



TUGAS AKHIR - TF 181801

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI

**NURRIZQI AINUL GHOZALI
02311140000010**

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

**Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2020**

Halaman ini sengaja dikosongkan



TUGAS AKHIR - TF 181801

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI

**NURRIZQI AINUL GHOZALI
02311140000010**

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

**Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2020**

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama : Nurrizqi Ainul Ghozali
NRP : 02311140000010
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "**“OPTIMISASI DESAIN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI”**" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya-benarnya.

Surabaya, 19 Juni 2020

Yang membuat pernyataan,



Nurrizqi Ainul Ghozali

NRP. 02311140000010

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

OPTIMISASI DESAIN *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI

Oleh:

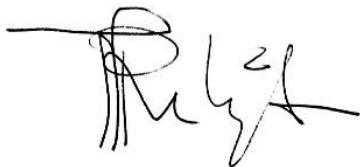
Nurrizqi Ainul Ghozali

NRP. 02311140000010

Surabaya, 19 Agustus 2020

Menyetujui,

Pembimbing



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

NIP. 19710702 199802 1 001

Mengetahui,

Kepala Departemen

Teknik Fisika FTI-ITS



Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI DESAIN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Progam Studi S-1 Departemen Teknik Fisika

Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

NURRIZQI AINUL GHOZALI

NRP. 02311140000010

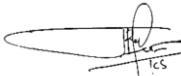
Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.  (Pembimbing)

2. Dr. Ir. Syamsul Arifin, M.T.  (Ketua Penguji)

3. Ir. Matradji, M.Kom.  (Penguji I)

4. Dr. Ir. Purwadi Agus Darwito, M.Sc  (Penguji II)

5. Iwan Cony, S.T., M.T.  (Penguji III)

SURABAYA

2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

OPTIMISASI DESAIN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER PADA PROSES PASTEURISASI SUSU KEDELAI

Nama : Nurrizqi Ainul Ghozali
NRP : 02311140000010
Departemen : Teknik Fisika FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.

ABSTRAK

Susu kedelai dapat menggantikan susu sapi dikarenakan susunan asam aminonya mirip dengan susu sapi. Pasteurisasi dilakukan dengan memberikan perlakuan panas untuk menghilangkan bakteri patogen pada makanan atau minuman, sehingga aman untuk dikonsumsi. Proses pasteurisasi susu kedelai pada *low temperature long time* (LT LT) memerlukan panas pada suhu 62,8°C selama 30 menit dan *high temperature short time* (HTST) pada suhu 71,7°C selama 15 detik. Proses pasteurisasi memerlukan alat penukar panas (*heat exchanger*). Permasalahan pada *heat exchanger* yakni terbentuknya *fouling*. (deposit yang tidak diinginkan pada permukaan *heat exchanger* yang menghambat proses perpindahan panas. *Fouling* dapat diminimalkan dengan menentukan geometri *heat exchanger* yang optimal. 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 *duelist algorithm* didapatkan bahwa nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) rata-rata berkurang 25%, sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) rata-rata berkurang 3%.

Kata Kunci: Susu kedelai, Pasteurisasi, Optimisasi, *Heat Exchanger*, Fouling Resistance

Halaman ini sengaja dikosongkan

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

Name : Nurrizqi Ainul Ghozali
NRP : 02311140000010
Department : Engineering Physics FTIRS - ITS
Supervisors : Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T. Ph.D.

ABSTRACT

Soy milk can replace cow's milk because its amino acid composition is like cow's milk. Pasteurization is done by giving heat treatment to eliminate pathogenic bacteria in food or drink, so it is safe for consumption. Pasteurization of soy milk at a low-temperature long time (LT LT) requires heat at 62.8°C for 30 minutes and high-temperature short time (HTST) at 71.7°C for 15 seconds. The pasteurization process requires a heat exchanger. The problem with heat exchangers is the formation of fouling. (undesired deposits on the surface of the heat exchanger) that inhibit the heat transfer process. Fouling can be minimized by determining the optimal heat exchanger geometry. In this study, ten heat exchangers were arranged in series. Optimization is done to determine the geometry of the shell and tube heat exchanger so that minimal fouling resistance is obtained. Optimization is done by using several stochastic methods. 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 results of optimization of the duelist algorithm, it was found that the fouling resistance on the shell side (R_{fs}) decreased by an average of 25%, while the fouling resistance on the tube side (R_{ft}) decreased by an average of 3%.

Keywords: Soy milk, Pasteurization, Optimization, Heat Exchanger, Fouling Resistance.

Halaman ini sengaja dikosongkan

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 PASTEURISASI SUSU KEDELAI”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTIRS-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Dr. Suyanto, S.T., M.T. selaku kepala Departemen Teknik Fisika - ITS.
2. Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Orang tua penulis serta segenap keluarga besar penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan untuk penulis.
5. Seluruh teman-teman angkatan, F46 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika.
6. Asisten Laboratorium Instrumentasi dan Kontrol yang telah banyak membantu.
7. Seluruh aktivis organisasi UKM Penalaran ITS dan anggota PMII Sepuluh Nopember yang banyak memberikan pelajaran selama kegiatan di kampus ini.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terima kasih atas bantuannya.
9. Serta pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu. Semoga laporan tugas akhir ini dapat dipergunakan dengan sebaik-baiknya.

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, 19 Juni 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
LEMBAR PENGESAHAN	ix
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xxiii
DAFTAR NOTASI.....	xxv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Lingkup Kajian.....	3
1.5 Sistematika Laporan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 <i>Properties</i> Kacang Kedelai.....	5
2.2 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.3 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.4 Konstruksi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.5 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	9
2.5.1 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i> dan <i>Shell</i>	9
2.5.2 Laju Perpindahan Panas pada <i>Heat Exchanger</i>	10
2.6 <i>Fouling Resistance</i>	12
2.7 Pemodelan <i>Fouling Resistance</i>	12

2.8 Metode <i>Stochastic Algorithm</i>	13
2.8.1 <i>Particle Swam Optimatization</i> (PSO).....	13
2.8.2 <i>Duelist algorithm</i> (DA)	14
2.8.3 <i>Rain Water Optimatization</i> (RWO).....	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	15
3.1 Pengambilan Data <i>Heat Exchanger</i>	15
3.2 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	16
3.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i>	17
3.2.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i>	25
3.2.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan	27
3.2.4 Perhitungan <i>Pressure Drop</i>	29
3.2.5 Perhitungan <i>Properties</i> Susu Kedelai.....	32
3.3 Pemodelan <i>Fouling Resistance</i>	32
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 Pasteurisasi Susu kedelai	33
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	35
4.1 Hasil Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	35
4.2 Perancangan dan Pengujian Optimisasi	36
4.2.1 Penentuan Fungsi Tujuan	37
4.2.2 Penentuan Variabel yang Dioptimisasi.....	37
4.2.3 Penentuan <i>Properties</i> pada Teknik Optimisasi	39
4.2.4 Optimisasi Desain <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> pada Proses Pasteurisasi Susu Kedelai.....	40
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	47
5.1 Kesimpulan	47
5.2 Saran	48

DAFTAR PUSTAKA	49
LAMPIRAN	51
BIODATA PENULIS	55

Halaman ini sengaja dikosongkan

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	Tipe <i>shell and tube heat exchanger</i> berdasarkan standar TEMA... 8	
Gambar 2.4	<i>Fouling</i> pada permukaan <i>heat transfer shell and tube</i>	12
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	15
Gambar 3.2	Geometri <i>basic segmental baffle</i>	17
Gambar 3.3	Panjang tube pada <i>shell and tube heat exchanger</i>	18
Gambar 3.4	<i>Tube layout basic parameters</i>	20
Gambar 4.1	Pengaruh diameter dalam <i>shell</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	37
Gambar 4.2	Pengaruh diameter luar <i>tube</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	38
Gambar 4.3	Pengaruh jumlah <i>baffle</i> terhadap <i>fouling resistance</i>	39
Gambar 4.4	Hasil optimisasi STHE menggunakan beberapa metode algoritma stokastik	44

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data <i>Properties</i> Kacang Kedelai Indonesia.....	5
Tabel 3.1 Data <i>Properties Heat Exchanger</i>	30
Tabel 3.2 Data Geometri <i>Heat Exchanger</i>	31
Tabel 3.3 Data <i>Properties</i> Susu Kedelai	32
Tabel 4.1 <i>Properties</i> Fluida pada <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	35
Tabel 4.2 Hasil Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> dan <i>Fouling Resistance</i>	36
Tabel 4.3 Hasil Optimisasi Total <i>Fouling</i> dari <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode <i>Particle Swarm Optimization (PSO)</i>	41
Tabel 4.4 Hasil Optimisasi Total <i>Fouling</i> dari <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode <i>Rain Water Optimization (RWA)</i>	42
Tabel 4.5 Hasil optimisasi Total <i>Fouling</i> Dari <i>Heat Exchanger</i> Dengan Metode <i>Duelist Alghorithm (DA)</i>	43

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	$\text{m}^2 \text{K} / \text{J}$	Konstanta deposit
$cond$	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$	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 aktifasi
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	$\text{Kg} / \text{s m}^2$	Kecepatan aliran massa pada <i>shell</i>
G_t	$\text{Kg} / \text{s m}^2$	Kecepatan aliran massa pada <i>tube</i>
h_i	$\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi <i>shell</i>
h_s	$\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>
h_t	$\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>
J_b		Faktor koreksi pada <i>bundle by pass flow</i>
J_c		Faktor koreksi pada <i>baffle cut</i> dan jarak antar <i>baffle</i>
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>

