



TUGAS AKHIR - TF 181801

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTURISASI SANTAN

IMAM FARUQ ABDILLAH
NRP 02311745000016

Dosen Pembimbing
Hendra Cordova, S.T., M.T.

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



FINAL PROJECT - TF 181801

***OPTIMIZATION OF DESIGN SHELL AND TUBE
HEAT EXCHANGER IN COCONUT MILK
PASTEURIZATION PROCESS***

IMAM FARUQ ABDILLAH
NRP 02311745000016

Supervisor
Hendra Cordova, S.T., M.T.

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Imam Faruq Abdillah

NRP : 02311745000016

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul Optimisasi Desain *Shell and Tube Heat Exchanger* pada Proses Pasturisasi Santan adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 24 Juli 2019

Yang membuat pernyataan,



Imam Faruq Abdillah

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTURISASI SANTAN

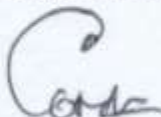
TUGAS AKHIR

Oleh :

Imam Faruq Abdillah
NRP : 02311745000016

Surabaya, 24 Juli 2019
Mengetahui

Dosen Pembimbing



Hendra Cordova, S.T., M.T.
NIPN. 19690530 199412 1 001

Menyetujui,
Ketua Departemen Teknik Fisika FTI-ITS



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

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTURISASI SANTAN

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Imam Faruq Abdillah
NRP. 02311745000016

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Hendra Cordova, S.T., M.T. (Pembimbing)
2. Tintok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D. (Ketua Penguji)
3. Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D. (Penguji 1)
4. Swan Cory Setiadi, S.T., M.T. (Penguji 2)

SURABAYA
JULI, 2019

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTURISASI SANTAN

Nama Mahasiswa : Imam Faruq Abdillah
NRP : 02311745000016
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Hendra Cordova, S.T., M.T.

Abstrak

Santan adalah emulsi minyak dalam air yang berwarna putih, yang diperoleh dengan cara memeras daging kelapa segar yang telah diparut atau dihancurkan baik dengan atau tanpa penambahan air. Santan apabila tidak diberi perlakuan panas akan menyebabkan penurunan kualitas dan singkatnya masa kadaluarsa dari santan tersebut. Pasturisasi adalah perlakuan panas yang bertujuan untuk menghilangkan bakteri patogen dari produk makanan atau minuman, sehingga aman untuk dikonsumsi. Selain itu juga untuk menghilangkan bakteri pembusuk sehingga masa kadaluarsa akan semakin meningkat. Setiap makanan memiliki kombinasi suhu dan waktu yang berbeda untuk proses pasturisasi. Proses pasturisasi pada santan memerlukan waktu selama 20 menit dengan suhu 72-75°C. Pada umumnya proses pasturisasi memerlukan suatu alat penukar panas. *Heat Exchanger* (HE) merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas untuk mentransfer energi dari fluida panas ke fluida dingin, ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat digunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi luaran yang ditentukan. Permasalahan pada *heat exchanger* yakni terbentuknya *fouling*. *Fouling* adalah deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger*. *Fouling* merupakan masalah yang tidak dapat dihindari, tetapi dapat diminimalkan dengan menentukan geometri *heat exchanger* yang optimal. Beberapa penelitian yang telah dilakukan adalah menganalisa pengaruh laju aliran massa terhadap *fouling* ketika dipanaskan dengan suhu pasturisasi. Penelitian selanjutnya yakni menganalisa deposit atau *fouling* yang terbentuk dengan menggunakan PHE (*Plate Heat Exchanger*).

Dalam penelitian ini, sebanyak 10 heat exchanger dirangkai secara seri. Optimisasi dilakukan untuk menentukan geometri *shell and tube heat exchanger* sehingga diperoleh *fouling resistance* minimal. Optimisasi dilakukan dengan menggunakan beberapa metode stokastik. Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Dari hasil optimisasi *Particle Swarm Optimization* didapatkan bahwa nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) untuk HE pertama sampai dengan HE kesepuluh berkurang 20%, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) untuk HE pertama sampai dengan HE kesepuluh berkurang 30%.

Kata Kunci: Santan, Pasturisasi, Optimisasi, *Heat exchanger*, *fouling resistance*, *geometri*

OPTIMIZATION OF DESIGN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER IN COCONUT MILK PASTEURIZATION PROCESS

Name : Imam Faruq Abdillah
NRP : 02311745000016
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : Hendra Cordova, S.T., M.T.

Abstract

Coconut milk is the white, oil-in-water emulsion extracted from fresh coconut flesh with or without added water. Coconut milk if not treated with heat will cause a decrease in the quality and the short shelf life. Pasteurization is heat treatment which aims to eliminate pathogenic bacteria from food or beverage products, so it is safe for consumption. In addition to remove spoilage bacteria so the shel life will increase. Each food has a different combination of temperature and time for the pasteurization process. The pasteurization process in coconut milk requires 20 minutes with a temperature of 72-75°C. In general, the pasteurization process requires a heat exchanger. Heat Exchanger (HE) is a tool used in the heat transfer process to transfer energy from hot fluid to cold fluid, or in reverse, without mass transfer inside and it can be used as a heater or cooler to meet the specified output. The problem that could happen in the heat exchanger is the formation of fouling. Fouling is an unwanted deposit on the heat transfer surface that inhibits heat transfer process in the heat exchanger. Fouling is an unavoidable problem, but can be minimized by determining the optimal geometry of the heat exchanger. Some research that has been done is analyzing the effect of mass flow rate on fouling when heated with the temperature of pasturization. The next research is analyzing deposits or fouling formed using PHE (Plate Heat Exchanger). In this study, a total of 10 heat exchangers were arranged in series. Optimization is used to determine the geometry of shell and tube heat exchanger to obtain the minimum fouling resistance. Some of the stochastic methods is used for optimization.

The optimized variables are the inner diameter of the shell (D_s), the outer diameter of the tube (d_o), and the number of baffles (N_b). From the result of the Particle Swarm Optimization, the value of the fouling resistance in the shell's side (R_{fs}) of the first heat exchanger until the tenth Heat Exchanger is reduced by 20%, while the value of the fouling resistance in the tube's side (R_{ft}) of the first heat exchanger until the tenth Heat Exchanger is reduced by 30%.

Keywords: *Coconut milk, Pasteurization, Optimization, Heat exchanger, fouling resistance, geometry*

KATA PENGANTAR

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

“OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTURISASI SANTAN”

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

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

Surabaya, 28 Juli 2019

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK.....	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR NOTASI	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Lingkup Kajian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
2.3 Konstruksi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.4 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	9
2.5 <i>Fouling</i>	13
2.6 <i>Metode Stochastic Algorithm</i>	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i>	18
3.2 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	18
3.3 Pemodelan <i>Fouling Resistance</i>	33
3.4 Validasi Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	33
3.5 Optimisasi Desain <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> pada Proses Pasturisasi Santan.....	34
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Hasil Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	35
4.2 Perancangan dan Pengujian Optimisasi	37

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan..... 49

5.2 Saran..... 50

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Aliran fluida pada <i>heat exchanger</i>	6
Gambar 2.2 Skema <i>shell and tube heat exchanger</i>	7
Gambar 2.3 Komponen utama <i>shell and tube heat exchanger</i>	8
Gambar 2.4 Tipe <i>shell and tube heat exchanger</i> berdasarkan standar TEMA.....	9
Gambar 2.5 <i>Fouling</i> pada permukaan <i>heat transfer shell and tube</i>	14
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.....	17
Gambar 3.2 Geometri <i>basic segmental baffle</i>	20
Gambar 3.3 Panjang <i>tube</i> pada <i>shell and tube</i>	20
Gambar 3.4 <i>Tube layout basic parameters</i>	23
Gambar 4.1 Pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	38
Gambar 4.2 Pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	39
Gambar 4.3 Pengaruh jumlah <i>baffle</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	40
Gambar 4.4 Hasil optimisasi STHE menggunakan beberapa metode algoritma stokastik.....	43

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 <i>Properties</i> fluida pada <i>shell and tube heat exchanger</i>	36
Tabel 4.2 Hasil pemodelan <i>heat exchanger</i> dan <i>fouling resistance</i>	37
Tabel 4.3 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan PSO pada sisi <i>shell (Rfs)</i>	43
Tabel 4.4 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan PSO pada sisi <i>tube (Rft)</i>	44
Tabel 4.5 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan RWA pada sisi <i>shell (Rfs)</i>	44
Tabel 4.6 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan RWA pada sisi <i>tube (Rft)</i>	45
Tabel 4.7 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan KWA pada sisi <i>shell (Rfs)</i>	45
Tabel 4.8 Hasil Optimisasi <i>Fouling Resistance</i> dengan KWA Pada sisi <i>tube (Rft)</i>	46

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR NOTASI

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

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

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tanaman kelapa dikenal sebagai pohon yang mempunyai banyak kegunaan, mulai dari akar sampai pada ujungnya, dari produk non-kuliner maupun kuliner, dan juga produk industri sampai produk obat-obatan. Salah satu produk turunan dari tanaman kelapa adalah santan. Santan adalah emulsi minyak dalam air yang berwarna putih, yang diperoleh dengan cara memeras daging kelapa segar yang telah diparut atau dihancurkan baik dengan atau tanpa penambahan air [1]. Santan apabila tidak diberi perlakuan panas akan menyebabkan penurunan kualitas dan singkatnya masa kadaluarsa dari santan tersebut.

Pasturisasi adalah perlakuan panas yang bertujuan untuk menghilangkan bakteri patogen dari produk makanan atau minuman, sehingga aman untuk dikonsumsi. Selain itu juga untuk menghilangkan bakteri pembusuk sehingga masa kadaluarsa akan semakin meningkat [2]. Proses pasturisasi dapat dilakukan pada berbagai jenis produk makanan dan minuman, seperti jus tomat, madu, campuran es krim, susu dan produk lainnya [3]. Setiap makanan memiliki kombinasi suhu dan waktu yang berbeda untuk proses pasturisasi. Proses pasturisasi pada santan memerlukan waktu selama 20 menit dengan suhu 72-75°C [4]. Pada umumnya proses pasturisasi memerlukan suatu alat penukar panas.

