

TUGAS AKHIR - TF181801

**OPTIMISASI PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER*
MENGUNAKAN *HEAT TRANSFER ADVANCED
TECHNOLOGY* BERUPA *HELICAL BAFFLE* DAN
INTERNAL FINS MENGGUNAKAN *STOCHASTIC
ALGORITHM***

ALI HASAN HARIYADI

NRP 02311840000003

Dosen Pembimbing

Prof. Totok R. Biyanto, Ph.D.

NIP 19710702 199802 1 001

Program Studi Sarjana Teknik Fisika

Departemen Teknik Fisika

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TF181801

**OPTIMISASI PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER*
MENGUNAKAN *HEAT TRANSFER ADVANCED
TECHNOLOGY* BERUPA *HELICAL BAFFLE* DAN
INTERNAL FINS MENGGUNAKAN *STOCHASTIC
ALGORITHM***

ALI HASAN HARIYADI

NRP 02311840000003

Dosen Pembimbing

Prof. Totok R. Biyanto, Ph.D.

NIP 19710702 199802 1 001

Program Studi Sarjana Teknik Fisika

Departemen Teknik Fisika

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT - TF 181801

***HEAT EXCHANGER PERFORMANCE OPTIMIZATION
USING HEAT TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY IN
FORM OF HELICAL BAFFLE AND INTERNAL FINS USING
STOCHASTIC ALGORITHM***

ALI HASAN HARIYADI

NRP 02311840000003

Advisor

Prof. Totok R. Biyanto, Ph.D.

NIP 19710702 199802 1 001

Bachelor of Engineering Physics Study Program

Department of Engineering Physics

Faculty of Industrial Technology and System Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama : Ali Hasan Hariyadi
NRP : 0231184000003
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 PERFORMANSI HEAT EXCHANGER MENGGUNAKAN HEAT TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY BERUPA HELICAL BAFFLE DAN INTERNAL FINS MENGGUNAKAN STOCHASTIC ALGORITHM**" 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 Juli 2022

Yang membuat pernyataan,



Ali Hasan Hariyadi
NRP. 0231184000003



FINAL PROJECT - TF 151801

Halaman ini sengaja dikosongkan

NATURAL GAS PLANT
CONVENTIONAL RECTIFIER CONFIGURATION COLUMN OF
PLANTWIDE CONTROL OPTIMIZATION ON TWO NON-

ITRA ARYADITRI
NRP. 0231800026

Department of Engineering Studies
Faculty of Mechanical Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

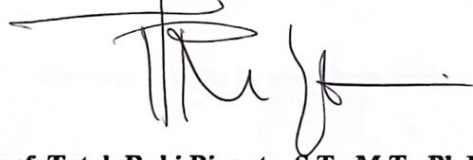
**OPTIMISASI PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN
HEAT TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY BERUPA *HELICAL BAFFLE*
DAN *INTERNAL FINS* MENGGUNAKAN *STOCHASTIC ALGORITHM***

Oleh:

**Ali Hasan Hariyadi
NRP. 0231184000003**

Surabaya, 19 Juli 2022

**Menyetujui,
Pembimbing I**



**Prof. Totok Ruki Biyanto, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 19710702 199802 1 001**

Mengetahui,

**Kepala Departemen
Teknik Fisika FT-IRS, ITS**



**Dr. Suyanto S.T., M.T.
NIP. 19711113 199512 1 002**



Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

OPTIMISASI PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *HEAT TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY* BERUPA *HELICAL BAFFLE* DAN *INTERNAL FINS* MENGGUNAKAN *STOCHASTIC ALGORITHM*

TUGAS AKHIR

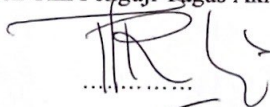

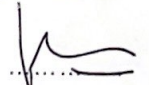

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ALI HASAN HARIYADI

NRP. 0231184000003

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

- | | | |
|---|---|-----------------|
| 1. Prof. Totok Ruki Biyanto, Ph.D |  | (Pembimbing I) |
| 2. Dr. Ir. Purwadi Afus Darwito, M. Sc. |  | (Ketua Penguji) |
| 3. Prof. Dr. Ir. Aulia Siti Aisjah, M. T. |  | (Penguji I) |
| 4. Dr. Katherin Indriawati, S. T., M. T. |  | (Penguji II) |

