



**TUGAS AKHIR - TF 141581**

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HEAT EXCHANGER*  
DI *RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING*  
*UNIT (RFCC)***

**RATRI KARTIKA SARI**  
NRP 2413 100 109

Dosen Pembimbing  
Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017





FINAL PROJECT - TF 141581

***DESIGN OPTIMIZATION ON HEAT EXCHANGER IN RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT (RFCC)***

RATRI KARTIKA SARI  
NRP 2413 100 109

Supervisor  
Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIASME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Ratri Kartika Sari  
NRP : 2413100109  
Departemen : Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “**Optimisasi Desain Pada *Heat Exchanger* di *Residual Fluid Catalytic Cracking Unit (RFCC)*”** adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 24 Juli 2017  
Yang membuat pernyataan,

Ratri Kartika Sari  
NRP. 2413100109



**LEMBAR PENGESAHAN**

**TUGAS AKHIR**

**OPTIMISASI DESAIN PADA *HEAT EXCHANGER* DI  
*RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT (RFCC)***

Oleh:

**Ratri Kartika Sari**  
**NRP 2413 100 109**

Surabaya, 24 Juli 2017

Menyetujui,  
Dosen Pembimbing



**Totok Ruki Bivanto, S.T., M.T., Ph.D**  
**NIPN. 19710702 199802 1 001**

Mengetahui,  
Ketua Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS



**Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si, Ph.D**  
**NIPN. 19780902 200312 1 002**





## LEMBAR PENGESAHAN

### **OPTIMISASI DESAIN PADA *HEAT EXCHANGER* DI *RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT* (RFCC)**

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada





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

Oleh :

**RATRI KARTIKA SARI**

**NRP. 2413 100 109**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Totok Ruki Biyanto, Ph.D.  .....(Pembimbing 1)
2. Dr.Katherin Indriawati, S.T., M.T.  .....(Ketua Penguji)
3. Hendra Cordova, S.T., M.T.  .....(Penguji 1)
4. Bagus Tris Atmaja, S.T., M.T.  .....(Penguji 2)

**SURABAYA  
JULI, 2017**



## **OPTIMISASI DESAIN PADA *HEAT EXCHANGER* DI *RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT (RFCC)***

**Nama** : Ratri Kartika Sari  
**NRP** : 2413 100 109  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D

### **Abstrak**

Pada Industri yang membutuhkan energi panas dengan jumlah kapasitas yang besar. Dengan berjalannya waktu dan perkembangannya teknologi saat ini, untuk mendapatkan energi panas yang maksimal dapat menggunakan cara mendesain alat penukar panas yang memiliki nilai perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) tetapi dengan memperbesar nilai perpindahan panas keseluruhan, nilai heat transfer area ( $A$ ) harus seminimal mungkin. Agar mendapatkan kuliatas dari produksi serta dapat mengurangi biaya pengadaan *heat exchanger* atau alat penukar panas. Maka dari itu dibutuhkan optimisasi pada desain *heat exchanger* terutama *shell and tube*. Dalam tugas akhir ini menggunakan metode *Genethic Alghorithm* digunakan untuk mengoptimisasi nilai perpindahan panas keseluruhan dengan mendapatkan nilai terbaik. Pemodelan perpindahan panas keseluruhan yang nantinya untuk mensimulasikan *heat exchanger*. Pemodelan perpindahan panas keseluruhan dan *heat transfer area* yang digunakan untuk mencari nilai *fitness* pada GA. Variabel dalam GA akan menyatakan sebagai solusi dari hasil optimisasi dengan didapatnya nilai perpindahan panas keseluruhan maksimal dan heat transfer area minimal. Variabel tersebut dalam pemodelan berupa rentang nilai minimal hingga maksimal yaitu diameter luar *tube* ( $do$ ), jumlah *tube* ( $Nt$ ) dan diameter *shell* ( $ds$ ). Dari hasil optimisasi di dapatkan perpindahan panas keseluruhan naik menjadi  $771.5 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ . dan heat transfer area turun menjadi  $60.93 m^2$

**Kata Kunci:** *Heat Exchanger*, Perpindahan panas keseluruhan, GA



## **DESIGN OPTIMIZATION ON HEAT EXCHANGER IN RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT (RFCC)**

**Name** : **Ratri Kartika Sari**  
**NRP** : **2413 100 109**  
**Department** : **Engineering Physics FTI-ITS**  
**Supervisors** : **Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D**

### **Abstract**

*In industries that require thermal energy with a large amount of capacity. With the passage of time and development of today's technology, for maximum thermal energy can use the way of designing heat exchangers that have hot thermal extension, heat transfer (A) to a minimum. In order to get the product from the production and can reduce the cost of procurement of heat exchangers or heat exchangers. Therefore, it is necessary to optimize the design of heat exchangers on the shell and tube. In this final project, Genethic Alghorithm (GA) method is used to optimize hot thermal acceleration with best value. Modeling overall heat transfer to simulate heat exchanger. Modeling overall heat transfer and heat transfer area are used for fitness seeking in GA. Variables in GA will be expressed as a solution of optimization results with the benefits of hot and maximum extension. Variables are in the modeling classified as minimal to the maximum of the outside diameter of the tube ( $d_o$ ), the number of tubes ( $N_t$ ) and shell diameter ( $d_s$ ). The optimization results obtained overall heat transfer increased to  $896,416 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  and heat transfer area decreased to  $51.1416 \text{ m}^2$ .*

**Keywords:** *Heat Exchangers, Overall Heat Exchanger, GA*



## KATA PENGANTAR

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

### **“OPTIMISASI DESAIN PADA *HEAT EXCHANGER* DI *RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT* (*RFCC*)”**

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. Agus M. Hatta, S.T., M.Si, Ph.D selaku ketua Departemen Teknik Fisika - ITS.
2. Totok Ruki Biyanto, Ph.D selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Roekmono dan Nila selaku orang tua penulis serta segenap keluarga besar penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan untuk penulis.
5. Segenap keluarga besar penulis yang telah memberikan dukungan, do'a, dan motivasi terhadap penyelesaian tugas akhir,
6. Irving Putra Fuadi selaku teman terdekat yang selalu membantu, menyemangati, menyayangi dan mendampingi penulis pada saat mengerjakan tugas akhir,
7. Teman-teman asisten Laboratorium Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol yang senantiasa membantu berbagi ilmu dalam dunia instrumentasi dan kontrol,
8. Teman-teman pejuang TW 116 yang telah memberikan dukungan dan semangat,
9. Teman-teman F48 yang senantiasa memberikan motivasi dan perhatian bagi penulis,

10. Teman-teman Departemen Teknik Fisika – ITS yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

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

Surabaya, Juli 2017

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	ix
ABSTRACT.....	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR NOTASI.....	xxi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Lingkup Kerja.....	3
1.4. Tujuan.....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1. <i>Heat Exchanger</i> .....	5
2.2. <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	5
2.3. Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> .....	9
2.4. Kilang RFCC.....	13
2.5. <i>Genetic Algorithm</i> .....	19
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1. Pengambilan Data Desain <i>Heat Exchanger</i> .....	24
3.2. Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> .....	24
3.3. Pemodelan: <i>Objective Function</i> .....	42
3.4. Menoptimasi <i>Objective Function</i> Menggunakan <i>Genetic Algorithm</i> .....	42
3.5. Analisis Hasil.....	43
3.6. Penarikan Kesimpulan.....	43
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1. Perhitungan Keseluruhan Perpindahan Panas.....	45
4.2. Optimisasi <i>Heat Exchanger shell and tube</i> Menggunakan metode <i>GA</i> .....	48
4.3. Optimisasi <i>Heat Exchanger shell and tube</i> menggunakan metode <i>Duelist Alghorithm</i> .....	52

4.4. Optimisasi <i>Heat Exchanger shell and tube</i> menggunakan metode <i>Rainwater Alghorithm</i> .....	53
4.5. Properti Pada Teknik Optimisasi.....	54
<b>BAB V PENUTUP</b>	
5.1. Kesimpulan.....	57
5.2. Saran.....	58
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	59
<b>LAMPIRAN</b> .....	61
<b>BIODATA PENULIS</b>	

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1.</b> <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> .....	5
<b>Gambar 2.2.</b> Skema <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> .....	6
<b>Gambar 2.3.</b> Satu <i>Shell</i> dan dua <i>Tube Passes</i> .....	6
<b>Gambar 2.4.</b> Dua <i>Shell</i> dan Empat <i>Tube Passes</i> .....	7
<b>Gambar 2.5.</b> Standar TEMA.....	8
<b>Gambar 2.6.</b> Diagram Kilang RFCC.....	14
<b>Gambar 2.7.</b> Diagram Alir Pelaksanaan <i>Genetic Alghorithm</i> ....	21
<b>Gambar 3.1.</b> Diagram Alir Penelitian.....	23
<b>Gambar 3.2.</b> Basic Geometri <i>Baffle Segmental</i> .....	30
<b>Gambar 3.3.</b> Definisi Panjang <i>Tube</i> Pada <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	31
<b>Gambar 4.1.</b> Hasil Nilai <i>U</i> Setelah di Optimisasi.....	50
<b>Gambar 4.2.</b> Hasil Nilai <i>A</i> Setelah di Optimisasi .....	51



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 4.1.</b> Spesifikasi Desain <i>Heat Exchanger 527-A</i> .....	46
<b>Tabel 4.2.</b> Hasil kalkulasi Pada <i>Heat Exchanger 527-A</i> .....	47
<b>Tabel 4.3.</b> Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi GA dengan Data Desain.....	49
<b>Tabel 4.4.</b> Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi <i>Duelist</i> <i>Alghorithm</i> dengan Data Desain.....	52
<b>Tabel 4.5.</b> Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi <i>Rainwater</i> <i>Alghorithm</i> dengan Data Desain.....	53
<b>Tabel 4.6.</b> Perubahan Parameter <i>Heat Exchanger</i> .....	55



## DAFTAR NOTASI

$A_t$	= Tube side Flow area ( $m^2$ )
$A_0$	= Heat transfer area ( $m^2$ )
$B_c$	= Baffle cut (%)
$Cond$	= Konduksi ( $W/m^2C$ )
$Cp_s$	= Kapasitas panas spesifik pada shell ( $J/Kg\ ^\circ C$ )
$Cp_t$	= Kapasitas panas spesifik pada tube ( $J/Kg\ C$ )
$D_{ctl}$	= Diameter Bundle ( $m$ )
$d_i$	= Diameter dalam pada sisi tube ( $m$ )
$d_o$	= Diameter luar tube ( $m$ )
$D_s$	= Diameter dalam shell ( $m$ )
$f$	= Faktor friksi
$F_w$	= Nilai fraksi tube pada jendela baffle
$GT$	= Mass Velocity tube ( $Kg/m^2$ )
$h_i$	= Koefisien perpindahan panas ideal pada shell ( $W/m^2\ ^\circ C$ )
$h_s$	= Perpindahan panas pada shell ( $W/m^2\ ^\circ C$ )
$h_t$	= Koefisien perpindahan panas pada sisi tube ( $W/m^2\ ^\circ C$ )
$J_b$	= Koreksi faktor pada bundle bypass flow
$J_c$	= Koreksi faktor baffle cut dan jarak antar baffle
$J_l$	= Koreksi faktor kebocoran pada baffle antara shell ke baffle dan tube ke baffle
$J_r$	= Koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar
$J_s$	= Faktor koreksi pada jarak antar baffle pada sisi inlet dan outlet
$K_{cs}$	= Konduktivitas termal material ( $W/mC$ )
$K_s$	= Konduktivitas termal pada shell ( $W/m\ ^\circ C$ )
$K_t$	= Koefisien konduktivitas panas pada sisi tube ( $W/m^2\ ^\circ C$ )
$L$	= Panjang per tube ( $m$ )
$L_{bb}$	= Clearance antara bundle dan shell ( $m$ )
$L_{bc}$	= Jarak antar baffle ( $m$ )

$L_i^*$	= Perbandingan jarak <i>baffle inlet</i> dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
$LMTD$	= <i>Log Mean Temperature Difference</i> ( $^{\circ}C$ )
$LMTD_{corr}$	= <i>Log Mean Temperature Difference corrected</i> ( $^{\circ}C$ )
$L_o^*$	= Perbandingan antara jarak <i>baffle outlet</i> dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
$lpl$	= Lebar <i>tube</i> dan partisi diantara <i>tube wall</i> ( $m$ ); $lpl = 0$
$Lsb$	= <i>Clearance</i> diantara <i>shell</i> diameter dengan <i>baffle</i>
$L_{tb}$	= Diameter <i>clearance</i> antara diameter luar <i>tube</i> dengan luaran <i>baffle</i> ( $m$ )
$L_{ti}$	= Panjang efektif ( $m$ )
$L_{tp.eff}$	= Jarak efektif antar <i>tube</i> ( $m$ )
$L_{tp}$	= Jarak efektif antar <i>tube</i> ( $m$ )
$M_s$	= Kecepatan massa pada <i>shell</i> ( $Kg/s$ )
$M_t$	= Massa aliran pada <i>tube</i> ( $Kg/s$ )
$N_b$	= Jumlah <i>baffle</i>
$N_s$	= Jumlah <i>shell</i>
$N_t$	= Jumlah <i>Tube</i>
$Nu_t$	= Bilangan <i>Nusselt</i>
$Pr$	= Bilangan <i>prandtl</i> pada sisi <i>tube</i>
$Pr_s$	= Nilai <i>Prandtl</i>
$Q$	= Panas yang dipindahkan oleh fluida ( $W$ )
$R . S$	= Faktor efisiensi temperature
$Re_s$	= Bilangan <i>Reynold number</i>
$Re$	= Bilangan <i>Reynold</i> pada sisi <i>tube</i>
$Res$	= Bilangan <i>Reynold number</i> pada sisi <i>shell</i>
$Ret$	= Bilangan <i>Reynold number</i> pada sisi <i>tube</i>
$S_b$	= <i>Bundle to shell Bypass area parameter</i> ( $m$ )
$S_m$	= Luas aliran <i>crossflow</i> pada sisi <i>shell</i> ( $m^2$ )
$S_{tb}$	= Luas kebocoran <i>tube</i> ke <i>baffle</i> ( $m^2$ )
$T_{c,i}$	= Temperatur dingin <i>inlet</i> ( $^{\circ}C$ )
$T_{c,o}$	= Temperatur dingin <i>outlet</i> ( $^{\circ}C$ )
$T_{h,i}$	= Temperatur panas <i>inlet</i> ( $^{\circ}C$ )



- $T_{h,o}$  = Temperatur panas *outlet* ( $^{\circ}C$ )  
 $t_w$  = *Thickness* atau ketebalan ( $m$ )  
 $U$  = Koefisien perpindahan panas keseluruhan  
( $W/m^2^{\circ}C$ )  
 $V$  = *Velocity* ( $m/s$ )



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pada era modern saat ini energi merupakan salah satu kebutuhan pokok yang berpengaruh untuk kehidupan manusia. Kebutuhan akan energi untuk manusia semakin lama akan semakin meningkat. Agar kebutuhan manusia dapat terpenuhi banyak pabrik dan perusahaan yang mengelola suatu energi tersebut dalam skala besar terutama minyak dan gas. Energi yang terdapat pada industri minyak dan gas terdapat energi panas yang dapat menyebabkan keuntungan maupun kerugian pada proses kerjanya. Pengolahan energi panas tersebut harus diperhatikan dengan benar agar proses industri dapat berjalan dengan lancar tanpa ada gangguan akibat dari energi panas yang tidak diinginkan. Proses pengolahan energi panas pada industri minyak dan gas ini membutuhkan suatu alat penukar panas agar dapat menyeimbangkan kinerja dari suatu plant, dimana keuntungan dapat dimaksimalkan dan kerugian dapat diminimalkan. Maka dari itu, dibutuhkan alat yang dapat menjaga energi panas tersebut tetap bersirkulasi yaitu *Heat Exchanger*.

