



TUGAS AKHIR TF 141581

**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* PADA CRUDE PREHEAT TRAIN DI PT PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

Fadhilah Afif  
NRP 2413 105 017

Dosen Pembimbing  
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.  
NIP. 19710702 199802 1 001

PROGRAM STUDI S1 TEKNIK FISIKA  
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2017



**TUGAS AKHIR - TF 141581**

**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* PADA *CRUDE PREHEAT TRAIN* DI PT PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

FADHILAH AFIF  
NRP 2413 105 017

Dosen Pembimbing  
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

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



**FINAL PROJECT - TF141581**

**OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER REDESIGN USING HELICAL BAFFLE AT CRUDE PREHEAT TRAIN AT PT PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

FADHILAH AFIF  
NRP 2413 105 017

*Supervisor*  
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

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

## PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Fadhilah Afif  
NRP : 2413105017  
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya yang berjudul “OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* PADA *CRUDE PREHEAT TRAIN* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN” adalah bebas plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 02 Agustus 2017  
Yang membuat pernyataan,



Fadhilah Afif  
NRP. 2413 105 017

**LEMBAR PENGESAHAN**

**OPTIMISASI PADA DESAIN *ULANG SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* PADA *CRUDE PREHEAT TRAIN* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

**Oleh :**

**FADHILAH AFIF**  
**NRP : 2413 105 017**

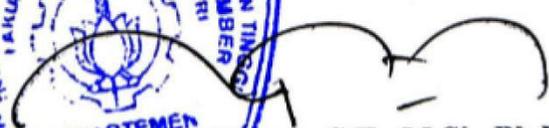
**Surabaya, 02 Agustus 2017**  
**Mengetahui/Menyetujui**

**Pembimbing**



**Totok Ruki Biyanto, Ph.D.**  
**NIP. 19710702 199802 1 001**

**Ketua Departemen**  
**Teknik Fisika FTI-ITS**



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

## LEMBAR PENGESAHAN

### **OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL BAFFLE* PADA *CRUDE PREHEAT TRAIN* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

#### **TUGAS AKHIR**

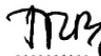
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**FADHILAH AFIF**  
**NRP. 2413 105 017**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

  
..... (Pembimbing)

2. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA.

  
..... (Ketua Penguji)

3. Ir. Zulkifli, MSc.

  
..... (Penguji 1)

**SURABAYA**  
**Agustus, 2017**

**OPTIMISASI PADA DESAIN ULANG *SHELL AND TUBE*  
*HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HELICAL*  
*BAFFLE* PADA *CRUDE PREHEAT TRAIN* DI PT  
PERTAMINA (PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

**Nama Mahasiswa** : Fadhilah Afif  
**NRP** : 2413 105 017  
**Program Studi** : S1 Teknik Fisika,  
**Jurusan** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

**Abstrak**

*Crude preheat train* adalah jaringan *heat exchanger* yang berfungsi untuk mengambil kembali panas dari fluida hasil proses untuk fluida bahan baku. *Heat exchanger* yang umum terdapat pada *crude preheat train* adalah jenis *shell and tube*. Performansi dari *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *heat exchanger* itu sendiri. Untuk meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan mengubah arah aliran fluida di sisi *shell* dengan menggunakan *baffle*. *Segmental baffle* membuat arah aliran fluida pada *shell* menjadi *zig zag* ketika melintasi *tube bundle* sehingga nilai *overall heat transfer coefficient* akan meningkat, namun *pressure drop* juga akan meningkat karena fluida berubah arah dengan menabrak *baffle* itu sendiri. Untuk itu dilakukan optimisasi desain dengan mengubah dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* agar didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi dan *shell pressure drop* yang rendah. Dari hasil optimisasi yang telah dilakukan didapatkan *overall heat transfer coefficient* meningkat dengan rata-rata sebesar 3.36%, dan *shell pressure drop* berkurang dengan rata-rata sebesar -7.12%.

**Kata kunci** : *Heat exchanger, segmental baffle, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop*

**OPTIMIZATION OF SHELL AND TUBE HEAT  
EXCHANGER REDESIGN USING HELICAL BAFFLE  
ON CRUDE PREHEAT TRAIN AT PT PERTAMINA  
(PERSERO) RU V BALIKPAPAN**

**Student Name** : Fadhilah Afif  
**NRP** : 2413 105 017  
**Departement** : Engineering Physics  
**Supervisor** : Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

**Abstract**

*Crude preheat train is a heat exchanger network that serves to recover heat from process fluids to raw material fluids. Heat exchangers that are commonly found in the crude preheat train is shell and tube type. The performance of the shell and tube heat exchanger can be seen from the overall heat transfer coefficient generated by the heat exchanger itself. To increase the value of overall heat transfer coefficient is done by changing the direction of fluid flow on the shell side by using baffles. Segmental baffles make the direction of the fluid flow in the shell to zig zag when crossing the tube bundle so that the overall heat transfer coefficient value will increase, but the pressure drop will also increase as the fluid changes direction by crashing the baffle itself. To increase overall heat transfer coefficient while maintaining low shell pressure drop, design optimization was done by changing from segmental baffle to helical baffle. From the optimization result, the overall heat transfer coefficient increased by an average of 3.36%, and the shell pressure drop decreased by an average of -7.12%.*

**Keywords** : Heat exchanger, segmental baffle, helical baffle, overall heat transfer coefficient, shell pressure drop

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Optimisasi Pada Desain Ulang Shell And Tube Heat Exchanger Menggunakan Helical Baffle Pada Crude Preheat Train Di PT. PERTAMINA (Persero) RU V Balikpapan**”. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Allah SWT atas segala rahmat dan karunia yang diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak, Ibu, Adik, Istri, dan Keluarga yang selalu memberikan motivasi serta mendoakan penulis.
3. Bapak Totok Ruki Biyanto, Ph.D, selaku dosen pembimbing tugas akhir.
4. Bapak Hendra Cordova, ST, MT selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan dan semangat selama penulis menjadi mahasiswa di jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
5. Bapak Agus Muhammad Hatta,ST,MSi,Ph.D, selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika ITS.
6. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di departemen Teknik Fisika - ITS.
7. Teman-teman S-1 Lintas Jalur Teknik Fisika yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.
8. Teman-teman seperjuangan Tugas Akhir yang senantiasa berjuang bersama-sama serta saling memberikan motivasi dan semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan

ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.  
Surabaya, Juni 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	<b>i</b>
<b>LEMBAR PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI</b> .....	<b>iii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>v</b>
<b>ABTRAK</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>viii</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>ix</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xiv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	2
1.4 Lingkup Kerja .....	2
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>3</b>
2.1 Shell and Tube Heat Exchanger.....	3
2.2 Tipe <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> .....	4
2.3 Desain <i>Tube</i> .....	7
2.4 <i>Tube</i> dan <i>Tube Pass</i> .....	8
2.5 Pola Letak <i>Tube</i> .....	8
2.6 <i>Baffle</i> .....	8
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	<b>11</b>
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i> .....	11
3.2 Penentuan Fungsi Objektif.....	14
3.3 Optimisasi Heat Exchanger Dengan Simulasi Perubahan Parameter .....	23
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>25</b>
4.1 Pemodelan Desain Awal <i>Heat Exchanger</i> .....	25
4.2 Optimisasi <i>Heat Exchanger</i> .....	27
4.3 Analisa Sensitivitas .....	37
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	<b>43</b>
5.1 Kesimpulan .....	43
5.2 Saran .....	43

**DAFTAR PUSTAKA  
LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bagian dan Konstruksi <i>Shell and Tube</i> .....	3
Gambar 2.2	Jenis standar <i>header</i> depan, badan <i>shell</i> dan <i>header</i> belakang .....	5
Gambar 2.3	Desain <i>U-tube</i> .....	6
Gambar 2.4	Desain <i>Fixed Tube Sheet</i> .....	6
Gambar 2.5	Desain <i>Floating Head</i> .....	7
Gambar 2.6	Pola Letak <i>Tube</i> (a) 30°; (b) 60°; (c) 90°; (d) 45 ..	8
Gambar 2.7	<i>Horizontal Cut Single Segmental Baffle</i> .....	9
Gambar 2.8	<i>Vertical Cut Single Segmental Baffle</i> .....	9
Gambar 2.9	<i>Helical Baffle</i> .....	10
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian .....	11
Gambar 3.2	<i>Layout segmental baffle</i> .....	17
Gambar 3.3	<i>Layout helical baffle</i> .....	20
Gambar 3.4	Diagram alir optimisasi .....	23
Gambar 4.1	Grafik analisa sentivitas untuk E-1-03 .....	38
Gambar 4.2	Grafik analisa sentivitas untuk E-1-04 .....	39
Gambar 4.3	Grafik analisa sentivitas untuk E-1-05 .....	40
Gambar 4.4	Grafik analisa sentivitas untuk E-1-06 .....	41

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Keterangan Nomor Pada Gambar 2.1 .....	6
Tabel 3.1	<i>Mass flow rate</i> , temperatur masuk dan keluar, dan <i>specific heat</i> dari fluida untuk masing-masing <i>heat exchanger</i> .....	16
Tabel 3.2	<i>Viskositas</i> , <i>densitas</i> , <i>thermal conductivity</i> dan <i>fouling reesistance</i> dari fluida untuk masing-masing <i>heat exchanger</i> .....	16
Tabel 4.1	Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-03 .....	27
Tabel 4.2	Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-04 .....	28
Tabel 4.3	Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-05 .....	28
Tabel 4.4	Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk <i>heat exchanger</i> E-1-06 .....	29
Tabel 4.5	Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk <i>heat exchanger</i> E-1-03 .....	27
Tabel 4.6	Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk <i>heat exchanger</i> E-1-04 .....	27
Tabel 4.7	Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk <i>heat exchanger</i> E-1-05 .....	27
Tabel 4.8	Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk <i>heat exchanger</i> E-1-06 .....	27
Tabel 4.9	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah opimisasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-03.....	34
Tabel 4.10	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-04.....	36
Tabel 4.11	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-05.....	37
Tabel 4.12	Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk <i>heat exchanger</i> E-1-06.....	38

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Salah satu bagian yang penting pada proses pengolahan minyak dan gas adalah *crude preheat train* pada *plant crude distillation unit*. *Crude preheat train* adalah susunan rangkaian *heat exchanger* yang berfungsi mengambil kembali panas dari proses agar tidak terbuang percuma [1], jenis *heat exchanger* yang digunakan pada *crude preheat train* adalah *shell and tube*.

