



TUGAS AKHIR TF 181801

**OPTIMISASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER DI PLTN
HTGR MENGGUNAKAN METODE *STOCHASTIC
ALGORITHM***

**Fandi Kurniawan Saputra
NRP 0231154000029**

**Dosen Pembimbing
Ir. Matradji M.Sc.**

**PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT - TF181801

***DESIGN OPTIMIZATION OF HELICAL BAFFLE
IN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER AT
PLTN HTGR USING STOCHASTIC ALGORITHM***

**FANDI KURNIAWAN SAPUTRA
NRP 0231154000029**

**Supervisor
Ir. Matradji, M.Sc.**

**DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Fandi Kurniawan Saputra
NRP : 0231154000029
Departemen/Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya yang berjudul "OPTIMISASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* DI PLTN HTGR MENGGUNAKAN METODE *STOCHASTIC ALGORITHM*" adalah bebas 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, 26 Juli 2019

Yang membuat pernyataan,



Fandi Kurniawan Saputra
NRP. 0231154000029

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**OPTIMISASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE* HEAT EXCHANGER DI PLTN HTGR
MENGUNAKAN METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

Oleh:

FANDI KURNIAWAN SAPUTRA
NRP 0231154000029

Surabaya, 28 Juli 2019
Mengetahui/Menyetujui

Pembimbing



Ir. Matradji M.Sc.
NIP. 19560720 198503 1 003

**Kepala Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhamad Hatta, ST., MSi., Ph.D.
NIPN. 19780902 200312 1 002

Halaman ini sengaja dikosongka

LEMBAR PENGESAHAN

**OPTIMISASI DESAIN HELICAL BAFFLE PADA SHELL
AND TUBE HEAT EXCHANGER DI PLTN HTGR
MENGUNAKAN METODE STOCHASTIC ALGORITHM**

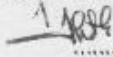

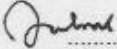
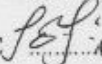
TUGAS AKHIR

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

Oleh :

FANDI KURNIAWAN SAPUTRA
NRP. 0231154000029

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Matradji, M.Sc.  (Pembimbing)
2. Hendra Cordova, S.T., M.T.  (Ketua Penguji)
3. Ir. Zulkifli, M.Sc.  (Penguji 1)
4. Moh. Kamalul Wafi, S.T., M.Sc.DIC  (Penguji 2)

SURABAYA
28 Juli, 2019

Halaman ini sengaja dikosongkan

**OPTIMISASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* DI PLTN HTGR
MENGUNAKAN METODE *STOCHASTIC ALGORITHM***

Nama Mahasiswa : Fandi Kurniawan Saputra
NRP : 0231154000029
Program Studi : S1 Teknik Fisika,
Jurusan : 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 Pada PLTN *heat exchanger* digunakan untuk menukar panas helium yang dikeluarkan oleh reaktor dengan air agar berubah menjadi uap air yang nantinya akan memutar turbin untuk menghasilkan listrik. Performansi dari *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan mengubah arah aliran fluida di sisi *shell* dengan menggunakan *helical baffle*. Untuk itu dilakukan optimisasi dengan menggunakan metode *stochastic algorithm* agar didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi dan *shell pressure drop* yang rendah. Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan menggunakan *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm* didapatkan hasil optimisasi lebih baik dengan nilai *overall heat transfer coefficient* sebesar 373,774 W/m² K dan *shell pressure drop* 1,99 kPa.dari metode *Genetic Algorithm*.

kata kunci : *heat exchanger, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop*

Halaman ini sengaja dikosongkan

**DESIGN OPTIMIZATION OF HELICAL BAFFLE IN
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER AT PLTN
HTGR USING STOCHASTIC ALGORITHM**

Student Name : Fandi Kurniawan Saputra
NRP : 0231154000029
Departement : EGINEERING PHYSICS
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. Nuclear power plant use heat exchangers for exchange heat between helium which produced by reactor and water to transform to steam for supply the turbin to produce the electricity. The performance of the shell and tube heat exchanger can be seen from the overall heat transfer coefficient generated by the heat exchanger itself. To increase the value of overall heat transfer coefficient is done by changing the direction of fluid flow on the shell side by using helical baffles. To increase overall heat transfer coefficient while maintaining low shell pressure drop, design optimization was done using stochastic algorithm method. From the optimization result which use Genetic Algorithm and Duelist Algorithm, the overall heat transfer coefficient is 373,774 W/m² K and the shell pressure drop is 1,99 kPa. from Genetic Algorithm method.

keywords : heat exchanger, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis kepada Tuhan, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir ini. Tidak lupa juga penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada keluarga dan para sahabat. Oleh karena dukungan mereka, penulis mampu menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

“OPTIMISASI DESAIN *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* DI PLTN HTGR MENGGUNAKAN METODE STOCHASTIC ALGORITHM”

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. Kedua orang tua penulis yang kebaikannya pada penulis tidak mungkin bisa penulis balas meski sampai penulis telah tiada.
2. Ir. Matradji M.Sc. sekaligus pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan semangat dan ide ide baru.
3. Totok Ruki Biyanto, ST. MT. PhD selaku dosen yang memberi masukan dan arahan serta semangat dan ide ide baru.
4. Tim penguji yang telah memberikan saran dan perbaikan paper pada tugas akhir ini.
5. Bapak Ir. Ya,umar M.T. selaku dosen wali penulis.
6. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di departemen Teknik Fisika - ITS.
7. Segenap karyawan TU di jurusan Teknik Fisika - ITS
8. Keluarga besar Warga HMTF-ITS, yang senantiasa memberikan motivasi dan perhatian.
9. Teman-teman angkatan 2015 dan adik-adik angkatan 2016, 2017, dan 2018.
10. Temen-temen pengurus lab dari Laboratorium Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol

11. Rekan-rekan seperjuangan TA yang telah mendukung secara mental-batin dan memberikan bantuan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.
12. Pak Sam, Bu Sam, Bu Jus, Babe Jali, Bu Tanti, dan Cak Pin, yang banyak berjasa kepada penulis.
13. Orang-orang diluar sana yang namanya tidak bisa dituliskan yang sudah memberikan dorongan dan motivasi.

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, 1 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

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
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Permasalahan.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Lingkup Kerja.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Heat Exchanger.....	5
2.2 Shell and Tube Heat Exchanger.....	6
2.3 Konstruksi Shell and Tube Heat Exchanger.....	7
2.4 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	12
2.5 Pemodelan Fouling Resistance.....	15
2.6 Stochastic Algorithm.....	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	21
3.1 Pengambilan Data Desain <i>Heat Exchanger</i>	22
3.2 Pemodelan Fungsi Tujuan Optimisasi.....	23
3.3 Pemodelan Heat Exchanger.....	24
3.4 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan.....	28
3.5 Pemodelan Fouling.....	30
3.6 Validasi Pemodelan Heat Exchanger dan Fouling Resistance.....	31
3.7 Optimisasi Overall Heat Transfer Coefficient pada Shell and Tube Heat Exchanger.....	31
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	33
4.1 Hasil Pemodelan Desain Awal <i>Heat Exchanger</i>	33
4.2 Analisa Sensitivitas Variabel Optimisasi.....	34
4.3 Optimisasi Overall <i>Heat transfer coefficient</i> pada Shell and Tube Heat Exchanger dengan Helical Baffle.....	37

BAB V PENUTUP.....	43
5.1 Kesimpulan.....	43
5.2 Saran.....	43
DAFTAR PUSTAKA.....	45
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aliran pada <i>heat exchanger</i>	5
Gambar 2.2	Skema <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
Gambar 2.3	Desain <i>U-tube</i>	7
Gambar 2.4	Desain <i>fixed tube sheet</i>	7
Gambar 2.5	Desain <i>floating head</i>	8
Gambar 2.6	<i>Horizontal cut single segmental baffle</i>	9
Gambar 2.7	<i>Vertical cut single segmental baffle</i>	9
Gambar 2.8	Desain 3D <i>helical baffle</i>	10
Gambar 2.9	Komponen utama dalam <i>shell and tube heat exchanger</i>	10
Gambar 2.10	TEMA <i>shell and tube heat exchanger</i>	11
Gambar 2.11	Diagram alir GA	16
Gambar 2.12	Diagram alir DA	18
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	21
Gambar 3.2	<i>Layout helical baffle</i>	25
Gambar 4.1	Grafik pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall coefficient heat transfer</i>	35
Gambar 4.2	Grafik pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall coefficient heat transfer</i>	36
Gambar 4.3	Grafik pengaruh sudut <i>helical baffle</i> terhadap nilai <i>shell pressure drop</i> dan nilai <i>overall coefficient heat transfer</i>	37
Gambar 4.4	Grafik hasil optimisasi menggunakan metode <i>Genetic Algorithm</i>	38
Gambar 4.5	Grafik hasil optimisasi menggunakan metode <i>Duelist Algorithm</i>	39

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	<i>Properties</i> fluida pada <i>shell and tube heat exchanger</i>	22
Tabel 3.2	Geometri <i>shell and tube heat exchanger</i>	22
Tabel 4.1	Tabel perbandingan nilai pemodelan HE dan hasil HTRI	33
Tabel 4.2	Perbandingan geometri <i>heat exchanger</i> dan <i>fouling</i> <i>resistance</i> sebelum dan sesudah optimisasi	39

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR NOTASI

Variabel	Satuan	Keterangan
h_t	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>
h_s	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>
Nu_t		Bilangan <i>Nusselt</i> pada sisi <i>tube</i>
Nu_s		Bilangan <i>Nusselt</i> pada sisi <i>shell</i>
Re_t		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>tube</i>
Re_s		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>shell</i>
Pr_t		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>tube</i>
Pr_s		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>shell</i>
Q	MW	<i>Heat duty</i>
U_f	$W /m^2 \text{ } ^\circ C$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi <i>fouling</i>
A_o	m^2	Luas permukaan keseluruhan <i>heat exchanger</i>
$LMTD_{corr}$	$^\circ C$	<i>Log Mean Temperature Difference corrected</i>
$LMTD$	$^\circ C$	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
F		Faktor koreksi
$T_{c,i}$	$^\circ C$	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	$^\circ C$	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	$^\circ C$	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	$^\circ C$	Temperatur keluar fluida panas
α	$m^2 K / J$	Konstanta deposit
E_a	KJ / mol	Energi aktivasi
y	$m^2 K / J$	Konstanta supresi
R	$kJ / mol K$	Konstanta gas konstan
R_{fs}	$m^2 \text{ } ^\circ C /W$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
R_{ft}	$m^2 \text{ } ^\circ C /W$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>tube</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
f_s		Faktor friksi pada <i>shell</i>
f_t		Faktor friksi pada <i>tube</i>
Δp_s	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i>
Δp_t	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>tube</i>
\dot{m}_t	kg/s	Laju aliran massa fluida sisi <i>tube</i>
\dot{m}_s	kg/s	Laju aliran massa fluida sisi <i>shell</i>
ρ_t	kg/m ³	Densitas fluida pada sisi <i>tube</i>
ρ_s	kg/m ³	Densitas fluida pada sisi <i>shell</i>
μ_t	kg/ms	Viskositas fluida pada sisi <i>tube</i>
μ_s	kg/ms	Viskositas fluida pada sisi <i>shell</i>
μ_w	kg/ms	Viskositas fluida pada temperatur wall sisi <i>tube</i>
C_{p_t}	J/kg°C	<i>Specific heat</i> fluida pada sisi <i>tube</i>
C_{p_s}	J/kg°C	<i>Specific heat</i> fluida pada sisi <i>shell</i>
K_t	W/m°C	Konduktivitas termal pada sisi <i>tube</i>
K_s	W/m°C	Konduktivitas termal pada sisi <i>shell</i>
K_w	W/m°C	Konduktivitas termal material <i>tube</i>
D_s	m	Diameter dalam <i>shell</i>
N_p		Jumlah <i>tube pass</i>
N_t		Jumlah <i>tube</i>
d_o	m	Diameter luar <i>tube</i>
t_w	m	Ketebalan dinding <i>tube</i>
L_{t0}	m	Panjang <i>tube</i>
L_{tp}	m	Panjang <i>tube pitch</i>
N_b		Jumlah <i>baffle</i>
β	°	Sudut <i>helical baffle</i>
L_{bc}	m	Panjang <i>spacing central baffle</i>
d_{ct}	m	Diameter <i>central tube</i>
u_t	m/s	Kecepatan aliran fluida di sisi <i>tube</i>
u_s	m/s	Kecepatan aliran fluida di sisi <i>shell</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
A_t	m^2	<i>Crossflow area</i> pada sisi <i>tube</i>
A_s	m^2	<i>Crossflow area</i> pada sisi <i>shell</i>

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam UU No. 30 Tahun 2007 tentang energi nuklir, nuklir merupakan salah satu sumber energi baru. Dalam Perpres No. 5 Tahun 2016 serta UU No. 17 tahun 2007 tentang Rencana Pembangunan Jangka Panjang Nasional 2005-2025 (RPJP), energi nuklir termasuk salah satu alternatif dalam pemenuhan energi nasional. Hal ini memberikan peluang untuk memanfaatkan Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir (PLTN) di Indonesia. PLTN telah terbukti mampu menghasilkan tenaga yang bersih dan diandalkan dalam jumlah yang besar [1]. Hal tersebut merupakan nilai lebih dibandingkan pembangkit listrik yang menggunakan bahan bakar fosil.