*Heat Exchanger (HE)* adalah salah satu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas fluida dengan fluida yang lain tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya dan dapat dipergunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi keluaran (output) yang ditentukan. Alat penukar panas didalam industri memiliki tipe-tipe yang beragam yang dimana klasifikasinya dapat didasarkan dari bentuk *shell* yang didalamnya terdapat banyak jumlah *tube*. Salah satu contoh dari tipe heat exchanger tersebut adalah *shell and tube*. *Heat exchanger* bertipe *shell and tube* biasa disebut *SHE (Shell and Tube Heat Exchanger)* Umumnya, fluida panas dan fluida dingin tersebut terpisah dan tidak bercampur satu sama lain [5].

Pada umumnya dilapangan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ditetapkan, agar *heat duty* pada *heat exchanger* sama maka nilai *heat transfer area* selalu naik maka dari itu pada tugas

akhir ini tujuannya dengan menaikkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dan memperkecil nilai *heat transfer area* tanpa merubah nilai *heat duty* yang sudah ada. Alat penukar panas bertipe *Shell and Tube* memiliki parameter yang mempengaruhi proses perpindahan panas dalam suatu pabrik. Setiap parameternya dapat membuat pembuatan *Heat Exchanger* menjadi optimal. Parameter yang akan dioptimalkan adalah diameter luar pada *tube* ( $d_o$ ), Jumlah *baffle* ( $N_b$ ), Diameter *shell* ( $d_s$ ). *Heat Exchanger* dikatakan optimal ketika mengeluarkan koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) dengan nilai maksimal sehingga akan menghasilkan laju perpindahan panas yang cepat dari *Heat Exchanger* itu sendiri. Dan *Heat transfer area Heat Exchanger* ( $A$ ) sekecil mungkin agar dapat menurunkan harga pengadaan *Heat Exchanger* yang lebih ekonomis. Maka dilakukan optimisasi pada *Heat Exchanger* untuk memenuhi *Heat Exchanger* yang optimal dan tetap pada keluaran performansi fluida yang akan ditukarkan panasnya mencapai set point yang diinginkan.

Metode yang biasa dilakukan yaitu menggunakan pendekatan standar TEMA [1], dan metode *particle swarm optimization* [4]. Pada tugas akhir ini akan didesain *heat exchanger* menggunakan algoritma genetika (GA). Penggunaan metode GA untuk analisa *Heat Exchanger Shell and Tube* menunjukkan bahwa hasil dari analisa dari metode algoritma genetika memiliki kelebihan yaitu pendekatan dalam menemukan area perpindahan panas global minimum atau menekan biaya ekonomi yang semakin turun dan memperoleh beberapa solusi dari kualitas yang sama dan dengan menggunakan metode GA karena memiliki fleksibilitas yang lebih baik[3].

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan yang akan diangkat dalam tugas akhir ini, antara lain:

1. Bagaimana mengoptimalkan Koefisien perpindahan panas keseluruhan *Heat Exchanger* yang terdapat pada unit RFCC?

2. Bagaimana mendapatkan geometri yang optimal pada *heat exchanger* yang terdapat di RFCC?

### 1.3 Lingkup Kerja

Adapun lingkup kerja yang digunakan pada tugas akhir ini adalah Data desain yang digunakan terbatas pada data *Heat Exchanger di Residual Fluid Catalytic Cracking Unit (RFCC)*. Jenis *Heat Exchanger* yang digunakan untuk penelitian tugas akhir ini adalah *Shell and Tube*. pemodelan *Heat Exchanger* menggunakan best principle modern. Kemudian dilakukan perhitungan dan analisa kinerja *Heat Exchanger* berdasarkan data desain. Perhitungan dan analisa *heat transfer coefficient* pada sisi *shell* ( $h_s$ ) dengan menggunakan persamaan *Bell-Delaware Method*, sedangkan untuk perhitungan dan analisa *heat transfer coefficient* pada sisi *tube* ( $h_t$ ) dengan menggunakan persamaan Coulburn, perhitungan dan analisa *pressure drop* pada sisi *shell* ( $\Delta P_s$ ) menggunakan metode *Bell-Delaware Method* dan *pressure drop* pada *tube* ( $\Delta P_t$ ) menggunakan metode *Pethukov and Popov's Methods*. setelah didapatkan kinerja *heat exchanger* kemudian dilakukan optimasi kinerja *Heat Exchanger*.

### 1.4 Tujuan

Adapaun Tujuan yang akan dilakukan pada tugas akhir ini, yaitu:

1. Mendapatkan Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) semaksimal mungkin *Heat Exchanger* yang terdapat di RFCC
2. Mendapatkan geometri yang optimal pada *heat exchanger* yang terdapat di RFCC

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Heat Exchanger**

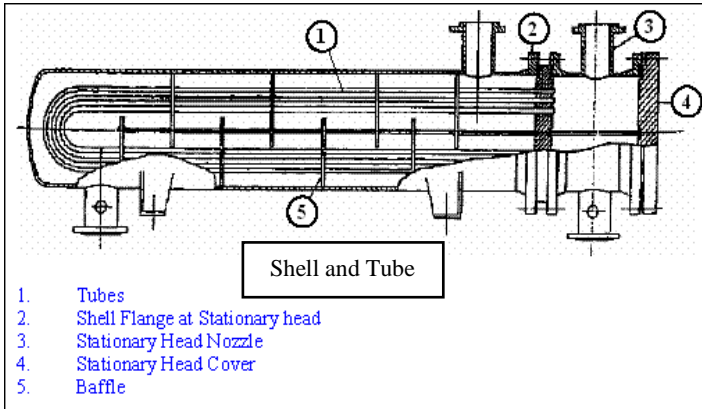
*Heat Exchanger* merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas untuk mentransfer energy dari fluida panas ke fluida dingin. Ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat digunakan sebagai pemanas ataupun pendingin untuk memenuhi keluaran (*output*) yang ditentukan [6]. Terdapat beberapa macam tipe dan desain *heat exchanger* yang digunakan pada industri proses tetapi tipe *heat exchanger* yang sering digunakan pada industry proses adalah *shell and tube heat exchanger*. Berikut skema *shell and tube heat exchanger* [7].



**Gambar 2.1.** *Heat Exchanger Shell and Tube* [7]

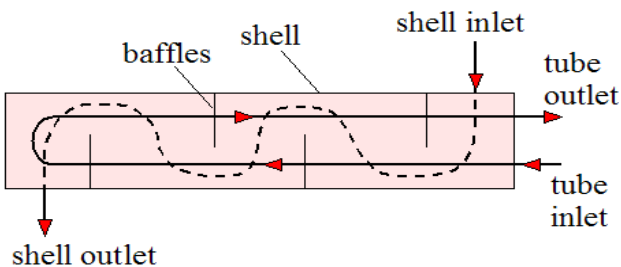
#### **2.2 Shell and Tube Heat Exchanger**

*Heat Exchanger shell and tube* merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang biasanya banyak digunakan dalam perusahaan proses di industri terutama perusahaan industri minyak dan gas. *Heat exchanger shell and tube* ini sudah lama sekali populer karena dengan kemampuannya yang fleksibel. Dengan memiliki kelebihan yaitu mudah dibersihkan, dapat memiliki kapasitas perpindahan panas yang besar serta dapat bekerja pada tekanan yang tinggi. [7]



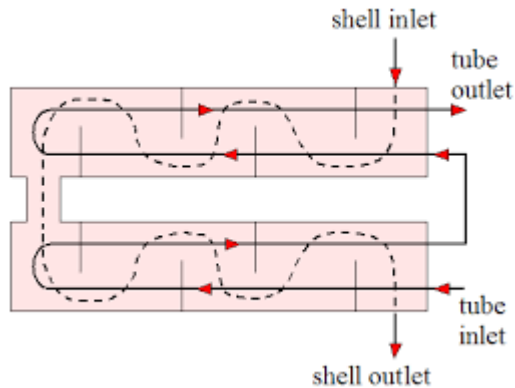
**Gambar 2.2.** Skema *Heat Exchanger Shell and Tube* [6]

Spesifikasi bentuknya yaitu dari banyaknya *shell* dan *tube* yang dilewati oleh fluida dapat diambil contoh dengan satu *shell* dan dua *tube passes* yang terlihat pada Gambar 2.3. *Baffle* biasanya terpasang untuk dapat meningkatkan konveksi koefisiensi pada fluida di *shell* yang dipengaruhi oleh turbulensi aliran dan komponen kecepatan *cross-flow*. *Baffle* pada *heat exchanger* dengan satu *shell* dan satu *tube passes* dan dengan dua *shell* dan empat *tube passes* dapat dilihat pada Gambar 2.4.



**Gambar 2.3.** Satu *Shell* dan dua *Tube Passes* [7]





**Gambar 2.4.** Dua *Shell* dan Empat *Tube Passes* [7]

### 2.2.1 Komponen-Komponen Pada *Heat Exchanger*

Komponen-komponen yang dapat mempengaruhi keluaran koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube* pada *heat exchanger* yaitu *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*. Beberapa kriteria properti yang dipergunakan selama pengoperasian *heat exchanger* adalah tekanan dan temperatur. Beberapa komponen utama *heat exchanger shell and tube* sebagai berikut: [15]

**a. *Tube***

*Tube* merupakan pemisah dan juga sebagai penghantar panas yang berbeda suhunya diantara dua zat yang berada di dalam suatu alat.

**b. *Shell***

*Shell* merupakan bagian yang menjadi tempat mengalirnya fluida kerja yang lain selain yang mengalir di dalam *tube*. Umumnya desain pada *shell* berbentuk silinder dengan penampang melingkar. Tipe-Tipe desain dari *shell* ditunjukkan pada gambar 2.5.

**c. *Baffle***

Fluida yang akan didinginkan atau dipanaskan sesuai dengan yang diinginkan harus berada pada sisi *shell* lebih lama untuk memperpanjang aliran, maka biasanya pada *shell* diberikan

*baffle* yang dipergunakan sebagai penghalang dengan bentuk yang sedemikian rupa salah satunya berbentuk *segmental baffle*, sehingga fluida masih dapat mengalir.

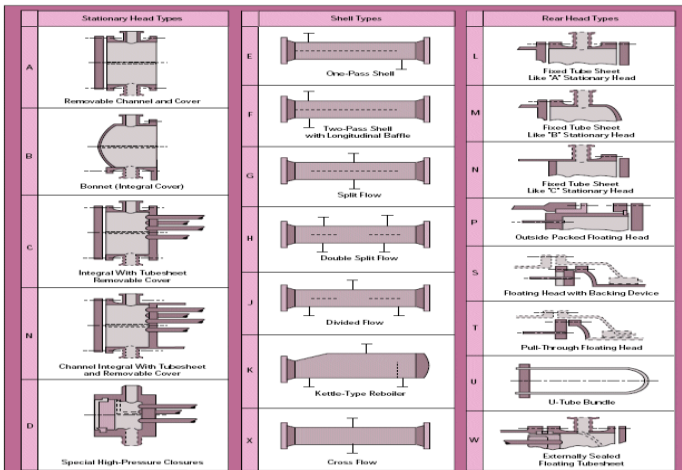
**d. Front Head and Rear head**

*Front Head and Rear Head* berfungsi sebagai tempat masuk dan keluar dari fluida yang berada disisi *tube*. Selain itu bagian ini juga mencegah adanya *losses*

**e. Nozzle**

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

Untuk dapat menentukan konstruksi dari *heat exchanger shell and tube* terdapat stansar yang digunakan yaitu dari TEMA. Untuk menentukan tipe dari *heat exchanger* dala standar TEMA dapat menggunakan kode huruf seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5.



Source:  
CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS • FEBRUARY 1998

**Gambar 2.5.** Standar TEMA [7]

## 2.3 Pemodelan *Heat Exchanger*

Pemodelan *heat exchanger* ini sering digunakan pada industri minyak dan gas dimana spesifikasinya akan disesuaikan dengan kondisi dari kebutuhan industri tersebut. Untuk dapat menentukan spesifikasi yang optimal dari *heat exchanger* maka diperlukan pemodelan terhadap *heat exchanger*.

### 2.3.1 Persamaan Desain Pada Sisi *Tube* dan Sisi *Shell*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan sisi *tube* berbeda bergantung pada kondisi operasi serta karakteristik fluida yang digunakan. Perpindahan panas yang terjadi pada sisi *shell* dan pada sisi *tube* dapat dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida, konduktifitas termal, *viskositas* fluida, kapasitas panas spesifik, perbedaan kedua fluida, dan *heat transfer area*.