*Shell and tube* digunakan karena memiliki desain konstruksi yang sederhana, perawatan yang mudah, dan mampu bekerja dalam berbagai macam kondisi operasi seperti *temperature* yang tinggi, tekanan yang tinggi, fluida yang korosif, dan lain-lain [2].

Untuk memenuhi kebutuhan industri modern, berbagai cara optimisasi dilakukan untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dari *shell and tube heat exchanger* dan mengurangi *pressure drop* yang terdapat pada sisi *shell*. Salah satu cara yang digunakan adalah dengan menggunakan *baffle* untuk mengubah arah aliran di sisi *shell* untuk meningkatkan turbulensi [3].

Jenis *baffle* yang umum digunakan adalah *segmental baffle*, pada jenis ini fluida dipaksa untuk mengalir secara zig zag melintasi *tube bundle* yang berada pada sisi *shell*, perubahan arah aliran fluida ini yang menyebabkan nilai *overall heat transfer coefficient* meningkat, akan tetapi *segmental baffle* mempunyai kelemahan, yaitu *pressure drop* yang tinggi karena fluida berubah arah aliran dengan cara menabrak *baffle* itu sendiri. Untuk mengatasi hal ini beberapa cara telah dilakukan seperti merubah desain dari *segmental baffle* menjadi *double segmental baffle* [4] dan optimisasi jarak antar *baffle* [5]. Akan tetapi optimisasi yang telah dilakukan belum mampu mengatasi kekurangan yang ada pada *segmental baffle*.

Jenis *baffle* baru yang mampu menutupi kekurangan dari *segmental baffle*, yaitu *helical baffle*. *Baffle* jenis ini pertama kali dikembangkan oleh Lutchka and Nemcansky [6]. Sesuai dengan

nama yang digunakan, *helical baffle* pada *shell and tube heat exchanger* mempunyai bentuk yang *helical* sehingga fluida mengalir di sisi shell secara kontinu yang akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan mengurangi *pressure drop* [7].

Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan optimisasi pada *shell and tube heat exchanger* dengan mengubah jenis *baffle* yang digunakan dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* dengan variabel sudut kemiringan *helical baffle* dan jarak antar *baffle* menggunakan *software* MATLAB [8].

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang pada tugas akhir ini, maka permasalahan yang dapat diangkat adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana hasil *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*?
2. Bagaimana hasil *pressure drop* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*?
3. Bagaimana pengaruh jarak antar *baffle* dan sudut *helical baffle* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*?

## 1.3 Tujuan

Tujuan dilakukan tugas akhir ini adalah:

1. Mengetahui hasil *overall heat transfer coefficient* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*.
2. Mengetahui hasil *pressure drop* sebelum dan sesudah optimasi dengan menggunakan *helical baffle*.
3. Mengetahui pengaruh jarak antar *baffle* dan sudut *helical baffle* terhadap *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*?

## 1.4 Lingkup Kerja

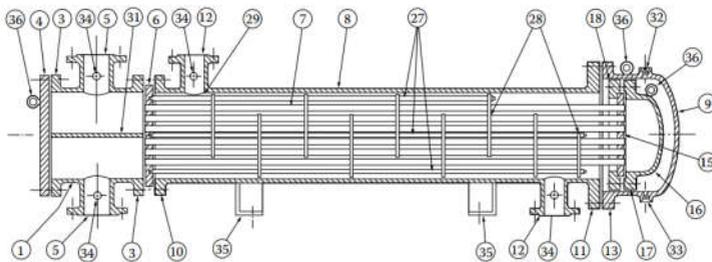
Adapun lingkup kerja dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Tipe *heat exchangers* yang digunakan adalah *shell and tube*.
2. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Shell and Tube Heat Exchanger

*Heat exchanger* adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan panas antara dua atau lebih fluida dengan temperatur yang berbeda. *Shell and tube* adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang paling banyak digunakan, dan umumnya dirancang khusus untuk kondisi kapasitas dan operasi apapun, dari vakum hingga tekanan tinggi lebih dari 15.000 psig (100 MPa), dari kondisi kriogenik hingga temperatur tinggi 2000°F (1100°C), fouling berat, cairan kental, erosi, korosi, toksisitas, multikomponen, getaran, dll. Selain itu *shell and tube* dapat dibangun dengan berbagai macam jenis material logam (tembaga, paduan, monel, nikel, aluminium, karbon / *stainless steel*, dll) dan non logam (grafit, kaca dan Teflon, dll). *Heat exchanger shell and tube* banyak digunakan sebagai *heat exchanger* pada proses minyak dan gas, petrokimia dan industri kimia; sebagai pemanas air umpan boiler, alat *heat exchanger* perubahan fasa (misalnya reboilers dan kondensor), *evaporator*, *generator* uap dan pendingin oli di pembangkit listrik, dalam beberapa aplikasi pendingin dan pendingin udara [9].



**Gambar 2.1** Bagian dan Konstruksi *Shell and Tube* [9]

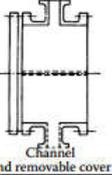
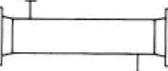
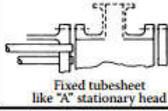
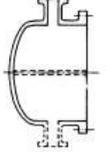
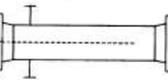
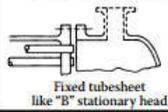
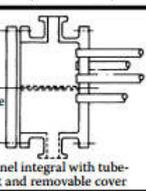
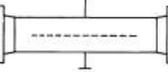
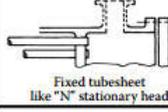
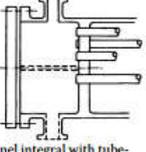
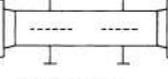
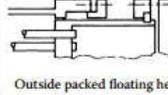
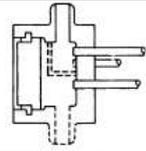
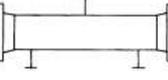
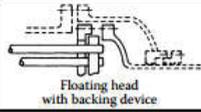
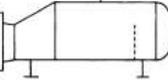
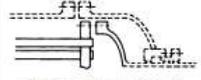
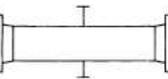
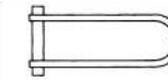
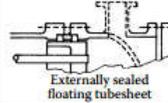
**Tabel 2.1** Keterangan Nomor Pada Gambar 2.1 [9]

1	<i>Stationary Head - Channel</i>	28	<i>Transverse Baffle Or Support Plates</i>
3	<i>Stationary Head - Flange Channel Or Bonnet</i>	29	<i>Impingement Plate</i>
4	<i>Channel Cover</i>	31	<i>Pass Partition</i>
5	<i>Stationary Head Nozzle</i>	32	<i>Vent Connection</i>
6	<i>Stationary Tube Sheet</i>	33	<i>Drain Connection</i>
7	<i>Tubes</i>	34	<i>Instrument Connection</i>
8	<i>Shell</i>		
9	<i>Shell Cover</i>	35	<i>Support Saddle</i>
10	<i>Shell Flange Stationary Head End</i>	36	<i>Lifting Lug</i>
11	<i>Shell Flange Rear Head End</i>		
12	<i>Shell Nozzle</i>		
13	<i>Shell Cover Flange</i>		
15	<i>Floating Tube Sheet</i>		
16	<i>Floating Head Cover</i>		
17	<i>Floating Head Backing Device</i>		
18	<i>Floating Head Backing Device</i>		
27	<i>Tierods And Spacers</i>		

## 2.2 Tipe Shell and Tube Heat Exchanger

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

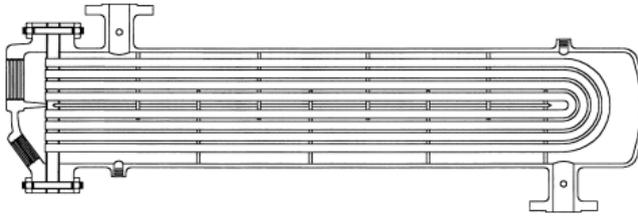
jenis *header* depan, dan delapan jenis *header* belakang seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 [10]

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

**Gambar 2.2** Jenis standar *header* depan, badan *shell* dan *header* belakang [10]

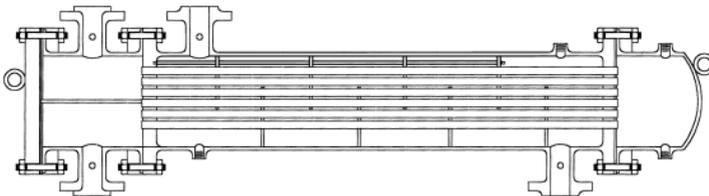
### 2.3 Desain Tube

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



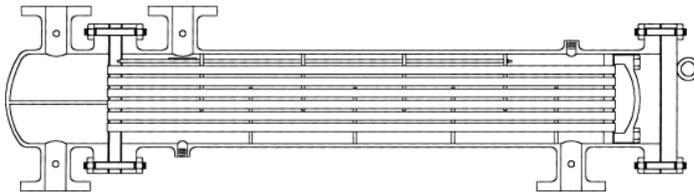
**Gambar 2.3** Desain U-tube [11]

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



**Gambar 2.4** Desain *Fixed Tube Sheet* [11]

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



**Gambar 2.5** Desain *Floating Head* [11]

Pada jenis *floating head* terdapat satu *tube sheet* yang tetap biasa pada bagian depan dan *tube sheet* satunya dapat mengangap bebas untuk mengakomodasi ekspansi termal [11].

