelah meneunkan volume air tawar untuk per hari, Langkah selanjutnya adalah menghitung massa air hangat pada 38°C dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 \rho \text{ (pada suhu } 38 \text{ }^\circ\text{C)} &\text{ yang digunakan adalah } 993,00 \text{ kg/m}^3 \text{ dapat dilihat pada Tabel 4. 3} \\
 m &= v \times \rho \\
 &= 13405,50 \text{ kg/day} \\
 &= 558,5625 \text{ kg/hour} \\
 &= 0,16 \text{ kg/s} \\
 &= 1231,419 \text{ lb/h}
 \end{aligned}$$

Tabel 4. 3 Massa Jenis Air Hangat Pada 38°C

Temperature °C	Density kg/m <sup>3</sup>
33	994,76
35	994,08
36	993,73
37	993,37
38	993,00
39	992,63

#### 4.2.4 Perhitungan Mass Flow Rate Air Hangat

Dari Merchant Shipping Act MSN 1884 Marine Labour Convension 2006 – crew accommodation poin 18 sanitary accommodation dan Peraturan Menteri Kesehatan Republik Indonesia Nomor 7 Tahun 2019 Tentang Kesehatan Lingkungan Rumah Sakit. Desain temperatur sistem :

$$\text{Temperatur air bersih (tropis)} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatur air panas (untuk pencucian) = 70 °C

Temperatur air hangat = 38 °C

Untuk kalkulasi massa jenis air hangat digunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 m_H &= m_w \frac{\Delta T_w}{\Delta T_H} \\
 &= 13405,50 \times \frac{38-25}{70-25} \\
 &= 3872,7 \text{ kg/day} \\
 &= 161,3625 \text{ kg/hour} \\
 &= 0,044822917 \text{ kg/s} \\
 &= 355,7434788 \text{ lb/h}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.5 Perhitungan Jumlah Kalor untuk Sistem

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{water}} &= m \times c \times (t_2 - t_1) & C &= 4200 \text{ J/Kg} \\
 &= 8471,53125 \text{ J/s} \\
 &= 8,47153125 \text{ KJ/s} \\
 &= 8,47153125 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.6 Desain Storage Calorifier

Tipe yang digunakan : 1 ½ “ OD tubes (12 Brimingham Wire Gauge ) on 1 7/8 “ Triangular Pitch. Tabel 4. 4 menunjukkan ukuran dari tube yang akan digunakan. Gambar 4. 4 menunjukkan ukuran dari tube yang akan digunakan berdasarkan standart TEMA.

Tabel 4. 4 Data Storage Calorifier

Do =	1,500	in	0,125	ft	0,038	m
Lt =	72,00	in	6,000	ft	1,829	m
Di =	1,282	in	0,107	ft	0,033	m
Pt =	1,875	in	0,156	ft	0,048	m

TABLE D-7  
CHARACTERISTICS OF TUBING

Tube O.D. inches	B.W.G. Gage	Thickness inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.*	Tube I.D. inches	Moment of Inertia Inches <sup>4</sup>	Section Modulus Inches <sup>3</sup>	Radius of Gyration inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq Inch
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1880	1.218	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
2	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
2-1/2	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.7010	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500
	10	0.134	3.9127	0.6545	0.5843	3.3893	2.232	0.6992	0.5594	0.8378	6104	1.120	0.966
	12	0.109	4.0900	0.6545	0.5974	2.7861	2.282	0.5863	0.4690	0.8462	6380	1.096	0.819
3	14	0.083	4.2785	0.6545	0.6110	2.1446	2.334	0.4608	0.3686	0.8550	6674	1.071	0.630
	10	0.134	5.8821	0.7854	0.7152	4.1056	2.732	1.2415	0.8277	1.0144	9145	1.098	1.207
	12	0.109	6.0786	0.7854	0.7283	3.3687	2.782	1.0357	0.6905	1.0228	9483	1.078	0.990
3	14	0.083	6.3080	0.7854	0.7419	2.5883	2.834	0.8096	0.5398	1.0317	9840	1.059	0.761

Gambar 4. 4 Karakteristik dari Tube  
Sumber : (TEMA, 2007)

Setelah dilakukan desain untuk sistem, desain storage serta spesifikasi dari tube. Maka dilakukan perhitungan terhadap performa dari storage dengan langkah-langkah dibawah ini :

1. Koefisien Total Heat Transfer :

$$\begin{aligned} h_1 &= 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \\ h_0 &= 1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \\ T_{h \text{ in}} &= 150 \text{ °C} \quad 302 \text{ °F} \\ T_{h \text{ out}} &= 77 \text{ °C} \quad 170,6 \text{ °F} \\ T_{c \text{ in}} &= 25 \text{ °C} \quad 77 \text{ °F} \\ T_{c \text{ out}} &= 70 \text{ °C} \quad 158 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \pi \times D_o \times L \\ &= 3,14 \times 0,038 \times 1,829 \\ &= 0,219 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_i &= \pi \times D_i \times L \\ &= 3,14 \times 0,033 \times 1,829 \\ &= 0,187 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\varepsilon\sigma = 5,57 \times 10^{-8}$$

$$\begin{aligned} \text{hrad} &= \varepsilon\sigma ( T_{h \text{ out}}^2 + T_{c \text{ out}}^2 ) \times ( T_{h \text{ out}} + T_{c \text{ out}} ) \\ &= 5,57 \times 10^{-8} ( 77^2 + 70^2 ) \times ( 77 + 70 ) \\ &= 0,088667 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{conv}} &= \frac{1}{h_i \times A_i} \\ &= \frac{1}{800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \times 0,187 \text{ m}^2} \\ &= 0,006684867 \text{ °C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{cond}} &= \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi KL} \\ &= \frac{\ln 0,038/0,033}{2 \times 3,14 \times 15,1 \times 1,829 \text{ m}} \\ &= 0,000905563 \text{ °C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{conv}} &= \frac{1}{h_o \times A_o} \\ &= \frac{1}{1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \times 0,219 \text{ m}^2} \\ &= 0,003808889 \text{ °C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{\text{rad}} &= \frac{1}{\text{hrad} \times A_o} \\ &= \frac{1}{0,088667 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \times 0,219 \text{ m}^2} \\ &= 51,54880797 \text{ °C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{\text{conv+ hrad}}} &= \frac{1}{R_{\text{conv}}} + \frac{1}{R_{\text{rad}}} \\ &= \frac{1}{0,006684867} + \frac{1}{51,54880} \\ &= 149,6110112 \text{ W/ } ^\circ\text{C} \\ R_{\text{conv + rad}} &= 0,006684 \text{ } ^\circ\text{C/ W} \\ \\ R_{\text{total}} &= R_{\text{conv}} + R_{\text{cond}} + R_{\text{conv + rad}} \\ &= 0,011398451 \text{ } ^\circ\text{C/W} \\ \\ U &= \frac{1}{\frac{R_{\text{tot}} + A_{\text{tot}}}{1}} \\ &= \frac{1}{0,011398451 + 0,406} \\ &= 2,397078726 \text{ W.}^\circ\text{C/m}^2 \\ &= 0,422 \text{ Btu/hr. m}^2.\text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

## 2. Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Dalam analisis penukar panas, biasanya lebih mudah untuk bekerja dengan perbedaan suhu rata-rata logaritmik LMTD, yang merupakan perbedaan suhu rata-rata yang terjadi antara dua fluida yaitu panas dan dingin.

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)} \\ \\ \Delta t_2 &= T_{h1} - T_{c2} \\ &= 302 \text{ } ^\circ\text{F} - 158 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 144 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 80 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \\ \Delta t_1 &= T_{h2} - T_{c1} \\ &= 170,6 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 93,6 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 52 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta T &= \Delta t_2 - \Delta t_1 \\ &= 50,4 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \ln \Delta T_1 / \Delta T_2 &= 0,4304 \\ \\ \text{LMTD} &= \frac{50,4}{0,4304} \\ &= 117,1003717 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

## 3. Heat Transfer Area

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD} \times F_T}$$

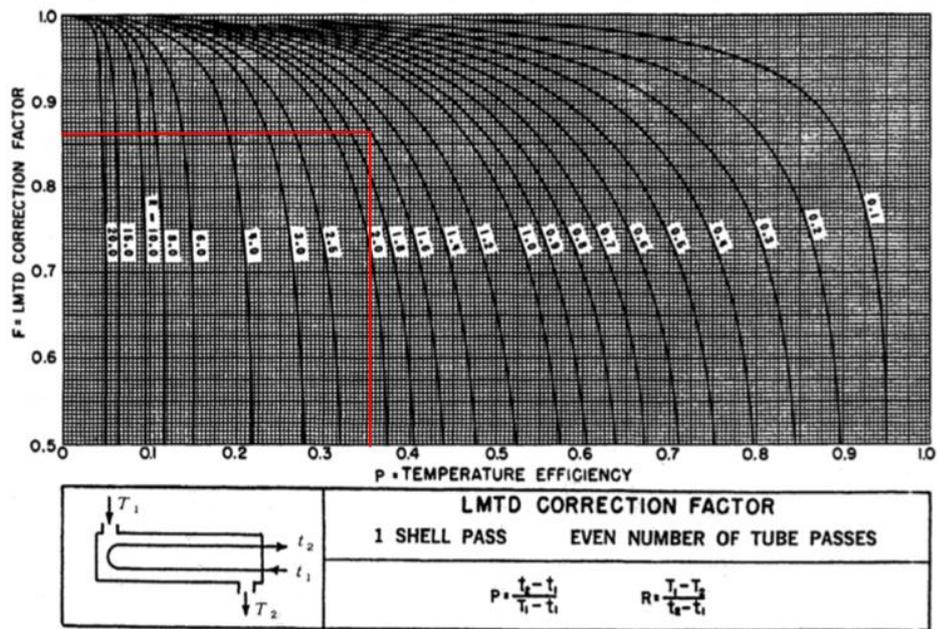
Mencari Ft dilihat dari tabel LMTD correction (fig T-3.2A TEMA)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = 1,62 \qquad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} = 0,36$$

$$F_t = 0,86$$

$$C_f = 0,2472$$

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD} \times F_T} = \frac{m_f \times C_f \Delta T}{U \times \text{LMTD} \times F_T} = \frac{1014,127 \times 0,2472 \times 50,4}{0,44 \times 117,100372 \times 0,86} = 297,00 \text{ ft}^2$$



Gambar 4. 5 LMTD Correction Factor (Ft)  
Sumber : (Kern, 1950)

Gambar 4. 5 menunjukkan nilai dari faktor koreksi pada one shell pass dan one of tube passes.

4. Jumlah dari Tube

$$N_t = \frac{A}{\pi \times D_o \times L_t} = \frac{297,00}{3,14 \times 0,125 \times 6} = 126,114 \text{ Tube} \approx 127 \text{ Tube}$$

5. Flow Area Shell

$$a_s = \frac{D_s \times C'' \times B}{144 \times P_t}$$

$D_s$  dicari dengan melihat tabel dari D.Q.Kern

Asumsi perencanaan desain :

- a) 30% Cut segmented baffles

$$\begin{aligned}
\text{b) Diameter Inside Shell} &= 27 \text{ inc} \\
&= 2,2499991 \text{ ft} \\
\text{c) Baffle Spacing (B)} &= 0.5 D_s \\
&= 0.5 \times 27 \\
&= 13,5 \text{ inc} \\
&= 1,125 \text{ ft} \\
\text{d) Diameter Outside} &= 1,500 \text{ inc} \\
&= 0,125 \text{ ft} \\
\text{e) Tube Pitch (Pt)} &= 1,850 \text{ inc} \\
&= 0,154 \text{ ft} \\
\text{f) Clearance (C'')} &= Pt - D_o \\
&= 0,375 \text{ inc} \\
&= 0,03125 \text{ ft} \\
a_s &= \frac{27 \times 0,375 \times 13,5}{144 \times 1,875} \\
&= 0,506250 \text{ inc}^2 \\
&= 0,003516 \text{ ft}^2
\end{aligned}$$

#### 6. Mass Velocity pada Shell

Fluida yang mengalir pada shell yaitu fluida air. Pertimbangan yang dilakukan mengacu pada beberapa faktor. Fluida bertemperatur tinggi dan diinginkan untuk memanfaatkan panasnya dialirkan di dalam tube karena dengan ini heat loss dapat dihindarkan.

Fluida dengan viskositas yang lebih rendah dialirkan di dalam tube karena pengaliran fluida dengan viskositas tinggi di dalam penampang alir yang kecil membutuhkan energi yang lebih besar. Fluida dengan viskositas tinggi ditempatkan di shell karena dapat digunakan baffle untuk menambah laju perpindahannya.

$$\begin{aligned}
G_s &= \frac{m_w}{a_s} \\
&= \frac{355,7435 \text{ lb/hr}}{0,003516} \\
&= 101189,3372 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{hr}
\end{aligned}$$

#### 7. Reynold Number pada Shell

Dalam menentukan nilai viskositas dari liquids (fresh water) yang digunakan dapat dilihat dari Gambar 4. 6.

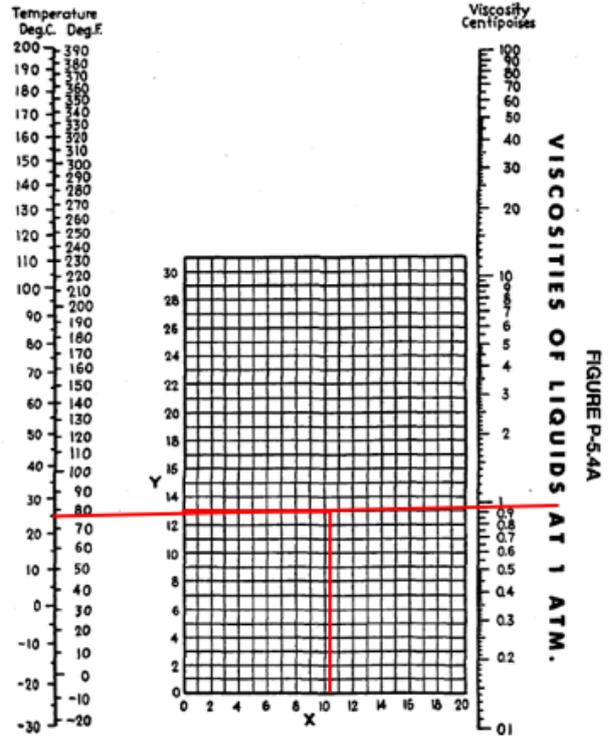
$$\begin{aligned}
T_{c \text{ in}} &= 77 \text{ }^\circ\text{F} \\
\mu &= 0,95 \text{ Centipoises (fig P-5.4A TEMA)} \\
&= 2,29813 \text{ lb/ft.hr} \\
D_e &= \text{Diameter at shell side} \\
&= \frac{4 \left( P_T^2 - \frac{\pi}{4} D_o \right)}{\frac{1}{2} \pi D_o} \\
&= \frac{4 \left( 0,1562^2 - \frac{3,14}{4} \times 0,125 \right)}{\frac{1}{2} \times 3,14 \times 0,125}
\end{aligned}$$

$$Re = \frac{0,24761 \text{ ft} \times G_s}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,24761 \times 101189,3372}{2,16263}$$

$$Re = 10902,59791$$

No.	Liquid	X	Y	No.	Liquid	X	Y
1	Acetaldehyde	18.3	4.8	56	Freon-22	17.2	4.7
2	Acetic acid, 100%	13.1	14.3	57	Freon-113	12.5	11.4
3	Acetic acid, 70%	9.5	17.0	58	Glycerol, 100%	2.0	30.0
4	Acetic anhydride	13.7	12.8	59	Glycerol, 50%	6.9	19.6
5	Acetone, 100%	14.5	7.2	60	Heptane	14.1	8.4
6	Acetone, 25%	7.9	16.0	61	Hexane	14.7	7.0
7	Allyl alcohol	10.2	14.3	62	Hydrochloric acid, 31.5%	12.0	16.6
8	Ammonia, 100%	12.9	2.0	63	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
9	Ammonia, 26%	10.1	13.9	64	Isobutyric acid	12.2	14.4
10	Amyl acetate	11.8	12.5	65	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
11	Amyl alcohol	7.5	18.4	66	Kerosene	10.2	16.9
12	Aniline	8.1	18.7	67	Linseed oil, raw	7.5	27.2
13	Anisole	12.3	13.5	68	Mercury	18.4	16.4
14	Arsenic trichloride	13.9	14.5	69	Methanol, 100%	12.4	10.5
15	Benzene	12.5	10.9	70	Methanol, 90%	12.3	11.8
16	Brine, CaCl <sub>2</sub> , 25%	6.6	19.9	71	Methanol, 40%	7.8	15.5
17	Brine, NaCl, 25%	10.3	16.8	72	Methyl acetate	14.2	8.2
18	Bromine	14.2	13.2	73	Methyl chloride	15.0	3.8
19	Bromotoluene	20.0	15.9	74	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
20	Butyl acetate	12.3	11.0	75	Naphthalene	7.9	18.1
21	Butyl alcohol	8.8	17.2	76	Nitric acid, 95%	12.8	13.8
22	Butyric acid	12.1	15.3	77	Nitric acid, 60%	10.8	17.0
23	Carbon dioxide	11.9	0.3	78	Nitrobenzene	10.6	16.2
24	Carbon disulfide	16.1	7.5	79	Nitrotoluene	11.0	17.0
25	Carbon tetrachloride	12.7	12.1	80	Octane	13.7	10.0
26	Chlorobenzene	12.3	12.4	81	Octyl alcohol	6.5	21.1
27	Chloroform	14.4	10.2	82	Pentachloroethane	10.9	17.3
28	Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	83	Pentane	14.9	5.2
29	Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	84	Phenol	6.9	20.8
30	Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	85	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
31	Chlorotoluene, para	13.3	12.5	86	Phosphorus trichloride	16.2	16.9
32	Cresol, meta	2.5	20.8	87	Propionic acid	12.8	13.8
33	Cyclohexanol	2.9	24.3	88	Propyl alcohol	9.1	16.5
34	Dibromomethane	12.7	13.8	89	Propyl bromide	14.9	9.8
35	Dichloroethane	13.2	12.2	90	Propyl chloride	14.4	7.5
36	Dichloromethane	14.6	8.9	91	Propyl iodide	14.1	11.6
37	Diethyl oxalate	11.0	18.4	92	Sodium	16.4	13.9
38	Dimethyl oxalate	12.3	15.8	93	Sodium hydroxide, 50%	3.2	25.8
39	Diphenyl	12.0	18.3	94	Stannic chloride	13.5	12.8
40	Dipropyl oxalate	10.3	17.7	95	Sulphur dioxide	15.5	7.1
41	Ethyl acetate	13.7	9.1	96	Sulphuric acid, 110%	7.2	27.4
42	Ethyl alcohol, 100%	10.5	13.8	97	Sulphuric acid, 98%	7.0	24.8
43	Ethyl alcohol, 95%	9.8	14.3	98	Sulphuric acid, 90%	10.2	21.3
44	Ethyl alcohol, 40%	6.5	16.5	99	Sulphuryl chloride	15.2	12.1
45	Ethyl benzene	13.2	11.5	100	Tetrachloroethane	11.9	15.7
46	Ethyl bromide	14.5	8.1	101	Tetrachloroethylene	14.2	12.7
47	Ethyl chloride	14.8	6.0	102	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
48	Ethyl ether	14.5	5.3	103	Toluene	13.7	10.4
49	Ethyl formate	14.2	8.4	104	Trichloroethylene	14.8	10.5
50	Ethyl iodide	14.7	10.3	105	Turpentine	11.5	14.9
51	Ethylene glycol	6.0	22.6	106	Wood acetate	14.8	8.8
52	Formic acid	10.7	15.8	107	Water	10.2	13.0
53	Freon-11	14.4	9.0	108	Xylene, ortho	13.2	12.1
54	Freon-12	16.8	8.6	109	Xylene, meta	13.6	10.6
55	Freon-21	15.7	7.5	110	Xylene, para	13.9	10.9



Gambar 4. 6 Viskositas dari Liquids  
Sumber : (TEMA, 2007)

### 8. Corrected Coeffisien dari Shell

Nilai konduktivitas termal (K), penentuan nilai Spesific Heat (Cp) dapat dilihat dari Gambar 4. 8. Serta Heat Transfer Factor (Jh) didapat dari grafik TEMA dan D.Q.Kern untuk air pada suhu 77 °F pada Gambar 4. 8. Dalam menentukan nilai K dilakukan interpolasi yang dijelaskan oleh Tabel 4. 1. Serta penentuan nilai awal konduktivitas termal dijelaskan oleh Gambar 4. 7. Interpolasi Nilai K

$$K = 0,356 \quad \text{btu/hr.ft. } ^\circ\text{F} \quad (\text{fig P-4.3A TEMA})$$

$$Cp = 1,001 \quad \text{btu/lbm. } ^\circ\text{F} \quad (\text{fig P-2.4A TEMA})$$

$$jH = 60 \quad (\text{fig 28 Kern})$$

$$\frac{\mu}{\mu_w} = 1$$

$$jH = \frac{h_o \times D_e}{k} \left( \frac{\mu_s C_p}{k} \right)^{-1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-1/3}$$

$$60 = 0,695078141 \times 0,051618607 \times 1,00$$

$$h_o = 1672,289 \quad \text{btu / hr. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Tabel 4. 5 Interpolasi Nilai K

