



TUGAS AKHIR - TF 141581

**OPTIMISASI *FOULING RESISTANCE* PADA
RANGKAIAN SERI DAN PARALEL *SHELL AND
TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN
*POLLEY MODEL***

FATHUR ROZI
NRP 02311645000036

Dosen Pembimbing
Ir.Matradji,M.Sc.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TF 141581

***OPTIMIZATION OF SERIES AND PARALEL SHELL
AND TUBE HEAT EXCHANGER FOULING
RESISTANCE BY UTILIZING POLLEY MODEL***

FATHUR ROZI
NRP 02311645000036

Supervisor
Ir. Matradji, M.Sc.

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018*

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Fathur Rozi

NRP : 02311645000036

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul *Optimisasi Fouling Resistance* pada Rangkaian Seri dan Paralel *Shell and Tube Heat Exchanger* Menggunakan *Polley Model* adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 10 Juli 2018

Yang membuat pernyataan,

Fathur Rozi

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**OPTIMISASI *FOULING RESISTANCE*
PADA RANGKAIAN SERI DAN PARALEL *SHELL AND
TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *POLLEY
MODEL***

TUGAS AKHIR

Oleh :

Fathur Rozi

NRP : 02311645000036

Surabaya, 20 Juli 2018

Mengetahui

Dosen Pembimbing



Ir. Matradji, M.Sc.

NIPN. 19560720 198503 1 003

Menyetujui,

Ketua Departemen Teknik Fisika FTI-ITS



Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.

NIPN. 19780902 200312 1 002




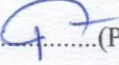
Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN
OPTIMISASI *FOULING RESISTANCE* PADA
RANGKAIAN SERI DAN PARALEL *SHELL AND TUBE*
HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *POLLEY MODEL
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
Fathur Rozi
NRP. 02311645000036

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir.Matradji,M.Sc. (Pembimbing)
2. Hendra Cordova, S.T. M.T (Ketua Penguji)
3. Totok Ruki Biyanto, Ph.D (Penguji 1)
4. Agus Muhamad Hatta, S.T. M.Si. Ph.D..... (Penguji 2)

SURABAYA
JULI, 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

**OPTIMISASI *FOULING RESISTANCE*
PADA RANGKAIAN SERI DAN PARALEL *SHELL AND
TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN
*POLLEY MODEL***

Nama Mahasiswa : Fathur Rozi
NRP : 02311645000036
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Matradji, M.Sc.

Abstrak

Heat Exchanger (HE) merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas untuk mentransfer energi dari fluida panas ke fluida dingin, ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat digunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi luaran yang ditentukan. Permasalahan pada *heat exchanger* yakni terbentuknya *fouling*. *Fouling* adalah deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger*. *Fouling* merupakan masalah yang tidak dapat dihindari, tetapi dapat diminimalkan dengan menentukan geometri *heat exchanger* yang optimal. Beberapa penelitian yang telah dilakukan adalah menganalisa *fouling* akibat kondisi operasi dan desain *heat exchanger*. Pada kondisi operasi yakni *fouling* diakibatkan oleh perubahan temperatur dan laju aliran massa. Pada proses desain *heat exchanger* yakni dengan konstanta yang nilainya ditetapkan dahulu kemudian menentukan geometri *heat exchanger*, tanpa memperhatikan rangkaian seri atau paralel pada *heat exchanger* tersebut. Hubungan seri atau paralel ini menyebabkan perubahan temperatur dan *flowrate* yang berbeda pada setiap *heat exchanger*. Perubahan temperatur dan *flowrate* pada *heat exchanger* akan menyebabkan terbentuknya *fouling* yang berbeda beda. Dalam penelitian ini, rangkaian seri merupakan rangkaian terbaik dibandingkan dengan yang lain. Optimisasi

dilakukan untuk menentukan geometri *shell and tube heat exchanger* pada rangkaian seri seri sehingga diperoleh *fouling resistance* minimal. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan beberapa metode stokastik. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Dari hasil optimisasi *Rain Water Optimization* didapatkan bahwa pada rangkaian seri seri nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) untuk HE yang pertama berkurang 15% dan untuk HE yang kedua berkurang 14%, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) untuk HE yang pertama berkurang 7% dan HE yang kedua berkurang 1%.

Kata Kunci: Optimisasi, *Heat exchanger*, rangkaian seri parallel, *fouling resistance*, geometri

**OPTIMIZATION OF SERIES AND PARALEL SHELL AND
TUBE HEAT EXCHANGER FOULING RESISTANCE BY
UTILIZING POLLEY MODEL**

Name : **Fathur Rozi**
NRP : **02311645000036**
Department : **Engineering Physics FTI-ITS**
Supervisor : **Ir. Matradji, M.Sc**

Abstract

Heat Exchanger (HE) is a tool used in the heat transfer process to transfer energy from hot fluid to cold fluid, or in reverse, without mass transfer inside and it can be used as a heater or cooler to meet the specified output. The problem that could happen in the heat exchanger is the formation of fouling. Fouling is an unwanted deposit on the heat transfer surface that inhibits heat transfer process in the heat exchanger. Fouling is an unavoidable problem, but can be minimized by determining the optimal geometry of the heat exchanger. Some of the past researches in heat exchanger's fouling were about fouling analyzing due to design and operating conditions of the heat exchanger. In its operating conditions, the fouling is caused by the change in temperature and mass flow rate. In the design process of the heat exchanger, the value of the constant is first determined and then the heat exchanger's geometry regardless the formation of the heat exchangers. The heat exchanger's series or parallel formation cause the difference in the temperature and mass flow rate. The changes in temperature and flowrate on the heat exchanger will cause the different formation of fouling resistance. In this research, the series-series heat exchanger's formation is the best formation compared with others. Optimization is used to determine the geometry of shell and tube heat exchanger in series-series formation to obtain the minimum fouling resistance. Some of the stochastic methods is used for optimization. The optimized variables are the inner diameter of the shell (D_s), the outer diameter of the tube (d_o), and the number of baffles (N_b). From the

result of the Rain Water Optimization with series-series formation, the value of the fouling resistance in the shell's side (R_{fs}) of the first heat exchanger was reduced by 15% and reduced for 14% in the second heat exchanger while the value of the fouling resistance in the tube's side (R_{ft}) for first heat exchanger was reduced by 7% and reduced for 1% in the second heat exchanger

Keywords: *Optimization, Heat exchanger, series series heat exchangers, fouling resistance, geometry*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

“OPTIMISASI *FOULING RESISTANCE* PADA RANGKAIAN SERI DAN PARALEL *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN POLLEY MODEL”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ir.Matradji, M.Sc dan Totok Ruki Biyanto, Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
2. Agus M. Hatta, S.T., M.Si., Ph.D. selaku ketua Departemen Teknik Fisika - ITS.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Holil dan Siti Romlah selaku orang tua penulis serta segenap keluarga besar penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan untuk penulis.
5. Teman-teman Departemen Teknik Fisika – ITS dan teman-teman seperjuangan TA yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya,10 Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
Abstrak	xi
<i>Abstract</i>	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR NOTASI	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Lingkup Kajian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
2.3 Konstruksi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.4 Rangkaian Seri dan Paralel <i>Heat Exchanger</i>	9
2.5 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	10
2.6 <i>Fouling</i>	14
2.7 <i>Metode Stochastic Algorithm</i>	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i>	18
3.2 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	18
3.3 Pemodelan <i>Fouling Resistance</i>	33
3.4 Validasi Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	33
3.5 Merancang Rangkaian Seri dan Paralel <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	34
3.6 Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> pada Rangkaian Seri dan Paralel <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	34

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Hasil Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	35
4.2 Perancangan Seri dan Paralel <i>Heat Exchanger</i>	37
4.3. Perancangan dan Pengujian Optimisasi.....	42
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	53
5.2 Saran.....	54
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 <i>Properties</i> fluida pada <i>shell and tube heat exchanger</i>	36
Tabel 4. 2 Hasil pemodelan dari <i>heat exchanger</i> dan <i>fouling resistance</i>	37
Tabel 4. 3 Pengaruh rangkaian paralel paralel	39
Tabel 4. 4 Pengaruh rangkaian paralel seri	40
Tabel 4. 5 Pengaruh rangkaian seri paralel.	41
Tabel 4. 6 Pengaruh rangkkaian seri seri	42

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR NOTASI

Variabel	Satuan	Keterangan
A_o	m^2	Luas permukaan keseluruhan <i>heat exchanger</i>
A_t	m^2	Luas permukaan <i>tube</i>
α	$m^2 K / J$	Konstanta deposit
$cond$	$m^2 \text{ }^\circ\text{C} / W$	Perpindahan panas konduksi
D_{ctl}	m	Diameter <i>bundle</i>
D_{otl}	m	Diameter <i>tube bank outer</i>
d_i	m	Diameter dalam <i>tube</i>
d_o	m	Diameter luar <i>tube</i>
d_s	m	Diameter dalam <i>shell</i>
E_a	KJ / mol	Energi aktivasi
F		Faktor koreksi
F_c		Nilai fraksi <i>tube</i> pada <i>pure crossflow</i>
F_{sbp}		Perbandingan antara luas area <i>by pass</i> dengan luas <i>crossflow</i> keseluruhan
F_w		Nilai fraksi <i>tube</i> pada jendela <i>baffle</i>
f_s		Faktor friksi pada <i>shell</i>
f_t		Faktor friksi pada <i>tube</i>
G_s	Kg / s m^2	Kecepatan aliran massa pada <i>shell</i>
G_t	Kg / s m^2	Kecepatan aliran massa pada <i>tube</i>
h_i	$W/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi <i>shell</i>
h_s	$W/m^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>
h_t	$W / m^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>
J_b		Faktor koreksi pada <i>bundle by pass flow</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
J_c		Faktor koreksi pada <i>baffle cut</i> dan jarak antar <i>baffle</i>
J_i		Parameter ideal <i>Colburn</i>
J_l		Faktor koreksi akibat efek kebocoran <i>baffle</i> antara <i>shell</i> ke <i>baffle</i> dan <i>tube</i> ke <i>baffle</i>
J_r		Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar
J_s		Faktor koreksi untuk variabel jarak <i>baffle</i> inlet dan outlet
L_{bb}	m	Jarak antara <i>bundle</i> dan <i>shell</i>
L_{bc}	m	Jarak antar <i>baffle</i>
L_i^*		Perbandingan jarak <i>baffle</i> inlet dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
L_o^*		Perbandingan jarak <i>baffle</i> outlet dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
L_{pl}	m	Lebar <i>tube</i> dan partisi diantara <i>tube wall</i>
L_{sb}	m	Jarak antara diameter <i>shell</i> dengan diameter <i>baffle</i>
L_{ti}	m	Panjang <i>tube</i> efektif
l_{bi}	m	Jarak <i>baffle inlet</i>
l_{bo}	m	Jarak <i>baffle outlet</i>
l_{tp}	m	Jarak antar <i>tube</i>
$LMTD$	°C	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
$LMTD_{corr}$	°C	<i>Log Mean Temperature Difference corrected</i>
N_t		Jumlah <i>tube</i>
N_{icc}		Jumlah efektif <i>tube rows</i> pada <i>crossflow</i>
n_b		Jumlah <i>baffle</i>
Pr_s		Nilai <i>Prandtl</i> pada <i>shell</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
Pr_t		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>tube</i>
Q	MW	<i>Heat duty</i>
R	kJ / mol K	Konstanta gas ideal
Re_s		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>shell</i>
Re_t		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>tube</i>
R_{fs}	m ² °C /W	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
R_{ft}	m ² °C /W	<i>Fouling resistance</i> pada <i>tube</i>
r_{lm}		Parameter korelasi
r_s		Parameter korelasi
S_b	m ²	Luas <i>bundle</i> ke <i>shell</i>
S_m	m ²	Luas aliran <i>crossflow</i> pada sisi <i>shell</i>
S_{sb}	m ²	Luas kebocoran <i>shell</i> ke <i>baffle</i>
S_{tb}	m ²	Luas kebocoran <i>tube</i> ke <i>baffle</i>
$T_{c,i}$	°C	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	°C	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	°C	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	°C	Temperatur keluar fluida panas
U_f	W /m ² °C	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi <i>fouling</i>
Δp_s	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i>
Δp_t	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>tube</i>
θ_{ds}	Rad	Sudut kemiringan pada <i>baffle cut</i>
θ_{ctl}	Rad	Sudut kemiringan bagian atas pada <i>baffle cut</i>
y	m ² K / J	Konstanta supresi

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan industri yang semakin pesat dari tahun ke tahun menyebabkan kebutuhan energi tiap tahunnya semakin meningkat. Hal ini menyebabkan permintaan kebutuhan energi sebagai sumber daya juga mengalami peningkatan. Proses pengolahan energi salah satunya dengan memanfaatkan fenomena perpindahan panas. Proses tersebut merupakan salah satu upaya penghematan energi agar lebih efisien. Proses perpindahan panas membutuhkan suatu alat penukar panas.

Heat Exchanger (HE) merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas untuk mentransfer energi dari fluida panas ke fluida dingin, ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat digunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi luaran (*output*) yang ditentukan. Umumnya, fluida panas dan fluida dingin tersebut terpisah dan tidak bercampur satu sama lain [1]. Laju perpindahan panas pada heat exchanger dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [2].

Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut [2]. HE di industri memiliki tipe yang beragam dan dapat diklasifikasikan berdasarkan banyak dan bentuk *shell* dan *tube* yang didalamnya. Salah satu tipe HE adalah *shell and tube heat exchanger*. Proses perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* dipengaruhi oleh geometri *heat exchanger* seperti diameter luar *tube* (d_o), jumlah *baffle* (N_b), dan diameter dalam *shell* (D_s) [3].

Performansi sebuah HE untuk mentransfer panas sebesar (Q) ditentukan oleh *luasan heat transfer* (A) dan *overall heat transfer*

coefficient (U) yang menyebabkan pertukaran panas fluida dari fluida panas ke fluida dingin. Dengan inlet temperatur tertentu menyebabkan penurunan temperatur dan kenaikan temperatur tertentu pada sisi fluida panas dan dingin. *Overall heat transfer coefficient* tergantung kepada *fouling* yang terjadi, dimana terbentuknya *fouling* tergantung pada properti fluida, kondisi operasi (laju aliran dan temperatur) dan geometri *heat exchanger*.

Permasalahan yang sering terjadi pada *heat exchanger* yaitu terbentuknya *fouling*. *Fouling* merupakan deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger* dan meningkatkan hambatan aliran fluida sehingga *pressure drop* menjadi lebih tinggi [4]. *Fouling* terjadi ketika fluida berinteraksi dengan material penyusun *heat exchanger*, sehingga beberapa partikel dari fluida akan mengendap pada permukaan *heat exchanger* [5]. Endapan ini akan terakumulasi dan menurunkan proses perpindahan panas. Hal ini mengakibatkan konsumsi energi pada pompa ataupun kompresor menjadi lebih tinggi [6]. Efisiensi *heat exchanger* semakin menurun dan biaya yang dibutuhkan semakin besar karena perlu dilakukan pembersihan *fouling* [7].

Beberapa penelitian yang telah dilakukan adalah menganalisa *fouling* akibat kondisi operasi, yakni *fouling* yang diakibatkan oleh perubahan temperatur dan laju aliran massa. Hingga saat ini *fouling resistance* pada proses desain *heat exchanger* adalah konstanta yang nilainya ditetapkan dahulu kemudian menentukan geometri *heat exchanger*, dan tanpa memperhatikan rangkaian seri atau paralel pada *heat exchanger* tersebut. Hubungan seri atau paralel ini menyebabkan perubahan perbedaan temperatur dan *flowrate* yang berbeda pada setiap *heat exchanger*. Perubahan perbedaan temperatur dan *flowrate* pada *heat exchanger* akan menyebabkan terbentuknya *fouling* yang berbeda beda [8].

Melihat permasalahan pada *heat exchanger* yakni terjadinya *fouling* yang tidak dapat dihindari tetapi dapat diminimalkan, maka diperlukan penelitian mengenai optimisasi *fouling resistance* pada rangkaian seri dan paralel *shell and tube heat exchanger* menggunakan *polley model*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka permasalahan yang diambil dalam Tugas Akhir ini antara lain

1. Bagaimana menyusun sebuah atau lebih *heat exchanger* untuk menghantarkan panas dengan laju perpindahan panas (Q) yang sama dapat disusun secara seri dan paralel?
2. Bagaimana menentukan rangkaian *heat exchanger* yang optimal sehingga diperoleh *fouling resistance* yang minimal menggunakan *Polley model*?
3. Bagaimana *fouling resistance* antara sebelum dan setelah dioptimisasi ?