#### 1. Persamaan Desain Pada Sisi *Tube*

Mencari perpindahan panas pada *tube* dapat digunakan dengan menggunakan persamaan *Colburn* sebagai berikut:

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

dimana,

$h_t$  = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*  
(W/m<sup>2</sup>°C)

$K_t$  = Koefisien konduktifitas panas pada sisi *tube*  
(W/m<sup>2</sup>°C)

$Nu_t$  = bilangan *Nusselt*

$d_i$  = diameter dalam pada sisi *tube* (*m*)

Untuk mencari bilangan *Nusslet* tergantung dari banyaknya faktor, diantaranya adalah kondisi aliran sistem tersebut. Besarnya bilangan *nusslet* dapat ditentukan berdasarkan persamaan sebagai berikut [8]

- Untuk aliran dengan  $Re > 10^4$

$$Nu_t = 0.23 R_{e,T}^{0.8} P_{r,T}^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \quad (2.2)$$

- Untuk aliran dengan  $2100 < Re < 10^4$

$$Nu_t = 0.116 \left( R_{e,T}^{\frac{2}{3}} - 125 \right) P_{r,T}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \\ \left( 1 + \left( \frac{di}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (2.3)$$

- Untuk aliran dengan  $Re \leq 2100$

$$Nu_t = 0.186 \left( \frac{R_{e,T} di P_{r,T}}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \quad (2.4)$$

dimana,

$Re$	= Bilangan <i>Reynold</i> pada sisi <i>tube</i>
$di$	= Diameter dalam pada sisi <i>tube</i> (m)
$Pr$	= Bilangan <i>prandtl</i> pada sisi <i>tube</i>
$L$	= Panjang per <i>tube</i> (m)
$\mu_t$	= Kekentalan dinamis fluida pada sisi <i>tube</i> (Kg/m s)
$\mu_{t,w}$	= kekentalan dinamis fluida pada temperatur dinding <i>tube</i> (Kg/m s)

Bilangan *reynold*, dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Re_t = \frac{GT di}{\mu_t} \quad (2.5)$$

dimana,

$GT$	= Mass Velocity <i>tube</i> (Kg/m <sup>2</sup> )
$di$	= Diameter dalam pada sisi <i>tube</i> (m)
$\mu_t$	= kekentalan dinamis fluida pada sisi <i>tube</i> (N.s/m <sup>2</sup> )

## 2. Persamaan Desain Pada Sisi *Shell*

Untuk perhitungan pada *shell* seperti pada *tube* dengan cara mencari nilai perpindahan panas pada *shell* menggunakan persamaan *Bell-Delaware Method* sebagai berikut [9]

$$h_s = h_i J_c J_i J_b J_s J_r \quad (2.6)$$

dimana,

- $h_i$  = Koefisien perpindahan panas *ideal* pada *shell* ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
- $h_s$  = Perpindahan panas pada *shell* ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
- $J_c$  = Koreksi faktor *baffle cut* dan dan jarak antar *baffle*
- $J_i$  = Koreksi faktor kebocoran pada *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*
- $J_b$  = Koreksi faktor pada *bundle bypass flow*
- $J_s$  = Faktor koreksi pada jarak antar *baffle* pada sisi *inlet* dan *outlet*
- $J_r$  = Koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

### 2.3.2 Nilai Laju Perpindahan Panas *Heat Exchanger*

Mencari nilai laju perpindahan panas *heat exchanger* dapat menggunakan persamaan seperti berikut

$$Q = U LMTD_{corr} A_0 \quad (2.7)$$

dimana

- $Q$  = Panas yang dipindahkan oleh fluida ( $W$ )
- $U$  = Koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )
- $LMTD_{corr}$  = *Log Mean Temperature Difference corrected* ( $^\circ C$ )
- $A_0$  = *Heat transfer area* ( $m^2$ )

Untuk dapat mencari nilai dari  $LMTD_{corr}$  (*Log Mean Temperature Difference corrected*) dapat menggunakan persamaan seperti berikut:

$$LMTD_{corr} = LMTD * F \quad (2.8)$$

Dimana,

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

$F$  = Faktor friksi

Untuk mendapatkan nilai *Log Mean Temperature Difference* ( $LMTD$ ) dapat menggunakan persamaan berikut:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2.9)$$

dimana,

$T_{h,i}$  = Temperatur panas *inlet* ( $^{\circ}C$ )

$T_{c,o}$  = Temperatur dingin *outlet* ( $^{\circ}C$ )

$T_{h,o}$  = Temperatur panas *outlet* ( $^{\circ}C$ )

$T_{c,i}$  = Temperatur dingin *inlet* ( $^{\circ}C$ )

Faktor Koreksi ( $F$ ) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)}{(1-RS)}}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (2.10)$$

Untuk mendapatkan nilai  $R$  dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

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

$$S = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{h,o})} \quad (2.12)$$

Dimana,

R, S = Faktor efisiensi temperature

Berikut ini merupakan persamaan untuk mencari koefisien perpindahan panas pada saat terjadi *fouling*

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (2.13)$$

dimana,

$d_i$  = Diameter dalam pada sisi *tube* (m)

$d_o$  = Diameter luar pada sisi *tube*

$h_t$  = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*  
(W/m<sup>2</sup>°C)

$R_{ft}$  = *Fouling* pada sisi *tube* (m<sup>2</sup>°C/W)

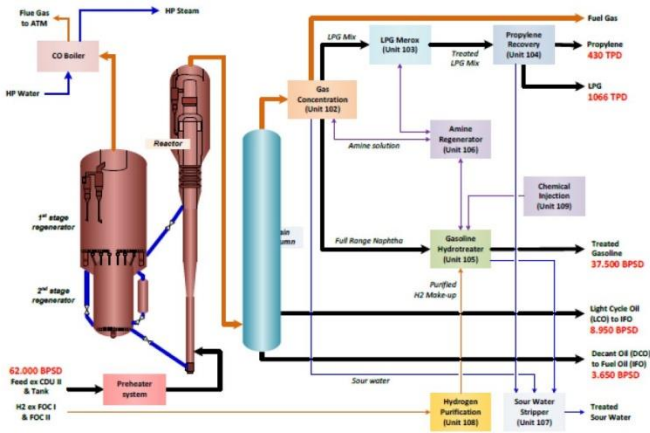
$R_{fs}$  = *Fouling* pada sisi *shell* (m<sup>2</sup>°C/W)

$h_s$  = Perpindahan panas pada *shell* (W/m<sup>2</sup>°C)

$Cond$  = Perpindahan panas konduksi pada *tube*  
(W/m<sup>2</sup>C)

## 2.4 Kilang RFCC

Kilang RFCC (Residual Fluid Catalytic Cracking Unit) merupakan kilang yang paling baru di PT Pertamina RU IV Cilacap, dimulai pembangunannya pada tahun 2011. Kilang RFCC dibangun dengan tujuan untuk mengolah kembali sisa produk yang diperoleh dari kilang CDU (Crude Distiling Unit) dan LOC (Lube Oil Complex) menjadi produk yang dapat dimanfaatkan seperti pelumas, LPG (Liquified Pressurized Gas) serta aspal.



**Gambar 2.6** Diagram Kilang RFCC[17]

Terdapat beberapa unit pada kilang RFCC, yaitu:

- Unit 101 RFCC Regenerator

Digunakan untuk mengolah produk bawah CDU II – SWR sejumlah 62000 BPSD yang bernilai jual rendah menjadi produk bernilai tinggi semisal gasoline, LPG, dan propylene. Proses yang terjadi di unit ini berupa reaksi kimia katalitik dan dilanjutkan dengan proses fraksinasi untuk menjadi produk overhead ke unit Gas Concentration (U-102), light cycle oil (LCO) & decant oil (DCO) menuju Industrial fuel oil (IFO). Regenerasi katalis dan integrasi panas unit menyediakan sumber panas yang digunakan untuk menghasilkan HP steam dengan kontribusi ~70% terhadap total steam kilang RFCC.[17]

- U-102 Gas Concentration

Digunakan untuk overhead produk RFCC dipisahkan menjadi stream LPG (komponen C3 & C4) dan naphtha dengan memaksimalkan recovery setiap stream melalui kompresi dan absorpsi. Fuel gas (minus komponen LPG) di-treating dengan amine untuk pemisahan H<sub>2</sub>S sebelum dialirkan menuju fuel gas header. Produk stream U-102 masih mengandung kontaminan sulfur sehingga perlu diolah lebih lanjut di unit downstream;



naphtha menuju unit Gasoline Hydrotreating (U-105); LPG menuju unit Merox (U-103).[17]

- U-103 LPG Merox

Digunakan untuk: LPG ex-U-102 dipisahkan kandungan sulfur dengan cara ekstraksi menggunakan caustic dan COS solvent (MEA amine + caustic + condensate)2. Produk akhir unit berupa treated LPG yang telah bebas sulfur.[17]

- U-104 Propylene Recovery

Digunakan untuk treated LPG ex-U-103 dipisahkan secara fraksinasi untuk mendapatkan produk akhir LPG dan propylene yang dikirimkan ke area pertanlian RFCC. Propylene yang masih mengandung moisture dan metal dipisahkan lebih lanjut secara adsorpsi dengan menggunakan adsorben selektif untuk mendapatkan produk akhir propylene dengan grade polymer [17]

- U-105 Gasoline Hydrotreating

Digunakan untuk mengolah Naphtha ex-U-102 yang masih mengandung sulfur diolah secara katalitik untuk mendapatkan spec gasoline. Reaksi yang terjadi bersifat selektif sehingga diperoleh produk gasoline yang lebih stabil dengan octane number (ON) yang tetap terjaga. Produk akhir berupa treated gasoline setara high octane mogas component (HOMC) yang dikirimkan ke mogas pool tanki kilang existing (RU IV).4. Kestabilan gasoline dipertahankan dengan adanya injeksi chemical antioxidant yang berasal dari U-109.[17]

- Unit Supporting (U-106 s/d U-108)

Unit Supporting atau U-106 s/d U-108 mempunyai beberapa bagian yang terdiri dari:

1. U-106 Amine regeneration berfungsi untuk menyediakan suplai lean amine untuk pemisahan sulfur pada stream gas & liquid di U-102, U-103, dan U-105 dan meregenerasi rich amine yang kaya H<sub>2</sub>S dari unit – unit tersebut. Produk akhir U-106 berupa acid gas dialirkan menuju unit SRU untuk menghasilkan produk akhir molten sulfur.
2. U-107 Sour water stripping untuk mengolah sour oily water hasil proses sebelum dialirkan menuju unit 166 – Waste Water Treatment (WWT).

3. U-108 Hydrogen Purification untuk memurnikan hydrogen rich gas hingga H<sub>2</sub> purity >99%-mole yang digunakan di unit U-105.[17]

#### 2.4.1 Reactor Unit 101

Feed RFCC berasal dari hot ex-CDU II dan cold ex-CDU II. Sebelum memasuki raw oil surge drum, raw oil terlebih dahulu dipanaskan di feed preheater menggunakan MP steam hingga tercapai temperature suplai raw oil 150 °C.[16]

Dari surge drum, umpan dipompa kemudian melalui serangkaian system pemanas hingga temperature mencapai 235 °C saat akan masuk riser. Laju alir umpan dikendalikan dan temperature umpan dikendalikan yang mengatur aliran MCB sebagai pemanas. Umpan diinjeksikan kedalam reactor riser melalui 8 buah distributor dan mempergunakan MP steam sebagai atomizer. Regenerated catalyst panas dari lower regenerator dialirkan menuju riser dengan bantuan lift steam dan lift gas ex-lift gas knock out drum di unit Gas Concentration 102. Catalyst panas naik dari wye piece dan bertemu dengan umpan dalam riser dan terjadi pertukaran panas dari catalyst ke kabut minyak umpan, penguapan dan hidrokarbon yang terengah. Campuran uap-catalyst naik melalui riser dengan minimum back mixing. Aliran catalyst menuju riser untuk mengendalikan temperature reactor. Pada top riser reaksi perengkahan akan sempurna dan uap hydrocarbon terpisah dari catalyst oleh riser terminator dan katalis jatuh ke seksi stripping, guna meminimize reaksi perengkahan sekunder yang tidak dikehendaki. Uap hydrocarbon yang masih bercampur katalis masuk kedalam 10 buah single stage cyclone untuk pemisahan akhir (99,999 % katalis dapat terpisahkan). Catalyst yang terambil oleh cyclone jatuh ke bawah cyclone diplegs menuju ke seksi stripping yang mempunyai 7 grid dan dilakukan pelucutan sisa hydrocarbon dengan mempergunakan 3 buah stripping steam. Uap hydrocarbon naik ke plenum chamber bergabung dengan uap hydrocarbon dari cyclone yang lain dan keluar melalui puncak reactor menuju ke Main Column[ 16]

### 2.4.2 Regenerator Unit 101

Regenerator mempunyai dua fungsi, yaitu : mengembalikan aktifitas katalis yang telah berkurang setelah melakukan perengkahan (*cracking*) dan mensuplai panas yang diperlukan untuk reaksi perengkahan umpan. Spent catalyst mengalir dari reactor stripper menuju ke upper regenerator melalui spent catalyst stand pipe untuk mengendalikan level. Spent katalis ini banyak mengandung coke dengan komponen carbon dan hydrogen serta sebagian kecil sulfur dan nitrogen yang terdeposit pada permukaan catalyst (8 - 10 % wt) selama terjadi reaksi perengkahan.[16]

Regenerasi katalis dilakukan dengan membakar carbon mempergunakan oksigen yang diperoleh dari udara melalui Main Air Blower. Pada upper regenerator dikehendaki pembakaran parsial coke guna menghindari tingginya temperatur regenerator akibat panas reaksi pembakaran bila dilakukan pembakaran sempurna. Sekitar 80% coke dapat dihilangkan pada upper regenerator melalui pembakaran parsial C menjadi CO. Dari upper RG catalyst mengalir turun ke lower regenerator. Catalyst cooler dipergunakan untuk menyerap panas hasil reaksi pembakaran coke pada katalis dengan menghasilkan steam. Catalyst cooler dapat beroperasi dengan mode once through atau back-mixing. Jumlah penyerapan panas pada catalyst cooler dilakukan dengan mengatur jumlah udara fluidisasi (lance air) pada masing-masing cat cooler dan kuantitas aliran katalis yang mengalir dari upper regenerator ke lower regenerator via cat cooler yang mengendalikan temperature lower regenerator. Di lower regenerator, udara berlebih dipergunakan untuk membakar sisa coke pada catalyst dengan pembakaran sempurna dari C menjadi CO<sup>2</sup>. Catalyst panas pada temperature 700 - 735 °C akibat pembakaran tersebut selanjutnya dialirkan dari lower regenerator menuju ke wye piece. Pada wye piece regenerated catalyst naik ke riser dengan bantuan lift gas dan lift steam untuk bertemu dengan umpan residu yang diinjeksikan kedalam riser. Aliran katalis antara seksi reactor dan regenerator ini merupakan jantung proses RFCC. Aliran katalis tersebut jumlahnya sangat besar

yakni secara desain pada kapasitas 100% berkisar antara 54 - 56 ton katalis sirkulasi tiap menit. Flue gas yang mengandung CO pada upper regenerator mengalir melalui 20 buah double stage cyclone guna mengembalikan partikel catalyst yang terikut. Sekitar 75 - 90 % catalyst dipisahkan pada stage pertama dan sisanya pada stage kedua. Aliran flue gas panas bersama sebagian kecil katalis kemudian mengalir menuju UOP third stage separator untuk mengambil kembali partikel katalis yang terikut, diharapkan ukuran partikel terikut bersama flue gas. Tekanan flue gas keluar regenerator diturunkan dengan mengalirkannya melalui orifice chamber. Flue gas panas pada tekanan rendah dipergunakan untuk membangkitkan superheat steam dalam CO boiler dengan cara membakar CO menjadi  $\text{CO}^2$ . [16]

#### **2.4.3 Main Column Unit 101**

Pemisahan produk dilakukan dalam main column menjadi fraksi-fraksi Decant Oil (DCO), Light Cycle Oil (LCO), Naphtha, dan Wet Gas. Uap hydrocarbon panas dari reactor masuk ke main column pada temperature 535 – 538 °C dan harus didinginkan ke 360 °C sebelum dilakukan pemisahan. Pendinginan uap dari reactor telah didinginkan terlebih dahulu di main column bottoms steam regenerators, main column bottoms – MP steam superheater dan main column bottoms – raw oil exchanger. Main Column Bottom dirancang untuk men-desuperheat uap hydrocarbon dari reaktor, mengkondensasi (mengembungkan) atau menurunkan temperature produk bottom. Sirkulasi dari MCB menuju 5 tray terbawah dan dari sini uap naik ke seksi HCO dimana fraksinasi awal dilakukan. Sebagian sirkulasi HCO dikirim menuju debutanizer reboiler sebagai medium pemanas di kolom debutanizer di unit Gas Concentration (102). Dari seksi HCO, uap hidrokarbon naik ke seksi LCO. Sebagian sirkulasi LCO dikirim menuju debutanizer feed exchanger sebagai medium pemanas feed kolom debutanizer. Sebagian aliran LCO dimasukkan ke dalam LCO stripper untuk mengendalikan flash point-nya. Dari seksi LCO, uap hidrokarbon naik menuju main column overhead, dimana reflux hasil kondensasi di main column

condenser dan trim condenser dari main column receiver dikembalikan menuju main column untuk mengendalikan temperature overhead system dan heat balance kolom serta menentukan EP gasoline. Wet gas dan naphtha liquid sebagai net overhead product dialirkan menuju unit Gas Concentration (102).[16]

## 2.5 Genetic Alghorithm

*Genetic Algorithm* (GA) merupakan salah satu algoritma optimisasi stokastik. GA adalah algoritma pencarian yang mengadaptasi evolusi seleksi alam dan genetika. GA menggunakan pencarian secara acak untuk menyelesaikan masalah pada optimisasi. Pencarian secara acak oleh GA dilakukan dengan mengacu pada informasi yang sudah ada untuk meningkatkan performansi yang lebih baik. Prinsip dasar dari GA adalah teori dari Charles Darwin, “*Survival of The Fittest*” [12].