Interpolasi nilai K	
32	0,343
77	0,356
100	0,363

FIGURE P-4.3A

**THERMAL CONDUCTIVITY OF LIQUIDS**

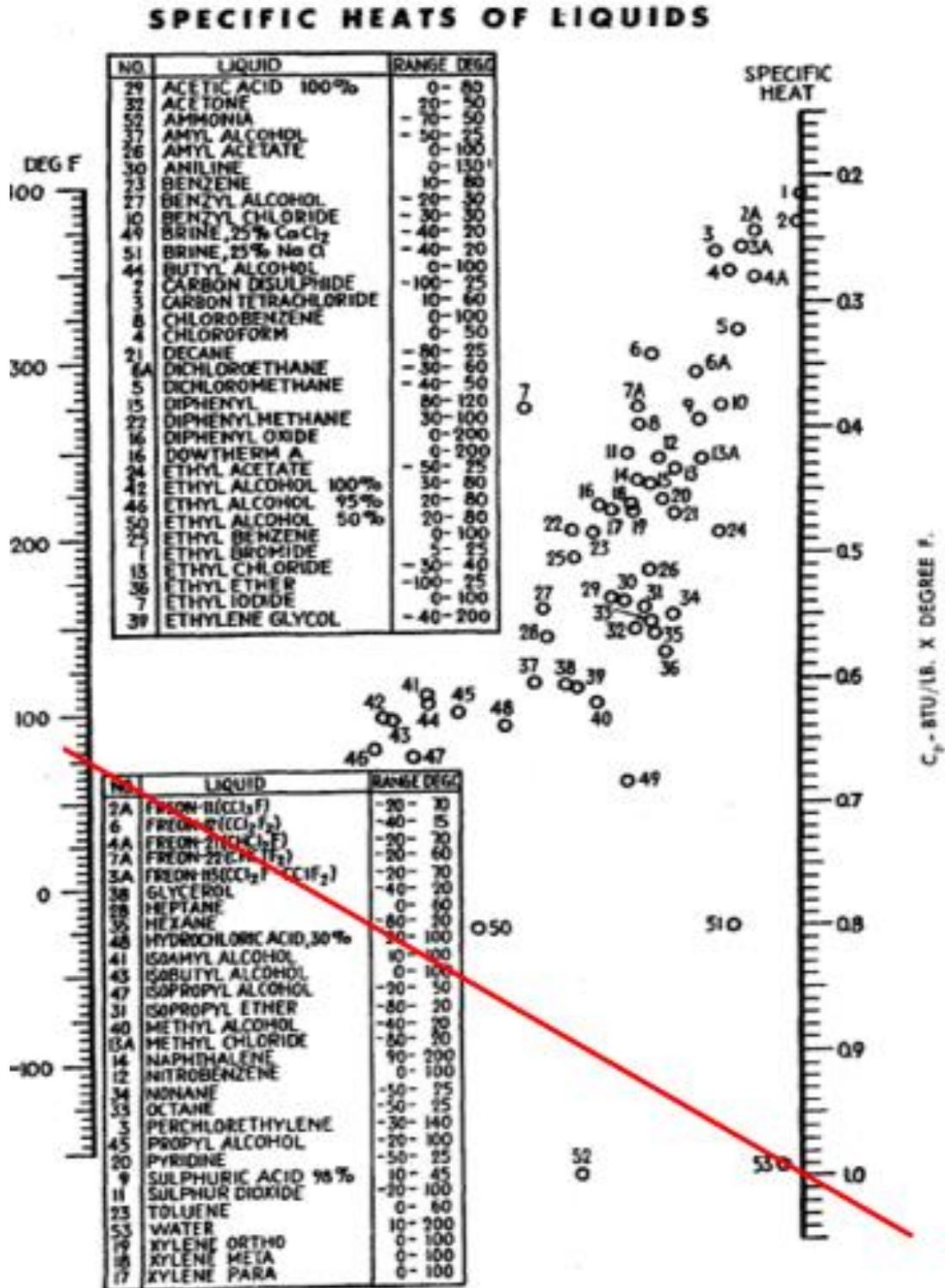
$$k = \text{Btu.}/(\text{hr.})(\text{sq. ft.})(^{\circ}\text{F.}/\text{ft.})$$

A linear variation with temperature may be assumed. The extreme values given constitute also the temperature limits over which the data are recommended.

Liquid	T, °F.	k	Liquid	T, °F.	k
Acetic Acid	68	.092	Formaldehyde	-110	.185
	300	.078		0	.132
Acetone	0	.093		68	.116
	170	.076	Glycerine	68	.161
Acetylene	-220	.137		390	.181
	-110	.089	Heptane (N)	50	.074
	32	.067		300	.050
Acrylic Acid	32	.144	Hexane (N)	50	.072
Cumene	32	.075	Vinyl Acetate	32	.088
	390	.050		230	.065
Cyclohexane	40	.089	Water	32	.343
	100	.081		100	.363
	250	.060		200	.383
Dichlorodifluoromethane	-80	.066		300	.395
	50	.063		420	.376
	140	.058		620	.275
Ethyl Acetate	32	.088	Xylene (Ortho)	32	.087
	230	.065		176	.068
Ethyl Alcohol	-40	.110		390	.048
	300	.080	Xylene (Meta)	32	.080
Ethyl Benzene	32	.080		176	.062
	390	.045		390	.044

Gambar 4. 7 Nilai Konduktivitas Termal dari Air  
 Sumber : (TEMA, 2007)

FIGURE P-2.4A



Gambar 4. 8 Specific Heat dari Air  
 Sumber : (TEMA, 2007)

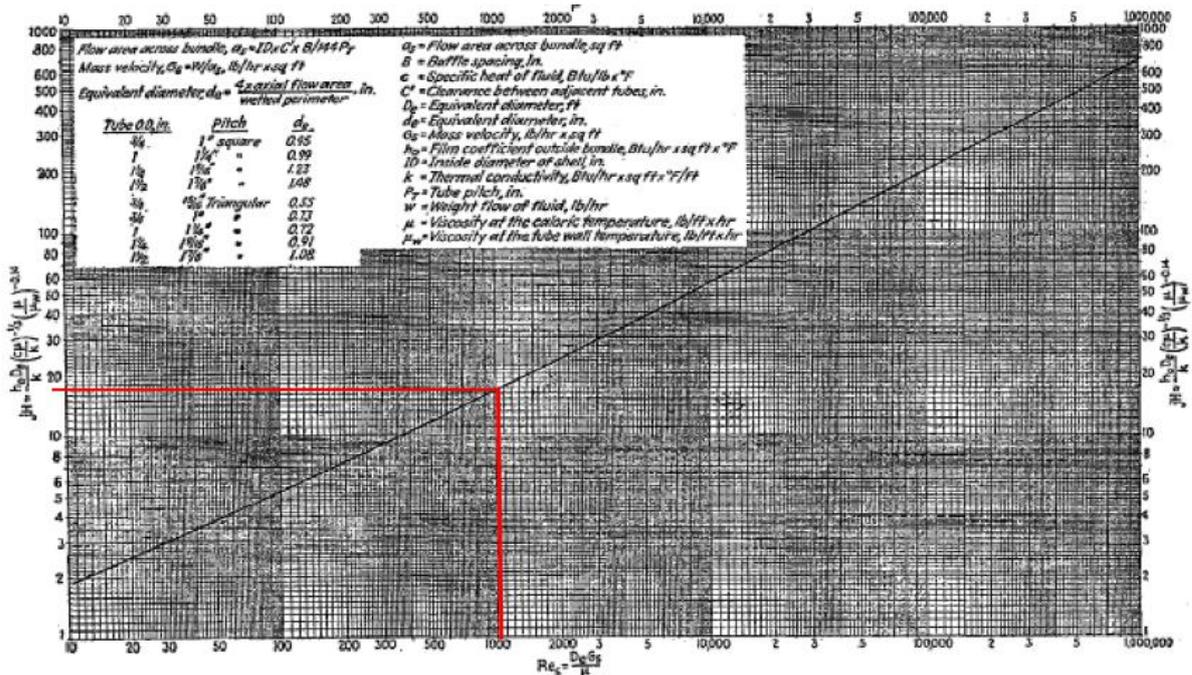


FIG. 28. Shell-side heat-transfer curve for bundles with 25% cut segmental baffles.

Gambar 4. 9 Heat Transfer Factor Air  
Sumber : (Kern, 1950)

9. Flow Area pada Tube

Gambar 4. 10 menunjukkan nilai internal area pada sisi tube yang digunakan untuk mencari nilai flow area pada tube.

$$\begin{aligned}
 at' &= 1,2908 && \text{(Table D-7 TEMA)} \\
 at'' &= \frac{Nt \times at'}{144 \times n} \\
 at'' &= \frac{127 \times 1,2908}{144 \times 1} \\
 at'' &= 1,130480399 \text{ inc}^2 \\
 &= 0,007850553 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

TABLE D-7  
CHARACTERISTICS OF TUBING

Tube O.D. inches	B.W.G. Gage	Thickness inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Lbs.*	Tube I.D. inches	Moment of Inertia Inches <sup>4</sup>	Section Modulus Inches <sup>3</sup>	Radius of Gyration inches	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq Inch
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.232	0.1354	0.1806	0.4853	1860	1.218	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.354	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.095	0.293
2	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.760	0.3144	0.3144	0.6660	3795	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.569
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.7010	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500
2-1/2	10	0.134	3.9127	0.6545	0.5843	3.3893	2.232	0.6992	0.5594	0.8378	6104	1.120	0.996
	12	0.109	4.0900	0.6545	0.5974	2.7861	2.282	0.5863	0.4690	0.8462	6380	1.096	0.819
	14	0.083	4.2785	0.6545	0.6110	2.1446	2.334	0.4608	0.3666	0.8550	6674	1.071	0.630
3	10	0.134	5.8621	0.7854	0.7152	4.1056	2.732	1.2415	0.8277	1.0144	9145	1.098	1.207
	12	0.109	6.0786	0.7854	0.7283	3.3687	2.782	1.0357	0.6905	1.0226	9483	1.078	0.990
	14	0.083	6.3080	0.7854	0.7419	2.5883	2.834	0.8096	0.5398	1.0317	9840	1.059	0.761

Gambar 4. 10 Karakteristik dari Tube  
Sumber : (TEMA, 2007)

### 10. Mass Velocity pada Tube

Fluida yang mengalir pada sheel yaitu fluida air. Pertimbangan yang dilakukan mengacu pada beberapa faktor. Fluida bertemperatur tinggi dan diinginkan untuk memanfaatkan panasnya dialirkan di dalam tube karena dengan ini heat loss dapat dihindarkan.

Fluida dengan viskositas yang lebih rendah dialirkan di dalam tube karena pengaliran fluida dengan viskositas tinggi di dalam penampang alir yang kecil membutuhkan energi yang lebih besar. Fluida dengan viskositas tinggi ditempatkan di shell karena dapat digunakan baffle untuk menambah laju perpindahannya.

$$G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{1014,12 \text{ lb/hr}}{0,007850553} = 129178,9942 \text{ lbm/hr. ft}^2$$

### 11. Reynold Number dari Tube

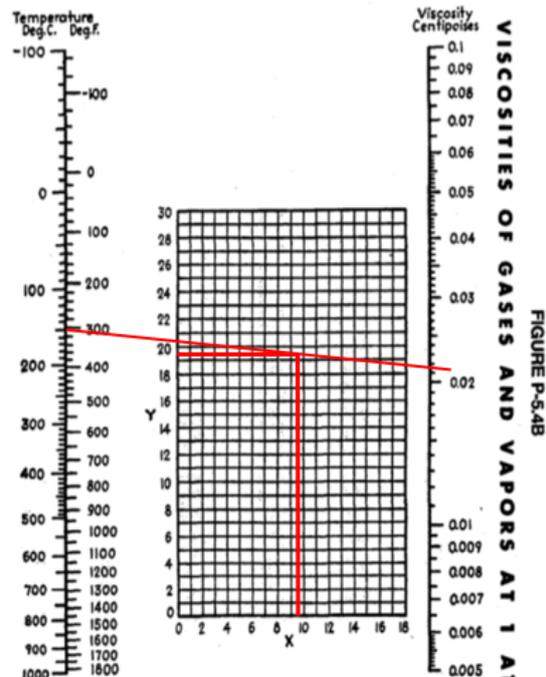
Untuk menentukan nilai viskositas dari fluida gas yang digunakan, maka dapat dilihat pada Gambar 4. 11.

$$T_{h \text{ in}} = 302 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\mu = 0,0215 \text{ Centipoises} = 0,052010399 \text{ lbm/ft.hr} \quad (\text{fig P-5.4B TEMA})$$

$$Re = \frac{ID \times G_t}{\mu} = \frac{0,107 \times 129178,9942}{0,0215} = 265343,4193$$

No.	Gas	X	Y	No.	Gas	X	Y
1	Acetic acid	7.7	14.3	29	Freon-113	11.3	14.0
2	Acetone	8.9	13.0	30	Helium	10.9	20.5
3	Acetylene	9.8	14.9	31	Hexane	8.6	11.8
4	Air	11.0	20.0	32	Hydrogen	11.2	12.4
5	Ammonia	8.4	16.0	33	3H <sub>2</sub> + 1N <sub>2</sub>	11.2	17.2
6	Argon	10.5	22.4	34	Hydrogen bromide	8.8	20.9
7	Benzene	8.5	13.2	35	Hydrogen chloride	8.8	18.7
8	Bromine	8.9	19.2	36	Hydrogen cyanide	9.8	14.9
9	Butane	9.2	13.7	37	Hydrogen iodide	9.0	21.3
10	Butene	8.9	13.0	38	Hydrogen sulphide	8.6	18.0
11	Carbon dioxide	9.5	16.7	39	Iodine	9.0	18.4
12	Carbon disulphide	8.0	16.0	40	Mercury	5.3	22.0
13	Carbon monoxide	11.0	20.0	41	Methane	9.9	15.5
14	Chlorine	9.0	18.4	42	Methyl alcohol	8.5	15.0
15	Chloroform	8.9	15.7	43	Nitric oxide	10.9	20.5
16	Cyanogen	9.2	15.2	44	Nitrogen	10.6	20.0
17	Cyclohexane	9.2	12.0	45	Nitroxyl chloride	8.0	17.0
18	Ethane	9.1	14.5	46	Nitrous oxide	8.8	19.0
19	Ethyl acetate	8.5	13.2	47	Oxygen	11.0	21.3
20	Ethyl alcohol	9.2	14.2	48	Pentane	7.0	12.8
21	Ethyl chloride	8.5	15.6	49	Propane	9.7	12.9
22	Ethyl ether	8.9	13.0	50	Propyl alcohol	8.4	13.4
23	Ethylene	9.5	15.1	51	Propylene	9.0	12.8
24	Fluorine	7.3	22.8	52	Sulphur dioxide	9.6	17.0
25	Freon-11	10.8	15.1	53	Toluene	8.6	12.4
26	Freon-12	11.1	16.0	54	2, 2, 3-trimethylbutane	9.5	10.5
27	Freon-21	10.8	15.3	55	Water	8.0	16.0
28	Freon-22	10.1	17.0	56	Xenon	9.3	23.0



By permission from CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK, by J. H. Perry. Copyrighted 1950. McGraw-Hill Book Company, Inc.

By permission from HEAT TRANSMISSION, by W. H. McAdams. Copyrighted 1954. McGraw-Hill Book Company, Inc.

Gambar 4. 11 Nilai Viskositas Gas  
Sumber : (TEMA, 2007)

12. Corrected Coeffisien dari Tube

Nilai dari Thermal conductivity ( K ) dapat ditentukan dari Gambar 4. 12. Untuk mencari Spesific Heat (Cp) merujuk pada Gambar 4. 13 dan Heat Tranfer Factor ( Jh ) didapatkan dari kern chart pada temperature 302 °F dilihat dari Gambar 4. 14.

$$\begin{aligned}
 K &= 0,0177 \text{ btu/hr. ft}^2 \cdot \text{°F} && (\text{fig P-4.3B TEMA}) \\
 Cp &= 0,23 \text{ btu/lbm. °F} && (\text{fig P-2.4B TEMA}) \\
 jH &= 550 && (\text{kern graphic 24}) \\
 \frac{\mu}{\mu_g} &= 1 && (\text{karena viskositas dibawah 1 maka nilainya menjadi 1})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 jH &= \frac{h_i \times D_i}{k} \left( \frac{\mu_t C_p}{k} \right)^{-1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_g} \right)^{-1/3} \\
 550 &= 6,03577913 \times 0,493212407 \times 1 \\
 h_i &= 184,7546415 \text{ btu/hr. ft}^2 \cdot \text{f} \\
 h_{io} &= \frac{h_i \times ID}{OD} \\
 &= \frac{184,7546415 \times 0,107}{0,125} \\
 &= 157,9036336 \text{ btu/hr. ft}^2 \cdot \text{°F}
 \end{aligned}$$

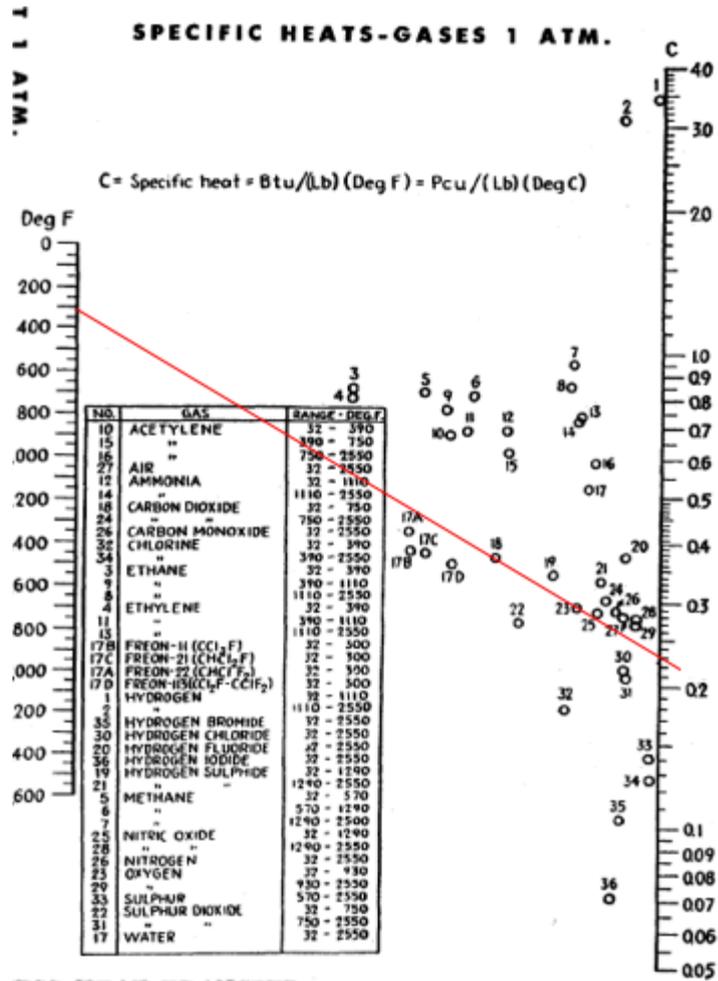
FIGURE P-4.3B

**THERMAL CONDUCTIVITIES OF GASES AND VAPORS**

[k = BTU/(hr)(sq ft)(deg. F per ft)]

Substance	TEMPERATURE °F.							752
	-328	-148	32	122	212	392	572	
Acetone			.0057	.0076	.0099	.0157		
Acetylene		.0056	.0108	.0140	.0172			
Air	.0040	.0091	.0140		.0184	.0224	.0260	
Ammonia		.0097*	.0126		.0192	.0280	.0385	.0509
Argon		.0063	.0095		.0123	.0148	.0171	
Benzene			.0052	.0075	.0103	.0166		
Butane (n-)			.0078		.0135			
Butane (iso-)			.0080		.0139			
Carbon dioxide		.0064*	.0084		.0128	.0177	.0229	
Carbon disulfide			.0040		.0176			
Carbon monoxide	.0037	.0088	.0134		.0052	.0068		
Carbon tetrachloride				.0042	.0052	.0068		
Chlorine			.0043					
Chloroform			.0038	.0047	.0058	.0081		
Cyclohexane					.0094			
Dichlorodifluoromethane			.0048	.0064	.0080	.0115		
Ethane		.0055	.0106		.0175			
Ethyl acetate				.0074	.0096	.0150		
Ethyl alcohol			.0081		.0124			
Ethyl chloride			.0055		.0095	.0145		
Ethyl ether			.0077	.0101	.0131	.0200		
Ethylene		.0051	.0101	.0131	.0161			

Gambar 4. 12 Nilai Konduktivitas Termal dari Gas  
Sumber : (TEMA, 2007)



Gambar 4. 13 Specific Heat dari Gas  
Sumber : (TEMA, 2007)

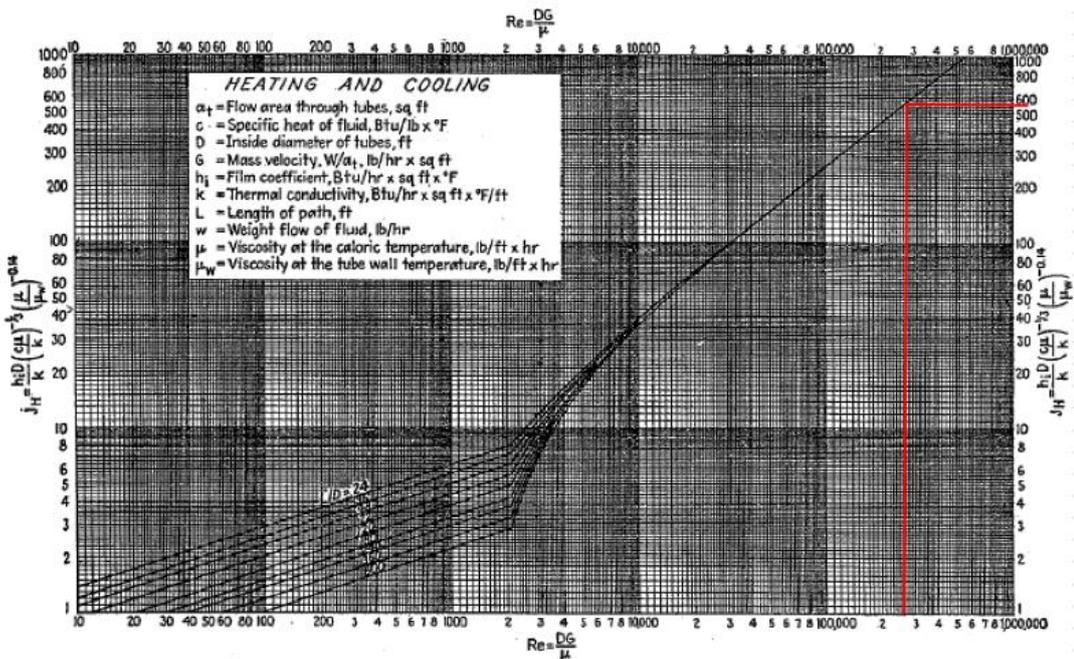


FIG. 24. Tube-side heat-transfer curve. (Adapted from Sieder and Tate.)