1.3 Tujuan

Tujuan dilakukannya tugas akhir ini antara lain

1. Menyusun sebuah atau lebih *heat exchanger* untuk menghantarkan panas dengan laju perpindahan panas (Q) yang sama dapat disusun secara seri dan paralel.
2. Menentukan rangkaian *heat exchanger* yang optimal sehingga diperoleh *fouling resistance* yang minimal menggunakan *Polley model*.
3. Membandingkan *fouling resistance* antara sebelum dan setelah dioptimisasi.

1.4 Lingkup Kajian

Adapun lingkup kajian pada tugas akhir ini antara lain menggunakan rangkaian seri dan paralel *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube*. Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dimensi, dan *properties heat exchanger*. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) dan *tube* (h_t), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f), *heat duty* (Q), *pressure drop* (Δp), dan pemodelan *fouling resistance* (R_f) menggunakan *Polley model*. Nilai yang dioptimisasi adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f). Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s),

diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Teknik optimisasi menggunakan metode stokastik.

BAB II

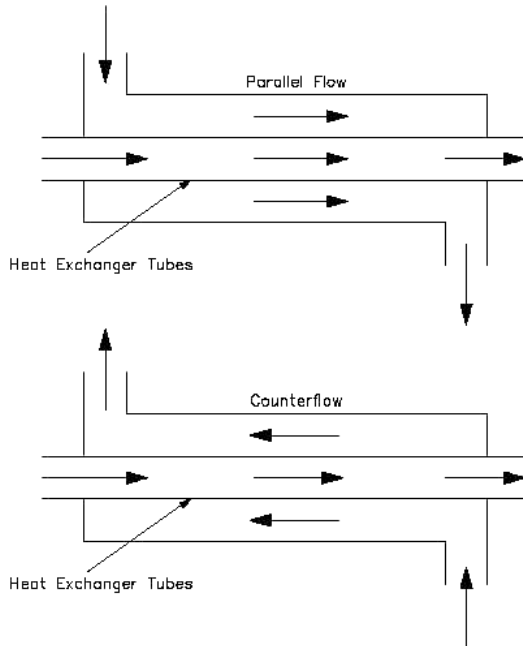
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger adalah salah satu alat yang sering digunakan pada proses industri yang berfungsi untuk menghantarkan panas antara dua proses aliran dimana salah satu penerapannya bisa digunakan untuk proses pendinginan, pemanasan, kondensasi, ataupun evaporasi [9]. Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [10].

Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut [10].

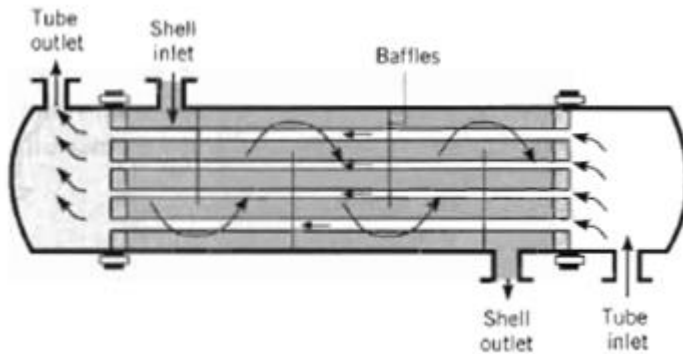
Pada *heat exchanger* fluida panas dan dingin dapat mengalir searah (*co-current flow* atau *parallel flow*) dimana kedua fluida masuk pada ujung *heat exchanger* yang sama dan kedua fluida mengalir searah menuju ujung *heat exchanger* yang lain. Apabila fluida panas dan dingin berlawanan arah (*counter current flow*) dimana fluida yang satu masuk pada ujung *heat exchanger*, sedangkan fluida yang lain masuk pada ujung *heat exchanger* yang lain [11].



Gambar 2. 1 Aliran fluida pada *heat exchanger* (a) *parallel-flow* (b) *counter current flow* [11]

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Shell and tube heat exchanger adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan pada industri proses karena manufaktur yang relatif sederhana dan mudah diadaptasikan pada berbagai kondisi operasi [12]. *Shell and tube heat exchanger* cocok digunakan pada penggunaan bertekanan tinggi. Tipe ini terdiri dari sebuah *shell* yang di dalamnya disusun *tube*. Salah satu aliran fluida mengalir melewati tube dan aliran yang lain melintasi tube untuk menghantarkan panas diantara dua fluida. [13]. Proses perpindahan panas terjadi antara fluida yang mengalir pada *shell* dan *tube* dimana dinding tube digunakan sebagai perantara penghantar panas untuk *heat exchanger* tersebut.



Gambar 2. 2 Skema *shell and tube heat exchanger*

2.3 Konstruksi *Shell and Tube Heat Exchanger*

Komponen utama dari *shell and tube heat exchanger* adalah sebagai berikut :

a. *Tube*

Berbentuk pipa silinder sebagai media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya sekaligus sebagai pemisah antara fluida di dalam *tube* dengan fluida di dalam *shell*. Kumpulan dari beberapa *tube* diikat oleh *tube bundle*.

b. *Baffle*

Sekat yang berfungsi untuk menahan struktur *tube bundle*, mencegah terjadinya getaran pada *tube*, serta mengatur aliran fluida dalam *shell* sehingga diperoleh turbulensi yang tinggi.

c. *Shell*

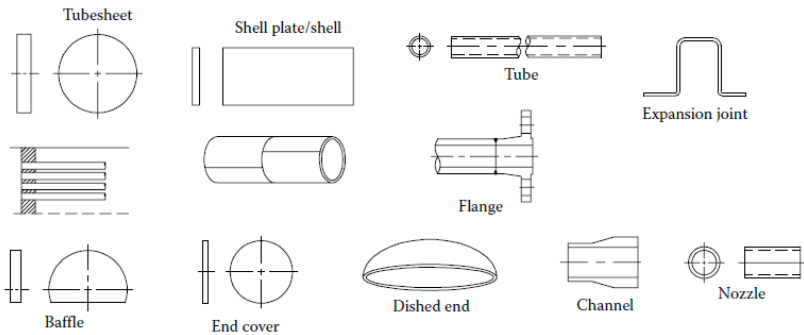
Merupakan selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sekaligus sebagai rumah dari *tube bundle*, media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya serta untuk menahan beban berat, temperatur dan tekanan fluida.

d. *Front head*

Bagian depan *heat exchanger* yang berfungsi tempat mengalirnya fluida.

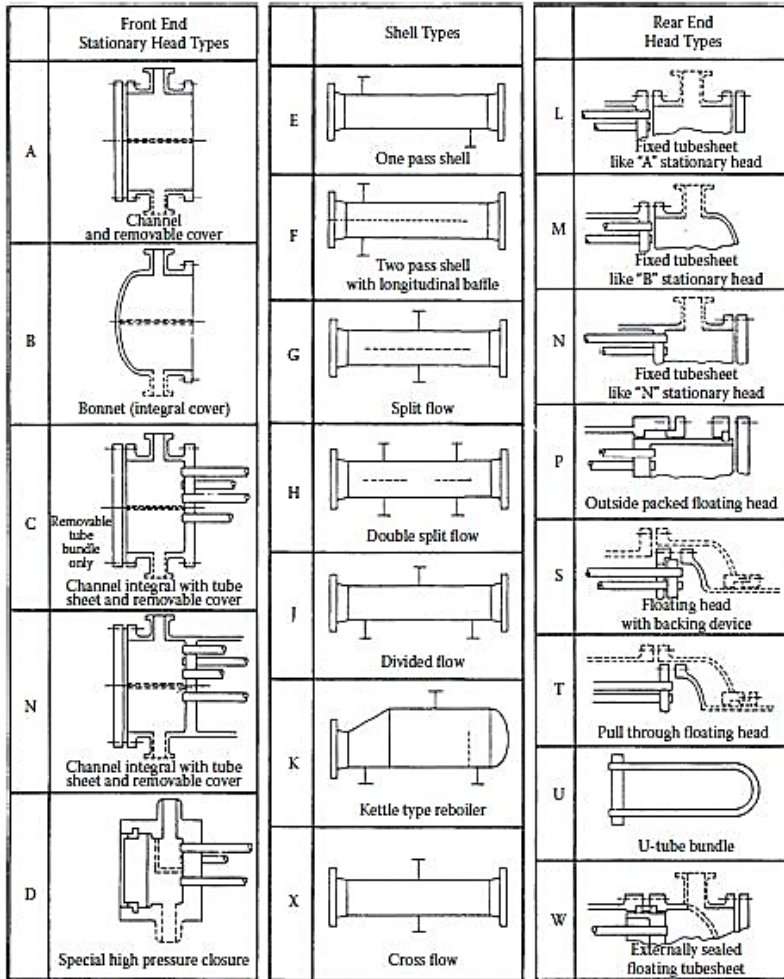
e. *Rear head*

Bagian belakang *heat exchanger* [13].



Gambar 2. 3 Komponen utama *shell and tube heat exchanger* [2]

Untuk menentukan dimensi *shell and tube heat exchanger* terdapat standar yang digunakan yakni TEMA. Untuk menentukan tipenya dalam standar TEMA menggunakan kode huruf [14].

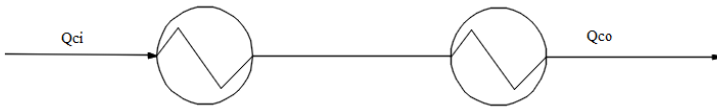


Gambar 2. 4 Tipe shell and tube heat exchanger berdasarkan standar TEMA [14]

2.4 Rangkaian Seri dan Paralel Heat Exchanger

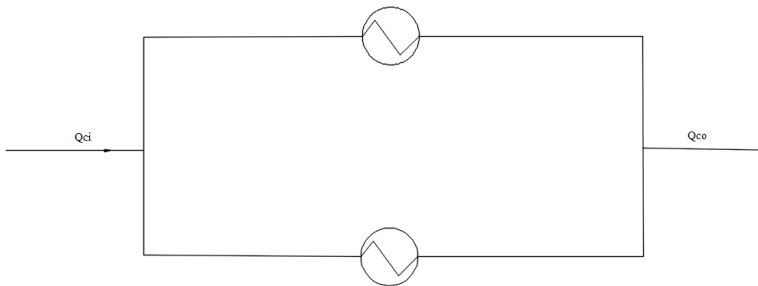
Hubungan seri atau paralel pada HE menyebabkan perubahan perbedaan temperatur dan flowrate yang berbeda pada setiap heat

exchanger. Perubahan perbedaan temperatur dan flowrate pada heat exchanger akan menyebabkan terbentuknya fouling yang berebda beda [4]. Rangkaian seri dan paralel dapat dilihat berdasarkan masukan dari HE yang terpasang, jika seri berarti keluaran dari HE awal digunakan sebagai masukan ke HE yang akhir. Pada rangkaian seri ini akan berpengaruh pada perubahan perbedaan temperatur, dimana keluaran dari HE pertama akan menjadi setengah dari perubahan perbedaan temperatur dari kedua HE tersebut.



Gambar 2. 5 Rangkaian seri *heat exchanger*

Sedangkan untuk rangkaian paralel adalah masukan dari semua HE berasal dari masukan yang sama Cuma disini masukannya dibagi menjadi dua dan diasumsikan ukurannya sama. Pengaruh dari rangkaian ini adalah *mass flowrate* dari kedua HE tersebut akan terbagi menjadi dua dan perbedaan temperturnya tidak berubah.



Gambar 2. 6 Rangkaian paralel *heat exchanger*

2.5 Pemodelan *Heat Exchanger*

Heat exchanger banyak digunakan dalam proses industri, spesifikasinya disesuaikan dengan kebutuhan pada proses industri tersebut. Untuk menentukan spesifikasi *heat exchanger* yang optimal, diperlukan suatu pemodelan. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*

dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*, dan *pressure drop*.

2.5.1 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi *Tube* dan *Shell*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dan *shell* berbeda tergantung pada dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi serta *properties* fluida.

a. Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [2].

$$h_t = \left(\frac{K_t Nu_t}{d_i} \right) \quad (2.1)$$

Dimana,

h_t = koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/m² °C)

K_t = konduktivitas termal pada sisi *tube* (W/ m °C)

Nu_t = bilangan *Nusselt* pada fluida di sisi *tube*

d_i = diameter dalam *tube* (m)

Bilangan *Nusselt* untuk aliran yang melewati *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut.

- Untuk area aliran turbulen dengan $Re_t > 10^4$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [2].

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.2)$$

- Untuk area aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan *Colburn* [2].

$$Nu_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.3)$$

- Untuk area aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [2].

$$Nu_t = 1,86(Re_t Pr_t d_i/L)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.4)$$

Dimana,

Re_t = bilangan *Reynold* pada sisi *tube*

d_i = diameter dalam *tube* (m)

Pr_t = bilangan *Prandtl* pada sisi *tube*

L = panjang *tube* (m)

μ_t = viskositas fluida pada sisi *tube* (kg/m s)

μ_w = viskositas fluida pada temperatur *wall* sisi *tube* (kg/m s)

b. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [2].

$$h_s = h_i J_c J_b J_s J_r \quad (2.5)$$

Dimana,

h_s = koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (W/m² °C)

h_i = koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/m² °C)

J_c = faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*

J_l = faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

J_b = faktor koreksi pada *bundle by pass flow*

J_s = faktor koreksi pada variabel jarak *baffle* sisi inlet dan outlet

J_r = faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

2.5.2 Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut [2].

$$Q = U LMTD_{corr} A_o \quad (2.6)$$

Dimana,

- Q = laju perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* (W)
 U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m² °C)
 $LMTD_{corr.}$ = *Log Mean Temperature Difference corrected* (°C)
 A_o = luas permukaan perpindahan panas keseluruhan (m²)

Log Mean Temperature Difference corrected ($LMTD_{corr.}$) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut.

$$LMTD_{corr.} = LMTD \cdot F \quad (2.7)$$

Dimana,

- $LMTD$ = *Log Mean Temperature Difference* (°C)
 F = faktor koreksi

Log Mean Temperature Difference ($LMTD$) merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. $LMTD$ dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [6].

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (2.8)$$

Faktor koreksi (F) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (2.9)$$

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut.

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.10)$$

dan nilai S dari persamaan berikut.

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.11)$$

Dimana,

R, S = faktor efisiensi temperatur

$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas ($^{\circ}\text{C}$)

2.6 Foulings

Fouling adalah deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger* dan meningkatkan hambatan aliran fluida sehingga *pressure drop* menjadi lebih tinggi. *Fouling* terjadi karena proses sedimentasi, kristalisasi, reaksi dan korosi. Lapisan *fouling* dapat berasal dari partikel-partikel atau senyawa lainnya yang tersangkut oleh aliran fluida. *Fouling* tidak dapat dihindari pada *heat exchanger* dan mempengaruhi produktivitas dan efisiensi *heat exchanger* [4].



Gambar 2. 7 *Fouling* pada permukaan *heat transfer shell and tube* [2]

2.6.1 Pemodelan *Fouling Resistance*

Pada tahun 2002 Polley memodelkan *fouling resistance* dengan menggunakan variabel bilangan *Reynold* (Re), bilangan *Prandtl* (Pr) dan temperatur *wall* (T_w) dengan menggunakan beberapa parameter yakni α (konstanta deposit), γ (konstanta supresi), R (konstanta gas ideal), dan E_a (energi aktivasi) [15]. Berikut adalah persamaan Polley.