Heat Exchanger (HE) merupakan suatu alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas untuk mentransfer energi dari fluida panas ke fluida dingin, ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat digunakan sebagai pemanas maupun pendingin untuk memenuhi luaran (*output*) yang ditentukan. Umumnya, fluida panas dan fluida dingin tersebut terpisah dan tidak bercampur satu sama lain [5]. Laju perpindahan panas pada heat exchanger dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [6].

Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut [6]. HE di industri memiliki tipe yang beragam dan dapat diklasifikasikan berdasarkan banyak dan bentuk *shell* dan *tube* yang didalamnya. Salah satu tipe HE adalah *shell and tube heat exchanger*. Proses perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* dipengaruhi oleh geometri *heat exchanger* seperti diameter luar *tube* (d_o), jumlah *baffle* (N_b), dan diameter dalam *shell* (D_s) [7].

Performansi sebuah HE untuk mentransfer panas sebesar (Q) ditentukan oleh *luas heat transfer* (A) dan *overall heat transfer coefficient* (U) yang menyebabkan pertukaran panas fluida dari fluida panas ke fluida dingin. Dengan inlet temperatur tertentu menyebabkan penurunan temperatur dan kenaikan temperatur tertentu pada sisi fluida panas dan dingin. *Overall heat transfer coefficient* tergantung kepada *fouling* yang terjadi, dimana terbentuknya *fouling* tergantung pada properti fluida, kondisi operasi (laju aliran dan temperatur) dan geometri *heat exchanger*.

Permasalahan yang sering terjadi pada *heat exchanger* yaitu terbentuknya *fouling*. *Fouling* merupakan deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger* dan meningkatkan hambatan aliran fluida sehingga *pressure drop* menjadi lebih tinggi [8]. *Fouling* terjadi ketika fluida berinteraksi dengan material penyusun *heat exchanger*, sehingga beberapa partikel dari fluida akan mengendap pada permukaan *heat exchange* [9]. Endapan ini akan terakumulasi dan menurunkan proses perpindahan panas. Hal ini mengakibatkan konsumsi energi pada pompa ataupun kompresor menjadi lebih tinggi [10]. Efisiensi *heat exchanger* semakin menurun dan biaya yang dibutuhkan semakin besar karena perlu dilakukan pembersihan *fouling* [11].

Beberapa penelitian yang telah dilakukan adalah menganalisa pengaruh laju aliran massa terhadap *fouling* ketika dipanaskan

dengan suhu pasturisasi [12]. Penelitian selanjutnya yakni menganalisa deposit atau *fouling* yang terbentuk dengan menggunakan PHE (*Plate Heat Exchanger*) [13]. Namun hingga saat ini masih belum ada penelitian terkait desain *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* pada proses pasturisasi santan.

Melihat permasalahan pada *heat exchanger* yakni terjadinya *fouling* yang tidak dapat dihindari tetapi dapat diminimalkan, maka diperlukan penelitian mengenai optimisasi desain *shell and tube heat exchanger* pada proses pasturisasi santan.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Dibutuhkan kajian mengenai desain *shell and tube heat exchanger* yang optimal pada proses pasturisasi santan.
2. Dibutuhkan kajian mengenai laju *fouling resistance* setelah diperoleh desain geometri *shell and tube heat exchanger* yang optimal.

1.3 Tujuan

Tujuan dilakukannya tugas akhir ini antara lain

1. Mendesain *shell and tube heat exchanger* yang optimal pada proses pasturisasi santan.
2. Mengetahui laju *fouling resistance* setelah diperoleh desain geometri *shell and tube heat exchanger* yang optimal.

1.4 Lingkup Kajian

Adapun lingkup kajian pada tugas akhir ini antara lain menggunakan *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube*. Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dimensi dan *properties heat exchanger*. Rasio perbandingan antara daging kelapa dan air yang digunakan untuk memperoleh *properties* santan yakni 2:1. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) dan *tube* (h_t), koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f), *heat duty* (Q), *pressure drop* (Δp), dan pemodelan *fouling resistance*

(R_f) menggunakan Polley *model*. Nilai yang dioptimisasi adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f). Variabel yang dioptimisasi adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Teknik optimisasi menggunakan metode stokastik.

BAB II

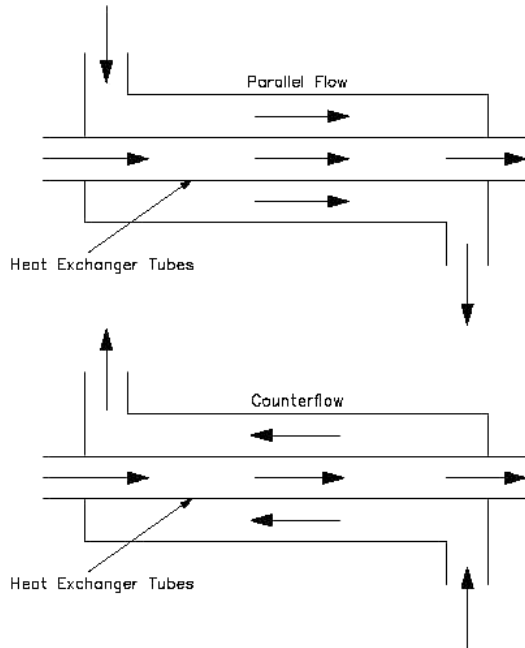
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger adalah salah satu alat yang sering digunakan pada proses industri yang berfungsi untuk menghantarkan panas antara dua proses aliran dimana salah satu penerapannya bisa digunakan untuk proses pendinginan, pemanasan, kondensasi, ataupun evaporasi [14]. Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya, tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik [15].

Perpindahan panas juga digunakan untuk mengubah keadaan atau fase suatu fluida, serta menghemat energi pada proses selanjutnya. Fluida-fluida pada *heat exchanger* dipisahkan oleh elemen konduksi berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan, sehingga tidak terjadi kontak langsung atau pencampuran fluida-fluida tersebut [15].

Pada *heat exchanger* fluida panas dan dingin dapat mengalir searah (*co-current flow* atau *parallel flow*) dimana kedua fluida masuk pada ujung *heat exchanger* yang sama dan kedua fluida mengalir searah menuju ujung *heat exchanger* yang lain. Apabila fluida panas dan dingin berlawanan arah (*counter current flow*) dimana fluida yang satu masuk pada ujung *heat exchanger*, sedangkan fluida yang lain masuk pada ujung *heat exchanger* yang lain [16].

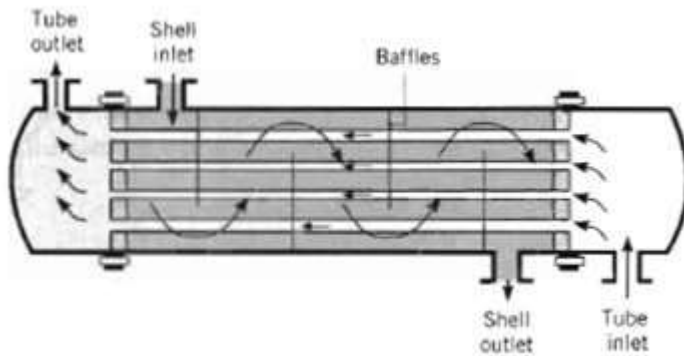


Gambar 2.1 Aliran fluida pada *heat exchanger* (a) *parallel-flow* (b) *counter current flow* [16]

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Shell and tube heat exchanger adalah salah satu jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan pada industri proses karena manufaktur yang relatif sederhana dan mudah diadaptasikan pada berbagai kondisi operasi [17]. *Shell and tube heat exchanger* cocok digunakan pada penggunaan bertekanan tinggi. Tipe ini terdiri dari sebuah *shell* yang di dalamnya disusun *tube*. Salah satu aliran fluida mengalir melewati tube dan aliran yang lain melintasi tube untuk menghantarkan panas diantara dua fluida. [18]. Proses perpindahan panas terjadi antara fluida yang mengalir pada *shell* dan tube dimana dinding tube digunakan sebagai perantara

penghantar panas untuk heat exchanger tersebut.