Prinsip kerja PLTN adalah menghasilkan listrik dengan sumber energi yang dihasilkan dari proses reaksi nuklir (reaksi fisi) [2]. Berbeda dengan pembangkitan panas berbahan bakar fosil, peningkatan daya dengan reaksi fisi tidak memerlukan penambahan bahan bakar. Ketika reaksi fisi berantai telah tercapai, reaksi akan berlanjut terus sampai reaksi dihentikan atau secara otomatis akan sampai ke tingkat reaktivitas negatif. Peningkatan daya dicapai dengan meningkatkan jumlah neutron pada reaksi fisi dan dapat dikendalikan dengan cara menyerap kelebihan neutron tersebut dengan batang kendali atau akibat adanya efek dopper (suatu penurunan efisiensi reaksi berantai secara otomatis ketika temperatur meningkat terus). Jika tidak dikendalikan secara tepat maka daya dapat naik secara cepat dan bila tidak dihentikan maka kenaikan tersebut akan mengakibatkan kerusakan langsung pada reaktor [3]. Hal ini dialami reaktor nuklir di kota Chernobyl yang terletak di Uni Soviet pada tanggal 26 April 1986. Reaktor pada PLTN Chernobyl meledak mengakibatkan partikel radioaktif dalam jumlah besar menyebar ke seluruh Uni Soviet bagian barat dan Eropa. Oleh karena itu keamanan dalam Pembangkit Listrik Tenaga Nuklir sangat diperhatikan.

Karakteristik sistem keamanan PLTN terdiri dari : Karakteristik keselamatan inherent (*inherent safety*), sistem pasif, dan sistem aktif. Keselamatan dari suatu PLTN dijamin dengan cara menerapkan kombinasi yang baik dari ketiga sistem tersebut [3]. Salah satu penunjang dalam keselamatan PLTN adalah desain PLTN dan juga equipment yang digunakan dalam PLTN. Desain PLTN diharuskan pembangkit dan equipment yang digunakan memiliki karakteristik yang dipastikan keamanan dan keselamatannya memiliki jangka waktu yang lama sehingga dapat dioperasikan dengan baik tanpa batas kondisi dan mengurangi efek terhadap lingkungan [4]. Reaktor Nuklir merupakan salah satu equipment yang penting dalam PLTN. Reaktor nuklir merupakan equipment yang sangat diperhatikan untuk menunjang keselamatan PLTN. Dalam reaktor nuklir terjadi reaksi fisi yang berlangsung secara berantai dan menghasilkan kalor dan neutron. Agar kalor yang dihasilkan tidak melebihi batas maka digunakan bantuan aliran fluida untuk mengambil kalor tersebut. Jika batas kemampuan *jacket* pada reaktor tidak mampu menahan kalor yang dihasilkan reaksi fisi, maka terjadi pelelehan dan menyebabkan menyebarnya radioaktif ke lingkungan [5].

Equipment lain yang perlu diperhatikan selain reaktor nuklir adalah *Heat Exchanger*. *Heat Exchanger* adalah suatu alat termal yang digunakan untuk proses perpindahan panas yang melibatkan dua atau lebih fluida dengan temperatur yang berbeda. Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk memindahkan energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi [6]. *Heat Exchanger* untuk memindahkan kalor yang didapatkan dari reaksi fisi yang dibawa oleh fluida untuk merubah air umpan menjadi uap. Kegagalan *Heat Exchanger* akan mengakibatkan kalor pada reaktor melebihi kapasitas yang bisa ditampung oleh *jacket* dan menyebabkan resiko keamanan yang fatal.

Kegagalan *Heat Exchanger* disebabkan oleh pressure dan temperature yang tinggi pada saat kondisi operasi. *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 [7]. *Fouling* terjadi pada kondisi operasi akibat perubahan temperatur dan laju aliran massa. Kondisi operasi tersebut harus dijaga pada keadaan aman dengan mempertimbangkan segala kemungkinan, terutama dari sisi desain pada PLTN. Sehingga perubahan *pressure* menjadi sekecil mungkin dan *temperature* berada pada kondisi normal operasi harus terjadi dalam waktu yang hampir tak terhingga. Oleh sebab itu mendesain *Heat Exchanger* yang tepat dapat memberikan *pressure drop* dan temperatur pada kondisi operasi yang aman dalam waktu tak terhingga.

Dilakukan optimisasi desain geometri *Heat Exchanger* dengan cara mengganti *baffle* dari *Heat Exchanger* menggunakan *helical baffles* yang umumnya menggunakan *segmental baffles*. Dimana *helical baffles* memiliki *pressure drop* yang lebih rendah daripada *segmental baffles* serta meningkatkan efisiensi dari keseluruhan sistem [8].

1.2 Rumusan Permasalahan

Berdasarkan latar belakang pada tugas akhir ini maka permasalahan yang dapat diangkat adalah

- Bagaimana mendesain *heat exchanger* yang mampu memberikan keamanan kondisi operasi dalam waktu tak hingga?
- Bagaimana performansi dari sisi kondisi operasi dan realibility dari sistem yang telah di desain?

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang telah disebutkan diatas, maka tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut.

- Mendesain *heat exchanger* yang mampu memberikan keamanan kondisi operasi dalam waktu tak hingga.
- Menunjukkan performansi dari sisi kondisi operasi dan *realibility* dari sistem yang telah di desain.

1.4 Lingkup Kerja

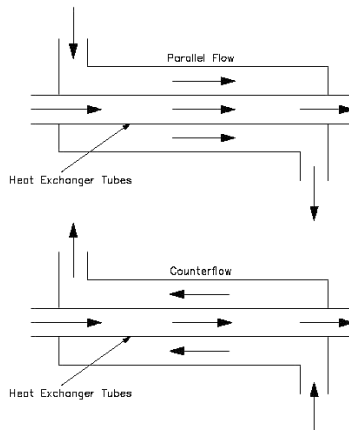
Adapun lingkup kajian pada tugas akhir ini antara lain menggunakan satu buah *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* dengan TEMA BEU. Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan *properties* fluida. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) dan *tube* (h_t), *fouling resistance* (R_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 yakni *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm*.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Heat Exchanger

Heat exchanger adalah suatu alat termal yang digunakan dalam proses perpindahan panas dua atau lebih fluida yang memiliki temperatur yang berbeda. 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 [6]. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [9].

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 [9].

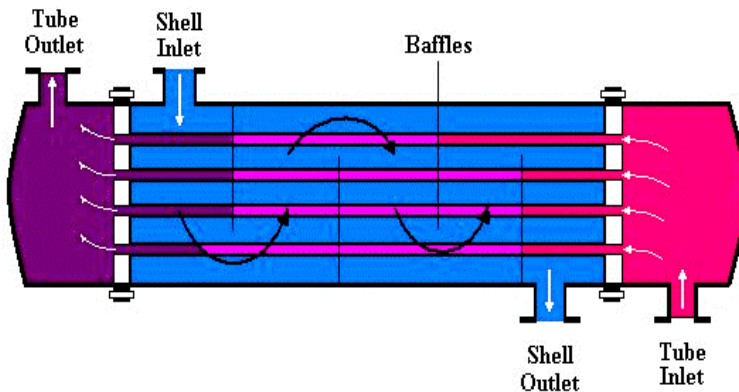


Gambar 2.1 Aliran pada heat exchanger (a) parallel flow dan (b) counter flow [10]

Pada *heat exchanger* fluida panas dan dingin dapat mengalir searah (*co-current flow* atau *paralel 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. [10]

2.2 Shell and Tube Heat Exchanger

Shell and tube heat exchanger adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang biasanya digunakan oleh perusahaan industri seperti minyak dan gas karena *heat exchanger* ini dapat bekerja pada kondisi tekanan relatif tinggi (lebih besar dari 30 bar), memiliki permukaan perpindahan panas per satuan volume yang lebih besar dan lebih mudah dalam proses pembersihan [11]. *Shell and tube heat exchanger* terdiri dari sebuah *shell* yang di dalamnya disusun *tube* dengan rangkaian tertentu untuk mendapatkan luas permukaan yang optimal [12]. Fluida mengalir di *shell* maupun *tube* sehingga terjadi perpindahan panas antara fluida dengan dinding *tube* sebagai perantara.



Gambar 2.2 Skema *shell and tube heat exchanger*

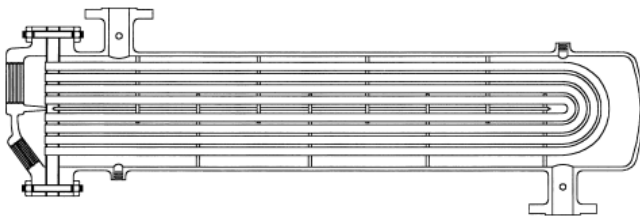
2.3 Konstruksi Shell and Tube Heat Exchanger

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

- *Tube*

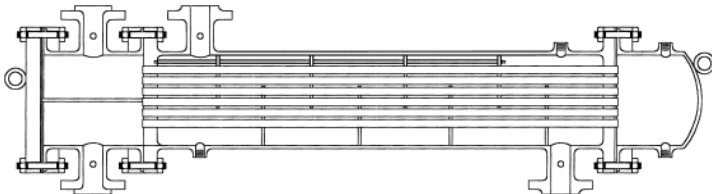
Berbentuk pipa silinder sebagai media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya sekaligus sebagai pemisah antara fluida di dalam *tube* dengan fluida di dalam *shell*. Kumpulan dari beberapa *tube* diikat oleh *tube bundle*.

Terdapat tiga *jenis* desain tube, yaitu *U-tube*, *fixed tube sheet*, dan *floating head*. Tujuan desain adalah untuk mengakomodasi ekspansi termal, proses pembersihan yang mudah, atau biaya konstruksi yang rendah.



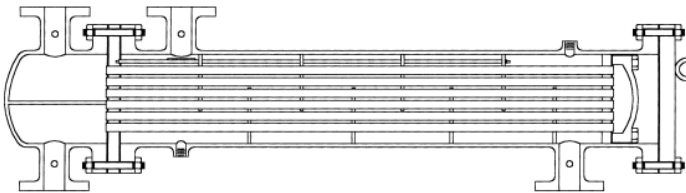
Gambar 2.3 Desain U-tube [9]

U-tube (Gambar 2.3) mempunyai biaya konstruksi yang rendah karena hanya memerlukan satu *tube sheet*. Tetapi sisi *tube* tidak dapat dibersihkan secara mekanikal karena lekukan U pada sisi *tube*, sehingga fluida yang mengalir pada sisi *tube* biasanya fluida yang bersih. U-tube juga digunakan bila diperlukan ekspansi termal yang tinggi.



Gambar 2.4 Desain fixed tube sheet [9]

Fixed tube sheet (Gambar 2.4) adalah yang paling banyak digunakan, pada desain jenis ini sisi depan dan belakang shell dilas langsung terhadap *tube sheet* sehingga bundel *tube* tidak dapat dibersihkan. Jenis ini biasa digunakan dalam kondisi fluida yang mengalir di sisi *shell* bersih, dan pembongkaran bundel *tube* tidak diperlukan.



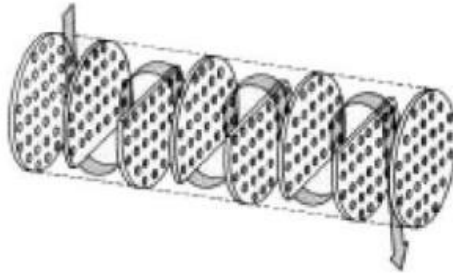
Gambar 2.5 Desain floating head [9]

Pada jenis *floating head* terdapat satu *tube sheet* yang tetap biasa pada pagian depan dan *tube sheet* satunya dapat mengapung bebas untuk mengakomodasi ekspansi termal.