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Re^{0,8} \quad (2.12)$$

Dimana nilai parameter telah ditetapkan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \alpha &= 277,8 \text{ m}^2\text{K/J} \\ E_a &= 48 \text{ KJ/mol} \\ \gamma &= 4,17 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2\text{K/J} \\ R &= 0,008314462 \text{ KJ mol / K} \end{aligned}$$

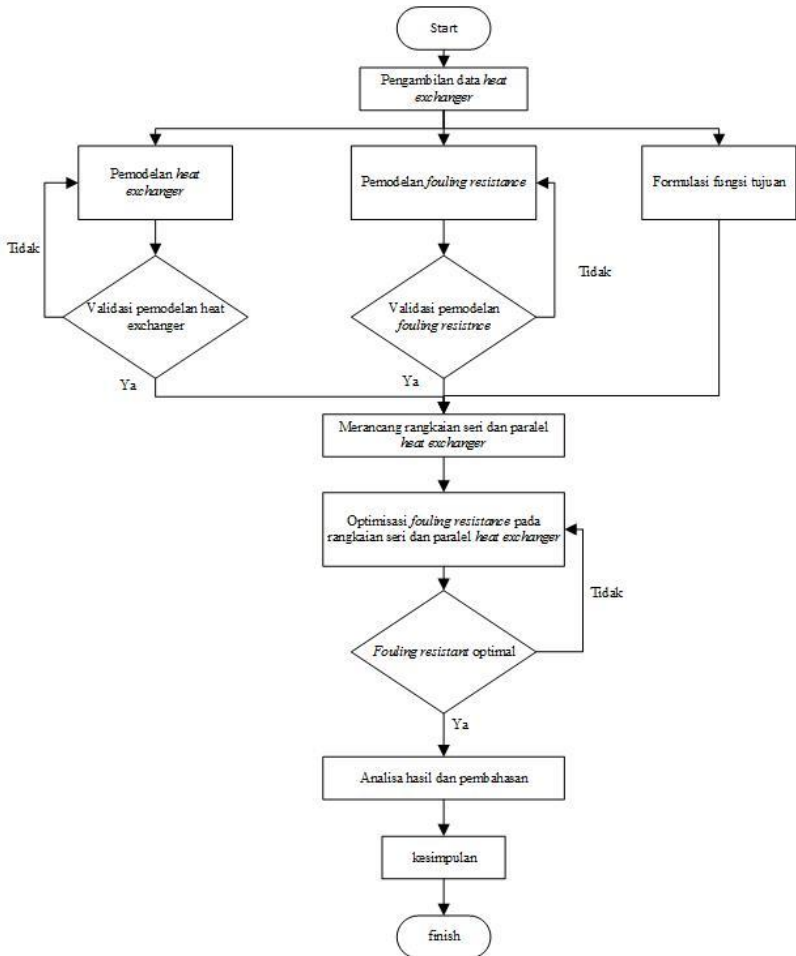
2.7 Metode *Stochastic Algorithm*

Optimisasi Stokastik memainkan peran penting dalam analisis, perancangan, dan pengoperasian sistem modern. Metode untuk optimasi stokastik memberikan sarana untuk mengatasi kebisingan sistem yang melekat dan mengatasi model atau sistem yang sangat nonlinier, dimensi tinggi, atau tidak sesuai untuk metode pengoptimalan deterministik klasik. Algoritma optimasi stokastik memiliki penerapan yang luas terhadap masalah dalam statistik, sains, teknik, dan bisnis.. Optimisasi dilakukan untuk mencapai tujuan tertentu sesuai dengan fungsi objektif yang telah ditentukan (maksimum atau minimum). Optimisasi terdiri dari dua jenis yaitu metode stokastik dan deterministik. Metode stokastik adalah metode optimisasi yang terdiri dari variabel-variabel acak (random) sehingga mempunyai distribusi dan probabilitas tertentu sedangkan metode deterministik variabelnya bebas dan keragamannya acak sehingga tidak mempunyai distribusi dalam probabilitas. Beberapa metode optimisasi algoritma yang termasuk kedalam metode stokastik diantaranya adalah *genetic algorithm* (GA), *duelist algorithm* (DA), *rain water algorithm* (RWA), *particle swarm optimization* (PSO), dan *khiller whale algorithm* (KWA) [16].

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dirancang melalui beberapa tahap yang digambarkan pada diagram alir sebagai berikut.



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.1 Pengambilan Data *Heat Exchanger*

Pengambilan data *heat exchanger* dilakukan di Petronas Penapisan Melaka Refinery. Adapun data yang diambil diantaranya adalah:

- a. Data dimensi *heat exchanger* (seperti terlampir)
- b. Data *properties* fluida pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger*, yang meliputi :
 - Massa jenis fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Kapasitas panas fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Viskositas fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Koefisien konduktifitas termal pada sisi *shell* dan *tube*

3.2 Pemodelan *Heat Exchanger*

Pemodelan *heat exchanger* digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*, dan *pressure drop*. Data-data yang digunakan untuk memodelkan *heat exchanger* berupa parameter yang sudah ditetapkan nilainya, serta variabel yang nilainya akan diubah-ubah hingga mencapai kondisi yang optimal. Adapun variabel tersebut adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o) dan jumlah *baffle* (N_b). Sedangkan parameter yang ditetapkan nilainya diantaranya adalah:

- Konduktivitas material pada *tube* (K_{cs})
- Panjang *tube* (L_{ta})
- *Baffle cut* (B_c)
- Jumlah *shell* (N_s)
- Jumlah *tube pass* (N_p)
- *Tube layout* (θ_{tp})
- Jumlah *sealing strips* (N_{ss})
- Laju aliran masa pada *tube* (m_t)
- Viskositas fluida pada *tube* (μ_i)
- Massa jenis fluida pada *tube* (ρ_i)
- Konduktivitas termal pada *tube* (K_t)
- Kalor jenis fluida pada *tube* ($C_{p,t}$)
- Laju aliran masa pada *shell* (m_s)

- Viskositas fluida pada *shell* (μ_s)
- Kalor jenis fluida pada *shell* ($C_{p,s}$)
- Massa jenis aliran pada *shell* (ρ_s)
- Konduktivitas termal pada *shell* (K_s)
- Temperatur masuk fluida dingin ($T_{c,i}$)
- Temperatur keluar fluida dingin ($T_{c,o}$)
- Temperatur masuk fluida panas ($T_{h,i}$)
- Temperatur keluar fluida panas ($T_{h,o}$)

3.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* adalah *Bell-Delaware's Method*. Adapun persamaan-persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut.

Persamaan untuk menghitung jarak antara *bundle* dan *shell* (L_{bb}).

$$L_{bb} = \frac{(12+0,005 D_s)}{1000} \quad (3.1)$$

Dimana

L_{bb} = jarak antara *bundle* dan *shell* (m)

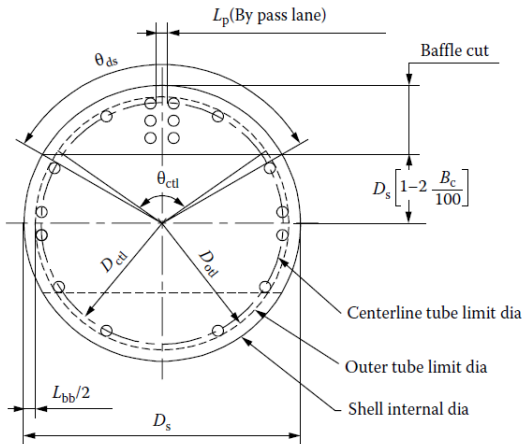
D_s = diameter dalam *shell* (m)

Persamaan untuk menghitung nilai diameter *tube bank outer* (D_{otl}).

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (3.2)$$

Dimana,

D_{otl} = diameter *tube bank outer* (m)



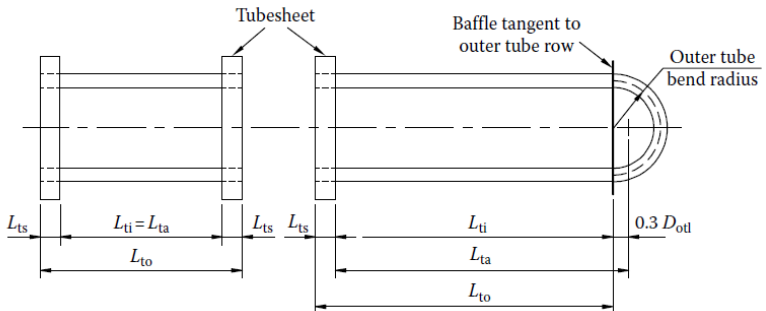
Gambar 3. 2 Geometri *basic segmental baffle* [2]

Diameter *bundle* ditentukan dengan persamaan di bawah ini.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \tag{3.3}$$

Dimana,

- D_{ctl} = diameter *bundle* (m)
- d_o = diameter luar *tube* (m)



Gambar 3. 3 Panjang *tube* pada *shell and tube heat exchanger* [2]

Persamaan untuk menghitung jarak antar *baffle* (L_{bc})

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (3.4)$$

Dimana,

N_b = jumlah *baffle*

Persamaan untuk menghitung nilai L_{ti} .

$$L_{ti} = ((N_b - 1)L_{bc}) + L_{bi} + L_{bo} \quad (3.5)$$

Dimana,

N_b = jumlah *baffle*

L_{bc} = jarak antar *baffle* (m)

L_{bi} = jarak *baffle* inlet (m)

L_{bo} = jarak *baffle* outlet (m)

Sudut kemiringan pada *baffle cut* adalah sudut pada pusat perpotongan antara *baffle cut* dan *inner shell*.

θ_{ds} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.6)$$

Dimana,

θ_{ds} = Sudut kemiringan pada *baffle cut* (rad)

B_c = *baffle cut* (%)

Persamaan sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut*.

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (3.7)$$

Dimana,

θ_{ctl} = sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut* (rad)

Crossflow area pada sisi *shell* ditentukan dengan persamaan berikut.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp.eff}} (L_{tp} - do) \right] \quad (3.8)$$

Dimana,

S_m = *crossflow area* pada sisi *shell* (m²)

$L_{tp.eff}$ = jarak efektif antar *tube* (m)

Ketika *tube layout* yang dipilih 30° dan 90° ($\theta_{tp} = 30^\circ$ atau 90°) maka, $L_{tp.eff}$ sama dengan panjang antar *tube* atau *tube pitch* ($L_{tp.eff} = L_{tp}$). Ketika *tube layout* yang digunakan adalah 45° ($\theta_{tp} = 45^\circ$) maka $L_{tp.eff}$ sama dengan $0,707 L_{tp}$ ($L_{tp.eff} = 0,77 L_{tp}$). Perhitungan sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut* digunakan untuk menentukan nilai fraksi *tube* pada *baffle window* dan pada *pure crossflow*.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.9)$$

Dimana,

F_w = nilai fraksi *tube* pada jendela *baffle*

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.10)$$

Dimana,

F_c = nilai fraksi *tube* pada *pure crossflow*

Persamaan jumlah efektif *tube rows* pada *crossflow*.

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - \frac{2 B_{c1}}{100} \right] \quad (3.11)$$

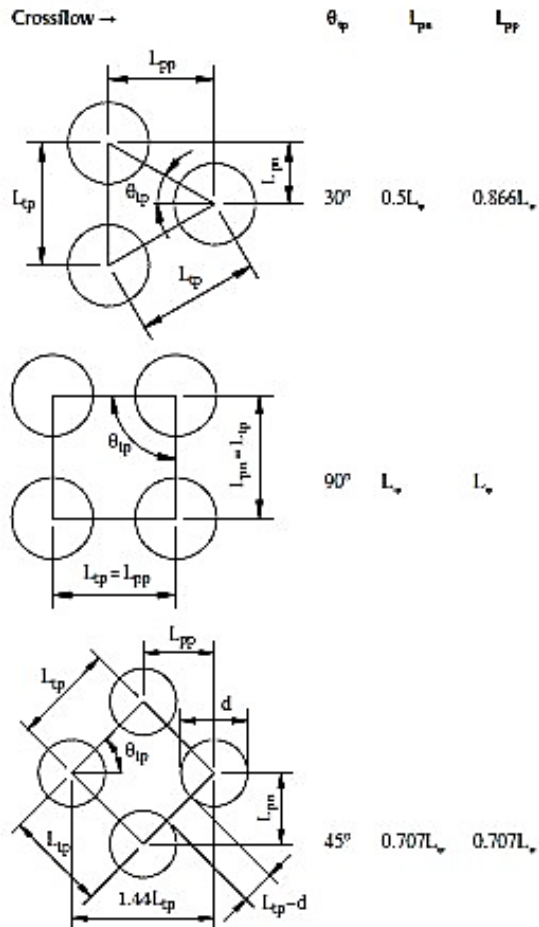
Dimana,

N_{tcc} = jumlah efektif *tube rows* pada *crossflow*

L_{pp} = jarak efektif antar *tube rows* (m)

L_{pp} dapat dilihat pada gambar *tube layout basic parameters*.

Tube Layout Basic Parameters



Gambar 3. 4 Tube layout basic parameters [2]

Luas *bundle* ke *shell* dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad (3.12)$$

Dimana,

S_b = luas *bundle* ke *shell* (m^2)

L_{pl} = lebar *tube* dan partisi diantara *tube wall* (m)

Untuk standar dalam perhitungan, nilai $L_{pl} = 0$

Persamaan rasio antara luas area *by pass* dengan luas *crossflow* keseluruhan adalah

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.13)$$

Dimana,

F_{sbp} = perbandingan antara luas area *by pass* dengan luas *crossflow* keseluruhan

Jarak antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* dihitung dengan persamaan berikut.

$$L_{sb} = \frac{3,1+0,004 D_s}{1000} \quad (3.14)$$

Dimana,

L_{sb} = Jarak antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* (m)

Persamaan luas kebocoran antara *shell* dan *baffle* adalah sebagai berikut,

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - 2\theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (3.15)$$

Dimana,

S_{sb} = luas kebocoran *shell* ke *baffle* (m²)

Persamaan luas kebocoran antara *tube* dan *baffle* adalah

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_o + L_{tb})^2 - d_o^2] N_t (1 - F_w) \quad (3.16)$$

Dimana,

S_{tb} = luas kebocoran *tube* ke *baffle* (m²)

L_{tb} = jarak diameter luar *tube* dengan lubang *baffle* (m)

Standar TEMA merekomendasikan jarak sebagai fungsi diameter *tube* dan jarak *baffle* dengan nilai 0,0008 m atau 0,0004 m.

Untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada *shell*, maka perlu menghitung faktor-faktor koreksi pada *shell*.

Faktor koreksi J_c dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (3.17)$$

Dimana,

J_c = Faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*

Faktor koreksi J_l dengan menggunakan persamaan berikut.

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (3.18)$$

Dengan nilai r_s dan r_{lm}

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.19)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.20)$$

Dimana,

J_l = faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

r_s dan r_{lm} = parameter korelasi

Persamaan kecepatan aliran massa dan bilangan *Reynold*.

$$G_s = \frac{m_s}{S_m} \quad (3.21)$$

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} \quad (3.22)$$

Dimana,

G_s = kecepatan aliran massa pada *shell* (kg/ s m²)

- m_s = aliran massa pada *shell* (kg/s)
 μ_s = viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)
 Re_s = bilangan *Reynold* pada *shell*

Faktor koreksi J_b dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_b = \exp\{-C_{bh}F_{sbp}[1 - 2r_s]\} \quad (3.23)$$

Dimana,

- J_b = faktor koreksi pada *bundle by pass flow*
 C_{bh} = 1,25 pada kondisi aliran laminar ($Re_s \leq 100$)
 C_{bh} = 1,35 pada kondisi aliran turbulen ($Re_s \geq 100$)

Faktor koreksi J_r dengan menggunakan persamaan berikut.

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (3.24)$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (3.25)$$

Dimana,

- J_r = faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar
 N_c = jumlah total *tube rows* pada *heat exchanger*

Persamaan di atas digunakan ketika aliran laminar $Re_s < 20$

Ketika Re_s berada pada $20 \leq Re_s \leq 100$ menggunakan persamaan sebagai berikut

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80}\right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1\right) \quad (3.26)$$

Dan ketika kondisi aliran pada *shell* turbulen ($Re_s \geq 100$), maka faktor koreksinya bernilai satu ($J_r = 1$).

Faktor koreksi J_s dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_s = \frac{(N_b-1)+(L_i^*)^{1-n}+(L_o^*)^{1-n}}{(N_b-1)+(L_i^*-1)+(L_o^*-1)} \quad (3.27)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (3.28)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (3.29)$$

Dimana,

J_s = faktor koreksi untuk variabel jarak *baffle* inlet dan outlet

L_i^* = perbandingan jarak *baffle* inlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

L_o^* = perbandingan antara jarak *baffle* outlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

Untuk parameter n ketika alirannya turbulen $n=0,6$ dan ketika alirannya laminar $n=1$

Persamaan bilangan *Prandtl* pada *shell*.