Gambar 4. 14 Heat Transfer Factor Gas  
Sumber : (Kern, 1950)

13. Clean Over-all heat transfer Coefficient

$$\begin{aligned}
 U_c &= \frac{h_{iO} \times h_o}{h_{iO} + h_o} \\
 &= \frac{157,9036336 \times 1672,289}{157,9036336 + 1672,289} \\
 &= 144,280173 \text{ btu / hr. ft}^2 \cdot \text{°F}
 \end{aligned}$$

14. Over-all heat transfer Coefficient

$$\begin{aligned}
 U_d &= \frac{Q}{A \times \Delta T \text{ LMTD}} \\
 &= \frac{1014,127}{297,00 \times 117,1003} \\
 &= 0,02915928 \text{ btu / hr. ft}^2 \cdot \text{°F}
 \end{aligned}$$

15. Dirt Factor

$$\begin{aligned}
 R_d &= \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \\
 &= \frac{120,1020528 - 0,02915928}{120,1020528 \times 0,02915928} \\
 &= 0,029153384
 \end{aligned}$$

Karena dari  $R_d$  Perhitungan  $>$   $R_d$  Convention.  $0,029153384 > 0,003$  ,Maka spesifitication HE dapat disetujui.

16. Pressure Drop

a. Shell (Max 10 psi untuk Liquid and 2 psi untuk Gas)

Untuk menemukan faktor gesekan sisi shell yang berkaitan dengan menempatkan nomor yang dapat digunakan kembali pada grafik faktor gesekan sisi shell (Figure 29, Kern 1950 ) dan Specific Gravity dapat ditemukan pada tabel 6 kern 1950.

$$\begin{aligned}
 \text{Reynould Number (Re)} &= 10902,59791 \\
 \text{Shell side friction factor (f)} &= 0,0021 \text{ ft}^2 / \text{inc}^2 \\
 \text{Specific Gravity (s)} &= 1 \\
 \text{Diameter shell (Ds)} &= 2,250 \text{ ft} \\
 \text{No. of crosses, N+1} &= \frac{12 \times \text{tube length}}{\text{baffle space}} \\
 &= \frac{12 \times 6}{1,125} \\
 &= 64 \\
 \text{Total pressure at shell } (\Delta P_s) &= \frac{f G s^2 L n}{5,22 \times 10^{10} \times D_e \times s \times \phi s} \\
 &= \frac{0,0021 \times 101189,3372^2 \times 2,250 \times 64}{5,22 \times 10^{10} \times 0,24761 \times 1 \times 1} \\
 &= 0,239557646 \text{ psi} \\
 &= 1,651692473 \text{ Kpa}
 \end{aligned}$$

Karena pressure drop pada shell yang diizinkan adalah ( $\Delta P <$  psi ) maka spesifikasi dari heat exchanger ini dapat disetujui.

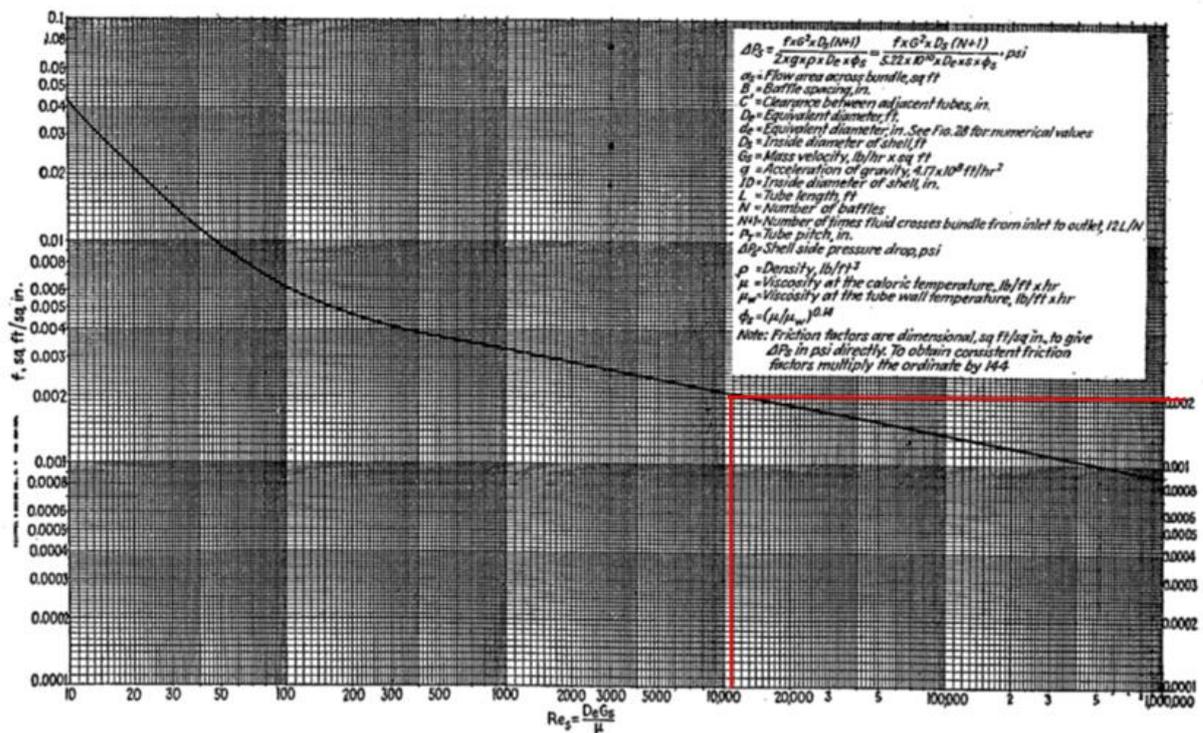


FIG. 29. Shell-side friction factors for bundles with 25% cut segmental baffles.

Gambar 4. 15 Faktor Gesekan Sisi Shell  
Sumber : (Kern, 1950)

808

PROCESS HEAT TRANSFER

TABLE 6. SPECIFIC GRAVITIES AND MOLECULAR WEIGHTS OF LIQUIDS

Compound	Mol. wt.	s*	Compound	Mol. wt.	s*
Acetaldehyde.....	44.1	0.78	Ethyl iodide.....	155.9	1.93
Acetic acid, 100%.....	60.1	1.05	Ethyl glycol.....	88.1	1.04
Ethyl benzene.....	106.1	0.87	Vinyl acetate.....	86.1	0.93
Ethyl bromide.....	108.9	1.43	<b>Water.....</b>	<b>18.0</b>	<b>1.0</b>
Ethyl chloride.....	64.5	0.92	Xylene, ortho.....	106.1	0.87
Ethyl ether.....	74.1	0.71	Xylene, meta.....	106.1	0.86
Ethyl formate.....	74.1	0.92	Xylene, para.....	106.1	0.86

\* At approximately 68°F. These values will be satisfactory, without extrapolation, for most engineering problems.

Gambar 4. 16 Specific Gravities dari Air  
Sumber : (Kern, 1950)

b. Tube (Max 10 psi untuk Liquid dan 2 psi untuk Gas)

Untuk menemukan faktor gesekan sisi tube yang berkaitan dengan menempatkan nomor yang ditinggalkan pada bagan faktor gesekan sisi tube dapat dilihat pada Gambar 4. 17 dan Specific Gravity dapat ditemukan pada tabel 6 kern 1950.

- Reynould Number (Re) = 265343,4193
- Tube side friction factor (f) = 0,00012 ft<sup>2</sup>/ inc<sup>2</sup>
- Specific Gravity (s) = 1,29

Tube length (Ds)	=	6,000 ft
Amount of passes	=	1
Diameter Inside (Di)	=	0,107 ft
Total pressure at tube ( $\Delta P_t$ )	=	$\frac{f G t^2 L n}{5,22 \times 10^{10} \times D_i \times s \times \phi t}$
	=	$\frac{0,00012 \times 129178,9942^2 \times 6 \times 1}{5,22 \times 10^{10} \times 0,107 \times 1,29 \times 1}$
	=	0,00167013 Psi
	=	0,01151512 Kpa
Mass velocity (G)	=	129178,9942 lbm/hr. ft <sup>2</sup>
$\frac{v^2}{2g}$	=	0,0023 (Figure 27 Kern)
Return losses ( $\Delta P_r$ )	=	$\frac{4n}{s} \times \frac{v^2}{2g}$
	=	$\frac{4 \times 1}{1,29} \times 0,0023$
	=	0,007131783 psi
	=	0,049171932 Kpa
Total Pressure ( $\Delta P_t$ )	=	( $\Delta P_t + \Delta P_r$ )
	=	0,001670126 + 0,007131783
	=	0,008801909 psi
	=	0,060687051 Kpa

Karena pressure drop pada tube yang diizinkan adalah ( $\Delta P < 2$  psi ) maka spesifikasi dari heat exchanger ini dapat disetujui.

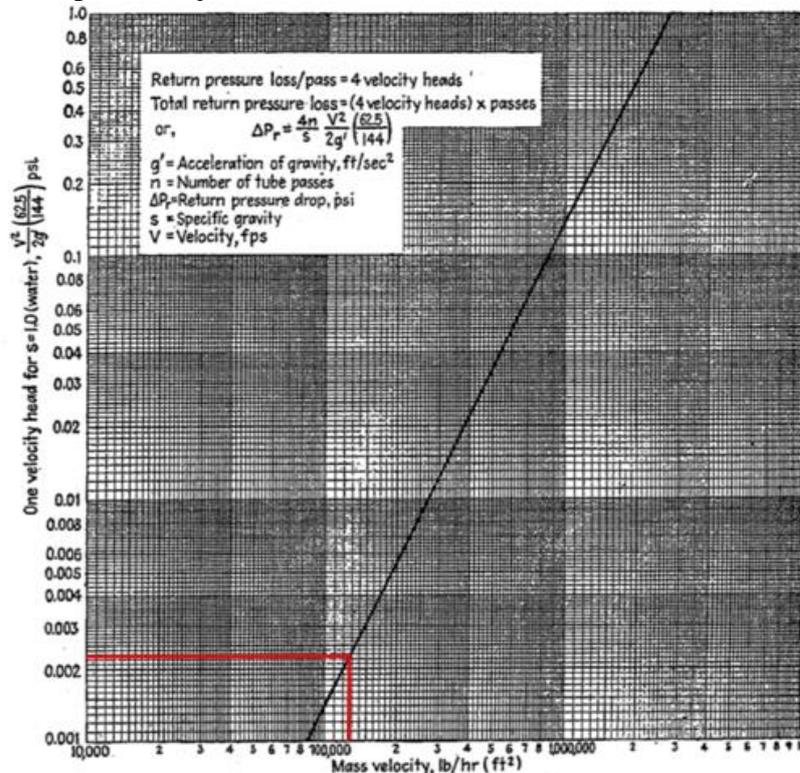


FIG. 27. Tube-side return pressure loss.

Gambar 4. 17 Tube Side Return Pressure Loss  
Sumber : (Kern, 1950)

#### 4.2.7 Desain Heat Exchanger dengan Software Pemodelan Heat Exchanger

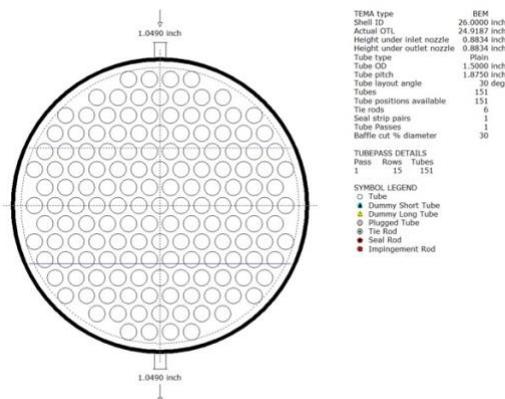
Perencanaan desain heat exchanger dikalkulasikan dengan melakukan berbagai perhitungan yang berasal dari TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association) dan metode D.Q.Kern untuk melakukan kalkulasi secara manual. Setelah melakukan perhitungan manual, kemudian dilakukan kalkulasi menggunakan software pemodelan heat exchanger dengan memasukkan data yang sama, penulis melakukan analisis komparatif antara kalkulasi manual dan menggunakan software kemudian didapatkan beberapa hasil yang tidak jauh berbeda. Langkah pertama yang dilakukan yaitu memasukkan data hasil kalkulasi perhitungan manual ke software pemodelan heat exchanger pada input summary yang dapat dilihat pada Gambar 4. 18. Kemudian didapatkan output summary dari desain yang ditunjukkan oleh Gambar 4. 19. Dalam perancangan layout dari tube apat dilihat dari Gambar 4. 20. Serta hasil desain dari heat exchanger dapat dilihat pada Gambar 4. 21.

Case mode	Design		Service type	Generic shell and tube	
Customer	Layla Suryani Lubis		Job No.		
Address			Reference No.		
Location			Proposal No.		
Service of unit			Date	Rev	
Type	B	E	M	Orientation	Horizontal
Hot fluid	Tubeside		Unit angle	Connected in 1	parallel 1 series
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid allocation	Shell Side			Tube Side	
Fluid name	Water			Carbon Dioxide	
Fluid quantity, Total	1000-lb/hr	0.3557		1.0141	
Temperature (In/Out)	F	77	158	302	170.6
Vapor weight fraction (In/Out)		0	0	1	1
Inlet pressure	psia	14.696		14.696	
Pressure drop, allow.	psi				
Fouling resistance (min)	ft <sup>2</sup> -hr-F/Btu				
Exchanger duty	MM Btu/hr				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
		Shell Side		Tube Side	
Design/Test pressure	psig	75	/	75	/
Design temperature	F	210		550	
Number passes per shell				1	
Corrosion allowance	inch	0.125		0.125	
Connection	In	inch	1 @	1 @	
Size & Rating	Out	inch	1 @	1 @	
	Intermediate		@	@	
Tube No.	OD 1.5	inch	Thk(avg) 0.109	inch	Length 6 ft Pitch 1.875 inch
Tube type	Plain	Material Carbon steel		Tube pattern 30	
Shell	Carbon steel	ID	OD	inch	Shell cover
Channel or bonnet				Channel cover	
Tubesheet-stationary				Tubesheet-floating	
Floating head cover				Imp. Prot. If required by TEMA	
Baffles-cross	Type	Single segmental	%Cut 30	Spacing(c/c) 13.5	Inlet inch
	Orientation	Perpendicular		Crosspasses	Outlet inch
Baffles-long	Seal type				
Supports-tube	U-bend Type				
Bypass seal	Program Set	pairs strips	Tube-tubesheet joint	Expanded (No groove)	
Expansion joint	No	Type			

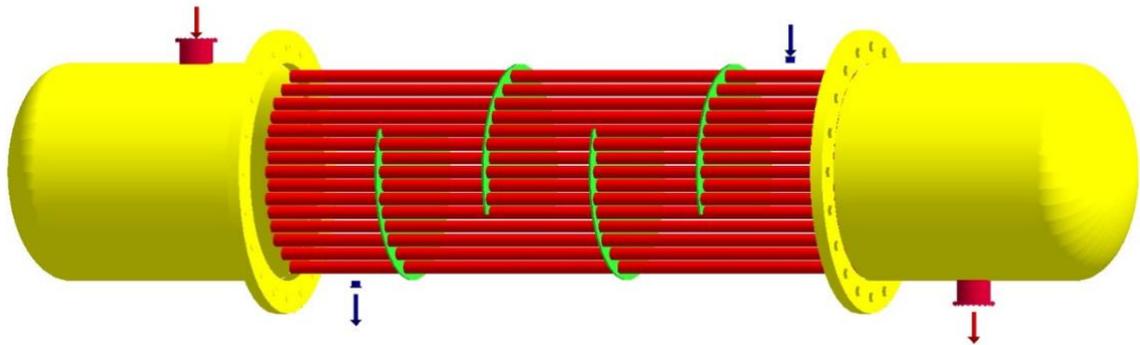
Gambar 4. 18 Input Summary Software Pemodelan Heat Exchanger

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles						
<b>No Data Check Messages.</b>						
<b>See Runtime Message Report for Informative Messages.</b>						
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name		Water		Carboon Dioxide		
Flow rate	(1000-lb/hr)		0.3557		1.0141	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	
Inlet/Outlet T	(Deg F)	77.00	158.00	302.00	170.60	
Inlet P/Avg	(psia)	14.696	14.695	14.696	14.684	
dP/Allow.	(psi)	1.18e-3	7.348	0.023	7.348	
Fouling	(ft2-hr-F/Btu)		0.00000		0.00000	
Exchanger Performance						
Shell h	(Btu/ft2-hr-F)	23.21	Actual U	(Btu/ft2-hr-F)	0.77	
Tube h	(Btu/ft2-hr-F)	0.94	Required U	(Btu/ft2-hr-F)	0.74	
Hot regime	(-)	Sens. Gas	Duty	(MM Btu/hr)	0.0291	
Cold regime	(-)	Sens. Liquid	Eff. area	(ft2)	340.96	
EMTD	(Deg F)	115.8	Overdesign	(%)	5.00	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BEM	Baffle type		Single-Seg.	
Shell ID	(inch)	26.000	Baffle cut	(Pct Dia.)	30	
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)	Perpend.	
Parallel	(-)	1	Central spacing	(inch)	13.500	
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)	5	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(inch)	1.0490	
Tube OD	(inch)	1.5000	Shell outlet	(inch)	1.0490	
Length	(ft)	6.000	Inlet height	(inch)	0.8834	
Pitch ratio	(-)	1.2500	Outlet height	(inch)	0.8834	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(inch)	4.0260	
Tube count	(-)	151	Tube outlet	(inch)	4.0260	
Tube Pass	(-)	1				
Thermal Resistance, %		Velocities, ft/sec			Flow Fractions	
Shell	3.34		<b>Min</b>	<b>Max</b>	A	0.005
Tube	96.64	Tubeside	2.20	2.58	B	0.787
Fouling	0.00	Crossflow	2.85e-3	3.02e-3	C	0.039
Metal	0.02	Window	2.72e-3	2.80e-3	E	0.169
					F	0.000

Gambar 4. 19 Output Summary



Gambar 4. 20 Tube Layout



Gambar 4. 21 Desain Heat Exchanger

Dari hasil running pada software pemodelan heat exchanger, kemudian didapatkan hasil perbandingan berdasarkan perhitungan manual serta hasil perhitungan menggunakan software yang ditunjukkan oleh Tabel 4. 6. Untuk perhitungan detail secara manual dapat dilihat pada Lampiran 3, dan detail dari desain dapat dilihat pada Lampiran 4.

Tabel 4. 6 Perbandingan Nilai Kalkulasi

No	Hasil	Kalkulasi Manual	Software
1	Kebutuhan Kalor (kW)	8,47	8,53
2	Area (ft <sup>2</sup> )	297,00	340,96
3	Amount of Tube	126	151
4	LMTD (F)	117,1	115,8
5	Overdesign (%)	5,00%	

Tabel Tabel 4. 6 merupakan perbandingan hasil dari perhitungan dengan menggunakan software pemodelan heat exchanger dengan nilai input yang telah didapat dari hasil perhitungan manual. Hasil yang diperoleh tidak jauh berbeda dengan perhitungan manual. Overdesign mewakili luas permukaan ekstra yang tersedia melebihi dari yang di perlukan untuk mengkompensasi fouling. Nilai overdesain yang dapat diterima yaitu tidak lebih dari 10%. Kemudian dari hasil analisa didapatkan nilai overdesain sebesar 5,00 % (<10%) , maka hasil desain ini dapat diterima.

