



TUGAS AKHIR - TF 181801

OPTIMISASI DESAIN *HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR *HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR* DENGAN MENGGUNAKAN *SEGMENTAL BAFFLE*

AFIN OSI ADISTA
NRP 02311340000129

Dosen Pembimbing
Totok Ruki Biyanto, Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019



FINAL PROJECT - TF 181801

***OPTIMIZATION DESIGN SHELL AND TUBE
HEAT EXCHANGER ON HIGH-
TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR
NUCLEAR POWER PLANT DEPEND ON
SEGMENTAL BAFFLE METHODE***

AFIN OSI ADISTA
NRP 02311340000129

Supervisor
Totok Ruki Biyanto, Ph.D

*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 : Afin Osi Adista

NRP : 02311340000129

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul Optimisasi Desain *Heat Exchanger Shell and Tube* Pada Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir *High-Temperature Gas-Cooled Reactor* Dengan Menggunakan *Segmental Baffle* 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 sebenarnya.

Surabaya, 25 Januari 2019

Yang membuat pernyataan,

Afin Osi Adista

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN *HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR *HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR* MENGGUNAKAN *SEGMENTAL BAFFLE*

TUGAS AKHIR

Oleh:

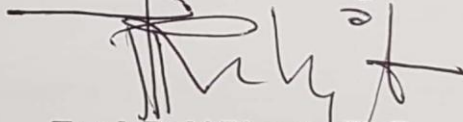
Afin Osi Adista

NRP. 02311340000129

Surabaya, 25 Januari 2019

Mengetahui

Dosen Pembimbing



Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

NIP.19710702 199802 1 001

**Menyetujui,
Kepala Departemen Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhammad Hatta, ST, M.si, Ph.D

NIPN. 19780902 200312 1 002



Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN *HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR *HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR* MENGGUNAKAN *SEGMENTAL BAFFLE*

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik
pada

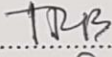

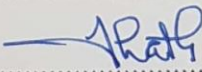
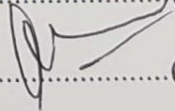
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi Program Studi S-1
Jurusan Teknik Fisika Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Afin Osi Adista

NRP 02311340000129

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI DESAIN *HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR *HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR* DENGAN MENGGUNAKAN METODE *SEGMENTAL Baffle*

Nama Mahasiswa : Afin Osi Adista
NRP : 02311340000129
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Totok Ruki Biyanto, Ph.D

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 yang timbul adalah tidak optimumnya *overall heat transfer coefficient*. Untuk itu diperlukan optimisaasi untuk meningkatkan *overall heat transfer oefficient* dengan merubah geometri dari *heat exchanger*. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter *tube*, diameter *shell* dan jumlah *baffle*. Hasil optimisasi mengakibatkan luas permukaan (Ao) *heat exchanger* menjadi lebih kecil menjadi 84.887 atau 7% lebih kecil dari disain sebelumnya 91.06 m². Hasil optimisasi berhasil menoptimalkan kerja dari *Heat exchanger* dengan menurunkan *pressuredrop* (ps) pada sisi *shell* sebesar 14%, dan menaikkan koefisien perpindahan panas (Uf) dari 46.48 W/m² °C menjadi 47.45 W/m² °C.

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

OPTIMIZATION DESIGN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER ON HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR NUCLEAR POWER PLANT DEPEND ON SEGMENTAL BAFFLE METHODE

Name : Afin Osi Adista
NRP : 02311340000129
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : Totok Ruki Biyanto, Ph.D

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 problems is not optimum overalls heat transfer coefficient. For that required optimization to increase overalls heat transfer coefficient with an exchanger change the geometry of heat. Variables that optimize are diameter tube, diameter shell and the number of baffle. Optimization caused the surface area (a_o) heat an exchanger become smaller be 84.887 or 7 % less than before design $m \ 91.06 \ ^2$. The optimisasi barhasil menoptimalkan working of heat an exchanger by decreasing pressuredrop (p_s) with shell of 14 %, and increase the heat) of displacement (oof 46.48 w / m oc be 47.45 w / m oc.

Keywords: Optimization, Heat exchanger, Segmental Baffle, overall heat transfer, 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 DESAIN *HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR *HIGH-TEMPERATURE GAS-COOLED REACTOR* DENGAN MENGGUNAKAN METODE *SEGMENTAL BAFFLE*”

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. 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. Agus Suhardi dan Shinta Candra 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, 25 Januari 2019

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
Abstrak	xi
Abstract	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR NOTASI	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	4
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 LingkupKajian	5
BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
2.1 Tipe <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.2 Komponen-komponen Pada <i>Heat Exchanger</i>	10
2.3 Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi <i>Shell</i>	11
2.4 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	13
2.5 Metode Stochastic Algorithm	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	21
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i>	21
3.2 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	22
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	33
4.1 Hasil Pemodelan Desain Awal <i>Heat Exchanger</i>	33
4.2 Perancangan dan Pengujian Optimisasi	35
4.3 Optimisasi Desain <i>Heat Exchanger</i>	39
BAB V KESIMPULAN	43
5.1 Kesimpulan	43

5.2 Saran	43
-----------------	----

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Floating head, Removable-tube-bundle, Type heat exchanger [11].....	7
Gambar 2.2 Satu sisi <i>shell</i> dan dua sisi <i>tube passes</i> [10].....	8
Gambar 2.3 <i>Cross-sectional view of exchanger with segmental baffle</i> [11]	9
Gambar 2.4 Jenis standar header depan, badan <i>shell</i> dan header belakang [12]	10
Gambar 2.5 Distribusi arus sisi <i>shell</i> [13].....	12
Gambar 2.6 Skema <i>heat exchanger shell and tube</i> [15]	14
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitaian.....	21
Gambar 3.2 Geometri <i>basic segmental baffle</i> [1]	23
Gambar 3.3 Panjang <i>tube</i> pada <i>shell and tube heat exchanger</i> [1]	24
Gambar 3.4 <i>Tube layout basic parameters</i> [1]	26
Gambar 4.1 Pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	36
Gambar 4.2 Pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	37
Gambar 4.3 Pengaruh jumlah <i>baffle</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	38
Gambar 4.4 Hasil iterasi nilai diameter dalam <i>shell</i> , diameter luar <i>tube</i> dan jumlah <i>baffle</i>	40

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 <i>Properties</i> fluida pada <i>shell and tube heat exchanger</i>	33
Tabel 4.2 Dimensi pada <i>shell and tube Heat Exchanger</i>	34
Tabel 4.3 Hasil pemodelan <i>heat exchanger</i>	35
Tabel 4.4 Perbandingan nilai <i>objective function</i> sebelum dan sesudah optimisasi	41

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>
J_c		Faktor koreksi pada <i>baffle cut</i> dan jarak antar <i>baffle</i>
Variabel	Satuan	Keterangan

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</i> inlet
l_{bo}	m	Jarak <i>baffle</i> outlet
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_{tcc}		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>
Pr_t		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>tube</i>
Q	MW	<i>Heat duty</i>
Variabel	Satuan	Keterangan

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}	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C /W}$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
R_{ft}	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C /W}$	<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>
$T_{c,i}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur keluar fluida panas
U_f	$\text{W /m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	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	$\text{m}^2 \text{ K / J}$	Konstanta supresi

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini, efek emisi gas rumah kaca yang dihasilkan oleh manusia harus dikurangi untuk mencegah pemanasan global lebih jauh. Sektor energi mempunyai peran penting dalam mengurangi emisi ini, terutama emisi karbon dioksida. Bahan bakar fosil masih mendominasi sektor energi secara global dan akan tetap demikian pada beberapa masa yang akan datang [1]. Dalam 50 tahun ke depan, produksi dan penggunaan energi akan menyebabkan pemanasan global melalui emisi gas rumah kaca dalam skala besar berupa ratusan miliar ton karbon dalam bentuk karbon dioksida [2].

Pada tahun 2002 saja, aktivitas manusia menghasilkan 6,5 miliar ton emisi karbon per tahun. Tingkat emisi karbon dapat meningkat menjadi lebih dari dua kali lipat pada tahun 2050, sehingga tenaga nuklir dapat menjadi salah satu opsi untuk mengurangi emisi karbon [2]. Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir (PLTN) telah terbukti mampu menghasilkan tenaga yang bersih dan diandalkan dalam jumlah yang besar. Selain itu juga nuklir dipercaya sebagai sumber energi bebas emisi CO₂ yang paling menjanjikan dengan cadangan bahan bakar yang tersedia dalam jangka panjang. [3]. Pada tahun 2009, Sekitar 14% dari listrik yang diproduksi di seluruh dunia berasal dari 438 PLTN, sementara 68% berasal dari pembangkit berbahan bakar fosil [4]. Konsep dasar dari sebuah PLTN adalah untuk menghasilkan listrik dengan sumber energi proses nuklir [5]. Terdapat banyak tipe PLTN yang telah dikembangkan, salah satu tipe PLTN yaitu tipe High Temperature Gas-Cooled Reactor (HTGR) yang menggunakan gas Helium sebagai coolant dari reaktor yang mentransfer panas dari reaksi fisi uranium menuju steam generator yang kemudian memanaskan air umpan menjadi uap untuk memutar turbin. Oleh karena itu dibutuhkan *Heat Exchanger* untuk memindahkan kalor yang didapatkan dari reaksi

fisi yang dibawa oleh gas Helium untuk merubah air umpan menjadi uap.