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{K_s} \quad (3.30)$$

Dimana,

Pr_s = bilangan *Prandtl*

C_{ps} = kapasitas panas spesifik pada *shell* (J/kg °C)

K_s = konduktifitas termal pada *shell* (W/ m °C)

μ_s = viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Pada sisi *shell* dapat dihitung nilai perpindahan panas ideal.

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\Delta T_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (3.31)$$

Dengan j_i adalah parameter ideal *Colburn* dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$j_i = 1,73 Re_s^{-0,694} \text{ ketika } 1 \leq Re_s \leq 100 \quad (3.32)$$

$$j_i = 0,717 Re_s^{-0,574} \text{ ketika } 100 \leq Re_s \leq 1000 \quad (3.33)$$

$$j_i = 0,236 Re_s^{-0,346} \text{ ketika } 1000 \leq Re_s \quad (3.34)$$

Untuk mencari nilai parameter ideal *Colburn* $(\phi_s)^n$.

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0,14} \quad (3.35)$$

Dimana,

h_i = koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/ m² °C)

j_i = parameter ideal *Colburn*

μ_{sw} = viskositas fluida pada temperatur *wall* sisi *shell* (kg/m s)

Persamaan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell*.

$$h_s = h_i J_c J_b J_s J_r \quad (3.36)$$

Dimana,

h_s = koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/ m² °C)

3.2.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Tube*

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* adalah *Bell-Delaware's Method*. Adapun persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sebagai berikut.

Luas permukaan *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (3.37)$$

Dimana diameter dalam *tube* menggunakan persamaan berikut

$$d_i = d_o - 2 t_w \quad (3.38)$$

Jumlah *tube* dalam *shell* menggunakan persamaan berikut

$$N_t = \frac{0,78 d_{ct}^2}{L_{tp}^2} \quad (3.39)$$

Dimana,

- A_t = luas permukaan *tube* (m²)
 d_i = diameter dalam *tube* (m)
 d_o = diameter luar *tube* (m)
 N_t = jumlah *tube*
 t_w = ketebalan *tube* (m)
 D_{ctl} = diameter *bundle* (m)
 L_{tp} = jarak antar *tube* (m)

Kecepatan aliran massa pada *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

$$G_t = \frac{m_t N_p}{A_t} \quad (3.40)$$

Dimana,

- G_t = kecepatan aliran massa pada *tube* (kg/ s m²)
 m_t = aliran massa pada *tube* (kg/s)
 N_p = jumlah *tube pass*

Persamaan bilangan *Reynold* adalah

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (3.41)$$

Dimana

- Re_t = bilangan *Reynold* pada *tube*
 μ_t = viskositas fluida pada *tube* (kg/m s)

Bilangan *Prandtl* pada *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$Pr_t = \frac{Cp_t \mu_t}{K_t} \quad (3.42)$$

Dimana,

- Cp_t = kapasitas panas spesifik pada *tube* (J/kg °C)
 K_t = konduktivitas termal pada *tube* (W/ m °C)

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan *CollBurn*.

$$h_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{K_t}{d_i}\right) \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (3.43)$$

Dimana,

h_t = koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/m² °C)

3.2.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$cond = \frac{d_o \left(\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right)}{2 K_{cs}} \quad (3.44)$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (3.45)$$

Dimana,

U_f = koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi *fouling* (W/m² °C)

$Cond$ = perpindahan panas konduksi pada *tube* (m² °C /W)

K_{cs} = konduktifitas termal material *tube* (W/ m °C)

R_{fs} = *fouling resistance* pada sisi *shell* (m² °C /W)

R_{ft} = *fouling resistance* pada sisi *tube* (m² °C /W)

Persamaan nilai *heat duty*

$$Q = U_f LMTD_{corr.} A_o \quad (3.46)$$

Dimana,

U_f = koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi *fouling* (W/m² °C)

$LMTD_{corr.}$ = *Log Mean Temperature Difference corrected* (°C)

A_o = luas permukaan perpindahan panas (m²)

Log Mean Temperature Difference corrected ($LMTD_{corr.}$) dihitung dengan persamaan berikut.

$$LMTD_{corr.} = LMTD \cdot F \quad (3.47)$$

Dimana,

$LMTD$ = Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}C$)

F = faktor koreksi

Log Mean Temperature Difference ($LMTD$) merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. $LMTD$ dihitung dengan persamaan berikut.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{T_{h,o}-T_{c,i}} \right)} \quad (3.48)$$

Faktor koreksi (F) dihitung dengan persamaan berikut.

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (3.49)$$

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut

$$R = \frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{c,o}-T_{c,i}} \quad (3.50)$$

dan nilai S didapatkan dari persamaan berikut

$$S = \frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{c,i}} \quad (3.51)$$

Dimana,

R, S = faktor efisiensi temperatur

$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin

$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas

Luas permukaan perpindahan panas dihitung dengan persamaan berikut.

$$A_o = \frac{22}{7} d_o L_{ti} N_t N_s \quad (3.52)$$

3.2.4 Perhitungan *Pressure Drop*

Pressure drop pada sisi *tube* dihitung dengan *Pethukov and Popov's Methods* [2].

$$\Delta P_t = \left[2 x f \frac{L x Np}{d_i} + 2 x Np \right] x \rho_t x V^2 \quad (3.53)$$

$$f = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (3.54)$$

Dimana,

ΔP_t = *pressure drop* sisi *tube* (kg/cm²)

f = faktor friksi

L = panjang *tube* (m)

ρ_t = kalor jenis pada *tube* (kg/m³)

V = kecepatan fluida (m/s)

Pressure drop pada sisi *shell* dihitung dengan menggunakan *Bell Delaware's Methods* [2].

$$\Delta P_s = \frac{2 f G_s^2 D_s (N_b + 1)}{\rho_s d_o \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0,14}} \quad (3.55)$$

$$f = e^{0,576 - 0,19 \ln Re_s} \quad (3.56)$$

Dimana,

ΔP_s = *pressure drop* sisi *shell* (kg/cm²)

f = faktor friksi

ρ_s = kalor jenis pada *shell* (kg/m³)

3.3 Pemodelan *Fouling Resistance*

Untuk menghitung *fouling resistance* pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan Polley model sebagai berikut.

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Re^{0,8} \quad (3.57)$$

Dimana,

$$\begin{aligned} \frac{dR_f}{dt} &= \text{fouling resistance (m}^2 \text{ K/J)} \\ T_w &= \text{temperatur tube wall (K)} \\ \alpha &= 277,8 \text{ m}^2\text{K/J} \\ E_a &= 48 \text{ KJ/mol} \\ \gamma &= 4,17 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2 \text{ K/J} \\ R &= 0,008314 \text{ KJ/mol K} \end{aligned}$$

Temperatur *tube wall* dihitung dengan persamaan berikut.

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad (3.58)$$

Dimana,

$$\begin{aligned} T_{t,av} &= \text{temperatur rata-rata pada tube (}^\circ\text{C)} \\ T_{s,av} &= \text{temperatur rata-rata pada shell (}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

3.4 Validasi Pemodelan *Heat Exchanger* dan *Fouling Resistance*

Validasi digunakan untuk menentukan seberapa valid hasil pemodelan yang telah dihitung. Proses validasi dilakukan dengan cara membandingkan hasil pemodelan dengan data *sheet* atau data desain *heat exchanger*. Data desain tersebut dianggap data yang paling benar yang sesuai dengan kondisi yang ada di lapangan, sehingga data desain dijadikan pedoman untuk melakukan validasi. Hasil pemodelan dikatakan valid apabila variasi antara hasil pemodelan dengan data *sheet* kecil atau sama. Apabila hasil pemodelan telah valid kemudian lanjut ke proses berikutnya. Apabila hasil pemodelan belum valid, maka perlu untuk memodelkan ulang *heat exchanger* dan *fouling resistance*.

3.5 Merancang Rangkaian Seri dan Paralel *Shell and Tube Heat Exchanger*

Pada tahap ini dilakukan perancangan rangkaian heat exchanger yang akan dioptimisasi. Perancangan ini meliputi rangkaian seri-seri, seri-paralel, paralel seri, dan paralel paralel. Rangkaian ini dilihat dari sisi fluida panas dan dingin yang dilewatkan. Rangkaian seri-paralel artinya keluaran fluida panas heat exchanger satu dijadikan masukan untuk heat exchanger yang lain dan masukan fluida dingin digunakan untuk kedua heat exchanger (dibagi dua).

3.6 Optimisasi *Fouling Resistance* pada Rangkaian Seri dan Paralel *Shell and Tube Heat Exchanger*

Optimisasi pada penelitian ini dirancang agar mendapatkan desain *heat exchanger* yang optimal ketika dirangkai seri maupun paralel. Fungsi tujuan optimisasi adalah *fouling resistance* yang minimal. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), dengan konstrain adalah *heat duty* dan *pressure drop*. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode stokastik.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan *Heat Exchanger* dan *Fouling Resistance*

Pemodelan pada *heat exchanger* digunakan untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas baik di sisi *shell* (h_s) maupun *tube* (h_t), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi *fouling* (U_f), *heat duty* (Q), *pressure drop* di sisi *shell* (Δp_s) dan di sisi *tube* (Δp_t), *fouling resistance* di sisi *shell* (R_{fs}) dan di sisi *tube* (R_{ft}). Perhitungan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* menggunakan persamaan pada bab 2 dan bab 3.

Perhitungan pemodelan tersebut memerlukan spesifikasi *heat exchanger*, dimana spesifikasi ini menjadi masukan yang nantinya akan digunakan untuk pemodelan dan proses optimisasi. Spesifikasi *heat exchanger* yang dibutuhkan diantaranya adalah dimensi *heat exchanger*, dan *properties* fluida.

Properties fluida mempengaruhi proses pembentukan *fouling* pada *heat exchanger*. Proses desain *heat exchanger* memerlukan data *properties* fluida sehingga dapat ditentukan geometri yang optimal sesuai dengan fluida yang mengalir pada sisi *shell* dan *tube*.

Tabel 4. 1 *Properties fluida pada shell and tube heat exchanger*

	<i>Shell</i>		<i>Tube</i>	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Fluida	<i>MP Steam</i>		<i>Main Column Bottom</i>	
Aliran Masa (kg/s)	10,773	10,773	35,368	35,368
Temperatur (°C)	214	320	359	325
Massa jenis (kg/m ³)	10,294	7,729	860,8	884,5
Viskositas (kg/ m s)	0,0000162	0,0000209	0,0005	0,0006
Kalor jenis (kcal/kg °C)	0,766	0,544	0,58	0,56
Konduktivitas termal (kcal/s m °C)	0,00001003	0,00001144	0,00001917	0,00002033
kecepatan (m/s)			1,39	
<i>pressure drop</i> (kg/cm ²)	0,352		0,352	

Kemudian dilakukan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*. Hasil pemodelan yang telah dihitung kemudian dibandingkan dengan data desain atau data *sheet heat exchanger*. Berikut adalah hasil pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* dibandingkan dengan data desain *heat exchanger*.

Tabel 4. 2 Hasil pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*

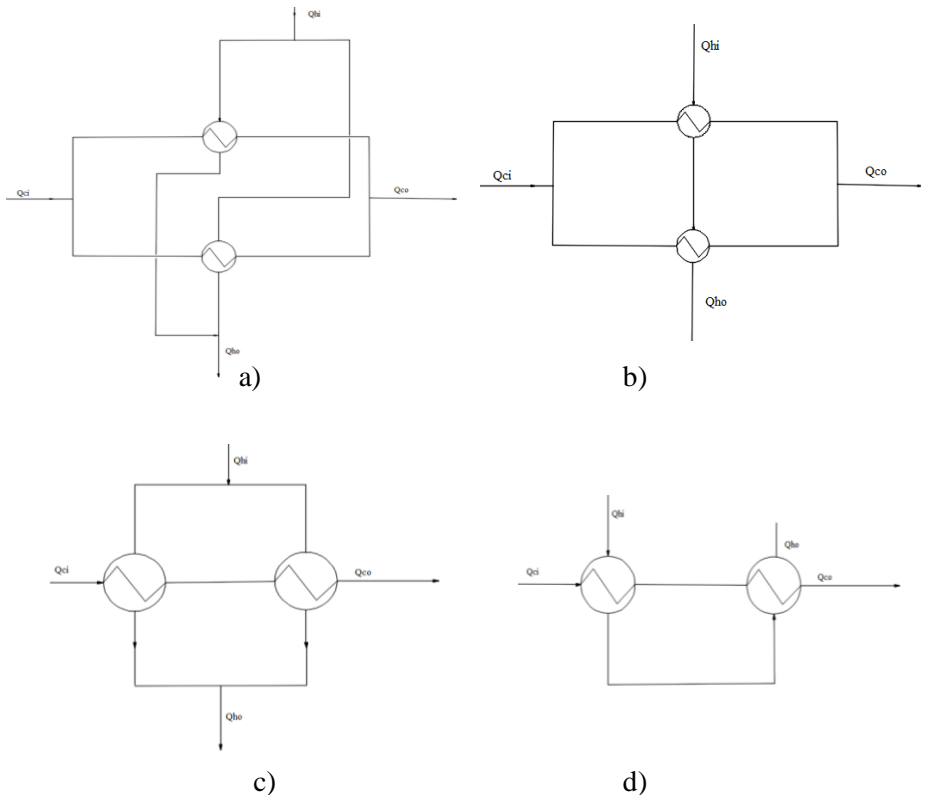
Variabel	Satuan	Desain	Model	Variasi
h_s	W/m ² °C	796,25	815,08	2%
h_t	W/m ² °C	1536,46	1536,02	0%
U_f	W/m ² °C	338,11	338,21	0%
A_o	m ²	102,07	101,67	0%
Q	MW	2,05	2,05	0%
Δp_s	Psi	4,98	4,59	-8%
Δp_t	Psi	4,98	4,58	-8%
R_{ft}	m ² °C/W	0,00052	0,00052	0%
R_{fs}	m ² °C/W	0,00009	0,00009	0%

Tabel 4.2 merupakan hasil pemodelan *heat exchanger* yang telah dibandingkan dengan data desain *heat exchanger*. Variasi merupakan perbedaan antara hasil pemodelan dengan data desain *heat exchanger*. Validasi digunakan untuk mengetahui seberapa valid hasil pemodelan yang telah dihitung. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) memiliki variasi sebesar 2% hal ini dipengaruhi oleh faktor koreksi di sisi *shell*. Sedangkan nilai *pressure drop* sisi *shell* (Δp_s) memiliki variasi 8% dan nilai *pressure drop* sisi tube (Δp_t) memiliki variasi 8% lebih rendah dari data desain karena dipengaruhi oleh faktor friksi yakni gesekan antara fluida dengan pipa baik pada sisi *shell* maupun *tube*.

4.2 Perancangan Seri dan Paralel *Heat Exchanger*

Rangkaian yang dibuat pada penelitian ini berupa rangkaian seri paralel yang mungkin tersusun dari dua buah *heat exchanger*

yakni rangkaian seri-seri, rangkaian seri-paralel, rangkaian paralel-paralel dan rangkaian paralel seri. Acuan rangkaian seri atau paralel ini dilihat pada masukan yang digunakan pada *heat exchanger*, jika masukan *heat exchanger* berasal dari keluaran *heat exchanger* yang awal maka dikatakan rangkaian seri. Jika masukan *heat exchanger* satu dan yang lain berasal dari sumber yang sama kemudian dibagi menjadi dua (sama) maka rangkaian ini dikatakan sebagai rangkaian paralel, hal ini berlaku pada sisi *shell* maupun *tube* dari *heat exchanger* tersebut.



Gambar 4. 1 Rangkaian a) paralel paralel, b) paralel seri, c) seri-paralel, d) seri-seri

Pengaruh dari rangkaian seri adalah output *heat exchanger* pertama dan input yang masuk pada *heat exchanger* yang kedua adalah perubahan perbedaan temperatur berkurang 50%. Sedangkan pada rangkaian paralel, *mass flowrate* pada HE pertama dan kedua berkurang menjadi 50% dan tidak ada perubahan perbedaan temperatur yang terjadi.