## 2.4 Tube dan Tube Pass

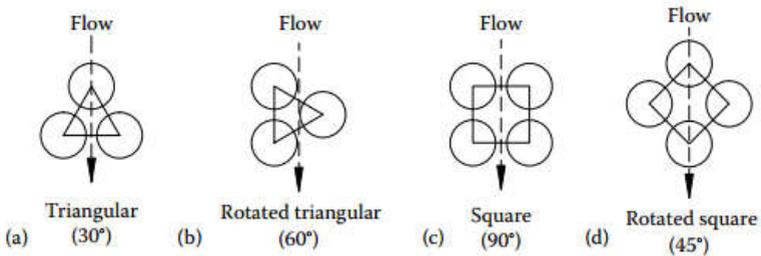
Pada *heat exchanger shell and tube*, bisa terdapat satu atau lebih *tube pass*. Penggunaan lebih dari satu *tube pass* dilakukan untuk meningkatkan kecepatan fluida pada sisi tabung dan koefisien perpindahan panas (dalam penurunan tekanan yang tersedia) dan untuk meminimalkan *fouling*. Jika, karena alasan arsitektural, cairan sisi tabung harus masuk dan keluar pada sisi yang sama, jumlah *tube pass* wajib berjumlah genap (2, 4, 6, dll).

Logam yang digunakan untuk *tube* dapat berupa baja karbon rendah, baja paduan rendah, *stainless steel*, tembaga, *cupronickel*, *inconel*, aluminium (dalam bentuk paduan), atau titanium, bahan selain logam juga dapat digunakan tergantung dari aplikasi spesifik.

Tube dengan diameter kecil (8 – 15 mm) lebih diutamakan karena mempunyai luasan yang lebar / densitas volume yang terbatas. Panjang *tube* mempengaruhi biaya dan operasi *heat exchanger*. Pada dasarnya, semakin panjang *tube* (untuk permukaan total tertentu), semakin sedikit *tube* yang dibutuhkan, semakin sedikit lubang yang dibor, dan diameter *shell* berkurang, sehingga menghasilkan biaya yang lebih rendah [10].

## 2.5 Pola Letak Tube

Penyusunan tata letak *tube* dilakukan supaya dapat memuat sebanyak mungkin *tube* di dalam *shell* agar dapat mencapai area perpindahan panas maksimum. Terdapat empat pola tata letak *tube* yaitu, segitiga ( $30^\circ$ ), segitiga diputar ( $60^\circ$ ), kotak ( $90^\circ$ ), dan kotak diputar ( $45^\circ$ )



**Gambar 2.6** Pola Letak Tube (a)  $30^\circ$  (b)  $60^\circ$  (c)  $90^\circ$  (d)  $45^\circ$  [9]

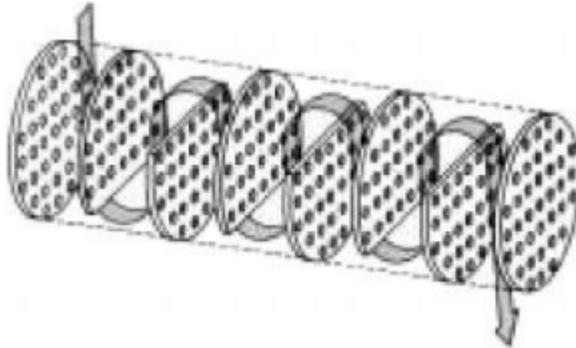
Untuk jarak antar tube dan kecepatan aliran yang sama, koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan pressure drop, dalam urutan menurun adalah  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ . Pola letak *tube*  $90^\circ$  memiliki koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan yang paling rendah. Pemilihan tata letak *tube* dapat ditentukan oleh beberapa parameter yang juga dapat mempengaruhi performansi dari *heat exchanger*, yaitu perpindahan panas, penurunan tekanan, aksesibilitas untuk pembersihan mekanikal [9].

## 2.6 Baffle

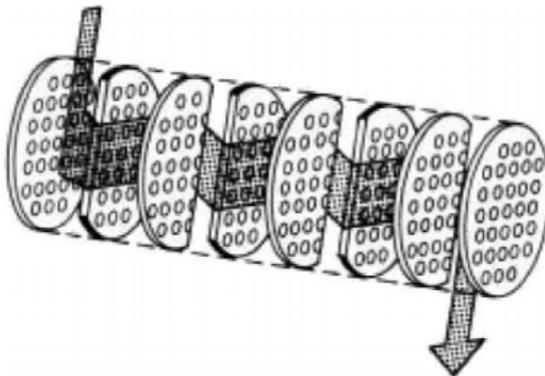
*Baffle* mempunyai dua fungsi, yang pertama dan paling penting adalah menyangga *tube* untuk kekakuan struktural, dan mencegah getaran, yang kedua adalah mengalihkan aliran melintasi bundel untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi.

*Segmental baffle* adalah plat logam atau non logam berbentuk lingkaran dengan bagian yang terpotong pada sisi *horizontal* (gambar 2.2) atau *vertical* (gambar 2.3) merupakan jenis baffle

yang paling banyak digunakan karena dapat mengalihkan aliran dengan efektif.



**Gambar 2.7** *Horizontal Cut Single Segmental Baffle* [12]

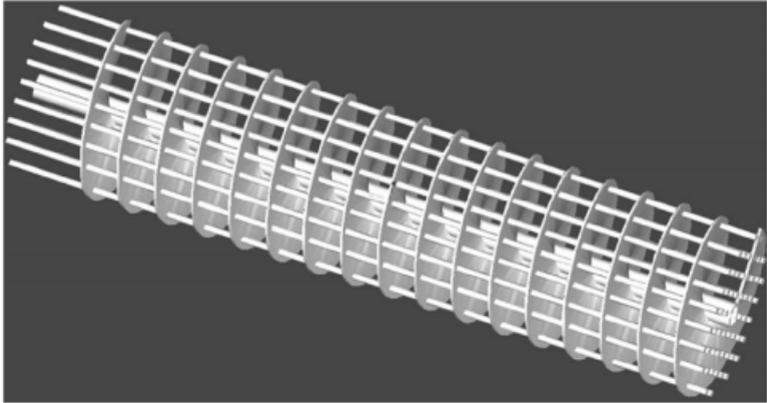


**Gambar 2.8** *Vertical Cut Single Segmental Baffle* [12]

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

perpindahan panas tertinggi dengan penurunan tekanan terendah [9].

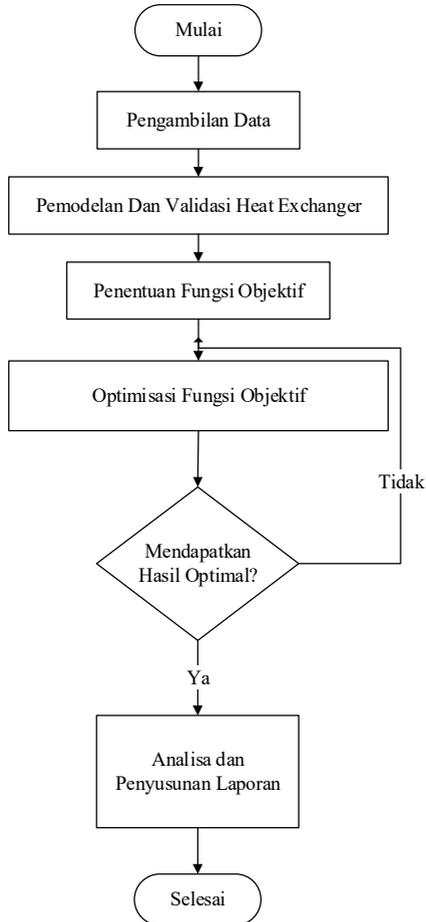
*Helical baffle* (Gambar 2.4) adalah *baffle* berbentuk *helical*, bisa secara *continuous* atau terputus-putus yang terdiri dari empat bagian berbentuk *quadrant* yang diposisikan sejajar dengan sudut tertentu terhadap sumbu *tube* sehingga membuat model aliran *helical* [7].



**Gambar 2.9** Desain 3D *helical baffle* [7]

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan pengerjaan penelitian dapat dilihat pada Gambar 3.1 diagram alir penelitian di bawah ini.



**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

### 3.1 Pengambilan Data *Heat Exchanger*

Pada penelitian ini terdapat empat *heat exchanger* dengan jenis *shell and tube* dan menggunakan *segmental baffle* yang akan dioptimisasi, yaitu E-1-03, E-1-04, E-1-05, E-1-06. Pada setiap *heat exchanger* terdapat dua fluida berbeda yang mengalir, untuk E-1-03 dan E-1-04, fluida yang masuk melewati sisi *shell* adalah *kerosene* dan sisi tube adalah *crude oil*, sedangkan E-1-05, fluida yang mengalir pada sisi *shell* adalah *light gas oil* dan pada sisi tube adalah *crude oil*, dan untuk E-1-06 fluida yang mengalir pada sisi *shell* adalah *heavy gas oil* dan pada sisi tube adalah *crude oil*. Dalam melakukan pemodelan diperlukan data-data input dan propertis dari fluida yang masuk ke masing-masing *heat exchanger* seperti *mass flow rate* ( $M$ ), *temperature* masuk ( $T_{in}$ ) dan keluar ( $T_{out}$ ), densitas ( $\rho$ ), viskositas ( $\mu$ ), *specific heat* ( $C_p$ ), *thermal conductivity* ( $k$ ), dan *fouling resistance* ( $R$ ), yang dapat dilihat pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2 berikut:

**Tabel 3.1** *Mass flow rate*, temperatur masuk dan keluar, dan *specific heat* dari fluida untuk masing-masing *heat exchanger*