Heat Exchanger adalah suatu alat yang digunakan untuk pertukaran panas antara dua cairan yang berada pada temperatur yang berbeda. Penukar panas digunakan untuk tujuan menghilangkan panas pada fluida dan sekaligus memberikan panas pada fluida lain [5]. Perpindahan panas pada heat exchanger digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin atau sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya. Perpindahan panas pada heat exchanger terjadi melalui proses konveksi dan konduksi [6]. Contoh umum dari heat exchanger adalah boiler, kondensor, radiator mobil, dan lain sebagainya. *Heat exchanger* sering digunakan dalam proses penyulingan minyak, teknik kimia, perlindungan lingkungan, dan pembangkit tenaga listrik. Di antara berbagai jenis heat exchanger, yang sering digunakan dalam suatu pabrik yaitu jenis *shell and tube* [7].

Heat exchanger shell and tube digunakan karena memiliki desain konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, dan mampu bekerja dalam berbagai macam kondisi operasi seperti temperatur tinggi, tekanan tinggi, fluida yang korosif, dan lain-lain. Performansi sebuah *heat exchanger* ditunjukkan dengan tingginya koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) dan rendahnya penurunan tekanan (*pressure drop*) [5].

Pada sisi shell peningkatan koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*) dapat dilakukan dengan menggunakan *segmental baffle*. Peningkatan koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) pada sisi shell dilakukan dengan cara mengatur *tube pitch* dan jarak antar *baffle*. Namun usaha ini akan meningkatkan *pressure drop*, sehingga optimisasi diperulakan [8]. Fungsi tujuan (*objective function*) optimisasi pada sisi shell yaitu koefisien perpindahan panas (*overall heat transfer coefficient*) yang maksimal dan constraint pada optimisasi ini yaitu jumlah panas yang ditransfer dari fluida panas ke fluida

dingin atau nilai *heat duty* (Q) harus sesuai dengan data desain *heat exchanger*, dan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang nilainya tidak boleh melebihi nilai data desain. Variabel yang digunakan untuk optimisasi pada sisi shell adalah sudut *segmental baffle* (β) dan jarak antar *segmental baffle* (L_{bc}) dengan parameter yang ditetapkan diantaranya, konduktivitas thermal (k) pada sisi shell, viskositas (μ) fluida pada sisi shell, *density* (ρ) fluida pada sisi shell, spesifik *heat* (C_p) dari fluida pada sisi shell, massa jenis fluida pada sisi shell, *prandtl number*, *fauling resistance* (R), *shell inside diameter* (d_{si}), *shell outer tube bundle diameter* (DOTL i), *circumscribed tube bundle diameter* (DCTL), *tubesheet thickness* (L_{ts}).

Pada sisi tube peningkatan *overall heat transfer coefficient* dapat dilakukan dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida di dalam tube. Serupa dengan sisi shell, usaha ini juga akan menambah *pressure drop* pada sisi tube, sehingga optimisasi pada jumlah dan diameter tube untuk mengatasi permasalahan *pressure drop* diperlukan [5]. Fungsi tujuan (*objective function*) optimisasi pada sisi tube sama dengan sisi shell, tetapi variabel yang digunakan pada sisi tube yakni sudut *segmental baffle* (β) dan jarak antar *segmental baffle* (L_{bc}) dengan parameter yang ditetapkan diantaranya, konduktivitas (k) thermal pada sisi tube, viskositas (μ) fluida pada sisi tube, *density* (ρ) fluida pada sisi tube, spesifik *heat* (C_p) dari fluida pada sisi tube, massa jenis fluida pada sisi tube, *prandtl number*, *fauling resistance* (R), *number of pass* (NTP), *number of tubes* (NTT), *tube effective length* (LTC), *tube outside diameter* (d_o), *tube center diameter* (d_{ct}), dan *tube thickness* (L_{TW}).

Optimisasi pada sisi shell dan tube harus dilakukan serentak, karena usaha perbaikan koefisien perpindahan panas (*heat transfer coefficient*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada kedua sisi saling berinteraksi. Penyelesaian permasalahan ini merupakan optimisasi multi objektif dan nonlinier, sehingga teknik optimisasi yang bisa menyelesaikan permasalahan yang kompleks dan nonlinier diperlukan salah satu cara adalah

memanfaatkan teknik optimisasi stokastik, seperti *Particle Swarm Optimization* (PSO).

Proses pemilihan pada metode PSO didasarkan pada evaluasi fungsi fitness dari setiap individu. Fungsinya yaitu teknik optimisasi dengan cara menghitung secara terus menerus calon solusi dengan menggunakan suatu acuan kualitas. Algoritma ini mengoptimisasi permasalahan dengan cara menggerakkan partikel / calon solusi di dalam ruang permasalahan menggunakan fungsi tertentu untuk posisi dan kecepatan dari partikel. Pergerakan partikel dipengaruhi oleh solusi terbaik partikel tersebut, dan solusi terbaik secara umum yang didapatkan dari partikel lain. Sekumpulan partikel ini dinamakan swarm, dan pada akhirnya swarm ini akan bergerak menuju kepada solusi terbaik.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan optimisasi menggunakan teknologi segmental baffle pada sisi shell untuk mendapatkan *overall heat transfer coefficient* tertinggi dan *pressure drop* terendah dengan menggunakan PSO.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka rumusan masalah yang akan diangkat dalam penelitian uni adalah sebagai berikut:

- a. Bagaimana mendesain *heat exchanger shell and tube* yang efisien dengan menggunakan teknologi *segmental baffle* untuk meningkatkan *heat transfer coefficient* pada sisi *shell ad tube* secara bersama-sama?
- b. Bagaimana mengoptimisasi variabel-variabel yang berpengaruh pada peningkatan *heat transfer coefficient* dan penurunan *pressure drop*?
- c. Bagaimana peningkatan *heat transfer coefficient* dan penurunan *pressure drop* yang diakibatkan oleh penerapan teknologi *segmental baffle*?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah tersebut, maka tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a. Mendesain *shell and tube* yang efisien dengan menggunakan teknologi *segmental baffle* untuk meningkatkan *heat transfer coefficient* pada sisi *shell ad tube* secara bersama-sama.
- b. Menentukan variabel-variabel yang dioptimisasi agar diperoleh *heat transfer coefficient* yang maksimal dan *pressure drop* yang minimal.
- c. Menganalisis pengaruh dari penerapan teknologi *segmental baffle* terhadap *heat transfer coefficient* dan *pressure drop*.

1.4 LingkupKajian

Lingkup kajian ini meliputi sebagai berikut:

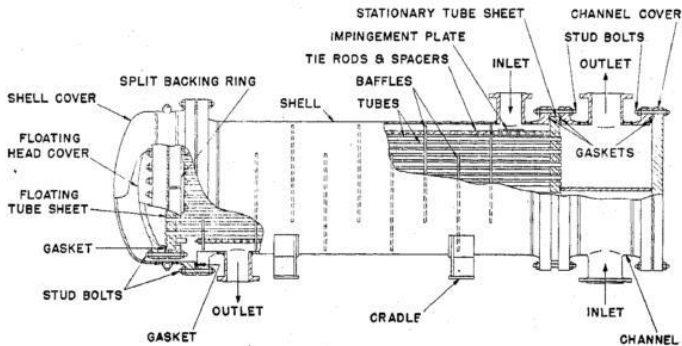
- a. Tipe heat transfer yang digunakan adalah shell and tube.
- b. Teknologi yang digunakan adalah teknologi *segmental baffle*.
- c. Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dua dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan property fluida.
- d. Pengambilan data *heat exchanger* akan dilakukan di PLTN HTGR.
- e. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan *heat exchanger coefficient* dan *pressure drop* pada sisi *shell* (hs) dengan menggunakan teknologi *segmental baffle* dan sisi *tube*.
- f. Penyelesaian permasalahan optimisasi pada desain *heat exchanger shell and tube* meggunakan teknologi *segmental baffle* menggunakan PSO.

BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan hal hal mengenai teori-teori pendukung yang menjadi landasan berpikir dalam penulisan tugas akhir. Teori teori tersebut didapatkan dari jurnal dan buku.

2.1 Tipe *Shell and Tube Heat Exchanger*

Heat exchanger shell and tube merupakan salah satu jenis heat exchanger yang sering digunakan dalam perusahaan industri minyak dan gas. Heat exchanger shell and tube sering digunakan karena kemampuannya yang fleksibel [10]. Gambar 2.1 Floating head, removable-tube-bundle, type heat exchanger [11].