Tabel 4. 3 Pengaruh rangkaian paralel paralel

Variabel	Satuan	Desain	Model	Variasi
Res		102066	51033	-50%
Ret		46272.03	23136	-50%
h_s	$W/m^2\ ^\circ C$	796.248	517.981	-35%
h_t	$W/m^2\ ^\circ C$	1536.463	882.213	-43%
U_f	$W/m^2\ ^\circ C$	338.11	208.13	-38%
A_o	m^2	102.07	101.66	0%
Q	MW	2.05	1.26	-38%
T_w	$^\circ K$	588	587	0%
Δp_s	Psi	4.97	2.62	-47%
Δp_t	Psi	4.97	5.05	2%
R_{ft}	$m^2\ ^\circ C/W$	0,00052	0.000876	41%
R_{fs}	$m^2\ ^\circ C/W$	0,00009	0.000144	40%

Tabel 4.3 adalah hasil dari pengaruh rangkaian paralel paralel terhadap *fouling*, dimana pada rangkaian paralel paralel, dengan pengaruh perubahan *mass flowrate* pada masing masing *shell* dan *tube* maka akan berpengaruh pada penurunan nilai *Reynold number* sehingga akan menyebabkan peningkatan nilai *fouling resistance* .Nilai *fouling resistance* pada sisi *tube* bertambah 41% dari desain awal (satu HE) dan pada *shell* bertambah 40% dari desain awal.

Berikutnya pada tabel 4.4 adalah hasil dari pengaruh rangkaian paralel seri terhadap terbentuknya *fouling*, dimana pada rangkaian paralel seri, dengan pengaruh perubahan *mass flowrate* pada sisi *shell* di kedua HE menyebabkan penurunan nilai *Reynold*

number berkurang sehingga menyebabkan nilai *fouling resistance* bertambah, untuk HE pertama bertambah 44% sedangkan HE kedua sebesar 44%. Perubahan perbedaan temperatur pada sisi tube di kedua HE menyebabkan nilai *temperature wall* (T_w) berubah, menjadi bertambah besar sehingga nilai *fouling resistance* pada sisi tube untuk HE pertama bertambah 20% sedangkan untuk HE kedua bertambah 2%.

Tabel 4. 4 Pengaruh rangkaian paralel seri

Variabel	Satuan	Desain	Model HE1	Variasi	Model HE2	Variasi
Res		102066	51033	-50%	51033	-50%
Ret		46272	46272	0%	46272	0%
h_s	W/m ² °C	796.24	517.98	-35%	517.98	-54%
h_t	W/m ² °C	1536.46	1536.02	0%	1536.02	0%
U_f	W/m ² °C	338.11	257.03	-24%	267.63	-26%
A_o	m ²	102.07	101.67	0%	101.67	0%
Q	MW	2.05	1.56	-24%	1.62	-26%
T_w	°K	588	602	2%	589	0%
Δp_s	Psi	4.978155	2.62	-47%	2.62	-47%
Δp_t	Psi	4.978155	4.58	-8%	4.58	-9%
R_{fi}	m ² °C/W	0.000516	0.000645	20%	0.000524	2%
R_{fs}	m ² °C/W	0.000086	0.000141	39%	0.000141	39%

Selanjutnya pada table 4.5 adalah hasil dari pengaruh rangkaian seri paralel dimana pada rangkaian seri paralel, dengan pengaruh perubahan perbedaan temperatur pada sisi *shell* di kedua HE menyebabkan nilai *temperature wall* (T_w) berubah, menjadi bertambah kecil sehingga nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* untuk HE pertama berkurang 8% sedangkan untuk HE kedua berkurang 8%. Pengaruh perubahan *mass flowrate* pada sisi *shell* di kedua HE menyebabkan penurunan nilai *Reynold number* sehingga menyebabkan nilai *fouling resistance* bertambah, untuk HE pertama bertambah 15% sedangkan HE kedua sebesar 40%.

Tabel 4. 5 Pengaruh rangkaian seri paralel.

Variabel	Satuan	Desain	Model HE1	Variasi	Model HE2	Variasi
Res		102066	102066	0%	102066	0%
Ret		46272	23136	-50%	23136	-50%
h_s	W/m ² °C	796	815	2%	815	2%
h_t	W/m ² °C	1536	882	-43%	882	-43%
U_f	W/m ² °C	338.11	271.36	-20%	243.07	-28%
A_o	m ²	102.07	101.66	0%	101.67	0%
Q	MW	2.05	1.65	-20%	1.47	-28%
T_w	°K	588	566	-4%	591	0%
Δp_s	Psi	4.97	4.59	-8%	4.59	-8%
Δp_t	Psi	4.97	5.06	2%	5.05	2%
R_{fi}	m ² °C/W	5.1×10^{-4}	6.1×10^{-4}	15%	9.4×10^{-4}	45%
R_{fs}	m ² °C/W	8.6×10^{-5}	7.9×10^{-5}	-8%	7.9×10^{-4}	-8%

Tabel 4.6 merupakan hasil perhitungan pengaruh rangkaian seri seri pada nilai *fouling resistant* yang terjadi, dimana Pada rangkaian seri seri, dengan pengaruh perubahan perbedaan temperatur pada sisi *shell* dan *tube* di kedua HE menyebabkan nilai *temperature wall* (T_w) berubah. Pada HE yang pertama nilai T_w baik disisi *tube* maupun *shell* berkurang sehingga nilai *fouling resistance* untuk sisi *shell* dan *tube* berkurang 0.34% dan 6%. Pada HE yang kedua nilai T_w baik disisi *tube* maupun *shell* bertambah sehingga nilai *fouling resistance* untuk sisi *shell* dan *tube* bertambah 2% dan 7%.

Berdasarkan perhitungan yang sudah dilakukan, didapatkan bahwa rangkaian seri seri pada *shell and tube heat exchanger* adalah rangkaian terbaik, dimana nilai *fouling resistant* yang terjadi baik pada HE yang pertama maupun HE yang kedua adalah yang terkecil dibandingkan dengan rangkaian yang lain. Pada rangkaian seri seri ini didapatkan *fouling* yang terjadi untuk HE pertama pada sisi *tube* berkurang 6% dari desain awal (satu HE) dan pada *shell* tidak mengalami perubahan, sedangkan untuk HE kedua *fouling* pada sisi *tube* bertambah sebesar 7%, dari desain awal dan pada sisi *tube* dan sisi *shell* bertambah 2% dari desain awal.

Tabel 4. 6 Pengaruh rangkaian seri seri

Variabel	Satuan	Desain	Model HE1	Variasi	Model HE2	Variasi
Res		102066	102066	0%	102066	0%
Ret		46272	46272	0%	46272	0%
h_s	W/m ² °C	796.25	815.05	2%	815.05	2%
h_t	W/m ² °C	1536.46	1536.02	0%	1536.02	0%
U_f	W/m ² °C	338.11	342.62	1%	333.21	-1%
A_o	m ²	102.07	101.66	0%	101.66	0%
Q	MW	2.05	2.07	1%	2.02	-1%
T_w	°K	588	585	-1%	592	1%
Δp_s	Psi	4.97	4.59	-8%	4.59	-8%
Δp_t	Psi	4.97	4.58	-8%	4.58	-9%
R_{fi}	m ² °C/W	5.1×10^{-4}	4.9×10^{-4}	-6%	5.4×10^{-4}	7%
R_{fs}	m ² °C/W	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}	0%	8.8×10^{-5}	2%

4.3. Perancangan dan Pengujian Optimisasi

Optimisasi adalah proses untuk memperoleh nilai yang optimal sesuai dengan fungsi tujuan. Rangkaian yang dioptimisasi adalah rangkaian seri seri yang merupakan rangkaian terbaik pada *shell and tube heat exchanger* ini. Proses optimisasi dilakukan dengan melalui beberapa tahap, yaitu menentukan fungsi tujuan optimisasi, menentukan variabel optimisasi, menentukan *properties* optimisasi dan melakukan optimisasi sistem. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut proses optimisasi.

4.3.1 Penentuan Fungsi Tujuan

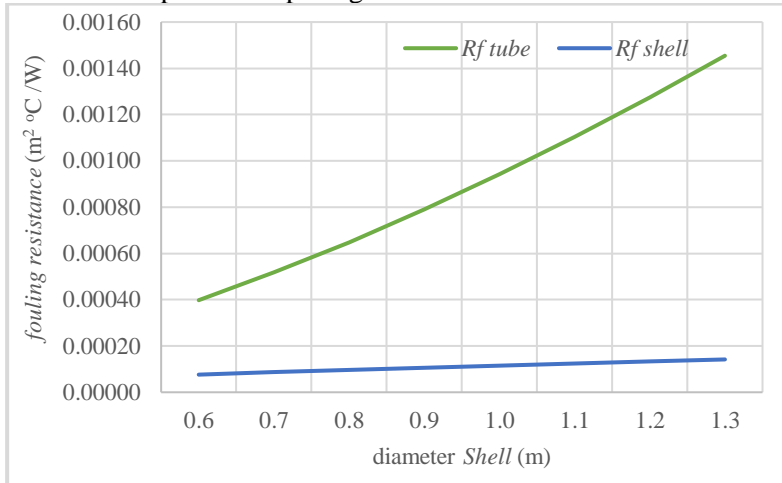
Sesuai dengan permasalahan yang diangkat dalam tugas akhir ini, maka fungsi tujuan optimisasi adalah *fouling resistance* yang minimal baik pada sisi *shell* maupun *tube*.

4.3.2 Penentuan Variabel yang Dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi *fouling resistance* perlu dipertimbangkan untuk mendapatkan *fouling resistance* yang minimal. Variabel-variabel tersebut diperoleh melalui proses pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*. Variabel-

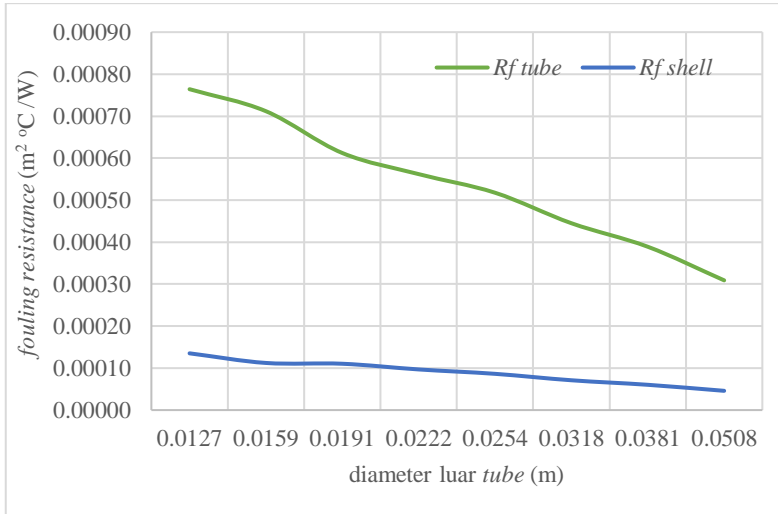
variabel yang mempengaruhi desain *shell and tube heat exchanger* adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Variabel-variabel tersebut dijadikan sebagai variabel yang dioptimisasi.

Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *fouling resistance* dapat dilihat pada grafik di bawah ini.



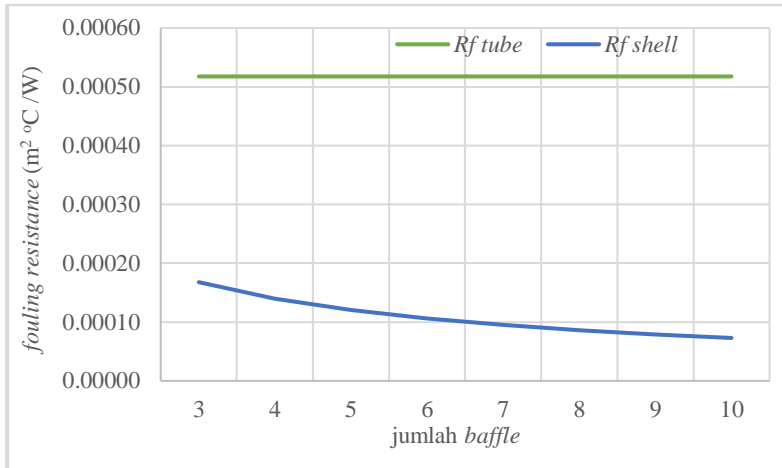
Gambar 4. 2 Pengaruh diameter dalam *shell* terhadap *fouling resistance*

Diameter dalam *shell* mempengaruhi *fouling resistance* di *shell* dan di *tube*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *fouling resistance* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin kecil. Diameter dalam *shell* menyebabkan perubahan pada luas permukaan baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Semakin kecil diameter dalam *shell* maka luas permukaan pada sisi *shell* dan *tube* akan semakin kecil juga, sehingga kecepatan aliran massa pada *shell* dan *tube* semakin tinggi. Hal ini akan menyebabkan, bilangan *Reynold* tinggi dan menyebabkan *fouling resistance* semakin rendah.



Gambar 4. 3 Pengaruh diameter luar *tube* terhadap *fouling resistance*

Diameter luar *tube* mempengaruhi *fouling resistance* di sisi *shell* dan *tube*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin besar diameter luar *tube* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan diameter dalam *tube* memiliki pengaruh langsung pada bilangan *Reynold* baik di sisi *shell* maupun *tube*. Semakin besar diameter dalam *tube* menyebabkan bilangan *Reynold* juga akan semakin besar. Dan membentuk aliran turbulen dengan kecepatan fluida yang tinggi. Persamaan *fouling* dengan menggunakan *Polley model* bergantung pada perubahan bilangan *Reynold*, semakin besar bilangan *Reynold* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini berarti proses penggerusan *fouling* lebih cepat daripada proses pembentukannya.



Gambar 4. 4 Pengaruh jumlah *baffle* terhadap *fouling resistance*

Jumlah *baffle* hanya mempengaruhi *fouling resistance* pada sisi *shell* dan tidak mempengaruhi sisi *tube*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin banyak jumlah *baffle* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini sesuai dengan fungsi *baffle* yakni sekat untuk mengatur aliran dalam *shell* agar terbentuk aliran turbulen. Aliran turbulen disebabkan karena jarak antar *baffle* yang semakin kecil sehingga luas permukaan pada *shell* menjadi lebih kecil. Ketika luas permukaan pada *shell* menjadi lebih kecil maka kecepatan aliran massa semakin tinggi dan bilangan *Reynold* juga akan tinggi sehingga *fouling resistance* semakin rendah.

4.3.3 Penentuan *Properties* pada Teknik Optimisasi

Pemilihan algoritma menjadi suatu hal yang harus dipertimbangkan dalam melakukan optimisasi. Pemilihan algoritma dapat ditentukan berdasarkan fungsi tujuan dan pemodelannya. Pemodelan *heat exchanger* pada optimisasi ini adalah non linier yang memiliki beberapa lokal optimum, maka optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode stokastik. Properti yang dibutuhkan dalam optimisasi diantaranya sebagai berikut:

a. Jumlah populasi

Jumlah populasi menentukan jumlah populasi yang akan terlibat dalam proses optimisasi. Jumlah populasi yang digunakan adalah 200.

b. Jumlah variabel yang dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi fungsi tujuan yakni diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), maka jumlah variabel yang dioptimisasi adalah 3.

c. Batas atas dan batas bawah optimisasi

Batas atas dan batas bawah optimisasi digunakan sebagai jangkauan untuk mengacak nilai-nilai variabel optimisasi agar memenuhi fungsi tujuan. Batas atas dan batas bawah diperoleh berdasarkan standar TEMA yang disesuaikan dengan pemodelan *heat exchanger*. Batas atas dan batas bawah variabel optimisasi sebagai berikut :

- diameter dalam *shell* = 0,6 m – 0,9 m
- diameter luar *tube* = 0,0220 m – 0,0270 m
- jumlah *baffle* = 4 – 7

d. Iterasi

Iterasi digunakan untuk menentukan jumlah perputaran proses optimisasi. Pada tugas akhir ini digunakan 200 kali iterasi. Hal ini ditentukan berdasarkan grafik hasil optimisasi pada *software* MATLAB yang telah menunjukkan nilai yang konstan pada iterasi ke 200. Apabila grafik telah konstan dan hasil optimisasi tidak berubah, maka iterasi telah selesai.