## BAB 5

### KESIMPULAN

#### 5.1 Gambaran Umum Penelitian

Berdasarkan UUD 1945 Pasal 28 H dan UU No. 36 Tahun 2009 mengenai kesehatan, dinyatakan bahwa setiap warga negara Indonesia berhak untuk memperoleh pelayanan kesehatan yang aman, bermutu, dan terjangkau. Negara Indonesia memiliki wilayah yang cukup luas dan terdiri dari banyak pulau cenderung terjadi ketidak seimbangan pembangunan dibidang pelayanan kesehatan. Maka dari itu, untuk melayani kesehatan di daerah pesisir dan pulau - pulau terpencil dapat digunakan puskesmas terapung yang memiliki peranan strategis dan dapat menjadi pilihan utama.

Mengacu pada Marine Labour Convention regulasi A3.1 mengenai akomodasi dan fasilitas rekreasi, untuk sistem sanitari atau sistem domestik pada semua jenis kapal termasuk puskesmas terapung harus dilengkapi dengan air bersih yang mengalir panas dan dingin serta memenuhi standar kesehatan, kebersihan minimum, dan standar kenyamanan yang wajar.

Untuk menjaga higienitas kebutuhan air bersih di puskesmas terapung maka digunakan inovasi kepada sistem domestiknya, yaitu dengan memanfaatkan gas buang (waste heat recovery) yang berasal dari auxiliary engine. Inovasi ini dilakukan untuk mengurangi penggunaan heater electric atau heater jenis lainnya di atas kapal.

Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang banyak dipakai adalah Shell and Tube Heat Exchanger (STHE). Alat ini terdiri dari sebuah shell silindris di bagian luar dan sejumlah tube (tube bundle) di bagian dalam, dimana temperatur fluida di dalam tube bundle berbeda dengan di luar tube (di dalam shell) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam tube dan di luar tube. Pada penelitian ini fluida gas dialirkan pada sisi tube, dan fluida air dialirkan pada sisi shell.

#### 5.2 Kesimpulan

Berdasarkan dari hasil penelitian dan hasil analisa data, maka dapat disimpulkan :

1. Dari hasil perbandingan antara kalkulasi manual dengan penggunaan software pemodelan heat exchanger, didapatkan hasil dari kedua perhitungan tersebut tidak memiliki perbedaan hasil yang cukup jauh atau signifikan. Hasil dari kalkulasi manual untuk kebutuhan kalor pada sistem domestik didapatkan sebesar 8,47 kW. Kemudian dari hasil perhitungan software didapatkan jumlah kalor yang dibutuhkan sebesar 8,53 kW. Penentuan banyaknya jumlah tube dengan kalkulasi manual didapatkan 126 tube, sedangkan dengan penggunaan software jumlah tube yang didapatkan sebanyak 151 tube. Nilai LMTD dengan menggunakan kalkulasi manual didapatkan sebesar 117,1 °F, sedangkan nilai LMTD dengan menggunakan software didapatkan sebesar 115,8 °F. Hasil kalkulasi manual nilai dari heat transfer area yang didapatkan sebesar 297,00 ft<sup>2</sup>, sedangkan nilai dari heat transfer area dengan menggunakan software didapatkan sebesar 340,96 ft<sup>2</sup>.
2. Desain dari heat exchanger ini bisa diterima dengan memperhatikan beberapa faktor. Berdasarkan nilai pressure drop dari hasil kalkulasi manual pada sisi shell dengan maksimal 10 psi didapatkan sebesar 0,2395 psi. Kemudian pada sisi tube nilai pressure

drop maksimal yaitu 2 psi dan dari hasil kalkulasi manual didapatkan 0,0088 psi. Berdasarkan dirt factor yang sesuai ketentuan nilainya harus lebih besar dari 0,003 dan dari hasil kalkulasi manual nilai dirt factor yang didapatkan yaitu 0,0291. Kemudian berdasarkan hasil desain menggunakan software, nilai overdesign yang dapat diterima harus lebih kecil dari 10% dan nilai yang didapatkan yaitu 5%, sehingga dari beberapa faktor yang sudah dijelaskan maka heat exchanger ini bisa diterima.

### **5.3 Saran**

Dari penelitian yang sudah dilakukan terdapat beberapa saran yang diberikan agar dijadikan sebagai inovasi dan melengkapi topik tugas akhir ini, yaitu :

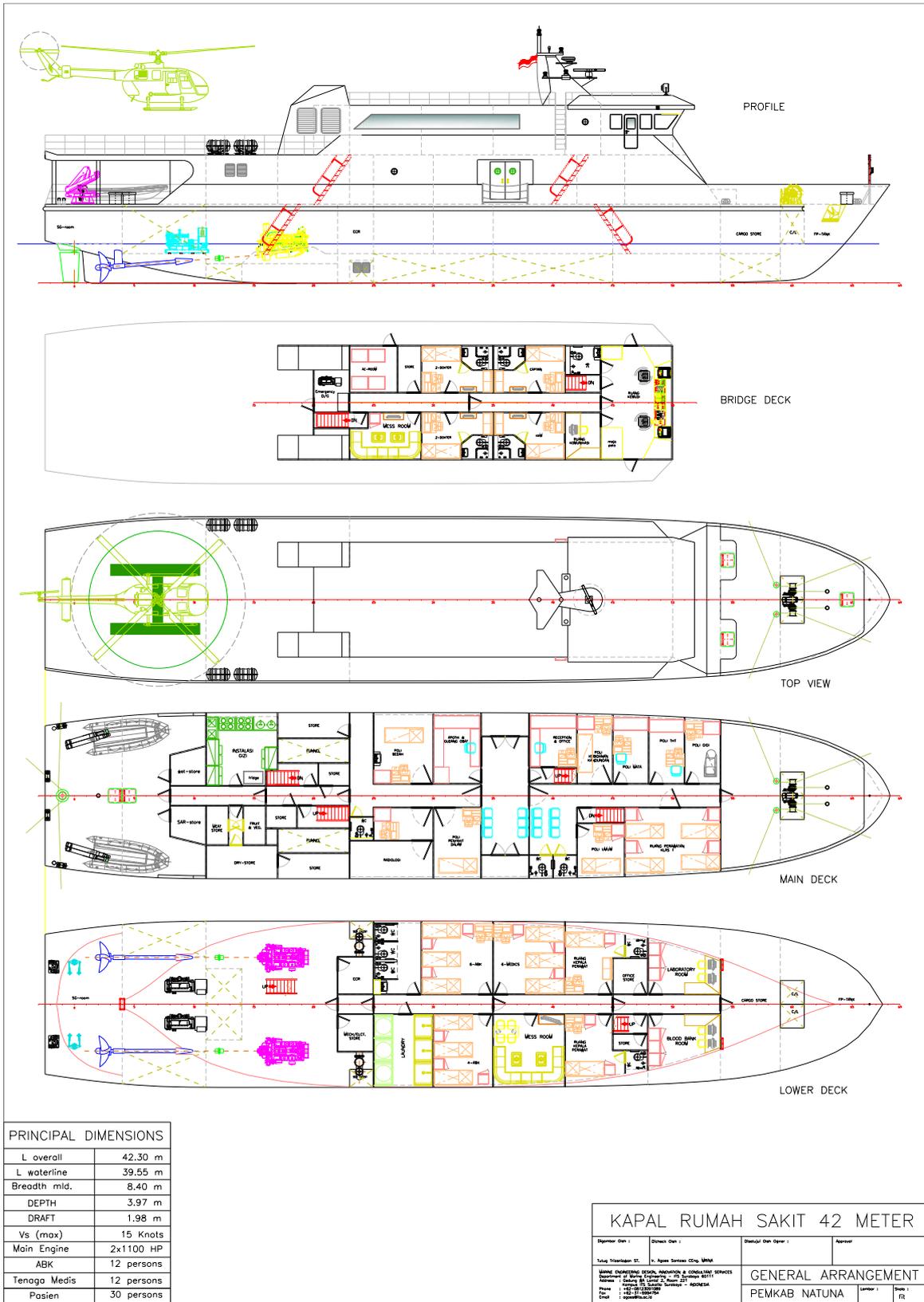
1. Melakukan perhitungan dan desain pipa yang dari saluran exhaust gas auxiliary engine menuju ke heat exchanger, dan dari heat exchanger menuju ke sistem domestik Puskesmas Terapung 65 GT.
2. Dilakukan penelitian terhadap tipe lain dari shell and tube heat exchanger ini berdasarkan ketentuan dari TEMA yang divariasikan dari type head dan shell nya seperti tipe AEN, BET, CEU, dan lain nya.
3. Dilakukan analisa dan penelitian berdasarkan dari banyaknya jumlah tube passes. Seperti 2 passes, 4 passes, 6 passes, dan lainnya berdasarkan D.Q. Kern.
4. Heat exchanger tipe shell and tube yang di desain harus memperhatikan pressure drop yang dapat diterima oleh auxiliary engine agar tidak mengganggu kinerja nya dan jika tidak maka desain nya harus dipertimbangkan dan diperhitungkan kembali, tidak menutup kemungkinan bahwa tipe heat exchanger yang lain dapat diaplikasikan.

## DAFTAR PUSTAKA

- Arsenyev, P. Y., Tovazhnyanskyy, L. L., Klemeš, J. J., Arsenyeva, O. P., Perevertaylenko, O. Y., & Kapustenko, P. O. (2019). The Optimal Design Of Welded Plate Heat Exchanger With Intensified Heat Transfer For Ammonia Synthesis Column. *Chemical Engineering Transactions*, 76, 61–66. <https://doi.org/10.3303/CET1976011>
- Atikayanti, M. S., Nur, S. F., Santoso, B., & Ekayuliana, A. (N.D.). Analisis Perbandingan Heat Exchanger Tipe Plate-Frame Dan Shell And Tube Pada Intercooler. 2018.
- Bastanta, J. (2012). *Mengenal Alat Proses "Shell And Tube Heat Exchanger."*
- Bhavsar, J. J., Matawala, V. K., & Dixit, S. (2013). Design And Experimental Analysis Of Spiral Tube Heat Exchanger. In *International Journal Of Mechanical And Production Engineering* (Vol. 37, Issue 1).
- Bizzy, I., & Setiadi, R. (2013). *Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube Dengan Program Heat Transfer Research Inc. ( HTRI ).*
- Dasaad, M. D. A. (2021). *Perencanaan Desain Heat Exchanger Tipe Shell And Tube Untuk Calorifier Pada Sistem Domestik Kapal Landing Platform Dock 120 Meter.*
- Ezgi, C. (2017). Basic Design Methods Of Heat Exchanger. In *Heat Exchangers - Design, Experiment And Simulation*. Intech. <https://doi.org/10.5772/67888>
- Fadilah, L. (2017). *Storage Calorifier Design For Domestic Water Heating System Onboard Pkr Ship.*
- Fitri, S. P., Santoso, A., & Anggriawan, N. F. (2019). Waste Heat Recovery From Exhaust Gas And Cooling Water As Water Heater On Domestic System Of A Cruise Ship 48 Meters. In *International Journal Of Marine Engineering Innovation And Research* (Vol. 3, Issue 3).
- Kern, D. Q. (1950). *Process Heat Transfer.*
- Khoiruddin, M. (2017). *Desain Konseptual Dan Pola Operasi Pelayanan Kesehatan Terapung Studi Kasus -Wilayah Pesisir Sidoarjo.*
- Khorshidi, J., & Heidari, S. (2016). Design And Construction Of A Spiral Heat Exchanger. *Advances In Chemical Engineering And Science*, 06(02), 201–208. <https://doi.org/10.4236/Aces.2016.62021>
- MAN Diesel & Turbo. (N.D.). *Waste Heat Recovery System (WHRS) For Reduction Of Fuel Consumption, Emissions And EEDI.*
- Maritime Labour Convention. (2006). *Maritime Labour Convention.*
- Maulana, P. (2019). *Perancangan Heat Exchanger Tipe Shell And Tube Pada Perancangan Pabrik Propilen Glikol Kapasitas 50000 Ton:Tahun.*
- National Programme On Technology Enhanced Learning (NPTEL). (2013). *Module #1 PROCESS DESIGN OF HEAT EXCHANGER.*
- Permatasari, R., & Cahya, A. H. (2020). Design Of Shell And Tube Heat Exchanger For Waste Water Using Heat Transfer Research Inc Computational Fluid Dynamics View Project Temperature And Air Distribution In Building View Project Design Of Shell And Tube Heat Exchanger For Waste Water Using Heat Transfer Research Inc. *International Journal Of Advanced Science And Technology*, 29(05), 611–622. <https://www.researchgate.net/publication/348742589>
- Ratnawati, & Salim, A. (2018). *Desain Ulang Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube Dengan Material Tube Carbon Stell Dan Stainless Stell 304.*
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *FUNDAMENTALS OF HEAT EXCHANGER DESIGN.*
- Shaikh, T. M., & Patel, R. (2015). *Design & Optimization Of Shell & Tube Heat Exchanger Using HTRI Software.*

- Talahatu, M. A. (2006). *Konsep Puskesmas Terapung Untuk Kawasan Pesisir Pantai Indonesia*.
- TEMA. (2007). *Tubular Exchanger Manufacturers Association*.
- Thakar, R., Bhosle, S., & Lahane, S. (2018). Design Of Heat Exchanger For Waste Heat Recovery From Exhaust Gas Of Diesel Engine. *Procedia Manufacturing*, 20, 372–376. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.054>

# LAMPIRAN 1



## LAMPIRAN 2



### Caractéristiques Générales General Characteristics

# DT W105

Version 4 W105

06 / 2018

00.05

Ind B

		4W105 Genset		4W105 Propulsion	
		PRP 50Hz	PRP 60Hz	P2	
Puissance nominale	kWm	90 (105kVA)	104 (120kVA)	95	Rated power
Puissance nominale	mHP	122	141	129	Rated power
Régime nominal	tr/min	1500	1800	2100	Rated speed

#### Circuit de Carburant / Fuel system

		Electronique / Electrical		Mécanique / Mechanical	
Système d'injection		11 ± 1		12 ± 0.5	Injection system
Avance statique	°				Static timing
Débit de carburant balayé	L/h	60	72	84	Total fuel flow
Consommation spécifique à la puissance nominale	g/kWh	212	215	216.2	BSFC rated power
Consommation à Puissance maxi	L/h	20	25.5	26	Fuel consumption rated power
Pression circuit alim. gasoil	bar	1.5			Feeding Fuel circuit pressure
Température maximale d'alimentation carburant	°C	38 ± 3			Max inlet fuel Temperature
Efficacité de la filtration		3-5 µm - 98% d'efficacité			Filtration efficiency
Préconisations combustible : Voir		DT 05.G01			Fuel precondition. See

#### Circuit d'air / Air system

Température d'air maximale	°C	55			Max Air inlet Temp.
Débit d'air puissance nominale	kg/s	0.12	0.15	0.20	Air flow at rated power
Pression d'air d'ADM à Puissance maxi	bar	1.1	1.6	1.66	Int. pressure at rated power
Préconisations ventilation salle des machines. Voir		DT 08.G01			Engine room ventilation. See

#### Dépression maximale à l'admission / Max intake depression

Filtre à air neuf	mbar	35			New air filter
Filtre à air à remplacer	mbar	60			Replacement air filter

#### Circuit d'Échappement / Exhaust system

Température des gaz à la puissance nominale	°C	425	380	339	Exhaust temperature at rated power
Température ECH maxi	°C	550			Max exhaust temperature
Débit de gaz d'échappement	kg/h	460	575	717	Exhaust gas flow
Puissance des gaz ECH	kW	52	64.3	72	Exhaust power
Contre pression ECH maxi	mbar	50		40	Max allowed backpressure
Diam. mini du conduit d'ECH	mm	83		65	Minimum diameter exhaust pipe

#### Circuit Electrique / Electrical system

Tension nominale	V	24		Nominal tension	
Résistance maxi du faisceau	Ohm	0.006		0.004	Max resistance of starting wiring
Capacité nominale Alternateur	A	55 (option)		55	Alternator nominal capacity

Sur toutes ces valeurs la tolérance applicable est de ± 5% / Tolérance on all values is ± 5%

#### IMPORTANT :

La documentation technique étant susceptible d'évoluer, il est demandé avant son utilisation de détenir la dernière version disponible sur le site internet Moteurs Baudouin.

As Technical Documentation is likely to evolve, it is requested before use to make sure to hold the latest version available on Moteurs Baudouin's website.

## 4 W1055 Marine Generator Set

Model	Injection	Speed control	Cylinder configuration	Bore/stroke (mm)	Displacement (l)
4W1055	Mechanical	Electronic	4 in line	105x130	450



### Customer benefits

**Continuous compact power** with reference performances in its category

**Easy service** with accessible components and unit cylinder heads

**Simple technology with mechanical injection**

**Life cycle cost efficiency** with extended mean time between overhauls (MBTO)

### Rating table

Rating	Frequency	RPM	kWm	kWe	kVA
PRP	50 Hz	1500	70	64	80
PRP	50 Hz	1500	74	68	85
PRP	50 Hz	1500	87	80	100
PRP	50 Hz	1500	91	84	105
PRP	60 Hz	1800	91	84	105
PRP	60 Hz	1800	108	100	125

### Prime running power (PRP)

- Variable load with mean power calculated on 250 running hours
- No restriction on use if mean power 75% of nominal power
- Total operating time at 100% nominal power shall not exceed 500 hours per year
- 10% overload available 1 hour each 12 hours

### Power definition

Standard ISO 3046/1 - 1995 (F)

#### Reference conditions

Ambient temperature	25 °C / 77 °F
Barometric pressure	100 kPa
Relative humidity	30%
Raw water temperature	25 °C / 77 °F

#### Fuel oil

Relative density	0,840 ± 0,005
Lower calorific power	42 700 kJ/kg
Consumption tolerances	0 ± 5%
Air inlet limit temperature	35 °C / 95 °F

## Standard equipment

### Engine and block

Cast iron cylinder block, with replaceable cylinder liners  
Separate cast iron cylinder heads  
Replaceable valves guides and seats  
Steel forged crankshaft  
Light alloy piston with 3 high performance piston rings

### Cooling system

Fresh / raw water heat exchanger with integrated thermostatic valves and expansion tank  
Cast iron centrifugal fresh water pump, mechanically driven  
Bronze self-priming raw water pump, mechanically driven

### Lubrication system

Full flow screwable oil filters  
Fresh water cooled lube oil cooler

### Fuel System

In line injection pump with flanged electronic speed governor  
Double wall injection bundle  
Duplex fuel filters  
Water separator

### Intake air and exhaust system

Fresh water cooled exhaust gas manifold  
Turbo blower with insulated turbine housing

### Electrical system

Voltage 24Vdc  
Electrical starter on flywheel crown

### Generator

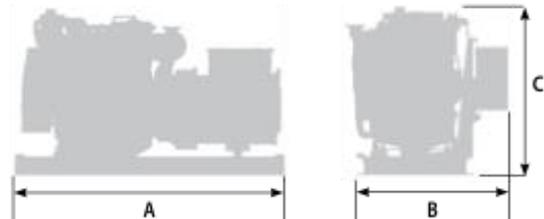
- 50/60Hz Frequency, 4 Pole
- Insulation / Heating Class H/H
- Electronic voltage regulation
- Brushless excitation
- IP23 Protection, Marine impregnation
- Single bearing

## Specific fuel consumption

Frequency	PRP				75% PRP			50% PRP		
	kWe	kWm	g/kWh	l/h	kWm	g/kWh	l/h	kWm	g/kWh	l/h
50 Hz	64	70	197	16	53	201	12	35	212	8
50 Hz	68	74	196	17	56	200	13	37	211	9
50 Hz	80	87	197	20	66	199	15	43	205	10
50 Hz	84	91	198	21	69	198	16	45	205	10
60 Hz	84	91	196	21	69	197	16	46	218	11
60 Hz	100	108	199	25	81	200	19	54	215	13

## Dimensions and dry weight (mm / kg)

	A	B	C	Weight
80 KVA- 50 Hz	1705	1015	995	907
85 to 100 KVA- 50 Hz 105 KVA- 60 Hz	1705	1015	995	944
105 KVA- 50 Hz 125 KVA- 60 Hz	1774	1015	995	980



### Société Internationale des Moteurs Baudouin

Technoparc du Brégadan - 13260 Cassis - France - Tél. +33 488 688 500 - [Baudouin.com](http://Baudouin.com)



### LAMPIRAN 3

DESAIN HEAT EXCHANGER TIPE SHEEL AND TUBE  
 DENGAN PEMANFAATAN WASTE HEAT RECOVERY  
 UNTUK MENJAGA HIGIENITAS SISTEM  
 DOMESTIK PUSKESMAS TERAPUNG 65 GT

Layla Suryani Lubis  
 5019201194

1

Principal Dimension			
LOA	=	42,3	m
LWL	=	39,55	m
B	=	8,4	m
H	=	3,97	m
T	=	1,98	m
ABK	=	12	Person
Tenaga Medis	=	12	Person
Pasien	=	30	Person
Vs (Max)	=	15	Knots

PRINCIPAL DIMENSIONS	
L overall	42.30 m
L waterline	39.55 m
Breadth mld.	8.40 m
DEPTH	3.97 m
DRAFT	1.98 m
Vs (max)	15 Knots
Main Engine	2x1100 HP
ABK	12 persons
Tenaga Medis	12 persons
Pasien	30 persons

KAPAL RUMAH SAKIT 42 METER			
Dibuat Oleh : Tulug Triandean ST.	Ditcheck Oleh : R. Agus Santoso CEng. MIRA	Ditetujui Oleh (Desain) :	Aprovat
MARINE ENGINEERING DESIGN, INNOVATION & CONSULTANT SERVICES Department of Marine Engineering – ITS Surabaya 60111 Address : Gedung 98, Lantai 2, Room 221 Kampus ITS Sukolilo Surabaya – INDONESIA Phone : +62-31-8012300 Fax : +62-31-8004704 Email : ags@its.ac.id		GENERAL ARRANGEMENT PEMKAB NATUNA	
		Lembar :	Skala : fit

### Auxiliary Engine

Main Generator	=	2 sets x 80 kVA - 50 Hz
Type	=	GEB4W105S
Power Continuous	=	64 kW
RPM	=	1500

## 4 W105S Marine Generator Set

Model	Injection	Speed control	Cylinder configuration	Bore/stroke (mm)	Displacement (l)
4W105S	Mechanical	Electronic	4 in line	105x130	4.50



### Customer benefits

**Continuous compact power** with reference performances in its category

**Easy service** with accessible components and unit cylinder heads

**Simple technology with mechanical injection**

**Life cycle cost efficiency** with extended mean time between overhauls (MTBO)

### Mass Flow Rate From Exhaust Gas Auxiliary Engine

#### Circuit d'Échappement / Exhaust system

	°C	425	380	330	
Température des gaz à la puissance nominale	°C				Exhaust temperature at rated power
Température ECH maxi	°C			550	Max exhaust temperature
Débit de gaz d'échappement	kg/h	460	575	717	Exhaust gas flow
Puissance des gaz ECH	kW	52	64.3	72	Exhaust power
Contre pression ECH maxi	mbar		50	40	Max allowed backpressure
Diem. mini du conduit d'ECH	mm		83	65	Minimum diameter exhaust pipe

$$\begin{aligned} mE &= 460 \text{ kg/hr} \\ &= 0,128 \text{ kg/s} \\ &= 1014,12658 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{h \text{ in}} &= 150 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 423,15 \text{ }^{\circ}\text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{h \text{ out}} &= 77 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ &= 350,15 \text{ }^{\circ}\text{K} \end{aligned}$$

- Suhu air panas untuk pencucian 70°C dalam waktu 25 menit atau 95°C dalam waktu 10 menit.