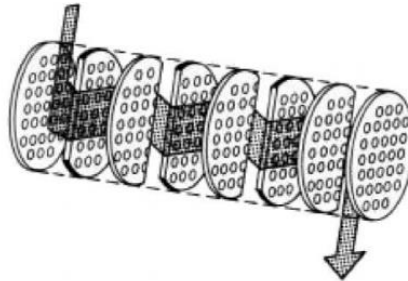
- *Baffle*

Baffle mempunyai dua fungsi, yang pertama dan paling penting adalah menyangga *tube* untuk kekakuan struktural, dan mencegah getaran, yang kedua adalah mengalihkan aliran melintasi bundel untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi.

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.



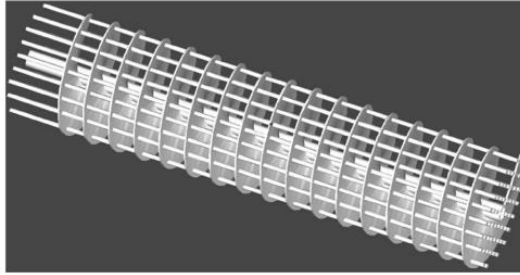
Gambar 2.6 Horizontal cut single segmental baffle [8]



Gambar 2.7 Vertical cut single segmental baffle [8]

Bagian yang terpotong dari *baffle* disebut *baffle cut*. Perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran di dalam *shell* sangat dipengaruhi oleh *baffle cut*. *Baffle cut* bervariasi antara 20% sampai 49% dengan yang paling umum adalah 20% sampai 25%, dan *baffle cut* yang optimal umumnya 20%, karena memberikan perpindahan panas tertinggi dengan penurunan tekanan terendah [8].

Helical baffle adalah *baffle* berbentuk *helical*, bisa secara *continous* atau terputus-putus yang terdiri dari empat bagian berbentuk *quadrant* yang diposisikan sejajar dengan sudut tertentu terhadap sumbu *tube* sehingga membuat model aliran *helical*. [13]



Gambar 2.8 Desain 3D *helical baffle* [13]

- *Shell*

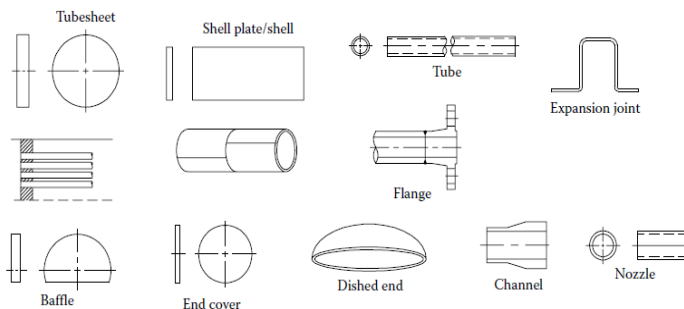
Merupakan selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sekaligus sebagai rumah dari *tube bundle*, media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya serta untuk menahan beban berat, temperatur dan tekanan fluida.

- *Front head*

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

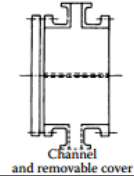
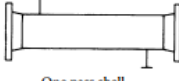
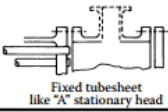
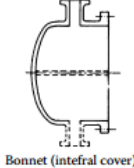
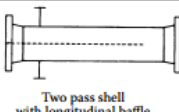
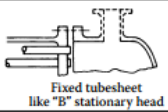
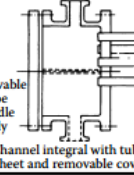
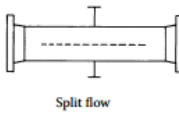
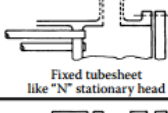
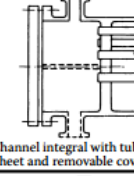
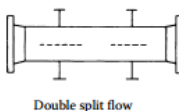
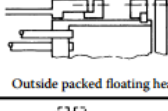
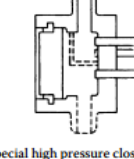
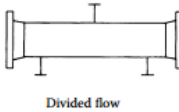
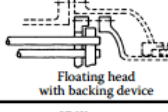
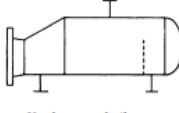
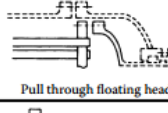
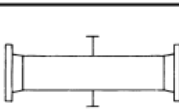
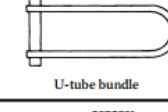
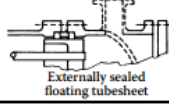
- *Rear head*

Bagian belakang *heat exchanger*. [9]



Gambar 2.9 Komponen utama dalam *shell and tube heat exchanger* [9]

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

	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 2.10 TEMA *shell and tube heat exchanger* [14]

2.4 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*.

2.4.1 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.

- Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [9].

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

Dimana,

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

k_t = 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 aliran turbulen dengan $Re_t > 10^4$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [9].

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

- Untuk aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan *Colburn* [9].

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

- Untuk aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [9].

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

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 tube* (kg/m s)

- Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dihitung melalui persamaan berikut ini [15]

$$h_s = \frac{Nu_s k_s}{d_o} \quad (2.5)$$

Dimana

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

k_s = konduktivitas termal pada sisi *shell* (W/ m °C)

Nu_s = bilangan *Nusselt* pada fluida di sisi *shell*

d_o = diameter luar *tube* (m)

2.4.2 Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut [9].

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

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 [10].

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

Faktor koreksi (*F*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [10].

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

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 (°C)

T_{c,o} = temperatur keluar fluida dingin (°C)

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

2.5 Pemodelan Fouling Resistance

Fouling tidak dapat dihindari dalam berbagai proses di industri, oleh karena itu perlu dilakukan minimalisasi *fouling*. Beberapa parameter diperlukan untuk memodelkan *fouling resistance*. Penelitian yang telah dilakukan untuk memodelkan *fouling resistance* diantaranya menggunakan model semi empiris [16]. 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 konstan), dan E_a (energi aktivasi) [17]. 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.

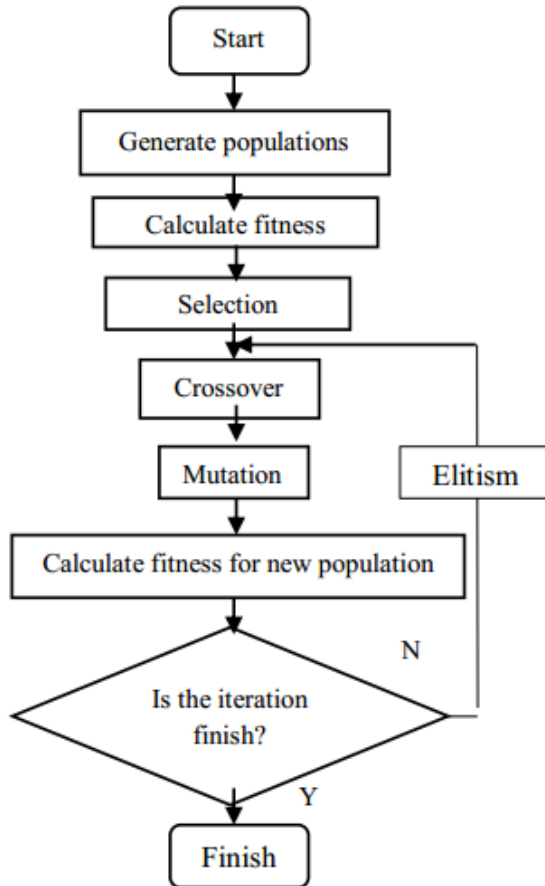
α = 277,8 $\text{m}^2\text{K}/\text{J}$
 E_a = 48 KJ/mol
 γ = 4,17 . 10^{-13} $\text{m}^2\text{K}/\text{J}$
 R = 0,008314462 $\text{KJ mol} / \text{K}$

2.6 Stochastic Algorithm

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 [18]. Berikut ini merupakan beberapa metode optimisasi algoritma stoakastik.

2.6.1 Genetic Algorithm (GA)

Genetic Algorithm (GA) merupakan salah satu metode optimisasi yang menggunakan prinsip seleksi alam dari Darwin. Populasi pada *GA* menggunakan filosofi jumlah kromosom. Pada dikenal adanya proses inisiasi yang terdiri dari proses *selection*, *crossover*, and *mutation*. Diagram alir dari metode optimisasi *GA* adalah sebagai berikut



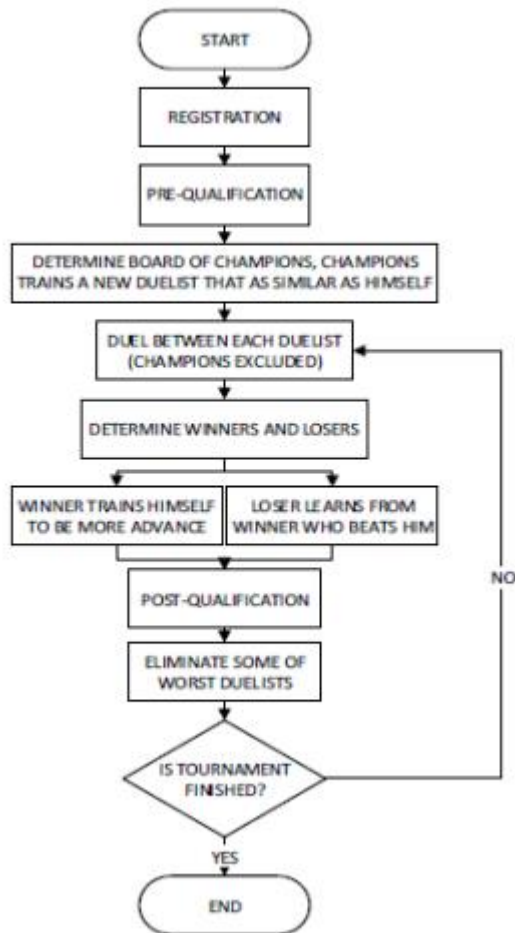
Gambar 2.11 Diagram alir GA [18]

Tahapan dari metode optimisasi GA adalah sebagai berikut [18]

1. Mulai
2. Menentukan jumlah populasi
3. Melakukan pembangkitan populasi dan parameter
4. Melakukan seleksi *parent selection*
5. Melakukan persilangan masing-masing *parent* dengan probabilitas *crossover* (Pc) 0.8 untuk menentukan keturunan yang baru
6. Melakukan mutasi pada masing-masing generasi baru dengan probabilitas mutasi (Pm) 0.01
7. Menggantikan populasi saat ini dengan populasi yang baru
8. Melakukan pembangkitan pada masing-masing kromosom pada populasi yang baru
9. Mekanisme *elitism* pada GA yaitu mengambil 90% dari individu yang menang dari populasi saat ini. Populasi yang baru akan diisi oleh keturunan yang baru
10. Kembali ke tahap 4 sampai hasilnya konvergen
11. *Finish*

2.6.2 Duelist Algorithm

Duelist Algorithm (DA) adalah salah satu teknik optimisasi yang berasal dari komputasi evolusi yang telah dikembangkan oleh Biyanto pada tahun 2015. *DA* adalah sebuah algoritma yang mengambil filosofi dari bagaimana *duelist* meningkatkan kemampuannya dalam sebuah pertandingan. Pada *DA* fungsi objektif adalah sebagai *duelist* dengan nilai *fitness* adalah nilai yang optimal dari *duelist* yang menang. Diagram alir dari metode *Duelist Algorithm (DA)* adalah sebagai berikut [18].