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

2.3 Konstruksi *Shell and Tube Heat Exchanger*

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

a. *Tube*

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

b. *Baffle*

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

c. *Shell*

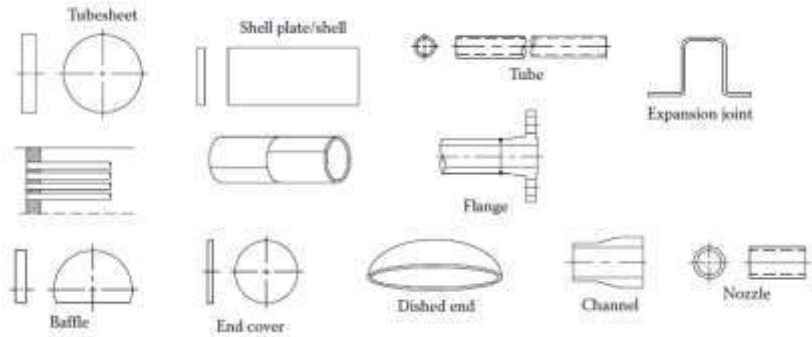
Merupakan selubung yang menyelimuti bagian dalam *heat exchanger* sekaligus sebagai rumah dari *tube bundle*, media mengalirnya fluida yang akan ditukar panasnya serta untuk menahan beban berat, temperatur dan tekanan fluida.

d. *Front head*

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

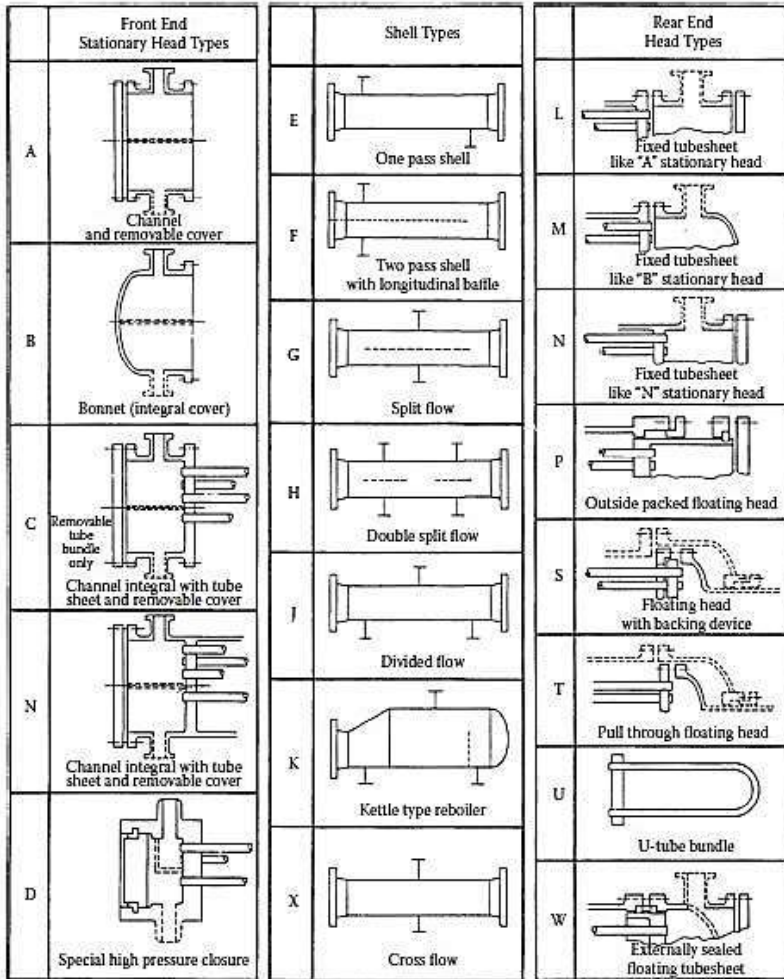
e. *Rear head*

Bagian belakang *heat exchanger* [13].



Gambar 2. 3 Komponen utama *shell and tube heat exchanger* [6]

Untuk menentukan dimensi *shell and tube heat exchanger* terdapat standar yang digunakan yakni TEMA. Untuk menentukan tipenya dalam standar TEMA menggunakan kode huruf [19].



Gambar 2. 4 Tipe shell and tube heat exchanger berdasarkan standar TEMA [19]

2.4 Pemodelan *Heat Exchanger*

Heat exchanger banyak digunakan dalam proses industri, spesifikasinya disesuaikan dengan kebutuhan pada proses industri tersebut. Untuk menentukan spesifikasi *heat exchanger* yang

optimal, diperlukan suatu pemodelan. Pemodelan *heat exchanger* meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *heat duty*, dan *pressure drop*.

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

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

a. Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [6].

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

Dimana,

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

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

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

d_i = diameter dalam *tube* (m)

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

- Untuk area aliran turbulen dengan $Re_t > 10^4$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adamas)* [6].

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

- Untuk area aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan *Colburn* [6].

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

- Untuk area aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan *Side-Tate (Mac Adams)* [6].

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

Dimana,

- Re_t = bilangan *Reynold* pada sisi *tube*
- d_i = diameter dalam *tube* (m)
- Pr_t = bilangan *Prandtl* pada sisi *tube*
- L = panjang *tube* (m)
- μ_t = viskositas fluida pada sisi *tube* (kg/m s)
- μ_w = viskositas fluida pada temperatur *wall* sisi *tube* (kg/m s)

- b. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dengan menggunakan metode *Bell-Delaware* [6].

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

Dimana,

- h_s = koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (W/m² °C)
- h_i = koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/m² °C)
- J_c = faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*
- J_l = faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*
- J_b = faktor koreksi pada *bundle by pass flow*
- J_s = faktor koreksi pada variabel jarak *baffle* sisi inlet dan outlet
- J_r = faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

2.4.2 Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut [6].

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

Dimana,

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

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m² °C)

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

A_o = luas permukaan perpindahan panas keseluruhan (m²)

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

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

Dimana,

$LMTD$ = *Log Mean Temperature Difference* (°C)

F = faktor koreksi

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

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

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

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

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut.

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

dan nilai S dari persamaan berikut.

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

Dimana,

R, S = faktor efisiensi temperatur

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

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

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

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

2.5 Fouling

Fouling adalah deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger* dan meningkatkan hambatan aliran fluida sehingga *pressure drop* menjadi lebih tinggi. *Fouling* terjadi karena proses sedimentasi, kristalisasi, reaksi dan korosi. Lapisan *fouling* dapat berasal dari partikel-partikel atau senyawa lainnya yang tersangkut oleh aliran fluida. *Fouling* tidak dapat dihindari pada *heat exchanger* dan mempengaruhi produktivitas dan efisiensi *heat exchanger* [8].



Gambar 2. 5 *Fouling* pada permukaan *heat transfer shell and tube* [6]

2.5.1 Pemodelan *Fouling Resistance*

Pada tahun 2002 Polley memodelkan *fouling resistance* dengan menggunakan variabel bilangan *Reynold* (Re), bilangan *Prandtl* (Pr) dan temperatur *wall* (T_w) dengan menggunakan beberapa parameter yakni α (konstanta deposit), γ (konstanta supresi), R (konstanta gas ideal), dan E_a (energi aktivasi) [20]. Berikut adalah persamaan Polley.

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

Dimana nilai parameter telah ditetapkan sebagai berikut.

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

2.6 Metode *Stochastic Algorithm*

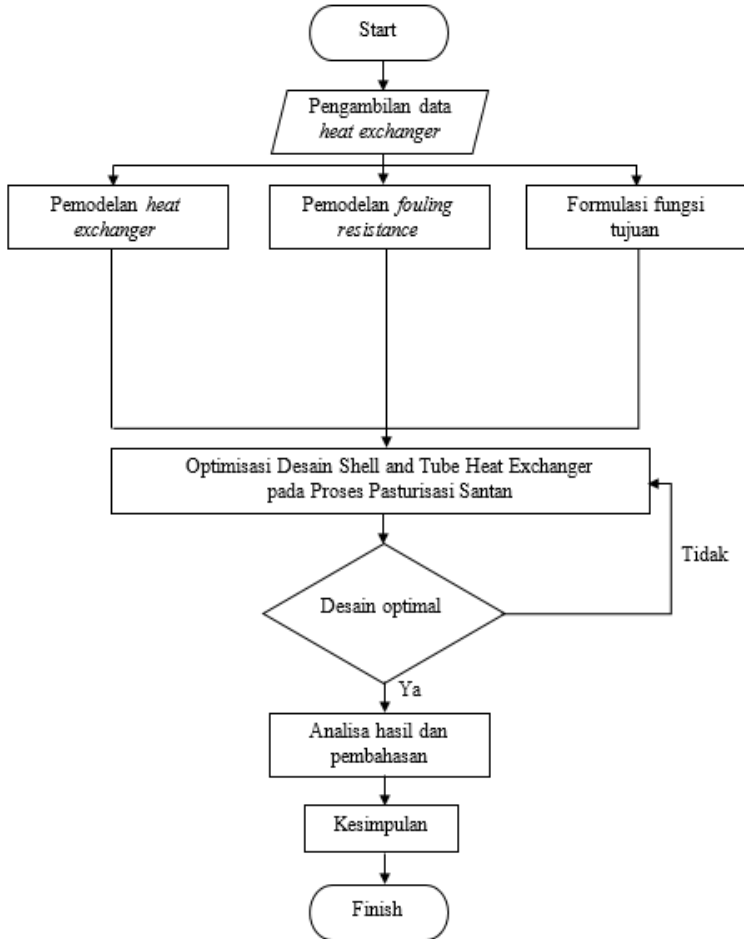
Optimisasi Stokastik memainkan peran penting dalam analisis, perancangan, dan pengoperasian sistem modern. Metode untuk optimasi stokastik memberikan sarana untuk mengatasi kebisingan sistem yang melekat dan mengatasi model atau sistem yang sangat nonlinier, dimensi tinggi, atau tidak sesuai untuk metode pengoptimalan deterministik klasik. Algoritma optimasi stokastik memiliki penerapan yang luas terhadap masalah dalam statistik,

sains, teknik, dan bisnis. Optimisasi dilakukan untuk mencapai tujuan tertentu sesuai dengan fungsi objektif yang telah ditentukan (maksimum atau minimum). Optimisasi terdiri dari dua jenis yaitu metode stokastik dan deterministik. Metode stokastik adalah metode optimisasi yang terdiri dari variabel-variabel acak (random) sehingga mempunyai distribusi dan probabilitas tertentu sedangkan metode deterministik variabelnya bebas dan keragamannya acak sehingga tidak mempunyai distribusi dalam probabilitas. Beberapa metode optimisasi algoritma yang termasuk kedalam metode stokastik diantaranya adalah *genetic algorithm (GA)*, *duelist algorithm (DA)*, *rain water algorithm (RWA)*, *particle swarm optimization (PSO)*, dan *killer whale algorithm (KWA)* [21].