Variabel	Satuan	Keterangan
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 inlet</i>
l_{bo}	m	Jarak <i>baffle outlet</i>
l_{tp}	m	Jarak antar <i>tube</i>
ΔT_{Polley}	°C	<i>Log mean temperature difference</i>
$LMTD_{corr}$	°C	<i>Log mean temperature difference corrected</i>
N_t		Jumlah <i>tube</i>
N_{tcc}		Jumlah efektif <i>tube rows</i> pada <i>crossflow</i>
n_b		Jumlah <i>baffle</i>
Pr_s		Nilai <i>Prandtl</i> pada <i>shell</i>
Pr_t		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>tube</i>
Q	MW	<i>Heat duty</i>
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}	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
R_{ft}	$m^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$	<i>Fouling resistance</i> pada <i>tube</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
r_{lm}		Parameter korelasi
r_s		Parameter korelasi
S_b	m^2	Luas <i>bundle</i> ke <i>shell</i>
S_m	m^2	Luas aliran <i>crossflow</i> pada sisi <i>shell</i>
S_{sb}	m^2	Luas kebocoran <i>shell</i> ke <i>baffle</i>
S_{tb}	m^2	Luas kebocoran <i>tube</i> ke <i>baffle</i>
$T_{c,i}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	$^\circ\text{C}$	Temperatur keluar fluida panas
U_f	$\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi <i>fouling</i>
Δp_s	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i>
Δp_t	psi	<i>Pressure drop</i> pada <i>tube</i>
θ_{ds}	Rad	Sudut kemiringan pada <i>baffle cut</i>
θ_{ctl}	Rad	Sudut kemiringan bagian atas pada <i>baffle cut</i>
γ	$\text{m}^2 \text{ K} / \text{ J}$	Konstanta supresi

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsumsi susu kedelai meningkat dalam beberapa tahun terakhir, hal ini berbanding lurus dengan kesadaran orang tentang kandungan nutrisi yang dimiliki susu kedelai. Susu kedelai dapat digunakan sebagai pengganti susu sapi dikarenakan susunan asam aminonya yang mirip dengan susu sapi (Mawarni & Anggraini, 2018). Susu kedelai menurut SNI 01-3830-1995 yaitu produk yang berasal dari biji kedelai yang diekstrak dengan air atau larutan tepung kedelai dalam air, dengan atau tanpa tambahan bahan makanan lain yang diizinkan (Miskiyah, 2011). Agar susu kedelai dapat tahan lama perlu diberikan perlakuan panas yang tepat serta untuk menjaga kualitas tekstur, aroma, rasa dan warna. Susu kedelai dapat diperoleh dengan beberapa metode melalui proses tradisional atau pasteurisasi *low temperature long time* (LT LT) dan *high temperature short time* (HTST) (Mawarni & Anggraini, 2018).

Pasteurisasi dilakukan dengan memberikan perlakuan panas yang bertujuan untuk menghilangkan bakteri patogen pada makanan atau minuman, sehingga aman untuk dikonsumsi. Selain itu juga untuk menghilangkan bakteri pembusuk sehingga masa kadaluwarsa akan semakin meningkat (Lewis & Jun, 2011). Proses pasteurisasi mulai banyak diterima orang dengan kesadaran untuk menjaga keawetan susu dan pencegahan timbulnya patogen pembawa penyakit pada susu mentah (Gandhi et al., 2010). Hal tersebut dilakukan untuk menjamin makanan aman untuk dikonsumsi. Setiap makanan memiliki kombinasi suhu dan waktu yang berbeda untuk proses pasteurisasi. Proses pasteurisasi susu kedelai pada *low temperature long time* (LT LT) memerlukan panas pada suhu 62,8°C selama 30 menit dan *high temperature short time* (HTST) pada suhu 71,7°C selama 15 detik (Mawarni & Anggraini, 2018). Pada umumnya proses pasteurisasi memerlukan suatu alat penukar panas (*heat exchanger*).

Heat exchanger (HE) adalah alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas antara dua atau lebih fluida yang mempunyai perbedaan temperatur. Pada

umumnya, dua fluida yang akan diproses terpisah dan tidak bercampur satu sama lain (Ogbonnaya, Theophilus-Johnson, Ugwu, Orji, & Ebunuoha, 2010). Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh beberapa parameter yaitu koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata -rata logaritmik (Thulukkanam, 2013).

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 (Thulukkanam, 2013). *Heat exchanger* di industri memiliki tipe yang beragam dan dapat diklasifikasikan berdasarkan banyak dan bentuk *shell* dan *tube* yang di dalamnya. Salah satu tipe *heat exchanger* 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) (Kakaç & Liu, 2002).

Performansi sebuah *heat exchanger* dalam mentransfer panas sebesar (Q) ditentukan oleh luasan *heat transfer* (A) dan *overall heat transfer coefficient* (U) yang menyebabkan pertukaran panas 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, di mana terbentuknya *fouling* tergantung pada properti fluida, kondisi operasi (laju aliran dan temperatur) dan geometri *heat exchanger*.

Salah satu masalah yang sering terjadi pada *heat exchanger* yaitu terbentuknya *fouling* (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 (Ibrahim, 2012). *Fouling* terjadi ketika fluida berinteraksi dengan material penyusun *heat exchanger*, sehingga akan terjadi pengendapan partikel dari fluida pada permukaan *heat exchanger* (Awad, 2011). Jika endapan ini terakumulasi dan menurunkan proses perpindahan panas. Maka akan mengakibatkan konsumsi energi pada pompa ataupun kompresor menjadi lebih tinggi (Kovo, 2006). Selain itu, efisiensi *heat*

exchanger semakin menurun dan dibutuhkan biaya yang semakin besar untuk pembersihan *fouling* (Smaili, Vassiliadis, & Wilson, 2001).

Beberapa penelitian yang telah dilakukan adalah menganalisis parameter-parameter yang memengaruhi *fouling* ketika dipanaskan dengan suhu pasteurisasi (Bansal & Chen, 2009). Penelitian selanjutnya yakni menganalisis pengaruh suhu susu kedelai pada terhadap *fouling* di *heat exchanger* (Wang, Li, Fu, Mercade-Prieto, & Chen, 2018). Namun hingga saat ini masih belum ada penelitian terkait desain *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube* pada proses pasteurisasi susu kedelai.

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 pasteurisasi susu kedelai.

1.2 Rumusan Masalah

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

- a) Bagaimana desain *shell and tube heat exchanger* yang optimal pada proses pasteurisasi susu kedelai?
- b) Bagaimana laju *fouling resistance* setelah diperoleh desain geometri *shell and tube heat exchanger* yang optimal?

1.3 Tujuan

Tujuan dilakukannya tugas akhir ini antara lain dijelaskan untuk:

- a) Mendesain *shell and tube heat exchanger* yang optimal pada proses pasteurisasi susu kedelai.
- b) 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*.

- a) Pengambilan data *heat exchanger* meliputi dimensi dan *properties heat exchanger*.
- b) Pemodelan *fouling resistance* (R_f) menggunakan model Polley.

1.5 Sistematika Laporan

Sistematika penulisan laporan tugas akhir adalah sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Bab ini menjelaskan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan, lingkup kajian dan sistematika laporan.

BAB II Tinjauan Pustaka

Bab ini membahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan, seperti *heat exchanger*, *shell, and tube heat exchanger*, konstruksi *shell and tube heat exchanger*, *heat exchanger*, *fouling metode stochastic algorithm*.

BAB III Metodelogi Penelitian

Bab ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.

BAB IV Hasil dan Pembahasan

Bab ini berisi tentang data hasil penelitian dan pembahasan dari optimisasi desain *shell and tube heat exchanger* pada proses pasteurisasi susu kedelai.

Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi tentang kesimpulan tentang tugas akhir ini dan saran sebagai penunjang maupun pengembangan tugas akhir selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 *Properties Kacang Kedelai*

Kedelai adalah jenis kacang yang paling bergizi karena mengandung asam lemak esensial Omega-3, asam amino, phytoestrogen, protein, mineral, dan vitamin. Kedelai dapat digunakan dalam masakan serta dibuat tepung, tahu, maupun susu (Selby, 2004).

Susu kedelai merupakan sari kedelai yang diperoleh dengan cara menghancurkan biji kedelai dalam air dingin atau air panas. Bahan yang sering digunakan adalah kedelai kuning. Pada prinsipnya terdapat dua bentuk susu kedelai, cair dan bubuk. Bentuk cair lebih banyak dibuat dan diperdagangkan. Susu kedelai dapat disajikan dalam bentuk murni artinya tanpa penambahan gula dan cita rasa baru. Dapat juga ditambah gula atau *flavor* lain seperti moka, pandan, vanili, coklat, atau strawberry (Lamina, 1989).

Tabel 2.1 Data *Properties Kacang Kedelai* Indonesia

Kandungan	Kadar (%)
Air	9.95±0.03
Abu	5.16±0.01
Protein	36.49±0.35
Lemak	15.91±1.03
Karbohidrat	32.49±0.72

2.2 *Heat Exchanger*

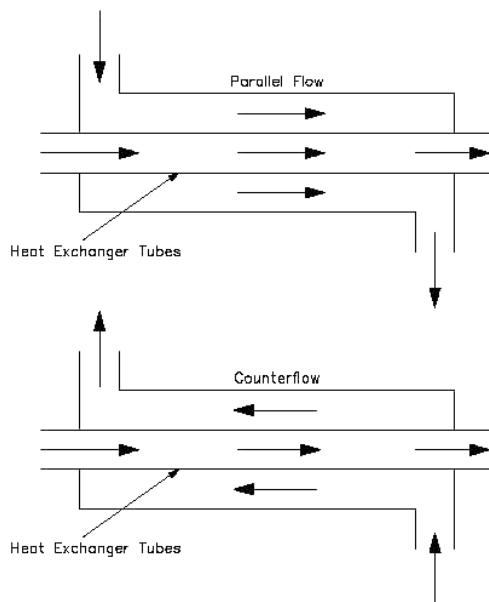
Heat exchanger adalah salah satu alat yang sering digunakan pada proses industri yang berfungsi untuk menghantarkan panas antara dua proses aliran dimana salah satu penerapannya bisa digunakan untuk proses pendinginan, pemanasan, kondensasi, ataupun evaporasi (Rehman, 2011).

Perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya,

tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya. Perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat terjadi melalui proses konveksi dan konduksi. Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas keseluruhan, luas bidang transfer, dan perbedaan temperatur rata -rata logaritmik (Thirumaranmurugan, Kannadasan, & Ramasamy, 2008).

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 (Thirumaranmurugan et al., 2008).

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 (Kern, 1983).