<i>Heat Exchanger</i>	$M$ (kg/s)	$C_p$ (J/Kg.K)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)
<b>E-1-03</b>				
Shell: Kerosene	72.038	1157.362	198	108
Tube: Crude Oil	159.829	1306.921	81	131
<b>E-1-04</b>				
Shell: Kerosene	72.161	1089.776	193	149
Tube: Crude Oil	160.181	1200.229	124	146
<b>E-1-05</b>				
Shell: Light Gas Oil	20.266	876.257	279	166
Tube: Crude Oil	160.181	1130.328	146	162

**Tabel 3.1** *Mass flow rate*, temperatur masuk dan keluar, dan *specific heat* dari fluida untuk masing-masing *heat exchanger* (lanjutan)

<i>Heat Exchanger</i>	<i>M</i> (kg/s)	<i>C<sub>p</sub></i> (J/Kg.K)	<i>T<sub>in</sub></i> (°C)	<i>T<sub>out</sub></i> (°C)
<b>E-1-06</b>				
Shell: Heavy Gas Oil	23.069	796.789	293	189
Tube: Crude Oil	160.181	1069.623	162	179

**Tabel 3.2** Viskositas, densitas, *thermal conductivity* dan *fouling resistance* dari fluida untuk masing-masing *heat exchanger*

<i>Heat Exchanger</i>	$\mu$ (cP)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	<i>k</i> (W/m.K)	<i>R</i> (m <sup>2</sup> .K/W)
<b>E-1-03</b>				
Shell: Kerosene	0.325	710	0.128	0.0003
Tube: Crude Oil	1.1925	771.5	0.126	0.0007
<b>E-1-04</b>				
Shell: Kerosene	0.2435	693.5	0.126	0.0003
Tube: Crude Oil	0.6765	748	0.124	0.0007
<b>E-1-05</b>				
Shell: Light Gas Oil	0.3165	708	0.117	0.0004
Tube: Crude Oil	0.541	735	0.123	0.0007
<b>E-1-06</b>				
Shell: Heavy Gas Oil	0.547	725	0.113	0.0005
Tube: Crude Oil	0.458	721	0.121	0.0007

Data spesifikasi proses dan *datasheet* dari *heat exchanger* yang telah didapatkan digunakan untuk pemodelan *heat exchanger*.

### 3.2 Penentuan Fungsi Objektif

Pada tugas akhir ini, *overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ) adalah fungsi objektif yang akan dioptimisasi supaya didapatkan nilai semaksimal atau sebesar mungkin, dengan *constraint shell pressure drop* ( $\Delta P_s$ ) tidak boleh lebih dari desain awal *heat exchanger*, dan dua variabel optimisasi yang dapat mempengaruhi fungsi objektif, yaitu sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) dan *baffle spacing* ( $L_{bc}$ ).

*Overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right) + R_w + R_{f,s} + R_{f,t} \left( \frac{D_T}{d_i} \right)} \quad (3.1)$$

dimana

- $d_i$  : Tube inside diameter
- $D_T$  : Tube outside diameter
- $h_s$  : Shell heat transfer coefficient
- $h_t$  : Tube heat transfer coefficient
- $R_{f,s}$  : Shell side fluid fouling resistance
- $R_{f,t}$  : Tube side fluid fouling resistance
- $R_w$  : Wall resistance

Persamaan 3.1 di atas menunjukkan bahwa untuk fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dipengaruhi oleh nilai *shell heat transfer coefficient*, *tube heat transfer coefficient*, *shell fouling resistance*, *tube fouling resistance*, dan *wall resistance*. Dalam tugas akhir ini, optimisasi dilakukan pada sisi *shell*, sehingga ketika nilai *shell heat transfer coefficient* meningkat, maka fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* juga akan meningkat. Adapun persamaan untuk mendapatkan nilai *shell heat*

*transfer coefficient* dengan *segmental baffle* adalah sebagai berikut:

$$h_s = h_i J_c J_l J_b J_s \quad (3.2)$$

dimana  $h_i$  adalah *shell heat transfer coefficient ideal*,  $J_c$  adalah faktor koreksi *baffle cut*,  $J_l$  adalah faktor koreksi *baffle leakage*,  $J_b$  adalah faktor koreksi *bundle bypass*,  $J_s$  adalah faktor koreksi *unequal baffle spacing*.

Dengan *baffle cut* antara 15% hingga 45%, faktor koreksi *baffle cut* ( $J_c$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (3.3)$$

dimana  $F_c$  adalah

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (3.4)$$

sedangkan  $F_w$  adalah nilai fraksi dari jumlah pipa pada *baffle window* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.5)$$

sudut dari *baffle cut* relatif terhadap sumbu tengah *heat exchanger*,  $\theta_{ctl}$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[ \frac{D_s}{D_{ctl}} - \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (3.6)$$

Faktor koreksi *baffle leakage*,  $J_l$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}} \quad (3.7)$$

dimana  $r_s$  adalah

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.8)$$

dan  $r_{lm}$  adalah

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.9)$$

*shell to baffle leakage area*,  $S_{sb}$ , *tube to baffle leakage area*,  $S_{tb}$ , dan *crossflow area*,  $S_m$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$S_{sb} = 0.00436 D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds}) \quad (3.10)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - D_t^2] N_t (1 - F_w) \quad (3.11)$$

$$S_m = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (3.12)$$

$L_{sb}$  adalah *shell to baffle clearance diameter*,  $\theta_{ds}$ , adalah sudut dari *baffle cut*.

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.13)$$

$L_{bc}$  adalah *segmental baffle spacing*,  $L_{tp,eff}$  adalah *effective tube pitch*, untuk susunan pipa 30° dan 90°  $L_{tp,eff}$  sama dengan  $L_{tp}$ , dan untuk 45°  $L_{tp,eff}$  sama dengan  $0.707 L_{tp}$ .

Faktor koreksi *bundle bypass* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$J_b = \exp\{-C_{bh} F_{sbp} [1 - (2r_{ss})^{1/3}]\} \quad (3.14)$$

$C_{bh}$  mempunyai nilai 1.35 untuk aliran laminar ( $100 \geq Re$ ) dan 1.25 untuk aliran transisi dan turbulen ( $Re > 100$ ). Rasio *bypass crossflow area*  $F_{sbp}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.15)$$

*bypass area*,  $S_b$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl}) \quad (3.16)$$

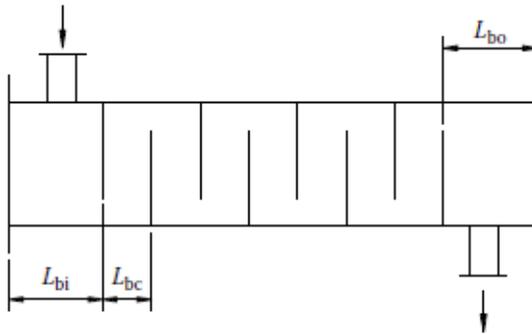
$r_{ss}$  adalah nilai rasio antara jumlah *sealing strips* ( $N_{ss}$ ) yang dialiri fluida, terhadap jumlah baris pipa yang dilintasi fluida dalam satu *baffle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (3.17)$$

nilai  $N_{tcc}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [11]

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left( 1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (3.18)$$

dengan nilai  $L_{pp} = 0.866L_{tp}$  untuk susunan pipa  $30^\circ$ ,  $L_{pp} = L_{tp}$  untuk susunan pipa  $90^\circ$ , dan  $L_{pp} = 0.707L_{tp}$  untuk susunan pipa  $45^\circ$ .



**Gambar 3.2** Layout segmental baffle [11]

Faktor koreksi *unequal baffle spacing*,  $J_s$ , dapat ditentukan dengan persamaan

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc})^{1-n} + (L_{bo}/L_{bc})^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_{bi}/L_{bc} - 1) + (L_{bo}/L_{bc} - 1)} \quad (3.19)$$

dimana nilai  $n = 0.6$  untuk aliran turbulen dan  $n = 1/3$  untuk aliran laminar.  $N_b$  adalah jumlah *baffle* yang terdapat di dalam *shell*.

Koefisien perpindahan panas ideal  $h_i$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$h_i = j_i c_p \dot{m} Pr_s^{-2/3} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (3.21)$$

Faktor perpindahan panas  $j_i$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$j_i = a_1 \left( \frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a Re_s^{a_2} \quad (3.22)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0.14 Re_s^{a_4}} \quad (3.23)$$

*reynold number*,  $Re_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$Re_s = \frac{D_T \dot{m}_s}{\mu} \quad (3.24)$$

dan untuk *prandtl number*,  $Pr_s$ ,

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.25)$$

luas permukaan perpindahan panas shell,  $A_o$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$A_o = \pi D_t L_{ta} N_{tt} \quad (3.26)$$

untuk nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$  dapat ditentukan dengan menggunakan Tabel 3.1 di bawah ini [11],

**Tabel 3.1** Nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$  [11]

Layout	Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	-0.388	1.450	0.519
	$10^4 - 10^3$	0.321	-0.388		
	$10^3 - 10^2$	0.593	-0.477		

**Tabel 3.1** Nilai koefisien  $a_1, a_2, a_3, a_4$  (lanjutan) [11]

Layout	Re	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
30°	$10^2 - 10$	1.360	-0.657	1.450	0.519
	$< 10$	1.400	-0.667		
45°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.396	1.930	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.370	-0.396		
	$10^3 - 10^2$	0.730	-0.500		
	$10^2 - 10$	0.498	-0.656		
	$< 10$	1.550	-0.667		
90°	$10^5 - 10^4$	0.370	-0.395	1.187	0.370
	$10^4 - 10^3$	0.107	-0.266		
	$10^3 - 10^2$	0.408	-0.460		
	$10^2 - 10$	0.900	-0.631		
	$< 10$	0.970	-0.667		

Dan nilai *shell side heat transfer coefficient* dengan *helical baffle* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_s = \frac{Nu_s k_s}{D_T} \quad (3.27)$$