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

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



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.1 Pengambilan Data *Heat Exchanger*

Pengambilan data *heat exchanger* menggunakan data sekunder, yakni jurnal penelitian terkait proses pasturisasi. Adapun data yang diambil diantaranya adalah:

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

3.2 Pemodelan *Heat Exchanger*

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

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

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

3.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi Shell

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

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

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

Dimana

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

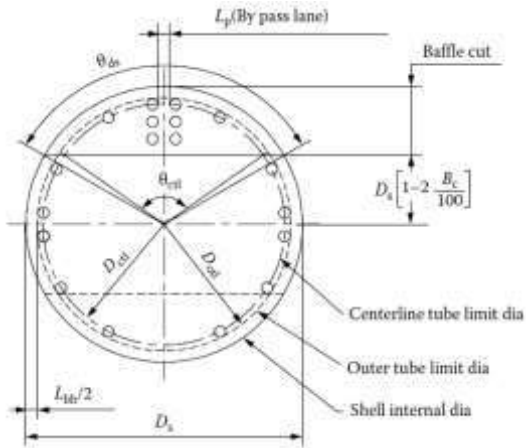
D_s = diameter dalam *shell* (m)

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

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

Dimana,

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



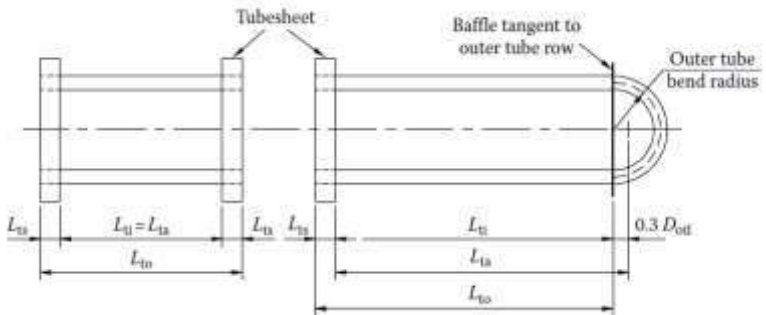
Gambar 3. 2 Geometri basic segmental baffle [6]

Diameter *bundle* ditentukan dengan persamaan di bawah ini.

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

Dimana,

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



Gambar 3. 3 Panjang *tube* pada shell and tube heat exchanger [6]

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

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

Dimana,

N_b = jumlah *baffle*

Persamaan untuk menghitung nilai L_{ti} .

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

Dimana,

N_b = jumlah *baffle*

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

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

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

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

θ_{ds} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

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

Dimana,

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

B_c = *baffle cut* (%)

Persamaan sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut*.

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

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

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

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

Dimana,

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

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

Dimana,

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

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

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

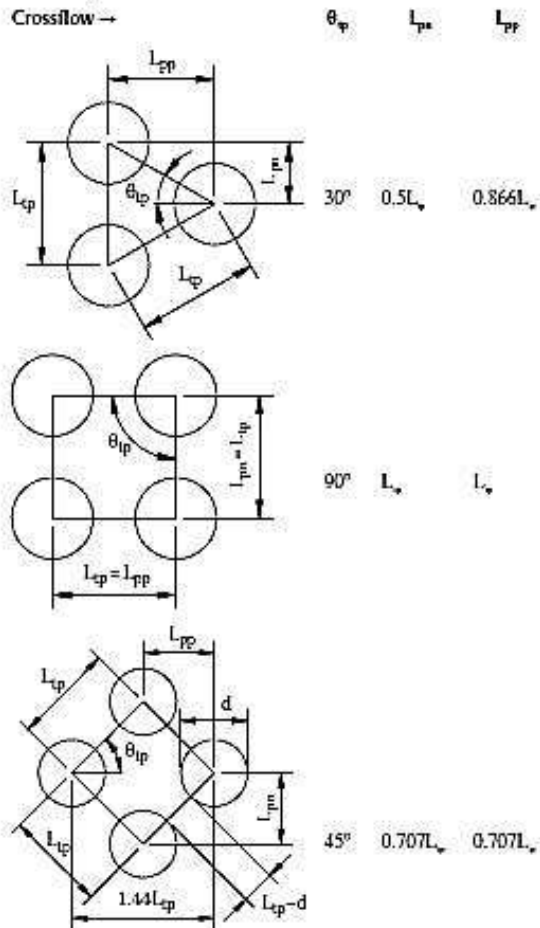
Dimana,

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

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

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

Tube Layout Basic Parameters



Gambar 3. 4 Tube layout basic parameters [6]

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

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

Dimana,

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

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

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

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

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

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

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

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

Faktor koreksi J_c dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dimana,

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

Faktor koreksi J_l dengan menggunakan persamaan berikut.

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

Dengan nilai r_s dan r_{lm}

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

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

Dimana,

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

r_s dan r_{lm} = parameter korelasi

Persamaan kecepatan aliran massa dan bilangan *Reynold*.

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

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

Dimana,

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

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

Faktor koreksi J_b dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dimana,

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

Faktor koreksi J_r dengan menggunakan persamaan berikut.

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

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

Dimana,

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

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

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

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

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

Faktor koreksi J_s dihitung dengan persamaan berikut.

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

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

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

Dimana,

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

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

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

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

Persamaan bilangan *Prandtl* pada *shell*.

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

Dimana,

Pr_s = bilangan *Prandtl*

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Dimana,

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

j_i = parameter ideal *Colburn*

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

Persamaan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell*.

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

Dimana,

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

3.2.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Tube*

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

Luas permukaan *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dimana diameter dalam *tube* menggunakan persamaan berikut

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

Jumlah *tube* dalam *shell* menggunakan persamaan berikut

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

Persamaan bilangan *Reynold* adalah

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

Dimana

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

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

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

Dimana,

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

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

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

Dimana,

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

3.2.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan berikut

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

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

Dimana,

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

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

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

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

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

Persamaan nilai *heat duty*

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

Dimana,

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

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

A_o = luas permukaan perpindahan panas (m²)

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

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

Dimana,

$LMTD$ = Log Mean Temperature Difference (°C)

F = faktor koreksi

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

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

Faktor koreksi (F) dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut

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

dan nilai S didapatkan dari persamaan berikut

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

Dimana,

R, S = faktor efisiensi temperatur

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

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

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

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

Luas permukaan perpindahan panas dihitung dengan persamaan berikut.

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

3.2.4 Perhitungan *Pressure Drop*

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

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

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

Dimana,

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

f = faktor friksi

L = panjang *tube* (m)

ρ_t = kalor jenis pada *tube* (kg/m³)

V = kecepatan fluida (m/s)

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

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

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

Dimana,

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

f = faktor friksi

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

3.3 Pemodelan *Fouling Resistance*

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

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

Dimana,

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

Temperatur *tube wall* dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dimana,

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

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

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

3.5 Optimisasi Desain *Shell and Tube Heat Exchanger* pada Proses Pasturisasi Santan

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

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

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

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

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

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

Tabel 4.1 *Properties fluida pada shell and tube heat exchanger*

	<i>Shell</i>		<i>Tube</i>	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet
Fluida	<i>Hot Water</i>		<i>Coconut Milk</i>	
Aliran Masa (kg/s)	0.1	0.1	0.1	0.1
Temperatur (°C)	46.0000000	40.0000000	25.0000000	30.0000000
Massa jenis (kg/m ³)	986.6500000	988.02000000	1000.8030000	998.6610000
Viskositas (kg/ m s)	0.0005860	0.0003550	0,0049200	0,0048800
Kalor jenis (kcal/kg °C)	0.9980000	1.0021974	0,8739754	0,8775580
Konduktivitas termal (kcal/s m °C)	0,0001519	0,0001501	0,0001299	0,0001323
kecepatan (m/s)	0.9		0.9	
<i>pressure drop</i> (kg/cm ²)	0,352		0,352	

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

Tabel 4.2 Hasil pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*

Variabel	Satuan	Desain	Model	Variasi
h_s	W/m ² °C	69.7	70.38	1%
h_t	W/m ² °C	23.12	23.07	0%
U_f	W/m ² °C	7.17	7.16	0%
A_o	m ²	131.92	131.82	0%
Q	MW	0.01	0.01	0%
Δp_s	Psi	0.016880325	0.016880325	0%
Δp_t	Psi	0.016448803	0.016448803	0%
R_{ft}	m ² °C/W	0.00004060	0.00004060	0%
R_{fs}	m ² °C/W	0.00001837	0.00001837	0%

Tabel 4.2 merupakan hasil pemodelan *heat exchanger* yang telah dibandingkan dengan data desain *heat exchanger*. Variasi merupakan perbedaan antara hasil pemodelan dengan data desain *heat exchanger*. Validasi digunakan untuk mengetahui seberapa valid hasil pemodelan yang telah dihitung. Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_s) memiliki variasi sebesar 1% hal ini dipengaruhi oleh faktor koreksi di sisi *shell*.

4.2 Perancangan dan Pengujian Optimisasi

Optimisasi adalah proses untuk memperoleh nilai yang optimal sesuai dengan fungsi tujuan. Proses optimisasi dilakukan dengan melalui beberapa tahap, yaitu menentukan fungsi tujuan optimisasi, menentukan variabel optimisasi, menentukan *properties* optimisasi dan melakukan optimisasi sistem. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut proses optimisasi.