Gambar 2.12 Diagram alir DA [18]

Tahapan dari metode DA adalah sebagai berikut:

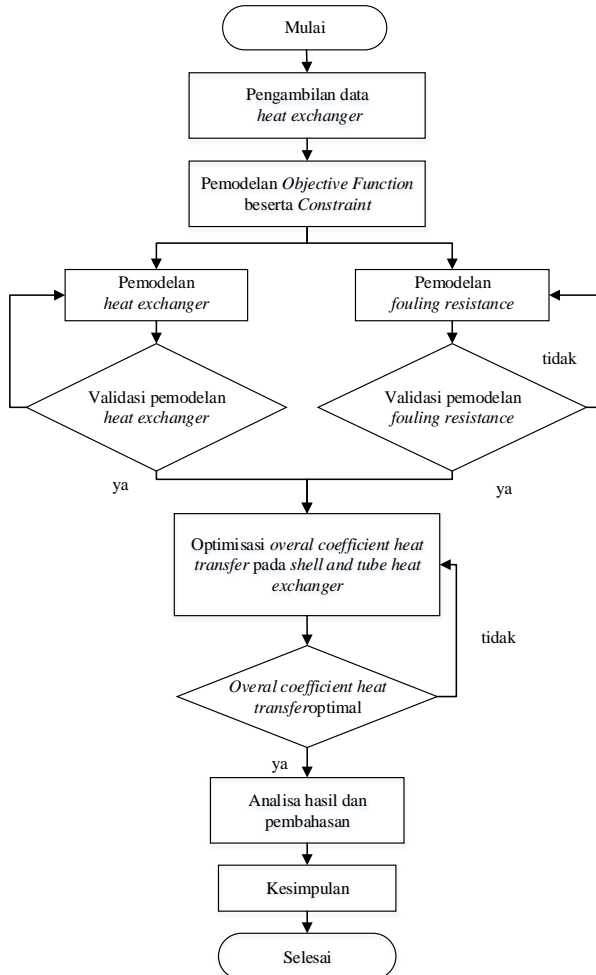
1. Mulai
2. *Registration of Duelist Candidate* Masing-masing calon *duelist* dalam set *duelist* melakukan registrasi menggunakan *binary array* yang disebut sebagai Nvar.

3. *Pre-Qualification* *Pre-qualification* adalah sebuah tes yang diberikan pada masing-masing *duelist* untuk mengevaluasi kemampuan dalam bertarung mereka dalam skillset.
4. Menentukan juara
Penentuan juara dilakukan untuk menyimpan *best duelist*. Masing-masing juara harus melatih *duelist* yang baru sebaik dirinya pada sebuah *duel*. *Duelist* yang baru akan menggantikan posisi juara dan mengikuti pertarungan yang selanjutnya.
5. Menentukan jadwal *duel* antar masing-masing *duelist*
Jadwal *duel* antar masing-masing *duelist* ditentukan secara acak. Masing-masing *duelist* akan bertarung sesuai dengan kemampuan mereka dan keberuntungan yang menentukan yang menang dan kalah. *Duel* tersebut menggunakan logika sederhana. Jika kemampuan bertarung *duelist A* dan keberuntungan yang dimiliki lebih besar dari *duelist B* maka *duelist A* adalah pemenang dan sebaliknya. Keberuntungan *duelist* ditentukan semata-mata fungsi acak untuk menghindari *local optimum*.
6. Peningkatan *duelist*
Peningkatan kemampuan dari masing-masing *duelist* terdiri dari dua metode untuk masing-masing kondisi. Metode pertama untuk *duelist* yang kalah yaitu masing-masing dari yang kalah belajar dari yang menang. Belajar dalam hal ini berarti yang kalah dapat meniru kemampuan dari pemenang dalam *skillset* dan *binary array*. Metode kedua adalah untuk yang menang, masing-masing *duelist* yang menang dapat mengembangkan kemampuan mereka dengan mencoba hal yang baru dari *duelist* yang kalah. Metode ini terdiri dari manipulasi acak dari *winner's array*.
7. *Elimination*
Duelist dengan kemampuan *duel* terburuk akan tereliminasi. Hal ini akan terus berulang hingga maksimum iterasi
8. Selesai

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dirancang melalui beberapa tahapan yang digambarkan oleh diagram alir berikut



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1 Pengambilan Data Desain *Heat Exchanger*

Pada tahapan ini dilakukan pengumpulan data desain dan data saat kondisi operasi pada *Heat Exchanger* dan kolom distilasi. Berikut adalah data desain dan data saat kondisi operasi yang dibutuhkan:

Tabel 3.1 *Properties Fluida Pada Shell and Tube Heat Exchanger*

<i>Fluida Properties</i>						
<i>Fluid Allocation</i>			<i>Shell Side (Cold Fluid)</i>		<i>Tube Side (Hot Fluid)</i>	
			in	out	in	Out
<i>Fluid name</i>			Steam		Helium	
<i>Fluid quantity</i>	\dot{m}	kg/s	3,4900		4,4000	
<i>Temperature</i>	T	°C	104	450	700	250
<i>Density</i>	ρ	kg/m ³	484,1585		1,5830	
<i>Viscosity</i>	μ	kg/ms	0,0001472		0,0025069	
<i>Specific heat</i>	C_p	J/kg°C	3420,0500		5198,2500	
<i>Thermal conductivity</i>	K	W/m°C	0,3765		0,21795	
<i>Inlet pressure</i>	p	kPa	6100		3000	

Tabel 3.2 *Geometri Shell and Tube Heat Exchanger*

<i>Shell side</i>	N_s	<i>No. Of pass shell</i>		1
	D_s	<i>Inside diameter</i>	m	0,6
<i>Tube side</i>	N_p	<i>No. Of passes tubes</i>		2
	N_t	<i>No. Of tubes</i>		94
	d_o	<i>Outer diameter</i>	m	0,023
	t_w	<i>Thickness</i>	m	0,002769
	L_{to}	<i>Length</i>	m	5
	L_{tp}	<i>Pitch</i>	m	0,02875

	θ_{tp}	<i>Layout</i>	°	30
<i>Baffle</i>	N_b	<i>No. Of baffles</i>		5
	β	<i>Helix angle</i>	°	45
	L_{bc}	<i>Spacing central</i>	m	0,7
	L_{bi}	<i>Spacing inlet</i>	m	0,7
	L_{bo}	<i>Spacing outlet</i>	m	0,9

3.2 Pemodelan Fungsi Tujuan Optimisasi

Pada tahap ini ditentukan fungsi obyektif, *constraint*, dan variabel optimisasi. Fungsi obyektif dari optimisasi disesuaikan dengan tujuan yang akan dicapai yaitu meningkatkan performansi kondisi operasi dan *reliability* dari *heat exchanger* dan juga mampu memberikan keamanan pada saat kondisi operasi. Dengan tujuan tersebut maka perlu dicapai nilai *Overall heat transfer coefficient* (U_f) yang maksimal dan meminimalkan nilai *pressure drop* (Δp). Maka dari itu fungsi obyektif dari optimisasi *heat exchanger* dapat diformulasikan sebagai berikut.

$$J_{max} = f(U_f) \quad (3.1)$$

Dengan *constraint* yang digunakan *heat duty* (Q) dan *shell pressure drop* (Δp_s) yang diformulasikan sebagai berikut.

$$Q \geq Q \text{ desain } \textit{heat exchanger} \quad (3.2)$$

dan

$$\Delta p_s \text{ max} \leq \Delta p_s \text{ desain } \textit{heat exchanger} \quad (3.3)$$

Dimana nilai *heat duty* (Q) harus berada diatas nilai desain dan nilai *shell pressure drop* (Δp_s) harus berada di bawah data desain. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter *tube* (d_o), diameter dalam *shell* (D_s) dan sudut *helical baffle* (β), dengan konstrain adalah *shell pressure drop* (Δp) dan *heat duty* (Q).

3.3 Pemodelan Heat Exchanger

Pemodelan *Heat Exchanger* bertujuan agar perhitungan kinerja *Heat Exchanger* pada saat kondisi operasi mendekati kinerja *Heat Exchanger* pada kondisi yang sesungguhnya. Data-data yang digunakan untuk memodelkan *Heat Exchanger* berupa variable-variabel yang nilainya berubah-ubah hingga mencapai kondisi yang optimal dan nilai parameter-parameter yang sudah ditetapkan. Variable tersebut adalah diameter luar *tube* (d_o), diameter dalam *shell* (D_s), dan sudut *helical baffle* (β). Adapun persamaan pemodelan *heat exchanger*, sebagai berikut.

3.3.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Nilai *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* menggunakan *helical baffle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [15]:

$$h_s = \frac{Nu_s k_s}{d_o} \quad (3.4)$$

dengan k_s adalah *thermal conductivity*, dan d_o adalah *outside diameter tube*. *Nusselt number*, Nu_s , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Nu_s = 0.193 Re^{0.6} Pr^{1/3} \quad (3.5)$$

Reynold number pada *shell*, Re_s , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Re_s = \frac{u_s d_o \rho}{\mu_s} \quad (3.6)$$

Dengan, u_s sebagai kecepatan aliran fluida di sisi *shell* yang dinyatakan melalui persamaan:

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} \quad (3.7)$$

Dimana \dot{m}_s menyatakan laju aliran massa dari fluida yang mengalir di sisi *shell*, ρ_s menyatakan densitas fluida yang mengalir pada sisi *shell*, dan μ_s menyatakan viskositas dari fluida yang mengalir pada sisi *shell*. Sedangkan A_s menyatakan *Crossflow area* pada *shell*, dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$A_s = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_{ct}}{D_s}\right) L_{bc} D_s \left(1 - \frac{d_o}{L_{TP}}\right) \quad (3.8)$$

Dimana d_{ct} adalah diameter *central tube*, L_{TP} panjang *tube pitch* dan L_{bc} panjang *baffle spacing* dinyatakan melalui persamaan

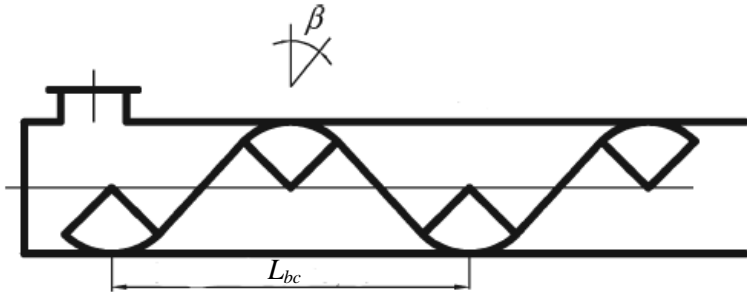
$$d_{ct} = 1,5 d_o \quad (3.9)$$

$$L_{TP} = 1,25 d_o \quad (3.10)$$

$$L_{bc} = D_s \tan \beta \quad (3.11)$$

Prandtl number pada *shell* (Pr_s), dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.12)$$



Gambar 3.2 Layout helical baffle [7]

Persamaan (3.8) hingga (3.11) menunjukkan bahwa parameter optimisasi diameter luar *tube* (d_o), diameter dalam *shell* (D_s), serta sudut *helical baffle* (β) mempengaruhi nilai panjang *baffle spacing* yang akan merubah nilai *crossflow area* pada *shell*. Ketika nilai *crossflow area* berubah maka *reynold number*, dan *nusselt number*, juga berubah sehingga merubah nilai *shell heat transfer coefficient*.

Shell pressure drop dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta p_s = \frac{f r_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 d_o} \quad (3.13)$$

fr_s adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [13].

$$fr_s = 0.226 Re^{-0.206} \quad (3.14)$$

Persamaan (3.10) menunjukkan bahwa variabel optimisasi diameter luar *tube* (d_o), diameter dalam *shell* (D_s), serta sudut *helical baffle* (β) memberikan pengaruh pada nilai *shell pressure drop*.

3.3.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* adalah *Bell-Delaware's Method* [9]. Adapun persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sebagai berikut.

Luas permukaan pada *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t N_p}{4} \quad (3.15)$$

Nilai *coefficient heat transfer* sisi *tube* (h_t) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$h_t = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \quad (3.16)$$

Dimana N_t adalah banyaknya jumlah tube dan N_p adalah jumlah *tube pass*. Nilai d_i adalah diameter dalam tube yang dipengaruhi oleh diameter luar tube (d_o) dan ketebalan dinding tube (t_w) yang didapatkan melalui persamaan

$$d_i = d_o - 2t_w \quad (3.17)$$

Sedangkan Nu_t adalah bilangan *Nusselt* pada sisi tube, yang menyatakan rasio perpindahan panas secara konveksi dan konduksi secara normal. Nilai bilangan *Nusselt* untuk sisi tube ditentukan berdasarkan bilangan *Reynold*, dimana dapat dengan persamaan berikut.