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

$$Nu_s = 0.2 Re^{0.6} Pr^{0.4} \quad (3.28)$$

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

$$Re_s = \frac{u_s D_T}{\nu_s} \quad (3.29)$$

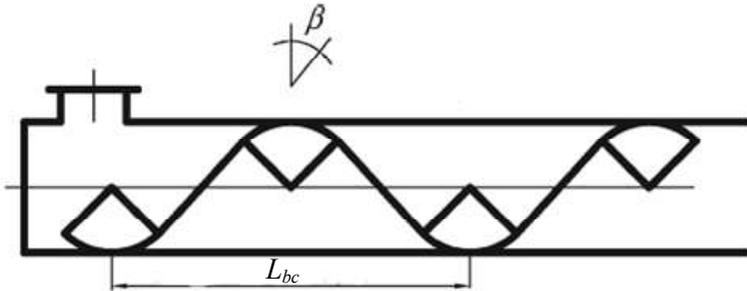
$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A_s} \quad (3.30)$$

*prandtl number* pada *shell*,  $Pr_s$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Pr_s = \frac{c_{ps} \mu_s}{k_s} \quad (3.31)$$

*Crossflow area* pada *shell*,  $S_m$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$S_m = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_{ct}}{D_s}\right) L_{bc} D_s \left(1 - \frac{D_T}{L_{TP}}\right) \quad (3.32)$$



**Gambar 3.3** Layout helical baffle [7]

Persamaan 3.12 dan 3.32 menunjukkan bahwa parameter optimisasi *baffle spacing* akan merubah nilai *crossflow area* pada *shell*, ketika nilai *crossflow area* berubah maka *mass velocity*, *reynold number*, *nusselt number*, juga berubah sehingga akan merubah nilai *shell heat transfer coefficient*. Pada optimisasi, ada batasan berapa rentang yang dapat dicapai oleh parameter optimisasi, untuk *baffle spacing* batas bawah adalah 100 mm dengan batas atas adalah sama dengan data desain dari masing-masing *heat exchanger*.

*Shell pressure drop* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P_s = \frac{f r_s m_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_T} \quad (3.33)$$

$f r_s$  adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [10]

$$fr_s = 1.41 Re^{-0.167} \quad (3.34)$$

*Mass velocity* juga dapat mempengaruhi nilai *shell pressure drop*, bila *mass velocity* semakin besar maka *shell pressure drop* juga akan meningkat. Untuk mengatasi *pressure drop* yang tinggi pada *segmental baffle*, maka dilakukan desain ulang dengan *helical baffle*, sehingga persamaan *shell pressure drop* ( $\Delta P_s$ ) dengan *helical baffle* adalah sebagai berikut:

$$\Delta P_s = \frac{fr_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N_b + 1) D_s}{2D_T} \quad (3.35)$$

$fr_s$  adalah *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [7]

$$fr_s = 0.226 Re^{-0.206} \quad (3.36)$$

Persamaan 3.35 menunjukkan bahwa variabel optimisasi sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) akan memberikan pengaruh pada nilai *shell pressure drop*. Pada optimisasi, ada batasan berapa rentang yang dapat dicapai oleh variabel optimisasi, untuk sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) mempunyai batas bawah  $15^\circ$  dan batas atas  $45^\circ$ .

*Tube heat transfer coefficient*,  $h_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$h_t = \frac{Nu_t d_i}{k_t} \quad (3.37)$$

*Nusselt number*,  $Nu_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Nu_t = \frac{(f/2)Re_t Pr_t}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_t^{2/3} - 1)} \quad (3.38)$$

dan *friction factor*,  $fr_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$fr_t = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \quad (3.39)$$

*reynold number* pada *tube*,  $Re_t$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Re_t = \frac{u_t \rho_t d_i}{\mu_t} \quad (3.40)$$

$$u_t = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (3.41)$$

$$G_t = \frac{M_t}{A_{tp}} \quad (3.42)$$

*prandtl number* pada *tube*,  $Pr_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$Pr_t = \frac{c_{pt} \mu_t}{k_t} \quad (3.43)$$

luas area *tube bundle*,  $A_{tp}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

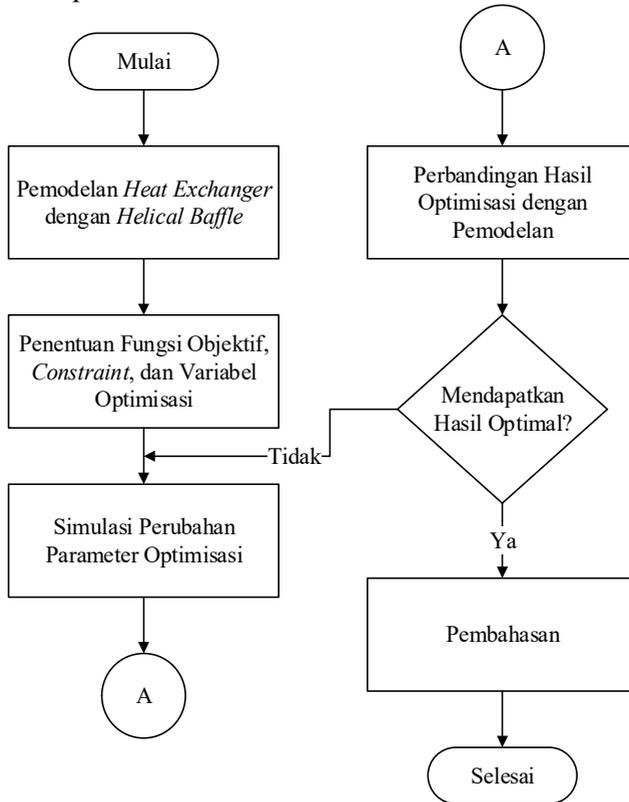
$$A_{tp} = \frac{\pi d_i^2 N_{tt}/4}{N_p} \quad (3.44)$$

*Tube Pressure drop*,  $\Delta P_t$ , dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan [10]:

$$\Delta P_t = \left( \frac{4 f r_t L N_p}{d_i} + 4 N_p \right) \frac{\rho_t u_t^2}{d_i} \quad (3.45)$$

### 3.3 Optimisasi *Heat Exchanger* Dengan Simulasi Perubahan Parameter

Diagram alir untuk optimisasi dengan simulasi perubahan parameter optimisasi:



**Gambar 3.4** Diagram alir optimisasi

Tahap pertama dalam melakukan optimisasi adalah melakukan pemodelan *shell and tube heat exchanger* dengan *helical baffle* menggunakan Persamaan 3.44 hingga Persamaan 3.55

Tahap kedua adalah penentuan fungsi objektif, dan constraint, optimisasi dari persamaan yang didapatkan. *Overall heat transfer*

*coefficient* adalah fungsi objektif yang akan dioptimisasi supaya didapatkan nilai semaksimal atau sebesar mungkin, dengan *constraint* berupa *shell pressure drop* tidak boleh lebih dari desain awal *heat exchanger*, dan dua variabel optimisasi yang dapat mempengaruhi fungsi objektif dan *constraint*. Yang pertama adalah sudut *helical baffle* dengan batas bawah  $15^\circ$  dan batas atas  $45^\circ$ . Yang kedua adalah *baffle spacing*, dengan batas bawah 100 mm dan batas atas adalah *baffle spacing* dari data desain masing-masing *heat exchanger*.

Tahap ketiga adalah optimisasi dengan melakukan simulasi perubahan parameter optimisasi, yaitu sudut *helical baffle* dan *baffle spacing* untuk mendapatkan nilai fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* yang maksimal dengan *shell pressure drop* yang tidak melebihi batas desain.

Tahap keempat adalah melakukan perbandingan hasil optimisasi dengan desain awal *heat exchanger*. Hasil optimisasi dikatakan telah optimal apabila *overall heat transfer coefficient* dari desain optimisasi lebih besar dibandingkan desain awal, dan *constrain shell pressure drop* pada hasil optimisasi tidak melebihi desain awal. Bila hasil optimisasi masih belum optimal, maka kembali ke tahap ketiga, sebaliknya jika hasil yang didapatkan telah optimal maka lanjut ke tahap berikutnya.

Tahap kelima adalah pembahasan terhadap bagaimana parameter yang dioptimisasi, yaitu sudut *helical baffle* dan *baffle spacing* terhadap fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Pemodelan Desain Awal Heat Exchanger

Pemodelan *heat exchanger* dan perhitungan *overall heat transfer coefficient* dilakukan dengan menggunakan persamaan pada Bab III. Perbandingan hasil pemodelan desain awal *heat exchanger* dengan nilai dari *datasheet* dapat dilihat pada Tabel 4.1 dan Tabel 4.2 di bawah ini.

**Tabel 4.1** Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk E-1-03

Variabel	E-1-03		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	364	367.09	0.85
$A$ (m <sup>2</sup> )	642	642.43	0.07
$Q$ (kW)	8757	8796	0.44

Tabel 4.1 di atas menunjukkan bahwa pada *heat exchanger* E-1-03 deviasi antara nilai *overall heat transfer coefficient* desain dan pemodelan yang dilakukan sebesar 0.85%, dan deviasi nilai untuk luas area *heat exchanger* ( $A$ ) sebesar 0.07%, sedangkan untuk *heat duty* ( $Q$ ) didapatkan deviasi sebesar 0.44%.

**Tabel 4.2** Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk E-1-04

Variabel	E-1-04		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	420	422.74	0.65
$A$ (m <sup>2</sup> )	296	297.43	0.48

**Tabel 4.2** Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk g E-1-04 (lanjutan)

Variabel	E-1-04		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$Q$ (kW)	4195.5	4214	0.44

Tabel 4.2 di atas adalah perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk *heat exchanger* E-1-04. Dari Tabel 4.2 dapat dilihat bahwa nilai deviasi untuk *overall heat transfer coefficient* desain dan pemodelan yang dilakukan sebesar 0.65%, dan deviasi nilai untuk luas area *heat exchanger* ( $A$ ) sebesar 0.48%, sedangkan untuk *heat duty* ( $Q$ ) didapatkan deviasi sebesar 0.44%.