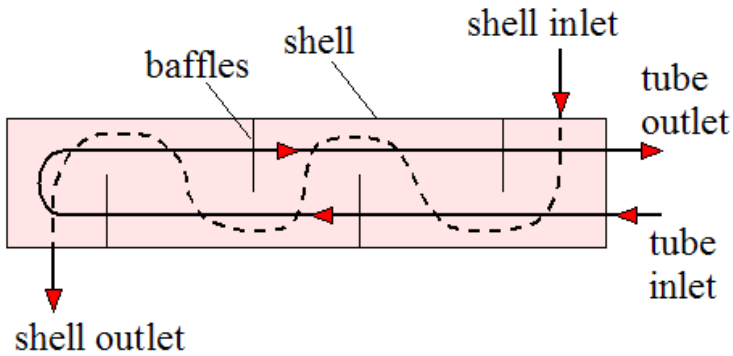


Gambar 2.1 Floating head, Removable-tube-bundle, Type heat exchanger [11]

Gambar 2.1 menunjukkan bahwa *heat exchanger* memiliki bagian satu sisi *shell* (*single-pass*) dan dua sisi *tube* (*tube passes*) yang merupakan konstruksi *floating-head, removable-tube-bundle*. Cairan yang mengalir di luar tabung masuk ke dalam unit melalui *inlet shell* dan arah aliran diarahkan bolak balik melintasi tabung melalui bilah *segmental baffle* yang akan keluar melalui *outlet shell*. Cairan lainnya memasuki unit melalui saluran masuk *inlet tube* dan mengalir melalui tabung pertama yang masuk ke penutup bagian kepala tabung, dimana setelah membalikkan arah, aliran mengalir melalui jalur tabung kedua menuju ke saluran

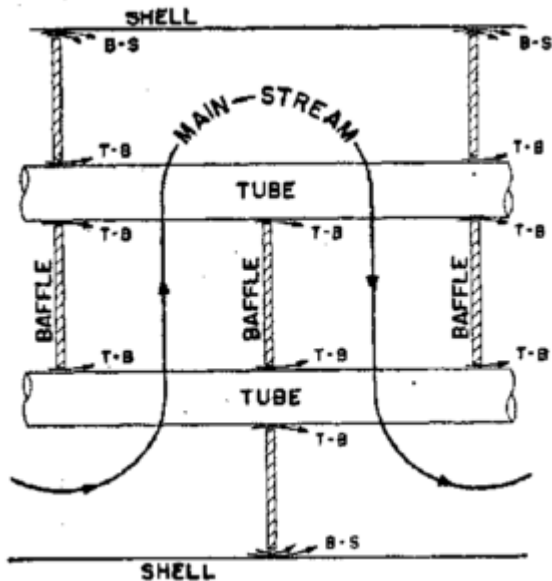
untuk keluar melalui *outlet tube*. Penarikan bungkus tabung untuk pembersihan, dilakukan penarikan melalui ujung channel dari cangkang, setelah kedua tutup kepala tabung mengembang dan ring belakang tabung telah terlepas dan dilepas dari tabung yang terapan [11].

Spesifikasi bentuk dari sisi *shell* dan sisi *tube* yang di aliri oleh fluida dapat diambil contoh yang terlihat pada Gambar 2.1 *baffle* biasanya terpasang untuk meningkatkan konveksi koefisiensi pada fluida di sisi *shell* yang dipengaruhi oleh turbulensi aliran dan komponen kecepatan *cross-flow*. *Baffle* pada *heat exchanger* dengan sisi *shell* dan sisi *tube passes* dapat dilihat pada Gambar 2.2 [10].



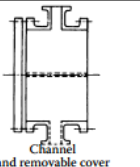
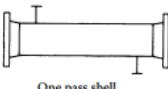
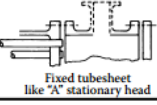
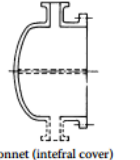
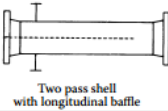
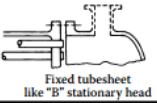
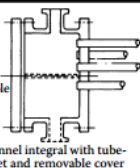
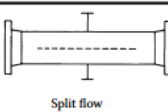
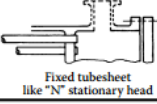
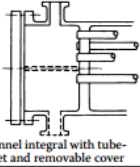
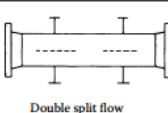
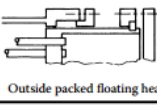
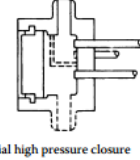
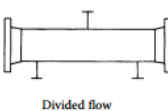
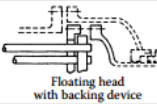
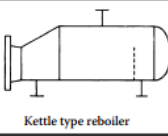
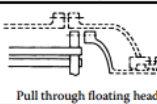
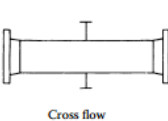
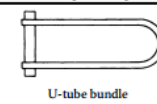
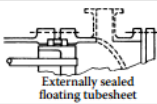
Gambar 2.2 Satu sisi *shell* dan dua sisi *tube passes* [10]

Di bawah ini merupakan gambar yang menunjukkan bagian dari kebocoran aliran melalui area pembersihan (*clearance B-8*), yang terletak di antara bagian *baffle* dan lingkaran dalam cangkang, dan T-B terletak di antara lubang tabung dan tabung di *baffle* ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 *Cross-sectional view of exchanger with segmental baffle [11]*

Heat exchanger shell and tube terdiri dari tiga bagian utama, yaitu, *header* depan, *header* belakang dan badan *shell*. Masing-masing bagian ini telah distandarisasi oleh TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) dan dapat diidentifikasi dengan karakter alfabet seperti yang terlihat pada. Jenis *shell and tube heat exchanger* dapat diketahui dengan 3 karakter alfabet, masing-masing 10 untuk *header* depan, badan *shell*, dan *header* belakang, sebagai contoh seperti, AES, AKT, AJW, BEM, AEP, dan CFU. TEMA telah menetapkan tujuh jenis badan *shell*, lima jenis *header* depan, dan delapan jenis *header* belakang seperti ditunjukkan pada Gambar 2.4 [12].

	Front end stationary head types		Shell types		Rear end head types
A	 Channel and removable cover	E	 One pass shell	L	 Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bonnet (integral cover)	F	 Two pass shell with longitudinal baffle	M	 Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tubesheet and removable cover	G	 Split flow	N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tubesheet and removable cover	H	 Double split flow	P	 Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J	 Divided flow	S	 Floating head with backing device
		K	 Kettle type reboiler	T	 Pull through floating head
		X	 Cross flow	U	 U-tube bundle
				W	 Externally sealed floating tubesheet

Gambar 2.4 Jenis standar header depan, badan *shell* dan header belakang [12]

2.2 Komponen-komponen Pada *Heat Exchanger*

Komponen-komponen yang terdapat dalam *heat exchanger* yaitu *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*. Dalam *heat exchanger* terdapat kriteria properti yang dipergunakan saat pengoperasian *heat exchanger* adalah tekanan dan temperatur.

Beberapa komponen utama *heat exchanger shell and tube* dapat dijelaskan seperti dibawah ini.

a. Sisi Shell

Sisi *shell* merupakan bagian yang menjadi tempat mengalirnya fluida kerja yang lain selain yang mengalir di dalam *tube*. Umumnya desain pada *shell* berbentuk silinder dengan penampang melingkar.

b. Sisi Tube

Sisi *tube* merupakan pemisah dan juga sebagai pengantar panas yang berbeda suhunya di antara dua zat yang berada di dalam suatu alat.

c. Baffle

Fluida yang akan didinginkan atau dipanaskan sesuai dengan yang diinginkan harus berada pada sisi *shell* dan lebih lama untuk memperpanjang aliran, maka pada sisi *shell* diberikan *baffle* yang dipergunakan sebagai penghalang dengan bentuk yang sebaik mungkin yang salah satunya berbentuk *segmental baffle*, sehingga fluida masih dapat mengalir.

d. Front Head and Rear Head

Front head and rear head berfungsi sebagai tempat masuk dan keluarnya fluida yang berada pada sisi *tube*. Selain itu juga mencengah adanya *losses*.

e. Nozzle

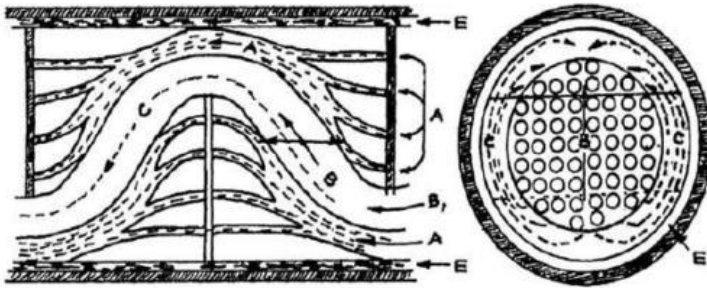
Nozzle merupakan titik dimana fluida yang masuk baik dari sisi *shell* maupun dari sisi *tube*. *Nozzle* pada *inlet heat exchanger* akan membuat aliran fluida yang masuk menjadi lebih merata, sehingga didapatkan efisiensi perpindahan panas yang tinggi.