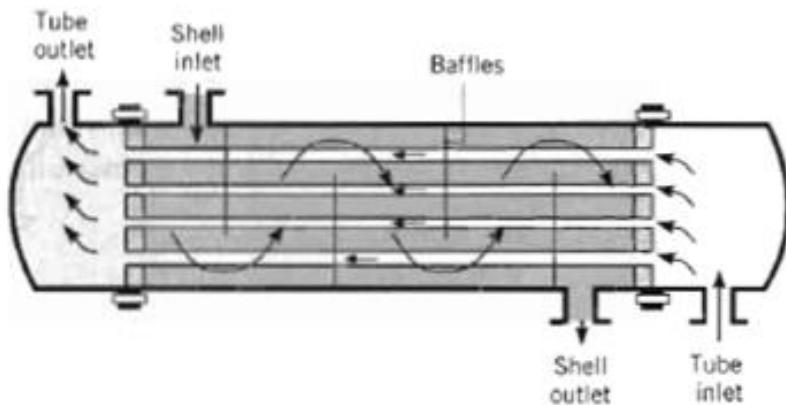


Gambar 2.1 Aliran fluida pada *heat exchanger*

(a) *parallel-flow* (b) *counter current flow*

2.3 *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 (Fesanghary, Damangir, & Soleimani, 2009). *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 melalui *tube* dan aliran yang lain melintasi *tube* untuk menghantarkan panas di antara dua fluida (Kundu, 2015). Proses perpindahan panas terjadi antara fluida yang mengalir pada *shell* dan *tube* di mana dinding *tube* digunakan sebagai perantara penghantar panas untuk *heat exchanger* tersebut.



Gambar 2.2 Skema *shell and tube heat exchanger*

2.4 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* (Kundu, 2015).

Untuk menentukan dimensi *shell and tube heat exchanger* terdapat standar yang digunakan yakni TEMA. Untuk menentukan tipenya dalam standar TEMA menggunakan kode huruf (Thulukkanam, 2013).

Front End Stationary Head Types		Shell Types	Rear End Head Types
A		E	
B		F	
C		G	
N		H	
D		I	
		K	
		X	

Gambar 2.3 Tipe *shell and tube heat exchanger* berdasarkan standar TEMA

2.5 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*.

2.5.1 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 (Thulukkanam, 2013).

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

dengan :

h_t = koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

K_t = konduktifitas termal pada sisi *tube* ($\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$)

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 Siede-Tate (Mac Adamas) (Thulukkanam, 2013)

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

- Untuk area aliran *intermediate* dengan $2100 < Re_t < 10^4$ menggunakan persamaan Colburn (Thulukkanam, 2013).

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

- Untuk area aliran laminar dengan $Re_t \leq 2100$ menggunakan persamaan Side-Tate (Mac Adamas) (Thulukkanam, 2013).

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

dengan :

Re_t = Reynold number 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 (Thulukkanam, 2013).

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

dengan :

h_s = koefisien perpindahan panas pada sisi shell ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

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

J_c = faktor koreksi pada baffle cut dan jarak antar baffle

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

J_b = faktor koreksi pada bundle by pass flow

J_s = faktor koreksi pada variabel jarak baffle sisi inlet dan outlet

J_r = faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

2.5.2 Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Untuk menentukan laju Perpindahan Panas pada *heat exchanger* menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2013).

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

dengan :

- Q = laju perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* (W)
 U = koefisien perpindahan panas keseluruhan ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)
 $LMTD_{corr.}$ = *log mean temperature difference corrected* ($^\circ\text{C}$)
 A_o = luas permukaan perpindahan panas keseluruhan (m^2)

Log mean temperature difference corrected ($LMTD_{corr.}$) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut.

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

dengan :

$LMTD$ = *log mean temperature difference* ($^\circ\text{C}$)

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 (Thulukkanam, 2013).

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

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

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

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.

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

dengan :

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

2.6 Fouling Resistance

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* (Ibrahim, 2012).



Gambar 2.4 *Fouling* pada permukaan *heat transfer shell and tube*

2.7 Pemodelan Fouling Resistance

Pada tahun 2002 Polley memodelkan *fouling resistance* dengan menggunakan variabel bilangan Reynold (R_e), bilangan Prandtl (P_r) dan temperatur *wall* (T_w) dengan menggunakan beberapa parameter yakni α (konstanta deposit), γ (konstanta supresi), R (konstanta gas ideal), dan E_a (energi aktifasi) (Costa et al., 2013). Berikut adalah persamaan Polley.

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha R e^{-0,8} P r^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{R T_w}\right) - \gamma R e^{0,8} \quad (2.12)$$

dengan :

$$\alpha = 277,8 \text{ m}^2\text{K/J}$$

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

2.8 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 non linier, 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) (Biyanto, Ramasamy, Jameran, & Fibrianto, 2016).

2.8.1 Particle Swam Optimatization (PSO)

Particle swam optimatization merupakan salah satu metode untuk melakukan optimisasi pada banyak bidang studi dan pengaplikasiannya sangat mudah. Metode ini terinspirasi dari pergerakan populasi burung atau ikan yang bergerak bersama (*bird flocking* atau *fish schooling*). Pada PSO setiap individu akan bergerak mengubah posisinya terhadap waktu dalam populasinya dan mereka bergerak mengitari dalam ruang pencarian multidimensi (*multidimensional search space*) lalu menyesuaikan posisinya berdasarkan pengalaman pribadi maupun pengalaman individu di sebelahnya. Proses pencarian posisi terbaik masing -

masing individu dipengaruhi oleh dua metode, yaitu metode pencarian lokal (*local search*) dan pencarian global (*global search*) (Biyanto, et al., 2017).

2.8.2 *Duelist algorithm* (DA)

Duelist algorithm metode optimisasi berdasarkan pertarungan antar petarung dalam meningkatkan kehebatannya. Karena *setting* dari metode ini adalah berdasarkan pertarungan, maka akan ada dua petarung yang melakukan pertarungan untuk menentukan yang menang dan yang kalah. Petarung yang kalah akan terus berlatih mengasah kemampuannya berdasarkan evaluasi dari pertarungan sebelumnya, sedangkan petarung yang menang akan terus melatih kemampuannya dengan harapan meningkatkan *skill* yang dimilikinya. Petarung - petarung yang memiliki kemampuan paling hebat akan disebut pemenang (*champion*). Setiap pemenang (*champion*) akan melatih petarung baru sehingga memiliki kemampuan seperti dia, dan petarung baru akan melakukan pertarungan sebagai perwakilan dari pemenang (*champion*). Metode ini akan mengevaluasi para petarung, dimana petarung yang sering kalah akan dieliminasi untuk menjaga jumlah petarung (Biyanto, et al., 2017).

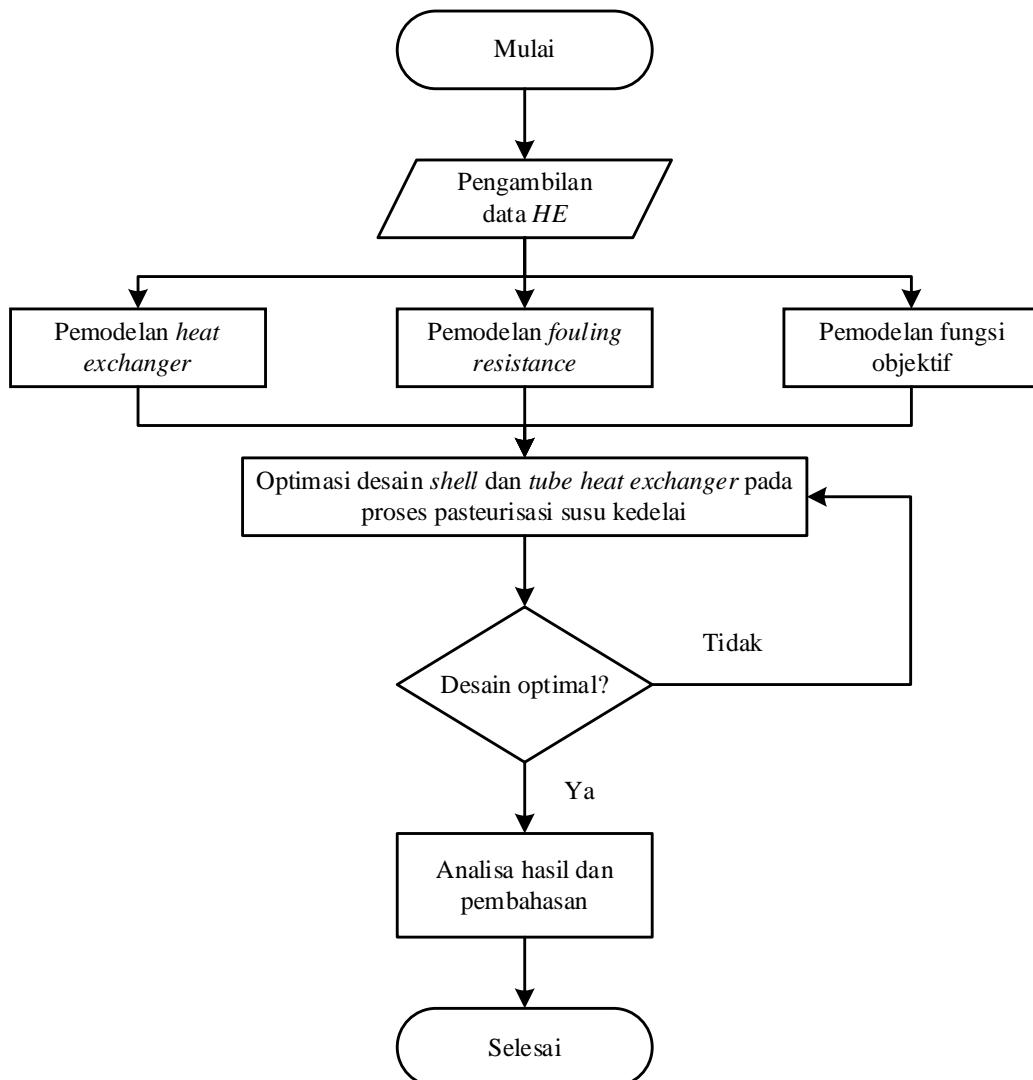
2.8.3 *Rain Water Optimization* (RWO)

Rain water optimization adalah metode optimisasi berdasarkan pola jatuhnya hujan ke tanah. Langkah pertama yang harus diketahui adalah jumlah air hujan, dimensi, jumlah iterasi, serta batas atas dan batas bawah variabel yang akan dioptimisasi. Selain itu massa dan ketinggian masing - masing air hujan harus ditentukan terlebih dahulu. Kecepatan dan posisi dari masing - masing air hujan dihitung untuk menentukan berapa lama air hujan akan jatuh ke tanah. Air hujan akan bergerak menuju posisi terendah dengan masing - masing kecepatannya berdasarkan massa dan ketinggiannya. Posisi baru air hujan akan terus diperbarui berdasarkan hukum Newton (Biyanto, et al., 2017).