**Tabel 4.3** Perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk E-1-05

Variabel	E-1-05		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	260	260.47	0.67
$A$ (m <sup>2</sup> )	560	563.41	0.60
$Q$ (kW)	6634	6644	0.82

Tabel 4.3 di atas menunjukkan bahwa pada *heat exchanger* E-1-05 deviasi antara nilai *overall heat transfer coefficient* desain dan pemodelan yang dilakukan sebesar 0.67%, dan deviasi nilai untuk luas area *heat exchanger* ( $A$ ) sebesar 0.60%, sedangkan untuk *heat duty* ( $Q$ ) didapatkan deviasi sebesar 0.82%..

**Tabel 4.4** Perbandingan desain dan pemodelan untuk E-1-06

Variabel	E-1-06		
	Desain	Pemodelan	Deviasi (%)
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	267	265.51	-0.56
$A$ (m <sup>2</sup> )	462	463.54	0.33
$Q$ (kW)	6729	6794	0.97

Tabel 4.4 diatas adalah perbandingan desain dan hasil pemodelan untuk E-1-06. Dari Tabel 4.4 dapat dilihat bahwa nilai deviasi untuk *overall heat transfer coefficient* desain dan pemodelan yang dilakukan sebesar -0.56%, dan deviasi nilai untuk luas area *heat exchanger* ( $A$ ) sebesar 0.33%, sedangkan untuk *heat duty* ( $Q$ ) didapatkan deviasi sebesar 0.07%..

Nilai deviasi yang dihasilkan dari pemodelan desain awal *heat exchanger* yang telah dilakukan dan dibandingkan dengan *datasheet* untuk masing-masing *heat exchanger* E-1-03, E-1-04, E-1-05, dan E-1-06, tidak ada yang lebih dari 1%. Sehingga pemodelan desain awal yang telah dibuat dapat dikatakan valid.

#### 4.2 Optimisasi *Heat Exchanger*

Perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* dan *shell pressure drop heat* dapat dilihat pada Tabel 4.5 hingga Tabel 4.8.

**Tabel 4.5** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-03

E-1-03			
$\beta$ (°)	$L_{bc}$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)

**Tabel 4.5** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-03 (lanjutan)

E-1-03			
$\beta$ (°)	$L_{bc}$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
0	325	367.09	57.86
	270	371.57	100.39
	254	372.46	117.65
	241	374.77	141.3
15	325	367.09	31.68
	270	373.97	54.76
	257	376.48	63.84
	241	378.76	76.56
35	325	367.09	26.87
	270	373.97	46.44
	254	376.48	54.14
	241	378.76	64.93
45	325	367.09	23.19
	270	373.97	40.09
	254	376.48	46.73
	241	378.76	56.05

Tabel 4.5 di atas menunjukkan hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif, dapat diketahui bahwa perubahan *baffle spacing* akan meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan juga *shell pressure drop*, untuk mengurangi nilai *shell pressure drop* agar tidak lebih dari batas desain awal *heat exchanger* dan tetap mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang tinggi maka dilakukan perubahan desain dari

*segmental baffle* (sudut  $0^\circ$ ) menjadi *helical baffle*, hal ini dapat dilihat pada sudut  $15^\circ$ ,  $35^\circ$ , dan  $45^\circ$ . Di ketiga sudut tersebut telah menggunakan *helical baffle*, sehingga dengan jarak *baffle spacing* yang sama, *helical baffle* mempunyai nilai *shell pressure drop* yang lebih rendah. Dari Tabel 4.5 dapat dilihat bahwa nilai maksimum *overall heat transfer coefficient* untuk E-1-03 dicapai pada saat *baffle spacing* sebesar 241 mm dan *shell pressure drop* tidak melebihi data desain pada saat kemiringan sudut sebesar  $45^\circ$

**Tabel 4.6** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-04

E-1-04			
$\beta$ ( $^\circ$ )	$L_{bc}$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
0	290	422.74	94
	245	425.27	147.22
	232	427.46	176.9
	220	427.81	202.78
15	290	422.74	58.54
	245	428.33	91.11
	232	430.69	109.14
	220	432.7	124.73
35	290	422.74	49.64
	245	428.33	77.26
	232	430.69	92.56
	220	432.7	105.77
45	290	422.74	42.85
	245	428.33	66.7

**Tabel 4.6** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-04 (lanjutan)

E-1-04			
$\beta$ (°)	$L_{bc}$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
45	232	430.69	79.9
	220	432.7	91.3

Tabel 4.6 di atas adalah hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-04. Dari Tabel 4.6 dapat diketahui bahwa nilai maksimum *overall heat transfer coefficient* untuk E-1-04 dicapai pada saat baffle spacing sebesar 220 mm dan shell pressure drop tidak melebihi data desain pada saat kemiringan sudut sebesar 45°.

**Tabel 4.7** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-05

E-1-05			
$\beta$ (°)	$L_{bc}$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
0	335	260.47	5.42
	286	262.97	8.53
	270	266.16	9.95
	256	269.08	11.5
15	335	260.47	4.83
	286	262.97	4.94
	270	266.16	5.75
	256	269.08	6.65
35	335	260.47	4.09

**Tabel 4.7** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-05 (lanjutan)

E-1-05			
$\beta$ (°)	$Lbc$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
35	286	262.97	4.19
	270	266.16	4.88
	256	269.08	5.64
45	335	260.47	2.32
	286	262.97	3.62
	270	266.16	4.21
	256	269.08	4.87

Tabel 4.7 di atas menunjukkan bahwa nilai maksimum *overall heat transfer coefficient* untuk E-1-05 dicapai pada saat baffle spacing sebesar 256 mm dan shell pressure drop tidak melebihi data desain pada saat kemiringan sudut sebesar 45°.

**Tabel 4.8** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-06

E-1-06			
$\beta$ (°)	$Lbc$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
0	300	265	10.46
	263	270	15.42
	248	271.1	17.05
	235	271.97	20.68
15	300	265	6.4
	263	270.61	9.4

**Tabel 4.8** Hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-06 (lanjutan)

E-1-06			
$\beta$ (°)	$Lbc$ (mm)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P_s$ (kPa)
15	248	274.08	10.88
	235	277.11	12.55
35	300	265	5.4
	263	270.61	7.97
	248	274.08	9.23
	235	277.11	10.65
45	300	265	4.68
	263	270.61	6.88
	248	274.08	7.97
	235	277.11	9.19

Tabel 4.6 di atas adalah hasil perubahan parameter optimisasi terhadap fungsi objektif untuk *heat exchanger* E-1-04. Dari Tabel 4.6 dapat diketahui bahwa nilai maksimum *overall heat transfer coefficient* untuk E-1-04 dicapai pada saat baffle spacing sebesar 220 mm dan shell pressure drop tidak melebihi data desain pada saat kemiringan sudut sebesar 45°.

Hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk masing-masing *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 4.9 hingga 4.12.

**Tabel 4.9** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-03

Variabel	E-1-03	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$Ntt$	1390	1386

**Tabel 4.9** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-03 (lanjutan)

Variabel	E-1-03	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$Lbc$ (mm)	325	241
$\beta$ ( $^{\circ}$ )	0	45
$Nb$	16	22
$S_m$ (mm $^2$ )	124449	36038.64
$Re_s$	45420	156871
$Nu_s$	345.32	403.30
$h_s$ (W/m $^2$ .K)	1740	2032
$Re_t$	24725	24720
$Nu_t$	228.73	228.23
$h_t$ (W/m $^2$ .K)	1451	1450
$U_o$ (W/m $^2$ .K)	367.09	378.76
$\Delta P_s$ (kPa)	57.86	56.05
$\Delta P_t$ (kPa)	64.16	64.05
$A$ (mm $^2$ )	642.43	640.58

Tabel 4.5 di atas menunjukkan bahwa selain fungsi objektif *overall heat transfer coefficient* ( $U_o$ ), *constraint shell pressure drop* ( $\Delta P_s$ ), dan variabel yang dioptimisasi, sudut *helical baffle* ( $\beta$ ) dan *baffle spacing* ( $Lbc$ ). Perubahan desain dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* akan mempengaruhi beberapa nilai variabel lain, yaitu jumlah *tube* ( $Nt$ ), jumlah *baffle*

( $N_b$ ), *crossflow area* ( $S_m$ ), *shell reynold number* ( $Re_s$ ), *nusselt number* ( $Nu_s$ ), *shell heat transfer coefficient* ( $h_s$ ). Perubahan banyak terjadi di sisi *shell*, hal ini dikarenakan pada saat perubahan desain dilakukan pada sisi *shell*. Sedangkan pada sisi tube tidak banyak berubah, begitu pula dari sisi input fluida, *mass flow rate*, perbedaan temperatur, *specific heat* tidak ada yang berubah.

Tabel 4.5 menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-03 nilai *overall heat transfer coefficient* naik sebesar 3.17% dari 367.09 menjadi 378.76 W/m<sup>2</sup>.K, dan *shell pressure drop* turun sebesar -3.12% dari 57.86 kPa menjadi 56.05 kPa. Nilai *overall heat transfer coefficient* maksimum dicapai ketika *baffle spacing* sebesar 241 mm, dengan *shell pressure drop* tidak melebihi data desain pada kemiringan sudut *helical baffle* sebesar 45°.

**Tabel 4.10** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-04

Variabel	E-1-04	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$N_{tt}$	640	636
$L_{bc}$ (mm)	290	220
$\beta$ (°)	0	45
$N_b$	19	25
$S_m$ (mm <sup>2</sup> )	86686.8	23629.32
$Re_s$	86834	318557
$Nu_s$	475	539.91
$h_s$ (W/m <sup>2</sup> .K)	2356.8	2678.32
$Re_t$	47433	47430
$Nu_t$	304.34	304.07

**Tabel 4.10** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-04 (lanjutan)

Variabel	E-1-04	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1900	1891
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	422.74	432.70
$\Delta P_s$ (kPa)	94	91.3
$\Delta P_t$ (kPa)	35.84	35.27
$A$ (mm <sup>2</sup> )	300.09	298.21

Tabel 4.6 di atas adalah perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-04. Dari nilai *overall heat transfer coefficient* naik sebesar 2.35% dari 422.74 menjadi 432.70 W/m<sup>2</sup>.K, dan *shell pressure drop* turun sebesar - 2.87% dari 94 kPa menjadi 91.3 kPa. Nilai *overall heat transfer coefficient* maksimum dicapai ketika *baffle spacing* sebesar 220 mm, dan *shell pressure drop* tidak melebihi data desain pada kemiringan sudut *helical baffle* sebesar 45°.