SURABAYA

2022

LEMBAR PENGANTAR

ORIENTASI KE WISATA (WISATA) SEBAGAI BAGIAN DARI KURIKULUM
MATA PELAJARAN IPS DI SMA/MA/IB

II. CARA PENYAJIAN

Penyajian materi ini menggunakan pendekatan pembelajaran yang
menggunakan media gambar, video, dan audio. Dengan demikian, diharapkan
siswa dapat lebih memahami materi yang disajikan.

Ditulis di

LEMBAR PENGANTAR

NO. 011100000000

Halaman ini sengaja dikosongkan

Disusun oleh Tim Pengajar IPS SMA/MA/IB

1. Untuk lebih memahami materi ini, silakan baca buku yang telah disediakan.
2. Untuk lebih memahami materi ini, silakan ikuti kegiatan pembelajaran yang telah disediakan.
3. Untuk lebih memahami materi ini, silakan ikuti kegiatan pembelajaran yang telah disediakan.
4. Untuk lebih memahami materi ini, silakan ikuti kegiatan pembelajaran yang telah disediakan.

DAFTAR ISI

iii

OPTIMISASI PERFORMANSI *HEAT EXCHANGER*
MENGGUNAKAN *HEAT TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY*
BERUPA *HELICAL BAFFLE* DAN *INTERNAL FINS*
MENGGUNAKAN *STOCHASTIC ALGORITHM*

Nama : Ali Hasan Hariyadi
NRP : 0231184000003
Departemen : Teknik Fisika FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Totok R. Biyanto, Ph.D.

ABSTRAK

Heat exchanger adalah salah satu instrumen yang vital yang berguna untuk memindahkan panas tanpa diikuti oleh perpindahan partikel fluida. Performansi dari *heat exchanger* sendiri dapat dilihat melalui *fouling resistance*, *overall heat transfer coefficient*, *pressure drop*, dan *head duty*. Untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dan menurunkan *pressure drop* dilakukan penambahan teknologi berupa *helical baffle* pada sisi *shell* dan *internal fins* pada sisi *tube*. Untuk menemukan geometri paling optimal dari kedua teknologi tersebut dilakukan proses optimisasi menggunakan dua metode optimisasi, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm* dengan variabel optimisasi adalah *baffle spacing*, *helix angle*, *fin thickness*, dan *fin number*. Setelah diterapkan teknologi yang paling optimal didapatkan nilai $U = 844 \text{ W/m}^2\text{K}$ yang mengalami peningkatan sebesar 52% dibanding desain awal, dengan nilai $\Delta P_S = 8.95 \text{ kPa}$ dan $\Delta P_T = 15.2 \text{ kPa}$. Peningkatan U sekaligus meningkatkan *head duty*, yang berpengaruh pada nilai *saving* hasil optimisasi meningkat sebesar 28% menjadi 2.447.573 USD per tahun.

Kata Kunci: *heat exchanger, helical baffle, internal fins, optimisasi, overall heat transfer coefficient, pressure drop, saving*

Halaman ini sengaja dikosongkan

**HEAT EXCHANGER PERFORMANCE OPTIMIZATION USING HEAT
TRANSFER ADVANCE TECHNOLOGY IN FORM OF HELICAL
BAFFLE AND INTERNAL FINS USING STOCHASTIC ALGORITHM**

Name : Ali Hasan Hariyadi
NRP : 0231184000003
Department : Engineering Physics FTIRS-ITS
Supervisors : Prof. Totok R. Biyanto, Ph.D.