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

$$Nu_t = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.18)$$

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

$$Nu_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.19)$$

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

$$Nu_t = 1,86 \left(\frac{Re_t Pr_t d_i}{L} \right)^{0,5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (3.20)$$

Bilangan *Reynold* adalah bilangan dalam termodinamika yang mengidentifikasi hubungan gaya inersia dan viskositas dari fluida dengan kondisi aliran yang mengalir dalam tube. Untuk menentukan bilangan *Reynold* digunakan persamaan

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (3.21)$$

Dimana G_t adalah nilai dari kecepatan aliran massa fluida yang mengalir di sisi *tube* dapat diperoleh dari persamaan

$$G_t = \frac{m_t N_p}{A_t} \quad (3.22)$$

Bilangan *Prandtl* pada *tube* yang merupakan nilai yang menyatakan distribusi temperatur pada aliran tube dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$Pr_t = \frac{c_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (3.23)$$

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

$$\Delta P_t = \left[2 x f_r \frac{L x N_p}{d_i} + 2 x N_p \right] x \rho_t x V^2 \quad (3.24)$$

$$fr_t = (1,58 \ln Re_t - 3,28)^{-2} \quad (3.25)$$

Untuk aliran laminar menggunakan persamaan

$$fr_t = \frac{16}{Re_t} \quad (3.26)$$

3.4 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Pada perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dicari dengan persamaan berikut

$$U_C = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s} + \frac{d_o}{h_t d_i}\right) + cond} \quad (3.27)$$

$$cond = \frac{d_o \left(\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)\right)}{2 K_w} \quad (3.28)$$

Dimana,

U_C = Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi bersih ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$)

$Cond$ = Perpindahan panas konduksi ($m^2 \text{ } ^\circ C / W$)

K_w = konduktifitas termal material *tube* ($W/ m \text{ } ^\circ C$)

Persamaan nilai *heat duty* [10]

$$Q = U LMTD_{corr} . A_o \quad (3.29)$$

Dimana,

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

$LMTD_{corr}$ = Log Mean Temperature Difference corrected ($^\circ C$)

A_o = Luas permukaan perpindahan panas (m^2)

Log Mean Temperature Difference corrected ($LMTD_{corr}$.) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [10].

$$LMTD_{corr} = LMTD . F \quad (3.30)$$

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* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut [10]

$$LMTD = \frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{T_{h,o}-T_{c,i}} \right)} \quad (3.31)$$

Faktor koreksi (*F*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (3.32)$$

Dengan nilai *R* didapatkan dari persamaan berikut

$$R = \frac{T_{h,i}-T_{h,o}}{T_{c,o}-T_{c,i}} \quad (3.33)$$

dan nilai *S*

$$S = \frac{T_{c,o}-T_{c,i}}{T_{h,i}-T_{c,i}} \quad (3.34)$$

Dimana,

R, *S* = Faktor efisiensi temperatur

Luas permukaan perpindahan panas dapat dihitung dengan persamaan berikut [10]

$$A_o = \frac{22}{7} d_o L_{ti} N_t N_s \quad (3.35)$$

Berdasarkan persamaan-persamaan di atas, maka dapat ditentukan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual dengan menggunakan persamaan berikut [10]

$$U_f = \frac{Q}{LMTD_{corr} \cdot A_o} \quad (3.36)$$

Dimana

U_f = Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi aktual (W/ m² °C)

Sedangkan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi terjadi *fouling* dapat dihitung dengan persamaan berikut [9]:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 K_w} + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (3.37)$$

Dimana

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

d_o = Diameter luar *tube* (m)

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

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

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

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

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

K_w = Konduktivitas termal material *tube* (W/ m °C)

3.5 Pemodelan Fouling

Untuk menghitung nilai *fouling* pada sisi *shell* dan *tube* menggunakan persamaan dari Polley Model sebagai berikut [17]:

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha \text{Re}^{-0,8} \text{Pr}^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma \text{Re}^{0,8} \quad (3.38)$$

Dimana,

$\frac{dR_f}{dt}$ = Resistansi *fouling* (m² K/J)

T_w = Temperatur *tube wall* (K)

α = 277,8 m²K/J

E_a = 48 KJ/mol

γ = 4,17 · 10⁻¹³ m²K/J

R = 0,008314 kJ/mol K

Temperatur *tube wall* ditentukan dengan persamaan berikut

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad (3.39)$$

Dimana,

$T_{t,av}$ = Temperatur rata-rata pada *tube* (°C)

$T_{s,av}$ = Temperatur rata-rata pada *shell* (°C)

3.6 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*.

3.7 Optimisasi Overall Heat Transfer Coefficient pada Shell and Tube Heat Exchanger

Optimisasi pada penelitian ini dirancang agar mendapatkan desain *heat exchanger* yang optimal. Fungsi tujuan optimisasi adalah *overall heat transfer coefficient* yang maksimal. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan sudut *helical baffle* (β), dengan konstrain adalah *shell pressure drop* dan *heat duty*. Karena optimisasi pada *heat exchanger* bersifat non linier yang memiliki beberapa lokal optimum, maka teknik optimisasi membutuhkan algoritma yang dapat menemukan global optimum. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan metode *stochastic algorithm* yakni *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm*.

Dalam optimisasi dengan menggunakan metode stokastik diperlukan beberapa properties diantara lain

- a. Jumlah variabel yang dioptimisasi
Variabel yang mempengaruhi fungsi tujuan yakni diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan sudut *helical baffle* (β) maka jumlah variabel yang dioptimisasi adalah 3.
- b. 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* = 0,5 m – 0,8 m
- diameter luar *tube* = 0,01905 m – 0,0254 m
- sudut *helical baffle* = 25° – 55°

c. 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.

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan Desain Awal *Heat Exchanger*

Proses desain *heat exchanger* membutuhkan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*. Pemodelan digunakan untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas baik di sisi *shell* (h_s) maupun *tube* (h_t), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi bersih tanpa *fouling* (U_c), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam kondisi *fouling* (U_f), *heat duty* (Q), luas permukaan keseluruhan (A_o), *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 tersebut membutuhkan spesifikasi *heat exchanger*. Spesifikasi merupakan input yang nantinya akan digunakan untuk pemodelan dan proses optimisasi. Spesifikasi yang dibutuhkan diantaranya adalah dimensi *heat exchanger*, kondisi operasi dan *properties* fluida.

Pemodelan dan desain *heat exchanger* dan perhitungan *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan menggunakan 2 cara. Cara yang pertama menggunakan persamaan pada Bab III. Cara yang kedua menggunakan *software* HTRI dengan metode *rating*. Perbandingan hasil pemodelan *heat exchanger* dengan nilai dari desain *heat exchanger* yang didapatkan melalui *software* HTRI dengan metode *rating* dapat dilihat pada Tabel 4.1

Tabel 4.1 Tabel Perbandingan Nilai Pemodelan HE Dan Hasil Simulasi HTRI

Variabel	Satuan	Pemodelan	Desain	Var (%)
h_s	W/m ² K	1151,14	1037,7	-10,9
h_t	W/m ² K	775,93	775,93	0,0
Δp_s	kPa	2,002	2,002	0,0
Δp_t	kPa	1329,15	1329,3	0,01
R_{fs}	m ² K/W	0,000073	0,0000730	0,0
R_{ft}	m ² K/w	0,00045	0,000455	0,0
A_o	m ²	31,2	31,2	0,0

Variabel	Satuan	Pemodelan	Desain	Var (%)
Q	kW	4360,06	4267,93	-2,2
U_c	W/m ² K	376,76	365,67	-3,0
U_f	W/m ² K	299,50	293,49	-2,0

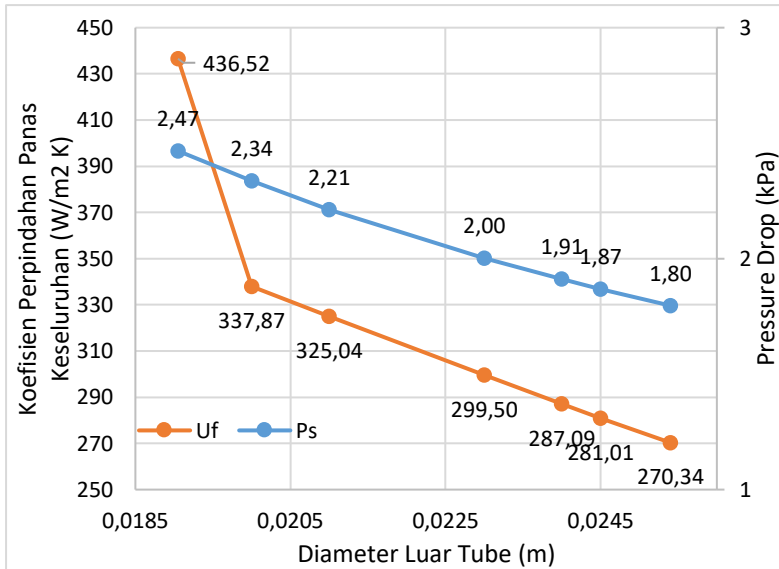
Tabel di atas merupakan hasil pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* yang telah dibandingkan dengan data desain *heat exchanger* menggunakan *software* HTRI. Variasi merupakan perbandingan antara pemodelan *heat exchanger* yang dihitung berdasarkan persamaan yang terdapat pada BAB III dengan data desain *heat exchanger* hasil desain *rating* menggunakan *software* HTRI. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) memiliki variasi sebesar -10,9%. Tidak terjadi perubahan nilai *pressure drop* sisi *shell* (Δp_s) namun terjadi sedikit perubahan pada *pressure drop* sisi *tube* (Δp_t) sebesar 0,01%. Nilai Q mengalami perbedaan -2,2% yang diakibatkan perbedaan nilai U_f dimana hal itu disebabkan oleh koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*.

4.2 Analisa Sensitivitas Variabel Optimisasi

Analisis sensitivitas berfungsi untuk mengetahui pengaruh perubahan variabel (diameter luar *tube*, diameter dalam *shell*, dan sudut *helical baffle*) terhadap nilai fungsi objektif yang dioptimisasi (*overall heat transfer coefficient*) dan *constraint* (*shell pressure drop* dan *heat duty*). Dalam melakukan analisa sensitivitas, dilakukan variasi nilai diameter luar *tube*, diameter dalam *shell* dan sudut *helical baffle*.

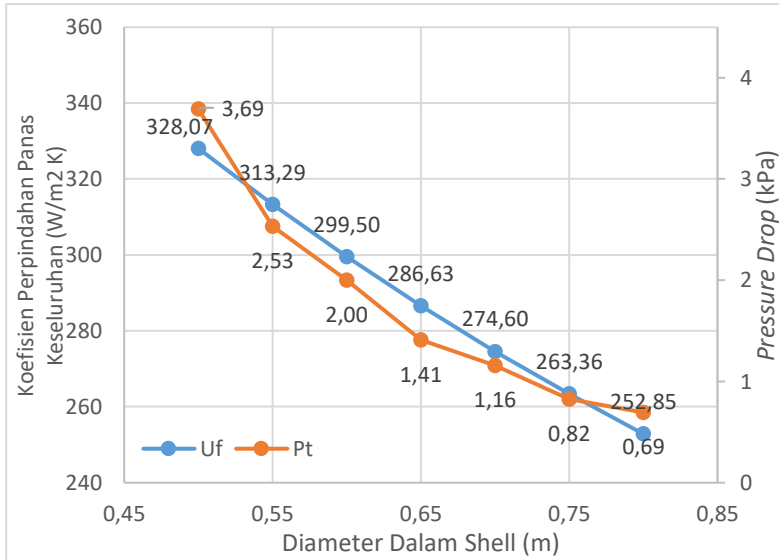
Pengamatan analisa sensitivitas dilakukan dari tiga kondisi, yaitu dengan diameter luar *tube* diubah kemudian diameter dalam *shell* dan sudut *helical baffle* tetap, dengan diameter dalam *shell* diubah kemudian diameter luar *tube* dan sudut *helical baffle* tetap dan dengan sudut *helical baffle* diubah kemudian diameter luar *tube* dan diameter dalam *shell* tetap.

Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *overall heat transfer coefficient* dapat dilihat pada grafik di bawah ini.



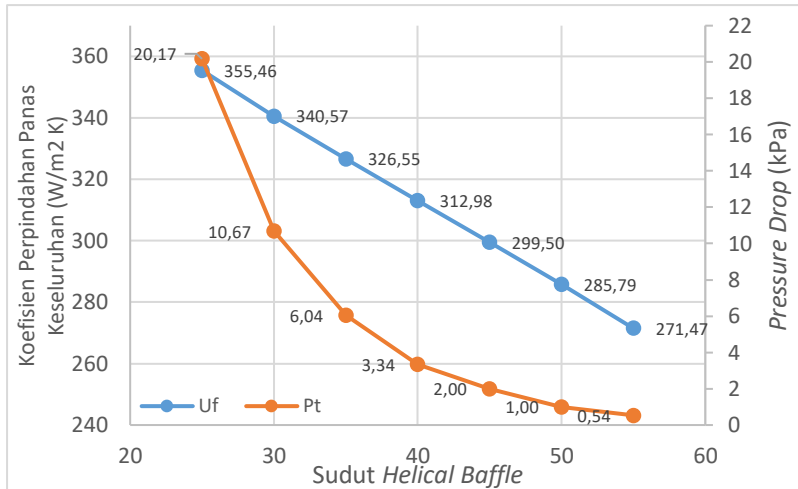
Gambar 4.1 Grafik pengaruh diameter luar *tube* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

Gambar 4.1 menunjukkan grafik pengaruh diameter luar *tube* dengan *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin besar diameter luar *tube* maka *overall heat transfer coefficient* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan diameter luar *tube* memiliki pengaruh langsung pada *heat transfer coefficient* pada sisi *shell*. Semakin besar diameter dalam *tube* menimbulkan bilangan *Reynold* yang semakin besar sehingga membentuk aliran turbulen dengan kecepatan fluida yang tinggi. Semakin kecil ukuran dari diameter luar *tube* juga mempengaruhi *pressure drop*, dimana *pressure drop* dipengaruhi oleh kecepatan laju aliran fluida yang nantinya juga akan memberikan pengaruh pada bilangan *Reynold*.