18.7 The hot water shall be at a constant temperature of at least 66°C and shall be heated by thermostatically controlled calorifiers of adequate capacity or by some equally safe and efficient means.

18.8 Every shower shall be provided with an anti-scalding mixing valve which shall be set in such a way that the temperature of the shower water can be varied by the person using it to any temperature between the ambient temperature and a temperature of at least:-

- in the case of a thermostatically controlled mixing valve, 38°C but not more than 43°C; or
- in the case of any other mixing valve, 35°C but not more than 40°C.

Suhu Normal																														
Temperatur air yang bersih tak boleh terlalu panas atau terlalu dingin. Temperatur normal air bersih sekitar 10 sampai 25 derajat Celsius atau dapat dikatakan adem. Air dengan suhu yang terlalu tinggi atau panas dapat menyebabkan oksigen yang terlalu di dalam air kian menurun jumlahnya dan kecepatan respon kimia kian meningkat.																														
Suhu Ambient Air (Tropis)	=	25	°C	298,15	°K																									
Berdasarkan Marine																														
Air Hangat	=	38	°C	311,15	°K																									
Air Panas	=	66	°C	339,15	°K																									
PERATURAN MENTERI KESEHATAN REPUBLIK INDONESIA NOMOR 7 TAHUN 2019 TENTANG KESEHATAN LINGKUNGAN RUMAH SAKIT																														
Pencucian	=	70	°C	343,15	°K																									
Sterilisasi	=	121	°C	394,15	°K																									
From Merchant Shipping Act Chapter 179																														
(6) Cold fresh water and hot fresh water or means of heating water shall be available in all communal wash places —																														
(a) the crew shall be provided with —																														
(i) fresh water of capacity sufficient to provide at least 72 litres per man per day and drinking water of capacity sufficient to provide at least 18 litres per man per day; or																														
PERATURAN MENTERI KESEHATAN REPUBLIK INDONESIA NOMOR 7 TAHUN 2019																														
<table border="1"> <thead> <tr> <th>No</th> <th>Kelas Rumah Sakit/ Jenis Rawat</th> <th>SBM</th> <th>Satuan</th> <th>Keterangan</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Semua Kelas</td> <td>5 - 7,5</td> <td>L/TT/Hari</td> <td>Kuantitas air minum</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>A - B</td> <td>400 - 450</td> <td>L/TT/Hari</td> <td>Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>C - D</td> <td>200 - 300</td> <td>L/TT/Hari</td> <td>Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>Rawat Jalan</td> <td>5</td> <td>L/org/Hari</td> <td>Termasuk dalam SBM volume air sesuai kelas RS</td> </tr> </tbody> </table>						No	Kelas Rumah Sakit/ Jenis Rawat	SBM	Satuan	Keterangan	1	Semua Kelas	5 - 7,5	L/TT/Hari	Kuantitas air minum	2	A - B	400 - 450	L/TT/Hari	Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi	3	C - D	200 - 300	L/TT/Hari	Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi	4	Rawat Jalan	5	L/org/Hari	Termasuk dalam SBM volume air sesuai kelas RS
No	Kelas Rumah Sakit/ Jenis Rawat	SBM	Satuan	Keterangan																										
1	Semua Kelas	5 - 7,5	L/TT/Hari	Kuantitas air minum																										
2	A - B	400 - 450	L/TT/Hari	Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi																										
3	C - D	200 - 300	L/TT/Hari	Kuantitas air untuk keperluan higiene dan sanitasi																										
4	Rawat Jalan	5	L/org/Hari	Termasuk dalam SBM volume air sesuai kelas RS																										
Perhitungan Jumlah Air Tawar																														
Kebutuhan	=	54 Orang																												
	=	250 L																												
Total fresh water	=	13500 liter/day																												
		13,5 m <sup>3</sup> /day																												
		13500 kg/day																												
		562,5 kg/hour																												
		0,15625 kg/s																												
		1240,10044 lb/h																												

**Perhitungan Massa Air Hangat**

Setelah menemukan volume air tawar selama sehari, dan berikutnya hitung massa air hangat pada 38 °C dengan persamaan ini:

$$\begin{aligned}
 m &= v \times \rho & \rho \text{ (at temperature 38 °C)} &= 993,00 \\
 &= 13405,50 \text{ kg/day} \\
 &= 558,5625 \text{ kg/hour} \\
 &= 0,16 \text{ kg/s} \\
 &= 1231,41973 \text{ lb/h}
 \end{aligned}$$

Temperature °C	Density kg/m <sup>3</sup>	Temperature °C	Density kg/m <sup>3</sup>	Temperature °C	Density kg/m <sup>3</sup>
0 (ice)	917.00	33	994.76	67	979.34
0	999.82	34	994.43	68	978.78
1	999.89	35	994.08	69	978.21
2	999.94	36	993.73	70	977.63
3	999.98	37	993.37	71	977.05
4	1000.00	38	993.00	72	976.47
5	1000.00	39	992.63	73	975.88
6	999.99	40	992.25	74	975.28

**Perhitungan Laju Aliran Massa Air Hangat**

Berdasarkan Merchant Shipping Notice MSN 1884 Marine Labour Convention 2006 - Crew Accommodation poin 18 Sanitary Accommodation

Design Temperature System

$$\begin{aligned}
 \text{Temperatur Fresh Water} &= 25 \text{ °C} \\
 \text{Temperatur Air Pencucian} &= 70 \text{ °C} \\
 \text{Temperatur Air Hangat} &= 38 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

**Perhitungan Massa Air Hangat**

$$\begin{aligned}
 m_H &= m_w \frac{\Delta T_w}{\Delta T_H} \\
 &= 10724,40 \times ((38-25)/(70-25)) \\
 &= 3872,7 \text{ kg/day} \\
 &= 161,3625 \text{ kg/hour} \\
 &= 0,04482292 \text{ kg/s} \\
 &= 355,743479 \text{ lb/h}
 \end{aligned}$$

**Perhitungan Jumlah Kalor Pada Sistem**

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{water}} &= m \times c \times t_2 - t_1 & C &= 4200 \text{ J/Kg} \\
 &= 8471,53125 \text{ J/s} \\
 &= 8,47153125 \text{ KJ/s} \\
 &= 8,47153125 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

**Design Storage Calculation**

T <sub>h in</sub>	=	150 °C	302 °F
T <sub>h out</sub>	=	77 °C	170,6 °F
T <sub>c in</sub>	=	25 °C	77 °F
T <sub>c out</sub>	=	70 °C	158 °F

Type digunakan : 1 1/2" OD Tubes (12 BWG) on 1 7/8" Triangular Pitch						
Do =	1,500	In	0,125	ft	0,038	m
Lt =	72,00	In	6,000	ft	1,829	m
Di =	1,282	In	0,107	ft	0,033	m
Pt =	1,875	In	0,156	ft	0,048	m

Dari tabel 10 dan TEMA 2007

**TABLE D-7  
CHARACTERISTICS OF TUBING**

Tube O.D. inches	B.W.G. Gage	Thickness inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Steel Lbs. *	Tube I.D. inches	Moment of Inertia Inches <sup>4</sup>	Section Modulus Inches <sup>3</sup>	Radius of Gyration inches	Constant C <sup>m</sup>	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1-1/2	10	0.134	1.1921	0.3927	0.3225	1.957	1.292	0.1354	0.1806	0.4853	1660	1.218	0.575
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3356	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.478
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0931	0.1241	0.5018	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1098	0.5079	2900	1.095	0.293
2	11	0.120	2.4328	0.5236	0.4608	2.412	1.780	0.3144	0.3144	0.6660	3796	1.136	0.709
	12	0.109	2.4941	0.5236	0.4665	2.204	1.782	0.2904	0.2904	0.6697	3891	1.122	0.648
	13	0.095	2.5730	0.5236	0.4739	1.935	1.810	0.2586	0.2586	0.6744	4014	1.105	0.589
	14	0.083	2.6417	0.5236	0.4801	1.7010	1.834	0.2300	0.2300	0.6784	4121	1.091	0.500
2-1/2	10	0.134	3.9127	0.6545	0.5843	3.3893	2.232	0.8992	0.5594	0.8378	6104	1.120	0.966
	12	0.109	4.0900	0.6545	0.5974	2.7861	2.282	0.5863	0.4690	0.8462	6380	1.096	0.819
	14	0.083	4.2785	0.6545	0.6110	2.1446	2.334	0.4608	0.3686	0.8550	6674	1.071	0.630
3	10	0.134	5.6621	0.7854	0.7152	4.1066	2.732	1.2415	0.8277	1.0144	9145	1.068	1.207
	12	0.109	6.0796	0.7854	0.7283	3.3687	2.782	1.0357	0.6905	1.0226	9483	1.078	0.990
	14	0.083	6.3080	0.7854	0.7419	2.5883	2.834	0.8096	0.5396	1.0317	9840	1.059	0.761

**R-2.5 TUBE PITCH**

Tubes shall be spaced with a minimum center-to-center distance of 1.25 times the outside diameter of the tube. When mechanical cleaning of the tubes is specified by the purchaser, minimum cleaning lanes of 1/4" (6.4 mm) shall be provided.

$$h_i = 800 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_o = 1200 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A_o = \pi \times D_o \times L = 0,219 \text{ m}^2$$

$$A_i = \pi \times D_i \times L = 0,187 \text{ m}^2$$

$$h_{\text{rad}} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{h \text{ out}}^2 + T_{c \text{ out}}^2) \times (T_{h \text{ out}} + T_{c \text{ out}})}{1 \times 5,57 \times 10^{-8} (77^2 + 70^2) \times (77+70)} = \frac{5,570}{0,088667 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_i \times A_i} = \frac{1}{0,006684867 \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

$$T_{h \text{ out}}^2 = 5929$$

$$T_{c \text{ out}}^2 = 4900$$

$$\ln D_o/D_i = 1,1700468$$

$$K = 0,15704391$$

$$R_{\text{cond}} = \frac{\ln D_o/D_i}{2\pi KL} = \frac{1,1700468}{0,000905563 \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h_o \times A_o} = \frac{1}{0,003808889 \text{ } ^\circ\text{C/W}}$$

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{h_{\text{rad}} \times A_o}$$

$$R_{\text{rad}} = \frac{1}{51,54880797} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\frac{1}{R_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}} = \frac{1}{R_{\text{conv}}} + \frac{1}{R_{\text{rad}}}$$

$$= 149,611011 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{conv+rad}} = 0,006684 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv}} + R_{\text{cond}} + R_{\text{conv+rad}}$$

$$= 0,01139845 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Overall Coefficient

$$U = \frac{1}{R_{\text{tot}} + A_{\text{tot}}}$$

$$= 2,39707873 \text{ W.}^\circ\text{C/m}^2$$

$$U = 0,422 \text{ Btu/hr.ft}^2.^\circ\text{F}$$

## 2. Log Mean Temperature Difference (LMTD)

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)}$$

$$\Delta t_2 = \frac{T_{h1} - T_{c2}}{144,0 \text{ } ^\circ\text{F}} = 80,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 50,4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_1 = \frac{T_{h2} - T_{c1}}{93,6 \text{ } ^\circ\text{F}} = 52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_1 / \Delta T_2 = 1,538461538$$

$$\ln \Delta T_1 / \Delta T_2 = 0,4304$$

$$\text{LMTD} = 117,100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

## 3. Heat Transfer Area

Mencari Ft dilihat dari tabel LMTD correction (fig T-3.2A TEMA)

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

$$R = 1,6222$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2}$$

$$S = 0,36$$

$$F_t = 0,86$$

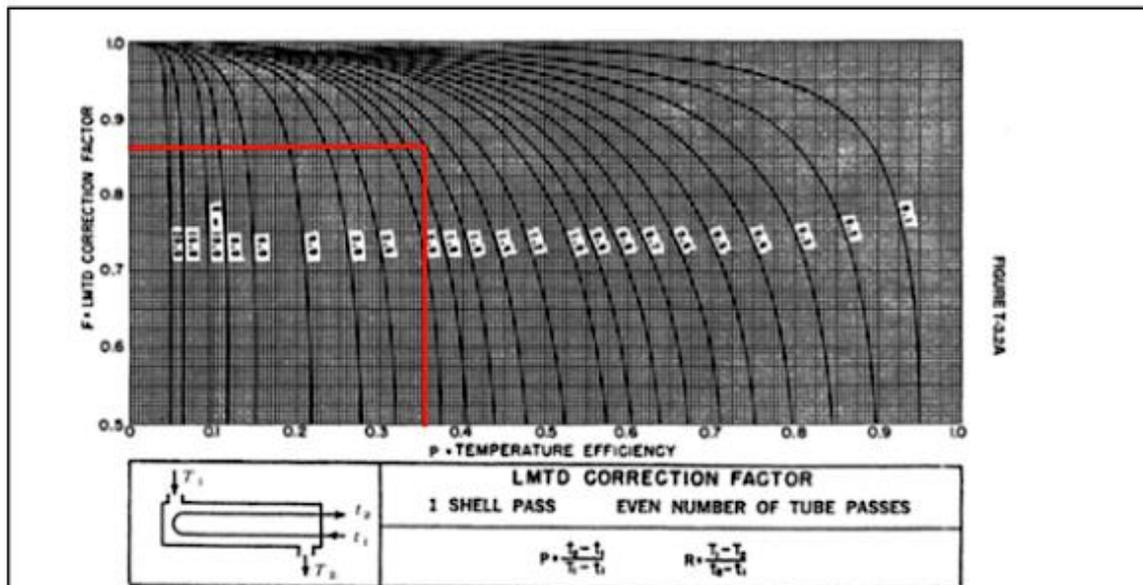
$$C_f = 0,2472$$

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD} \times F_T}$$

$$A = \frac{m_f \times C_f \times \Delta T}{U \times \text{LMTD} \times F_T}$$

$$A = \frac{1014,127 \times 0,2472 \times 50,4}{0,44 \times 117,100372 \times 0,86}$$

$$A = 297,00 \text{ ft}^2$$



#### 4. The Amount dari Tube

$$N_t = \frac{A}{\pi \times D_o \times L_t}$$

$$N_t = \frac{3,14 \times 0,125 \times 6}{126,11495 \text{ Tube}}$$

$$N_t \approx 127 \text{ Tube}$$

#### 5. Flow Area Shell

$$a_s = \frac{D_s \times C'' \times B}{144 \times P_t}$$

1	30% Cut segmented baffles		
2	Diameter Inside Shell =	27	inc
		= 2,2499991	ft
3	Baffle Spacing (B) =	0.5 Ds	
		= 0.5 x 27	
		= 13,5	inc
			1,1250 ft
4	Diameter Outside =	1,500	inc
		= 0,12499995	ft
5	Tube Pitch (Pt) =	1,875	inc
		= 0,156249938	ft
6	Clearance (C'')	Pt - Do	
		= 0,375	inc
		= 0,031249988	ft

$$a_s = \frac{27 \times 0,375 \times 13,5}{144 \times 1,875}$$

$$0,506250 \text{ inc}^2$$

$$0,003516 \text{ ft}^2$$

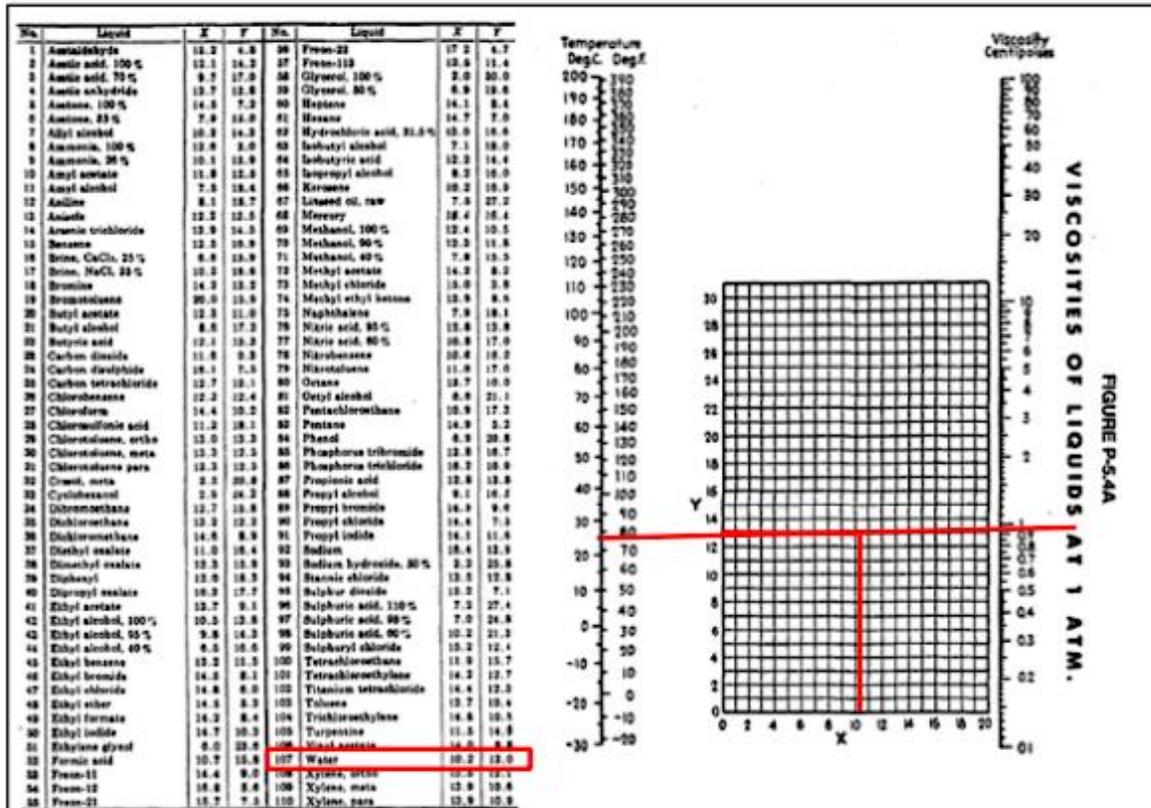
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
<b>1½ in. OD tubes on 1⅞-in. triangular pitch</b>					
12	18	14	14	12	12
13¼	27	22	18	16	14
15¼	36	34	32	30	27
17¼	48	44	42	38	36
19¼	61	58	55	51	48
21¼	76	72	70	66	61
23¼	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

#### 6. Mass Velocity pada Shell

$$\begin{aligned}
 G_s &= \frac{m_w}{a_s} \\
 &= \frac{355,7435 \text{ lb/hr}}{0,003516} \\
 &= 101189,3372 \text{ lbm/ hr.ft}^2
 \end{aligned}$$