ABSTRACT

Heat exchanger is the one of vital instrument that utilized for transfer heat without transferring the fluid particle used. Heat exchanger performance itself can be determined by its fouling resistance, overall heat transfer coefficient, pressure drop, and head duty. For increasing overall heat transfer coefficient and decreasing pressure drop, this research has added helical baffle on shell side and internal fins on tube side. To obtain the most optimum geometry of both technology, it has been done optimization process using two optimization method, Genetic Algorithm and Killer Whale Algorithm, with baffle spacing, helix angle, fin thickness, dan fin number being the decision variable. After the most optimum geometry of technology obtained and applied, value of $U = 844 \text{ W/m}^2\text{K}$, which increasing for 52% compared to former design, with value of $\Delta PS = 8.95 \text{ kPa}$ and $\Delta PT = 15.2 \text{ kPa}$. Increased of U also enhance the head duty, which make the value of saving from optimization process increased by 28% to the value of 2.447.573 USD per year.

Keywords: *heat exchanger, helical baffle, internal fins, optimization, overall heat transfer coefficient, pressure drop, saving*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur kami panjatkan kepada Allah SWT, yang karena atas limpahan rahmat dan hidayat-Nya, penulis selalu diberikan Kesehatan, kelancaran, serta kemudahan dalam menyelesaikan laporan penelitian Tugas Akhir yang berjudul “Optimisasi Performansi *Heat Exchanger* Menggunakan *Heat Transfer Advance Technology* Berupa *Helical Baffle* dan *Internal Fins* Menggunakan *Stochastic Algorithm*” sebagai syarat kelulusan program studi sarjana Departemen Teknik Fisika

Penelitian serta laporan Tugas Akhir ini tidak dapat terselesaikan tanpa adanya bantuan, baik secara moral maupun material, dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak, antara lain:

1. Kedua orang tua, saudara kandung, dan seluruh anggota keluarga di rumah yang tanpa henti memberi doa dan dukungan.
2. Bapak Prof. Totok Ruki Biyanto, Ph.D. selaku dosen pembimbing penelitian Tugas Akhir yang senantiasa memberi bimbingan tanpa lelah serta seluruh dosen dan tenaga pendidik Departemen Teknik Fisika yang selalu memberikan fasilitas dalam menyelesaikan studi.
3. Aisyah Amalia Ramadanti, yang selalu meluangkan waktunya untuk menemani keluh kesah dan suka duka.
4. Anggota grup NGOPI yang selalu menghadapi seluruh tantangan selama menyelesaikan penelitian Tugas Akhir tanpa lelah. Serta seluruh anggota grup NGOPI, HURU HARA, PSDM, dan lainnya yang memberi kesan selama masa perkuliahan.
5. Seluruh anggota Trident Firmus yang selalu merangkai kebersamaan dalam suka duka selama menempuh masa pendidikan di Departemen Teknik Fisika.
6. Seluruh kakak F52++ serta adik F54 dan F55 yang memberikan banyak pelajaran
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidaklah sempurna, oleh karena itu penulis ingin mengucapkan permintaan maaf atas kekeliruan apabila ditemukan dikemudian hari. Namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca.

Surabaya, 19 Juli 2022

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
<i>COVER PAGE</i>	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
LEMBAR PENGESAHAN	ix
ABSTRAK.....	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	xxiii
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	3
1.4 Lingkup Kajian.....	3
1.5 Sistematika Laporan.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1 <i>Heat exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell-and-tube Heat exchanger</i>	6
2.3 Teknologi Pada <i>Heat exchanger</i>	7
2.4 Koefisien Perpindahan Panas	10
2.5 <i>Pressure Drop</i>	16
2.6 <i>Genetic Algorithm</i>	18
2.7 <i>Killer Whale Algorithm</i>	20
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	27
3.1 Identifikasi Masalah	27
3.2 Pengambilan Data Properti dan Geometri <i>Heat exchanger</i>	28
3.3 Pemodelan dan Validasi Data <i>Heat exchanger</i>	32
3.4 Pemodelan <i>Heat exchanger</i> Menggunakan <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i>	33
3.5 Penentuan <i>Objective Function</i> , <i>Constraint</i> , dan <i>Decision variables</i>	34
3.6 Optimisasi Menggunakan Metode <i>Stochastic Algorithm</i>	36
3.7 Analisis dan Penyusunan Laporan	41
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	43
4.1 Pemodelan Awal <i>Heat exchanger</i>	43