GA mensimulasikan teori dari Charles Darwin tersebut dengan menggunakan individu-individu yang telah ada pada beberapa generasi. Setiap generasi terdapat karakter dari individu yang dapat disamakan dengan DNA. GA terdiri dari beberapa tahap, yaitu tahap seleksi individu, *crossover*, dan *mutation* [13].

### 1. Seleksi individu

merupakan tahap dimana gen setiap individu dipilih dan diambil yang terbaik untuk digunakan pada tahap *crossover*. Metode seleksi yang digunakan adalah metode *roulette wheel*. Proses pemilihan pada metode tersebut didasarkan pada evaluasi fungsi *fitness* dari setiap individu. Fungsi *fitness* tersebut adalah fungsi objektif yang digunakan untuk menentukan apakah individu tersebut sudah memiliki nilai yang mendekati nilai tujuan. Individu yang memiliki nilai *fitness* yang besar memiliki kemungkinan yang lebih tinggi untuk terpilih, tetapi tidak menutup kemungkinan pada individu dengan nilai *fitness* yang rendah untuk terpilih [14].

## 2. *Crossover*

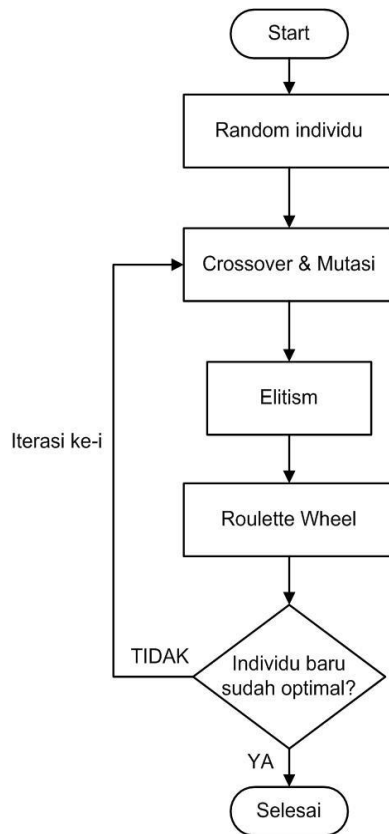
merupakan tahap untuk menghasilkan individu baru. *Crossover* dapat dianalogikan sebagai proses reproduksi. Dua individu yang telah diseleksi akan menjadi orang tua dari generasi individu selanjutnya. Individu baru akan memiliki kombinasi gen terbaik dari kedua orang tua. Sehingga, proses ini dilakukan untuk mendapatkan individu yang lebih baik daripada orang tua. Semakin baik *fitness* yang dimiliki oleh orang tua, maka individu yang dihasilkan akan semakin baik [15].

## 3. *Mutation*

merupakan proses untuk menghindari terperangkapnya algoritma pada lokal optimum. *Mutation* memiliki peran untuk mengembalikan material genetik yang hilang dan juga sebagai pengganggu informasi genetik secara acak. Hasil dari mutasi bisa saja menghasilkan *fitness* yang lebih baik maupun tidak. Proses ini terjadi dengan mengubah salah satu bit pada kromosom GA. Pada umumnya persentase terjadinya *mutation* pada kromosom sangat kecil. Pada proses GA, dapat terjadi proses *elistism*.

## 4. *Elitism*

dapat dianalogikan sebagai pelindung dari kromosom pada individu yang memiliki *fitness* yang paling baik pada generasinya. Fungsi utama dari *elitism* adalah untuk memastikan kromosom yang terbaik tidak akan hilang pada optimisasi dikarenakan peristiwa mutasi. Dengan adanya *elitism*, nilai *fitness* pada GA akan meningkat secara signifikan



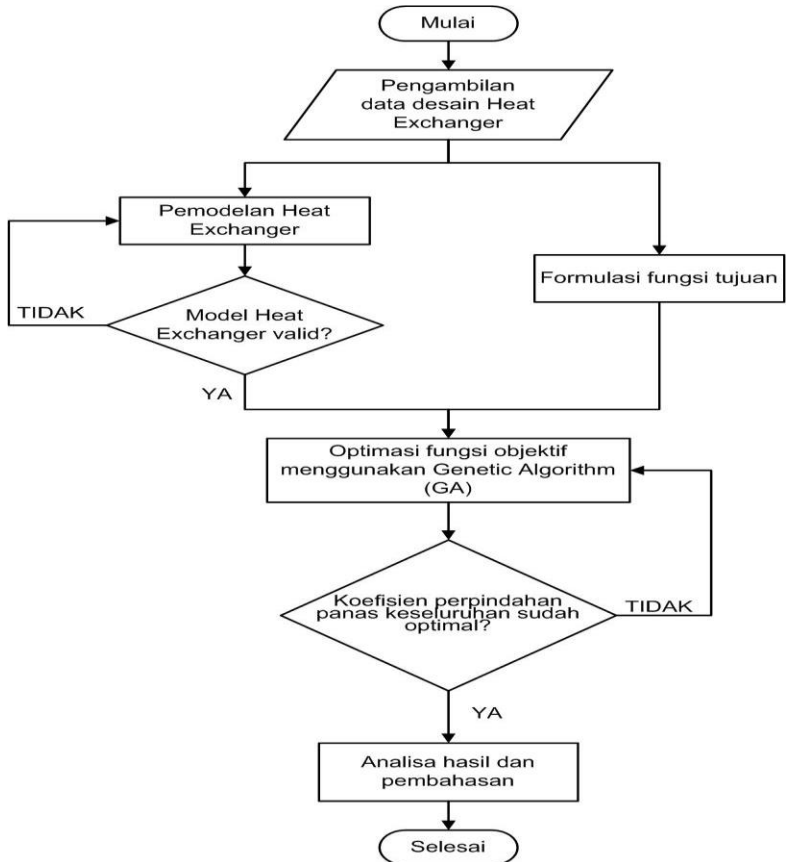
**Gambar 2.7.** Diagram Alir *Genetic algorithm*

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian tugas akhir ini dirancang dengan beberapa tahapan yang digambarkan pada diagram alir di bawah ini. Tahapan-tahapan tersebut meliputi beberapa hal, antara lain:



**Gambar 3.1** Diagram Alir Penelitian

### 3.1 Pengambilan Data Desain *Heat Exchanger*

Langkah pertama dan yang paling sering dilakukan dalam suatu penelitian adalah pengumpulan data. Pada tugas akhir ini, data-data yang diperlukan adalah data desain dan data pada saat kondisi operasi yang terdapat pada unit *Residual Fluid Catalytic Cracking Unit* (RFCC). Berikut adalah data desain dan data pada saat kondisi operasi yang dibutuhkan:

- a. Data Desain
- b. Data properties fluida pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger*
  - Density fluida pada sisi *shell* dan *tube*
  - Viskositas fluida pada sisi *shell* dan *tube*
  - Panas spesifik fluida pada sisi *shell* dan *tube*
  - Konduktivitas Thermal pada sisi *shell* dan *tube*
- c. Data pada saat kondisi operasi
  - *Mass Flowrate*
  - Temperature

### 3.2 Pemodelan *Heat Exchanger*

Setelah mendapatkan data-data yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini, maka dilakukan pemodelan *heat exchanger*. Pemodelan *heat exchanger* bertujuan agar perhitungan kinerja *heat exchanger* pada saat kondisi operasi mendekati kinerja *heat exchanger* pada kondisi yang sesungguhnya. Pada tugas akhir pemodelan *heat exchanger* menggunakan persamaan matematis yang ada pada sisi *shell* dan *tube*. Adapun persamaan pemodelan *heat exchanger*, sebagai berikut

#### 3.2.1 Persamaan Desain Pada Sisi *Tube*

Mencari perpindahan panas pada *tube* dapat digunakan dengan menggunakan persamaan *Colburn* sebagai berikut:

$$h_t = \frac{K_t \cdot Nu_t}{d_i} \quad (3.1)$$

dimana,

$h_t$  = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*  
( $W/m^2 \cdot C$ )

$K_t$  = Koefisien konduktifitas panas pada sisi *tube*  
( $W/m^2 \cdot C$ )

$Nu_t$  = Bilangan *Nusselt*

$d_i$  = Diameter dalam pada sisi *tube* ( $m$ )

Untuk mencari bilangan *Nusslet* tergantung dari banyaknya faktor, diantaranya adalah kondisi aliran sistem tersebut. Besarnya bilangan *nusslet* dapat ditentukan berdasarkan persamaan sebagai berikut [8]

- Untuk aliran dengan  $Re > 10^4$

$$Nu_t = 0.23 R_{e,T}^{0.8} P_{r,T}^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \quad (3.2)$$

- Untuk aliran dengan  $2100 < Re < 10^4$

$$Nu_t = 0.116 \left( R_{e,T}^{\frac{2}{3}} - 125 \right) P_{r,T}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \\ \left( 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (3.3)$$

- Untuk aliran dengan  $Re \leq 2100$

$$Nu_t = 0.186 \left( \frac{Re_T d_i Pr_T}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_t}{\mu_{T,w}} \right)^{0.14} \quad (3.4)$$

dimana,

$Re$  = Bilangan *Reynold* pada sisi *tube*

$d_i$  = Diameter dalam pada sisi *tube* ( $m$ )

$Pr$  = Bilangan *prandtl* pada sisi *tube*

$L$  = Panjang per *tube* ( $m$ )

$\mu_t$  = Kekentalan dinamis fluida pada sisi *tube*  
( $Kg/ms$ )

$\mu_t, w$  = Kekentalan dinamis fluida pada temperatur dinding *tube* ( $Kg/m s$ )

Bilangan *reynold* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Re_t = \frac{GT di}{\mu_t} \quad (3.5)$$

dimana,

$GT$  = *Mass Velocity tube* ( $Kg/m^2$ )

$di$  = *Diameter dalam pada sisi tube* ( $m$ )

$\mu_t$  = *kekentalan dinamis fluida pada sisi tube* ( $Kg/m s$ )

*Mass velocity* pada sisi *tube* dapat menggunakan persamaan di bawah ini

$$G_t = \frac{m_t Np}{A_t} \quad (3.6)$$

dimana,

$M_t$  = *Massa aliran pada tube* ( $Kg/s$ )

$Np$  = *Number of tube passes*

$A_t$  = *Tube side Flow area* ( $m^2$ )

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 Nt}{4} \quad (3.7)$$

dimana,

$Nt$  = *Jumlah tube*

Bilangan *prandtl* dapat menggunakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$Pr_t = \frac{Cp_t \mu_t}{K_t} \quad (3.8)$$

dimana,

$Cp_t$  = Kapasitas panas spesifik pada *tube* ( $J/Kg\ C$ )

$K_t$  = Konduktivitas termal pada *tube* ( $W/m\ C$ )

Untuk mencari diameter dalam yang berada pada sisi *tube* menggunakan persamaan seperti di bawah ini

$$di = do - 2 t_w \quad (3.9)$$

dimana,

$di$  = diameter dalam pada sisi *tube* ( $m$ )

$do$  = diameter terluar pada sisi *tube* ( $m$ )

$t_w$  = *Thickness* atau ketebalan ( $m$ )

Jumlah *tube* dalam *shell* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$N_t = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{Ltp^2} \quad (3.10)$$

dimana,

$D_{ctl}$  = Diameter *Bundle* ( $m$ )

$Ltp$  = Jarak antar *tube* ( $m$ )

### 3.2.2 Persamaan Desain Pada Sisi *Shell*

Untuk perhitungan pada *shell* seperti pada *tube* dengan cara mencari nilai perpindahan panas pada *shell* menggunakan persamaan *Bell-Delaware Method* sebagai berikut [9]

$$h_s = h_i J_c J_i J_b J_s J_r \quad (3.11)$$

dimana,

$h_i$  = Koefisien perpindahan panas *ideal* pada *shell* ( $W/m^2\ ^\circ C$ )

$h_s$  = perpindahan panas pada *shell* ( $W/m^2\ ^\circ C$ )

- $J_c$  = Koreksi faktor *baffle cut* dan dan jarak antar *baffle*  
 $J_i$  = Koreksi faktor kebocoran pada *baffle* antara *shell*  
 ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*  
 $J_b$  = Koreksi faktor pada *bundle bypass flow*  
 $J_s$  = Faktor koreksi pada jarak antar *baffle* pada sisi  
*inlet* dan *outlet*  
 $J_r$  = Koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien  
 pada aliran laminar

Untuk mencari faktor koreksi pada segmental jendela *baffle* bisa menggunakan persamaan

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (3.12)$$

Dan untuk mencari  $F_c$  dapat digunakan persamaan berikut

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.13)$$

Untuk mendapatkan nilai fraksi *tube* pada jendela *baffle* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.14)$$

Untuk mencari nilai faktor koreksi efek perpindahan panas ( $J_b$ ) dapat ditemukan dengan persamaan berikut

$$J_i = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (3.15)$$

$R_s$  dan  $r_{lm}$  adalah parameter untuk menentukan nilai koreksi yang dimana dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.16)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.17)$$

Untuk mencari parameter itu haru dicari terlebih dahulu  $S_{sb}$  dan  $S_{tb}$ .  $S_{sb}$  adalah nilai kebocoran pada area *shell* ke *baffle* pada segemen lingkaran dan  $S_{tb}$  adalah nilai kebocoran pada area *tube* ke *baffle*. Untuk menentukan kebocoran yang terjadi dapat menggunakan persamaan berikut

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left( \frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (3.18)$$

dimana,

$L_{sb}$  = *clearance* diantara *shell* diameter dengan *baffle*

$D_s$  = Diameter *shell*

Untuk menghitung *clearance* antara *bundle* dan *shell* ( $L_{bb}$ ) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut

$$L_{bb} = \frac{12 + 0.005 D_s}{1000} \quad (3.19)$$

dimana,

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

$D_s$  = Diameter dalam *shell* (m)

Sedangkan untuk mencari diameter *tube bank outer* ( $Dotl$ ) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Dotl = D_s - L_{bb} \quad (3.20)$$

dimana,

$Dotl$  = Diameter *tube bank outer* (m)