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 pasteurisasi. Adapun data yang diambil diantaranya adalah:

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_t)
- Massa jenis fluida pada *tube* (ρ_t)
- Konduktivitas termal pada *tube* (K_t)
- Kalor jenis fluida pada *tube* ($C_{p,t}$)
- Laju aliran masa pada *shell* (m_s)
- Viskositas fluida pada *shell* (μ_s)
- Kalor jenis fluida pada *shell* ($C_{p,s}$)
- Massa jenis aliran pada *shell* (ρ_s)
- Konduktivitas termal pada *shell* (K_s)

- Temperatur masuk fluida dingin ($T_{c,i}$)
- Temperatur keluar fluida dingin ($T_{c,o}$)
- Temperatur masuk fluida panas ($T_{h,i}$)
- Temperatur keluar fluida panas ($T_{h,o}$)

3.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi Shell

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

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

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

dengan :

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

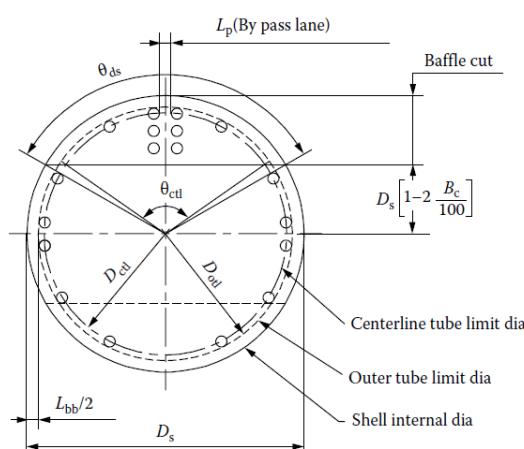
D_s = diameter dalam *shell* (m)

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

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

dengan :

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



Gambar 3.2 Geometri *basic segmental baffle*

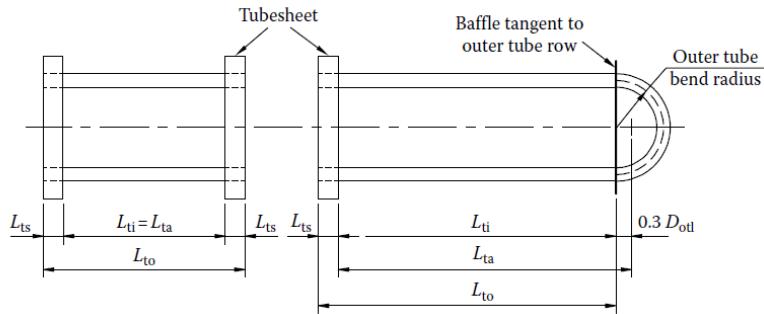
Diameter *bundle* ditentukan dengan persamaan di bawah ini.

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

dengan :

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

d_o = diameter luar *tube* (m)



Gambar 3.3 Panjang tube pada *shell and tube heat exchanger*

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

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

dengan :

N_b = jumlah *baffle*

Persamaan untuk menghitung nilai L_{ti} .

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

dengan :

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.

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

dengan :

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

B_c = *baffle cut* (%)

Persamaan sudut kemiringan bagian atas pada *baffle cut*.

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

dengan :

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

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

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

dengan :

S_m = *crossflow area* pada sisi *shell* (m^2)

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

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

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

dengan :

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

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

dengan :

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

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

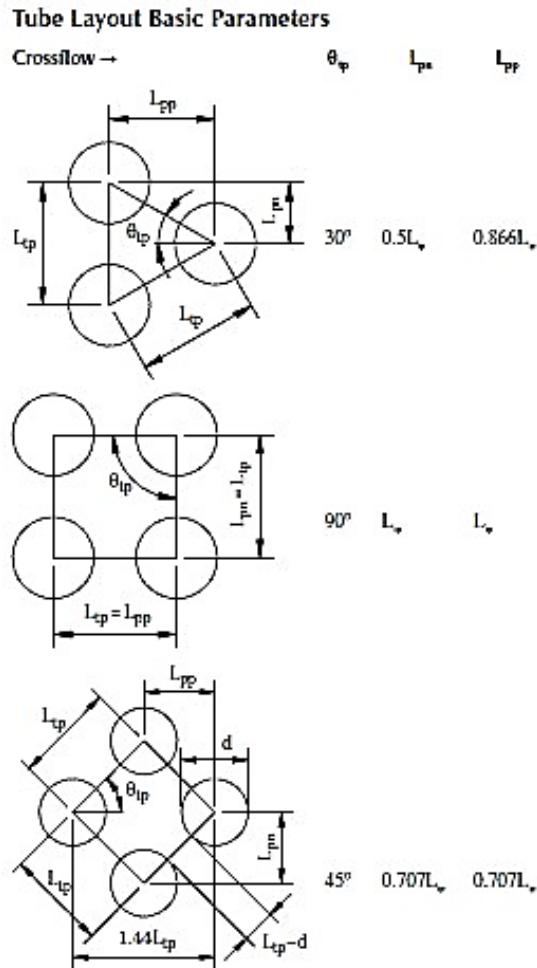
$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[\left[1 - \frac{2B_c}{100} \right] \right] \quad (3.11)$$

dengan :

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

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

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



Gambar 3.4 *Tube layout basic parameters*

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

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

dengan :

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

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

dengan :

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

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

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

dengan :

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

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

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

dengan :

S_{sb} = luas kebocoran *shell* ke *baffle* (m^2)

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

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

dengan :

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

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.

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

dengan :

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}

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

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

dengan :

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.

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

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

dengan :

G_s = kecepatan aliran massa pada *shell* ($\text{kg}/\text{s m}^2$)

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.

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

dengan :

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.

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

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

dengan :

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.

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

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

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

dengan :

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*.

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

dengan :

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.

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\emptyset_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (3.31)$$

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

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

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

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

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

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

dengan :

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*.

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

dengan :

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. Adapun persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sebagai berikut.

Luas permukaan *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

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

Dimana diameter dalam *tube* menggunakan persamaan berikut

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

Jumlah *tube* dalam *shell* menggunakan persamaan berikut

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

dengan :

A_t = luas permukaan *tube* (m^2)

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.

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

dengan :

G_t = kecepatan aliran massa pada *tube* (kg/ s m^2)

m_t = aliran massa pada *tube* (kg/s)

N_p = jumlah *tube pass*

Persamaan bilangan Reynold adalah

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

dengan :

Re_t = bilangan Reynold pada *tube*

μ_t = viskositas fluida pada *tube* (kg/m s)

Bilangan Prandtl pada *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut

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

dengan :

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

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

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

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

dengan :

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 :

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

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

dengan :

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

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

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

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

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

Persamaan nilai *heat duty* :

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

dengan :

U_f = koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi *fouling* ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$LMTD_{corr.} = \log \text{ mean temperature difference corrected } (^{\circ}\text{C})$

A_o = luas permukaan perpindahan panas (m^2)

Log mean temperature difference corrected ($LMTD_{corr.}$) dihitung dengan persamaan berikut.

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

dengan :

$LMTD = \log \text{ mean temperature difference } (^{\circ}\text{C})$

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

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

dengan :

- 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 metode Pethukov and Popov (Lewis & Jun, 2011).

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

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

dengan :

- ΔP_t = *pressure drop* sisi *tube* (kg/cm^2)
- f = faktor friksi
- L = panjang *tube* (m)
- ρ_t = kalor jenis pada *tube* (kg/m^3)
- V = kecepatan fluida (m/s)

Pressure drop pada sisi *shell* dihitung dengan menggunakan metode Bell Delaware (Lewis & Jun, 2011).

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

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

dengan :

ΔP_s = pressure drop sisi shell (kg/cm^2)

f = faktor friksi

ρ_s = kalor jenis pada shell (kg/m^3)

Berikut merupakan *data properties* dan data geometri *heat exchanger* yang diperoleh dari *datasheet* :

Tabel 3. 1 Data Properties Heat Exchanger

<i>Data Sheet Heat Exchanger</i>						
<i>Performance</i>						
<i>Fluid allocation</i>			<i>Shell side (hot fluid)</i>		<i>Tube sheet (cold fluid)</i>	
			<i>in</i>	<i>out</i>	<i>in</i>	<i>out</i>
<i>Fluid quantity</i>	m	kg/s	0.0731	0.0731	0.1	0.1
<i>Temperature</i>	T	°C	46	40	25	29.67
<i>Density</i>	ρ	kg/m ³	989.8	992.25	1032.985	1031.349
<i>Viscosity</i>	μ	kg/m s	0.0006	0.0007	1.0509	1.0942
<i>Specific heat</i>	Cp	kcal/kg °C	0.9980	0.9980	0.9018	0.9033
<i>Thermal conductivity</i>	K	kcal/s m °C	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001
<i>Inlet pressure</i>	P	kg/cm ² g	1.01972		1.01972	
<i>Velocity</i>	V	m/s			1.390	
<i>Pressure drop</i>	Δp	kg/cm ²	0.351		0.351	
<i>Fouling resist.</i>	R _f	m ² h °C/kcal	0.0001		0.0006	

Tabel 3.1 Lanjutan

<i>Data Sheet Heat Exchanger</i>							
<i>Performance</i>							
<i>Fluid allocation</i>			<i>Shell side (hot fluid)</i>	<i>Tube sheet (cold fluid)</i>			
			<i>In</i>	<i>out</i>			
<i>Film heat transfer coeff.</i>		kcal/m ² h °C	684.65	1321.12			
<i>Heat exchanged</i>		mm kcal/h	2.49				
<i>MTD</i>		°C	60.00				
<i>Transfer rate</i>			<i>Service</i>	<i>Calculated</i>	<i>Clean</i>		
		kcal/m ² h °C	280.47	290.72	388.75		

Tabel 3.2 Data Geometri *Heat Exchanger*

<i>Construction</i>				
<i>Shell side</i>	N _s	<i>No. of pass shell</i>		1.00
	D _s	<i>Inside diameter</i>	M	0.60
<i>Tube side</i>	N _p	<i>No. of passes tubes</i>		4.00
	N _t	<i>No. of tubes</i>		131.00
	d _o	<i>Outer diameter</i>	M	0.027
	t _w	<i>Thickness</i>	M	0.00277
	L _{to}	<i>Length</i>	M	12
	L _{tp}	<i>Pitch</i>	M	0.03375
	θ _{tp}	<i>Layout</i>	O	30.00
<i>Baffle</i>	N _b	<i>No. of baffles</i>		7.00
	B _c	<i>Cut</i>	%	26.40
	L _{bc}	<i>Spacing central</i>	M	0.50
	L _{bi}	<i>Spacing inlet</i>	M	0.60

Tabel 3.2 Lanjutan

<i>Construction</i>				
	L _{bo}	Spacing outlet	m	0.761
<i>Sealing strips</i>	N _{ss}	<i>No. of sealing strips</i>		2.00

3.2.5 Perhitungan *Properties Susu Kedelai*

Berikut merupakan data *properties* susu kedelai yang digunakan dalam pemodelan *heat exchanger*.