2.3 Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Shell

2.3.1 Koefisien Perpindahan Panas Sisi Shell untuk Segmental Baffle

Memprediksi koefisien perpindahan panas sisi *shell* sulit dilakukan. Hal ini disebabkan pada penukar panas untuk *segmental baffle* menunjukkan bahwa aliran pada sisi *shell* sangat kompleks, karena sebagian cairan melewati aliran tabung dengan jarak bebas yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 [13].

Segmental baffle adalah plat logam atau non logam berbentuk lingkaran dengan bagian yang terpotong pada sisi *horizontal* atau *vertical* merupakan jenis *baffle* yang paling banyak digunakan karena dapat mengalihkan aliran dengan efektif [13]. Koefisien perpindahan panas sisi *shell* sulit dilakukan. Hal ini disebabkan dari penukar *shell and tube*, dengan *baffle segmental*, aliran sisi *shell* yang sangat kompleks karena sebagian besar cairan melewati bungkusan tabung melalui berbagai jarak sisi *shell* seperti Gambar 2.5.



Gambar 2.5 Distribusi arus sisi *shell* [13]

Menurut aliran, arus aliran dapat dikategorikan seperti di bawah yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 (Biyanto, 2013):

a. Aliran A

Merupakan aliran kebocoran *tube* ke *baffle* ke *hole* melalui celah antara tabung dan lubang tabung di *baffle*. Aliran ini disebabkan oleh perbedaan tekanan di sisi *baffle*, karena koefisien perpindahan panas sangat tinggi di ruang annular dan disebut dengan aliran efektif.

b. Aliran B

Merupakan aliran silang melalui tabung bundel dan dianggap efektif sepenuhnya untuk penurunan tekanan dan perpindahan panas.

c. Aliran C

Merupakan aliran *bypass to shell* melalui ruang annular antara bundel tabung dan *shell* dan mengalir di antara jendela

baffle selanjutnya. Aliran ini bermanfaat untuk mentransfer panas karena terhubung dengan tabung yang berada di dekat bundel tabung.

d. Aliran E

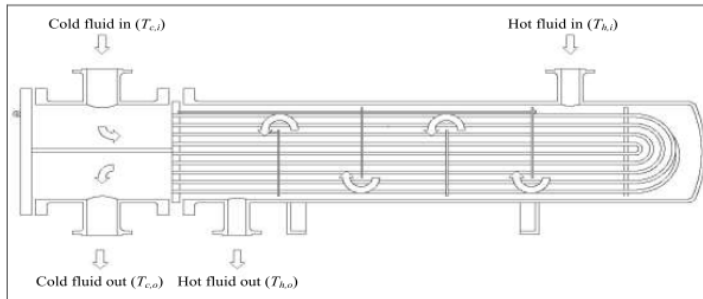
Merupakan aliran kebocoran *shell* ke *baffle* melalui penghubung antar tepi *baffle* dan tepatnya. Aliran ini paling tidak efektif untuk perpindahan panas, kebanyakan aliran laminar yang disebabkan karena tidak bersentuhan langsung dengan tabung apapun.

Metode Bell-Delaware mengasumsikan bahwa *flow rate* dan *inlet and outlet* temperatur fluida pada sisi *shell* ditentukan dan sifat fluida diketahui. metode ini mengasumsikan bahwa data minimum dari sisi *shell* di tentukan sebagai berikut [13]:

- a. Tube outside diameter (d)
- b. Tube layout pattern (θ_{tp})
- c. Shell inside diameter (D_s)
- d. Tube bank outer tube limit diameter ($Dotl$)
- e. Effective tube length (L_{ti})
- f. Baffle cut, B_c satu persen dari D_s .
- g. Central baffle spacing, L_{bc} (juga inlet and outlet baffle spacing, L_{bi} , L_{bo})
- h. Number of sealing per side N_{ss} .

2.4 Pemodelan *Heat Exchanger*

Pemodelan *heat exchanger* sering digunakan dalam pabrik industri minyak dan gas yang digunakan sesuai dengan kebutuhan yang ada dalam pabrik industri tersebut. Untuk menentukan kebutuhan atau spesifikasi yang optimal dari *heat exchanger* maka diperlukan pemodelan terhadap *heat exchanger* [13]. Di bawah ini adalah skema dari *heat exchanger shell and tube* yang ditunjukkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2.6 Skema *heat exchanger shell and tube* [15]

Pada pemodelan *heat exchanger* pertama menentukan persamaan desain pada sisi *shell* dan sisi *tube* selanjutnya menentukan koefisien perpindahan panas yang diperlukan dalam penentuan fungsi tujuan (*objective function*).

2.4.1 Model Desain *Heat Exchanger* pada Sisi *Shell* dan Sisi *Tube*

Dalam persamaan desain sisi *shell* dan sisi *tube* maka diperlukan koefisien perpindahan panas pada kedua sisi yang berbeda bergantung pada kondisi serta karakteristik fluida yang digunakan. Perpindahan panas yang terjadi pada sisi *shell* dan sisi *tube* dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor yaitu diantaranya kecepatan aliran fluida, viskositas fluida, kapasitas panas spesifik, dan lain lain.

Untuk perhitungan pada *shell* dengan cara mencari nilai film koefisien perpindahan panas pada *shell* menggunakan persamaan metode Bell-Delaware yaitu Persamaan 2.1 [13]

$$h_o = h_{id} J_c J_i J_b J_s J_r \quad (2.1)$$

Dimana,

h_{id} = film koefisien perpindahan panas ideal pada shell (W/m² oC)

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

J_i = koreksi faktor kebocoran pada *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

J_b = koreksi faktor pada bundle bypass flow

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

J_r = koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar.

Sedangkan untuk mencari luas permukaan perpindahan panas *shell* (A_o) dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 2.2.

$$A_o = \pi D_t L_t a N_t t \quad (2.2)$$

Untuk *reynold number* (Res), dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 2.3.

$$Res = \frac{DTms}{\mu} \quad (2.3)$$

Mencari nilai prandtl number (Prs) dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 2.4.

$$Prs = \frac{c_{ps}\mu_s}{k_s} \quad (2.4)$$

Dan untuk mencari *pressure drop* menggunakan Persamaan 2.5

$$\Delta P_s = \frac{f r_s m s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D T} \quad (2.5)$$

Mencari faktor friksi (*friction factor*) menggunakan Persamaan 2.6

$$f r_s = 1.41 R_e^{-2} \quad (2.6)$$

2.4.2 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* [1].

$$h_t = \left(\frac{K_t Nu_t}{d_i} \right) \quad (2.7)$$

Dimana,

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

K_t = konduktifitas 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)* [1].

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.8)$$

- Untuk area aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan *Colburn* [1].

$$Nu_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.9)$$

- Untuk area aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [1].

$$Nu_t = 1,86 (Re_t Pr_t d_i / L)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.10)$$

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* [1].

$$h_s = h_{jC} J_{jB} J_s J_r \quad (2.11)$$

Dimana,

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

- h_i = koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell*
($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)
- 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

c. Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut [1].

$$Q = U LMTD_{corr} \cdot A_o \quad (2.12)$$

Dimana,

Q = laju perpindahan panas pada shell and tube heat exchanger (W)

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

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

A_o = luas permukaan perpindahan panas keseluruhan (m^2)

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

$$LMTD_{corr} = LMTD \cdot F \quad (2.17)$$

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].

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (2.13)$$

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

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (2.14)$$

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut.

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.15)$$

dan nilai S dari persamaan berikut.

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.16)$$

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

2.5 Metode Stochastic Algorithm

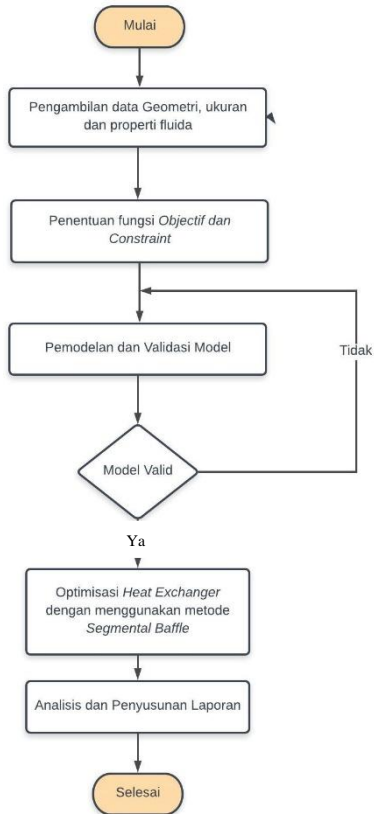
Optimisasi Stokastik memainkan peran penting dalam analisis, perancangan, dan pengoperasian sistem modern. Metode untuk optimasi stokastik memberikan sarana untuk mengatasi kebisingan sistem yang melekat dan mengatasi model atau sistem yang sangat nonlinier, dimensi tinggi, atau tidak sesuai untuk metode 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) [2].