**Tabel 4.11** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk E-1-05

Variabel	E-1-05	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$N_{tt}$	1231	1228
$L_{bc}$ (mm)	335	256
$\beta$ (°)	0	45
$N_b$	16	21

$S_m$ (mm <sup>2</sup> )	124928.2	37563.12
$Re_s$	12678	43296
$Nu_s$	157.41	170.92
$h_s$ (W/m <sup>2</sup> .K)	725.1	787.33
$Re_t$	30812	30802
$Nu_t$	189.12	188.96
$h_t$ (W/m <sup>2</sup> .K)	1171.2	1170.2
$U_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	260.47	269.08
$\Delta P_s$ (kPa)	5.42	4.87
$\Delta P_t$ (kPa)	10.43	10.3
$A$ (mm <sup>2</sup> )	569.41	568.54

Tabel 4.7 di atas menunjukkan pada *heat exchanger* E-1-05 nilai *overall heat transfer coefficient* naik sebesar 3.3% dari 260.47 menjadi 269.08 W/m<sup>2</sup>.K, dan *shell pressure drop* turun sebesar -10.14% dari 5.42 kPa menjadi 4.87 kPa. Nilai  $U_o$  maksimum dicapai ketika jarak antar *baffle* sebesar 261 mm, dengan *shell pressure drop* tidak melebihi data desain pada kemiringan sudut *helical baffle* sebesar 45°.

**Tabel 4.12** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk E-1-06

Variabel	E-1-06	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$Ntt$	1010	1006
$Lbc$ (mm)	300	235

**Tabel 4.12** Perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk E-1-06 (lanjutan)

Variabel	E-1-06	
	Sebelum	Sesudah Optimisasi
$\beta$ ( $^{\circ}$ )	0	45
$Nb$	18	21
$S_m$ ( $\text{mm}^2$ )	104676	30869
$Re_s$	10234	34702
$Nu_s$	161.05	181.86
$h_s$ ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )	716.5	809.07
$Re_t$	44396	44390
$Nu_t$	232.61	232.37
$h_t$ ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )	1417.1	1416.7
$U_o$ ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )	265.51	277.11
$\Delta P_s$ (kPa)	10.47	9.19
$\Delta P_t$ (kPa)	15.02	14.90
$A$ ( $\text{mm}^2$ )	469.54	467.68

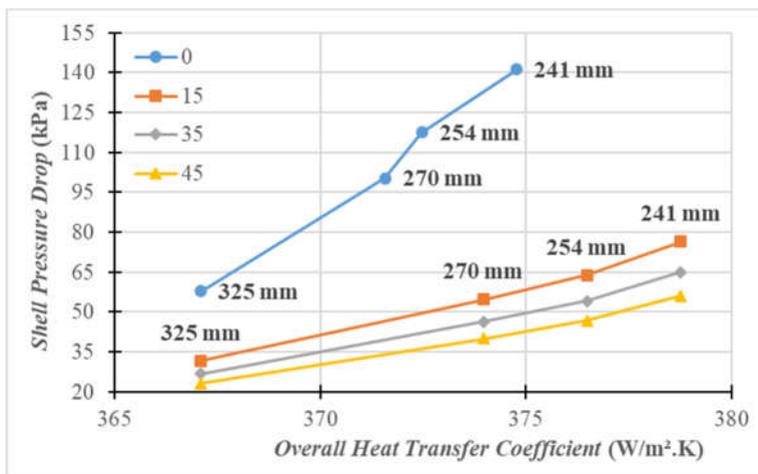
Tabel 4.6 di atas adalah perbandingan hasil sebelum dan sesudah optimisasi untuk *heat exchanger* E-1-06. Dari Tabel 4.4 dapat dilihat bahwa nilai *overall heat transfer coefficient* naik sebesar 4.56% dari 265.51 menjadi 277.11  $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ , dan *shell pressure drop* turun sebesar -12.35% dari 10.47 kPa menjadi 9.19 kPa.

*Helical baffle* mampu memberikan nilai *overall heat transfer coefficient* yang lebih tinggi dibandingkan *segmental baffle*. Hal ini

terjadi karena adanya perubahan pada *crossflow area*. Dimana pada *helical baffle crossflow area* lebih kecil, sehingga akan membuat *velocity* meningkat, ketika *velocity* meningkat maka fluida yang mengalir akan menjadi lebih turbulen sehingga *reynolds number* akan menjadi besar, dan nilai *nusselt number* akan naik, ketika *nusselt number* naik maka *heat transfer coefficient* juga meningkat. Karena fluida mengalir terarah membentuk pola *helical* pada *helical baffle*, dan tidak mengalir secara *zig zag* dengan menabrak *baffle* itu sendiri, *shell pressure drop* dengan *helical baffle* lebih rendah dibandingkan dengan *segmental baffle* meskipun mempunyai *reynold number* yang besar.

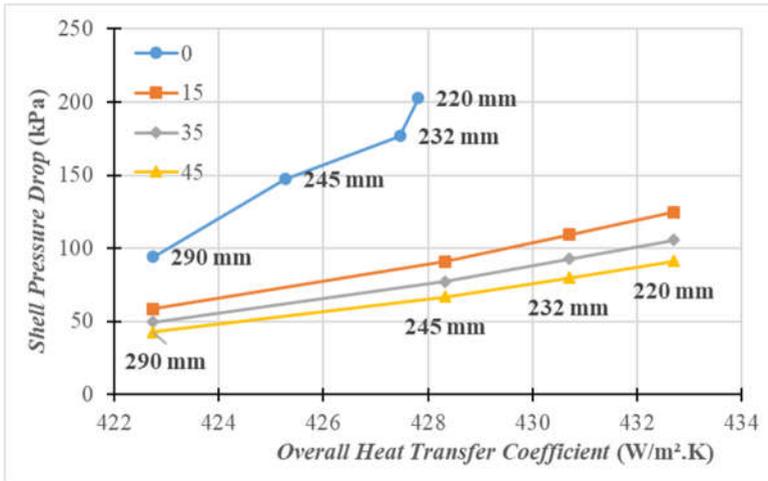
### 4.3 Analisa Sensitivitas

Analisis sensitivitas berfungsi untuk mengetahui pengaruh perubahan variabel (sudut *helical baffle* dan *baffle spacing*) terhadap nilai fungsi objektif yang dioptimisasi (*overall heat transfer coefficient*) dan *constraint* (*shell pressure drop*). Dalam melakukan analisa sensitivitas, dilakukan empat variasi *baffle spacing*, dan empat sudut *helical baffle* yaitu 0°, 15°, 35°, 45°. Pengamatan analisa sensitivitas dilakukan dari dua kondisi, yaitu dengan *baffle spacing* tetap kemudian sudut *helical baffle* diubah, dan dengan sudut *helical baffle* tetap kemudian *baffle spacing* diubah. Gambar-gambar grafik analisa sensitivitas untuk masing-masing *heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 4.1 hingga Gambar 4.4.



**Gambar 4.1** Grafik analisa sentivitas untuk E-1-03.

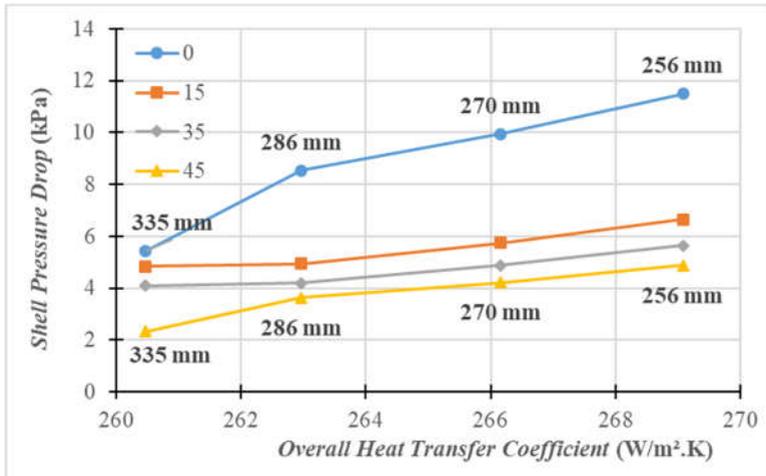
Gambar 4.1 di atas menunjukkan grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-03. Pada setiap perubahan sudut, yaitu 0°, 15°, 35°, 45°, dilakukan pula perubahan *baffle spacing* dengan nilai yang sama, yaitu 325 mm, 270 mm, 254 mm, dan 241 mm. Untuk desain awal *heat exchanger* dengan *segmental baffle* ditunjukkan dengan sudut 0°. Perubahan desain menggunakan *helical baffle* ditunjukkan pada sudut 15°, 35°, 45°. Dari Gambar 4.1 dapat dilihat bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut 0°, pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis. Ketika dilakukan perubahan menggunakan *helical baffle* pada sudut 15°, dengan nilai *baffle spacing* yang sama dengan sudut 0° *shell pressure drop* akan turun. Nilai *shell pressure drop* lebih rendah dicapai pada sudut 45°.