4.2	Analisis Sensitivitas Variabel.....	44
4.3	Hasil Optimisasi Desain <i>Heat exchanger</i> Menggunakan <i>Stochastic Algorithm</i> ...	49
4.4	Perbandingan Sebelum dan Sesudah Optimisasi.....	52
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		61
5.1	Kesimpulan.....	61
5.2	Saran.....	61
<i>DAFTAR PUSTAKA</i>		63
LAMPIRAN.....		lxv
BIODATA PENULIS		lxxxi

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan Beberapa Tinjauan	6
Gambar 2.2 Konfigurasi <i>Shell-and-tube Heat Exchanger</i> Secara Umum	7
Gambar 2.3 Jenis <i>Baffle</i> (a) <i>Segmental Baffle</i> , (b) <i>Double Segmental Baffle</i> , (c) <i>Helical Baffle</i>	8
Gambar 2.4 Bentuk <i>Blossom Shape Internal Fins</i>	9
Gambar 2.5 Geometri Jarak dari Paus Pembunuh dengan Mangsanya.....	21
Gambar 2.6 Diagram Alir <i>Killer Whale Algorithm</i>	22
Gambar 3.1 Diagram Alir Metode Penelitian	27
Gambar 3.2 Gambar <i>Heat Exchanger</i> (a) Keseluruhan dan (b) <i>Tube Layout</i>	31
Gambar 3.3 Diagram Alir Penggunaan <i>Genetic Algorithm</i>	38
Gambar 4.1 Grafik Hubungan Antara <i>Baffle Spacing</i> dengan U dan ΔP	45
Gambar 4.2 Grafik Hubungan Antara <i>Baffle Spacing</i> dan <i>Helix Angle</i> pada Penggunaan <i>Helical Baffle</i> Terhadap Nilai U dan ΔP	46
Gambar 4.3 Grafik Hubungan Antara <i>Fin Thickness</i> pada Penggunaan <i>Internal Fins</i> Terhadap Nilai U dan ΔP	48
Gambar 4.4 Grafik Hubungan Antara <i>Number of Fins</i> pada Penggunaan <i>Internal Fins</i> Terhadap Nilai U dan ΔP	48
Gambar 4.5 Gambar Hasil <i>Objective Function</i> untuk Tiap Iterasi Menggunakan <i>Genetic Algorithm</i> pada <i>Segmental Baffle</i>	49
Gambar 4.6 Gambar Hasil <i>Objective Function</i> untuk Tiap Iterasi Menggunakan <i>Killer Whale Algorithm</i> pada <i>Segmental Baffle</i>	50
Gambar 4.7 Gambar Hasil <i>Objective Function</i> untuk Tiap Iterasi Menggunakan <i>Genetic Algorithm</i> pada <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i>	50
Gambar 4.8 Gambar Hasil <i>Objective Function</i> untuk Tiap Iterasi Menggunakan <i>Killer Whale Algorithm</i> pada <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i>	51
Gambar A.1 Properti Fluida Panas.....	lxv
Gambar A.2 Properti Fluida Dingin.....	lxv
Gambar B.1 Masukan pada <i>Software HTRI Xchanger Suite</i>	lxvi
Gambar B.2 <i>Heat Exchanger Drawing</i> Menggunakan <i>Segmental Baffle</i>	lxvii
Gambar B.3 <i>Tube Layout Drawing</i>	lxviii
Gambar B.4 <i>Setting Plan Drawing</i>	lxviii
Gambar B.5 TEMA <i>Heat Exchanger Specification Sheet</i>	lxix