Tabel 3.3 Data *Properties* Susu Kedelai

<i>Xfat</i>	<i>Xwater</i>	<i>Temp</i> (°C)	<i>Density</i>	<i>Cp (Specific Heat)</i>	<i>K (thermal conductivity)</i>	<i>Viscosity</i>
			<i>ρ (kg/m³)</i>	<i>kcal/kg oC</i>	<i>kcal/s m°C</i>	<i>cP</i>
0.0194	0.94	25.00	1032.985	0.90181	5.73412E-05	1.050943424
0.0194	0.94	29.67	1031.349011	0.90333	5.89027E-05	1.094183393
0.0194	0.94	34.34	1029.728725	0.90489	6.04643E-05	1.146025196
0.0194	0.94	39.01	1028.124141	0.90650	6.20259E-05	1.206468832
0.0194	0.94	43.68	1026.535259	0.90814	6.35874E-05	1.275514302
0.0194	0.94	48.35	1024.96208	0.90983	6.5149E-05	1.353161607
0.0194	0.94	53.02	1023.404603	0.91156	6.67106E-05	1.439410745
0.0194	0.94	57.69	1021.862829	0.91332	6.82722E-05	1.534261716
0.0194	0.94	62.36	1020.336757	0.91513	6.98337E-05	1.637714522
0.0194	0.94	67.03	1018.826388	0.91698	7.13953E-05	1.749769161
0.0194	0.94	71.70	1017.33172	0.91887	7.29569E-05	1.870425635

3.3 Pemodelan *Fouling Resistance*

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

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0.8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_w}\right) - \gamma Re^{0.8} \quad (3.57)$$

dengan :

$$\frac{dR_f}{dt} = \text{fouling resistance} (\text{m}^2 \text{ K/J})$$

$$T_w = \text{temperatur tube wall (K)}$$

$$\alpha = 277,8 \text{ m}^2\text{K/J}$$

$$E_a = 48 \text{ KJ/mol}$$

$$\gamma = 4,17 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2 \text{ K/J}$$

$$R = 0,008314 \text{ KJ/mol K}$$

Temperatur *tube wall* dihitung dengan persamaan berikut.

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

dengan :

$$T_{t,av} = \text{temperatur rata-rata pada tube (}^\circ\text{C)}$$

$$T_{s,av} = \text{temperatur rata-rata pada shell (}^\circ\text{C)}$$

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 Pasteurisasi Susu kedelai

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. Metode algoritma stokastik yang digunakan pada penelitian ini adalah *particle swam optimization* (PSO), *duelist algorithm* (DA), dan *rain water optimization* (RWO).

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

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

Pemodelan *heat exchanger* dan *fouling resistance* dibutuhkan pada proses desain *heat exchanger* pasteurisasi susu kedelai. Pemodelan tersebut 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>	
	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>
Fluida	Hot Water		Soy Milk	
Aliran Masa (kg/s)	0.0731	0.0731	0.10	0.10
Temperatur (°C)	100.00	94.00	67.03	71.70
Massa jenis (kg/m ³)	958.05	962.31	1018.82	1017.33
Viskositas (kg/ m s)	0.0003	0.0003	1.7498	1.8704
Kalor jenis (kcal/kg °C)	1.0070	1.0050	0.9170	0.9189
Konduktivitas termal (kcal/s m °C)	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001
Kecepatan (m/s)	1.39		1.39	
<i>pressure drop</i> (kg/cm ²)	1.01972		1.01972	

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
Res	-	41.481	41.481	0%
Ret	-	0.070	0.070	0%
h_s	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	70.382	70.382	0%
h_t	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	1.660	1.660	0%
U_f	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	0.637	0.637	0%
A_o	m^2	131.822	131.822	0%
Q	MW	0.0012885	0.0012729	-1%
Δp_s	Psi	0.000067848	0.000067848	0%
Δp_t	Psi	0.0003588009	0.0003588009	0%
R_{ft}	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$	0.00046	0.00046	0%
R_{fs}	$\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$	0.00005	0.00004	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.

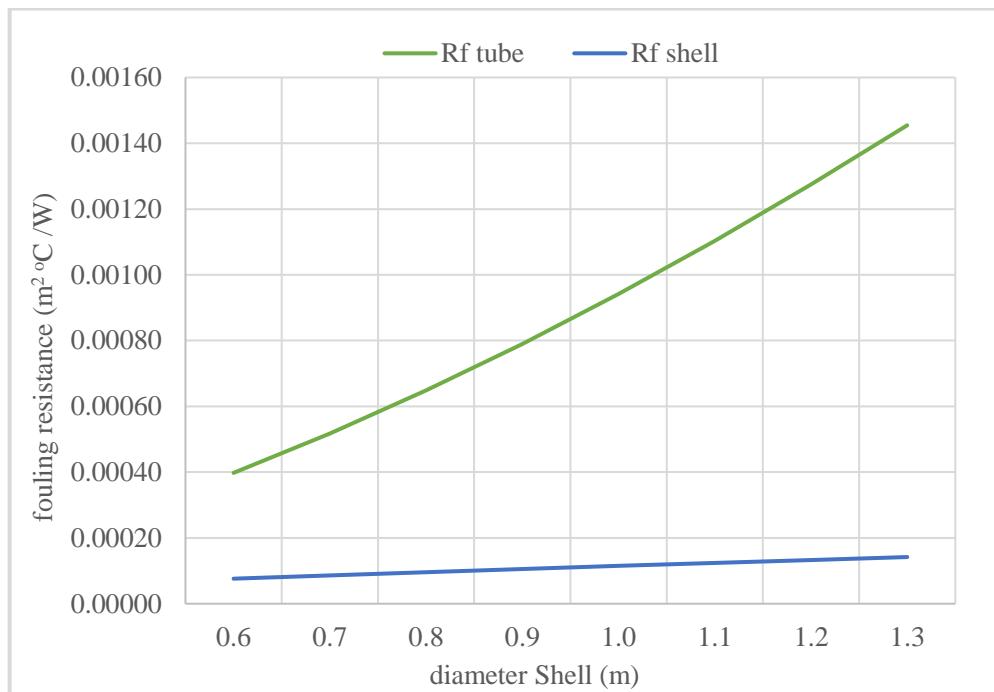
4.2.1 Penentuan Fungsi Tujuan

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.

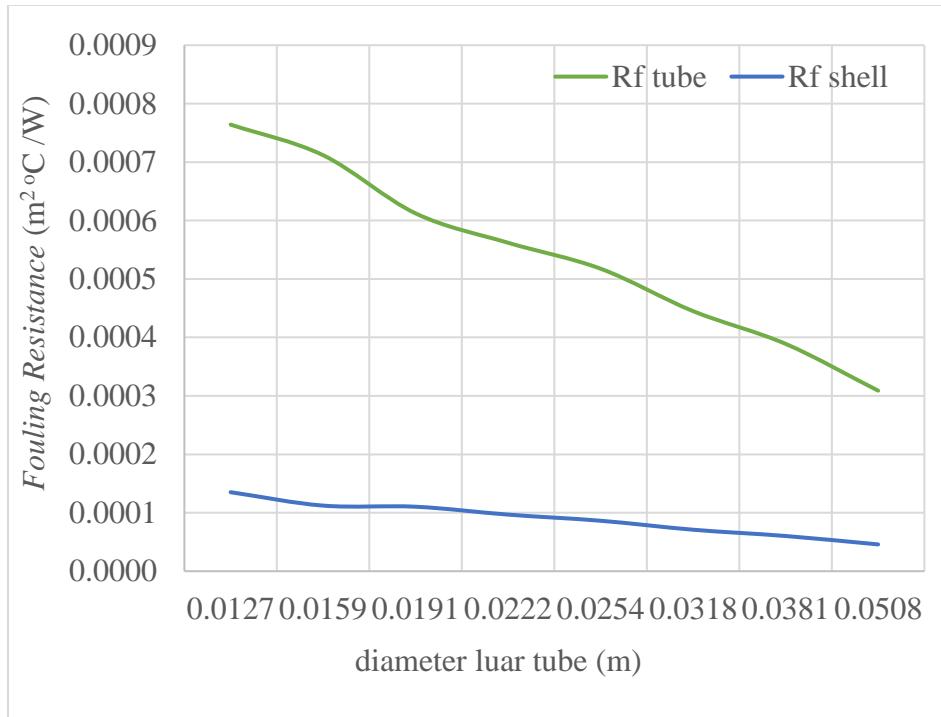
Pengaruh variabel yang dioptimisasi terhadap *fouling resistance* dapat dilihat pada grafik di bawah ini.