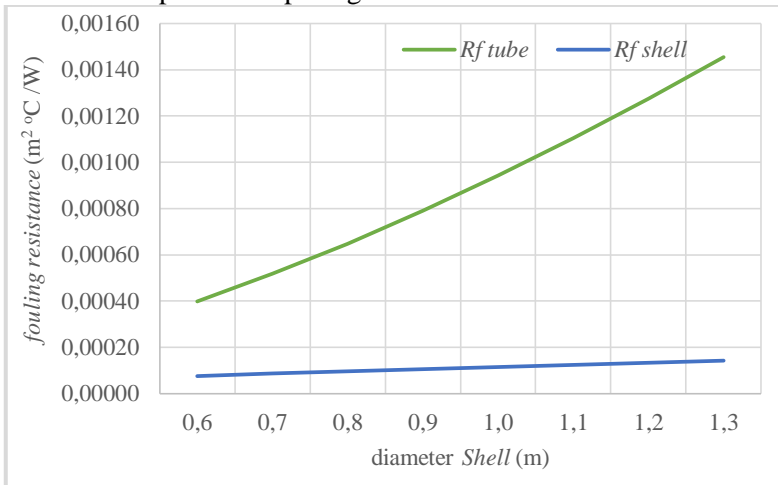
4.2.1 Penentuan Fungsi Tujuan

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

4.2.2 Penentuan Variabel yang Dioptimisasi

Variabel yang mempengaruhi *fouling resistance* perlu dipertimbangkan untuk mendapatkan *fouling resistance* yang minimal. Variabel-variabel tersebut diperoleh melalui proses pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance*. Variabel-variabel yang mempengaruhi desain *shell and tube heat exchanger* adalah diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Variabel-variabel tersebut dijadikan sebagai variabel yang dioptimisasi.

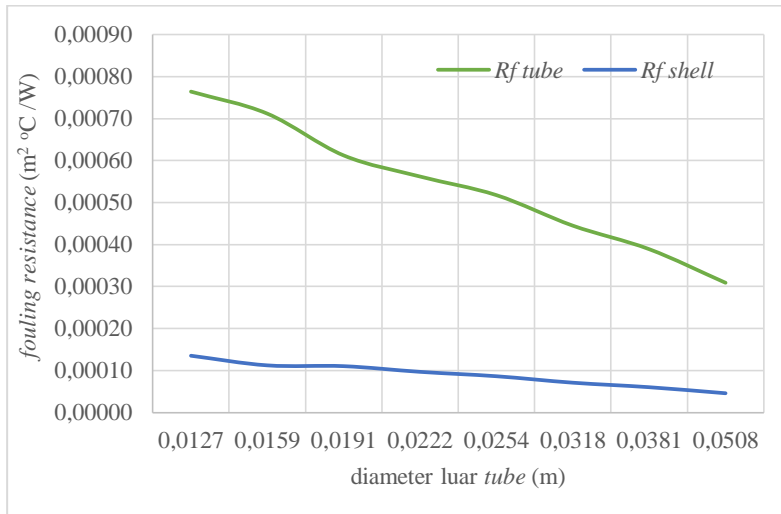
Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *fouling resistance* dapat dilihat pada grafik di bawah ini.



Gambar 4.1 Pengaruh diameter dalam *shell* terhadap *fouling resistance*

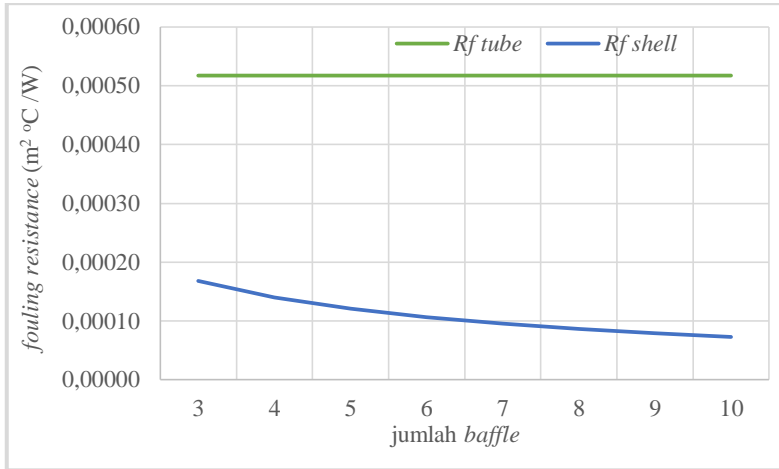
Diameter dalam *shell* mempengaruhi *fouling resistance* di *shell* dan di *tube*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *fouling resistance* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin kecil. Diameter dalam *shell* menyebabkan perubahan

pada luas permukaan baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Semakin kecil diameter dalam *shell* maka luas permukaan pada sisi *shell* dan *tube* akan semakin kecil juga, sehingga kecepatan aliran massa pada *shell* dan *tube* semakin tinggi. Hal ini akan menyebabkan, bilangan *Reynold* tinggi dan menyebabkan *fouling resistance* semakin rendah.



Gambar 4.2 Pengaruh diameter luar *tube* terhadap *fouling resistance*

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



Gambar 4. 3 Pengaruh jumlah *baffle* terhadap *fouling resistance*

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

4.2.3 Penentuan *Properties* pada Teknik Optimisasi

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

a. Jumlah populasi

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

b. Jumlah variabel yang dioptimisasi

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

c. Batas atas dan batas bawah optimisasi

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

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

d. Iterasi

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

4.2.4 Optimisasi Desain *Shell and Tube Heat Exchanger* pada Proses Pasturisasi Santan

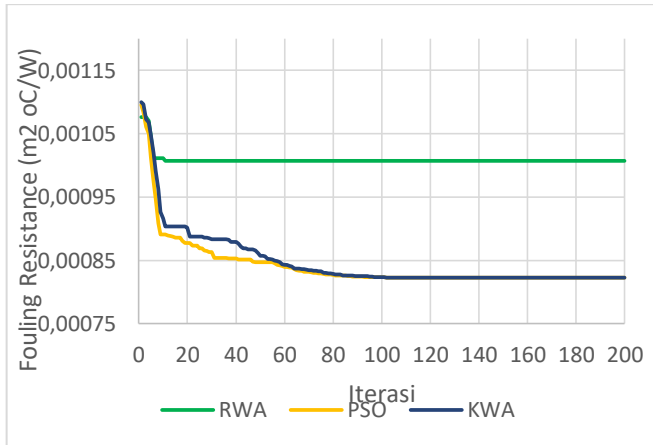
Optimisasi *fouling resistance* perlu menentukan konstrain, yakni batasan yang harus dipenuhi agar kinerja *heat exchanger* efisien. Konstrain pada optimisasi ini yakni nilai *heat duty* (Q) pada *shell and tube heat exchanger* harus sesuai dengan *head duty heat exchanger* awal atau hasil dari perhitungan. *Heat duty* adalah panas

yang harus diserap oleh *heat exchanger*. Apabila nilai *heat duty* tidak terpenuhi maka efisiensi *heat exchanger* menjadi tidak maksimal. Konstrain yang lainnya yakni *pressure drop* pada *shell* (Δp_s) dan *tube* (Δp_t) yang nilainya juga tidak boleh melebihi data desain hasil perhitungan. Apabila nilai *pressure drop* melebihi nilai data desain *heat exchanger* maka berpengaruh pada konsumsi pompa yang membutuhkan energi lebih besar.

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

Pada penelitian ini dilakukan proses optimisasi dengan menggunakan beberapa metode stokastik, yakni *Rain Water Algorithm (RWA)*, *Particle Swarm Optimization (PSO)* dan *Khiller Whale Algorithm (KWA)*. Properti yang dibutuhkan dalam proses optimisasi diantaranya adalah jumlah populasi yang digunakan adalah 200, jumlah variabel yang dioptimisasi ada 3, yaitu diameter dalam *shell* (D_s), diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b), batas atas dan batas bawah optimisasi serta jumlah iterasi yang digunakan adalah 200. Proses optimisasi dilakukan dengan menggunakan *software* MATLAB, yakni dengan cara memasukkan pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* dari 10 *heat exchanger*, fungsi tujuan optimisasi, *properties* optimisasi dan algoritma yang digunakan. Pada optimisasi ini sepuluh *heat exchanger* dioptimisasi secara berurutan dan kemudian akan menghasilkan nilai fungsi objektif yang sudah ditentukan.

Pada Gambar 4.4 menunjukkan jumlah total *fouling* dari *heat exchanger* pertama sampai dengan *heat exchanger* kesepuluh dengan beberapa metode optimisasi.



Gambar 4.4 Hasil optimisasi STHE menggunakan beberapa metode algoritma stokastik

Pada Tabel 4.3 berikut merupakan hasil optimisasi *fouling resistance* dengan metode *Particle Swarm Optimization (PSO)*.

Tabel 4.3 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan PSO pada sisi *shell (Rfs)*

Heat Exchanger	Desain (m ² oC/W)	PSO (m ² oC/W)	Difference
01	0.0000184	0,0000148	19%
02	0.0000237	0.0000192	19%
03	0.0000304	0.0000244	19%
04	0.0000387	0.0000310	19%
05	0.0000489	0.0000392	19%
06	0.0000614	0.0000492	19%
07	0.0000766	0.0000613	19%
08	0.0000951	0.0000760	19%
09	0.0001173	0.0000937	19%
10	0.0001439	0.0001148	19%

Dari tabel di atas dapat terlihat bahwa terjadi penurunan nilai *fouling resistance* pada *heat exchanger* pertama sampai dengan *heat exchanger* kesepuluh dengan nilai penurunan sebesar 19%

dari desain awal. Sedangkan pada sisi *tube* (R_{ft}) terjadi penurunan nilai *fouling resistance* sebesar 29% dari desain awal seperti ditunjukkan pada tabel 4.4 di bawah ini.

Tabel 4.4 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan PSO pada sisi *tube* (R_{ft})

Heat Exchanger	Desain ($m^{2o}C/W$)	PSO ($m^{2o}C/W$)	Difference
01	0.0000406	0,0000287	29%
02	0.0000568	0.0000404	29%
03	0.0000785	0.0000533	29%
04	0.0001073	0.0000755	29%
05	0.0001451	0.0001021	29%
06	0.0001942	0.0001363	29%
07	0.0002574	0.0001805	29%
08	0.0003377	0.0002366	29%
09	0.0004394	0.0003076	29%
10	0.0005672	0.0003967	29%

Pada tabel 4.5 berikut merupakan hasil optimisasi *fouling resistance* dengan metode *Rain Water Algorithm* (RWA).