**Gambar 4.2** Grafik analisa sentivitas untuk E-1-04.

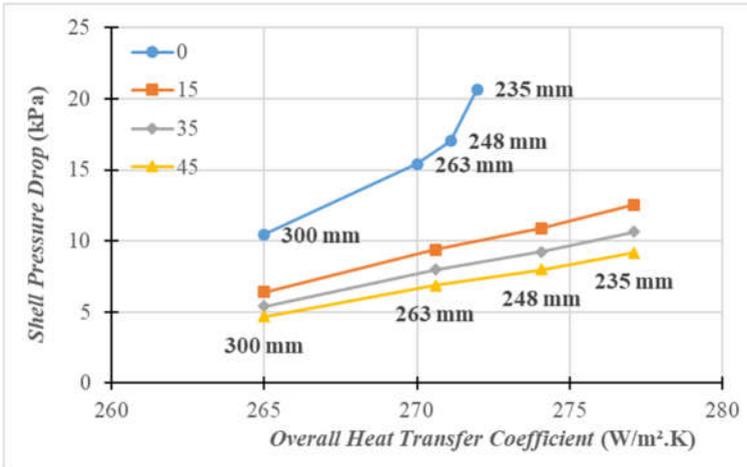
Gambar 4.2 di atas adalah grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-04. Dalam melakukan analisa sensitivitas dilakukan perubahan *baffle spacing* dengan nilai yang sama, yaitu 290 mm, 245 mm, 232 mm, dan 220 mm untuk masing-masing sudut, 0°, 15°, 35°, dan 45°. Desain awal *heat exchanger* dengan *segmental baffle* ditunjukkan dengan sudut 0°. Perubahan desain menggunakan *helical baffle* ditunjukkan pada sudut 15°, 35°, 45°. Dari Gambar 4.2 dapat diketahui bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut 0°, pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis. Ketika dilakukan perubahan menggunakan *helical baffle* pada sudut 15°, dengan nilai *baffle spacing* yang sama dengan sudut 0° *shell pressure drop* akan turun. Ketika dilakukan perubahan menggunakan *helical baffle*, seperti pada Gambar 4.2, pada sudut 15°, dengan nilai *baffle spacing* yang sama dengan sudut 0° *shell pressure drop* akan turun, begitu pula pada sudut 35°, nilai *shell pressure drop* lebih rendah dibandingkan pada sudut 15° dalam *baffle spacing* yang sama. Dengan nilai

*baffle spacing* yang sama nilai shell pressure drop terendah dicapai pada sudut  $45^\circ$ .



**Gambar 4.3** Grafik analisa sentivitas untuk E-1-05

Gambar 4.3 di atas merupakan grafik analisa sensitivitas untuk *heat exchanger* E-1-05. Untuk setiap sudut yang dianalisa, yaitu  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $35^\circ$ , dan  $45^\circ$ , dilakukan perubahan nilai *baffle spacing* yang sama, yaitu 335 mm, 286 mm, 270 mm, dan 256 mm. Desain awal dari *heat exchanger* dengan *segmental baffle* ditunjukkan dengan sudut  $0^\circ$ . Dan desain *heat exchanger* dengan *helical baffle* ditunjukkan pada sudut  $15^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $45^\circ$ . Gambar 4.3 menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut  $0^\circ$ , pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis. Ketika dilakukan perubahan menggunakan *helical baffle* pada sudut  $15^\circ$ , dengan nilai *baffle spacing* yang sama dengan sudut  $0^\circ$  *shell pressure drop* akan turun. Nilai *shell pressure drop* lebih rendah, pada sudut  $45^\circ$ .



**Gambar 4.4** Grafik analisa sentivitas untuk E-1-06

Gambar 4.4 di atas adalah grafik analisa sensitivitas untuk E-1-06. Dalam melakukan analisa sensitivitas, pada masing-masing sudut yang dianalisa, yaitu  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $35^\circ$ , dan  $45^\circ$ , dilakukan perubahan baffle spacing dengan nilai yang sama, yaitu 300 mm, 263 mm, 248 mm, dan 235 mm. Sudut  $0^\circ$  menunjukkan desain awal *heat exchanger* dengan *segmental baffle*, sedangkan desain *heat exchanger* dengan *helical baffle* ditunjukkan pada sudut  $15^\circ$ ,  $35^\circ$ , dan  $45^\circ$ . Gambar 4.4 menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan meningkat. Pada sudut  $0^\circ$ , pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *shell pressure drop* secara drastis. Ketika dilakukan perubahan menggunakan *helical baffle*, dalam nilai *baffle spacing* yang sama sudut  $15^\circ$ , mempunyai nilai *shell pressure drop* yang lebih rendah dibandingkan dengan sudut  $0^\circ$ , dan nilai *shell pressure drop* terendah dicapai pada sudut  $45^\circ$ .

Gambar 4.1 hingga Gambar 4.4 di atas menunjukkan bahwa pengurangan *baffle spacing* akan meningkatkan *overall heat*

*transfer coefficient* naik, akan tetapi *shell pressure drop* juga akan naik. Dan perubahan sudut *helical baffle* akan mempengaruhi nilai *shell pressure drop*, semakin miring sudut *helical baffle* maka *shell pressure drop* yang dihasilkan semakin rendah.

*Halaman sengaja dikosongkan*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Dari tugas akhir yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan yaitu:

1. Dengan mengganti dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle*, mampu meningkatkan *overall heat transfer coefficient* rata-rata sebesar 3.36%.
2. *Helical baffle* menyebabkan arah aliran fluida yang mengalir di dalam *shell* berbentuk *helical* sehingga *shell pressure drop* akan menurun dengan rata-rata sebesar -7.12%.
3. Jarak minimum antar *baffle* agar mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* pada masing-masing *heat exchanger* yaitu 242 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 389.45 W/m<sup>2</sup>.K untuk E-1-03, 242 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 389.45 W/m<sup>2</sup>.K untuk E-1-03, 221 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 446.87 W/m<sup>2</sup>.K untuk E-1-04, 261 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 273.37 W/m<sup>2</sup>.K untuk E-1-05, dan 262 mm dengan *overall heat transfer coefficient* sebesar 282.94 W/m<sup>2</sup>.K untuk E-1-06. Sudut optimum *helical baffle* adalah 45°, pada sudut ini akan didapatkan nilai *shell pressure drop* lebih rendah dibandingkan *segmental baffle*.

### 5.2 Saran

Adapun saran untuk penelitian selanjutnya yaitu dapat menggunakan metode optimisasi lain, sehingga mampu mendapatkan nilai fungsi objektif yang lebih baik.

*Halaman sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] T. R. Biyanto, E. K. Gonawan, G. Nugroho, R. Hantoro, H. Cordova, and K. Indrawati, "Heat exchanger network retrofit throughout overall heat transfer coefficient by using genetic algorithm," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 274–281, 2016.
- [2] V. Master, B. I. Chunangad, K. S, and Pushpanathan, "Fouling Mitigation Using Helix Changer Heat exchangers," in *Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications*, 2003, pp. 317–322.
- [3] Nasiruddin and M. H. K. Siddiqui, "Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, no. 2, pp. 318–328, 2007.
- [4] R. Mukheerje, "Use Double-Segmental Baffles in Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Prog.*, vol. 88, no. 11, p. 47, 1992.
- [5] M. Saffar-Avval and E. Damangir, "A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 13, pp. 2501–2506, 1995.
- [6] J. Lutcha and J. Nemicansky, "Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 68, no. 3, pp. 263–270, 1990.
- [7] B. Peng, Q. W. Wang, C. Zhang, G. N. Xie, L. Q. Luo, Q. Y. Chen, and M. Zeng, "An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers With Continuous Helical Baffles," *J. Heat Transfer*, vol. 129, no. 10, p. 1425, 2007.
- [8] M. Alenazi, "Genetic Algorithm by using MATLAB Program," *Int. J. Adv. Res. Comput. Commun. Eng.*, vol. 4, no. 11, pp. 326–329, 2015.
- [9] A. Kayode Coker, *Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants* No Title, Fourth Edi. Elsevier Ltd, 2015.

- [10] S. Kakac, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkji, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, Third Edit. Taylor and Francis, 2012.
- [11] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, Second Edi. Taylor and Francis, 2013.

## LAMPIRAN A DAFTAR SIMBOL

$A_{tp}$	: Luas area <i>tube bundle</i> (mm)
$c_p$	: <i>Specific heat</i> (J/Kg.K)
$d_i$	: <i>Tube inside diameter</i> (mm)
$F_{sbp}$	: Rasio <i>bypass crossflow area</i> (mm)
$f_r$	: <i>Friction factor</i>
$G$	: <i>Mass velocity</i> (kg/m <sup>2</sup> .s)
$h_s$	: <i>Shell heat transfer coefficient</i> (W/m <sup>2</sup> .K)
$h_t$	: <i>Tube heat transfer coefficient</i> (W/m <sup>2</sup> .K)
$J_b$	: Faktor koreksi <i>bundle bypass</i>
$J_c$	: Faktor koreksi <i>baffle cut</i>
$J_l$	: Faktor koreksi <i>baffle leakage</i>
$J_s$	: Faktor koreksi <i>baffle spacing</i>
$k$	: <i>Thermal conductivity</i> (W/m.K)
$L_{bc}$	: <i>Segmental baffle spacing</i> (mm)
$L_{bi}$	: <i>Segmental baffle inlet spacing</i> (mm)
$L_{bo}$	: <i>Segmental baffle outlet spacing</i> (mm)
$L_{tp}$	: <i>Tube pitch</i> (mm)
$L_{sb}$	: <i>Shell to baffle clearance diameter</i> (mm)
$M$	: <i>Mass flow rate</i> (kg/s)
$Nu$	: <i>Nusselt number</i>
$Pr$	: <i>Prandtl number</i>
$R$	: <i>Fouling resistance</i> (m <sup>2</sup> .K/W)
$Re$	: <i>Reynold number</i>
$S_m$	: <i>Crossflow area</i> (mm <sup>2</sup> )
$S_{sb}$	: <i>Shell to baffle leakage area</i> (mm <sup>2</sup> )
$S_{tb}$	: <i>Tube to baffle leakage area</i> (mm <sup>2</sup> )
$\beta$	: Sudut <i>helical baffle</i> (°)
$\rho$	: Densitas (kg/m <sup>3</sup> )
$\mu$	: Viskositas (cP)