Gambar 4.2 Grafik pengaruh diameter dalam *shell* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

Gambar 4.2 menunjukkan grafik pengaruh diameter dalam *shell* dengan *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *overall heat transfer coefficient* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin besar. Diameter dalam *shell* menyebabkan perubahan pada luas permukaan di *shell*. Semakin kecil diameter dalam *shell* maka luas permukaan pada sisi *shell* akan semakin kecil juga, sehingga kecepatan aliran massa pada *shell* semakin tinggi. Hal ini akan menyebabkan, bilangan *Reynold* tinggi dan menyebabkan *overall heat transfer coefficient* semakin tinggi. Semakin besar nilai diameter dalam *shell* juga mempengaruhi *pressure drop* pada sisi *shell*. Hal ini disebabkan karena diameter dalam *shell* mempengaruhi panjang *baffle* dan jumlah *baffle* yang secara langsung mengakibatkan perubahan nilai *pressure drop* pada sisi *shell*.



Gambar 4.3 Grafik pengaruh sudut *helical baffle* terhadap nilai *shell pressure drop* dan nilai *overall heat transfer coefficient*

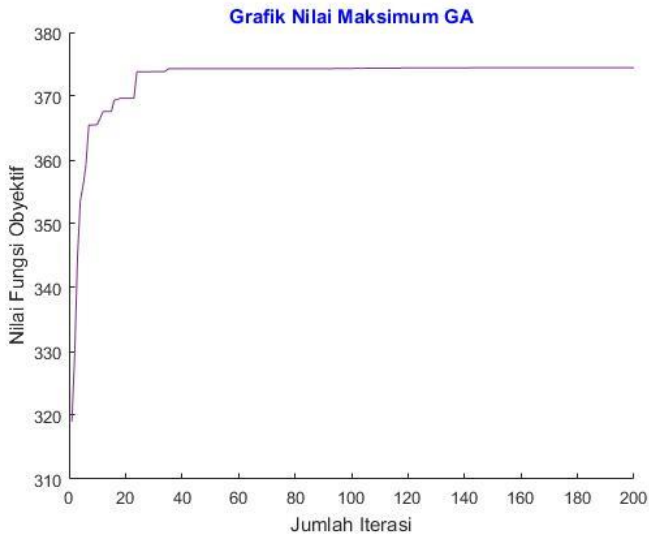
Gambar 4.3 menunjukkan grafik pengaruh sudut *helical baffle* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin besar sudut *helical baffle* maka *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* di sisi *shell* akan semakin rendah. Hal ini terjadi karena sudut *helical baffle* mempengaruhi panjang jarak antar *baffle* dan jumlah *baffle*. 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 *overall heat transfer coefficient* semakin rendah.

4.3 Optimisasi Overall Heat transfer coefficient pada Shell and Tube Heat Exchanger dengan Helical Baffle

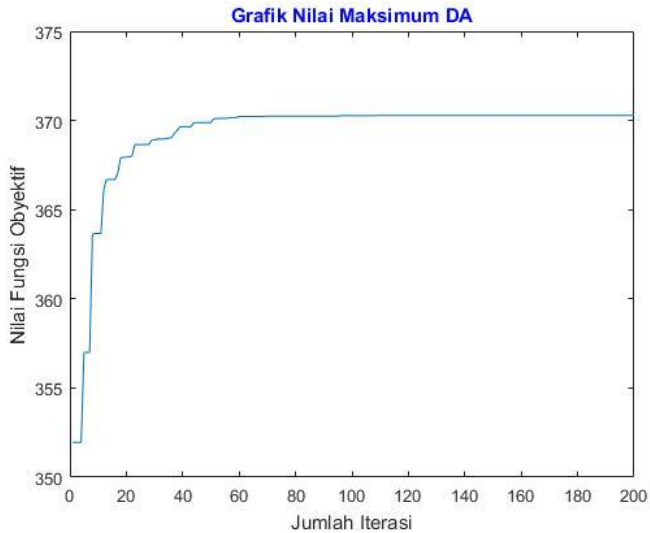
Optimisasi dilakukan untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang terbaik dengan *constraint pressure drop*

pada sisi *shell* dan *heat duty*. *Constraint* diperlukan sebagai batasan kondisi operasi dalam mencari nilai *overall heat transfer coefficient* sehingga nilai *pressure drop* pada sisi *shell* hasil optimisasi tidak boleh melebihi hasil desainnya dan nilai *heat duty* harus melebihi dari nilai desainnya.

Semakin kecil diameter luar *tube* dan maka *pressure drop* pada sisi *shell* akan semakin besar, semakin kecil nilai diameter dalam *shell* maka nilai *pressure drop* semakin besar, semakin besar sudut *helical baffle* maka *pressure drop* di sisi *shell* akan semakin besar. Karena setiap variabel memiliki lokal optimum masing-masing maka diperlukan optimisasi menggunakan metode *stochastic algorithm*. *Stochastic algorithm* merupakan salah satu metode optimisasi yang mencari nilai global optimum dari masing-masing variabel optimisasi. Berikut adalah grafik hasil optimisasi *overall heat transfer coefficient* menggunakan *stochastic algorithm* yang berupa *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm*.



Gambar 4.4 Grafik hasil optimisasi menggunakan metode *Genetic Algorithm*



Gambar 4.5 Grafik hasil optimisasi menggunakan metode *Duelist Algorithm*

Optimisasi sistem dilakukan menggunakan *software* MATLAB yakni dengan cara menginputkan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*, fungsi tujuan optimisasi, *properties* optimisasi dan algoritma *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm*. Gambar 4.4 dan gambar 4.5 menunjukkan grafik iterasi optimisasi menggunakan *stochastic algorithm* berupa *Genetic Algorithm* dan *Duelist Algorithm*. Grafik tersebut menunjukkan hasil *overall heat transfer coefficient* yang maksimal. Berikut adalah tabel perbandingan geometri *heat exchanger* dan *fouling resistance* sebelum dan setelah dioptimisasi.

Tabel 4.3 Perbandingan Geometri *Heat Exchanger* Dan *Fouling Resistance* Sebelum Dan Sesudah Optimisasi

	Satuan	GA	DA	Model
D_s	m	0,50940	0,53000	0,60000
β		51,2355	49,9726	45,0000
B	m	0,6340000	0,631000	0,6000000

	Satuan	GA	DA	Model
N_b		6,0000000	6,0000000	7,0000000
d_o	m	0,0191000	0,019100	0,0230000
d_{ct}	m	0,0286500	0,028650	0,0345000
d_i	m	0,0135620	0,013562	0,0175000
L_{ip}	m	0,0238750	0,023875	0,0288000
Re_s		14853,760	14319,140	16077,150
Nu_s		67,061000	65,602000	70,320000
h_s	W/m ² K	1321,9000	1293,1500	1151,1400
Re_t		1752,9700	1752,9700	1361,4600
Nu_t		76,099000	76,099000	62,167000
h_t	W/ m ² K	1222,9600	1222,9600	775,93000
Δp_s	kPa	1,9952000	1,9966000	2,0020000
Δp_t	kPa	3653,0420	3653,0420	1329,1500
Rf_s	m ² K/W	$9,642 \times e-05$	$1,008 \times e-04$	$7,339 \times e-05$
Rf_t	m ² K/W	0,0004120	0,0004180	0,000464
Q	MW	4,5190000	4,4730000	4,360000
A_o	m ²	25,922000	25,922000	31,21600
U_f	W/ m ² K	373,77400	370,01800	299,5020

Tabel di atas menunjukkan bahwa untuk mencapai *overall heat transfer coefficient* yang maksimal maka diperoleh nilai diameter dalam *shell* (D_s) yang lebih kecil dari data desain, diameter luar *tube* (d_o) yang lebih kecil dari data desain dan sudut *helical baffle* (β) yang lebih besar. Desain yang telah dioptimisasi tersebut memiliki *overall heat transfer coefficient* lebih besar dari nilai desain. Dari hasil di atas maka, perubahan geometri *heat exchanger* dapat meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan mengurangi nilai *pressure drop* dari data desain *heat exchanger*. Hal ini berarti *overall heat transfer coefficient* dapat dimaksimalkan dengan mengoptimalkan geometri *heat exchanger*.

Dengan menggunakan dua metode *stochastic algorithm*, didapatkan metode yang lebih baik dalam mengoptimisasi nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger*. Dari tabel diatas juga dapat ditentukan metode *Genetic Algorithm* (GA) menghasilkan nilai yang lebih besar daripada metode *Duelist*

Algorithm (DA) dengan masing-masing nilai 373,774 W/m² K dan 370,018 W/m² K.

Semakin besar nilai *overall heat transfer coefficient* dari *heat exchanger* maka menunjukkan semakin tinggi pula efisiensi kerja *heat exchanger* tersebut. Karena *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh *fouling resistance*. Nilai *overall heat transfer coefficient* dan *fouling resistance* berbanding terbalik. Sehingga ketika *overall heat transfer coefficient* bernilai besar maka *realibility* dari *heat exchanger* tersebut juga besar.

Kondisi operasi *heat exchanger* dapat dikatakan dalam kondisi aman ketika *pressure drop* dari *heat exchanger* tersebut bernilai kecil sehingga tidak membebani kinerja equipment (pompa dan kompresor) secara berlebih.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari tugas akhir yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan yaitu:

- Dengan menggunakan *helical baffle*, mampu meningkatkan *overall heat transfer coefficient* rata-rata sebesar 24,8% dan menyebabkan arah aliran fluida yang mengalir di dalam *shell* berbentuk *helical* sehingga *shell pressure drop* akan menurun dengan rata-rata sebesar 0,34%. Dan nilai *heat duty* (Q) mengalami peningkatan sebesar 3,63%.
- Geometri *Heat Exchanger* yang optimal agar diperoleh *overall heat transfer coefficient* maksimal adalah diameter dalam *shell* (D_s) sebesar 0,5094 m, diameter luar *tube* (d_o) sebesar 0,0191 m dan sudut *helical baffle* (β) sebanyak 51,24°. Dengan nilai *overall heat transfer coefficient* (U_f) sebesar 373,774 W/m² K dan nilai *pressure drop* pada sisi *shell* sebesar 1,99 kPa.
- Metode optimisasi menggunakan *stochastic algorithm* GA menghasilkan optimisasi yang optimal jika dibandingkan dengan DA.

5.2 Saran

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

- *Heat exchanger* yang digunakan berjumlah lebih dari satu dengan spesifikasi *heat exchanger* yang berbeda dengan susunan yang berbeda.
- Menggunakan teknologi yang berbeda pada sisi *tube*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] International Atomic Energy Agency (IAEA), “Hydrogen as an energy carrier and its production by nuclear power,” dalam *IAEA-TECDOC-1085*, Vienna, IAEA, 1999.
- [2] T. M. H. Koivumäki, “Nuclear Power Plants and Sustainability,” Reykjavik University, 2010.
- [3] R. Arindya dan R. Hermanto, “STUDI KESELAMATAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA NUKLIR,” dalam *Prosiding Seminar Nasional Pengembangan Energi Nuklir V*, 2012.
- [4] International Atomic Energy Agency (IAEA), “Safety of Nuclear Power Plants: Design,” dalam *IAEA Safety Standards Series No. SSR-2/1*, vol. 1, Vienna, IAEA, 2012, p. 73.
- [5] W. Setiawan, “PERAN SISTEM INSTRUMENTASI DAN KENDALI DALAM OPERASI DAN KESELA,” dalam *Prosiding Pertemuan Ilmiah Nasional Rekayasa Perangkat Nuklir*, Serpong, 2007.
- [6] M. Thirumarimurugan, T. Kannadasan dan E. Ramasamy, “Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System,” *American Journal of Applied Sciences*, vol. 5, no. 5, pp. 548 - 522, 2008.
- [7] M. Ratel, Y. Kapoor, B. Vinet, L. Seminel dan Z. Anxionnaz-Minvielle, “Investigation of Fouling Rates in A Heat Exchanger Using An Innovative Fouling Rig,” dalam *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*, Budapest, 2013.
- [8] P. Bichkar, O. Dandgaval, P. Dalvi, R. Godase dan a. T. Dey, “Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles,” dalam *2nd International Conference on Materials Manufacturing and Design Engineering*, 2018.
- [9] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, New York: CRC Press, 2013.