Tabel 4.5 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan RWA pada sisi *shell* (R_{fs})

Heat Exchanger	Desain ($m^{2o}C/W$)	RWA ($m^{2o}C/W$)	Difference
01	0.0000184	0,0000177	4%
02	0.0000237	0.0000230	3%
03	0.0000304	0.0000257	15%
04	0.0000387	0.0000373	4%
05	0.0000489	0.0000445	9%
06	0.0000614	0.0000496	19%
07	0.0000766	0.0000668	13%
08	0.0000951	0.0000899	5%
09	0.0001173	0.0001131	4%
10	0.0001439	0.0001203	16%

Dari tabel di atas dapat terlihat bahwa terjadi penurunan nilai *fouling resistance* sisi *shell* (R_{fs}) pada *heat exchanger* pertama sampai dengan *heat exchanger* kesepuluh dengan nilai penurunan masing-masing sebesar 4%, 3%, 15%, 4%, 9%, 19%, 13%, 5%, 4% dan 16% dari desain awal. Sedangkan nilai *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) mengalami penurunan dengan nilai masing-masing sebesar 19%, 18%, 27%, 19%, 22%, 29%, 25%, 20%, 19% dan 27% dari desain awal yang ditunjukkan oleh tabel 4.6 di bawah ini.

Tabel 4.6 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan RWA pada sisi *tube* (R_{ft})

Heat Exchanger	Desain ($m^2\text{C/W}$)	RWA ($m^2\text{C/W}$)	Difference
01	0.0000406	0,0000329	19%
02	0.0000568	0.0000463	18%
03	0.0000785	0.0000577	27%
04	0.0001073	0.0000872	19%
05	0.0001451	0.0001128	22%
06	0.0001942	0.0001373	29%
07	0.0002574	0.0001937	25%
08	0.0003377	0.0002699	20%
09	0.0004394	0.0003565	19%
10	0.0005672	0.0004129	27%

Metode algoritma stokastik lainnya yang digunakan adalah metode *Khiller Whale Algorithm* (KWA). Pada tabel 4.7 di bawah ini merupakan hasil optimisasi *fouling resistance* dengan metode *Khiller Whale Algorithm* (KWA).

Tabel 4.7 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan KWA pada sisi *shell* (R_{fs})

Heat Exchanger	Desain ($m^2\text{C/W}$)	KWA ($m^2\text{C/W}$)	Difference
01	0.0000184	0,0000148	20%
02	0.0000237	0.0000192	20%
03	0.0000304	0.0000244	20%

Tabel 4.7 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan KWA pada sisi *shell (Rfs)* (lanjutan)

Heat Exchanger	Desain (m ² °C/W)	KWA (m ² °C/W)	Difference
04	0.0000387	0.0000310	20%
05	0.0000489	0.0000392	20%
06	0.0000614	0.0000492	20%
07	0.0000766	0.0000613	20%
08	0.0000951	0.0000760	20%
09	0.0001173	0.0000937	20%
10	0.0001439	0.0001148	20%

Dari tabel di atas dapat terlihat bahwa terjadi penurunan nilai *fouling resistance* pada *heat exchanger* pertama sampai dengan *heat exchanger* kesepuluh dengan nilai penurunan sebesar 20% dari desain awal. Sedangkan pada sisi *tube (Rft)* terjadi penurunan nilai *fouling resistance* sebesar 30% dari desain awal seperti ditunjukkan pada tabel 4.8 di bawah ini.

Tabel 4.8 Hasil Optimisasi *Fouling Resistance* dengan KWA pada sisi *tube (Rft)*

Heat Exchanger	Desain (m ² °C/W)	KWA (m ² °C/W)	Difference
01	0.0000406	0,0000287	30%
02	0.0000568	0.0000404	30%
03	0.0000785	0.0000533	30%
04	0.0001073	0.0000755	30%
05	0.0001451	0.000102	30%
06	0.0001942	0.0001363	30%
07	0.0002574	0.0001805	30%
08	0.0003377	0.0002366	30%
09	0.0004394	0.0003076	30%
10	0.0005672	0.0003967	30%

4.2.5 Analisa Hasil Optimisasi

Pada hasil optimisasi geometri *STHE* dengan beberapa metode *stochastic algorithm* (Lampiran D) diketahui bahwa tiga variabel yang dioptimisasi, yaitu d_o , N_b dan D_s mengalami perubahan yakni d_o mengalami kenaikan sedangkan N_b dan D_s mengalami penurunan. Perubahan ukuran geometri variabel tersebut menyebabkan geometri yang lainnya juga mengalami perubahan ukuran. Hasil optimisasi *shell and tube heat exchanger* menunjukkan perubahan terbesar yaitu pada metode *Particle Swarm Optimization (PSO)*. Pada *heat exchanger* pertama d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kedua d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 38%, dan 14%. Pada *heat exchanger* ketiga d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* keempat d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kelima d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* keenam d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* ketujuh d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kedelapan d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kesembilan d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Pada *heat exchanger* kesepuluh d_o bertambah 6% sedangkan N_b dan D_s berkurang sebesar 13%, dan 14%. Perubahan geometri ini berpengaruh pada hasil optimisasi fungsi objektif, yaitu *fouling resistance (Rf)*.

Pada sisi *tube*, ketika diameter luar *tube* (d_o) bertambah maka ukuran geometri diameter dalam *tube* (d_i) juga akan bertambah. Diameter luar *tube* (d_o) berbanding lurus dengan jumlah *tube* (Nt). Jumlah *tube* (Nt) yang berkurang akan menyebabkan luas permukaan *tube* (At) juga akan berkurang. Geometri luas permukaan *tube* (At) ini mempengaruhi langsung pada nilai *Reynold Number (Re)*. Semakin besareynold Number (Re) maka nilai *fouling resistance (Rf)* akan berkurang.

Pada sisi *shell*, ketika diameter dalam *shell* (D_s) berkurang maka diameter *tube bank outer* ($Dotl$) juga akan turun. Nilai diameter *tube bank outer* ($Dotl$) ini menyebabkan diameter *bundle* ($Dctl$) juga akan berkurang. Sehingga jumlah *tube* (Nt) juga akan turun. Selain itu diameter *bundle* ($Dctl$) yang lebih sedikit dari data desain menyebabkan *crossflow area* pada sisi *shell* (S_m) juga akan turun. *Crossflow area* pada sisi *shell* (S_m) menyebabkan bilangan *Reynold number* pada sisi *shell* (Re_s) meningkat. Pada kondisi di sisi *shell*, ketika *Reynold Number* meningkat maka *fouling resistance* pada sisi *shell* akan turun.

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Optimisasi Desain *shell and tube heat exchanger* pada proses pasturisasi santan didapatkan hasil sebagai berikut.

1. Perubahan variabel optimisasi setelah dioptimisasi mempengaruhi nilai *fouling* yang terjadi pada *shell and tube heat exchanger*, yakni didapatkan nilai *fouling resistance* yang paling minimal. Salah satu contohnya adalah pada metode optimisasi PSO dimana nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) untuk HE pertama sampai dengan HE kesepuluh secara berturut-turut yakni 0,0000148 m²°C/W, 0,0000192 m²°C/W, 0,0000244 m²°C/W, 0,0000310 m²°C/W, 0,0000392 m²°C/W, 0,0000492 m²°C/W, 0,0000613 m²°C/W, 0,0000760 m²°C/W, 0,0000937 m²°C/W dan 0,0001148 m²°C/W (berkurang 20%). Sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) untuk HE yang pertama sampai dengan HE yang kesepuluh secara berturut-turut yakni 0,0000287 m²°C/W, 0,0000404 m²°C/W, 0,0000533 m²°C/W, 0,0000755 m²°C/W, 0,000102 m²°C/W, 0,0001363 m²°C/W, 0,0001805 m²°C/W, 0,0002366 m²°C/W, 0,0003076 m²°C/W dan 0,0003967 m²°C/W (berkurang 30%).
2. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f) meningkat. Salah satu contohnya adalah pada metode optimisasi PSO. Nilai U_f pada HE pertama sampai dengan HE kesepuluh meningkat sebesar 20% dengan nilai secara berturut-turut yakni 8.57 W/m² °C, 8.76 W/m² °C, 8.76 W/m² °C, 8.85 W/m² °C, 8.94 W/m² °C, 9.02 W/m² °C, 9.10 W/m² °C, 9.18 W/m² °C, 9.25 W/m² °C, dan 9.32 W/m² °C.
3. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan luas permukaan *heat exchanger* (A_0) menjadi lebih kecil. Salah satu contohnya pada metode optimisasi PSO. Nilai (A_0) untuk HE pertama sampai dengan HE kesepuluh berkurang sebesar 40% dengan nilai 79.75 m²

4. Penurunan *fouling resistance* menyebabkan *pressure drop* turun. Salah satu contohnya pada metode optimisasi PSO. Untuk HE yang pertama sampai dengan HE yang kesepuluh, *pressure drop* pada *shell* berkurang sebesar 5% dengan nilai masing-masing sebesar 0.017777897 psi, 0.013194 psi, 0.01712 psi, 0.01688 psi, 0.0167 psi, 0.01645 psi, 0.01627 psi, 0.01611 psi, 0.01596 psi dan 0.015833.82 psi. Sedangkan *pressure drop* pada *tube* berkurang sebesar 5% dengan nilai masing-masing sebesar 0.00617 psi, 0.00609 psi, 0.00604 psi, 0.00599 psi, 0.00594 psi, 0.00590 psi, 0.00585 psi, 0.00579 psi, 0.00574 psi dan 0.00570 psi.