4.3.4 Optimisasi *Fouling Resistance* pada Rangkaian Seri Seri *Shell and Tube Heat Exchanger* dengan *stochastic algorithm*

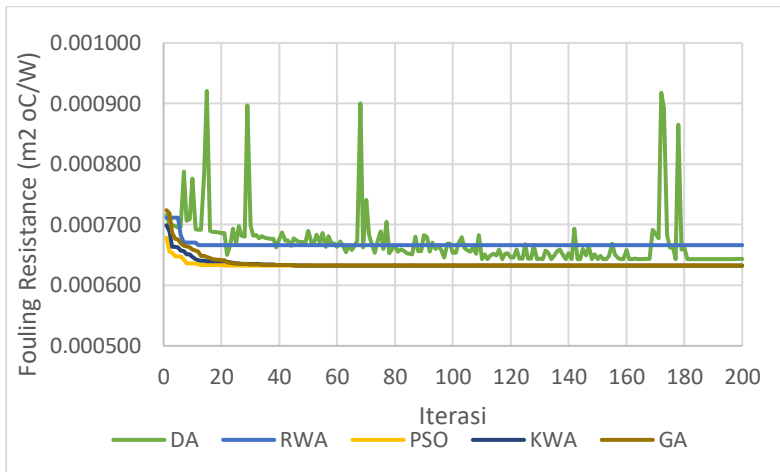
Optimisasi *fouling resistance* perlu menentukan konstrain yakni batasan yang harus dipenuhi agar kinerja *heat exchanger* efisien. Konstrain pada optimisasi ini yakni nilai *heat duty* (Q) pada

rangkaian rangkaian seri parallel *shell and tube heat exchanger* harus sesuai dengan *head duty* rangkaian rangkaian seri parallel *heat exchanger* awal atau hasil dari perhitungan. *Heat duty* adalah panas yang harus diserap oleh *heat exchanger*. Apabila nilai *heat duty* tidak terpenuhi maka efisiensi *heat exchanger* menjadi tidak maksimal. Konstrain yang lainnya yakni *pressure drop* pada *shell* (Δp_s) dan *tube* (Δp_t) yang nilainya juga tidak boleh melebihi data desain rangkaian rangkaian seri dan paralel hasil perhitungan. Apabila nilai *pressure drop* melebihi nilai data desain *heat exchanger* maka berpengaruh pada konsumsi pompa yang membutuhkan energi lebih besar.

Semakin kecil diameter luar *tube* maka *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* akan semakin besar, semakin kecil nilai diameter dalam *shell* maka nilai *pressure drop* semakin besar, semakin banyak jumlah *baffle* maka *pressure drop* di sisi *shell* akan semakin besar namun jumlah *baffle* tidak berpengaruh pada *pressure drop* di sisi *tube*. Fungsi tujuan, variabel optimisasi dan konstrain merupakan komponen utama dalam proses optimisasi.

Pada proses optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode stokastik yakni *Genetic Algorithm (GA)*, *Rain Water Optimization (RWA)*, *Particle Swarm Optimization (PSO)*, *Khiller Whale Algorithm (KWA)* dan *Duelist Algorithm (DA)* dan . Properti yang dibutuhkan dalam proses optimisasi diantaranya adalah jumlah populasi yang digunakan adalah 200, jumlah variabel yang dioptimisasi yaitu diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), batas atas dan batas bawah optimisasi dan jumlah iterasi yang digunakan adalah 200. Proses optimisasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB yakni dengan cara memasukkan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* kedua *heat exchanger*, fungsi tujuan optimisasi, *properties* optimisasi dan algoritma yang digunakan. Pada optimisasi ini dua *heat exchanger* dioptimisasi secara berurutan dan kemudian akan menghasilkan nilai fungsi objektif yang sudah ditentukan. Iterasi untuk tiap generasi dapat dilihat seperti berikut

Pada Gambar 4.5 menunjukkan jumlah total *fouling* dari *heat exchanger* pertama dan *heat exchanger* kedua pada rangkaian seri seri dengan beberapa metode optimisasi. Pada lampiran A dapat dilihat hasil optimisasi dengan metode *Genetic Algorithm* (GA) hasil fungsi obyektif yang optimal yaitu pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (*Rfs*) untuk HE yang pertama adalah 0,0000747 atau berkurang 14% dari data desain seri seri dan untuk HE yang kedua adalah 0.0000765 atau berkurang 13% dari data desain seri seri, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (*Rft*) untuk HE yang pertama adalah 0,000464 atau berkurang 5% dari data desain seri seri dan HE yang kedua adalah 0.000544 atau berkurang 1% dari data desain seri seri. Pada metode *Rain Water Optimization* (RWA) hasil fungsi obyektif yang optimal yaitu pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (*Rfs*) untuk HE yang pertama adalah 0,0000734 atau berkurang 15% dari data desain seri seri dan untuk HE yang kedua adalah 0.000076 atau berkurang 14% dari data desain seri seri, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (*Rft*) untuk HE yang pertama adalah 0,000455 atau berkurang 7% dari data desain seri seri dan HE yang kedua adalah 0.000545 atau berkurang 1% dari data desain seri seri. Selanjutnya pada hasil optimisasi terhadap fungsi obyektif dengan menggunakan metode *Particle Swarm Optimization* (PSO) menunjukkan hasil pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (*Rfs*) untuk HE yang pertama adalah 0,0000722 atau berkurang 16% dari data desain seri seri dan untuk HE yang kedua adalah 0.0000763 atau berkurang 13% dari data desain seri seri, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (*Rft*) untuk HE yang pertama adalah 0,000462 atau berkurang 5% dari data desain seri seri dan HE yang kedua adalah 0.000546 atau berkurang 1% dari data desain seri seri.



Gambar 4. 5 Hasil optimisasi rangkaian seri seri STHE menggunakan beberapa metode algoritma stokastik

Metode algoritma stokastik lainnya yang digunakan adalah metode *Khiller Whale Alghorithm (KWA)*. Hasil optimisasi terhadap fungsi obyektif menunjukkan pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell (Rfs)* untuk HE yang pertama adalah 0,0000722 atau berkurang 16% dari data desain seri seri dan untuk HE yang kedua adalah 0,0000763 atau berkurang 13% dari data desain seri seri, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube (Rft)* untuk HE yang pertama adalah 0,000462 atau berkurang 5% dari data desain seri seri dan HE yang kedua adalah 0,000546 atau berkurang 1% dari data desain seri seri. Hasil optimisasi terhadap fungsi obyektif dengan menggunakan metode *Duelist Algorithn (DA)* dengan hasil fungsi obyektif yang optimal setelah dioptimisasi dengan metode DA yaitu pada nilai *fouling resistance* pada sisi *shell (Rfs)* untuk HE yang pertama adalah 0,0000737 atau berkurang 15% dari data desain seri seri dan untuk HE yang kedua adalah 0,0000759 atau berkurang 14% dari data desain seri seri, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube (Rft)* untuk HE yang pertama adalah 0,000461 atau berkurang 5% dari data desain seri

seri dan HE yang kedua adalah 0.000547 atau berkurang 1% dari data desain seri seri.

4.3.5 Analisa Hasil Optimisasi

Pada hasil optimisasi geometri *STHE* dengan beberapa metode *stochastic algorithm* (Lampiran B) diketahui bahwa tiga variabel yang dioptimisasi yaitu d_o , N_b dan D_s mengalami perubahan yakni d_o mengalami kenaikan sedangkan N_b dan D_s mengalami penurunan. Perubahan ukuran geometri variabel tersebut menyebabkan geometri yang lainnya juga mengalami perubahan ukuran. Hasil optimisasi rangkaian seri seri *shell and tube heat exchanger* menunjukkan perubahan terbesar yaitu pada metode *Rain Water Algorithm (RWA)*, pada *heat exchanger* pertama d_o bertambah 4% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 25%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kedua d_o bertambah 2% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 25%, dan 14%. Perubahan geometri ini berpengaruh pada hasil optimisasi fungsi obyektif yaitu *fouling resistance (Rf)*.

Pada sisi *tube*, ketika diameter dluar *tube* (d_o) bertambah maka ukuran geometri diameter luar *tube* (d_i) juga akan bertambah.). Diameter luar *tube* (d_i) berbanding lurus dengan jumlah *tube* (N_t). Jumlah *tube* (N_t) yang berkurang akan menyebabkan luas permukaan *tube* (A_t) juga akan berkurang. Geometri luas permukaan *tube* (A_t) ini mempengaruhi langsung pada nilai *Reynold Number (Re)*. Setelah dilakukan optimisasi, nilai luas permukaan *tube* (A_t) mengalami perubahan terbesar pada metode *Rain Water Algorithm (RWA)* yakni pada *heat exchanger* pertama bertambah sebesar 11%, sedangkan pada *heat exchanger* kedua bertambah sebesar 6%. Sehingga *Reynold Number (Re)* naik maka nilai *fouling resistance (Rf)* akan berkurang.

Pada sisi *shell*, ketika diameter dalam *shell* (D_s) berkurang maka diameter *tube bank outer (Dotl)* juga akan turun. Nilai diameter *tube bank outer (Dotl)* ini menyebabkan diameter *bundle (Dctl)* juga akan berkurang. Sehingga jumlah *tube (Nt)* juga akan turun. Selain itu diameter *bundle (Dctl)* yang lebih sedikit dari data desain menyebabkan *crossflow area* pada sisi *shell (Sm)* juga akan

turun. *Crossflow area* pada sisi *shell* (S_m) menyebabkan bilangan *Reynold number* pada sisi *shell* (R_{es}) meningkat. Pada kondisi di sisi *shell*, ketika *Reynold Number* meningkat maka *fouling resistance* pada sisi *shell* akan turun. Hasil optimisasi ini bisa dilihat pada hasil desain aplikasi HTRI pada lampiran D

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Optimisasi *fouling resistance* pada desain rangkaian seri dan paralel *shell and tube heat exchanger* dengan menggunakan *Polley model* didapatkan hasil sebagai berikut.

1. Sudah dilakukan susunan satu atau lebih *shell and tube heat exchanger*, dan dapat menghantarkan panas dengan laju perpindahan panas (Q) yang sama yang disusun secara seri dan paralel. Pengaruh dari rangkaian ini adalah, jika dirangkai seri maka perubahan temperatur akan berkurang menjadi 50% dari desain semula (satu *heat exchanger*), sedangkan jika dirangkai paralel maka *mass flowrate* berkurang menjadi 50% dari desain semula, dimana perubahan perbedaan temperatur dan *mass flowrate* akan merubah nilai *fouling resistant* yang terjadi.
2. Berdasarkan perhitungan yang sudah dilakukan, didapatkan bahwa rangkaian seri pada *shell and tube heat exchanger* adalah rangkaian terbaik, dimana nilai *fouling resistant* yang terjadi baik pada HE yang pertama maupun HE yang kedua adalah yang terkecil dibandingkan dengan rangkaian yang lain. Pada rangkaian seri ini didapatkan *fouling* yang terjadi untuk HE pertama pada sisi *tube* berkurang 6% dari desain awal (satu HE) dan pada *shell* tidak mengalami perubahan, sedangkan untuk HE kedua *fouling* pada sisi *tube* bertambah sebesar 7%, dari desain awal dan pada sisi *tube* dan sisi *shell* bertambah 2% dari desain awal.
3. Perubahan variabel optimisasi setelah optimisasi mempengaruhi nilai *fouling* yang terjadi pada rangkaian seri pada *shell and tube heat exchanger* yakni didapatkan nilai *fouling resistant* yang paling minimal, salah satu contohnya adalah pada metode optimisasi RWA dimana pada rangkaian seri nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) untuk HE yang pertama adalah 0,0000734 atau berkurang 15% dan untuk HE yang kedua adalah 0.000076 atau berkurang 14%, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) untuk HE yang

pertama adalah 0,000455 atau berkurang 7% dan HE yang kedua adalah 0.000545 atau berkurang 1%.

4. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f) meningkat. Salah satu contohnya adalah pada metode optimisasi RWA, pada rangkaian seri seri untuk HE yang pertama U_f meningkat sebesar 8% dengan nilai 371 W/m² °C sedangkan untuk HE yang kedua U_f meningkat sebesar 7 % dengan nilai 357 W/m² °C.
5. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan luas permukaan (A_0) *heat exchanger* menjadi lebih kecil. Salah satu contohnya pada metode optimisasi RWA pada rangkaian seri seri untuk HE pertama berkurang sebesar 17% dengan nilai 84.5 m² dan untuk HE yang kedua berkurang sebesar 19% dengan nilai 82.66 m².
6. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan *pressure drop* turun. Salah satu contohnya pada metode optimisasi RWA, pada rangkaian seri seri, untuk HE yang pertama *pressure drop* pada *shell* berkurang sebesar 17% dengan nilai 3.82 psi dan pada *tube* berkurang sebesar 2% dengan nilai 4.48 psi, sedangkan untuk HE yang kedua *pressure drop* pada *shell* berkurang sebesar 15% dengan nilai 3.91 psi dan pada *tube* berkurang sebesar 1% dengan nilai 4.52 psi.

5.2 Saran

Dari hasil tugas akhir ini dapat diberikan beberapa saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya antara lain :

1. *Fouling resistance* dimodelkan dengan menggunakan persamaan yang lain, selain *Polley model*.
2. Optimisasi *heat exchanger* dengan menggunakan model selain *shell and tube heat exchanger*.
3. *Fouling resistance* melibatkan dua faktor yakni perubahan pada kondisi operasi dan geometri *heat exchanger*.

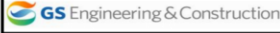
DAFTAR PUSTAKA

- [1] E. A. Ogbonnaya, "Maintenance Optimization of a Marine Heat Exchanger Subject to Fouling," *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS)*, pp. 162-163, 2010.
- [2] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, London: CRC Press, 1982.
- [3] S. Kakac, *Heat Exchanger Selection, Rating , and Thermal Design*, London: Taylor & Francis Group, 2012.
- [4] Ibrahim, Hassan Al-Haj, "Fouling in Heat Exchangers," *INTECH*, pp. 56-57, 2012.
- [5] M. Award, "Fouling of Heat Transfer Surfaces," *InTech*, 2011.
- [6] A. S. KOVO, "Mathematical Modelling and Simulation of Fouling of Nigerian Crude Oil Equipment Installations," *Leonardo Journal of Sciences*, pp. 111-124, 2006.
- [7] F. Smaïli, V. S. Vassiliadis, and D. I. Wilson,, "Mitigation of fouling in refinery heat exchanger networks by optimal management of cleaning," vol. 15, no. *energy and fuels*, pp. 1038-1056, 2011.
- [8] S. Aaltvedt, "Optimal Operation of Parallel Heat Exchanger Networks," *Norwegian University of Science and Technology*, 2013.
- [9] Ur, Usman, "Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies," *CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY*, Goteborg, 2011.

- [10] M. Thirumarimurugan, "Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System," *American Journal of Applied Sciences* 5, p. 548, 2008.
- [11] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, Auckland: Mc Grow-Hill International Book Company, 1998.
- [12] M. Fesanghary, "Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm," *Elsevier*, p. 1026, 2007.
- [13] B. Kundu, "Beneficial design of unbaffled shell-and-tube heat exchangers for attachment of longitudinal fins with trapezoidal profile," *Elsevier*, p. 104, 2015.
- [14] Association The Tubular Exchanger Manufacturers, "Standards of Tubular Exchanger Manufacture Association," Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, 2007.
- [15] A. Costa, "Parameter Estimation of Fouling Models in Crude Preheat Trains," in *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*, Crete Island, 2011.
- [16] T. R. Biyanto, "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, p. 17, 2016.