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

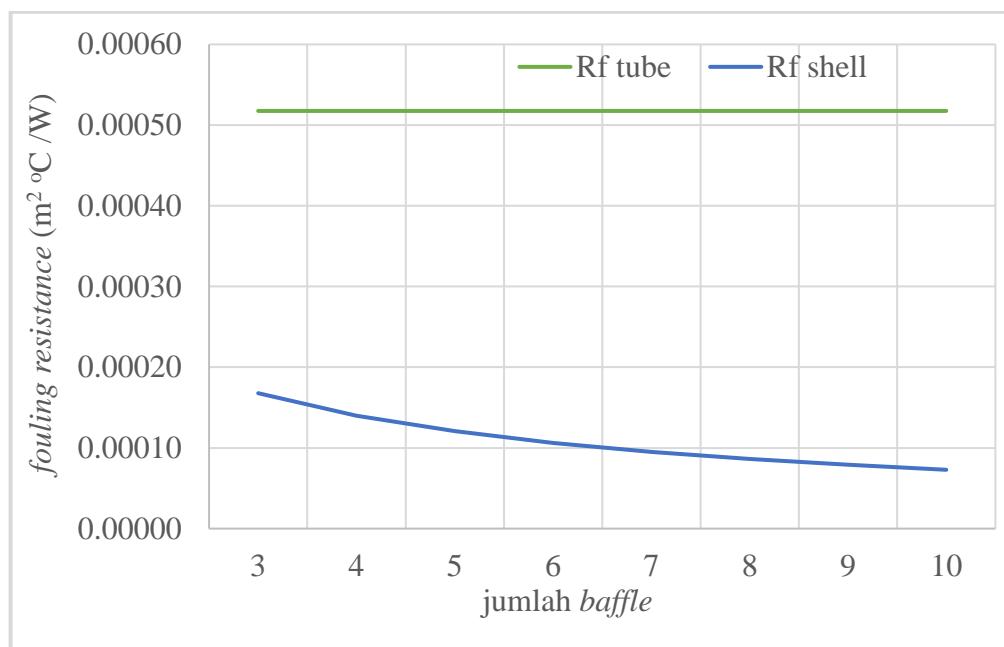
Diameter dalam *shell* mempengaruhi *fouling resistance* di *shell* dan di *tube*. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa *fouling resistance* akan semakin rendah dengan nilai diameter dalam *shell* yang semakin kecil. Diameter dalam *shell*

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 model Polley 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 Pasteurisasi Susu Kedelai

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 optimization* (RWA), *particle swarm optimization* (PSO) dan *duelist algorithm* (DA). 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. Iterasi untuk tiap generasi dapat dilihat seperti berikut.

Tabel 4.3 Hasil Optimisasi Total *Fouling* dari *Heat Exchanger* dengan Metode *Particle Swarm Optimization* (PSO)

<i>Heat exchanger</i> ke-	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi <i>shell</i> (Rfs)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi <i>shell</i> (Rfs)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi <i>tube</i> (Rft)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi <i>tube</i> (Rft)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
1	0,0000416	0,00004501	-8%	0,00034178	0,00046419	-26%
2	0,0000557	0,00006039	-8%	0,00049379	0,00067075	-26%

Tabel 4.3. Lanjutan

<i>Heat exchanger ke-</i>	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi shell (<i>Rfs</i>)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi shell (<i>Rfs</i>)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi tube (<i>Rft</i>)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi tube (<i>Rft</i>)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
3	0,0000741	0,00008026	-8%	0,00070636	0,00095961	-26%
4	0,0000976	0,00010572	-8%	0,00100068	0,0013596	-26%
5	0,0001273	0,00013797	-8%	0,0014043	0,0019081	-26%
6	0,0001647	0,00017851	-8%	0,00195259	0,0026533	-26%
7	0,0002115	0,00022919	-8%	0,00269051	0,0036563	-26%
8	0,000269307	0,00029190	-8%	0,0036747	0,0049940	-26%
9	0,000340357	0,00036892	-8%	0,00497584	0,0067624	-26%
10	0,00042703	0,00046287	-8%	0,00668125	0,0090804	-26%

Tabel 4.3 di atas menunjukkan jumlah total *fouling* dari *heat exchanger* pertama sampai dengan *heat exchanger* ke sepuluh dengan menggunakan metode optimisasi PSO. Data hasil optimisasi dengan metode *particle swarm optimization* (PSO) hasil fungsi obyektif yang optimal yaitu pada nilai *fouling resistance* di sisi shell (*Rfs*) pada seluruh HE mengalami penurunan sebesar 8% dari data desain. Sedangkan *resistance* di sisi tube (*Rft*) pada seluruh HE mengalami penurunan sebesar 8% dari data desain.

Pada metode *rain water optimization* (RWA) hasil fungsi obyektif yang optimal yakni sebagai berikut.

Tabel 4.4 Hasil optimisasi total *fouling* dari *heat exchanger* dengan metode *Rain Water Optimization* (RWA)

<i>Heat exchanger ke-</i>	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi shell (<i>Rfs</i>)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi shell (<i>Rfs</i>)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi tube (<i>Rft</i>)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi tube (<i>Rft</i>)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
1	4,71296E-05	4,5010E-05	5%	0,00036117	0,00046419	-22%
2	6,96346E-05	6,0394E-05	15%	0,00056216	0,000670754	-16%
3	8,69494E-05	8,0261E-05	8%	0,00073683	0,000959617	-23%

Tabel 4.4. Lanjutan

<i>Heat exchanger ke-</i>	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
4	0,000106666	1,0572E-04	1%	0,00103915	0,001359616	-24%
5	0,000144884	1,3797E-04	5%	0,00142969	0,001908185	-25%
6	0,000207675	1,7851E-04	16%	0,00215069	0,002653392	-19%
7	0,000237664	2,2919E-04	4%	0,0027121	0,003656348	-26%
8	0,000310333	2,9190E-04	6%	0,00381445	0,004994037	-24%
9	0,000390471	3,6892E-04	6%	0,00509839	0,006762493	-25%
10	0,000535908	4,6287E-04	16%	0,00735975	0,009080431	-19%

Berdasarkan data di atas, metode *rain water optimization* (RWA) menghasilkan fungsi obyektif yang optimal berupa pertambahan yang bervariasi terhadap data desain antara HE pertama sampai HE ke sepuluh. Sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (Rft) juga menghasilkan fungsi obyektif yang optimal berupa penurunan yang bervariasi terhadap data desain antara HE pertama sampai HE ke sepuluh.

Pada metode *duelist alghorithm* (DA) hasil fungsi obyektif yang optimal yakni sebagai berikut.

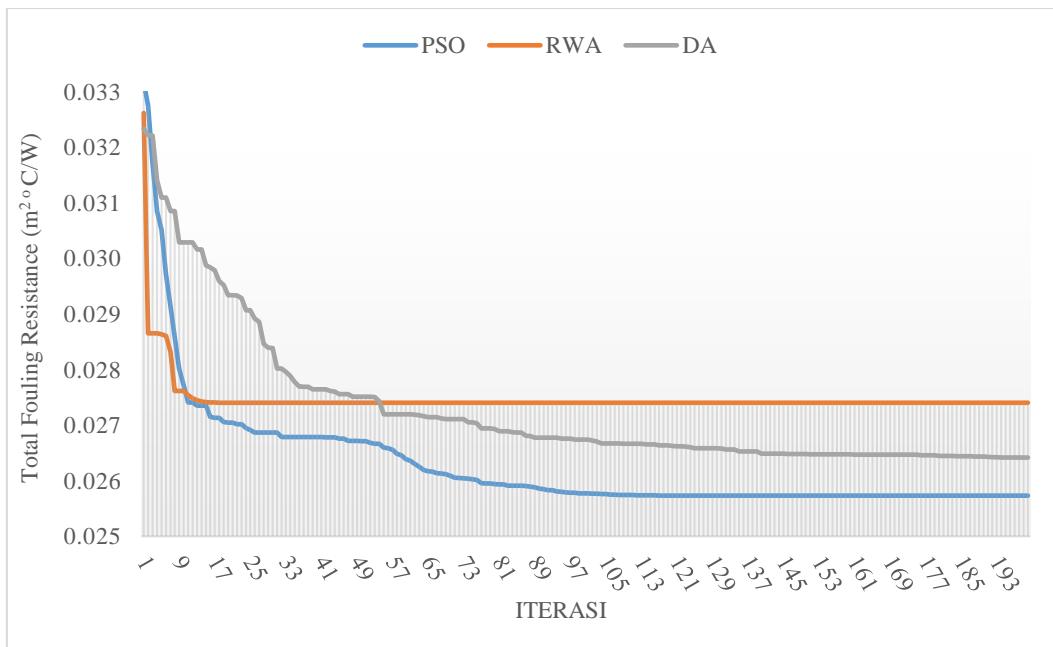
Tabel 4.5 Hasil optimisasi total *fouling* dari *heat exchanger* dengan metode *duelist alghorithm* (DA)

<i>Heat exchanger ke-</i>	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
1	4,64257E-05	4,50107E-05	3%	0,000395681	0,00046419	-15%
2	6,10585E-05	6,03947E-05	1%	0,000495935	0,000670754	-26%
3	7,85203E-05	8,02617E-05	-2%	0,0007194	0,000959617	-25%
4	0,000104882	0,00010572	-1%	0,001018526	0,001359616	-25%

Tabel 4.5. Lanjutan

<i>Heat exchanger ke-</i>	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi shell (Rfs)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)	Hasil optimisasi <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Data desain <i>fouling resistance</i> di sisi tube (Rft)	Hasil fungsi obyektif yang optimal (selisih dengan data desain)
5	0,000136185	0,000137974	-1%	0,0014371	0,001908185	-25%
6	0,000184868	0,000178515	4%	0,001998035	0,002653392	-25%
7	0,000226437	0,000229196	-1%	0,002820717	0,003656348	-23%
8	0,000283494	0,000291902	-3%	0,003699708	0,004994037	-26%
9	0,000358043	0,000368922	-3%	0,005053159	0,006762493	-25%
10	0,000460112	0,000462877	-1%	0,006837896	0,009080431	-25%

Berdasarkan data di atas, metode *duelist alghorithm* (DA) menghasilkan fungsi obyektif yang optimal berupa pertambahan yang bervariasi terhadap data desain antara HE pertama sampai HE ke sepuluh. Sedangkan *fouling resistance* pada sisi *tube* (*Rft*) juga menghasilkan fungsi obyektif yang optimal berupa penurunan yang bervariasi terhadap data desain antara HE pertama sampai HE ke sepuluh.



Gambar 4.4. Hasil optimisasi STHE menggunakan beberapa metode algoritma stokastik

Gambar di atas menunjukkan perbandingan hasil fungsi obyektif dengan menggunakan algoritma PSO, RWA dan DA. Didapatkan hasil yang bervariasi di antara ketiganya. Namun, berdasarkan grafik di atas algoritma PSO memiliki kurva penurunan *fouling resistance* yang lebih cepat dibandingkan dengan algoritma RWA dan DA.

4.2.5 Analisa Hasil Optimisasi

Pada hasil optimisasi geometri STHE dengan beberapa metode *stochastic algorithm* (Lampiran) 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 seluruh *heat exchanger* pertama d_o berkurang 14%; N_b berkurang 1 buah tetapi N_b HE kedua berkurang 2 buah; dan D_s berkurang sebesar 6%, dan 14%. Perubahan geometri ini berpengaruh pada hasil optimisasi fungsi objektif, yaitu *fouling resistance* (R_f).