#### 7. Renold Number dari Shell

$$\begin{aligned}
 T_c \text{ in} &= 77 \text{ }^\circ\text{F} \\
 \mu_s &= 0,95 \text{ Centipoises} \quad (\text{fig P-5.4A TEMA}) \\
 \mu_s &= 2,29813 \text{ lbm/ft.hr} \\
 D_e &= \text{Diameter pada shell} \\
 &= \frac{4(P_T^2 - \frac{\pi}{4}D_o)}{\frac{1}{2}\pi D_o} \\
 &= \frac{4(0,1562^2 - \frac{3,14}{4} \times 0,125)}{\frac{1}{2} \times 3,14 \times 0,125} \\
 &= 0,247611 \text{ ft} \\
 Re &= \frac{D_e \times G_s}{\mu} \\
 Re &= \frac{0,24761 \times 101189,3372}{2,16263} \\
 &= 10902,59791
 \end{aligned}$$



8. Corrected Coefficient dari Shell

Nilai dari Thermal Conductivity ( K ) Specific Heat (Cp) serta Heat Transfer Factor ( Jh ) didapatkan dari TEMA untuk air pada temperature 77 °F

$K = 0,356 \text{ btu/hr.ft.f}$  (fig P-4.3A TEMA)  
 $C_p = 1,001 \text{ btu/lbm.f}$  (fig P-2.4A TEMA)  
 $j_h = 60$  (fig 28 Kern)

Interpolasi nilai K	
32	0,343
77	0,356
100	0,363

$\mu/\mu_w = 1$   
 $jH = \frac{h_o \times D_e}{k} \left( \frac{\mu_s C_p}{k} \right)^{-1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-1/3}$   
 $60 = \frac{h_o \times 0,2476}{0,356} \left( \frac{2,29813 \times 1,001}{0,356} \right)^{-1/3} (1)^{-1/3}$   
 $60 = 0,695078141 \times 0,051618607 \times 1,00$   
 $h_o = 1672,28902 \text{ btu / hr.ft}^2. \text{f}$

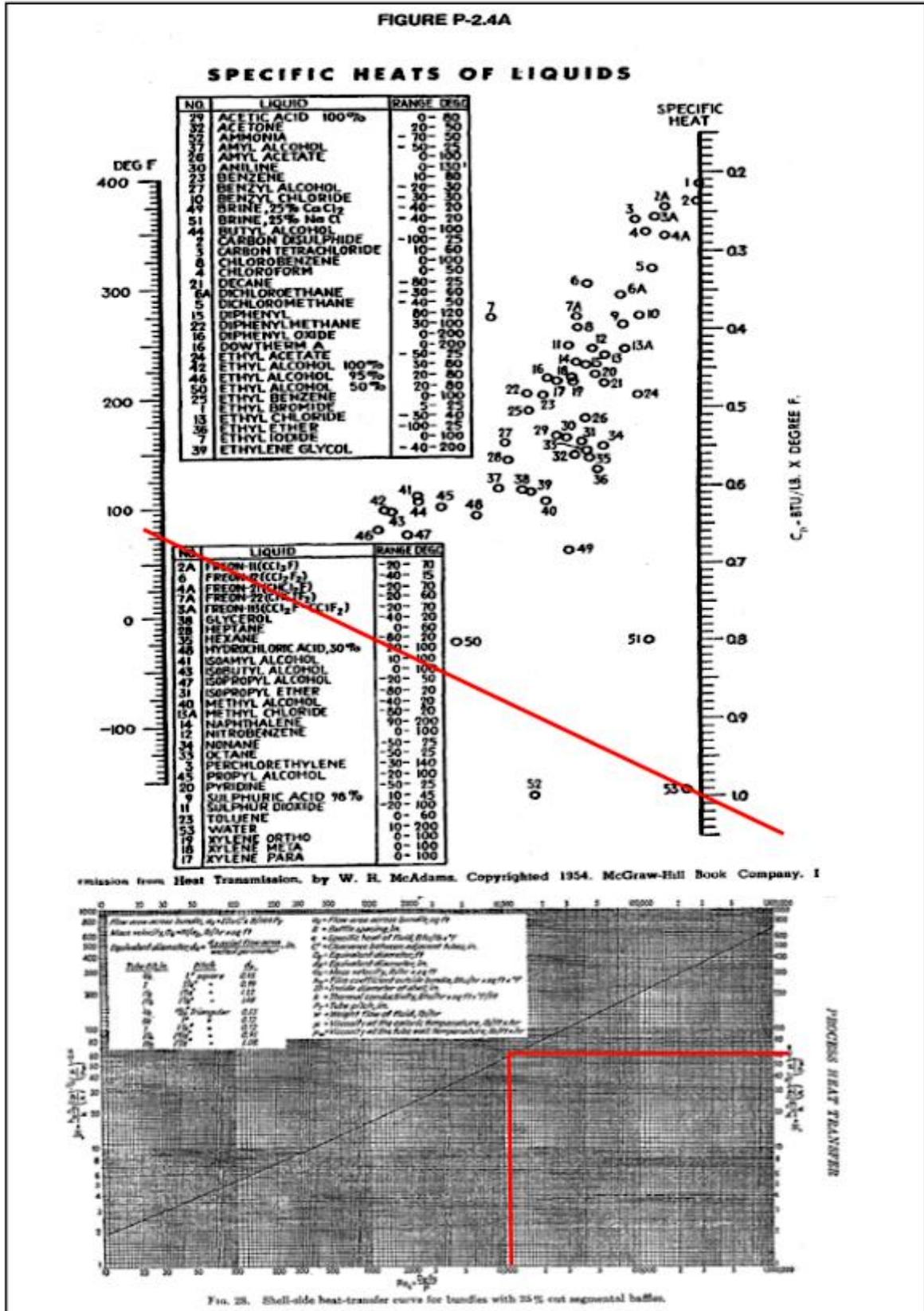
FIGURE P-4.3A

THERMAL CONDUCTIVITY OF LIQUIDS

$k = B(x/32)^{0.5} (x/32)^{0.75}$

A linear variation with temperature may be assumed. The extreme values given constitute also the temperature limits over which the data are recommended.

Liquid	T, °F	k	Liquid	T, °F	k
Cumene	32	075	Vinyl Acetate	32	388
	390	250		770	265
Cyclohexane	40	381	Water	32	343
	100	381		100	363
	250	180		250	342
Dichlorodifluoromethane	-80	388		300	395
	30	383		420	376
	140	258		620	275



9. Flow Area Tube

$$at' = 1,2908 \quad inc^2 \quad (\text{Table D-7 TEMA})$$

$$at'' = \frac{Nt \times at'}{144 \times n}$$

$$at'' = \frac{127 \times 1,2908}{144 \times 1}$$

$$at'' = 1,130480399 \quad inc^2$$

$$0,007850553 \quad ft^2$$

TABLE D-7  
CHARACTERISTICS OF TUBING

Tube O.D. Inches	B.W.G. Gage	Thickness Inches	Internal Area Sq. Inch	Sq. Ft. External Surface Per Foot Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Foot Length	Weight Per Ft. Length Lbs.*	Tube I.D. Inches	Moment of Inertia Inches <sup>4</sup>	Section Modulus Inches <sup>3</sup>	Radius of Gyration Inches	Constant C <sup>†</sup>	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Inch
1-1/2	10	0.134	1.1901	0.3927	0.3025	1.967	1.250	0.1354	0.1806	0.4851	1860	1.216	0.526
	12	0.109	1.2908	0.3927	0.3056	1.621	1.282	0.1159	0.1545	0.4933	2014	1.170	0.476
	14	0.083	1.3977	0.3927	0.3492	1.257	1.334	0.0901	0.1241	0.5016	2180	1.124	0.369
	16	0.065	1.4741	0.3927	0.3587	0.997	1.370	0.0756	0.1008	0.5079	2300	1.096	0.293

10. Mass Velocity pada Tube

$$G_t = \frac{W}{a_t}$$

$$= \frac{1014,12 \text{ lb/hr}}{0,007850553}$$

$$= 129178,9942 \text{ btu / hr. ft}^2. f$$

11. Reynold Number dari Tube

$$T_{h \text{ in}} = 302 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\mu = 0,0215 \text{ Centipoises} \quad (\text{fig P-5.4B TEMA})$$

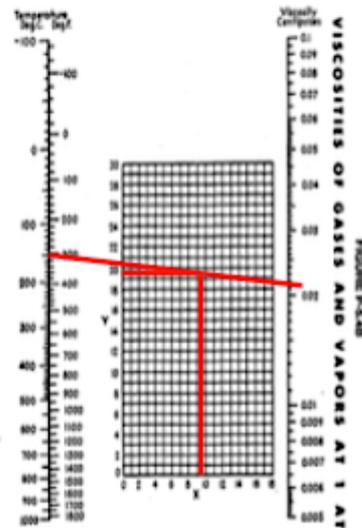
$$\mu = 0,052010399 \text{ lbm/ft.hr}$$

$$Re = \frac{ID \times G_t}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,107 \times 129178,9942}{0,0215}$$

$$Re = 265343,4193$$

No.	Gas	X	F	No.	Gas	X	F
1	Air at 32	1.7	14.3	36	Fresh air	11.4	14.4
2	Air at 60	0.9	13.0	37	Helium	0.9	20.1
3	Air at 100	0.6	12.0	38	Hydrogen	0.9	11.8
4	Air	0.4	10.0	39	Hydrogen	0.4	10.0
5	Acetylene	0.4	10.0	40	Hydrogen chloride	0.4	17.0
6	Ammonia	0.4	10.0	41	Hydrogen chloride	0.4	17.0
7	Benzene	0.4	10.0	42	Hydrogen chloride	0.4	17.0
8	Benzene	0.4	10.0	43	Hydrogen chloride	0.4	17.0
9	Benzene	0.4	10.0	44	Hydrogen chloride	0.4	17.0
10	Benzene	0.4	10.0	45	Hydrogen chloride	0.4	17.0
11	Benzene	0.4	10.0	46	Hydrogen chloride	0.4	17.0
12	Benzene	0.4	10.0	47	Hydrogen chloride	0.4	17.0
13	Benzene	0.4	10.0	48	Hydrogen chloride	0.4	17.0
14	Benzene	0.4	10.0	49	Hydrogen chloride	0.4	17.0
15	Benzene	0.4	10.0	50	Hydrogen chloride	0.4	17.0
16	Benzene	0.4	10.0	51	Hydrogen chloride	0.4	17.0
17	Benzene	0.4	10.0	52	Hydrogen chloride	0.4	17.0
18	Benzene	0.4	10.0	53	Hydrogen chloride	0.4	17.0
19	Benzene	0.4	10.0	54	Hydrogen chloride	0.4	17.0
20	Benzene	0.4	10.0	55	Hydrogen chloride	0.4	17.0
21	Benzene	0.4	10.0	56	Hydrogen chloride	0.4	17.0
22	Benzene	0.4	10.0	57	Hydrogen chloride	0.4	17.0
23	Benzene	0.4	10.0	58	Hydrogen chloride	0.4	17.0
24	Benzene	0.4	10.0	59	Hydrogen chloride	0.4	17.0
25	Benzene	0.4	10.0	60	Hydrogen chloride	0.4	17.0
26	Benzene	0.4	10.0	61	Hydrogen chloride	0.4	17.0
27	Benzene	0.4	10.0	62	Hydrogen chloride	0.4	17.0
28	Benzene	0.4	10.0	63	Hydrogen chloride	0.4	17.0
29	Benzene	0.4	10.0	64	Hydrogen chloride	0.4	17.0
30	Benzene	0.4	10.0	65	Hydrogen chloride	0.4	17.0
31	Benzene	0.4	10.0	66	Hydrogen chloride	0.4	17.0
32	Benzene	0.4	10.0	67	Hydrogen chloride	0.4	17.0
33	Benzene	0.4	10.0	68	Hydrogen chloride	0.4	17.0
34	Benzene	0.4	10.0	69	Hydrogen chloride	0.4	17.0
35	Benzene	0.4	10.0	70	Hydrogen chloride	0.4	17.0
36	Benzene	0.4	10.0	71	Hydrogen chloride	0.4	17.0
37	Benzene	0.4	10.0	72	Hydrogen chloride	0.4	17.0
38	Benzene	0.4	10.0	73	Hydrogen chloride	0.4	17.0
39	Benzene	0.4	10.0	74	Hydrogen chloride	0.4	17.0
40	Benzene	0.4	10.0	75	Hydrogen chloride	0.4	17.0
41	Benzene	0.4	10.0	76	Hydrogen chloride	0.4	17.0
42	Benzene	0.4	10.0	77	Hydrogen chloride	0.4	17.0
43	Benzene	0.4	10.0	78	Hydrogen chloride	0.4	17.0
44	Benzene	0.4	10.0	79	Hydrogen chloride	0.4	17.0
45	Benzene	0.4	10.0	80	Hydrogen chloride	0.4	17.0
46	Benzene	0.4	10.0	81	Hydrogen chloride	0.4	17.0
47	Benzene	0.4	10.0	82	Hydrogen chloride	0.4	17.0
48	Benzene	0.4	10.0	83	Hydrogen chloride	0.4	17.0
49	Benzene	0.4	10.0	84	Hydrogen chloride	0.4	17.0
50	Benzene	0.4	10.0	85	Hydrogen chloride	0.4	17.0
51	Benzene	0.4	10.0	86	Hydrogen chloride	0.4	17.0
52	Benzene	0.4	10.0	87	Hydrogen chloride	0.4	17.0
53	Benzene	0.4	10.0	88	Hydrogen chloride	0.4	17.0
54	Benzene	0.4	10.0	89	Hydrogen chloride	0.4	17.0
55	Benzene	0.4	10.0	90	Hydrogen chloride	0.4	17.0
56	Benzene	0.4	10.0	91	Hydrogen chloride	0.4	17.0
57	Benzene	0.4	10.0	92	Hydrogen chloride	0.4	17.0
58	Benzene	0.4	10.0	93	Hydrogen chloride	0.4	17.0
59	Benzene	0.4	10.0	94	Hydrogen chloride	0.4	17.0
60	Benzene	0.4	10.0	95	Hydrogen chloride	0.4	17.0
61	Benzene	0.4	10.0	96	Hydrogen chloride	0.4	17.0
62	Benzene	0.4	10.0	97	Hydrogen chloride	0.4	17.0
63	Benzene	0.4	10.0	98	Hydrogen chloride	0.4	17.0
64	Benzene	0.4	10.0	99	Hydrogen chloride	0.4	17.0
65	Benzene	0.4	10.0	100	Hydrogen chloride	0.4	17.0



12. Corrected Coeffisien dari Tube

Nilai dari Thermal conductivity ( K ) Specific Heat (Cp) dan Heat Tranfer Factor ( Jh )  
didapatkan dari kern chart pada temperature 302 °F

K = 0,0177 btu / hr.ft<sup>2</sup>. f (fig P-4.3B TEMA)  
 Cp = 0,23 btu/lbm.f (fig P-2.4B TEMA)  
 jH = 550 (kern graphic 24)  
 μ/μg = 1 (karena viskositas dibawah 1 maka nilainya menjadi 1)

$$jH = \frac{h_i \times D_i}{k} \left( \frac{\mu_t C_p}{k} \right)^{-1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_g} \right)^{-1/4}$$

$$jH = \frac{h_i \times 0,107}{0,0177} \left( \frac{0,05201 \times 0,23}{0,0177} \right)^{-1/3} (1)^{-1/4}$$

$$550 = 6,03577913 \times 0,493212407 \times 1$$

$$h_i = 184,7546415 \text{ btu / hr.ft}^2 \cdot \text{f}$$

$$h_{io} = \frac{h_i \times ID}{OD}$$

$$h_{io} = \frac{184,7546415 \times 0,107}{0,125}$$

$$h_{io} = 157,9036336 \text{ btu / hr.ft}^2 \cdot \text{f}$$

FIGURE P-4.3B

THERMAL CONDUCTIVITIES OF GASES AND VAPORS  
[k = BTU/(hr)(sq ft)(deg. F per ft)]

Substance	TEMPERATURE °F.							
	-328	-148	32	122	212	392	572	752
Acetone			.0057	.0076	.0099	.0157		
Acetylene		.0056	.0108	.0140	.0172			
Carbon dioxide		.0064	.0084		.0128	.0177	.0229	
Carbon disulfide			.0040					
Carbon monoxide	.0037	.0088	.0134		.0176			
Carbon tetrachloride				.0042	.0052	.0068		

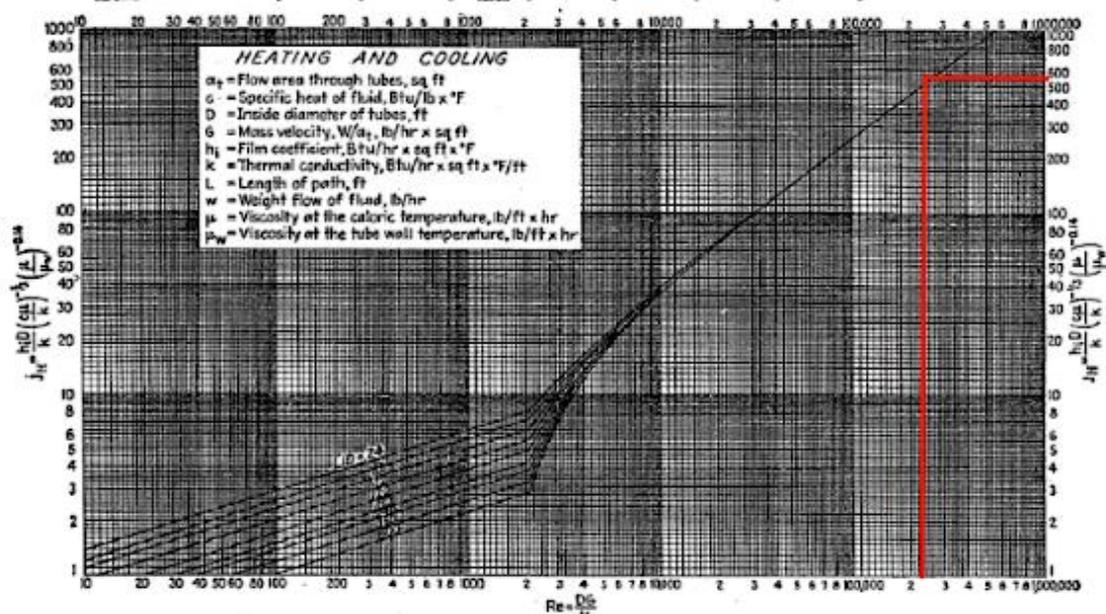
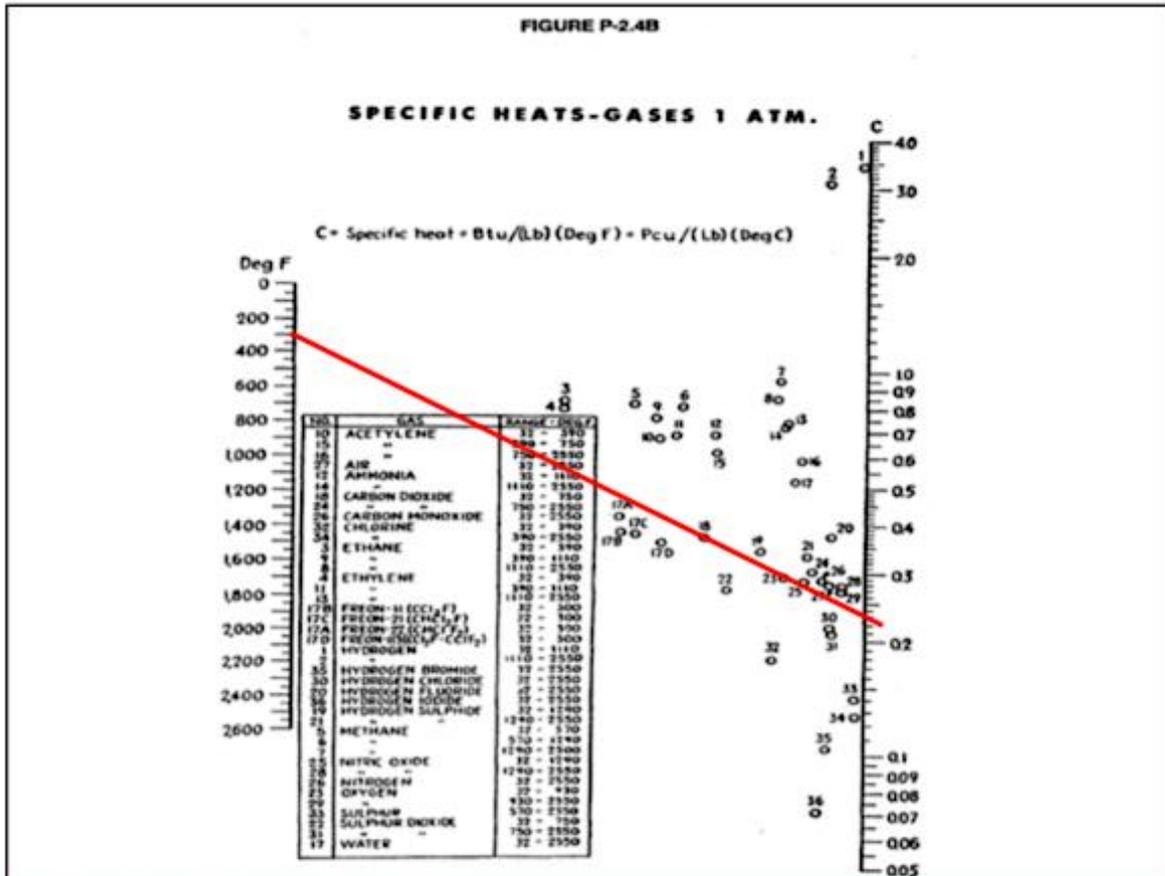


Fig. 24. Tube-side heat-transfer curves. (Adapted from Sieder and Tate.)