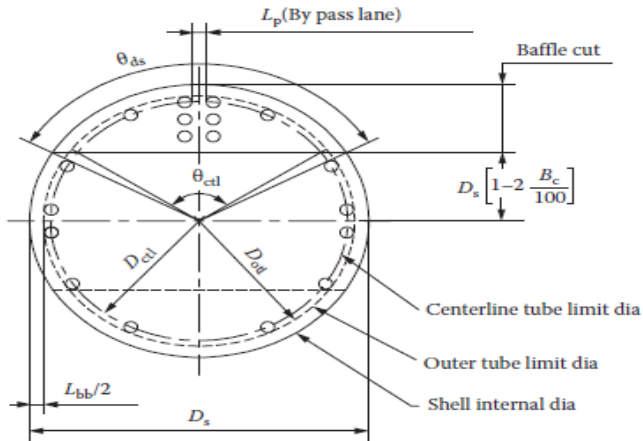
Diameter *bundle* didapatkan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Dctl = Dotl - do \quad (3.21)$$

dimana,

$D_{ctl}$  = Diameter *Bundle* (m)

$d_o$  = Diameter luar *tube* (m)



**Gambar 3.2.** Basic Geometri *Baffle Segmental* [9]

Diameter *clearance* antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$L_{sb} = \frac{3.1 + 0.004 D_s}{1000} \quad (3.22)$$

dimana,

$L_{sb}$  = Diameter *clearance* antara diameter *shell* dengan diameter *baffle* (m)

Untuk mendapatkan jarak antar *baffle* ( $L_{bc}$ ) dapat menggunakan persamaan berikut:

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (3.23)$$

dimana,

$N_b$  = Jumlah *baffle*





Aliran *crossflow* pada sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$S_m = Lbc \left[ Lbb + \frac{D_{ctt}}{Ltp.eff} (Ltp - do) \right] \quad (3.26)$$

dimana,

$S_m$  = Luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* ( $m^2$ )

$Ltp.eff$  = Jarak efektif antar *tube* ( $m$ )

$Ltp$  = Jarak efektif antar *tube* ( $m$ )

$Lbc$  = Jarak antar *baffle* ( $m$ )

$do$  = Diameter terluar *tube* ( $m$ )

$Lbb$  = *Clearance* antar *bundle* dan *shell* ( $m$ )

Ketika *tube layout* yang dipilih  $30^\circ$  dan  $90^\circ$  ( $\theta_{tp} = 30^\circ$  dan  $90^\circ$ ) maka nilai  $Ltp.eff$  sama dengan [anjang antar *tube* atau *tube pitch* ( $Ltp.eff = Ltp$ )]. Ketika *Tube layout* yang digunakan  $45^\circ$  maka  $Ltp.eff$  sama dengan 0.707.

Mencari nilai kebocoran pada area *baffle* ( $S_{tb}$ ) menggunakan persamaan seperti berikut

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(do + L_{tb})^2 - do^2] Nt (1 - Fw) \quad (3.27)$$

dimana,

$S_{tb}$  = Luas kebocoran *tube* ke *baffle* ( $m^2$ )

$L_{tb}$  = diameter *clearance* antara diameter luar *tube* dengan luaran *baffle* ( $m$ )

$Nt$  = Jumlah *tube*

$do$  = Diameter terluar *tube* ( $m$ )

$Fw$  = nilai fraksi *tube* pada jendela *baffle*

Selanjutnya koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar ( $J_r$ ) sedangkan untuk aliran yang turbulen dimisalkan ( $J_r=1$ ) dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan 9.19.

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (3.28)$$

Dengan  $m_s$  adalah kecepatan massa pada *shell*. Faktor koreksi yang terakhir adalah koreksi pada jarak *baffle* pada sisi *inlet* dan *outletnya* ( $J_s$ ) dapat ditemukan dengan menggunakan persamaan berikut

$$J_s = \frac{(N_b-1)+(L_i^*)^{1-n}+(L_o)^{1-n}}{(N_b-1)+(L_i^*-1)+(L_o^*-1)} \quad (3.29)$$

dimana,

- $L_i^*$  = Perbandingan jarak *baffle inlet* dengan jarak *baffle* dalam *shell*  
 $L_o^*$  = Perbandingan antara jarak *baffle outlet* dengan jarak *baffle* dalam *shell*  
 $N_b$  = Jumlah *baffle*

$$L_o^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (3.30)$$

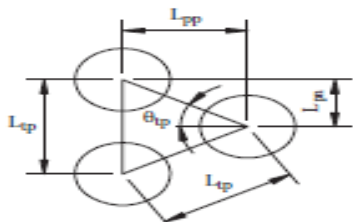
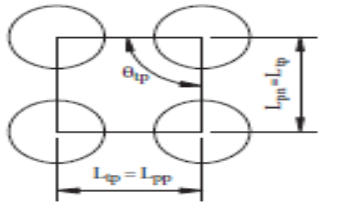
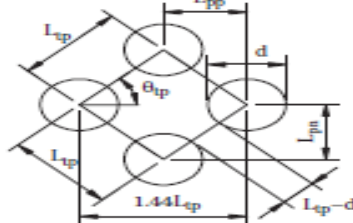
$$L_i^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (3.31)$$

Koreksi faktor pada *bundle bypass flow* efek perpindahan panas untuk melengkap variabel mencari nilai perpindahan panas pada *shell* dapat ditemukan dengan menggunakan persamaan 9.18

$$J_b = \exp\{-C_{bh}F_{sbp}[1 - (2r_s)^{\frac{1}{3}}]\} \quad (3.32)$$

Untuk nilai dari  $L_{pp}$  dapat dilihat pada tabel di bawah ini

**Tabel 3.1** Nilai  $L_{pp}$  [9]**TABLE 5.2****Tube Layout Basic Parameters**

Crossflow →	$\theta_{tp}$	$L_{pp}$	$L_{pp}$
	30°	$0.5L_{sh}$	$0.866L_{sh}$
	90°	$L_{sh}$	$L_{sh}$
	45°	$0.707L_{sh}$	$0.707L_{sh}$

$$N_{tcc} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[ \frac{D_s B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (3.33)$$

dimana,

$B_c$  = Baffle cut

$D_{ctl}$  = Diameter bundle (m)

$D_s$  = Diameter dalam shell (m)

$$F_{sbp} = \frac{Sb}{Sm} \quad (3.34)$$

dimana,

$S_b$  = *Bundle to shell Bypass area* parameter ( $m$ )

$S_m$  = *Shell side crossflow area* ( $m$ )

Untuk mendapatkan luas *bundle* ke *shell* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$S_b = L_{bc}(D_s - D_{otl} + lpl) \quad (3.35)$$

dimana,

$S_b$  = *Bundle to shell Bypass area* parameter ( $m$ )

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

$D_s$  = Diameter pada *shell* ( $m$ )

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

$lpl$  = Lebar *tube* dan partisi diantara *tube wall* ( $m$ );  
 $lpl = 0$

Perpindahan panas *ideal* ( $h_i$ ) pada *shell* dapat ditemukan dengan menggunakan persamaan

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (3.36)$$

Dengan  $j_i$  sebagai parameter *ideal coolburn* yang dimana memiliki ketentuan sebagai berikut:

$$j_i = 1,73 Re_s^{-0,694} \text{ ketika } 1 \leq Re_s \leq 100 \quad (3.37)$$

$$j_i = 0,717 Re_s^{-0,574} \text{ ketika } 100 \leq Re_s \leq 1000 \quad (3.38)$$

$$j_i = 0,236 Re_s^{0,346} \text{ ketika } 1000 > Re_s \quad (3.39)$$

Untuk mencari kecepatan massa dalam *shell* menggunakan persamaan seperti pada di bawah ini

$$Gs = \frac{M_s}{S_m} \quad (3.40)$$

dimana,

$M_s$  = Kecepatan massa pada *shell* (Kg/s)

$S_m$  = *Shell side crossflow area* (m)

Untuk mencari *Reynold number* dalam *shell* menggunakan persamaan seperti pada di bawah ini

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} \quad (3.41)$$

dimana,

$G_s$  = Kecepatan aliran massa pada *shell* (Kg/s m<sup>2</sup>)

$\mu_s$  = *Viskositas fluida pada shell* (Kg/s m)

$Re_s$  = *Bilangan Renlod number*

Untuk mencari bilangan *Prandtl* dalam *shell* menggunakan persamaan seperti pada di bawah ini

$$Pr_s = \frac{c_{p_s} \mu_s}{K_s} \quad (3.42)$$

dimana,

$c_{p_s}$  = Kapasitas panas spesifik pada *shell* (J/Kg °C)

$\mu_s$  = *Viskositas fluida pada shell* (Kg/s m)

$Pr_s$  = Nilai *Prandtl*

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

### 3.2.3 Perhitungan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut [10]

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s} + \frac{d_o}{h_t d_i}\right) + cond} \quad (3.43)$$

dimana,

- $U$  = Koefisien Perpindahan panas keseluruhan ( $W/m^2C$ )  
 $h_s$  = Perpindahan panas pada *shell* ( $W/m^2C$ )  
 $h_t$  = Perpindahan panas pada *tube* ( $W/m^2C$ )  
 $Cond$  = Perpindahan panas konduksi pada tube ( $W/m^2C$ )

Karena perpindahan panas melibatkan konduksi, variabel konduksi pada bahan HE nantinya akan berpengaruh pada perpindahan panas yang terjadi (*cond*). Konduksi yang ada pada tube tersebut dapat dicari dengan menggunakan persamaan [11]

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

dimana,

- $d_o$  = Diameter terluar *Tube* ( $m$ )  
 $d_i$  = Diameter terdalam *Tube* ( $m$ )  
 $K_{cs}$  = Konduktivitas termal material ( $W/mC$ )

### 3.2.4 Perhitungan Nilai Heat Transfer Area Keseluruhan

Untuk mendapatkan nilai *heat transfer area* keseluruhan pada HE ( $A$ ) bisa didapat dengan persamaan di bawah ini [9]

$$A = \frac{22}{7} d_o L_{ti} N_t N_s \quad (3.45)$$

dimana.

- $L_{ti}$  = Panjang efektif ( $m$ )  
 $N_s$  = Jumlah *shell*  
 $N_t$  = Jumlah *Tube*  
 $d_o$  = Diameter Terluar *tube* ( $m$ )

Untuk mencari Panjang efektif ( $L_{ti}$ ) dapat menggunakan persamaan seperti pada dibawah ini

$$L_{ti} = ((Nb - 1)L_{bc}) + L_{bi} + L_{bo} \quad (3.46)$$

dimana.

- $L_{ti}$  = Panjang efektif ( $m$ )  
 $Nb$  = Jumlah *baffle*  
 $L_{bc}$  = Jarak antar *baffle* ( $m$ )

### 3.2.5 Perhitungan *Pressure Drop*

Penurunan tekanan pada HE pastilah terjadi. Pada pemodelan ini penurunan tekanan menggunakan metode disebut sebagai friksi pada bagian *shell* dan dapat dihitung dengan persamaan *Bell Delaware's Methods* sebagai berikut [9]

$$\Delta P_s = \frac{2 f G_s^2 D_s (Nb+1)}{\rho_s D_o \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^2} \quad (3.47)$$

dimana,

- $\Delta P_s$  = *Pressure drop* yang berada di *shell* ( $Kg/cm^2$ )  
 $f$  = Faktor friksi  
 $\rho_s$  = Density pada sisi *shell* ( $Kg/m^3$ )  
 $Nb$  = Jumlah *baffle*

Untuk mencari nilai faktor friksi adalah sebagai berikut

$$f = e^{0.576 - 0.19 \ln Res} \quad (3.48)$$

dimana,

- $Res$  = Bilangan *Reynold* number pada sisi *shell*  
 $f$  = faktor friksi



Ketika fluida yang mengalir melewati pipa, maka akan terjadi penurunan karena adanya gaya gesek atau friksi pada permukaan yang teraliri. Penurunan tekanan akibat friksi pada *tube* dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan *Pethukov and Popov's Methods*. Seperti pada persamaan dibawah ini.

$$\Delta Pt = \left( 2 x f \frac{L x Np}{di} + 2 x Np \right) x \rho t V^2 \quad (3.49)$$

dimana,

$\Delta Pt$  = *Pressure drop* yang berada di *tube* ( $Kg/cm^2$ )

$Np$  = *Number of tube passes*

$\rho t$  = *Density* pada sisi *tube* ( $Kg/m^3$ )

$V$  = *Velocity* ( $m/s$ )

Faktor friksi yang dimaksud adalah  $f$  yang ada dipersamaan 9.39 faktor friksi dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut

$$f = (1.58 \ln Ret - 3.28)^{-2} \quad (3.50)$$

dimana,

$Ret$  = *Bilangan Reynold number* pada sisi *tube*

$f$  = *Faktor friksi*

### 3.2.6 Nilai Laju Perpindahan Panas *Heat Exchanger*

Mencari nilai laju perpindahan panas *heat exchanger* dapat menggunakan persamaan seperti berikut

$$Q = U LMTD_{corr} A_0 \quad (3.51)$$

dimana,

$Q$  = *Panas yang dipindahkan oleh fluida* ( $W$ )

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

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

$$A_0 = \text{Heat transfer area } (m^2)$$

Untuk dapat mencari nilai dari  $LMTD_{corr}$  (Log Mean Temperature Difference corrected) dapat menggunakan persamaan seperti berikut:

$$LMTD_{corr} = LMTD * F \quad (3.52)$$

dimana,

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

$$F = \text{Faktor koreksi}$$

Untuk mendapatkan nilai *Log Mean Temperature Difference* ( $LMTD$ ) dapat menggunakan persamaan berikut:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (3.53)$$

dimana,

$$T_{h,i} = \text{Temperatur panas inlet } (^{\circ}C)$$

$$T_{c,o} = \text{Temperatur dingin outlet } (^{\circ}C)$$

$$T_{h,o} = \text{Temperatur panas outlet } (^{\circ}C)$$

$$T_{c,i} = \text{Temperatur dingin inlet } (^{\circ}C)$$

Faktor Koreksi (F) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)}{(1-RS)}}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \quad (3.54)$$

Untuk mendapatkan nilai R dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$R = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{c,o} - T_{c,i})} \quad (3.55)$$

$$S = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{h,o})} \quad (3.56)$$

dimana,

R . S = Faktor efisiensi temperature

Berikut ini merupakan persamaan koefisien perpindahan panas pada saat kondisi fouling [9]

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (3.57)$$

dimana,

$d_i$  = Diameter dalam pada sisi *tube* (m)

$d_o$  = Diameter luar pada sisi tube

$h_t$  = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*  
(W/m<sup>2</sup>°C)

$R_{ft}$  = *Fouling* pada sisi tube (m<sup>2</sup>°C/W)

$R_{fs}$  = *Fouling* pada sisi shell (m<sup>2</sup>°C/W)

$h_s$  = Perpindahan panas pada *shell* (W/m<sup>2</sup>°C)

$Cond$  = Perpindahan panas konduksi pada tube  
(W/m<sup>2</sup>C)

### 3.3 Formulasi fungsi tujuan

Pemodelan penukar panas yang telah didapat dibuat sesuai dengan tujuan tugas akhir ini dinamakan sebagai fungsi tujuan dengan tujuan koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) *heat exchanger* yang terbaik. Fungsi objektif koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) *Heat Exchanger*. Jadi cara untuk membuat nilai tujuan koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) *heat*

*exchanger* menjadi seoptimal mungkin ialah dengan pengoptimalan pada nilai diameter luar pada *tube* ( $d_o$ ), Jumlah *baffle* ( $N_b$ ), Diameter *shell* ( $d_s$ )

$$\max f(x) \rightarrow \text{fungsi } U$$

Ketika nilai  $U$  sudah mencapai maksimal ada batasan atau *constrain* yang dipenuhi untuk mencapai titik optimal. Batasan tersebut ialah minimal *pressure drop* dan *heat transfer area heat exchanger*. Maksudnya dari *pressure drop* minimal dan nilai *heat transfer area* yang minimal adalah keadaan optimal yang akan didapat pada *pressure* harus dibawah batas *pressure* desain yang diperbolehkan dan nilai *heat transfer area* dibawah nilai desain *heat exchanger*.