LAMPIRAN

A. Data Sheet Heat Exchanger

		PJT.NO. 101830	SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER DATA SHEET (MKH UNIT)			
PROJECT CILACAP RFCC PROJECT		ITEM NO. 101-E-527A/B	SHEET 1 OF 2			
CLIENT PT. PERTAMINI PROCESSING		INSTALL TYPE		DOC.NO. :		
LOCATION CILACAP, CENTRAL JAVA, INDONESIA		CONNECTED IN		P & I.D NO. :		
SERVICE MAIN COLUMN BOTTOMS-MP STEAM SUPERHEATERS		2 PARALLEL		1 SERIES		
MFR. NAME		2		REV DATE PREP'D CHK'D BY APP'D		
APPLIED CODE ASME SEC. VIII, DIV.1		TEMA CLASS R		0 2012-01-06 K.H.JEONG H.J. LEE		
TYPE BEU		HORIZONTAL		1 2012-06-05 K.H.JEONG H.J. LEE		
SIZE 700 mm X 5000 mm		VERTICAL		2 2013-02-14 K.H.JEONG H.J. LEE		
SURFACE / UNIT (EFF.) 204.13 m ²		DEg SLOPE				
SHELL / UNIT TWO(2)						
SURFACE / SHELL (EFF.) 102.07 m ²						
PERFORMANCE OF ONE UNIT (OPERATING CASE NAME : DESIGN CASE)						
FLUID ALLOCATION		SHELL SIDE		TUBE SIDE		
FLUID CIRCULATED		IN OUT		IN OUT		
FLUID QUANTITY - TOTAL		MP STEAM		MAIN COLUMN BOTTOMS		
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
TEMPERATURE		deg-C		deg-C		
DENSITY		214 320		359 325		
VISCOSITY		0.1294 7.7298		0.457 0.575		
MOLE. WEIGHT		0.0162 0.0209				
THERMAL CONDUCTIVITY		0.7659 0.5441		0.58 0.56		
LATENT HEAT		0.0361 0.0412		0.069 0.0732		
INLET PRESSURE		19.90		6.124		
VELOCITY		1.39		1.39		
PRESSURE DROP (allw./cal.)		0.352 / 0.35		0.352 / 0.35		
FOULING RESIST.(min.)		0.0001		0.0006		
FILM HEAT TRANSFER COEFF.		684.65		1321.12		
HEAT EXCHANGED		2.49 x 1.38 mm kcal/hr		MTD, (CORRECTED) 60.0 deg_C		
TRANSFER RATE		SERVICE 280.47		CALCULATED 290.72		
		CLEAN 388.75				
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						
DESIGN PRESS.		SHELL SIDE 24.5 / F.V. @ 120 deg-c		TUBE SIDE 19		
TEST PRESS.		370 / 18 (MDMT)		400 / 18 (MDMT)		
DESIGN TEMP.		1		FOUR(4)		
NO. OF PASS PER SHELL		3.0		(NOTE. 1)		
CORR. ALLOW.		/		/		
CORR.ERO. CAUSED BY		/		/		
INSUL. (TYPE / THK, mm)		/		/		
NOZZLE INLET		10 inch / 1 / 300# - RF		6 inch / 1 / 300# - RF		
(SIZE / NO. / REMARK) OUTLET		10 inch / 1 / 300# - RF		6 inch / 1 / 300# - RF		
INTERMEDIATE		/		/		
MATERIAL						
TUBE		TYPE 410		SHELL Killed Carbon Steel		
CHANNEL OR BONNET		Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		SHELL COVER Killed Carbon Steel		
TUBESHEET-STATIONARY		Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		CHANNEL COVER Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		
FLOATING HEAD COVER		/		TUBESHEET-FLOATING		
GASKET (SHELL / CHANNEL / FLOATING H)		/		/		
TUBE						
-NO. 131-U - O.D 25.40 mm		- THK (Avg.) 2.77 mm		-LENGTH 5000 mm - PITCH 31.75mm& 90 deg		
- TUBE TYPE : Plain		- TUBE TO TUBESHEET JOINT		STRENGTH WELD WITH LIGHT EXPANSION		
SHELL						
- I.D 700 mm		- SHELL COVER : INTEGRAL		IMPINGEMENT PROTECTION YES		
BAFFLES (CROSS)		- TYPE SINGLE-SEG.		- %CUT (DIA.) 26.4 - VERTICAL		
- SPACING (mm)		- NO. 8		INLET 800 OUTLET		
- LENGTH mm		- SEAL TYPE :		U-BEND SUPPORT TYPE FULL SUPPORT PLATE		
BYPASS SEAL ARRANGE.		2 PAIRS		- SEAL RODS - EA		
EXPANSION JOINT (Y/N)		- TYPE :		- SHELL SIDE - TUBE SIDE		
Rho*v ² (kg/m-sec ²) Inlet Nozzle 2311.43		DESIGN M.M.T. (deg-C)		Bundle Entrance 967.03		
Bundle Entrance 2291.42		- SHELL SIDE		- BUNDLE kg 3,031		
WEIGHT/SHELL		- SHIPPING kg 5,461		- FILLED W / WATER kg 7,677		
NOTES						
1. TUBE SIDES LINED WITH A MINIMUM OF 3 mm TYPE 405 OR TYPE 410S.						
2. THE HOT SIDE FLUID CONTAIN 0.76 wt% SULFUR.						
3. PARTIAL SUPPORTS SHALL BE PROVIDED UNDER INLET AND OUTLET NOZZLES.						
4. THE SHELL&TUBE SIDE ARE SUBJECT TO STEAM OUT (F.V@160deg-C)						



Halaman ini sengaja dikosongkan

B. Tabel hasil perhitungan *fouling* rangkaian seri seri beberapa optimisasi *heat exchanger* pertama

Variabel	Satuan	Desain	DA	Var	KWA	Var	PSO	Var	RWA	Var	GA	Var
<i>do</i>	m	0.0254	0.0264	4%	0.027	6%	0.027	6%	0.0265	4%	0.0264	4%
<i>nb</i>		8	7	-13%	7	-13%	7	-13%	6	-25%	7	-13%
<i>ds</i>	m	0.7	0.6	-14%	0.6	-14%	0.6	-14%	0.6	-14%	0.61	-13%
<i>di</i>	m	0.01986	0.02086	5%	0.02146	8%	0.02146	8%	0.02096	6%	0.02086	5%
<i>Nt</i>		131	87.12	-33%	83.11	-37%	83.11	-37%	86.43	-34%	90.25	-31%
<i>ltp</i>	m	0.03175	0.033	4%	0.03375	6%	0.03375	6%	0.033125	4%	0.033	4%
<i>Lbc</i>	m	0.5	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%
<i>Sm</i>	m ²	0.07	0.0622	-14%	0.0621	-14%	0.0621	-14%	0.0622	-14%	0.0632	-13%
<i>Gs</i>	kg/ s m ²	74.54	86.65	16%	86.74	16%	86.74	16%	86.67	16%	85.28	14%
<i>Res</i>		102066.01	123321.37	21%	126245.98	24%	126245.98	24%	123808.41	21%	121368.82	19%
<i>hs</i>	w/m ² °C	815.06	925.11	14%	920.22	13%	920.22	13%	953.67	17%	915.03	12%
<i>At</i>	m ²	0.04060	0.04479	10%	0.04740	17%	0.04740	17%	0.04522	11%	0.04479	10%
<i>Gt</i>	kg/ s m ²	1202.23	1089.73	-9%	1029.65	-14%	1029.65	-14%	1079.36	-10%	1089.73	-9%
<i>Ret</i>		46272.03	44053.81	-5%	42822.11	-7%	42822.11	-7%	43843.63	-5%	44053.81	-5%
<i>ht</i>	w/m ² °C	1536.02	1406.03	-8%	1336.06	-13%	1336.06	-13%	1393.98	-9%	1406.03	-8%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	342.55	366.05	7%	364.84	7%	364.84	7%	371.47	8%	363.96	6%
<i>Ao</i>	m ²	101.67	94.48	-7%	96.96	-5%	96.96	-5%	84.25	-17%	94.15	-7%
<i>Q</i>	MW	2.08	2.06	-1%	2.11	2%	2.11	2%	1.87	-10%	2.05	-2%
<i>Tw</i>	°K	585	579	-1%	578	-1%	578	-1%	578	-1%	580	-1%
<i>ps</i>	psi	4.59	4.37	-5%	4.28	-7%	4.28	-7%	3.82	-17%	4.30	-6%
<i>pt</i>	psi	4.58	4.49	-2%	4.43	-3%	4.43	-3%	4.48	-2%	4.49	-2%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0.000487209	0.000461317	-5%	0.000462204	-5%	0.0004622	-5%	0.00045493	-7%	0.000463608	-5%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0.0000864	0.0000737	-15%	0.0000722	-16%	0.0000722	-16%	0.0000734	-15%	0.0000747	-14%

heat exchanger kedua

Variabel	Satuan	desain	DA	Var	KWA	Var	PSO	Var	RWA	Var	GA	Var
<i>do</i>	m	0.0254	0.026	2%	0.0259	2%	0.0259	2%	0.026	2%	0.0258	2%
<i>nb</i>		8	7	-15%	7	-13%	7	-13%	6	-25%	7	-15%
<i>ds</i>	m	0.7	0.6	-14%	0.6	-14%	0.6	-14%	0.6	-14%	0.6	-14%
<i>di</i>	m	0.01986	0.02046	3%	0.02036	3%	0.02036	3%	0.02046	3%	0.02026	2%
<i>Nt</i>		131.00	89.95	-31%	90.67	-31%	90.67	-31%	89.95	-31%	91.41	-30%
<i>ltp</i>	m	0.03175	0.0325	2%	0.032375	2%	0.032375	2%	0.0325	2%	0.03225	2%
<i>Lbc</i>	m	0.5	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%	0.5	0%
<i>Sm</i>	m ²	0.0723	0.0622	-14%	0.0622	-14%	0.0622	-14%	0.0622	-14%	0.0622	-14%
<i>Gs</i>	kg/ s m ²	74.54	86.60	16%	86.58	16%	86.58	16%	86.60	16%	86.57	16%
<i>Res</i>		102066.01	121374.76	19%	120888.50	18%	120888.50	18%	121374.76	19%	120402.39	18%
<i>hs</i>	w/m ² °C	815.06	933.27	15%	927.88	14%	927.88	14%	957.31	17%	934.71	15%
<i>At</i>	m ²	0.04060	0.04309	6%	0.04267	5%	0.04267	5%	0.04309	6%	0.04225	4%
<i>Gt</i>	kg/ s m ²	1202.23	1132.76	-6%	1143.91	-5%	1143.91	-5%	1132.76	-6%	1155.23	-4%
<i>Ret</i>		46272.03	44915.08	-3%	45135.68	-2%	45135.68	-2%	44915.08	-3%	45358.47	-2%
<i>ht</i>	w/m ² °C	1536.02	1455.90	-5%	1468.79	-4%	1468.79	-4%	1455.90	-5%	1481.87	-4%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	333.38	353.46	6%	352.78	6%	352.78	6%	357.20	7%	354.03	6%
<i>Ao</i>	m ²	101.67	90.90	-11%	93.01	-9%	93.01	-9%	82.66	-19%	90.20	-11%
<i>Q</i>	MW	2.02	1.92	-5%	1.96	-3%	1.96	-3%	1.76	-13%	1.91	-6%
<i>Tw</i>	°K	592	590	0%	591	0%	591	0%	590	0%	591	0%
<i>ps</i>	psi	4.59	4.34	-6%	4.48	-2%	4.48	-2%	3.91	-15%	4.37	-5%
<i>pt</i>	psi	4.58	4.52	-1%	4.53	-1%	4.53	-1%	4.52	-1%	4.54	-1%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0.00054997	0.00054715	-1%	0.00054625	-1%	0.00054626	-1%	0.00054495	-1%	0.00054423	-1%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0.00008789	0.00007599	-14%	0.00007625	-13%	0.00007625	-13%	0.00007599	-14%	0.00007651	-13%

C. Koding Optimisasi *Fouling Resistance* Rangkaian Seri Seri *Shell And Tube Heat Exchanger* Menggunakan *Rain Water Algorithm* pada Software MATLAB

Rain Water Algorithm

```
%% Inisialisasi
% v = velocity
% g = Gravity
% m = mass
% h = ketinggian
% vo = velocity awal
% Ep = 1/2 mv^2
% Ek = mgh
% E = jarak
% alfa = constant for movement update
% a = g alp t
% t = time // constant
% dim = dimension
% N = number of raindrop
% upbound = upper bound
% lowbound = lower bound
% iter = max iteration
% minmax = min / max
clear all; close all; clc;
dim = 3;
N = 200;    %jumlah air
alfa=360;
G=10;     %gravitasi
t = 1;    %time constant
% do=0.019050;
% ds=0.5;
% nb=6;
upbound = [0.9 0.02224 7];
lowbound = [0.6 0.0127 5];
iter = 200;
Rpower=1;
min_flag=1;
minmax = 1;
Rnorm=2;
```

```

convergence_curve=zeros(1,iter);
% Initialize population, position:
if size(upbound,2)==1
    X=rand(N,dim).*(upbound-
lowbound)+lowbound;
end
if size(upbound,2)>1
    for i=1:dim
        high=upbound(i);
        low=lowbound(i);
        X(:,i)=rand(N,1).*(high-low)+low;
    end
end
Bestpos=zeros(1,dim);
Meanpos=zeros(1,dim);
FBest=zeros(1,dim);
LBest=zeros(1,dim);
Eo=zeros(N,dim);
V=zeros(N,dim);
M = zeros(N);
P = 0;
%% Main Program
while P<iter
    for iteration = 1:iter
        [N,dim]=size(X);
        for i=1:N
            Tp=X(i,*)>upbound;
            Tm=X(i,*)<lowbound;
            X(i,*)=(X(i,*).*(~(Tp+Tm)))+(rand(1,dim).*(
upbound-upbound)+lowbound).*(Tp+Tm));
        end
        for i=1:N
            %L is the location of agent number 'i'
            L=X(i,);
            fobj=@(X)(seriseri(X));
            fitness(i)=fobj(X(i,));
        end
        if minmax==1
            [best best_X]=min(fitness); %minimization.
        else

```



```

[best best_X]=max(fitness); %maximization.
end
if iteration==1
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
if minmax==1
if best<Fbest %minimization.
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
else
if best>Fbest %maximization
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
end
Bestpos=[Bestpos Fbest];
Meanpos=[Meanpos mean(fitness)];
Fmax=max(fitness); Fmin=min(fitness);
Fmean=mean(fitness);
[i N]=size(fitness);
if Fmax==Fmin
    vo=ones(N,1);
else
if minmax==1 %for minimization
    best=Fmin;worst=Fmax;
else %for maximization
    best=Fmax;worst=Fmin;
end
vo=(fitness-worst)./(best-worst);
end
M= rand(N);
vo=(vo./sum(vo))*M.*t;
% [N,dim]=size(X);
    final_per=1.5;
kbest=final_per+(1-iteration/iter)*(100-
final_per);
kbest=round(N*kbest/100);

[Ms ds]=sort(vo, 'descend');

for i=1:N

```


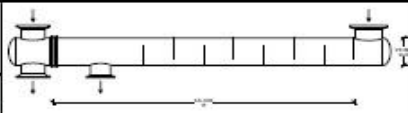
```

        for ii=1:kbest
            j=ds(ii);
            if j~=i
                R=norm(X(i,:)-X(j,:),Rnorm);
%%Euclidian distanse.
                for k=1:dim
                    Eo(i,k)=Eo(i,k)+rand*(vo(j))*((X(j,k)-
                    X(i,k))/(R^Rpower+eps));
                end
            end
        end
    end
    end
%%acceleration
E = Eo*exp(-alfa*iteration/iter);
a=E.*G;
V=rand(N,dim).*V+a;
X=X+V;
P = P + 1;
convergence_curve(P) = Fbest;
jx=plot((1:iter),convergence_curve,'LineWidth
h',2); grid on;
title(['Rainfall Algorithm Best Value : '
num2str(Fbest)]);
xlabel('Iteration');
ylabel('Function Value');
end
end

```

D. Hasil Desain dengan Program HTRI

Heat Exchanger pertama

		Final Results		Page 1
		Released to the following HTRI Member Company:		
		ITS		
		/02/		
Xlet E Ver. 6.00 6/28/2018 12:11 SN: Vais100+				US Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles				
Process Data		Cold Shellside		Hot Tube-side
Fluid name		Steam		Main Column Bottom
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid
Total flow rate	(1000-lb/hr)	85.4926		280.637
Weight fraction vapor, In/Out	(-)	1.000	1.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg F)	417.20	512.60	678.20
Temperature, Average/Skin	(Deg F)	464.90	525.99	662.90
Wall temperature, Min/Max	(Deg F)	481.22	573.30	485.66
Pressure, In/Average	(psia)	297.742	281.476	101.801
Pressure drop, Total/Allowed	(psi)	32.531	0.351	19.668
Velocity, Mld/Max allow	(ft/sec)	146.71		25.44
Mole fraction Inert	(-)			
Average film coef.	(Btu/ft ² -hr-F)		152.55	85.56
Heat transfer safety factor	(-)		1.000	1.000
Fouling resistance	(ft ² -hr-F/Btu)		0.00000	0.00000
Overall Performance Data				
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(Btu/ft ² -hr-F)	113.89 /	45.70 /	45.70
Heat duty, Calculated/Specified	(MM Btu/hr)	2.0897 /	9.8877	
Effective overall temperature difference	(Deg F)	193.8		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg F)	194.27 *	0.9975 *	1.0000
See Runtime Messages Report for warnings.				
Exchanger Fluid Volumes				
Approximate shellside	(ft ³)	27.321		
Approximate tubeside	(ft ³)	23.810		
Shell Construction Information				
TEMA shell type	BEU	Shell ID	(Inch)	19.6850
Shells Series	1 Parallel	Total area	(ft ²)	451.906
Passes Shell	1 Tube 2	Eff. area	(ft ² /shell)	448.005
Shell orientation angle (deg)	0.00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (inch)	0.0000	No. 0
Shell expansion joint	No	Full support at U-Bend	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		8678.6 /	5688.7 /	2083.3 (lb/shell)
Baffle Information				
Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	26.40	
Crosspasses/shellpass	9	No. (Pct Area)	(Inch) to C.L	
Central spacing	(Inch) 19.6850	1	26.84	4.6457
Inlet spacing	(Inch) 18.7165	2	0.00	0.0000
Outlet spacing	(Inch) 57.3025			
Baffle thickness	(Inch) 0.3750			
Tube Information				
Tube type	Plain	Tubecount per shell	102	
Length to tangent	(ft) 16.404	Pct tubes removed (both)	35.29	
Effective length	(ft) 16.777	Outside diameter	(Inch) 1.0000	
Total tubesheet	(Inch) 1.7529	Wall thickness	(Inch) 0.1091	
Area ratio	(out/in) 1.2790	Pitch (Inch)	1.2500 Ratio	
Tube metal	Carbon steel	Tube pattern (deg)	30	