### 13. Clean Over-all heat transfer Coefficient

$$U_c = \frac{h_{i0} \times h_o}{h_{i0} + h_o}$$

$$U_c = \frac{157,9036336 \times 1672,289}{157,9036336 + 1672,289}$$

$$U_c = 144,280173 \text{ btu / hr. ft}^2 \cdot \text{f}$$

### 14. Over-all heat transfer Coefficient

$$U_d = \frac{Q}{A \times \Delta T \text{ LMTD}}$$

$$U_d = \frac{297,00 \times 117,1003}{1014,127}$$

$$U_d = 0,02915928$$

### 15. Dirt Factor

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

$$R_d = 0,029153384$$

Karena nilai  $R_d$  kalkulasi  $> R_d$  Convention ,  $0,029152198 > 0,003$   
Maka spesifikasi dari HX dapat diterima

16. Pressure Drop

a. Shell (Max 10psi untuk Liquid and 2 psi for Gas)

Untuk menemukan friction factor dari shell mengacu pada friction factor chart (Figure 29, D.Q.Kern 1950 ) dan Specific Gravity dapat ditemukan pada table 6 kern 1950.

$$\begin{aligned}
 \text{Reynould Number (Re)} &= 10902,598 \\
 \text{Shell side friction factor (f)} &= 0,0021 \text{ ft}^2/\text{inc}^2 \\
 \text{Specific Gravity (s)} &= 1 \\
 \text{Diameter shell (Ds)} &= 2,250 \text{ ft} \\
 \text{No. of crosses, N+1} &= \frac{12 \times \text{tube length}}{\text{baffle space}} \\
 &= \frac{64}{64} \\
 \text{Total pressure at shell } (\Delta P_s) &= \frac{f G_s^2 L_n}{5,22 \times 10^{10} \times D_e \times s \times \phi s} \\
 &= \frac{0,0021 \times 101189,3372^2 \times 2,2499991 \times 64}{5,22 \times 10^{10} \times 0,24761 \times 1 \times 1} \\
 &= 0,239557646 \text{ psi} \\
 &= 1,651692473 \text{ Kpa}
 \end{aligned}$$

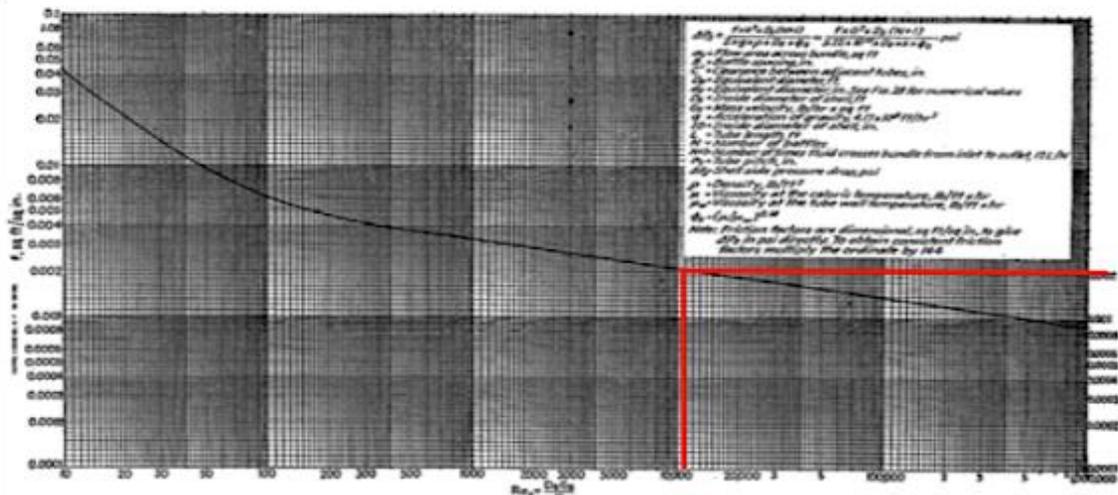


FIG. 29. Shell-side friction factors for bundles with 25% cut segmental baffles.

808

PROCESS HEAT TRANSFER

TABLE 6. SPECIFIC GRAVITIES AND MOLECULAR WEIGHTS OF LIQUIDS

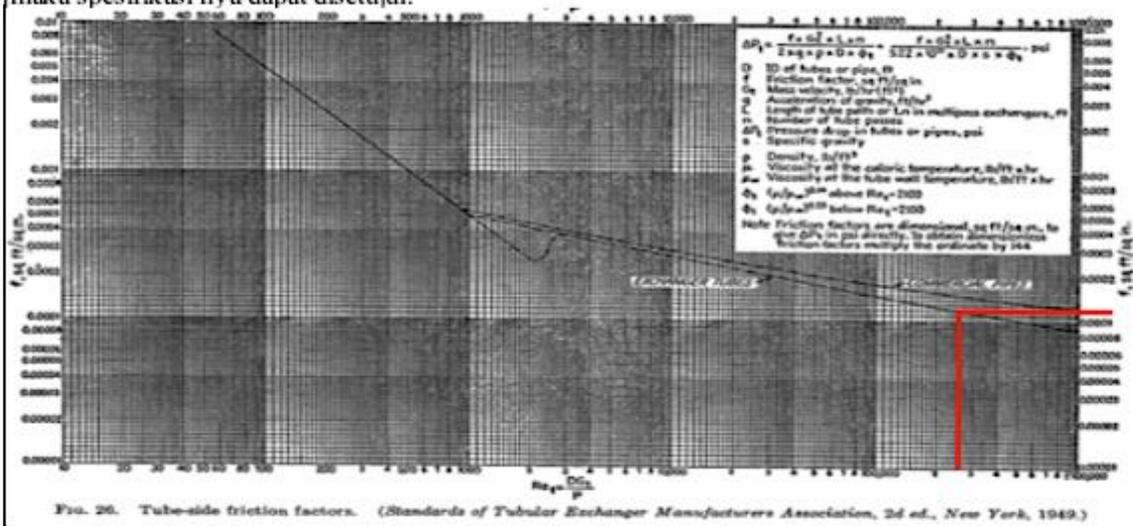
Compound	Mol. wt.	s*	Compound	Mol. wt.	s*
Ethyl benzene.....	106.1	0.87	Vinyl acetate.....	86.1	0.93
Ethyl bromide.....	108.9	1.43	Water.....	18.0	1.0
Ethyl chloride.....	64.5	0.92	Xylene, ortho.....	106.1	0.87
Ethyl ether.....	74.1	0.71	Xylene, meta.....	106.1	0.86
Ethyl formate.....	74.1	0.92	Xylene, para.....	106.1	0.86

b. Tube (Max 10psi untuk Liquid dan 2 psi untuk Gas)

Untuk menemukan friction factor dari tube mengacu pada friction factor chart (Figure 26, D.Q.Kern 1950) dan Specific Gravity dapat ditemukan pada table 6 kern 1950.

Reynould Number (Re)	=	265343,4193	
Tube side friction factor (f)	=	0,00012 ft <sup>2</sup> / inc <sup>2</sup>	
Specific Gravity (s)	=	1,29	
Tube length (Ds)	=	6,000 ft	
Amount of passes	=	1	
Diamerer Inside (Di)	=	0,107 ft	
Total pressure at tube (ΔPt)	=	$\frac{f G t^2 L n}{5,22 \times 10^{10} \times D_i \times s \times \phi t}$	
	=	$\frac{0,00012 \times 129178,9942^2 \times 6 \times 1}{5,22 \times 10^{10} \times 0,107 \times 1,29 \times 1}$	
	=	0,001670126 Psi	
	=	0,01151512 Kpa	
Mass velocity (G)	=	129178,9942 lbm / hr. ft <sup>2</sup>	
$\frac{v^2}{2g}$	=	0,0023 (Figure 27 Kern)	
Return losses (ΔPr)	=	$\frac{4n}{s} \times \frac{v^2}{2g}$	
	=	$\frac{4 \times 1}{1,29} \times 0,0023$	
	=	0,007131783 psi	
	=	0,049171932 Kpa	
Total Pressure (ΔPt)	=	(ΔPt + ΔPr)	
	=	0,008801909 psi	
	=	0,060687051 Kpa	

Karena tekanan pada shell dan tube masih diperbolehkan ( ΔP < 10 psi )  
maka spesifikasinya dapat disetujui.



808 *PROCESS HEAT TRANSFER*

TABLE 6. SPECIFIC GRAVITIES AND MOLECULAR WEIGHTS OF LIQUIDS

Compound	Mol. wt.	s*	Compound	Mol. wt.	s*
Acetaldehyde.....	44.1	0.78	Ethyl iodide.....	155.9	1.93
Acetic acid, 100%.....	60.1	1.05	Ethyl glycol.....	88.1	1.04
n-Butyric acid.....	88.1	0.96	n-Pentane.....	72.1	0.63
Carbon dioxide.....	44.0	1.29	Phenol.....	94.1	1.07
Carbon disulfide.....	76.1	1.26	Phosphorus tribromide.....	270.8	2.85
Carbon tetrachloride.....	153.8	1.60	Phosphorus trichloride.....	137.4	1.57
Chlorobenzene.....	112.6	1.11	Propane.....	44.1	0.59
Chloroform.....	119.4	1.49	Propionic acid.....	74.1	0.90

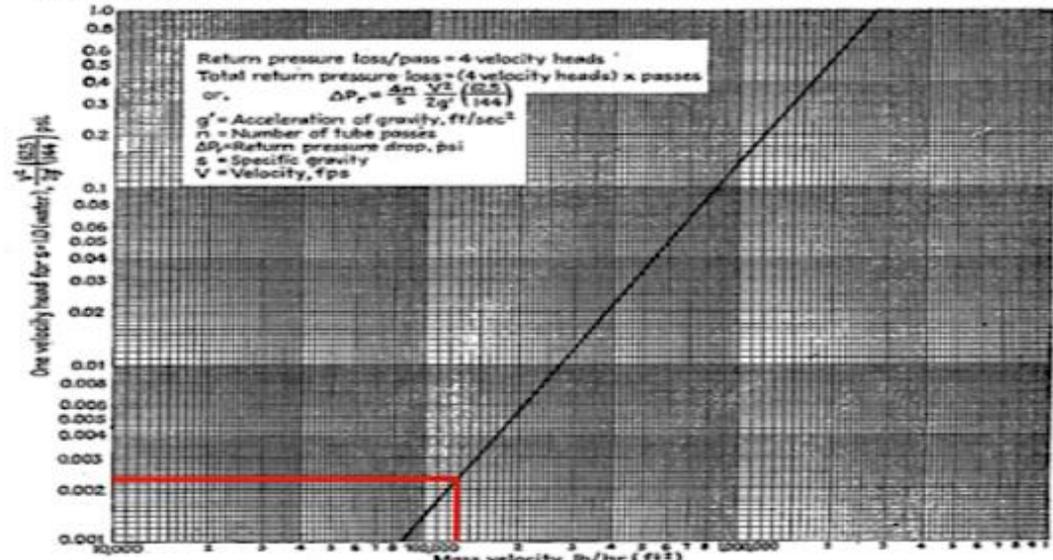
  


Fig. 27. Tube-side return pressure loss.

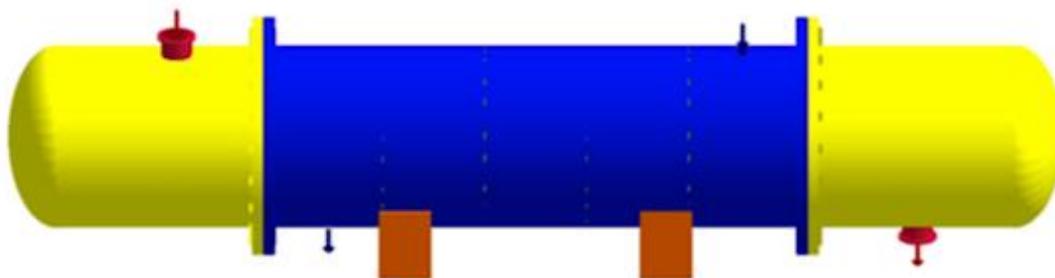
17. Design Heat Exchanger Menggunakan Software

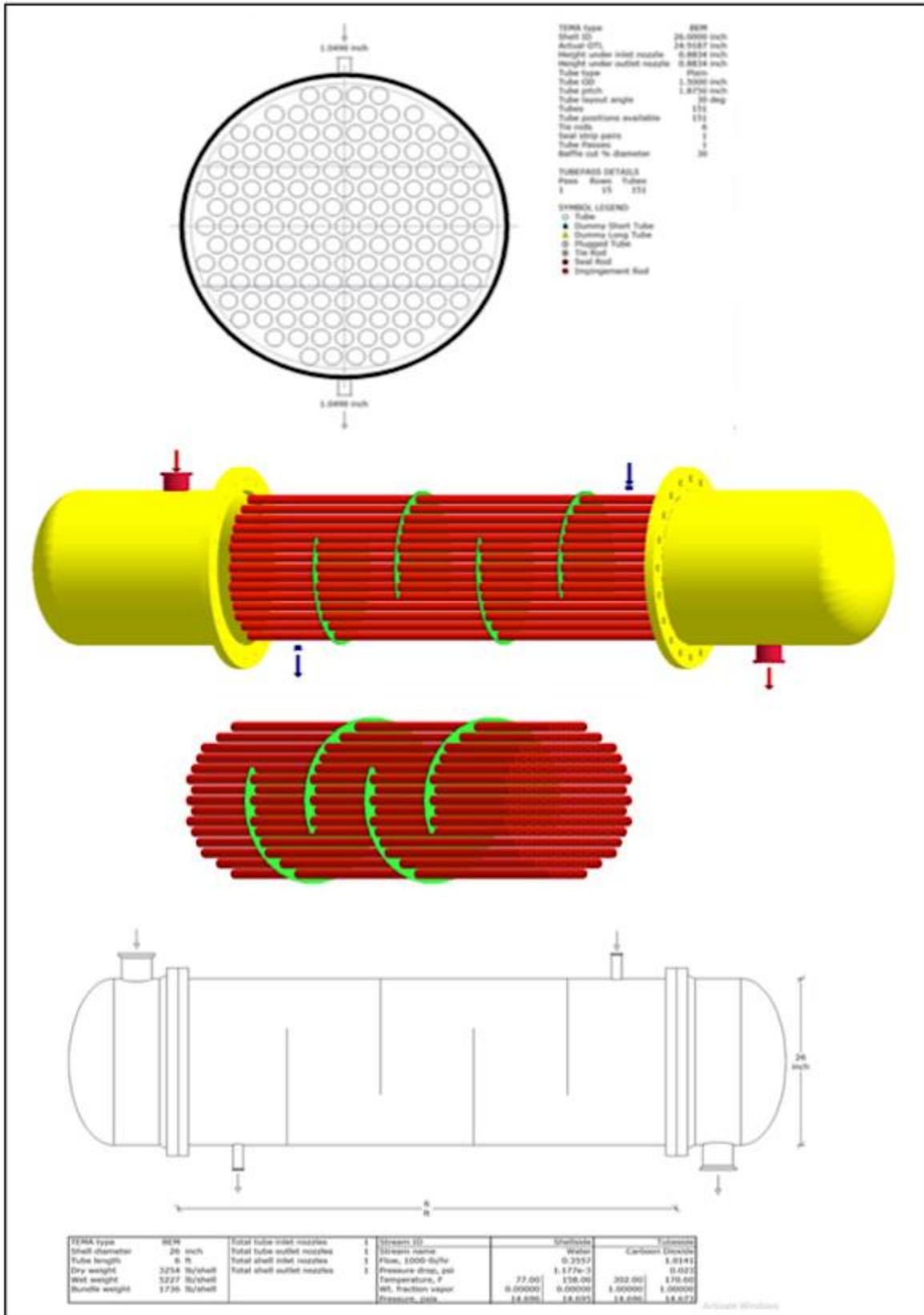
Hasil perbandingan perhitungan manual dengan software

No	Result	Manual Calculation	HTRI software
1	Kebutuhan Kalor (kW)	8,47	8,53
2	Area (ft2)	297,00	340,96
3	Amount of Tube	126	151
4	LMTD (F)	117,1	115,8
5	Overdesign (%)	5,00%	

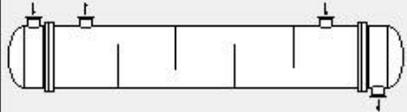
Overdesign mewakili luas permukaan ekstra yang disediakan di luar yang diperlukan untuk mengkompensasi pengotoran. Batas nilai kurang atau lebih 10% dapat diterima. Kemudian dari hasil analisis overdesign hanya 5% (<10%) sehingga desain ini dapat diterima.

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles						
<b>No Data Check Messages.</b>						
<b>See Runtime Message Report for Informative Messages.</b>						
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			Water		Carboon Dioxide	
Flow rate	(1000-lb/hr)		0.3557		1.0141	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	
Inlet/Outlet T	(Deg F)	77.00	158.00	302.00	170.60	
Inlet P/Avg	(psia)	14.696	14.695	14.696	14.684	
dP/Allow.	(psi)	1.18e-3	7.348	0.023	7.348	
Fouling	(ft <sup>2</sup> -hr-F/Btu)		0.00000		0.00000	
Exchanger Performance						
Shell h	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	23.21	Actual U	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.77	
Tube h	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.94	Required U	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.74	
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MM Btu/hr)	0.0291	
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(ft <sup>2</sup> )	340.96	
EMTD	(Deg F)	115.8	Overdesign	(%)	5.00	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(--)	BEM	Baffle type		Single-Seg.	
Shell ID	(inch)	26.000	Baffle cut	(Pct Dia.)	30	
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.	
Parallel	(--)	1	Central spacing	(inch)	13.500	
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(--)	5	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(inch)	1.0490	
Tube OD	(inch)	1.5000	Shell outlet	(inch)	1.0490	
Length	(ft)	6.000	Inlet height	(inch)	0.8834	
Pitch ratio	(--)	1.2500	Outlet height	(inch)	0.8834	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(inch)	4.0260	
Tubecount	(--)	151	Tube outlet	(inch)	4.0260	
Tube Pass	(--)	1				
Thermal Resistance, %		Velocities, ft/sec		Flow Fractions		
Shell	3.34		Min	Max	A	0.005
Tube	96.64	Tubeside	2.20	2.58	B	0.787
Fouling	0.00	Crossflow	2.85e-3	3.02e-3	C	0.039
Metal	0.02	Window	2.72e-3	2.80e-3	E	0.169
					F	0.000





## LAMPIRAN 4

Case mode <b>Design</b>		Service type <b>Generic shell and tube</b>			
Customer <b>Layla Suryani Lubis</b>		Job No.			
Address		Reference No.			
Location		Proposal No.			
Service of unit		Date			
Type <b>B</b> <b>E</b> <b>M</b>		Orientation <b>Horizontal</b>			
Hot fluid <b>Tubeside</b>		Unit angle			
		Connected in <b>1</b> <b>parallel</b> <b>1</b> <b>series</b>			
PERFORMANCE OF ONE UNIT					
Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
Fluid name		Water		Carboon Dioxide	
Fluid quantity, Total 1000-lb/hr		0.3557		1.0141	
Temperature (In/Out) F		77		158	
Vapor weight fraction (In/Out)		0		0	
Inlet pressure psia		14.696		14.696	
Pressure drop, allow. psi					
Fouling resistance (min) ft <sup>2</sup> -hr-F/Btu					
Exchanger duty MM Btu/hr					
CONSTRUCTION OF ONE SHELL			Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)		
		Shell Side		Tube Side	
Design/Test pressure psig		75 /		75 /	
Design temperature F		210		550	
Number passes per shell				1	
Corrosion allowance inch		0.125		0.125	
Connection		In inch 1 @		Out inch 1 @	
Size & Rating		Intermediate @		Intermediate @	
					
Tube No.		OD 1.5 inch		Thk(avg) 0.109 inch	
Tube type <b>Plain</b>		Material <b>Carbon steel</b>		Length <b>6</b> ft	
Shell <b>Carbon steel</b>		ID		OD inch	
Channel or bonnet				Shell cover	
Tubesheet-stationary				Channel cover	
Floating head cover				Tubesheet-floating	
Baffles-cross		Type <b>Single segmental</b>		Imp. Prot. If required by TEMA	
		Orientation <b>Perpendicular</b>		Rods	
				%Cut <b>30</b>	
				Spacing(c/c) <b>13.5</b>	
				Inlet inch	
				Crosspasses	
				Outle inch	
Baffles-long				Seal type	
Supports-tube				U-bend	
Bypass seal <b>Program Set</b>		<b>pairs strips</b>		Type	
Expansion joint <b>No</b>				Tube-tubesheet joint	
				Expanded (No groove)	
Gaskets-Shell side				Type	
-Floating head				Tube side	