Pada sisi *tube*, ketika diameter di luar *tube* (d_o) bertambah maka ukuran geometri diameter dalam *tube* (d_i) juga akan bertambah. Diameter luar *tube* (d_i) berbanding lurus dengan jumlah *tube* (N_t). Jumlah *tube* (N_t) yang berkurang akan menyebabkan luas permukaan *tube* (A_t) juga akan berkurang. Geometri luas permukaan *tube* (A_t) ini mempengaruhi langsung pada nilai bilangan Reynold (Re). Semakin besar bilangan Reynold (Re) maka nilai *fouling resistance* (R_f) akan berkurang.

Pada sisi *shell*, ketika diameter dalam *shell* (D_s) berkurang maka diameter *tube bank outer* (D_{otl}) juga akan turun. Nilai diameter *tube bank outer* (D_{otl}) ini menyebabkan diameter *bundle* (D_{ctl}) juga akan berkurang. Sehingga jumlah *tube* (N_t) juga akan turun. Selain itu diameter *bundle* (D_{ctl}) 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 pada sisi *shell* (R_{es}) meningkat. Pada kondisi di sisi *shell*, ketika bilangan Reynold meningkat maka *fouling resistance* pada sisi *shell* akan turun.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Optimisasi desain *shell and tube heat exchanger* pada proses pasteurisasi susu kedelai didapatkan hasil sebagai berikut.

- Perubahan variabel optimisasi setelah dioptimisasi mempengaruhi nilai *fouling* yang terjadi pada *shell and tube heat exchanger*, yakni didapatkan nilai *fouling resistance* yang paling minimal. Penurunan nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* (R_{fs}) rata-rata pada STHE dengan menggunakan metode PSO, RWA dan DA berturut-turut sebesar 8%, 8%, 2%. Sedangkan Penurunan nilai *fouling resistance* pada sisi *tube* (R_{ft}) rata-rata pada STHE dengan menggunakan metode PSO, RWA dan DA berturut-turut sebesar 8%, 22%, 24%.
- Penurunan nilai *fouling resistance* (R_{fs}) menyebabkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f) meningkat. Kenaikan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dalam keadaan *fouling* (U_f) rata-rata pada STHE dengan menggunakan metode PSO, RWA dan DA dengan nilai secara berturut-turut yakni 26%, 31%, 37%.
- Penurunan *fouling resistance* menyebabkan luas permukaan *heat exchanger* (A_0) menjadi lebih kecil. Penurunan luas permukaan *heat exchanger* (A_0) rata-rata pada STHE dengan menggunakan metode PSO, RWA dan DA berturut-turut sebesar 35%, 30%, 32%.
- Penurunan *fouling resistance* menyebabkan *pressure drop* turun. Penurunan nilai *pressure drop* rata-rata pada sisi *shell* dan *tube* pada STHE dengan menggunakan metode PSO yakni 37% dan 9%. Sedangkan dengan menggunakan metode RWA yakni 38% dan 16%, serta menggunakan metode DA yakni 29% dan 8% .

5.2 Saran

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

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

DAFTAR PUSTAKA

- Awad, M. (2011). Fouling of Heat Transfer Surfaces, Heat Transfer - Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems. *Chemical Engineering & Technology*. <https://doi.org/10.1002/ceat.270100115>
- Bansal, B., & Chen, X. D. (2009). Fouling of Heat Exchangers By Dairy Fluids – a Review. *The Berkeley Electronic Press*.
- Biyanto, T. R., Ramasamy, M., Jameran, A. B., & Fibrianto, H. Y. (2016). Thermal and hydraulic impacts consideration in refinery crude preheat train cleaning scheduling using recent stochastic optimization methods. *Applied Thermal Engineering*, 108, 1436–1450. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.068>
- Costa, A. L. H., Tavares, V. B. G., Borges, J. L., Queiroz, E. M., Pessoa, F. L. P., Liporace, F. D. S., & de Oliveira, S. G. (2013). Parameter Estimation of Fouling Models in Crude Preheat Trains. *Heat Transfer Engineering*, 34(8–9), 683–691. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.738566>
- Fesanghary, M., Damangir, E., & Soleimani, I. (2009). Design optimization of *shell and tube heat exchanger*s using global sensitivity analysis and harmony search Algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6), 1026–1031. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.05.018>
- Gandhi, N. R., Nunn, P., Dheda, K., Schaaf, H. S., Zignol, M., van Soolingen, D., ... Bayona, J. (2010). Multidrug-resistant and extensively drug-resistant tuberculosis: a threat to global control of tuberculosis. *The Lancet*, 375(9728), 1830–1843. [https://doi.org/10.1016/S0140-6736\(10\)60410-2](https://doi.org/10.1016/S0140-6736(10)60410-2)
- Ibrahim, H. A.-H. (2012). Fouling in Heat Exchangers, MATLAB - A Fundamental Tool for Scientific Computing and Engineering Applications - Volume 3, Vasilios N. Katsikis. *InTech*. <https://doi.org/10.5772/intechopen.88079>
- Kakaç, S., & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design, second edition*.
- Kern, D. Q. (1983). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill. [https://doi.org/10.1016/0016-0032\(50\)90609-0](https://doi.org/10.1016/0016-0032(50)90609-0)

- Kovo, A. S. (2006). Mathematical Modelling and Simulation of Fouling of Nigerian Crude Oil Equipment Installations, (9), 111–124.
- Kundu, B. (2015). Beneficial design of unbaffled shell-and-tube heat exchangers for attachment of longitudinal fins with trapezoidal profile. *Case Studies in Thermal Engineering*, 5, 104–112. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2015.03.001>
- Lewis, M. J., & Jun, S. (2011). Thermal Processing. In *Food Processing Handbook* (pp. 31–75). Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA. <https://doi.org/10.1002/9783527634361.ch2>
- Mawarni, R. D., & Anggraini, Y. (2018). *Pembuatan Susu Kedelai Yang Tahan Lama Tanpa Bahan Pengawet*. Universitas Sebelas Maret.
- Miskiyah. (2011). Kajian Standar Nasional Indonesia Susu Cair Di Indonesia. *Jurnal Standardisasi*.
- Ogbonnaya, E. A., Theophilus-Johnson, K., Ugwu, H. U., Orji, C. U., & Ebunuoha, C. (2010). Maintenance Optimization of a Marine Heat Exchanger Subject to Fouling. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences (JETEAS)*.
- Rehman, U. U. (2011). Heat transfer optimization of shell-and-tube heat exchanger through CFD studies, 25–26. Retrieved from <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/155992.pdf>
- Smaïli, F., Vassiliadis, V. S., & Wilson, D. I. (2001). Mitigation of Fouling in Refinery Heat Exchanger Networks by Optimal Management of Cleaning. *Energy & Fuels*, 15(5), 1038–1056. <https://doi.org/10.1021/ef010052p>
- Thirumurugan, M., Kannadasan, T., & Ramasamy, E. (2008). Performance analysis of *shell and tube heat exchanger* using miscible system. *American Journal of Applied Sciences*. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2008.548.552>
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook. Heat Exchanger Design Handbook*. <https://doi.org/10.1201/b14877>
- Wang, J., Li, L., Fu, N., Mercade-Prieto, R., & Chen, X. D. (2018). A Comparative Study on Fouling and Cleaning Characteristics of Soy Protein Isolate (SPI). *International Journal of Food Engineering*, 14(4). <https://doi.org/10.1515/ijfe-2017-0381>

LAMPIRAN

A. Perbandingan Hasil Optimisasi

- **PARTICLE SWARM OPTIMIZATION (PSO)**

Unit		HE1			HE2			HE3		
Variabel	Satuan	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var
<i>ds</i>	m	0.700	0.647	-8%	0.700	0.601	-14%	0.700	0.601	-14%
<i>do</i>	m	0.025	0.026	3%	0.025	0.027	6%	0.025	0.026	4%
<i>nb</i>		8	7	-16%	8	5	-33%	8	7	-17%
<i>Uf</i>	w/m ² oC	0.637	0.718	13%	0.636	0.806	27%	0.634	0.810	28%
<i>Ao</i>	m ²	131.822	103.807	-21%	131.822	81.667	-38%	131.822	88.127	-33%
<i>ps</i>	psi	0.0000678	0.0000448	-34%	0.0000667	0.0000254	-62%	0.0000656	0.0000444	-32%
<i>pt</i>	psi	0.0003588	0.0003725	4%	0.0003523	0.0003819	8%	0.0003453	0.0003799	10%
<i>Rft</i>	m ² oC / W	0.0004642	0.0003957	-15%	0.0006708	0.0004959	-26%	0.0009596	0.0007194	-25%
<i>Rfs</i>	m ² oC / W	0.0000450	0.0000464	3%	0.0000604	0.0000611	1%	0.0000803	0.0000785	-2%

Unit		HE4			HE5			HE6		
Variabel	Satuan	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var
<i>ds</i>	m	0.700	0.600	-14%	0.700	0.603	-14%	0.700	0.601	-14%
<i>do</i>	m	0.025	0.026	4%	0.025	0.026	4%	0.025	0.026	3%
<i>nb</i>		8	7	-19%	8	7	-18%	8	6	-23%
<i>Uf</i>	w/m ² oC	0.630	0.808	28%	0.625	0.795	27%	0.618	0.794	28%
<i>Ao</i>	m ²	131.822	87.721	-33%	131.822	88.383	-33%	131.822	87.307	-34%
<i>ps</i>	psi	0.0000647	0.0000418	-35%	0.0000638	0.0000417	-35%	0.0000631	0.0000358	-43%
<i>pt</i>	psi	0.0003379	0.0003719	10%	0.0003302	0.0003603	9%	0.0003225	0.0003547	10%
<i>Rft</i>	m ² oC / W	0.0013596	0.0010185	-25%	0.0019082	0.0014371	-25%	0.0026534	0.0019980	-25%
<i>Rfs</i>	m ² oC / W	0.0001057	0.0001049	-1%	0.0001380	0.0001362	-1%	0.0001785	0.0001849	4%