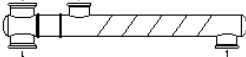
- [10] D.Q Kern, Process Heat Transfer, New York: Mc Graw-Hill Book Company, 1965.
- [11] R. Subramanian, "Shell-and-Tube Heat Exchangers," pp. 1-10, 2010.
- [12] H. L. S. Kakac, Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, London: CRC Press, 2001.
- [13] B. Peng, Q. W. Wang dan C. Zhang, "An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchanger With Continuous Helical Baffles," *Journal of Heat Exchanger*, vol. 129, pp. 1425-1431, 2007.
- [14] Richard C.B., Standards of The Tubular Exchanger Manufactures Association, New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007.
- [15] Q.-W. Wang, G. Xie, B.-T. Peng dan M. Zeng, "Experimental Study and Genetic-Algorithm-Based Correlation on Shell-Side Heat Transfer and Flow Performance of Three Different Types of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *JOURNAL OF HEAT TRANSFER-TRANSACTIONS OF THE ASME*, vol. 129, pp. 1277-1285, 2007.
- [16] Nasr M.R.J., "Application of Threshold Model with Various Tube Wall Temperatures for Crude Oil Preheat Train Fouling," vol. 25, no. 3, pp. 49-58, 2006.
- [17] Costa A.L.H, "parameter estimation of fouling models in crude preheat trains," pp. 39-46, 2011.
- [18] T. R. Biyanto, M. Ramasamy, A. B. Jameran dan H. Y. Fibrianto, "Thermal And Hydraulic Impacts Consideration In Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 1436-1450, 2016.

LAMPIRAN

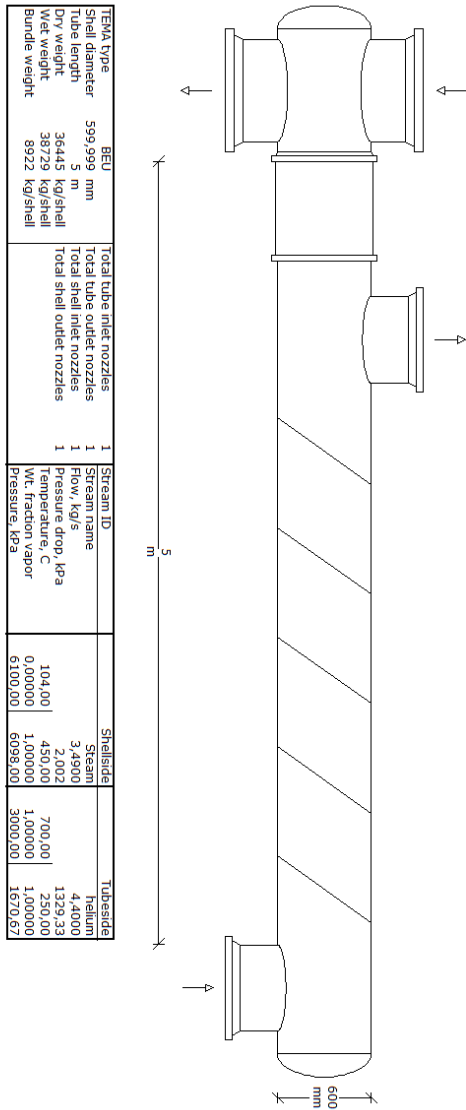
Lampiran A. Rating Data Sheet Heat Exchanger

Hasil desain *heat exchanger* menggunakan software HTRI yang digunakan sebagai desain awal *Heat Exchanger*

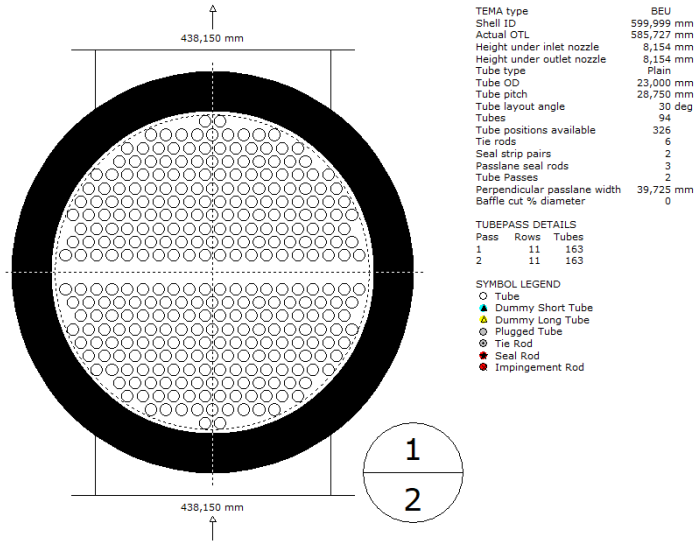
Tabel A1. Data sheet heat exchanger

HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET						Page 1 SI Units							
Service of Unit				Item No.											
Type	BEU	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series									
Surf/Unit (Gross/Eff)	35,281 / 31,206	m2	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	35,281 / 31,206	m2								
PERFORMANCE OF ONE UNIT															
Fluid Allocation			Shell Side			Tube Side									
Fluid Name			Steam			helium									
Fluid Quantity, Total			3,4900			4,4000									
Vapor (In/Out)		wt%	0,00	100,00	100,00	100,00									
Liquid		wt%	100,00	0,00	0,00	0,00									
Temperature (In/Out)		C	104,00	450,00	700,00	250,00									
Density		kg/m3	947,23	21,087	1,4825	1,6835									
Viscosity		mN-s/m2	0,2677	0,0266	4,3781	0,6357									
Specific Heat		kJ/kg-C	4,3927	2,4474	5,1976	5,1989									
Thermal Conductivity		W/m-C	0,6823	0,0707	0,2515	0,1844									
Critical Pressure		kPa													
Inlet Pressure		kPa	6100,0			3000,0									
Velocity		m/s	0,34			206,06									
Pressure Drop, Allow/Calc		kPa	2,420	2,002	2,420	1329,3									
Average Film Coefficient		W/m2-K	1037,7			775,93									
Fouling Resistance (min)		m2-KW	0,000073			0,000455									
Heat Exchanged		10,148	MegaWatts	MTD (Corrected)	59,1	C	Overdesign	-94,67	%						
Transfer Rate, Service		5503,4	W/m2-K	Calculated	293,49	W/m2-K	Clean	365,67	W/m2-K						
CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)									
Design Pressure			Shell Side		Tube Side										
Design Temperature			6619,0		3240,5										
No Passes per Shell			1		2										
Flow Direction			Upward		Downward										
Connections		In	mm	1 @ 438,15	1	@ 488,95									
Size &		Out	mm	1 @ 438,15	1	@ 488,95									
Rating		Liq. Out	mm	@	1	@									
Tube No.	94,000	OD	23,000	mm	Thk(Avg)	2,769	mm	Length	5,000	m	Pitch	28,750	mm	Tube pattern	30
Tube Type		Plain	Material		Carbon steel			Pairs seal strips			2				
Shell ID		600,00	mm	Kettle ID		mm			Passlane Seal Rod No.			3			
Cross Baffle Type		Single Helical		%Cut (Diam)		Impingement Plate				None					
Spacing(c/c)		700,00	mm	Inlet		700,00	mm	No. of Crosspasses			22				
Rho-V2-inlet Nozzle		0,57	kg/m-s2	Shell Entrance		0,19	kg/m-s2	Shell Exit		253,59	kg/m-s2				
		Bundle Entrance		12,18	kg/m-s2	Bundle Exit		27,73	kg/m-s2						
Weight/Shell		36445	kg	Filled with Water		38729	kg	Bundle		8921,6	kg				
Notes:				Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions							
				Shell		28,28	Shellside	0,34	A						
				Tube		49,82	Tubeside	206,06	B						
				Fouling		19,74	Crossflow	0,00	C						
				Metal		2,16	Window	1,05	E						
									F						

Lampiran B. Dimensi *Heat Exchanger*



Gambar B1. Desain dan dimensi *heat exchanger*



Gambar B2. Desain layout *tube*

Lampiran C. Koding Optimisasi Overall *Heat transfer coefficient* Shell and Tube Heat Exchanger Menggunakan Metode Stochastic Algorithm pada Software MATLAB

Objective Function

```
%%objective function
function [uo] = objfunc(x)
%variabel optimisasi
ha = x(1); %helix angle
do = x(2); %diameter outside
ds = x(3); %Baffle Spacing

%shell side fluid input
mts = 3.49; %mass velocity
tsin = 104;
tsout = 450;
dens = 484.1585; %densitas
viss = 0.00014715; %viscositas
kinviss = viss/dens; %kinematic viscosity
cps = 3420.050; %specific heat
ks = 0.3765; %thermal conductivity
prs = viss*cps/ks; %prandtl number

%tube side fluid input
mtt = 4.4; %mass velocity
ttin = 700;
ttout = 250;
dent = 1.583; %densitas
vist = 0.0025069; %viscositas
kinvist = vist/dent; %kinematic viscosity
cpt = 5198,250; %specific heat
kt = 0.21795; %thermal conductivity
prt = vist*cpt/kt; %prandtl number

%tube mechanical data
np = 2; %number of pass
nt = 94; %number of tubes
tle = 4.594; %tube effective length
%do = 23; %tube outside diameter
```

```

dct = 1.5*do;           %tube center diameter
ltw = 0.002769;       %tube thickness
di = do-2*ltw;        %tube inside diameter
tp = 1.25*do;         %tube pitch

%shell mechanical data
bs = ds*tand(ha);     %shell inside
diameter
dotl = 0.587997;     %outer tube bundle
diameter
dctl = 0.564997;     %circumsibed tube
bundle diameter
nb = round((tle/bs)-1);

%shell side heat transfer coefficient
acs = 0.5*(1-dct/ds)*bs*ds*(1-do/tp);
ms = mts/acs;
us = mts/(dens*acs);
reys = us*do*dens/viss;
nus = 0.193*reys^0.6*prs^0.3;
hs = nus*ks/do;

ktube = 36;

%tube side heat transfer coefficient
act = (22/7)*(di^2)*nt*2/4;
mt = mtt^2/act;
ut = 206.06;
reyt = mt*(di)/vist;
nut = 0.023*reyt^0.8*prt^0.4*((33.76)^0.14);
ht = nut*kt/(di);

fs = 0.226*(reys^-0.206);
dps = fs*dens*us^2*ds*cosd(ha)*(nb+1)/(2*do);
ft = 16/reyt;
dpt = (((2*ft*tle^2)/di)+4)*dent*(mt/1.583)^2;

alfa=277.8;
ea=48;
gamma=(4.17*(10^(-13)));

```

```

r=0.008314462;

Tw=475+((277-475)/(1+(ht/hs)))+273;

drft=(alfa*(reyt^(-0.8))*(prt^(-1/3))*(exp(-(ea/(r*Tw)))))-(gamma*(reyt^0.8));
rft=drft

drfs=(alfa*(reys^(-0.8))*(prs^(-1/3))*(exp(-(ea/(r*Tw)))))-(gamma*(reys^0.8));
rfs=drfs;

cond=do*(log(do/di))/(2*ktube);

if dps >= 49.555
    uo =0;
else
uo=1/((do/(di*ht))+((do*rft)/di)+cond+rfs+(1/hs))
);
end

end

```

Genetic Algorithm

```

%GENETIC ALGORITHM%
%Pembangkitan Populasi dan Parameter
clear all;
clc;

Dimension = 3; % dimensi diganti
sesuai dengan jumlah variabel yang dioptimasi
UB = [55 0.02540 0.8]; % Upper Bounds
diganti sesuai dengan constraint fungsi objektif
LB = [25 0.01905 0.5]; % Lower Bounds
diganti sesuai dengan constraint fungsi objektif

Npop = 60; %populasi
Maxit = 200; %iterasi

```

```

el      = 0.95;           %elatism
Pc      = 0.8;           %probabilitas
crossover
Pm      = 0.05;         %probabilitas
mutasi
Nbit    = 20;           %jumlah bit
%Constrain

```

```

eBangkit = [];
Individu = [];
eIndividu = [];
david    = [];
Dadatfit = [];
Datfit   = [];
summary  = [];
eDadatfit = [];
efitnessmax = [];
eIndividuMax = [];