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Contoh <i>Crossover</i> pada Satu Titik.....	19
Tabel 2.2	Contoh Mutasi Kromosom	20
Tabel 3.1	Data Properti Fluida pada Bagian <i>Shell</i>	29
Tabel 3.2	Data Properti Fluida pada Bagian <i>Tube</i>	29
Tabel 3.3	Spesifikasi Geometri <i>Heat Exchanger</i>	30
Tabel 3.4	Hasil Pemodelan <i>Heat Transfer Coefficient</i>	32
Tabel 3.5	Hasil Pemodelan <i>Pressure Drop</i>	32
Tabel 3.6	Hasil Pemodelan dengan Penambahan <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i> ..	33
Tabel 3.7	<i>Calculated Pressure Drop</i> Sebagai <i>Constraint</i>	35
Tabel 3.8	Parameter Optimisasi <i>Genetic Algorithm</i>	39
Tabel 3.9	Parameter Optimisasi <i>Killer Whale Algorithm</i>	40
Tabel 4.1	Perbandingan Antara Data Hasil Pemodelan dengan <i>Datasheet</i> pada E-1109	43
Tabel 4.2	Hasil Variabel Optimisasi untuk Penggunaan <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i>	51
Tabel 4.3	Perbandingan Variabel Performansi Setelah Penambahan <i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal Fins</i>	52
Tabel 4.4	Perbandingan Performansi <i>Heat Exchanger</i> Sebelum dan Sesudah Optimisasi Menggunakan <i>Genetic Algorithm</i>	55
Tabel 4.5	Perbandingan Performansi <i>Heat Exchanger</i> Sebelum dan Sesudah Optimisasi Menggunakan <i>Killer Whale Algorithm</i>	55
Tabel 4.6	Perhitungan dari Segi Ekonomi pada Desain <i>Heat Exchanger</i> Yang Sesuai dengan <i>Datasheet</i>	57
Tabel 4.7	Perhitungan <i>Energy Recovery</i> dan Perbandingan dengan Desain pada <i>Datasheet</i>	57
Tabel 4.8	Perhitungan <i>Capital Cost</i> dan Perbandingan dengan Desain pada <i>Datasheet</i>	58
Tabel 4.9	Perhitungan <i>Operating Cost</i> dan Perbandingan dengan Desain pada <i>Datasheet</i>	59
Tabel 4.10	Perhitungan <i>Saving</i> dan Perbandingan dengan Desain pada <i>Datasheet</i>	60
Tabel A.1	Perhitungan Rata – rata Properti Fluida	lxv

Tabel A.2	Faktor Koreksi Viskositas Dinamik Sisi <i>Tube</i>	lxvi
Tabel A.3	Faktor Koreksi Viskositas Dinamik Sisi <i>Shell</i>	lxvi
Tabel E.1	Perhitungan Sensitivitas <i>Segmental Baffle</i>	lxxiv
Tabel E.2	Perhitungan Sensitivitas <i>Helical Baffle</i>	lxxiv

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Jumlah populasi penduduk dunia akan terus meningkat seiring dengan perkembangan zaman. Pertambahan populasi penduduk dunia ini secara langsung juga meningkatkan pendapatan nasional suatu negara. Meningkatnya pendapatan nasional ini juga mempengaruhi kebutuhan konsumsi energi pada suatu negara yang bersifat linear (Hossain, 2012). Seperti yang dilansir oleh International Energy Agency (IEA), prediksi konsumsi energi yang dimiliki Indonesia sendiri pada tahun 2035 akan mencapai 1.000 MTOE (Biro, 2010). Dengan terus meningkatnya kebutuhan energi tersebut, maka perlu adanya bidang industri yang baik dalam menyediakan pasokan energi.