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Informative Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside		
Fluid name			Water		Carboon Dioxide	
Flow rate	(1000-lb/hr)		0.3557		1.0141	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	
Inlet/Outlet T	(Deg F)	77.00	158.00	302.00	170.60	
Inlet P/Avg	(psia)	14.696	14.695	14.696	14.684	
dP/Allow.	(psi)	1.18e-3	7.348	0.023	7.348	
Fouling	(ft <sup>2</sup> -hr-F/Btu)		0.00000		0.00000	
Exchanger Performance						
Shell h	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	23.21	Actual U	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.77	
Tube h	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.94	Required U	(Btu/ft <sup>2</sup> -hr-F)	0.74	
Hot regime	(-)	Sens. Gas	Duty	(MM Btu/hr)	0.0291	
Cold regime	(-)	Sens. Liquid	Eff. area	(ft <sup>2</sup> )	340.96	
EMTD	(Deg F)	115.8	Overdesign	(%)	5.00	
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type	(-)	BEM	Baffle type		Single-Seg.	
Shell ID	(inch)	26.000	Baffle cut	(Pct Dia.)	30	
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)	Perpend.	
Parallel	(-)	1	Central spacing	(inch)	13.500	
Orientation	(deg)	0.00	Crosspasses	(-)	5	
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(inch)	1.0490	
Tube OD	(inch)	1.5000	Shell outlet	(inch)	1.0490	
Length	(ft)	6.000	Inlet height	(inch)	0.8834	
Pitch ratio	(-)	1.2500	Outlet height	(inch)	0.8834	
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(inch)	4.0260	
Tubecount	(-)	151	Tube outlet	(inch)	4.0260	
Tube Pass	(-)	1				
Thermal Resistance, %		Velocities, ft/sec			Flow Fractions	
Shell	3.34		<b>Min</b>	<b>Max</b>	A	0.005
Tube	96.64	Tubeside	2.20	2.58	B	0.787
Fouling	0.00	Crossflow	2.85e-3	3.02e-3	C	0.039
Metal	0.02	Window	2.72e-3	2.80e-3	E	0.169
					F	0.000

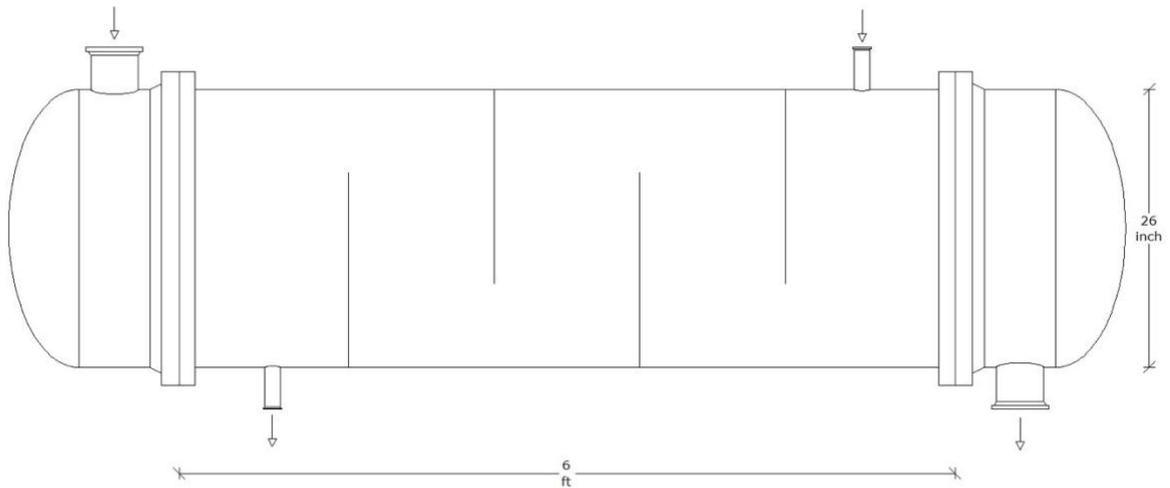
Customer	Layla Suryani Lubis					Reference No.								
Address						Proposal No.								
Plant Location						Date	01/07/2022	Rev						
Service of Unit						Item No.								
Size	26 x 72	inch	Type	BEM	Horizontal	Connected In	1	Parallel	1	Series				
Surf/Unit (Gross/Eff)	355.79 / 340.96	ft2	Shell/Unit	1		Surf/Shell (Gross/Eff)	355.79 / 340.96	ft2						
<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>														
Fluid Allocation			Shell Side				Tube Side							
Fluid Name			Water				Carboon Dioxide							
Fluid Quantity, Total			355.70				1014.1							
Vapor (In/Out)							1014.1		1014.1					
Liquid			355.70		355.70									
Steam														
Water			355.70		355.70									
Noncondensables														
Temperature (In/Out)			F		77.00		158.00		302.00		170.60			
Specific Gravity			0.9975		0.9782									
Viscosity			cP		0.8901		0.4039		0.0209		0.0179			
Molecular Weight, Vapor														
Molecular Weight, Noncondensables														
Specific Heat			Btu/lb-F		0.9995		1.0010		0.2276		0.2140			
Thermal Conductivity			Btu/hr-ft-F		0.3510		0.3811		0.0157		0.0122			
Latent Heat			Btu/lb											
Inlet Pressure			psia		14.696		14.696							
Velocity			ft/sec		3.01e-3		2.34							
Pressure Drop, Allow/Calc			psi		7.348		1.18e-3		7.348		0.023			
Fouling Resistance (min)			ft2-hr-F/Btu		0.00000		0.00000							
Heat Exchanged			29114 Btu/hr				MTD (Corrected)		115.8		F			
Transfer Rate, Service			0.74 Btu/ft2-hr-F		Clean		0.77 Btu/ft2-hr-F		Actual		0.77 Btu/ft2-hr-F			
<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>						<b>Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)</b>								
			Shell Side			Tube Side								
Design/Test Pressure			psig			75.000 / 75.000								
Design Temperature			F			210.00 / 550.00								
No Passes per Shell			1			1								
Corrosion Allowance			inch			0.1250 / 0.1250								
Connections			In			inch								
Size & Rating			Out			inch								
			Intermediate			@								
Tube No.	151	OD	1.5000	inch	Thk(Avg)	0.1090	inch	Length	6.000	ft	Pitch	1.8750	inch	
Tube Type	Plain		Material			Carbon steel			Tube pattern			30		
Shell	Carbon steel		ID	26.000	OD	26.750	inch	Shell Cover						
Channel or Bonnet								Channel Cover						
Tubesheet-Stationary								Tubesheet-Floating						
Floating Head Cover								Impingement Plate				None		
Baffles-Cross			Type			Single-Seg.		%Cut (Diam)	30	Spacing(c/c)	13.500	Inlet	14.250	inch
Baffles-Long			Seal Type			None								
Supports-Tube			U-Bend			Type						None		
Bypass Seal Arrangement			1		pairs seal strips		Tube-Tubesheet Joint		Expanded (No groove)					
Expansion Joint			Type											
Rho-V2-Inlet Nozzle			4.35		lb/ft-sec2		Bundle Entrance		3.19e-3		Bundle Exit		3.25e-3	



Service of Unit		Item No.					
Type	BEM	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	355.79 / 340.96	ft2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	355.79 / 340.96	ft2
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Water			Carbon Dioxide		
Fluid Quantity, Total		1000-lb/hr			0.3557		
Vapor (In/Out)		wt%			100.00		
Liquid		wt%			100.00		
Temperature (In/Out)		F			77.00		
Density		lb/ft3			62.244		
Viscosity		cP			0.8901		
Specific Heat		Btu/lb-F			0.9995		
Thermal Conductivity		Btu/hr-ft-F			0.3510		
Critical Pressure		psia			14.696		
Inlet Pressure		psia			14.696		
Velocity		ft/sec			3.01e-3		
Pressure Drop, Allow/Calc		psi			7.348		
Average Film Coefficient		Btu/ft2-hr-F			23.21		
Fouling Resistance (min)		ft2-hr-F/Btu			0.00000		
Heat Exchanged		0.0291 MM Btu/hr			MTD (Corrected) 115.8 F		
Transfer Rate, Service		0.74 Btu/ft2-hr-F			Calculated 0.77 Btu/ft2-hr-F		
					Overdesign 5.00 %		
					Clean 0.77 Btu/ft2-hr-F		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design Pressure		psig		Shell Side		Tube Side	
Design Temperature		F		75.000		75.000	
No Passes per Shell		1		1		1	
Flow Direction		Downward					
Connections		In inch		1 @ 1.0490		1 @ 4.0260	
Size & Rating		Out inch		1 @ 1.0490		1 @ 4.0260	
		Liq. Out inch		@		1 @	
Tube No.	151.00	OD	1.5000	inch	Thk(Avg)	0.1090	inch
Tube Type	Plain	Material	Carbon steel	Length	6.000	ft	Pitch
Shell ID	26.000	inch	Kettle ID	inch			1.8750
Cross Baffle Type	Perpend.	Single-Seg.	%Cut (Diam)	30	Tube pattern	30	
Spacing(c/c)	13.500	inch	Inlet	14.250	inch	No. of Crosspasses	5
Rho-V2-Inlet Nozzle	4.35	lb/ft-sec2	Shell Entrance	0.35	lb/ft-sec2	Shell Exit	0.35
			Bundle Entrance	3.19e-3	lb/ft-sec2	Bundle Exit	3.25e-3
Weight/Shell	3254.1	lb	Filled with Water	5227.1	lb	Bundle	1736.3
Notes:				Thermal Resistance, %		Velocities, ft/sec	
				Shell		3.34	
				Tube		96.64	
				Fouling		0.00	
				Metal		0.02	
				Shellside		3.01e-3	
				Tubeside		2.34	
				Crossflow		3.01e-3	
				Window		3.13e-3	
				Flow Fractions		A	
						0.005	
						B	
						0.787	
						C	
						0.039	
						E	
						0.169	
						F	
						0.000	

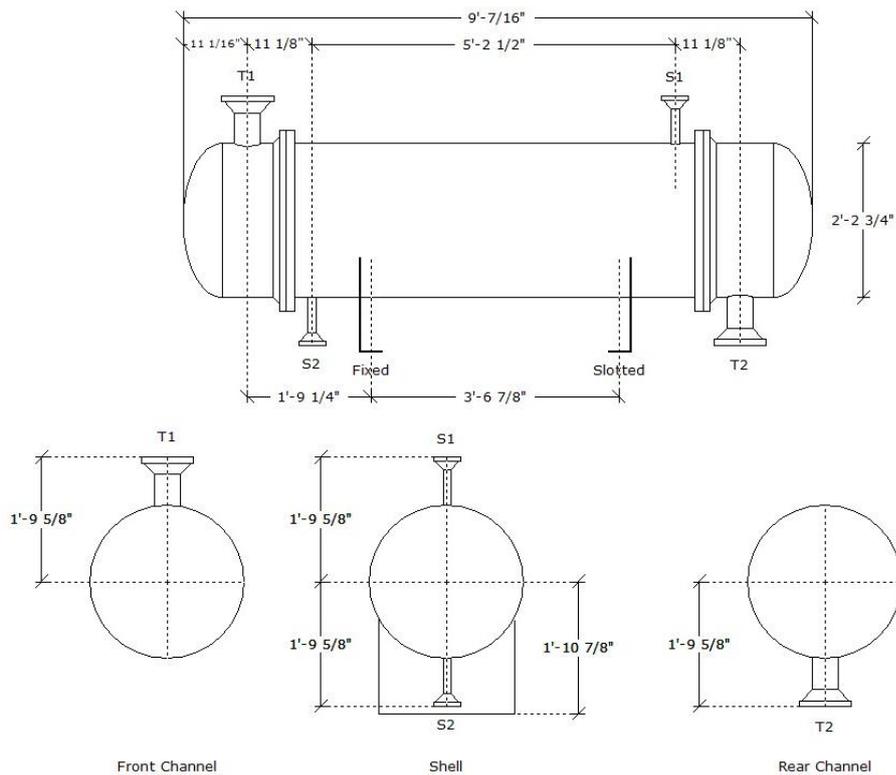
Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles

<b>Exchanger Data</b>	
Service type	Generic shell and tube
TEMA type	BEM
Run mode	Design
Hot fluid location	Tubeside
Unit orientation	Horizontal
Number of shells in series	1
Number of shells in parallel	1
Flow in 1st tubepass	Countercurrent
Train flow direction	Countercurrent
<b>Construction Data</b>	
Shell material	Carbon steel
Tube material	Carbon steel
Shellside design pressure	75.000 psig
Tubeside design pressure	75.000 psig
Shellside vacuum pressure	None
Tubeside vacuum pressure	None
Shellside design temperature	210.00 F
Tubeside design temperature	550.00 F
Shellside corrosion allowance	0.1250 inch
Tubeside corrosion allowance	0.1250 inch
Shellside radiography	None
Tubeside radiography	None
TEMA class	R
Suppress mechanical calculations	No
<b>Tube Data</b>	
Tube type	Plain
Tube outside diameter	1.5000 inch
Tube wall thickness	0.1090 inch
Tube pitch	1.8750 inch
Tube pitch ratio	1.2500
Tubepasses per shell	1
Tube pattern	30 degrees
Tube count method	Rigorous
Tube length	6.000 ft
Tube material	Carbon steel
<b>Baffle Data</b>	
Baffle type	Single segmental
Baffle orientation	Perpendicular
Baffle cut percent	30.000 % shell ID
Adjust baffle cut	No adjustment
Central baffle spacing	13.500 inch
Variable baffle spacing	No
Window cut from baffles	No
Use deresonating baffles	No

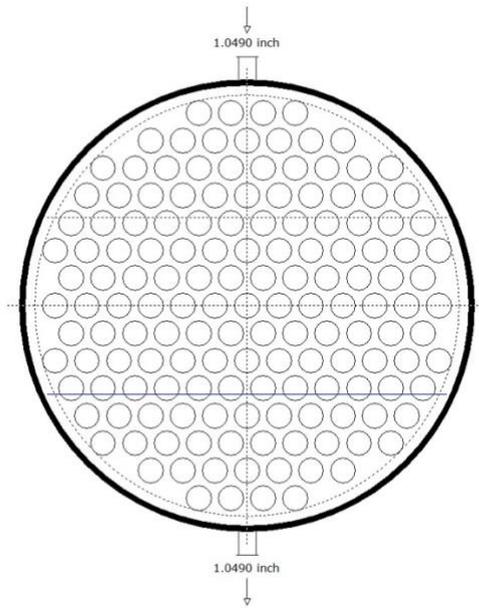


TEMA type	BEM	Total tube inlet nozzles	1	Stream ID	Shellside	Tubeside
Shell diameter	26 inch	Total tube outlet nozzles	1	Stream name	Water	Carbon Dioxide
Tube length	6 ft	Total shell inlet nozzles	1	Flow, 1000-lb/hr	0.3557	1.0141
Dry weight	3254 lb/shell	Total shell outlet nozzles	1	Pressure drop, psi	1.177e-3	0.023
Wet weight	5227 lb/shell			Temperature, F	77.00	170.60
Bundle weight	1736 lb/shell			Wt. fraction vapor	0.00000	1.00000
				Pressure, psia	14.696	14.673

Activate Windows



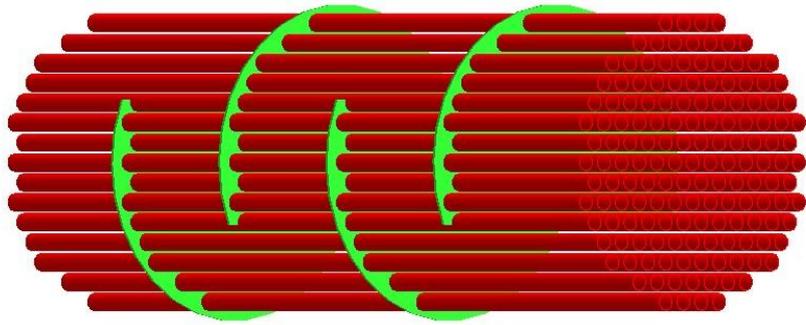
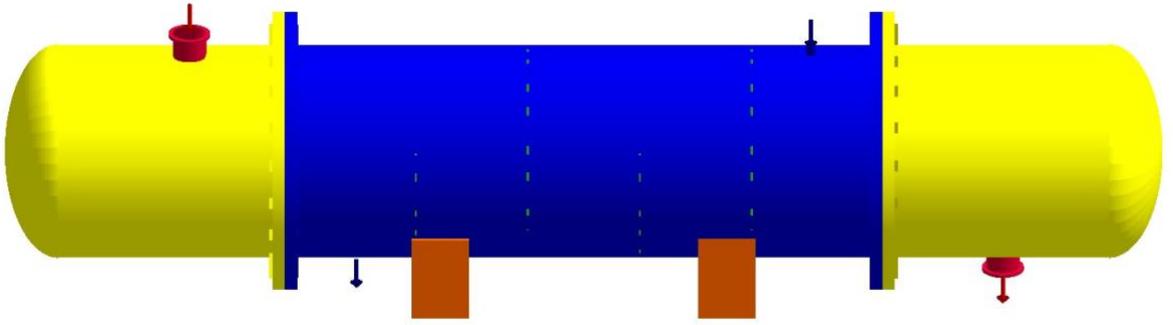
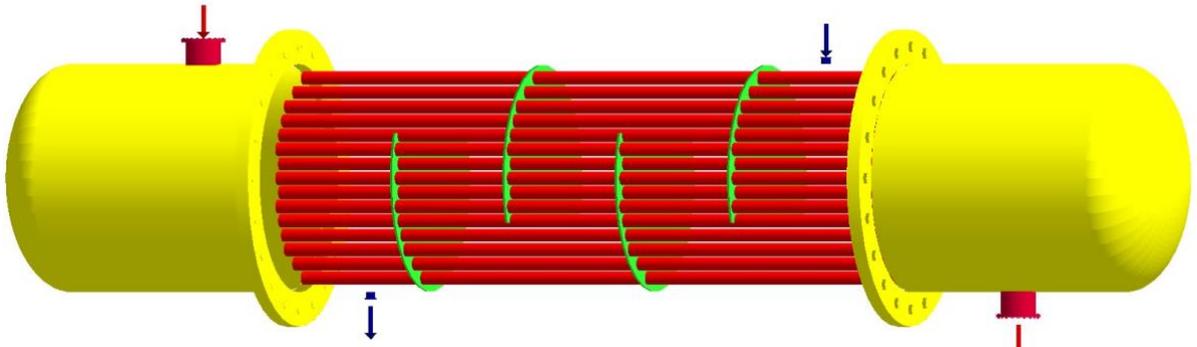
Nozzles	OD, inch	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	lb	Company			
S1 Inlet	1.424		Pres (psig)	75	75	Bundle	1736	Customer	Layla Suryani Lubis	Ref	Setting Plan
S2 Outlet	1.424		Temp (F)	210	550	Dry	3254	Item			
T1 Inlet	4.401		Passes	1	1	Wet	5227	Service			
T2 Outlet	4.401		Thick (inch)	0.375	0.109			TEMA	BEM		
								Date	01/07/2022	By	
								Diagram		Rev	



TEMA type	BEM
Shell ID	26.0000 inch
Actual ODL	24.9187 inch
Height under inlet nozzle	0.8834 inch
Height under outlet nozzle	0.8834 inch
Tube type	Plain
Tube OD	1.5000 inch
Tube pitch	1.8750 inch
Tube layout angle	30 deg
Tubes	151
Tube positions available	151
Tie rods	6
Seal strip pairs	1
Tube Passes	1
Baffle cut % diameter	30

TUBEPASS DETAILS		
Pass	Rows	Tubes
1	15	151

- SYMBOL LEGEND
- Tube
  - Dummy Short Tube
  - ▲ Dummy Long Tube
  - ⊙ Plugged Tube
  - ⊖ Tie Rod
  - Seal Rod
  - Impingement Rod



## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Sibuluan, 24 Agustus 1999, yang merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK. Aisyiyah Bustanul Athfal, MIN Sibuluan III, SMP Swasta Al-Muslimin Pandan, dan SMAN PLUS Matauli Pandan. Setelah lulus dari SMAN tahun 2017, Penulis diterima di Program Studi Diploma III Teknik Perkapal Universitas Diponegoro dan lulus pada tahun 2020. Kemudian melanjutkan kembali pendidikan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan – ITS melalui Program Rekognisi Pembelajaran Lampau (RPL) di tahun 2020.

Di Program Studi Teknik Perkapalan Penulis aktif di kepengurusan Badan Eksekutif Mahasiswa Sekolah Vokasi (BEM SV) dan Himpunan Mahasiswa Teknik Perkapalan (HIMATEKPAL). Selain aktif dibidang organisasi, penulis juga aktif dibidang akademik, dibuktikan dengan mengikuti sertifikasi sebagai Welder dalam proses las 3G SMAW, Welding Inspector Level 1, NDT Level 1 Cetification – Magnetic Particle Testing. Penulis dipilih menjadi utusan dari Program Studi Teknik Perkapalan untuk mengikuti pemilihan Mahasiswa Berprestasi (MAWAPRES) pada tahun 2019. Penulis juga beberapa kali menjadi pembicara atau pengisi materi dalam kegiatan-kegiatan kemahasiswaan.