Unit		HE7			HE8			HE9		
Variabel	Satuan	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var	Desain	PSO	Var
<i>ds</i>	m	0.700	0.606	-13%	0.700	0.601	-14%	0.700	0.600	-14%
<i>do</i>	m	0.025	0.026	2%	0.025	0.027	6%	0.025	0.026	4%
<i>nb</i>		8	7	-15%	8	7	-18%	8	7	-16%
<i>Uf</i>	w/m ² oC	0.611	0.778	27%	0.603	0.770	28%	0.595	0.766	29%
<i>Ao</i>	m ²	131.822	92.309	-30%	131.822	86.231	-35%	131.822	87.977	-33%
<i>ps</i>	psi	0.0000624	0.0000444	-29%	0.0000617	0.0000397	-36%	0.0000612	0.0000423	-31%
<i>pt</i>	psi	0.0003148	0.0003475	10%	0.0003072	0.0003297	7%	0.0002998	0.0003265	9%
<i>Rft</i>	m ² oC / W	0.0036563	0.0028207	-23%	0.0049940	0.0036997	-26%	0.0067625	0.0050532	-25%
<i>Rfs</i>	m ² oC / W	0.0002292	0.0002264	-1%	0.0002919	0.0002835	-3%	0.0003689	0.0003580	-3%

Unit		HE10		
Variabel	Satuan	Desain	PSO	Var
<i>ds</i>	m	0.700	0.600	-14%
<i>do</i>	m	0.025	0.026	3%
<i>nb</i>		8	7	-18%
<i>Uf</i>	w/m ² oC	0.585	0.756	29%
<i>Ao</i>	m ²	131.822	88.664	-33%
<i>ps</i>	psi	0.0000607	0.0000403	-34%
<i>pt</i>	psi	0.0002926	0.0003207	10%
<i>Rft</i>	m ² oC / W	0.0090804	0.0068379	-25%
<i>Rfs</i>	m ² oC / W	0.0004629	0.0004601	-1%

- **RAIN WATER OPTIMIZATION (RWO)**

Unit		HE1			HE2			HE3		
Variabe l	Satua n	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%	0,700	0,600	-14%	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,025	-2%	0,025	0,022	-13%	0,025	0,025	0%
<i>nb</i>		8	6	-19%	8	7	-18%	8	6	-25%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,637	0,831	31%	0,636	0,869	37%	0,634	0,823	30%
<i>Ao</i>	m ²	131,822	93,319	-29%	131,822	106,725	-19%	131,822	89,740	-32%
<i>ps</i>	psi	0,000067	0,000046	-32%	0,000066	0,000054	-19%	0,0000656	0,0000365	-44%
<i>pt</i>	psi	0,0003588	0,000417	16%	0,000352	0,000456	30%	0,0003453	0,0003938	14%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0,0004642	0,000361	-22%	0,000670	0,000562	-16%	0,0009596	0,0007368	-23%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0,0000450	0,000047	5%	0,000060	0,000069	15%	0,0000803	0,0000869	8%

Unit		HE4			HE5			HE6		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%	0,700	0,600	-14%	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,026	0%	0,025	0,026	3%	0,025	0,023	-9%
<i>nb</i>		8	7	-18%	8	6	-25%	8	6	-25%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,0000647	0,0000449	-31%	0,0000638	0,0000340	-47%	0,0000631	0,0000386	-39%
<i>Ao</i>	m ²	0,0003379	0,0003824	13%	0,0003302	0,0003638	10%	0,0003225	0,0003948	22%
<i>ps</i>	psi	0,0013596	0,0010391	-24%	0,0019082	0,0014297	-25%	0,0026534	0,0021507	-19%
<i>pt</i>	psi	0,0001057	0,0001067	1%	0,0001380	0,0001449	5%	0,0001785	0,0002077	16%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0,0000647	0,0000449	-31%	0,0000638	0,0000340	-47%	0,0000631	0,0000386	-39%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0,0003379	0,0003824	13%	0,0003302	0,0003638	10%	0,0003225	0,0003948	22%

Unit		HE7			HE8			HE9		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%	0,700	0,600	-	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,027	5%	0,025	0,026	0%	0,025	0,026	2%
<i>nb</i>		8	6	-25%	8	6	-	8	6	-25%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,630	0,818	30%	0,625	0,803	29%	0,618	0,831	34%
<i>Ao</i>	m ²	131,822	91,021	-31%	131,822	86,172	-	131,822	98,534	-25%
<i>ps</i>	psi	0,0000624	0,0000376	-40%	0,0000617	0,0000355	-	0,0000612	0,00003300	-46%
<i>pt</i>	psi	0,0003148	0,0003412	8%	0,0003072	0,0003450	12%	0,0002998	0,0003304	10%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0,0036563	0,0027121	-26%	0,0049940	0,0038144	-	0,0067625	0,0050984	-25%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0,0002292	0,0002377	4%	0,0002919	0,0003103	6%	0,0003689	0,0003905	6%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,0000624	0,0000376	-40%	0,0000617	0,0000355	-	0,0000612	0,00003300	-46%
<i>Ao</i>	m ²	0,0003148	0,0003412	8%	0,0003072	0,0003450	12%	0,0002998	0,0003304	10%

Unit		HE10		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,023	-9%
<i>nb</i>		8	6	-24%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,585	0,787	35%
<i>Ao</i>	m ²	131,822	98,713	-25%
<i>ps</i>	psi	0,0000607	0,0000378	-38%
<i>pt</i>	psi	0,0002926	0,0003558	22%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0,0090804	0,0073597	-19%
<i>Rfs</i>	m ² °C / W	0,0004629	0,0005359	16%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,0000607	0,0000378	-38%
<i>Ao</i>	m ²	0,0002926	0,0003558	22%

- **DUELIST ALGORITHM (DA)**

Unit		HE1			HE2			HE3		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,647	-8%	0,700	0,601	-	0,700	0,601	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,026	3%	0,025	0,027	6%	0,025	0,026	4%
<i>nb</i>		8	7	-16%	8	5	-	8	7	-17%
<i>Uf</i>	w/m ² °C	0,637	0,718	13%	0,636	0,806	27%	0,634	0,810	28%
<i>Ao</i>	m ²	131,822	103,807	-21%	131,822	81,667	-	131,822	88,127	-33%
<i>ps</i>	psi	0,0000678	0,0000448	-34%	0,0000667	0,0000254	-	0,0000656	0,0000444	-32%
<i>pt</i>	psi	0,0003588	0,0003725	4%	0,0003523	0,0003819	8%	0,0003453	0,0003799	10%
<i>Rft</i>	m ² °C / W	0,0004642	0,0003957	-15%	0,0006708	0,0004959	-	0,0009596	0,0007194	-25%

<i>Rfs</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,000045 0	0,000046 4	3%	0,000060 4	0,000061 1	1%	0,000080 3	0,000078 5	-2%
------------	-----------------------------------	---------------	---------------	----	---------------	---------------	----	---------------	---------------	-----

Unit		HE4			HE5			HE6		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%	0,700	0,603	-14%	0,700	0,601	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,026	4%	0,025	0,026	4%	0,025	0,026	3%
<i>nb</i>		8	7	-19%	8	7	-18%	8	6	-23%
<i>Uf</i>	$\text{w/m}^2 \text{°C}$	0,630	0,808	28%	0,625	0,795	27%	0,618	0,794	28%
<i>Ao</i>	m^2	131,822	87,721	-33%	131,822	88,383	-33%	131,822	87,307	-34%
<i>ps</i>	psi	0,000064 7	0,000041 8	-35%	0,000063 8	0,000041 7	-35%	0,000063 1	0,000035 8	-43%
<i>pt</i>	psi	0,000337 9	0,000371 9	10%	0,000330 2	0,000360 3	9%	0,000322 5	0,000354 7	10%
<i>Rft</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,001359 6	0,001018 5	-25%	0,001908 2	0,001437 1	-25%	0,002653 4	0,001998 0	-25%
<i>Rfs</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,000105 7	0,000104 9	-1%	0,000138 0	0,000136 2	-1%	0,000178 5	0,000184 9	4%

Unit		HE7			HE8			HE9		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,606	-13%	0,700	0,601	-14%	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,026	2%	0,025	0,027	6%	0,025	0,026	4%
<i>nb</i>		8	7	-15%	8	7	-18%	8	7	-16%
<i>Uf</i>	$\text{w/m}^2 \text{°C}$	0,611	0,778	27%	0,603	0,770	28%	0,595	0,766	29%
<i>Ao</i>	m^2	131,822	92,309	-30%	131,822	86,231	-35%	131,822	87,977	-33%
<i>ps</i>	psi	0,000062 4	0,000044 4	-29%	0,000061 7	0,000039 7	-36%	0,000061 2	0,000042 3	-31%
<i>pt</i>	psi	0,000314 8	0,000347 5	10%	0,000307 2	0,000329 7	7%	0,000299 8	0,000326 5	9%
<i>Rft</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,003656 3	0,002820 7	-23%	0,004994 0	0,003699 7	-26%	0,006762 5	0,005053 2	-25%
<i>Rfs</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,000229 2	0,000226 4	-1%	0,000291 9	0,000283 5	-3%	0,000368 9	0,000358 0	-3%

Unit		HE10		
Variabel	Satuan	Desain	RWA	Var
<i>ds</i>	m	0,700	0,600	-14%
<i>do</i>	m	0,025	0,026	3%
<i>nb</i>		8	7	-18%
<i>Uf</i>	$\text{w/m}^2 \text{°C}$	0,585	0,756	29%
<i>Ao</i>	m^2	131,822	88,664	-33%
<i>ps</i>	psi	0,0000607	0,0000403	-34%
<i>pt</i>	psi	0,0002926	0,0003207	10%
<i>Rft</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,0090804	0,0068379	-25%
<i>Rfs</i>	$\text{m}^2 \text{°C} / \text{W}$	0,0004629	0,0004601	-1%

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Situbondo, 12 September 1992. Penulis bertempat tinggal di Kampung Krajan, Desa Kendit RT/RW 01/01, Kecamatan Kendit, Kabupaten Situbondo, Jawa Timur. Pada tahun 2011 penulis, lulus dari SMA Nurul Jadid dan melanjutkan perkuliahan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh (ITS). Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif di UKM Penalaran ITS sebagai Ketua. Judul tugas akhir penulis adalah **Optimisasi Desain Shell and Tube Heat Exchanger pada Proses Pasteurisasi Susu Kedelai**. Apabila pembaca ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir, serta memberikan kritik dan saran maka dapat menghubungi penulis melalui *email* : nurrizqigozali10@gmail.com