Heat exchanger adalah salah satu instrumen yang vital dalam permasalahan pasokan energi dan tidak dapat dipisahkan dari dunia perindustrian, seperti pembangkit listrik, pengolahan minyak, dan sebagainya. Prinsip yang digunakan pada alat ini adalah memindahkan panas tanpa fluida yang digunakan ikut berpindah. *Heat exchanger* dapat dikelompokkan berdasarkan beberapa hal, antara lain proses perpindahan panas, kuantitas fluida yang mengalir, kepadatan permukaan, konfigurasi konstruksi, pengaturan aliran, dan mekanisme perpindahan panas (Shah & Sekulic, 2003). Salah satu jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan adalah *shell-and-tube heat exchanger* yang memiliki tingkat penggunaan sebesar 30% di industri berskala besar (B. I. Master, 2006). Tingginya penggunaan *heat exchanger* jenis ini karena mudah untuk diproduksi dan memungkinkan untuk diaplikasikan pada banyak proses pada hampir seluruh jenis fluida dengan temperatur dan tekanan yang tinggi. Salah satu alasan utama lainnya adalah karena *heat exchanger* jenis ini dapat dirancang khusus dengan mempertimbangkan *operability*, *maintainability*, *flexibility* dan *safety*, sehingga memiliki ketangguhan untuk diterapkan pada hampir seluruh proses pada sistem (Bell, 2003).

Performansi *shell-and-tube heat exchanger* sendiri bisa dilihat dari nilai *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* yang dimiliki. Performansi pada *heat exchanger* ini sendiri secara garis besar dipengaruhi oleh dua hal, yaitu geometri dari *heat exchanger* secara keseluruhan serta kondisi pengoperasiannya sendiri. Sudah banyak riset yang dilakukan untuk meningkatkan performansi ini. Kondisi operasi, seperti kecepatan aliran dan temperatur dinding, yang tidak tepat dapat mengakibatkan *fouling* yang mempersempit luasan perpindahan panas dan juga mengakibatkan *pressure drop* yang besar. Pembentukan

fouling ini akan memperkecil *heat transfer surface area* sehingga akan menyebabkan kerugian dengan berkurangnya *overall heat transfer coefficient*. Variabel performansi selanjutnya yang sangat berpengaruh pada efisiensi penggunaan *heat exchanger* adalah *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Riset mengenai teknologi – teknologi terbaru untuk mengoptimalkan kedua variabel performansi tersebut pada *heat exchanger* juga sudah banyak dilakukan, salah satunya adalah pemilihan jenis *baffle* yang tepat. Pemilihan *baffle* pada *heat exchanger* adalah salah satu faktor penting yang mempengaruhi efisiensi sesuai dengan fungsi dari *heat exchanger*. Suatu studi menunjukkan bahwa efek dari jenis *baffle* tersebut berpengaruh pada *pressure drop* yang dihasilkan di dalam *shell-and-tube heat exchanger*, dimana hasil yang didapatkan adalah penggunaan *helical baffle* memiliki *overall heat transfer coefficient* lebih tinggi dan *pressure drop* lebih kecil dibanding *segmental baffle* (Bichkar, Dandgaval, Dalvi, Godase, & Dey, 2018). Penggunaan *helical baffle* ini juga juga dipengaruhi oleh sudut dari *baffle*, sehingga dibutuhkan besar sudut yang paling optimal (Bassel A. Abdelkader, 2019). Salah satu teknologi lain yang digunakan untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* adalah dengan menambahkan *internal fins* di dalam *tube*. penambahan *internal fins* ini mengakibatkan distribusi fluida pada sisi *tube* lebih merata dan juga menambah *heat transfer surface area*, sehingga dapat meningkatkan *overall heat transfer coefficient*. Namun penambahan *internal fins* ini juga mengakibatkan meningkatnya *Darcy friction factor* yang menyebabkan *pressure drop* juga meningkat (M.Saffar-Avval, 1995).

Dengan melihat permasalahan tersebut, maka penelitian tugas akhir yang berjudul “mudah dalam menyelesaikan laporan penelitian Tugas Akhir yang berjudul “Optimisasi Performansi *Heat Exchanger* Menggunakan *Heat Transfer Advance Technology* Berupa *Helical Baffle* dan *Internal Fins* Menggunakan *Stochastic Algorithm*” ini, dilakukan analisis mengenai pengaruh penerapan teknologi *helical baffle* dan *internal fins* dibandingkan dengan performansi yang belum menggunakan teknologi tersebut dan pengoptimalan geometri dari teknologi tersebut, yaitu *helical baffle* serta *internal fins*, untuk meningkatkan performansi *heat exchanger*, terutama yang berkaitan dengan peningkatan *overall heat transfer coefficient* dengan mempertimbangkan *pressure drop*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka rumusan masalah yang diangkat pada penelitian tugas akhir ini adalah:

- a) Bagaimana memodelan desain *shell-and-tube heat exchanger* pada penggunaan *helical baffle* dan *internal fins* untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient*?