5.2 Saran

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

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

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Simuang, J., et al, "Effects of fat content and temperature on the apparent viscosity," *Journal of Food Engineering*, vol. 64, pp. 193-197, 2004.
- [2] M. Lewis, "Thermal Processing," in *Food Processing Handbook*, Weinheim, WILEY-VCH, 2006, pp. 48-66.
- [3] P. Smith, "Introduction to Food Process Engineering 2nd Edition," New York, Springer, 2011, p. 250.
- [4] C. N. G. Chee C. Seow, "Review Coconut Milk: Chemistry and Technology," *International Journal of Food Science and Technology*, vol. 32, pp. 189-201, 1997.
- [5] E. A. Ogbonnaya, "Maintenance Optimization of a Marine Heat Exchanger Subject to Fouling," *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS)*, pp. 162-163, 2010.
- [6] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, London: CRC Press, 1982.
- [7] S. Kakac, *Heat Exchanger Selection, Rating , and Thermal Design*, London: Taylor & Francis Group, 2012.
- [8] Ibrahim, Hassan Al-Haj, "Fouling in Heat Exchangers," *INTECH*, pp. 56-57, 2012.
- [9] M. Award, "Fouling of Heat Transfer Surfaces," *InTech*, 2011.
- [10] A. S. KOVO, "Mathematical Modelling and Simulation of Fouling of Nigerian Crude Oil Equipment Installations," *Leonardo Journal of Sciences*, pp. 111-124, 2006.
- [11] F. Smaïli, V. S. Vassiliadis, and D. I. Wilson,, "Mitigation of fouling in refinery heat exchanger networks by optimal

- management of cleaning," vol. 15, no. energy and fuels, pp. 1038-1056, 2011.
- [12] W. e. a. Pichitvittayakarn, "Effects of fluid flowrate on coconut milk fouling at Pasteurization Temperature," *Songklanakarin J. Sci. Technol.*, vol. 28, no. 6, pp. 1275-1288, 2006.
- [13] H. Y. e. a. Law, "Preliminary Work on Coconut Milk Fouling Deposits Study," *International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS*, vol. 9, pp. 8-13, 2009.
- [14] Ur, Usman, "Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies," CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Goteborg, 2011.
- [15] M. Thirumarimurugan, "Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System," *American Journal of Applied Sciences* 5, p. 548, 2008.
- [16] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, Auckland: Mc Grow-Hill International Book Company, 1998.
- [17] M. Fesanghary, "Design optimization of shell and tube heat exchangers using global sensitivity analysis and harmony search algorithm," *Elsevier*, p. 1026, 2007.
- [18] B. Kundu, "Beneficial design of unbaffled shell-and-tube heat exchangers for attachment of longitudinal fins with trapezoidal profile," *Elsevier*, p. 104, 2015.
- [19] Association The Tubular Exchanger Manufacturers, "Standards of Tubular Exchanger Manufacture Association," Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, 2007.

- [20] A. Costa, "Parameter Estimation of Fouling Models in Crude Preheat Trains," in *International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*, Crete Island, 2011.
- [21] T. R. Biyanto, "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, p. 17, 2016.
- [22] S. Aaltvedt, "Optimal Operation of Parallel Heat Exchanger Networks," Norwegian University of Science and Technology, 2013.
- [23] T. R. Biyanto, H. Y. Fibrianto and M. Ramasamy, "Thermal and Hydraulic Impacts Consideration in Refinery Crude Preheat Train Cleaning Scheduling Using Recent Stochastic Optimization Methods," *Applied Thermal Engineering*, 2016.
- [24] T. R. Biyanto, "Rain Water Optimization Algorithm," Process Design, Control and Optimization Laboratory, Department Engineering Physics, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2017.
- [25] T. R. Biyanto, M. S. Irawan and H. Y. Febrianto, "Killer Whale Algorithm: An Algorithm Inspired by the Life of Killer Whale," in *4th Information Systems International Conference 2017*, Bali, Indonesia, 2017.
- [26] P. C. Ampawan Tansakul, "Thermophysical properties of coconut milk," *Ampawan Tansakul **, Pawinee Chaisawang, vol. 73, pp. 276-280, 2006.

LAMPIRAN

A. Koding Permodelan Desain Shell and Tube Heat Exchanger pada Proses Pasturisasi Santan di MATLAB

```
function rftot=seriseri(x)
% close all
% clear all
% clc

%HE1
%variabel optimisasi

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

ds1=x(1);
do1=x(2);
nb1=x(3);

%tube side
lbi1=0.6;
lbo1=0.761;
di1=do1-(2*0.00277);
ltp1=1.25*do1;
lbb1=(12+0.005*ds1)/1000;
dot11=ds1-lbb1;
dct11=dot11-do1;
nt1=(0.78*(dct11^2))/(ltp1^2);
at1=((22/7)*(di1^2)*nt1)/4;
gt1=(0.1^4)/at1;
ret1=(gt1*di1)/0.00490;
prt1=0.88*0.00490/0.0001311;
ht=(0.023*(ret1^0.8)*(prt1^0.4)*(0.00490/di1)*1.008700185)*3600*1.163;

%shell side
```



```

lta1=4.5;
lbc1=(lta1/(nbl+1));
lti1=((nbl-1)*lbc1)+lbi1+lbo1;
tetads1=2.158476633;
tetact11=2*(acos((dsl/dct11)*(1-(2*26.4/100)))));
sml=lbc1*((lbb1+(dct11/ltp1)*(ltp1-dol));
fw1=(tetact11/(2*(22/7)))-
((sin(tetact11))/(2*(22/7))));
fcl=1-(2*fw1);
ntcc1=(dsl/ltp1)*(1-(2*26.4/100));
sbl=lbc1*(dsl-dot11+0);
fsbp1=(sbl/sml);
lsbl=(3.1+(0.004*dsl))/1000;
ssb1=(22/7)*dsl*(lsbl/2)*((2*(22/7))-
(2*tetads1))/(2*(22/7));
stb1=((22/7)/4)*((dol+0.00079)^2)-
(dol^2)*nt1*(1-fw1);
jcl=0.55+(0.72*fcl);
rs1=ssb1/(ssb1+stb1);
rlm1=(ssb1+stb1)/sml;
jll=(0.44*(1-rs1))+((1-(0.44*(1-rs1)))*exp(-
2.2*rlm1));
gs1=0.0731080/sml;
res1=(gs1*dol)/0.0006195;
jbl=exp((-1.25*fsbp1*(1-(2*rs1))));
jrl=0.4;
libintang1=lbi1/lbc1;
lobintang1=lbo1/lbc1;
js1=((nbl-1)+(libintang1^(1-
0.6))+(lobintang1^(1-0.6)))/((nbl-
1)+(libintang1-1)+(lobintang1-1));
prs1=(0.00001855*0.655)/0.00001073611111111;
ji1=0.236*(res1^(-0.346));
hi1=(ji1*0.655*gs1*0.97/(prs1^(2/3)))*(3600*1.16
3);
hs1=hi1*jcl*jll*jbl*js1*jrl;

%pressure drop
fs1=exp(0.576-(0.19*log(res1)));
ps1=((2*fs1*(gs1^2)*dsl*(nbl+1))/(986.835*dol*40
0000))*0.000145038;

```

```
ft1=((1.58*log(ret1))-3.28)^(-2);
pt1=((2*ft1*12*4/di1)+(2*4))*999.732*(0.005035^
2))*0.000145038;
```

```
%fouling
```

```
alfal=277.8;
eal=48;
gamma1=(4.17*(10^(-13)));
r1=0.008314;
drft1=(alfal*(ret1^(-0.8))*(prt1^(-
1/3))*(9.3012*(10^(-9)))-(gamma1*(ret1^0.8)));
rftul=(drft1*448);
drfs1=(alfal*(res1^(-0.8))*(prs1^(-
1/3))*(9.3012*(10^(-9)))-(gamma1*(res1^0.8)));
rfsh1=(drfs1*448);
rfl=(rftul+rfsh1);
```

```
cond1=(do1*(log(do1/di1)))/(2*20.8);
uf1=1/((do1/(di1*ht))+((do1*rftul)/di1)+cond1+rf
sh1+(1/hs1))*0.5;
```

```
%heat duty
```

```
ao1=((22/7)*do1*lti1*nt1*1); %luas permukaan
perpindahan panas (m2)
lmtdcorr1=15.16629921; %Log Mean Temperature
Difference corrected (oC)
q1=(uf1*lmtdcorr1*ao1)/1000000000; %heat duty
(GW)
if q1>=0.00143
    q1=0.0143;
end
```

```
%Permodelan untuk HE berikutnya sama dengan HE
pertama namun nilai untuk masing-masing
parameter diubah sesuai dengan hasil perhitungan
```

B. Koding Optimisasi Desain *Shell and Tube Heat Exchanger* pada Proses Pasturisasi Santan dengan menggunakan metode stokastik di MATLAB

- *Particle Swarm Optimization (PSO)*

```
%PARTICLE SWARM OPTIMIZATION

clc;
clear;
close all;

%% Problem Definition

CostFunction=@(x) (seriseri(x)) ; % Cost
Function

dimensi=30; % Number of Decision
Variables

VarSize=[1 dimensi]; % Size of Decision
Variables Matrix

LB=[0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5 0.6
0.0220 5 0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5
0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5 0.6 0.0220 5]; %
Lower Bound of Variables
UB=[0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7 0.9
0.0270 7 0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7
0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7 0.9 0.0270 7]; %
Upper Bound of Variables

%% PSO Parameters

MaxIt=200; % Maximum Number of Iterations

nPop=200; % Population Size (Swarm Size)
```

```

% PSO Parameters
w=1;           % Inertia Weight
wdamp=0.99;   % Inertia Weight Damping Ratio
c1=1.5;       % Personal Learning Coefficient
c2=2.0;       % Global Learning Coefficient

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

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

% Velocity Limits
VelMax=0.1*(UB-LB);
VelMin=-VelMax;

%% Initialization

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

particle= repmat(empty_particle, nPop, 1);

GlobalBest.Cost=inf;