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 Penelitaian

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_{ct})
- 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_t)
- Massa jenis fluida pada *tube* (ρ_t)
- 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)

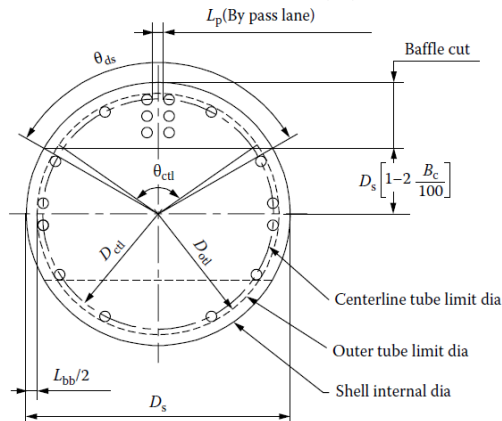
D_s = diameter dalam *shell* (m)

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* [1]

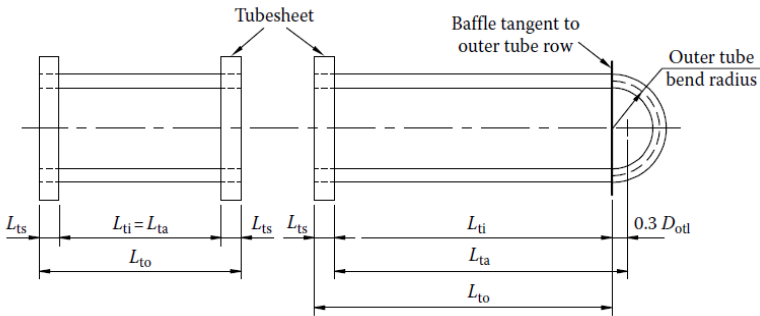
Diameter *bundle* ditentukan dengan persamaan di bawah ini.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \quad (3.3)$$

Dimana,

D_{ctl} = diameter *bundle* (m)

d_o = diameter luar *tube* (m)



Gambar 3.3 Panjang *tube* pada *shell and tube heat exchanger* [1]

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*.

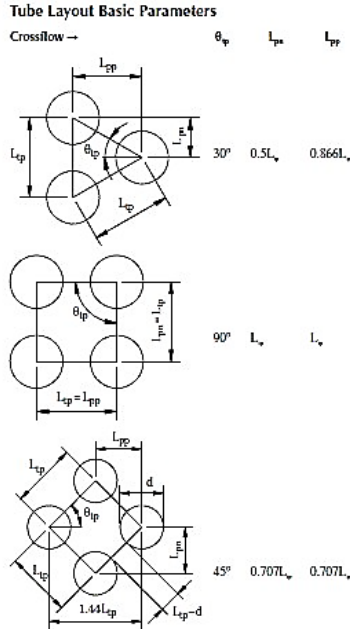
$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[\left[1 - \frac{2B_c}{100} \right] \right] \quad (3.11)$$

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*.



Gambar 3.4 Tube layout basic parameters [1]

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* (m²)

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 gradienp 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* $(\Delta T_s)^n$.

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

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

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

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

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

Dimana,

C_{pt} = 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} = konduktivitas 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 (m^2)

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)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan Desain Awal *Heat Exchanger*

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.

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*

	Shell		Tube	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Fluida	MP Steam		Helium	
Aliran Masa (kg/s)	1,8395	1,8395	2,2	2,2
Temperatur (°C)	161	530	689.3	238.1
Massa jenis (kg/m ³)	896.6	15,88	1,281	2,374
Viskositi (kg/ m s)	0,0001678	0,0000302	0,004241	0,00058
Kalor jenis (kcal/kg °C)	19,08	10,029	4,79	4.972
Konduktivitas termal (kcal/s m °C)	0,000015	0,000018	0,000059	0,000043
kecepatan (m/s)	12,4968		6790,3344	
pressure drop (kg/cm ²)	24,6777		24,6777	

Serta dibutuhkan dimensi *Heat exchanger* karena dimensi juga berpengaruh pada efisiensi kerja dari *Heat Exchanger* untuk mengetahui variabel-variabel yang dibutuhkan sebagai data awal untuk pembandingan variabel tersebut setelah dioptimisasi.

Tabel 4.2 Dimensi pada *shell and tube Heat Exchanger*

Bagian-bagian Heat Exchanger	
<i>No. Of pass shell</i>	1.0000000
<i>Inside diameter (m)</i>	0.5999988
<i>No. Of passes tubes</i>	2.0000000
<i>No. Of tubes</i>	93.0000000
<i>Outer diameter (m)</i>	0.0264998
<i>Thickness (m)</i>	0.0027700
<i>Length (m)</i>	0.0027711
<i>Pitch (m)</i>	0.0331241
<i>Layout (o)</i>	30.0000000
<i>No. Of baffles</i>	10.0000000
<i>Cut (%)</i>	26.4000000
<i>spacing central (m)</i>	0.4999990
<i>spacing inlet (m)</i>	0.4635500
<i>spacing outlet (m)</i>	0.9147124
<i>No. Of sealing strips</i>	2.0000000

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 merupakan hasil pemodelan awal *heat exchanger* yang telah dioptimisasi menggunakan skoptik algoritma dengan memilih metode *Particle Swarm Optimization (PSO)*. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) sebesar 960.714 W/m² °C hal ini dipengaruhi oleh faktor koreksi di sisi *shell*. Sedangkan nilai *pressure drop* sisi *shell* (Δp_s) sebesar 0.023345 Psi dan nilai *pressure drop* sisi tube (Δp_t) sebesar 0.002054 Psi.

Tabel 4.3 Hasil pemodelan *heat exchanger*

Variabel	Satuan	Desain
h_s	$W/m^2\text{ }^\circ C$	960.714
h_t	$W/m^2\text{ }^\circ C$	453.9756
U_f	$W/m^2\text{ }^\circ C$	46.84
A_o	m^2	91.06
Q	MW	0.19
Δp_s	Psi	0.023345
Δp_t	Psi	0.002054

4.2 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.

4.2.1 Penentuan Fungsi Tujuan

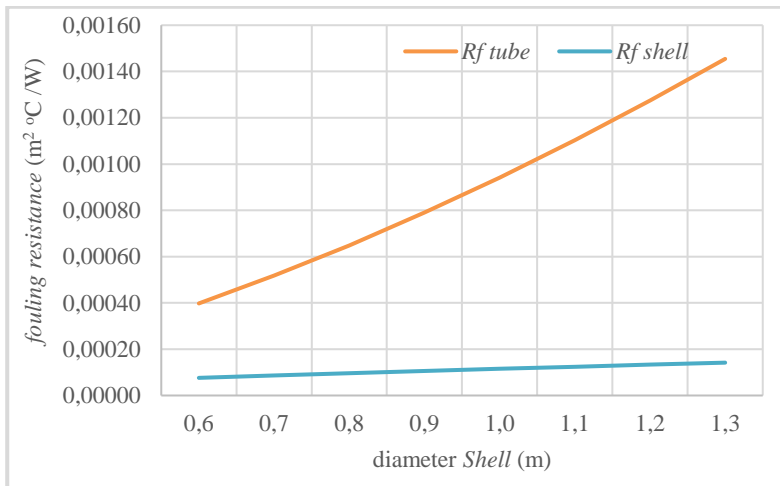
Sesuai dengan permasalahan yang diangkat dalam tugas akhir ini, maka fungsi tujuan optimisasi adalah *fouling resistance* yang minimal baik pada sisi *shell* maupun *tube*.

4.2.2 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.

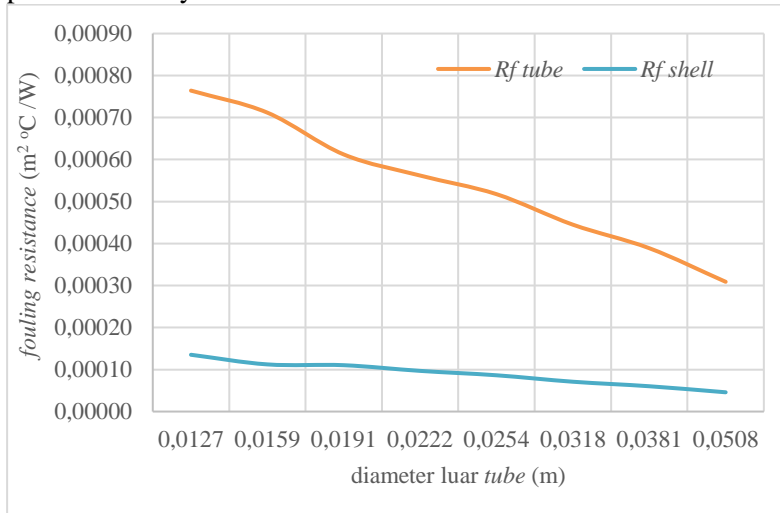
Diameter dalam *shell* mempengaruhi *fouling resistance* di *shell* dan di *tube*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *fouling resistance* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin kecil. Diameter dalam *shell* menyebabkan perubahan pada luas permukaan baik di sisi *shell* 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 4.1 Pengaruh diameter dalam *shell* terhadap *fouling resistance*