### 3.4 Menoptimasi Fungsi Tujuan menggunakan *Genetic Alghorithm (GA)*

Setelah dilakukannya pemodelan fungsi tujuan, dilakukan optimasi dengan menggunakan metode *Genetic Alghorithm (GA)*. Pada *Genetic Alghorithm* terdapat fungsi tujuan yang merupakan nilai yang harus dimaksimalkan maupun diminimalkan. Pada penelitian ini, nilai yang dijadikan fungsi tujuan berupa Koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) harus dimaksimalkan. Kemudian nilai *heat transfer area* ( $A$ ) yang minimal dan nilai dari *pressure drop* ( $\Delta P$ ) yang terdapat dalam *Heat Exchanger* harus lebih kecil dari data desain yang ada.

### 3.5 Analisis Hasil

Data yang sudah didapat dari proses optimasi menggunakan metode *genetic algorith*m kemudian dianalisa berdasarkan teori yang ada. Analisa data yang dilakukan yaitu untuk dapat mengetahui apakah nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) lebih besar, nilai *heat transfer area* ( $A$ ) lebih kecil, dan nilai *pressure drop* ( $\Delta P$ ) lebih kecil yang ada pada *heat exchanger* tersebut dari nilai yang terdapat pada data desain

### **3.6 Penarikan Kesimpulan**

Data yang sudah dianalisa kemudian akan diambil beberapa kesimpulan berdasarkan data yang telah didapat untuk menjawab permasalahan yang sudah ditentukan di awal

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan seperti pada 3.43, dimana untuk dapat mencari dari persamaan tersebut harus memenuhi variabel-variabel yang dibutuhkan. Variabel-variabel proses yang harus diketahui berasal dari data desain yang terdapat pada *Heat Exchanger* di *Residual Fluid Catalytic Cracking Unit* (RFCC). Variabel proses yang dibutuhkan yaitu:

- a. Data Desain
  1. Number of sealing strips ( $N_{ss}$ )
  2. Tube layout ( $\theta_{tp}$ )
  3. Number of tube passes ( $N_p$ )
  4. Number of shell ( $N_s$ )
  5. Baffle cut ( $B_c$ )
  6. Tebal tube ( $t_w$ )
  7. Panjang tube ( $L_{ta}$ )
- b. Data properties fluida pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger*
  1. Konduktivitas termal pada shell ( $K_s$ )
  2. Konduktivitas termal pada tube ( $K_t$ )
  3. Viskositas fluida pada tube ( $\mu_t$ )
  4. Viskositas fluida pada shell ( $\mu_s$ )
  5. Kalor jenis fluida pada tube ( $C_{p,s}$ )
  6. Kalor jeni fluida pada tube ( $C_{p,t}$ )
- c. Data pada saat kondisi operasi
  1. Temperatur panas outlet ( $T_{h,o}$ )
  2. Temperatur panas inlet ( $T_{h,i}$ )
  3. Temperatur dingin outlet ( $T_{c,o}$ )
  4. Temperatur dingin inlet ( $T_{c,i}$ )
  5. Laju aliran pada shell ( $m_s$ )
  6. Laju aliran pada tube ( $m_t$ )

Ketika persyaratan variabel-variabel proses sudah terpenuhi maka dilakuakn pengomtimalan pada *Heat Exchanger 527-A* dengan spesifikasi desain seperti pada Tabel 4.1. spesifikasi desain atau yang biasa disebut sebagai data desain digunakan sebagai inputan. Adapun data desain yang terdapat pada *heat exchanger 527 A* sebagai berikut:

**Tabel 4.1** Spesifikasi Desain *Heat Exchanger 527-A*

Keterangan	Variabel	Data Desain			
		MP Steam		MCB (liquid)	
		In	out	in	out
Massa Fluida	m	10.7728	10.7728	35.3675	35.3675
Temperatur	T	214	320	359	325
Massa jenis	$\rho$	10.294	7.7298	860.8	884.5
Kekentalan	$\mu$	0.0000162	0.0000209	0.0005	0.00006
Spesifikasi panas	Cp	0.7659	0.5441	0.58	0.56
Konduktivitas termal	K	0.00001003	0.0000114	0.0000191	0.00002
Kecepatan	V			1.39	
Pressure drop	$\Delta P$	0.352		0.352	

Setelah memasukan nilai atau variabel input yang terdapat pada data desain kedalam persamaan yang ada pada bab 3 maka akan di dapatkan perbandingan antara data desain *Heat Exchanger* dengan hasil kalkulasi seperti yang terdapat pada tabel 4.2 sebagai berikut:



**Tabel 4.2** Hasil kalkulasi Pada *Heat Exchanger 527-A*

Variabel	Keterangan	Satuan	Kalkulasi	Data Desain	Variasi %
<i>ht</i>	Perpindahan panas tube	W/m <sup>2</sup> °C	1536.0234	1536	0%
<i>hs</i>	Perpindahan panas shell	W/m <sup>2</sup> °C	815.081	796	2%
<i>U</i>	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	W/m <sup>2</sup> °C	464.2096	452.1162	3%
<i>A</i>	Heat transfer area	m <sup>2</sup>	101.668	102.07	0%
$\Delta pt$	Pressure drop tube	Psi	4.583221	5.006601	-8%
$\Delta ps$	Pressure drop shell	Psi	4.546187	5.006601	-8%
<i>Uf</i>	Perpindahan panas saat <i>fouling</i>	°Cm <sup>2</sup> /W	338.10736	338.019	0%

Dari tabel 4.2 didapatkan perbandingan antara nilai dari data desain dengan hasil kalkulasi. Dapat dilihat dari tabel diatas didapatkan nilai kalulasi perpindahan panas pada sisi *tube* (*ht*) menggunakan persamaan *Bell-Delaware Method* pada persamaan 3.1, variasi antara hasil kalkulasi perpindahan panas pada sisi *tube* dengan data desain yaitu 0%. Sedangkan untuk mendapatkan nilai kalkulasi perpindahan panas pada sisi *shell* dapat menggunakan persamaan *coulburn*, variasi antara hasil kalkulasi pada persamaan 3.11 perpindahan panas pada sisi *shell* (*hs*) dengan data desain yaitu 2%. Koefisien perpindahan panas keseluruhan (*U*) didapatkan dengan menggunakan persamaan 3.43, dengan menggunakan persamaan tersebut perbedaan nilai perpindahan panas keseluruhan (*U*) kalkulasi dengan data desain di daptkan

variasi sebesar 3%. *Heat transfer area (A)* yang terdapat pada *heat exchanger 527-A* dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3.45, maka apabila menggunakan persamaan tersebut didapatkan variasi antara *heat transfer area (A)* hasil kalkulasi dengan data desain sebesar 0%. Untuk mencari nilai *pressure drop* yang berada di sisi *tube* menggunakan persamaan *Pethukov and Popov's Methods*, dengan menggunakan persamaan tersebut variasi nilai *pressure drop* yang berada di sisi *tube* hasil kalkulasi dengan data desain sebesar -8%. *Pressure drop* yang terdapat pada sisi *shell* bisa di dapatkan menggunakan persamaan *Bell-Delaware Method*, dengan menggunakan persamaan tersebut maka variasi anatara nilai kalkulasi *pressure drop* pada sisi *shell* dengan data desain sebesar -8%. Sedangkan untuk mencari perpindahan panas saat *fouling* menggunakan persamaan 3.57 dimana dengan menggunakan persamaan tersebut maka di dapatkan perbedaan 0% dengan data desain yang ada.

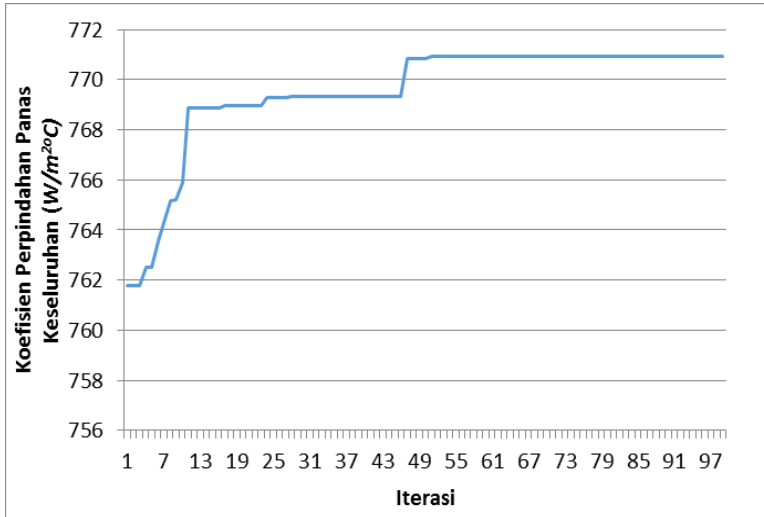
#### **4.2 Optimisasi *Heat Exchanger shell and tube* menggunakan metode GA**

Dari pemodelan atau kalkulasi yang sudah didapatkan dengan variasi yang sudah mendekati atau sama dengan data desain maka dapat dilakukan optimisasi pada *heat exchanger shell and tube 527-A*. Optimisasi *Heat Exchanger 527-A* yang terdapat pada *residual fluid catalytic cracking unit (RFCC)* yaitu dengan cara memaksimalkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (*U*) kemudian dilakukan optimisasi menggunakan metode *Genethic Alghorithm (GA)* yang dilakukan pada *MATLAB*. dimana dapat dilihat hasil *heat exchanger* sebelum di optimisasi atau *heat exchanger* pada saat kondisi sesungguhnya dan *heat exchanger 527-A* sesudah di optimisasi menggunakan metode *GA* pada tabel 4.3.

**Tabel 4.3** Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi GA dengan Data Desain

Variabel	Keterangan	Satuan	Optimisasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	771.5	452.1162	71%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	60.93	102.7	-41%
$\Delta p_t$	Pressure drop tube	$Psi$	4.0391	5.006601	-19%
$\Delta p_s$	Pressure drop shell	$Psi$	3.2329	5.006601	-35%
$Q$	Heat duty	$MW$	2.8054	2.816617	0%

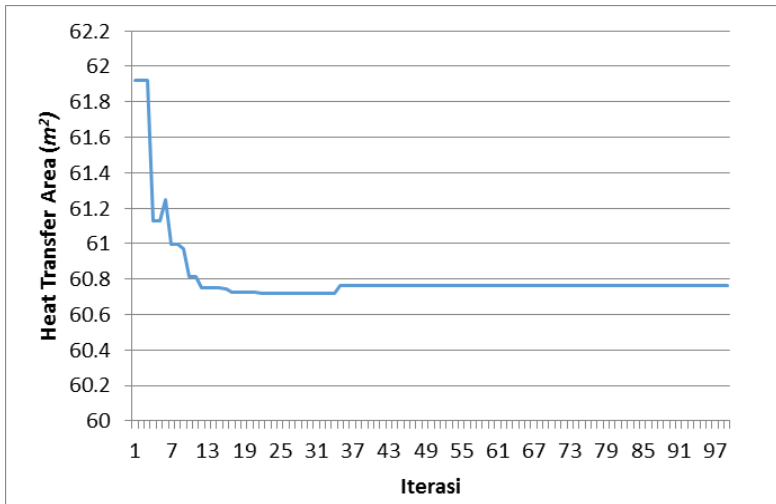
Dengan menggunakan metode *Genethic Alghorithm* maka di dapatkan nilai dari koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) naik hingga 71% dari data desain yang ada. Nilai *Heat transfer area* ( $A$ ) didapatkan turun hingga -41% dari data desain. Untuk nilai *pressure drop* yang terdapat pada sisi *tube* mendapatkan hasil yang sama dengan data desain dengan perbedaan -19% dari data desain dan *pressure drop* pada sisi *shell* mendapatkan nilai yang sama dengan data desain dengan perbedaan sebesar -35% dari data desain yang ada. Sedangkan untuk nilai dari *heat duty* ( $Q$ ) tidak mengalami perubahan dibandingkan dengan data desain yang ada.



**Gambar 4.1** Hasil Nilai  $U$  Setelah di Optimisasi

Pada gambar 4.1 dapat dilihat perbedaan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada di perusahaan. Di dapatkan nilai maksimum dengan menggunakan metode *genetic alghorithm* ( $GA$ ) sebesar  $771.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . pengaruh variabel-variabel yang di optimisasi terhadap fungsi objektif yaitu yang pertama diameter luar tube terhadap koefisien perpindahan panas keseluruhan ketika nilai diameter luar tube semakin besar maka bilangan Reynold nya juga akan semakin besar maka laju aliran massa pada dinding tube akan semakin besar sehingga nilai dari koefisien perpindahan panas juga akan semakin besar. Yang kedua yaitu pengaruh diameter shell terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ketika nilai diameter shell semakin kecil maka clearance antara bundle dan shell juga akan kecil maka nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan juga akan kecil namun diameter shell mempengaruhi pressure drop pada sisi shell akan kecil. Sedangkan yang terkahir yaitu pengaruh jumlah baffle terhadap koefisien perpindahan panas keseluruhan apabila jumlah baffle sedikit maka jarak antar baffle

akan besar dan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan akan kecil. Tetapi jumlah baffle mempengaruhi nilai heat transfer area pada heat exchanger yang akan semakin kecil karena jumlah baffle berpengaruh langsung pada heat transfer area dan juga mempengaruhi pressure drop pada sisi shell akan semakin kecil.



**Gambar 4.2** Hasil Nilai A Setelah di Optimisasi

Hasil perbedaan nilai *heat transfer area* ( $A$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada di perusahaan dapat dilihat pada gambar 4.2. dengan menggunakan metode *genetic alghorithm* (GA) di dapatkan nilai minimum yang terdapat pada grafik sebesar  $60.93 \text{ m}^2$ .