**Final Results**Released to the following HTRI Member Company:
ITS
ROZ

Xist E Ver. 6.00 6/28/2018 12:11 SN: Vals100+ US Units

Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles

Shellside Performance

Nom vel, X-flow/window 166.54 / 239.46

Flow fractions for heat transfer 0.826

A=0.0291 B=0.6667 C=0.2080 E=0.0962 F=0.0000

Shellside Heat Transfer Corrections

Total	Beta	Gamma	End	Fin
0.980	0.920	1.065	0.855	1.000

Pressure Drops (Percent of Total)

Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
40.65	40.04	16.77	Inlet	0.47	0.11
MOMENTUM		0.00	Outlet	2.07	0.07

Two-Phase Parameters

Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F
--------	-------	--------	--------	-------

H. T. Parameters

H. T. Parameters		Shell	Tube
Overall wall correction		0.969	0.982
Midpoint	Prandtl no.	1.15	1.57
Midpoint	Reynolds no.	184913	97315
Bundle inlet	Reynolds no.	217845	99022
Bundle outlet	Reynolds no.	59700	95658
Fouling layer	(Inch)		

Thermal Resistance

Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Dee
29.95	68.31	0.00	1.74	-59.88
Total fouling resistance				0
Differential resistance				-0.0131

Shell Nozzles

Shell Nozzles		Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Inlet at channel end-No				
Number at each position		1	1	0
Diameter	(Inch)	17.7165	13.2500	
Velocity	(ft/sec)	46.50	154.37	
Pressure drop	(psi)	0.152	0.674	
Height under nozzle	(Inch)	4.5949	4.5949	
Nozzle R-V-SQ	(lb/ft-sec ²)	645.02	3828.52	
Shell ent.	(lb/ft-sec ²)	881.79	2660.06	

Tube Nozzle

Tube Nozzle		Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Diameter	(Inch)	15.7480	15.7480	
Velocity	(ft/sec)	3.20	3.20	
Pressure drop	(psi)	0.022	0.014	
Nozzle R-V-SQ	(lb/ft-sec ²)	184.32	184.32	

Annular Distributor

Annular Distributor		Inlet	Outlet
Length	(Inch)		
Height	(Inch)		
Slot area	(In ²)		

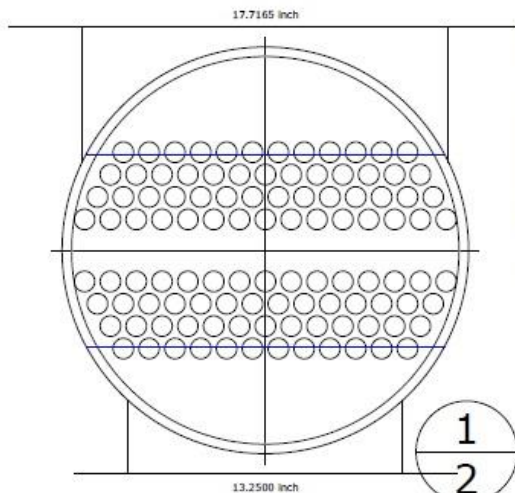
Diametral Clearances (Inch)

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
0.1875	0.9297	0.0156

Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles

Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry		
Type		Plain	Type		None
Fin density	(fin/inch)		Thickness	(inch)	
Fin height	(inch)		Pitch	(L/D)	
Fin thickness	(inch)				
Root diameter	(inch)				
Area/length	(ft ² /ft)				

Mean Metal Temperatures			
Mean shell temperature	465.39 (F)		
Mean tube metal temperature in each tube pass, (F)			
Tube Pass	Inside	Outside	Radial
1	529.66	526.06	527.72
2	524.93	521.67	523.16





TEMA type	BEU
Shell diameter	19.6850 inch
Outer tube limit	18.7553 inch
Height under inlet nozzle	4.5949 inch
Height under outlet nozzle	4.5949 inch
Tube type	Plain
Tube diameter	1.0000 inch
Tube pitch	1.2500 inch
Tube layout angle	30
Number of tubes (specified)	102
Number of tubes (calculated)	102
Number of tie rods	6
Number of seal strip pairs	1
Number of passes	2
Perpendicular passlane width	2.0000 inch
Baffle cut % diameter	26.4


TUBE PASS DETAILS			
Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	4	54	0
2	4	54	0

SYMBOL LEGEND

- Tube
- Plugged tube
- Tie rod
- Impingement rod
- Dummy tube
- Seal rod
- Seal strip/Skid bar

Heat Exchanger kedua

		Final Results		Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company:			
		JTS			
		rozi			
Xist E Ver. 6.00 6/28/2018 12:11 SN: Vals100+				US Units	
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles					
Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name		Steam		Main Column Bottom	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(1000-lb/hr)	85.4926		280.637	
Weight fraction vapor, In/Out	(-)	1.000	1.000	0.000	0.000
Temperature, In/Out	(Deg F)	417.20	512.60	678.20	647.60
Temperature, Average/Skin	(Deg F)	464.90	525.99	662.90	529.69
Wall temperature, Min/Max	(Deg F)	481.22	573.30	485.66	575.91
Pressure, In/Average	(psia)	297.742	281.476	101.801	91.967
Pressure drop, Total/Allowed	(psi)	32.531	0.351	19.668	0.351
Velocity, Mid/Max allow	(ft/sec)	146.71		25.44	
Mole fraction inert	(-)				
Average film coef.	(Btu/ft ² -hr-F)		152.55		65.56
Heat transfer safety factor	(-)		1.000		1.000
Fouling resistance	(ft ² -hr-F/Btu)		0.00000		0.00000
Overall Performance Data					
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(Btu/ft ² -hr-F)	113.89	/	45.70	/
Heat duty, Calculated/Specified	(MM Btu/hr)	2.0897	/	9.8877	
Effective overall temperature difference	(Deg F)	193.8			
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg F)	194.27	*	0.9975	* 1.0000
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside	(ft ³)	27.321			
Approximate tubeside	(ft ³)	23.810			
Shell Construction Information					
TEMA shell type	BEU	Shell ID	(Inch)	19.6850	
Shells Series	1 Parallel	1	Total area	(ft ²)	451.906
Passes Shell	1 Tube	2	Eff. area	(ft ² /shell)	448.005
Shell orientation angle (deg)	0.00				
Impingement present	No				
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (Inch)	0.0000	No.	0
Shell expansion joint	No				
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	8878.6	/	5688.7	/	2083.3 (lb/shell)
Baffle Information					
Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)		26.40	
Crosspasses/shellpass	9	No. (Pct Area)		(Inch) to C.L	
Central spacing	(Inch)	19.6850	1	26.84	4.6457
Inlet spacing	(Inch)	18.7165	2	0.00	0.0000
Outlet spacing	(Inch)	57.3025			
Baffle thickness	(Inch)	0.3750			
Tube Information					
Tube type	Plain		Tubecount per shell		102
Length to tangent	(ft)	16.404	Pct tubes removed (both)		35.29
Effective length	(ft)	16.777	Outside diameter		(Inch) 1.0000
Total tubesheet	(Inch)	1.7529	Wall thickness		(Inch) 0.1091
Area ratio	(out/in)	1.2790	Pitch (Inch)		1.2500 Ratio 1.2500
Tube metal	Carbon steel		Tube pattern (deg)		30

		Final Results			Page 2	
		Released to the following HTRI Member Company:				
		ITS				
		/rozi				
Xist E Ver. 6.00 6/28/2016 12:11 SN: Vals100+					US Units	
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		166.54 / 239.46				
Flow fractions for heat transfer		0.826				
A=0.0291 B=0.6667 C=0.2080 E=0.0962 F=0.0000						
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0.960	0.920	1.065	0.855	1.000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
40.65	40.04	16.77	Inlet	0.47	0.11	
MOMENTUM		0.00	Outlet	2.07	0.07	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters						
			Shell	Tube		
Overall wall correction			0.969	0.982		
Midpoint	Prandtl no.			1.15	1.57	
Midpoint	Reynolds no.			184913	97315	
Bundle inlet	Reynolds no.			217845	99022	
Bundle outlet	Reynolds no.			59700	95658	
Fouling layer	(Inch)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
29.95	68.31	0.00	1.74	-59.88		
Total fouling resistance				0		
Differential resistance				-0.0131		
Shell Nozzles						
Inlet at channel end-No			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Number at each position			1	1	0	
Diameter	(Inch)		17.7165	13.2500		
Velocity	(ft/sec)		46.50	154.37		
Pressure drop	(psi)		0.152	0.674		
Height under nozzle	(Inch)		4.5949	4.5949		
Nozzle R-V-SQ	(lb/ft-sec ²)		645.02	3828.52		
Shell ent.	(lb/ft-sec ²)		881.79	2660.06		
Tube Nozzle						
			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Diameter			RADIAL	RADIAL		
(Inch)			15.7480	15.7480		
Velocity			3.20	3.20		
(ft/sec)						
Pressure drop			0.022	0.014		
(psi)						
Nozzle R-V-SQ			184.32	184.32		
(lb/ft-sec ²)						
Annular Distributor						
			Inlet	Outlet		
Length	(Inch)					
Height	(Inch)					
Slot area	(In ²)					
Diametral Clearances (Inch)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
0.1875		0.9297		0.0156		



Supplementary Results

Released to the following HTRI Member Company:

ITS

(cpi)

Xist E Ver. 6.00 6/28/2018 12:11 SN: Vals100+

US Units

Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles

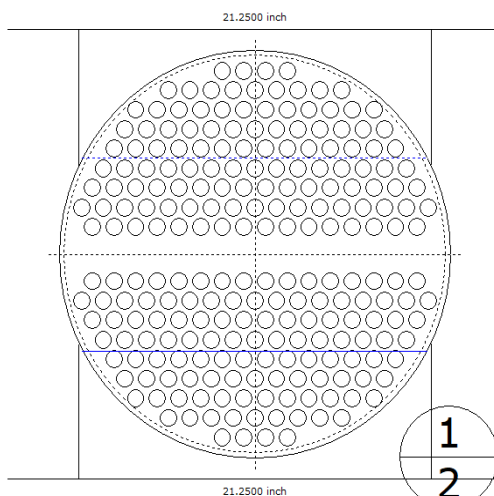
Externally Enhanced Tube Geometry		Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain	Type	None
Fin density	(fin/inch)	Thickness	(inch)
Fin height	(inch)	Pitch	(L/D)
Fin thickness	(inch)		
Root diameter	(inch)		
Area/length	(ft ² /ft)		

Mean Metal Temperatures

Mean shell temperature 465.39 (F)

Mean tube metal temperature in each tube pass, (F)

Tube Pass	Inside	Outside	Radial
1	529.66	526.06	527.72
2	524.93	521.67	523.16

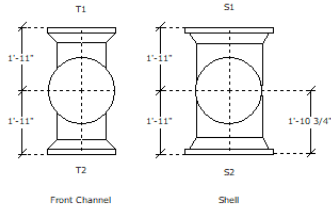
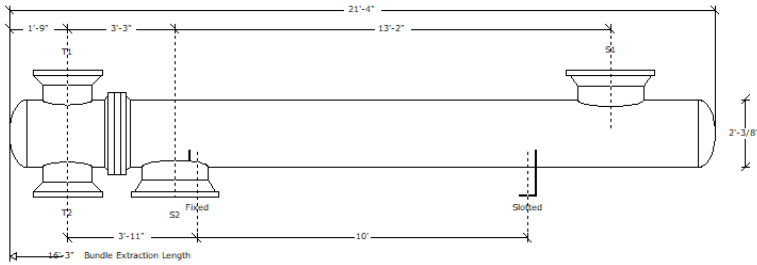
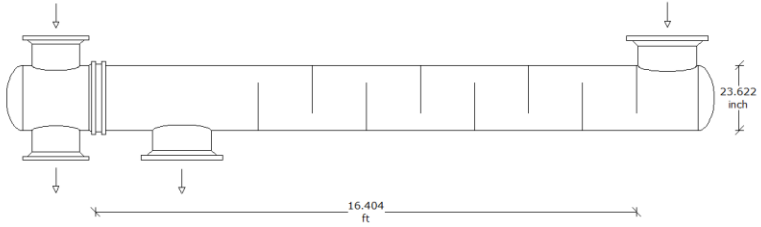


TEMA type	BEU
Shell diameter	23.6220 inch
Outer tube limit	23.0458 inch
Height under inlet nozzle	0.6891 inch
Height under outlet nozzle	0.6891 inch
Tube type	Plain
Tube diameter	1.0433 inch
Tube pitch	1.3041 inch
Tube layout angle	30
Number of tubes (specified)	86
Number of tubes (calculated)	226
Number of tie rods	6
Number of seal strip pairs	2
Number of passes	2
Perpendicular passplane width	2.0866 inch
Baffle cut % diameter	26.4

TUBEPASS DETAILS			
Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	9	116	0
2	9	116	0

SYMBOL LEGEND	
○	Tube
●	Plugged tube
●	Tie rod
●	Impingement rod
●	Dummy tube
●	Seal rod
□	Seal strip/Skid bar

TEMA type BEU
 Shell diameter 23.622 inch
 Tube length 16.404 ft
 Dry weight 7025 lb/shell
 Wet weight 11910 lb/shell
 Bundle weight 2127 lb/shell



Nozzles	NPS, in	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	lb	Company	ITS	Ref
S1 Inlet	24	0	Pres (psig)	283.046	150	Bundle	4500	Customer		
S2 Outlet	24	0	Temp (F)	647.6	647.6	Dry	8900	Item		
T1 Inlet	18	0	Passes	1	2	Wet	12900	Service		
T2 Outlet	18	0	Thick (inch)	0.375	0.1091			TEMA	BEU	Setting Plan
Date: 7/12/2018									By	
Diagram									Rev	

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Jember, 05 Juni 1995, Indonesia dan merupakan anak ketiga dari dua bersaudara. Penulis bertempat tinggal di Jl KH Abdurrahman III no 6 RT 04 RW 06 Leces Seruni, Jenggawah, Jember, Jawa Timur. Pada tahun 2001 penulis mengenyam pendidikan di SD Negeri Seruni 2 Jember, selanjutnya pada 2007, penulis meneruskan sekolah di SMP Negeri 1 Jenggawah, dan setelah lulus pada 2010, meneruskan ke SMA Negeri 1 Jenggawah. Penulis lulus tahun 2013 dan selanjutnya memasuki dunia perkuliahan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya tepatnya di Program Studi D3 Metrologi dan Instrumentasi dan lulus pada tahun 2016. Setelah itu ditahun yang sama penulis melanjutkan perkuliahan di Lintas Jalur S1 Departemen Teknik Fisika

Penulis telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi pengurus Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Industri ITS, Laboratorium Workshop Instrumentasi, Badan Koordinasi Pemandu Fakultas Teknologi ITS. Penulis pernah menjadi salah satu penerima dana PKM DIKTI di bidang karsa cipta pada tahun 2015/2016.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami adalah bidang rekayasa instrumentasi dan kontrol. Pada bulan Juli 2018 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Optimisasi Fouling Resistance pada Rangkaian Seri dan Paralel Shell and Tube Heat Exchanger Menggunakan Polley Model**

Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui *email* : fatrozi.19@gmail.com