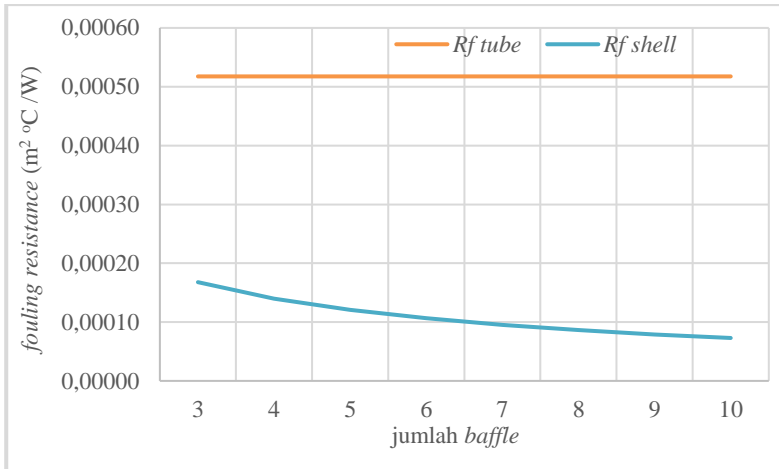
Diameter luar *tube* mempengaruhi *fouling resistance* di sisi *shell* dan *tube*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin besar diameter luar *tube* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan diameter dalam *tube* memiliki pengaruh langsung pada bilangan *Reynold* baik 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 4.2 Pengaruh diameter luar *tube* 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.



Gambar 4.3 Pengaruh jumlah *baffle* terhadap *fouling resistance*

4.2.3 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:

- Jumlah populasi

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

- 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.

- 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 <i>shell</i>	= 0,6 m – 0,9 m
diameter luar <i>tube</i>	= 0,0220 m – 0,0270 m
jumlah <i>baffle</i>	= 5 - 10

- Iterasi

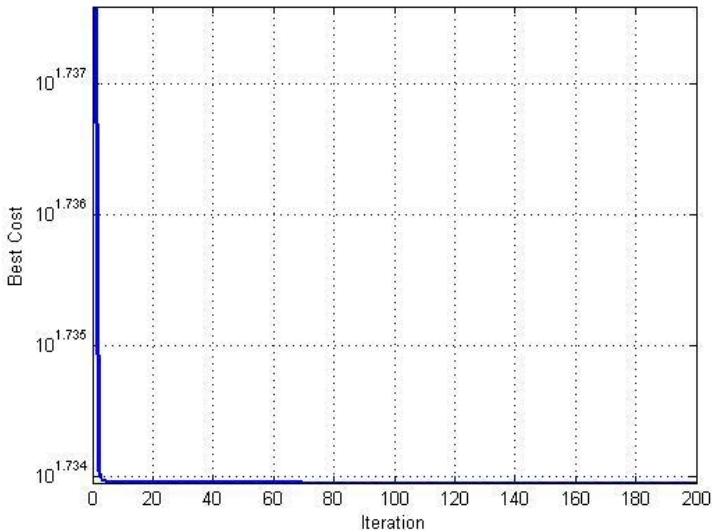
Iterasi digunakan untuk menentukan jumlah perputaran proses optimisasi. Pada tugas akhir ini digunakan 200 kali iterasi. Hal ini ditentukan berdasarkan grafik hasil optimisasi pada *software* MATLAB yang telah menunjukkan nilai yang konstan pada iterasi ke 200. Apabila grafik telah konstan dan hasil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

4.3 Optimisasi Desain *Heat Exchanger*

4.3.1 Hasil Optimisasi Desain *Heat Exchanger* dengan Metode PSO

Optimisasi *heat exchanger* dilakukan dengan menggunakan metode *Particle Swarm Optimization* (PSO). PSO dikatakan mencapai optimum apabila pada beberapa iterasi terakhir tidak terdapat perubahan nilai fungsi objektif. Optimisasi dengan metode PSO didasarkan pada evaluasi fungsi *fitness* dari setiap individu. Fungsinya yaitu teknik optimisasi dengan cara menghitung secara terus menerus calon solusi dengan menggunakan suatu acuan kualitas.

Optimisasi dilakukan dengan batas atas diameter dalam *shell* 0,9 dan batas bawah 0,6 sedangkan batasan atas diameter luar *tube* 0,027 dan batas bawah 0,022 dan batas atas jumlah *baffle* 10 dan batas bawah 5. Optimisasi dengan PSO dilakukan sampai iterasi yang didapatkan tidak mengalami perubahan nilai. Hasil optimisasi sudah dikatakan optimal saat nilai fungsi obyektif sudah tidak mengalami perubahan pada iterasi optimisasi PSO dengan menggunakan *software* MatLab. Iterasi pada proses optimisasi dapat dilihat pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 Hasil iterasi nilai diameter dalam *shell*, diameter luar *tube* dan jumlah *baffle*

4.3.2 Hasil Perbandingan antara Sebelum dan Sesudah Optimisasi

Pada optimisasi desain heat exchanger, objective function untuk memaksimalkan *overall heat transfer coefficient* (U), dengan *constraint* Q yang dioptimisasi lebih rendah dengan Q desain *heat exchanger* dan *pressure drop* (ΔP) hasil optimisasi lebih kecil dari desain *heat exchanger*. Perbandingan nilai *overall heat transfer coefficient* (U), *constraint* (Q) dan *pressure drop* (ΔP) dapat dilihat pada Tabel 4.4.

Pada Tabel 4.4 menunjukkan bahwa kenaikan *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh naiknya *film heat transfer coefficient* (h) pada sisi *shell* dan *tube* pada *heat exchanger*. Kenaikan *film heat transfer coefficient* pada sisi *shell* and *tube* dipengaruhi oleh *Nuselt number* (Nu) yang mengalami kenaikan karena *Reynold number* pada sisi *shell* and *tube* mengalami kenaikan. Saat *Reynold number* mengalami kenaikan maka akan menyebabkan naiknya *velocity*. Saat *velocity* naik maka

akan menyebabkan kenaikan *pressure drop* pada sisi *shell and tube*.

Tabel 4.4 Perbandingan nilai *objective function* sebelum dan sesudah optimisasi

Variabel	Satuan	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
Hs	w/m ² oC	960.714	971.6029	1%
Ht	w/m ² oC	453.9756	435.1075	-4%
Uf	w/m ² oC	46.84	47.6448	2%
Ao	m ²	91.06	84.8872	-7%
Ps	psi	0.02334	0.02078	-12%
Pt	psi	0.00205	0.0020	0%

Pada optimisasi ini diharapkan mampu mencari *overall heat transfer coefficient* tanpa menyebabkan kenaikan *pressure drop* pada bagian *shell and tube* oleh karena itu hasil optimisasi menggunakan PSO mendapatkan hasil yang meningkatkan *overall heat transfer coefficient* tanpa menaikkan *pressure drop* pada bagian *shell*

4.3.3 Analisa Hasil Optimisasi

Pada hasil optimisasi geometri dengan menggunakan PSO algoritma diketahui bahwa tiga variable yang dioptimisasi yaitu d_o , Nb dan D_s mengalami perubahan yakni d_o dan D_s mengalami kenaikan sementara Nb mengalami penurunan. Hasil optimisasi dari *heat exchanger* pada PLTN HTGR menunjukkan perubahan yaitu Perubahan geometri karena pengaruh dari nilai variabel yang dioptimisasi berpengaruh pada hasil optimisasi fungsi obyektif yaitu *overall heat transfer coefficient*.

Pada sisi *tube*, ketika diameter luar *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* (Nt). Jumlah *tube* (Nt) yang berkurang akan menyebabkan luas permukaan *tube* (At) juga akan berkurang. Geometri luas permukaan *tube* (At) ini mempengaruhi langsung

pada nilai *Reynold Number* (Re). Sementara 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* (S_m) juga akan turun. *Crossflow area* pada sisi *shell* (S_m) menyebabkan bilangan *Reynold number* pada sisi *shell* (Res) meningkat. Saat *Reynold number* meningkat pada aliran fluida dalam *shell* dan *tube* maka dapat disimpulkan aliran fluida *turbulence*, hal ini akan menyebabkan perataan distribusi temperature merata sehingga meningkatkan *overall heat transfer coefficient*.

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Optimisasi *Heat Exchanger* pada desain Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir (PLTN) HTGR dengan merode *segmental baffle* didapatkan hasil sebagai berikut.

1. Hasil optimisasi mengakibatkan luas permukaan (A_o) *heat exchanger* menjadi lebih kecil menjadi 84.887 atau 7% lebih kecil dari disain sebelumnya 91.06 m^2 .
2. Hasil optimisasi berhasil menoptimalkan kerja dari *Heat exchanger* dengan menurunkan *pressuredrop* (ps) pada sisi *shell* sebesar 14%, dan menaikkan koefisien perpindahan panas (U_f) dari $46.48 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ menjadi $47.45 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.2 Saran

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

1. Optimisasi *heat exchanger* dengan menggunakan model selain *shell and tube heat exchanger*.
2. Optimisasi *heat exchanger* dengan menggunakan metode selain *segmental baffle*.
3. Optimisasi *heat exchanger* dengan sistem PLTN selain HTGR.