Dapat diketahui perbedaan dari nilai hasil *pressure drop* pada sisi *tube* ( $\Delta P_t$ ) yang sudah di optimisasi dengan data desain yang ada. Dari grafik diatas di dapatkan nilai *pressure drop* pada sisi *tube* mengalami penurunan dibandingkan dengan data desain dengan perbedaan 19% sebesar  $4.0391 \text{ Psi}$  dengan menggunakan metode *genetic alghorithm* (GA) yang terdapat pada MATLAB. Sedangkan perbedaan nilai *pressure drop* pada sisi *shell* ( $\Delta P_s$ )

yang sudah di optimisasi dengan data desain di dapatkan penurunan dari data desain sebesar 35% sebesar 3.2329 *Psi* dengan menggunakan metode *genethic alghorithm* (GA) yang terdapat pada MATLAB

### 4.3 Optimisasi *Heat Exchanger shell and tube* menggunakan metode *Duelist Alghorithm*

Selain menggunakan metode GA pada tugas akhir ini juga mencoba menggunakan metode yang lain. *Heat Exchanger 527-A* yang terdapat pada *residual fluid catalytic cracking unit* di optimisasi menggunakan *Duelist Alghorithm* dimana dapat dilihat hasil *heat exchanger* sebelum di optimisasi dan sesudah di optimisasi pada tabel 4.4

**Tabel 4.4** Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi *Duelist Alghorithm* dengan Data Desain

Variabel	Keterangan	Satuan	Optimisasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	747.87	452.11	65%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	62.31	102.7	-39%
$\Delta p_t$	Pressure drop tube	$Psi$	3.143	5.006601	-37%
$\Delta p_s$	Pressure drop shell	$Psi$	3.961	5.006601	-21%
$Q$	Heat duty	$MW$	2.781	2.816617	-1%

Pada Tabel 4.4 dapat dilihat yaitu optimisasi *heat exchanger shell and tube 527-A* dengan menggunakan metode *duelist alghorithm* yaitu nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) mengalami kenaikan hingga 65% hal ini dapat di bedakan

dengan metode GA yang mengalami kenaikan hingga 71%. Sedangkan untuk nilai *Heat transfer area* ( $A$ ) turun hingga 39% dimana dapat di bandingkan juga bahwa dengan menggunakan metode GA lebih baik yang mencapai penurunan hingga 41%. Untuk nilai *pressure drop* pada sisi *tube* mengalami penurunan hingga 37% dan *pressure drop* pada sisi *shell* turun hingga 21% dari data desain yang ada. Nilai dari *heat duty* ( $Q$ ) mengalami penurunan hingga 1% dibandingkan dengan data desain.

#### 4.4 Optimisasi *Heat Exchanger shell and tube* menggunakan metode *Rainwater Alghorithm*

Pada tugas akhir ini optimisasi pada desain *heat exchanger shell and tube* 527-A menggunakan 3 metode salah satunya yaitu metode *rainwater alghorithm*. Dengan menggunakan metode *rainwater alghorithm* didapatkan perbedaan dengan data desain yang ada seperti pada tabel 4.5

**Tabel 4.5** Hasil Perbedaan Setelah di Optimisasi *Rainwater Alghorithm* dengan Data Desain

Variabel	Keterangan	Satuan	Optimisasi	Data Desain	Perbedaan %
$U$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$	770.14	452.11	70%
$A$	Heat transfer area	$m^2$	60.955	102.7	-41%
$\Delta pt$	Pressure drop tube	$Psi$	4.0398	5.006601	-20%
$\Delta ps$	Pressure drop shell	$Psi$	3.2341	5.006601	-36%
$Q$	Heat duty	$MW$	2.799	2.816617	-1%

Tabel 4.5 menunjukkan hasil dari optimisasi menggunakan metode *rainwater alghorithm* dimana metode ini digunakan untuk *meminimize* atau meminimalkan *fungsi objective* yang digunakan. Sehingga dapat dilihat hasil optimisasi menggunakan metode *rainwater alghorithm* ini berbeda metode GA dan *duelist alghorithm*. Metode *rainwater* hampir mendekati hasil dari metode GA. Tetapi metode GA lebih baik karena pada nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan mengalami kenaikan hingga 70% sedangkan untuk *heat transfer area (A)* mengalami penurunan hingga 41% tetapi pada nilai *Heat duty (Q)* mengalami penuruna hingga 1% sehingga desain pada *heat exchanger* ini tidak optimal.

#### 4.5 Properti Pada Teknik Optimisasi

Dengan batasan-batasan yang ditentukan maka dapat mempengaruhi nilai dari hasil perpindahan panas keseluruhan (*U*), *heat transfer area (A)*, *pressure drop* pada sisi *shell*, *pressure drop* pada sisi *tube* dan *heat duty (Q)* dengan menetapkan variabel-variabel yang di optimisasi yaitu :

- Diameter luar tube (*do*) = 0.0180 – 0.0199
- Jumlah *baffle (Nb)* = 3 – 10
- Diameter dalam shell (*ds*) = 0.3 – 0.9

Optimisasi dilakukan dengan metode *genethic alghorithm* (GA), *duelist alghorithm* dan *rainwater alghorithm* pada MATLAB dengan iterasi 200 maka dari ketiga metode tersebut di dapatkan hasil dengan menggunakan metode *genethic alghorithm* yang lebih optimum dibandingkan dengan 2 metode yang lainnya.



**Tabel 4.6** Perubahan Parameter *Heat Exchanger* menggunakan metode GA

Keterangan	Variabel	Data Desain	Hasil Optimisasi
Diameter luar tube	<i>do</i>	0.254	0.019
Diameter dalam shell	<i>ds</i>	0.7	0.499
Jumlah baffle	<i>Nb</i>	8	5
Jarak antar pitch	<i>Ltp</i>	0.03175	0.0238
Jarak antar baffle	<i>Lbc</i>	0.5	0.75
Thickness	<i>tw</i>	0.0028	0.00278
Diameter bundle	<i>Dotl</i>	0.687	0.487
Clearance antara bundle dan shell	<i>Lbb</i>	0.012	0.012
Diameter clearance antara diameter shell dengan diameter baffle	<i>Lsb</i>	0.0031	0.0031
Reynold Number pada shell	<i>Res</i>	102066	78786
Reynold number pada tube	<i>Ret</i>	46272	76442
Diameter dalam tube	<i>di</i>	0.01986	0.0135

Pada tabel 4.4 dapat dilihat perubahan parameter-parameter yang dapat mempengaruhi perubahan dari nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ), *heat transfer area* ( $A$ ), *pressure drop* pada sisi *tube* ( $\Delta Pt$ ), *pressure drop* pada sisi *shell* ( $\Delta Ps$ ), dan *heat duty* ( $Q$ ). dapat dilihat pada tabel tersebut variabel-variabel yang dioptimasi seperti diameter luar *tube*, jumlah *baffle* dan diameter dalam *shell* berubah menjadi:

- Diameter luar *tube* ( $d_o$ ) = 0.0190 m<sup>2</sup>
- Jumlah *baffle* ( $N_b$ ) = 5
- Diameter dalam *shell* ( $d_s$ ) = 0.499 m<sup>2</sup>

Apabila diameter luar tube, jumlah baffle, dan diameter dalam shell berkurang atau mengecil maka akan mempengaruhi perubahan dari *heat transfer area* ( $A$ ) yang mengecil, dan nilai perpindahan panas keseluruhan ( $U$ ) akan semakin naik. Tetapi *heat duty* ( $Q$ ) pada heat exchanger 527-A akan tetap.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dari tugas akhir yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan diantaranya sebagai berikut:

- optimisasi sebuah *Heat Exchanger shell and tube* pada *Residual Fluid Catalytic Cracking Unit (RFCC)* dengan menggunakan teknik optimisasi *Genethic Alghorithm (GA)* dapat menyebabkan perubahan geometri *shell and tube*.
- Dengan variabel yang optimal maka akan di dapatkan koefisien perpindahan panas keseluruhan yang optimal yaitu diameter luar *tube (do)* sebesar  $0.0190 \text{ m}^2$ , jumlah *baffle (Nb)* sebanyak 5 dan diameter *shell (ds)* sebesar  $0.499 \text{ m}^2$
- Diperoleh  $U$  yang maksimal dengan kenaikan 71% dibandingkan dengan data desain. Nilia  $U$  yang didapatkan sebesar  $771.5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Semakin kecil variabel yang di optimisasi akan dihasilkan  $U$  yang maksimal dan *heat transfer area (A)* yang minimal yaitu sebesar  $60.93 \text{ m}^2$  dengan penurunan hingga 49% dibandingkan dengan data desain.
- Selain menyebabkan ukuran yang semakin kecil optimisasi ini dapat memperkecil *pressure drop* pada sisi *shell* dan *pressure drop* pada sisi tube pada *heat exchanger shell and tube* yang dapat berakibat daya pompa semakin kecil. Penurunan *pressure drop* pada sisi *shell* sebesar 3.2329 Psi dan *pressure drop* pada sisi tube sebesar 4.332 Psi dengan *Heat duty (Q)* yang sesuai dengan data desain yang ada.

## 5.2 Saran

Pada tugas akhir ini dapat di berikan saran untuk pengembangan pada tugas akhir selanjutnya yaitu:

- Dapat menggunakan jenis fluida yang lain dari *heat exchanger*.
- *Heat exchanger* yang digunakan bisa lebih dari satu *heat exchanger* dengan spesifikasi yang berbeda-beda

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Jie Yang, Aiwu Fan, Wei Liu, Anthony M. Jacobi. 2013. "Optimization of *shell-and-tube* heat exchanger conforming to TEMA standards with design motivated constructal theory". University of Illinois, Urbana, IL, USA.
- [2] Xiadong Zhang, Ke Lu, Research on the modeling and simulation of shell and tube heat exchanger system based on MPCE, Electrical Engineering. 2012
- [3] S.N. Sivanadam, Introduction to Genetic Algorithm, ISBN 978-3-540-73189-4
- [4] V. K Patel, R.V. Rao, Design Optmization of *shell-and-tube* heat exchanger using particle swarm optimization technique, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1417-1425
- [5] Sekulic. Dusan P, "*A reconsideration of the definition of a heat exchanger*", Int. J Heat Mass Transfer, vol. 33, No. 12, pp. 2748-2750, 1990.
- [6] T. E. M. Thirumarimurugan, "Performance Analysis of *Shell and Tube* Heat Exchanger Using Miscible System," vol. 5 (5), no. American Journal of Applied Science, p. 548-552, 2008.
- [7] C. a. E. G. Ebieta, "Performance Analysis of *Shell and Tube* Heat Exchangers: A Case Study, vol. 3 (5), no. Journal of Engineering Trends in Engineering *and* Applied Sciences (JETEAS), p. 899-903, 2012.
- [8] F. Incropera, D. P. Dewitt, "Fundamentals of Heat *and* Mass Transfer," United States of America: John Wiley & Sons, 2010
- [9] T Kuppan, Heat Exchanger Design *Handbook* (2000) Marcel Dekker, Inc
- [10] Minton, P. E., Process heat transfer, Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf., Heat Transfer 1990-Jersalem, Paper No. KN-22, /, 355-362 (1990)
- [11] D.Q Kern, Process Heat Transfer, International Student Edition, ISBN 0-07-083353-3
- [12] J.H. Holland, Adaptation in Natural *and* Artificial Systems, second ed.,

- University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.
- [13] M. Picón-Núñez, G.T. Polley, G. Martínez-Rodríguez, Graphical tool for the preliminary design of compact heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.* 61 (2013) 36–43.
- [14] L. Gosselin, M. Tye-Gingras, F. Mathieu-Potvin, Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems, *Int. J. Heat Mass Transfer* 52 (2009) 2169–2188.
- [15] <http://chemicalengineeringnow.blogspot.co.id/2015/03/heat-exchanger-alat-penukar-panas.html>
- [16] Anonim. Sejarah PT. Pertamina (Persero) Unit Pengolahan IV Cilacap. Diakses di <http://www.pertamina-up4.co.id/profil.aspx> pada tanggal 10 Juni 2016
- [17] Cilacap Refinery Pertamina. 1997. *Operating Manual 101 area RFCC*. Cilacap: PT Pertamina (Persero) UP IV Cilacap.

# LAMPIRAN

## 1. Data Sheet Heat Exchanger

		PJT.NO. 101830	SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER DATA SHEET			
		ITEM NO. 101-E-527A/B	(MKH UNIT) SHEET 1 OF 2			
PROJECT CILACAP RFCC PROJECT		DOC.NO. :				
CLIENT PT. PERTAMIT PROCESSING		P & I.D NO. :				
LOCATION CILACAP, CENTRAL JAVA, INDONESIA		REV 0	DATE 2012-01-06	PREP'D K.H.JEONG	CHK'D BY H.J. LEE	APP'D
SERVICE MAIN COLUMN BOTTOMS-MP STEAM SUPERHEATERS		1	2012-06-05	K.H.JEONG	H.J. LEE	
MFR. NAME		2	2013-02-14	K.H.JEONG	H.J. LEE	
APPLIED CODE ASME SEC. VIII, DIV.1		TEMA CLASS R				
TYPE BEU	INSTALL TYPE	<input checked="" type="radio"/> HORIZONTAL <input type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> Deg SLOPE				
SIZE 700 mm X 5000 mm	CONNECTED IN	2 PARALLEL    1 SERIES				
SURFACE / UNIT (EFF.) 204.13 m <sup>2</sup>	SHELL / UNIT TWO(2)	SURFACE / SHELL ( EFF. ) 102.07 m <sup>2</sup>				
PERFORMANCE OF ONE UNIT ( OPERATING CASE NAME : DESIGN CASE )						
FLUID ALLOCATION		SHELL SIDE		TUBE SIDE		
		IN	OUT	IN	OUT	
FLUID CIRCULATED		MP STEAM		MAIN COLUMN BOTTOMS		
FLUID QUANTITY - TOTAL		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-						
-						
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-						
-		38782 x 1.38		127323 x 1.38		
-						
- NONCONDENSABLE						
TEMPERATURE		214		320		
DENSITY VAP. / LIQ.		10.294		7.7298		
VISCOSITY VAP. / LIQ.		0.0162		0.0209		
MOLE. WEIGHT VAPOR				0.457		
MOLE. WEIGHT NONCONDENSABLE						
SPECIFIC HEAT VAP. / LIQ.		0.7659		0.5441		
THERMAL CONDUCTIVITY VAP. / LIQ.		0.0361		0.0412		
LATENT HEAT				0.58		
INLET PRESSURE				0.069		
VELOCITY		19.90		6.124		
PRESSURE DROP (allw./cal.)		0.352		1.39		
FOULING RESIST.(min.)		0.0001		0.352 / 0.35		
FILM HEAT TRANSFER COEFF.		684.65		0.0006		
HEAT EXCHANGED 2.49 x 1.38		Kcal/m <sup>2</sup> hr*deg-C		MTD. ( CORRECTED ) 60.0 deg_C		
TRANSFER RATE		SERVICE 280.47		CALCULATED 290.72		
				CLEAN 388.75		
CONSTRUCTION OF ONE SHELL		SHELL SIDE		TUBE SIDE		
DESIGN PRESS. kg/cm <sup>2</sup> g		24.5 / F.V. @ 120 deg-c		19		
TEST PRESS. kg/cm <sup>2</sup> g						
DESIGN TEMP. deg-C		370 / 18 (MDMT)		400 / 18 (MDMT)		
NO. OF PASS PER SHELL		1		FOUR(4)		
CORR. ALLOW. mm		3.0		(NOTE. 1)		
CORR./ERO. CAUSED BY						
INSUL. ( TYPE / TH'K, mm )				/		
NOZZLE INLET		10 inch / 1 / 300# - RF		6 inch / 1 / 300# - RF		
(SIZE / NO. / REMARK) OUTLET		10 inch / 1 / 300# - RF		6 inch / 1 / 300# - RF		
INTERMEDIATE						
MATERIAL		TUBE TYPE 410		SHELL Killed Carbon Steel		
		CHANNEL OR BONNET Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		SHELL COVER Killed Carbon Steel		
		TUBESHEET-STATIONARY Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		CHANNEL COVER Killed Carbon Steel (NOTE. 1)		
		FLOATING HEAD COVER		TUBESHEET-FLOATING		
		GASKET ( SHELL / CHANNEL / FLOATING H )		/		
TUBE		- NO. 131-U - O.D 25.40 mm		- TH'K ( Avg. ) 2.77 mm		
		- TUBE TYPE : Plain		- LENGTH 5000 mm		
				- TUBE TO TUBESHEET JOINT		
SHELL		- I.D 700 mm		- SHELL COVER : INTEGRAL		
BAFFLES (CROSS)		- TYPE : SINGLE-SEG.		- IMPINGEMENT PROTECTION YES		
				- NO. 8		
				- %CUT ( DIA. ) 26.4		
				- VERTICAL		
		- SPACING ( mm )		CENTRAL 500		
BAFFLES (LONG)		- LENGTH mm		INLET 600		
				OUTLET		
				U-BEND SUPPORT TYPE FULL SUPPORT PLATE		
BYPASS SEAL ARRANGE.		- SEAL STRIPS 2 PAIRS		- SEAL RODS - EA		
EXPANSION JOINT (Y/N)		- TYPE :		- SHELL SIDE		
Rho*v <sup>2</sup> (kg/m-sec <sup>2</sup> )		Inlet Nozzle 2311.43		DESIGN M.M.T. ( deg-C )		
		Bundle Entrance 2291.42		- SHELL SIDE		
WEIGHT/SHELL		- SHIPPING kg 5,461		- FILLED W / WATER kg 7,677		
				Bundle Exit 967.03		
				- BUNDLE kg 3,031		
NOTES						
1. TUBE SIDES LINED WITH A MINIMUM OF 3 mm TYPE 405 OR TYPE 410S.						
2. THE HOT SIDE FLUID CONTAIN 0.76 wt% SULFUR.						
3. PARTIAL SUPPORTS SHALL BE PROVIDED UNDER INLET AND OUTLET NOZZLES.						
4. THE SHELL&TUBE SIDE ARE SUBJECT TO STEAM OUT (F.V.@150deg-C)						
APPLIED PROCESS DATASHEET REV. : 2    DATE : 2012-06-04						