```

```

for i=1:nPop

    % Initialize Position
    particle(i).Position=unifrnd(LB,UB,VarSize);

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

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

    % Update Personal Best
    particle(i).Best.Position=particle(i).Position;
    particle(i).Best.Cost=particle(i).Cost;

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

        GlobalBest=particle(i).Best;

    end

end

BestCost=zeros(MaxIt,1);

%% PSO Main Loop

for it=1:MaxIt

    for i=1:nPop

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

```

```

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

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

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

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

    % Velocity Mirror Effect
    IsOutside=(particle(i).Position<LB |
particle(i).Position>UB);
    particle(i).Velocity(IsOutside)=-
particle(i).Velocity(IsOutside);

    % Apply Position Limits
    particle(i).Position =
max(particle(i).Position, LB);
    particle(i).Position =
min(particle(i).Position, UB);

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

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

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

```

```

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

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

                GlobalBest=particle(i).Best;

        end

    end

end

BestCost(it)=GlobalBest.Cost;

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

w=w*wdamp;

end

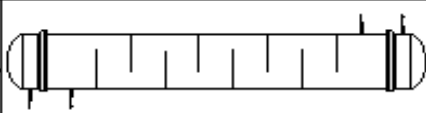
BestSol = GlobalBest;

%% Results

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

```

C. Hasil Desain dengan Program HTRI

HTRI		Final Results		Page 1
Released to the following company:				
Asus				
Xist 7.3.2 25/07/2019 16:35 SN: 46639-9796905050				US Units
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles				
Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside
Fluid name				
Fluid condition				
Total flow rate	(1000lb/hr)	Sens. Liquid		Sens. Liquid
Weight fraction vapor, In/Out	(-)	0,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg F)	114,80	104,00	77,00
Skin temperature, Min/Max	(Deg F)	85,66	95,04	85,32
Wall temperature, Min/Max	(Deg F)	85,61	94,99	85,44
Pressure, In/Average	(psia)	29,200	29,197	29,200
Pressure drop, Total/Allowed	(psi)	5,66e-3		4,51e-3
Velocity, Mid/Max allow	(ft/sec)	4,78e-3		1,03e-2
Mole fraction inert	(-)			
Average film coef.	(Btu/ft ² -hr-F)		32,61	91,74
Heat transfer safety factor	(-)		1,0000	1,0000
Fouling resistance	(ft ² -hr-F/Btu)		0,00008	0,00016
Overall Performance Data				
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(Btu/ft ² -hr-F)	0,24	/	22,27 / 22,13
Heat duty, Calculated/Specified	(MM Btu/hr)	0,0081	/	0,0081
Effective overall temperature difference	(Deg F)	27,1		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (FGH)	(Deg F)	27,44	*	0,9861 * 1,0000
See Runtime Messages Report for warnings.				
Exchanger Fluid Volumes				
Approximate shellside (ft ³)	26,957			
Approximate tubeside (ft ³)	28,922			
Shell Construction Information				
TEMA shell type	BEM	Shell ID	(inch)	27,559
Shells Series	1 Parallel	1	Total area	(ft ²) 1291,8
Passes Shell	1 Tube	3	Eff. area	(ft ² /shell) 1270,3
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	No			
Pairs seal strips	2	Passlane seal rods (inch)	0,0000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate	No	
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		11350 /	7862,8 /	5514,5 (lb/shell)
Baffle Information				
Type	Perpend. Single-Seq.	Baffle cut (% dia)	28,39	
Crosspasses/shell/pass	9	No. (Pct Area)	(inch) to C.L. 5,9551	
Central spacing	(inch) 15,748	1	24,81	0,0000
Inlet spacing	(inch) 22,310	2	0,00	0,0000
Outlet spacing	(inch) 22,310			
Baffle thickness	(inch) 0,2500			
Use dersonating baffles	No			
Tube Information				
Tube type	Plain	Tube count per shell	376	
Overall length	(ft) 13,123	Pct tubes removed (both)	0,8	
Effective length	(ft) 12,905	Outside diameter	(inch)	1,0000
Total tubesheet	(inch) 2,6250	Wall thickness	(inch)	0,1090
Area ratio	(out/in) 1,2788	Pitch (inch)	1,2500	Ratio 1,2500
Tube metal	Carbon steel	Tube pattern (deg)	30	

Job: F-3.2 25/07/2019 16:35 SN: 49039-G/095029050 US Units

Floating - Horizontal Multipass Flow TEMA DEM Shell With Single-Segmental Baffles
Shellside Performance

Nom vel, X-flow/window 5.73e-3 / 6.84e-3

Flow fractions for heat transfer 0.746

A=0.0171 B=0.7267 C=0.0159 E=0.2403 F=0.0000

Shellside Heat Transfer Corrections

Total	Beta	Gamma	End	Fis
0.896	0.926	0.965	0.894	1.000

Pressure Drops (Percent of Total)

	Orsis	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
	0.71	0.19	0.24	Inlet	49.39	56.52
MOMENTUM			0.00	Outlet	49.47	36.10

Two-Phase Parameters

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

M. T. Parameters

		Shell	Tube
Overall wall correction		0.899	1.000
Midpoint	Prandtl no.	3.30	5.36
Midpoint	Reynolds no.	73	82
Bundle inlet	Reynolds no.	59	56
Bundle outlet	Reynolds no.	49	65
Fouling layer	(inch)		

Thermal Resistance

	Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Dea
	67.86	30.84	0.65	0.66	5287.53
Total fouling resistance					2.92e-4
Differential resistance					4.1975

Shell Nozzles

		Inlet	Outlet	Liquid
Inlet at channel end-No				Outlet
Number at each position		1	1	0
Diameter	(inch)	1.0490	1.0490	
Velocity	(ft/sec)	0.59	0.59	
Pressure drop	(psf)	2.75e-3	2.89e-3	
Height under nozzle	(inch)	0.8252	0.8252	
Nozzle R-V-SQ	(ft ² /sec ²)	21.79	21.89	
Shell ent.	(ft ² /sec ²)	1.95	1.94	

Tube Nozzle

		Inlet	Outlet	Liquid
		RADIAL	RADIAL	Outlet
Diameter	(inch)	1.0490	1.0490	
Velocity	(ft/sec)	0.58	0.59	
Pressure drop	(psf)	2.55e-3	1.63e-3	
Nozzle R-V-SQ	(ft ² /sec ²)	21.45	21.53	

Annular Distributor

		Inlet	Outlet
Length	(inch)		
Height	(inch)		
Slot area	(in ²)		

Diametral Clearances (inch)

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
0.1875	0.5635	0.0313

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

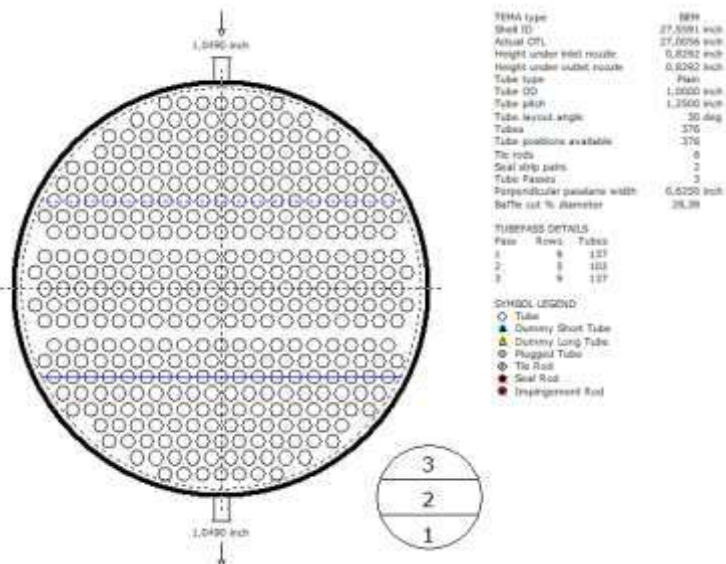
Externally Enhanced Tube Geometry		Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain	Type	None
Fin density	(fin/inch)	Thickness	(inch)
Fin height	(inch)	Pitch	(L/D)
Fin thickness	(inch)		
Root diameter	(inch)		
Area/length	(ft ² /ft)		

Mean Metal Temperatures

Mean shell temperature 109.19 (F)

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

Tube Pass	Inside	Outside	Radial
1	88,14	88,34	88,25
2	90,34	90,52	90,44
3	92,28	92,44	92,37



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Sumenep, 20 Agustus 1995, Indonesia dan merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis bertempat tinggal di Jl Dr. Cipto Gg VII No. 8 Perumahan BTN Kolor, Sumenep, Jawa Timur. Pada tahun 2001 penulis mengenyam pendidikan di SD Negeri Kolor 2 Sumenep, selanjutnya pada 2007, penulis meneruskan sekolah di SMP Negeri 1 Sumenep dan setelah lulus pada 2010, meneruskan ke SMA Negeri 1 Sumenep. Penulis lulus tahun 2013 dan selanjutnya memasuki dunia perkuliahan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya tepatnya di Program Studi D3 Metrologi dan Instrumentasi dan lulus pada tahun 2016. Setelah itu ditahun 2017 penulis melanjutkan perkuliahan di Lintas Jalur S1 Departemen Teknik Fisika. Penulis telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi pengurus di Laboratorium Workshop Instrumentasi ITS. Penulis pernah menjadi salah satu penerima dana PKM DIKTI di bidang kewirausahaan pada tahun 2015/2016. Konsentrasi tugas akhir yang dialami adalah bidang rekayasa instrumentasi dan kontrol. Pada bulan Mei 2019 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **Optimisasi Desain Shell and Tube Heat Exchanger Pada Proses Pasturisasi Santan**. Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui *email* : imamfaruq95@gmail.com