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

		Output Summary		Page 1	
Released to the following HTRI Member Company:					
ITS rozi					
Xist E Ver. 6.00 07/08/2018 16:43 SN: Vals100+					
US Units					
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles					
See Data Check Messages Report for Warning Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			Steam		helium
Flow rate (1000-lb/hr)			42,0000		140,000
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		1,000	0,000	1,000	1,000
Inlet/Outlet T (Deg F)		321,80	986,00	1272,74	460,58
Inlet P/Avg (psia)		819,754	787,411	371,877	334,904
dP/Allow. (psi)		64,686	0,351	73,947	0,351
Fouling (ft2-hr-F/Btu)			0,00042		0,00258
Exchanger Performance					
Shell h (Btu/ft2-hr-F)		22,38	Actual U (Btu/ft2-hr-F)		19,93
Tube h (Btu/ft2-hr-F)		1308,97	Required U (Btu/ft2-hr-F)		151,04
Hot regime (--) Sens. Gas			Duty (MM Btu/hr)		7,5761
Cold regime (--) Area			(ft2)		430,344
EMTD (Deg F)		255,8	Overdesign (%)		-86,80
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type (--)		BEU	Baffle type (--)		Single-Seg.
Shell ID (inch)		23,6220	Baffle cut (Pct Dia.)		26,40
Series (--)		1	Baffle orientation (--)		Parallel
Parallel (--)		1	Central spacing (inch)		19,6850
Orientation (deg)		0,00	Crosspasses (--)		10
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type (--)		Plain	Shell inlet (mm)		438,151
Tube OD (mm)		26,500	Shell outlet (mm)		438,151
Length (m)		5,000	Inlet height (mm)		134,925
Pitch ratio (--)		1,2500	Outlet height (mm)		147,625
Layout (deg)		30	Tube inlet (mm)		488,951
Tube count (--)		94	Tube outlet (mm)		488,951
Tube Pass (--)		2			
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	89,07	Shellside	12,50	A	0,000
Tube	1,93	Tubeside	67,90	B	0,088
Fouling	7,34	Crossflow	42,79	C	0,008
Metal	1,66	Window	69,25	E	0,053
				F	0,851

B. Koding *Objektif Function*

```

function uf=lulusayeuna(x)
% close all
% clear all
% clc

%variabel optimisasi

% do=0.0254;
% nb=8;
% ds=0.7;

ds=x(1); %diameter shell(m)
do=x(2); %diameter luar tube(m)
nb=x(3); %jumlah baffle

%tube side
lbi=0.462; %jarak baffle inlet(m)
lbo=0.915; %jarak baffel outlet(m)
di=do-(2*0.00277); %diameter dalam tube (m)
ltp=1.25*do; %jarak antar tube (m)
lbb=(12+0.005*ds)/1000; %clearance antara
bundle dan shell (m)
dotl=ds-lbb; %diameter tube bank outer (m)
dctl=dotl-do; %Diameter bundle (m)
nt=(0.3008*(dctl^2))/(ltp^2); %jumlah tube
at=((22/7)*(di^2)*nt)/4; %luas permukaan
tube (m2)
gt=((4.4*1.38/4)*2)/at; %kecepatan aliran
massa pada tube (kg/ s m2)
ret=(gt*di)/0.0024145; %bilangan Reynold
pada tube
prt=4.972*0.002415/0.0000517; %Nilai Prandtl
pada tube
ht=(0.023*(ret^0.8)*(prt^0.4)*(0.0000517/di)
*1.008700185)*3600*1.163; %koefisien perpindahan
panas pada sisi tube (w/m2 oC)

%shell side

```

```

lta=4.5; %jarak antara sisi tube luar dg
outer tube bend radius(m)
lbc=(lta/(nb+1)); %jarak antar baffle (m)
lti=((nb-1)*lbc)+lbi+lbo; %jarak antara sisi
tube luar dg baffle terdekat(m)
tetads=2.158476633; %Sudut kemiringan pada
baffle cut
tetactl=2*(acos((ds/dctl)*(1-
(2*26.4/100))))); %sudut kemiringan bagian atas
pada baffle cut
sm=lbc*((lbb+(dctl/ltp)*(ltp-do)); %luas
aliran crossflow pada sisi shell (m2)
fw=(tetactl/(2*(22/7)))-
((sin(tetactl))/(2*(22/7))); %nilai fraksi
tube pada jendela baffle
fc=1-(2*fw); %nilai fraksi tube pada pure
crossflow
ntcc=(ds/ltp)*(1-(2*26.4/100)); %jumlah
efektif tube rows pada crossflow
sb=lbc*(ds-dotl+0); %luas bundle ke shell
(m2)
fsbp=(sb/sm); %perbandingan antara luas area
by pass dengan luas crossflow keseluruhan
lsb=(3.1+(0.004*ds))/1000; %Diameter
clearance antara diameter shell dengan diameter
baffle (m)
ssb=(22/7)*ds*(lsb/2)*(((2*(22/7))-
(2*tetads))/(2*(22/7))); %luas kebocoran shell
ke baffle (m2)
stb=((22/7)/4)*(((do+0.00079)^2)-
(do^2))*nt*(1-fw); %luas kebocoran tube ke
baffle (m2)
jc=0.55+(0.72*fc); %Faktor koreksi pada
baffle cut dan jarak antar baffle
rs=ssb/(ssb+stb); %parameter korelasi
rlm=(ssb+stb)/sm; %parameter korelasi
jl=(0.44*(1-rs))+((1-(0.44*(1-rs)))*exp(-
2.2*rlm)); %faktor koreksi akibat efek kebocoran
baffle antara shell ke baffle dan tube ke baffle
gs=(3.679)/sm; %kecepatan aliran massa pada
shell (kg/ s m2)

```

```

    res=(gs*do)/0.00001855;    %bilangan Reynold
pada shell
    jb=exp((-1.35*fsbp*(1-(2*rs))));    %faktor
koreksi pada bundle by pass flow
    jr=1;    %faktor koreksi yang merugikan
temperatur gradien pada aliran laminar
    libintang=lbi/lbc;    %perbandingan jarak
baffle inlet dengan jarak baffle dalam shell (m)
    lobintang=lbo/lbc;    %perbandingan antara
jarak baffle outlet dengan jarak baffle dalam
shell (m)
    js=((nb-1)+(libintang^(1-
0.6))+(lobintang^(1-0.6)))/((nb-1)+(libintang-
1)+(lobintang-1)); %faktor koreksi pada variabel
jarak baffle sisi inlet dan outlet
    prs=(0.000099*14.914732)/0.0000169;    %Nilai
Prandtl pada shell
    ji=0.236*(res^(-0.346));    %parameter ideal
Colburn
    hi=(ji*14.914732*gs*0.97/(prs^(2/3)))*(3600*
1.163); %koefisien perpindahan panas ideal pada
sisi shell (W/ m2 OC)
    hs=hi*jc*jl*jb*js*jr; %koefisien perpindahan
panas pada shell (W/ m2 OC)

    %pressure drop
    fs=exp(0.576-(0.19*log(res)));    %faktor
friksi pada shell
    ps=((fs*(gs^2)*ds*(nb+1))/(456.24*do*0.8))*0
.00001019716213*14.2233;    %pressure drop sisi
shell (kg/cm2)
    ft=((1.58*log(ret))-3.28)^(-2);    %faktor
friksi pada tube
    pt(((2*ft*6^2/di)+(2^2))*1.8275*(1.39^2))*0
.00001019716213*14.2233;    %pressure drop sisi
tube (kg/cm2)

    %fouling
    alfa=277.8;
    ea=48;

```

```

gamma=(4.17*(10^(-13)));
r=0.008314;

drft=(alfa*(ret^(-0.8))*(prt^(-
1/3))*(0.000151542)-(gamma*(ret^0.8)));
%resistansi fouling pada sisi tube (m2 K/J)
rftu=(drft*300);

drfs=(alfa*(res^(-0.8))*(prs^(-
1/3))*(7.51479*(10^(-6)))-(gamma*(res^0.8)));
%resistansi fouling pada sisi shell (m2 K/J)
rfsh=(drfs*300);

rf=(rftu+rfsh);

cond=(do*(log(do/di)))/(2*20.8);
%perpindahan panas konduksi (m2 oC /W)
uf=1/((do/(di*ht))+((do*rftu)/di)+cond+rfsh+
(1/hs)); %koefisien perpindahan panas
keseluruhan pada kondisi terjadi fouling (W/ m2
oC )

%heat duty
ao=((22/7)*do*lti*nt*2); %luas permukaan
perpindahan panas (m2)
lmtdcorr=44.10817186; %Log Mean Temperature
Difference corrected (oC)
q=(uf*lmtdcorr*ao)/1000000000; %heat duty
(GW)