Global Best & First

## 2. Koding Fungsi Objective

```

function uc=function_obj(x)
    %variabel optimisasi
do=x(1)
nb=x(2)
ds=x(3)

lbi=0.6;
lbo=0.761;
%do=0.0254;
%nb=8;
%ds=0.7;

%tube side
ltp=1.25*do;
lta=4.5;
lbc=lta/(nb+1);
lti=((nb-1)*lbc)+0.6+0.761;
di=do-(2*0.00277);
lbb=(12+0.005*ds)/1000;
dotl=ds-lbb;
dctl=dotl-do;
nt=(0.3008*(dctl^2))/(ltp^2);
at=((pi)*(di^2)*nt)/4;
gt=((35.3675*1.38/4)*4)/at;
ret=(gt*di)/0.000516;
prt=0.57*0.000516/0.00001975;
ht=(0.023*(ret^0.8)*(prt^0.4)*(0.00001975/di)*1.008700185)*3600*1.163;

%shell side
tetads=2*(acos(1-(2*26.4/100)));
tetactl=2*(acos((ds/dctl)*(1-(2*26.4/100))));
sm=lbc*((lbb+(dctl/ltp)*(ltp-do));
fw=(tetactl/(2*(pi)))-
((sin(tetactl))/(2*(pi))));
fc=1-(2*fw);
ntcc=(ds/ltp)*(1-(2*26.4/100));

```



```

sb=lbc*(ds-dotl+0);
fsbp=(sb/sm);
lsb=(3.1+(0.004*ds))/1000;
ssb=(pi)*ds*(lsb/2)*(((2*(pi))-
(2*tetads))/(2*(pi)));
stb=((pi)/4)*(((do+0.00079)^2)-(do^2))*nt*(1-
fw);
jc=0.55+(0.72*fc);
rs=ssb/(ssb+stb);
rlm=(ssb+stb)/sm;
jl=(0.44*(1-rs))+((1-(0.44*(1-rs)))*exp(-
2.2*rlm));
gs=(12.2/2)/sm;
res=(gs*do)/0.00001855;
jb=exp((-1.35*fsbp*(1-(2*rs))));
jr=1;
libintang=lbi/lbc;
lobintang=lbo/lbc;
js=((nb-1)+(libintang^(1-0.6))+(lobintang^(1-
0.6)))/((nb-1)+(libintang-1)+(lobintang-1));
prs=(0.00001855*0.655)/0.0000107361111111;
ji=0.236*(res^(-0.346));
hi=(ji*0.655*gs*0.97/(prs^(2/3)))*(3600*1.163);
hs=hi*jc*jl*jb*js*jr;

cond=(do*(log(do/di)))/(2*60);
uc=1/((1/hs)+(do/(ht*di))+cond);
A=pi*do*lti*nt*2;

%Pressure drop shell
fs=exp(0.576-(0.19*log(res)));
deltaps=(fs*(gs^2)*ds*(nb+1))/(9.0119*do*0.97);
deltaps1=deltaps*0.00001019716213;
deltaps2=deltaps1*14.2233;

%Pressure drop tube
ft=((1.58*log(ret)-3.28)^(-2));
deltapt=((2*ft*5*4/di)+(2*4))*872.6500*(1.2^2);
deltapt1=deltapt*0.00001019716213;
deltapt2=deltapt1*14.2233;

```

```
lmtdcor=59.67995442;
q=uc*A*lmtdcor/1000000;
end
```

### 3. Koding *Genethic Alhorithm*

```
clear all
clc

%Pembangkitan Populasi dan Parameter
Npop    = 100;                %populasi
Maxit    = 200;              %iterasi
el       = 0.95;             %elatism
Pc       = 0.8;
%probabilitas crossover
Pm       = 0.001;
%probabilitas mutasi
Psilang  = 0.8;              %yang
mengalami crossover
Nvar     = 3;                %jumlah
variabel desain yang dioptimasi
Nbit     = 10;               %jumlah bit
%Constrain
rb       = [0.01905 5 0.5];  %batas bawah
ra       = [0.0199 7 1];    %batas atas

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

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

```

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

Datfit = [];
Datfit_A = [];
variabel = [];
for i = 1:size(Individu,1)
    fitness = function_obj(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*Nvar+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

%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*Nvar);remain(:,1:Nbit*Nvar)];
    end
    eBangkit = [eBangkit; Bangkit];

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

    Datfit = [];

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

```

```
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];
```

```
%heat transfer area
```

```
ltp=1.25*eIndividuMax(generasi,1);
lbb=(12+0.005*eIndividuMax(generasi,3))/1000;
dotl=eIndividuMax(generasi,3)-lbb;
dct1=dotl-eIndividuMax(generasi,1);
nt=(0.3008*(dct1^2))/(ltp^2);
lta=4.5
lbc=lta/(eIndividuMax(generasi,2)+1);
lti_n=((eIndividuMax(generasi,2)-
1)*lbc)+0.6+0.761;
```

```
A(generasi,1)=pi*eIndividuMax(generasi,1)*lti_n*
nt*2;
```

```
%Pressure drop shell
```

```
sm=lbc*((lbb+(dct1/ltp)*(ltp-
eIndividuMax(generasi,1)))));
gs=(12.2/2)/sm;
res=(gs*eIndividuMax(generasi,1))/0.00001855;
fs=exp(0.576-(0.19*log(res)));
deltaps=(fs*(gs^2)*eIndividuMax(generasi,3)*(eIn
dividuMax(generasi,2)+1))/(9.0119*eIndividuMax(g
enerasi,1)*0.97);
deltaps1=deltaps*0.00001019716213;
```

```

deltaps2(generasi,1)=deltaps1*14.2233;

%Pressure drop tube
nt=(0.3008*(dct1^2))/(ltp^2);
di=eIndividuMax(generasi,1)-(2*0.00277);
at=(pi)*(di^2)*nt)/4;
gt=((35.3675*1.38/4)*4)/at;
ret=(gt*di)/0.000516;
ft=((1.58*log(ret)-3.28)^(-2));
deltapt=((2*ft*5*4/di)+(2*4))*872.6500*(1.2^2);
deltapt1=deltapt*0.00001019716213;
deltapt2(generasi,1)=deltapt1*14.2233;

clc
disp('          Ratri Kartika Sari
2413100109      ')
disp('*****
****')
num_of_fun_evaluation=Npop
max_variable_design=Individu(1,:)
max_objective_function=[fitness(1,:) min(A)
deltaps2(generasi,1) deltap2(generasi,1)]
figure(1)
title('Grafik Nilai Maksimum GA
(Uc)', 'color', 'b')
xlabel('Jumlah Iterasi')
ylabel('Nilai Fungsi Obyektif (Uc)')
hold on
plot(efitnessmax, 'DisplayName', 'efitnessmax',
'YDataSource', 'efitnessmax');
hold on

% figure(2)
% title('Grafik Nilai Maksimum GA
(A)', 'color', 'b')
% xlabel('Jumlah Iterasi')
% ylabel('Nilai Fungsi Obyektif (A)')
% hold on

```

```
% plot(A(:,1), 'DisplayName', 'efitnessmax_A',
'YDataSource', 'efitnessmax_A');
end
```

#### 4. Koding Duelist AlGORITHM

```
clear all
clc

Dimension = 3;
UB = [0.0199 7 1];           % Upper Bounds
LB = [0.01905 5 0.5];      % Lower Bounds
save ('prop.mat')
```

```
clear all;
close all;
clc;
```

```
%DUELIST ALGORITHM
%DUELIST ALGORITHM
load ('prop.mat')
Hasilmax=[];
fitnessvector = [];
XDueler=[];
convergemax = [];
convergeiter = [];
DFDAfit = [];
xmax = [];
minmax = 'max';           % 'max' Maximum or 'min'
Minimum
Population = 100;        % 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 = [];
DataIfit = [];
DataSort = [];
ElitDuelist = [];
HMI = [];
DataFDAfit = [];
maxall = [];

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*Dimension))
+rand());

%====Array to Int====
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 = [];
```

```

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
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
end

```

```

Xnew = XAftermatch;

    sort_fitnew = sortrows(Xnew,
(FightCapabilities*Dimension) + 1);
    Duelistnew =
sort_fitnew(round((Champion)*Population)+1:Population, :);
    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
        x(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 = function_obj(x);
        Datafit = [Datafit; fitness];

end

Data1fit = Datafit;
[fitnessmax, nmax] = max(Data1fit);
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];

```

### 5. **Koding Rainwater Algoritm**

```

% Initialize population, position:
if size(upbound,2)==1
    X=rand(N,dim).* (upbound-lowbound)+lowbound;
end
if size(upbound,2)>1
    for i=1:dim
        high=upbound(i);
        low=lowbound(i);
        X(:,i)=rand(N,1).*(high-low)+low;
    end
end
Bestpos=zeros(1,dim);
Meanpos=zeros(1,dim);
FBest=zeros(1,dim);
LBest=zeros(1,dim);
Eo=zeros(N,dim);
V=zeros(N,dim);
M = zeros(N);
P = 0;
%% Main Program
while P<iter
for iteration = 1:iter

```

```

%% inisialisasi Search Agent dan Objective
Function
[N,dim]=size(X);
for i=1:N
    %%Agent that go out of the search space, are
reinitialized randomly .
    Tp=X(i,:)>upbound;
    Tm=X(i,:)<lowbound;

X(i,:)=(X(i,:).*(~(Tp+Tm)))+(rand(1,dim).*(upbo
und-upbound)+lowbound).*(Tp+Tm));
end

for i=1:N
    %L is the location of agent number 'i'
    L=X(i,:);
    %calculation of objective function for agent
number 'i'
    fobj=@(X)(function_obj(X));
    fitness(i)=fobj(X(i,:));
end

if minmax==1
[best best_X]=min(fitness); %minimization.
else
[best best_X]=max(fitness); %maximization.
end

if iteration==1
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
if minmax==1
if best<Fbest %minimization.
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
else
if best>Fbest %maximization
    Fbest=best;Lbest=X(best_X,:);
end
end
end

```



```

Bestpos=[Bestpos Fbest];
Meanpos=[Meanpos mean(fitness)];
%% Hujan jatuh = energi potensial =  $E_p = 1/2$ 
mv^2
% velocity calculation
Fmax=max(fitness); Fmin=min(fitness);
Fmean=mean(fitness);
[i N]=size(fitness);

if Fmax==Fmin
    vo=ones(N,1);
else

if minmax==1 %for minimization
    best=Fmin;worst=Fmax;
else %for maximization
    best=Fmax;worst=Fmin;
end

vo=(fitness-worst)./(best-worst);

end
M= rand(N);
vo=(vo./sum(vo))*M.*t;
% velocity calculation berfungsi untuk
menentukan butiran hujan yang jatuh
% terlebih dahulu berdasarkan fitness dari
setiap agents.
%%

% [N,dim]=size(X);
final_per=1.5; %In the last iteration, only 1.5
percent of agents

kbest=final_per+(1-iteration/iter)*(100-
final_per);
kbest=round(N*kbest/100);

```

```

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

for i=1:N

    for ii=1:kbest
        j=ds(ii);
        if j~=i
            R=norm(X(i, :)-X(j, :), Rnorm);
%Euclidian distanse.
            for k=1:dim

Eo(i, k)=Eo(i, k)+rand*(vo(j))*(X(j, k)-
X(i, k))/(R^Rpower+eps));

                end
            end
        end
    end

%%acceleration
E = Eo*exp(-alfa*iteration/iter);
a=E.*G;

%movement.
% [N,dim]=size(X);
V=rand(N, dim).*V+a;
X=X+V;

P = P + 1;
convergence_curve(P) = Fbest;
jx=plot((1:iter), convergence_curve, 'LineWidth', 2
); grid on;
title(['Rainfall Algorithm Best Value : '
num2str(Fbest)]);
xlabel('Iteration');
ylabel('Function Value');
end
end

```

## BIODATA PENULIS



Nama penulis Ratri Kartika Sari dilahirkan di Surabaya, tanggal 19 Desember 1994 dari pasangan Roekmono dan Mei Nila Ratna Sari. Saat ini penulis tinggal di perumahan Wisma Lidah Kulon B-97 Surabaya. Penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN Dr. Soetomo VIII Surabaya pada tahun 2007, Pendidikan SMPN 21 Surabaya pada tahun 2010, Pendidikan di SMAN 18 Surabaya pada tahun 2013 dan sedang menempuh pendidikan S1 Teknik Fisika FTI di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya hingga sekarang. Pada bulan Juni 2017 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **OPTIMISASI DESAIN PADA HEAT EXCHANGER DI RESIDUAL FLUID CATALYTIC CRACKING UNIT (RFCC)**. Bagi pembaca yang memiliki kritik dan saran atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, maka dapat menghubungi penulis melalui *email*: [ratrikartikasari12@gmail.com](mailto:ratrikartikasari12@gmail.com)