```

```

Bangkit = round(rand(Npop,Nbit*Dimension));
popsize = size(Bangkit,1);

```

```

for i = 1:Dimension
    batas(i) = UB(i)-LB(i);
end
for i =1:Npop
    for j = 1:Dimension
        Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i, ((j*Nbit)-(Nbit-
1)):j*Nbit)), 'left-msb');
        Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
    end
end

```

```

Datfit = [];
variabel = [];
for i = 1:size(Individu,1)

```

```

        fitness = objfunc(Individu(i,:));
        Datfit = [Datfit;fitness];
        [fitemax,nmax]=max(Datfit);
end

Dadatfit = [];
for generasi=1:Maxit
    disp('GA processing')
    clear command windows
    clear command history
    clear memory

    if generasi > 1
        sort_fit =
sortrows(sort,Nbit*Dimension+1);
        Individu1 = sort_fit(round((1-
el)*Npop+1):Npop,:);
        remain =
sort_fit(round(el*Npop+1):Npop,:);

        X = Individu1;
        M = size(X,1);

        sumfitness = sum(Datfit);
        for i=1:M
            Prob(i) = Datfit(i)/sumfitness;
        end
        for i=2:M
            Prob(i) = Prob(i)+Prob(i-1);
        end
        for i=1:M
            n=rand;
            k=1;
            for j=1:M-1
                if (n>Prob(j))
                    k=j+1;
                end
            end
            Xparents(i,:) = X(k,:);
        end
end

```



```

%Crossover
    [M,d] = size(Xparents);
    Xcrossed = Xparents;
    for i=1:2:M-1
        c=rand;
        if (c<=Pc)
            p=ceil((d-1)*rand);
            Xcrossed(i,:) = [Xparents(i,1:p)
Xparents(i+1,p+1:d)];
            Xcrossed(i+1,:) =
[Xparents(i+1,1:p) Xparents(i,p+1:d)];
        end
    end
    if (M/2~=floor(M/2))
        c=rand;
        if (c<=Pc)
            p=ceil((d-1)*rand);
            str=ceil((M-1)*rand);
            Xcrossed(M,:) = [Xparents(M,1:p)
Xparents(str,p+1:d)]; %the first child is chosen
        end
    end

%Mutasi
    [M,d] = size(Xcrossed);
    Xnew=Xcrossed;
    for i=1:M
        for j=1:d
            p=rand;
            if (p<=Pm)
                Xnew(i,j)=1-Xcrossed(i,j);
            end
        end
    end

    disp('New fitness calculation');

```

```

        Bangkit =
[Xnew(:,1:Nbit*Dimension);remain(:,1:Nbit*Dimension)];
    end
    eBangkit = [eBangkit; Bangkit];

    for i =1:Npop
        for j = 1:Dimension;
            Desimal(i,j) =
bi2de(Bangkit(i,((j*Nbit)-(Nbit-
1)):j*Nbit)), 'left-msb');
            Individu(i,j) =
(Desimal(i,j)*batas(:,j)-
batas(:,j)+LB(:,j)*(2^Nbit-1))/(2^Nbit-1);
        end
    end

    Datfit = [];
    for i = 1:Npop
        fitness = objfunc(Individu(i,:));
        Datfit = [Datfit;fitness];
        [fitemax,nmax] = max(Datfit);
    end

    Dadatfit = Datfit;
    eDadatfit = [eDadatfit;Dadatfit];
    eIndividu = [eIndividu;Individu];
    [fitnessmax,nmax] = max(eDadatfit);
    efitnessmax = [efitnessmax;fitnessmax];
    BangkitMax = eBangkit(nmax,:);
    IndividuMax = eIndividu(nmax,:);
    eIndividuMax = [eIndividuMax;IndividuMax];
    BangkitMaxlast = BangkitMax;
    schedmax = BangkitMax;
    sort = [Bangkit Dadatfit];
    summary = [summary; sort];
    david = [david; Dadatfit];

clc
max_variable_design=IndividuMax(1,:)

```

```

max_objective_function=fitness(1,:);
figure(gcf)
title('Grafik Nilai Maksimum GA','color','b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif')
hold on
plot(efitnessmax, 'DisplayName', 'efitnessmax',
'YDataSource', 'efitnessmax');
hold on
end

```

Duelist Algorithm

```

clear all;
close all;
clc;

Hasilmax=[];
fitnessvector = [];
XDueler=[];
convergemax = [];
convergeiter = [];
DFDAfit = [];
xmax = [];
minmax = 'max';           % 'max' Maximum or 'min'
Minimum
Population = 200;        % Total number of
duelists in a population
MaxGeneration = 200;    % Maximum
Generation/Iteration
FightCapabilities = 50; % Fighting Capabilities
Champion = 0.1;         % Champion Percentage
ProbLearning = 0.8;     % Learning Probability
ProbInnovate = 0.1;     % Innovate Probability
Luckcoeff = 0.01;      % Luck Coefficient
LuckA = 0;              % First Duelist Luck
Coefficient
LuckB = 0;              % Second Duelist Luck
Coefficient
Duelist = [];

```

```

Duelisttemp1 = [];
Duelisttemp2 = [];
Duelisttemp3 = [];
DuelistInteger = [];
Datafit = [];
Data1fit = [];
DataSort = [];
ElitDuelist = [];
HMI = [];
DataFDAfit = [];
maxall = [];
Dimension = 3;
UB = [55 0.02540 0.8];           % Upper Bounds
LB = [25 0.01905 0.5];         % Lower
Bounds

for rc = 1:Dimension
    RangeB(rc) = UB(rc) - LB(rc);
end

if (strcmp(minmax,'max'))
    mm = 1;
else
    mm = -1;
end

%====Registrasi Duelist====
Duelist =
floor(9*rand(Population, (FightCapabilities*Dimen-
sion))+rand());

%====Array to Int====
for i = 1:Dimension
    for j = 1:Population
        Duelisttemp1 =
Duelist(j, ((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
        Duelisttemp2 = num2str(Duelisttemp1);
    end
end

```

```

        Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
        DuelistInteger(j,i) =
str2num(Duelisttemp3);
    end
end

Datafit = [];

disp('DA Processing');
for Generasi = 1:MaxGeneration

    %====DA Processing====

    if (Generasi > 1)
        clc
        Generasi

        %====sortir====
        sort_fit = sortrows(sort,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
        Duelist1 =
sort_fit(randperm(size(sort_fit,1)),:);
        Remain = sort_fit(round((1-
Champion)*Population) + 1:Population, :);
        Winner = [];

        X = Duelist1;
        N = size(X,1);

        if mod(N,2) == 0
            M=N;
        else

```

```

        M=N-1;
    end

    for i=1:M
        fitnessvector(i) =
X(i, (FightCapabilities*Dimension) + 1);
    end

    fitnessvector = fitnessvector';

%====Setting Duelist====
for i=1:M
    XDueler = X;
end

%====Setting Duel Arena====

    for i=1:2:M-1
        LuckA = (fitnessvector(i)*(Luckcoeff
+ rand*2*Luckcoeff));
        LuckB =
(fitnessvector(i+1)*(Luckcoeff +
rand*2*Luckcoeff));
        if fitnessvector(i)+LuckA <=
fitnessvector(i+1)+LuckB
            Winner(i) = 0;
            Winner(i+1) = 1;
        elseif fitnessvector(i)+LuckA >
fitnessvector(i+1)+LuckB
            Winner(i) = 1;
            Winner(i+1) = 0;
        end
    end

%====Skill Transfer + Innovate====

```

```

[M,d] = size(XDueler);
XAftermatch = XDueler;
for i=1:2:M-1
    if (Winner(i)==1)
        p = ceil(((d/2)-
1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));
        XAftermatch(i,:) =
[XDueler(i,1:p) XDueler(i+1,p+1:str)
XDueler(i,str+1:d)];
        for j=1:d
            p = rand;
            if (p<=ProbInnovate)
                XAftermatch(i+1,j) =
abs(floor(rand()*9));
            end
        end
    else
        p = ceil(((d/2)-
1)*rand*ProbLearning);
        str = ceil(p+1+(((d/2)-2-
p)*rand*ProbLearning));
        XAftermatch(i+1,:) =
[XDueler(i+1,1:p) XDueler(i,p+1:str)
XDueler(i+1,str+1:d)];
        XAftermatch(i,:) = XDueler(i,:);
        for j=1:d
            p = rand;
            if (p<=ProbInnovate)
                XAftermatch(i,j) =
abs(floor(rand()*9));
            end
        end
    end
end
end

Xnew = XAftermatch;

```

```

        sort_fitnew = sortrows(Xnew,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
        Duelistnew =
sort_fitnew(round((Champion)*Population)+1:Popul
ation,:);
        Duelist =
[Duelistnew(:,1:(FightCapabilities*Dimension));R
emain(:,1:(FightCapabilities*Dimension))];

    end;
    ElitDuelist = [ElitDuelist; Duelist];

    for i = 1:Dimension
        for j = 1:Population
            Duelisttemp1 =
Duelist(j,((i*FightCapabilities-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
            Duelisttemp2 =
num2str(Duelisttemp1);
            Duelisttemp3 =
Duelisttemp2(~isspace(Duelisttemp2));
            DuelistInteger(j,i) =
str2num(Duelisttemp3);
        end
    end

    Datafit = [];

    for k = 1:Population

        for ii=1:Dimension
            X0(ii,k) =
(((DuelistInteger(k,ii)+1)/(10^FightCapabilities
))*RangeB(ii))+LB(ii);
        end
    end

```



```

%           cost = -
(((X0(1,k).^2)+(X0(2,k).^2)).^0.5).*cos((X0(1,k)
))-
(X0(2,k))).*exp(cos((X0(1,k)).*(X0(2,k)+5))./7
));
        fitness = objfunc (X0(:,k));
        Datafit = [Datafit; mm*fitness];
end

Datafit = Datafit;
[fitnessmax, nmax] = max(Datafit);
DataFDAfit = [DataFDAfit;fitnessmax];
DuelistMax = Duelist(nmax,:);
DuelistMaxLast = DuelistMax;
Hasilmax = DuelistMax;
sort = [Duelist Datafit];
maxall = [maxall; sort];
for i = 1:Dimension
        HasilMaxtemp1 =
Hasilmax(1,((i*FightCapabilities)-
FightCapabilities)+1):(i*FightCapabilities));
        HasilMaxtemp2 = num2str(HasilMaxtemp1);
        HasilMaxtemp3 =
HasilMaxtemp2(~isspace(HasilMaxtemp2));
        HasilMaxInt(1,i) =
str2num(HasilMaxtemp3);
end
        HMIIt = [];
        for ij=1:Dimension
                HMIIt = [HMIIt, HasilMaxInt(1,ij)];
        end
        HMI = [HMI; HMIIt];
end

plot(DataFDAfit);
hold on

[fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit);
for ik=1:Dimension

```

```
X0maxfix(ik) =  
(((HMI(nmaxf,ik)+1)/(10^FightCapabilities))*Rang  
eB(ik))+LB(ik);  
end
```

```
X0maxfix  
[fitnessmaxf, nmaxf] = max(DataFDAfit)
```

```
convergemax = [convergemax;fitnessmaxf];  
convergeiter = [convergeiter;nmaxf];  
xmax = [xmax;X0maxfix];  
DFDAfit = [DFDAfit,DataFDAfit];
```

```
figure(gcf)  
title('Grafik Nilai Maksimum DA','color','b')  
xlabel('Jumlah Iterasi')  
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif')
```

BIODATA PENULIS



Nama lengkap penulis adalah Fandi Kurniawan Saputra, lahir di Kota Surabaya pada tanggal 16 November 1996 dari pasangan Bapak Machmud Affandi dan ibu Nurlaeliyah. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pada tahun 2009 penulis menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar di SD Negeri Bungurasih I, pada tahun 2012 menyelesaikan pendidikan Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 22 Surabaya, pada tahun 2015 menyelesaikan pendidikan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 15 Surabaya. Pada tahun yang sama penulis terdaftar sebagai mahasiswa di Departemen Teknik Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi pengurus Himpunan Mahasiswa Teknik Fisika ITS dan Laboratorium Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol. Serta ikut dalam berbagai kepanitian diantaranya Gerigi ITS, EPW, dan ITS EXPO.

Konsentrasi tugas akhir yang didalami adalah bidang rekayasa instrumentasi dan kontrol. Pada bulan Juli 2019 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Optimisasi Desain Helical Baffle pada Shell and Tube Heat Exchanger di PLTN HTGR menggunakan Metode Stochastic Algorithm**

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