```



```

    c1=1.5;                % Personal Learning
Coefficient
    c2=2.0;                % Global Learning
Coefficient

    % If you would like to use Constriction
Coefficients for PSO,
    % uncomment the following block and comment
the above set of parameters.

    % % Constriction Coefficients
    % phi1=2.05;
    % phi2=2.05;
    % phi=phi1+phi2;
    % chi=2/(phi-2+sqrt(phi^2-4*phi));
    % w=chi;                % Inertia Weight
    % wdamp=1;              % Inertia Weight Damping
Ratio
    % c1=chi*phi1;         % Personal Learning
Coefficient
    % c2=chi*phi2;         % Global Learning
Coefficient

    % Velocity Limits
VelMax=0.1*(VarMax-VarMin);
VelMin=-VelMax;

%% Initialization

empty_particle.Position=[];
empty_particle.Cost=[];
empty_particle.Velocity=[];
empty_particle.Best.Position=[];
empty_particle.Best.Cost=[];

particle= repmat(empty_particle,nPop,1);

GlobalBest.Cost=inf;

```

```
for i=1:nPop

    % Initialize Position

    particle(i).Position=unifrnd(VarMin,VarMax,VarSize);

    % Initialize Velocity
    particle(i).Velocity=zeros(VarSize);

    % Evaluation

    particle(i).Cost=CostFunction(particle(i).Position);

    % Update Personal Best

    particle(i).Best.Position=particle(i).Position;
    particle(i).Best.Cost=particle(i).Cost;

    % Update Global Best
    if particle(i).Best.Cost<GlobalBest.Cost

        GlobalBest=particle(i).Best;

    end

end

BestCost=zeros(MaxIt,1);

%% PSO Main Loop

for it=1:MaxIt

    for i=1:nPop

        % Update Velocity
```

```

        particle(i).Velocity =
w*particle(i).Velocity ...

+c1*rand(VarSize).* (particle(i).Best.Position-
particle(i).Position) ...

+c2*rand(VarSize).* (GlobalBest.Position-
particle(i).Position);

        % Apply Velocity Limits
        particle(i).Velocity =
max(particle(i).Velocity, VelMin);
        particle(i).Velocity =
min(particle(i).Velocity, VelMax);

        % Update Position
        particle(i).Position =
particle(i).Position + particle(i).Velocity;

        % Velocity Mirror Effect

IsOutside=(particle(i).Position<VarMin |
particle(i).Position>VarMax);
        particle(i).Velocity(IsOutside)=-
particle(i).Velocity(IsOutside);

        % Apply Position Limits
        particle(i).Position =
max(particle(i).Position, VarMin);
        particle(i).Position =
min(particle(i).Position, VarMax);

        % Evaluation
        particle(i).Cost =
CostFunction(particle(i).Position);

        % Update Personal Best
        if
particle(i).Cost<particle(i).Best.Cost

```

```

particle(i).Best.Position=particle(i).Position;
particle(i).Best.Cost=particle(i).Cost;

        % Update Global Best
        if
particle(i).Best.Cost<GlobalBest.Cost

                GlobalBest=particle(i).Best;

        end

    end

end

    BestCost(it)=GlobalBest.Cost;

    disp(['Iteration ' num2str(it) ': Best
Cost = ' num2str(BestCost(it))]);

    w=w*wdamp;

end


BestSol = GlobalBest;

%% Results

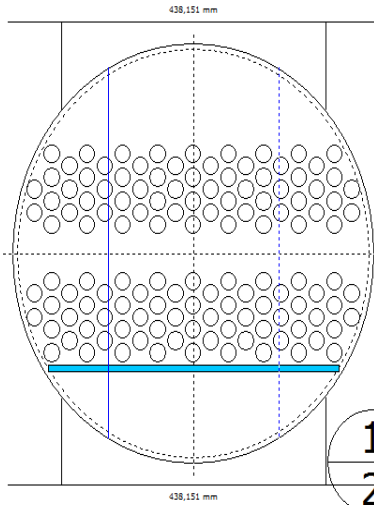
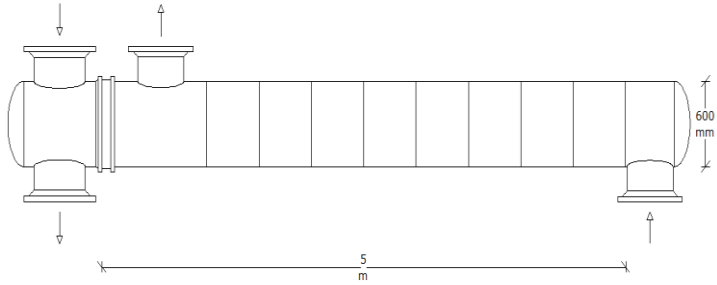
figure;
%plot(BestCost,'LineWidth',2);
semilogy(BestCost,'LineWidth',2);
xlabel('Iteration');
ylabel('Best Cost');
grid on;
save ('PSOalone.mat')

```


D. Hasil Desain

		Output Summary		Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company: ITS Afin Osi Adista			
Xist E Ver. 6.00 24/01/2019 11:47 SN: Vals100+				US Units	
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEU Shell With Single-Segmental Baffles					
See Data Check Messages Report for Warning Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			Steam		helium
Flow rate (1000-lb/hr)			42,0000		140,000
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		1,000	0,000	1,000	1,000
Inlet/Outlet T (Deg F)		321,80	986,00	1272,74	460,58
Inlet P/Avg (psia)		819,754	788,570	371,877	338,719
dP/Allow. (psi)		62,368	0,351	66,316	0,351
Fouling (ft2-hr-F/Btu)			0,00042		0,00258
Exchanger Performance					
Shell h (Btu/ft2-hr-F)		22,02	Actual U (Btu/ft2-hr-F)		19,64
Tube h (Btu/ft2-hr-F)		1255,03	Required U (Btu/ft2-hr-F)		148,21
Hot regime (-)	Sens. Gas		Duty (MM Btu/hr)		7,5761
Cold regime (-)			Area (ft2)		438,435
EMTD (Deg F)	255,9		Overdesign (%)		-86,75
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type (-)		BEU	Baffle type (-)		Single-Seg.
Shell ID (inch)		23,6220	Baffle cut (Pct Dia.)		26,40
Series (-)		1	Baffle orientation (-)		Parallel
Parallel (-)		1	Central spacing (inch)		19,6850
Orientation (deg)		0,00	Crosspasses (-)		10
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type (-)		Plain	Shell inlet (inch)		17,2500
Tube OD (inch)		1,0630	Shell outlet (inch)		17,2500
Length (ft)		16,404	Inlet height (inch)		5,1988
Pitch ratio (-)		1,2500	Outlet height (inch)		5,6988
Layout (deg)		30	Tube inlet (inch)		19,2500
Tube count (-)		94	Tube outlet (inch)		19,2500
Tube Pass (-)		2			
Thermal Resistance; %		Velocities; ft/sec		Flow Fractions	
Shell	89,20	Shellside	40,28	A	0,000
Tube	1,97	Tubeside	212,53	B	0,088
Fouling	7,20	Crossflow	139,31	C	0,008
Metal	1,63	Window	229,01	E	0,051
				F	0,852

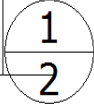
TEMA type	BEU
Shell diameter	600 mm
Tube length	5 m
Dry weight	3629 kg/shell
Wet weight	5858 kg/shell
Bundle weight	1151 kg/shell



TEMA type	BEU
Shell diameter	600,000 mm
Outer tube limit	583,781 mm
Height under inlet nozzle	132,051 mm
Height under outlet nozzle	144,751 mm
Tube type	Plain
Tube diameter	27,000 mm
Tube pitch	33,750 mm
Tube layout angle	30
Number of tubes (specified)	94
Number of tubes (calculated)	122
Number of tie rods	6
Number of seal strip pairs	2
Number of passlane seal rods	3
Number of passes	2
Parallel passlane width	54,000 mm
Baffle cut % diameter	26.4

TUBEPASS DETAILS			
Pass	Rows	Tubes	Plugged
1	7	64	0
2	7	64	0

- SYMBOL LEGEND
- Tube
 - ⊗ Plugged tube
 - ⊙ Tie rod
 - ⊕ Impingement rod
 - ⊖ Dummy tube
 - Seal rod
 - Seal strip/Skid bar



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Malang, 08 September 1995, Indonesia dan merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis bertempat tinggal di Perumahan Bumi Sariwangi Blok J no 18, Prongpong, Sariwangi, Bandung Barat, Jawa Barat. Pada tahun 2001 penulis mengenyam pendidikan di SD Negeri Ciujung 3 Bandung, selanjutnya pada 2007, penulis meneruskan sekolah di SMP Negeri 1 Batam Kota, dan setelah lulus pada 2010, meneruskan ke SMAT Krida Nusantara Bandung. Penulis lulus tahun 2013 dan selanjutnya memasuki dunia perkuliahan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya tepatnya di Program Studi S1 Teknik Fisika.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami adalah bidang rekayasa instrumentasi dan kontrol. Pada bulan Januari 2019 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Optimisasi Desain *Heat Exchanger Shell and Tube* Pada Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir *High-Temperature Gas-Cooled Reactor* Dengan Menggunakan *Segmental Baffle*.**

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