- b) Bagaimana desain geometri dari penerapan *helical baffle* dan *internal fins* yang optimal untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dengan mempertimbangkan *pressure drop*?
- c) Bagaimana pengaruh peningkatan *overall heat transfer coefficient* pada penerapan teknologi *helical baffle* dan *internal fins* yang optimal melalui segi ekonomi?

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang ada, dapat diketahui tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a) Memodelkan desain *shell-and-tube heat exchanger* pada penggunaan *helical baffle* dan *internal fins* untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient*.
- b) Mendapatkan desain geometri yang optimal dari *helical baffle*, yaitu *baffle spacing* dan *helix angle*, serta *internal fins*, yaitu *fin number* dan *fin thickness* untuk meningkatkan *overall heat transfer coefficient* dengan mempertimbangkan *pressure drop* melalui proses optimisasi menggunakan *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*.
- c) Menganalisis pengaruh peningkatan *overall heat transfer coefficient* pada penerapan teknologi *helical baffle* dan *internal fins* yang optimal melalui segi ekonomi

1.4 Lingkup Kajian

Lingkup kajian yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a) Jenis *heat exchanger* yang digunakan adalah *shell-and-tube heat exchanger*.
- b) Data yang digunakan berasal dari *datasheet* Petronas Malaka dengan *heat exchanger* unit E-1109.
- c) Kondisi operasi *heat exchanger* berada pada *steady state*.
- d) Perhitungan optimisasi biaya hanya meliputi biaya produksi dan operasi *heat exchanger*.
- e) Perhitungan biaya *maintenance* diabaikan
- f) Tidak ada panas yang hilang pada *heat exchanger*.
- g) Algoritma optimisasi yang digunakan adalah *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*.

1.5 Sistematika Laporan

Bagian sistematika laporan ini berisikan tentang gambaran umum dari struktur laporan penelitian dari penulis yang sudah tersusun pada laporan ini untuk membantu dan

mempermudah pembaca dalam membangun ketertarikan dan memahami alur penelitian secara umum. Adapun sistematika laporan yang digunakan pada laporan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Bab I ini terdiri atas beberapa subbab, antara lain latar belakang yang menjelaskan mengapa penelitian yang dilakukan pada penelitian tugas akhir ini penting untuk dilakukan, rumusan masalah dan tujuan yang menjelaskan permasalahan yang diangkat pada penelitian tugas akhir ini, serta lingkup kajian yang menjelaskan batasan yang digunakan pada penelitian ini.

BAB II Tinjauan Pustaka dan Dasar Teori

Bab II ini menjelaskan beberapa teori yang menunjang penelitian tugas akhir ini, antara lain teori terkait *heat exchanger* dan teknologi yang digunakan seperti *helical baffle* dan *internal fins* yang berkaitan dengan perhitungan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*, algoritma optimisasi, serta beberapa teori penunjang lainnya.

BAB III Metodologi Penelitian

Bab III ini menjelaskan urutan dilakukannya penelitian tugas akhir ini, mulai pemodelan *heat exchanger* dan validasi terhadap *datasheet*, penambahan teknologi *helical baffle* serta *internal fins*, sampai pada proses optimisasi menggunakan *stochastic algorithm* dan analisis berdasarkan dampak ekonomi.

BAB IV Hasil dan Pembahasan

Bab IV berisi tentang data hasil olahan pada penelitian tugas akhir ini serta beberapa analisis terkait data yang sudah didapatkan.

BAB V Kesimpulan dan Saran

Bab V terdiri atas kesimpulan dari penelitian tugas akhir ini serta saran yang bisa digunakan untuk mengembangkan penelitian yang sudah dilakukan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

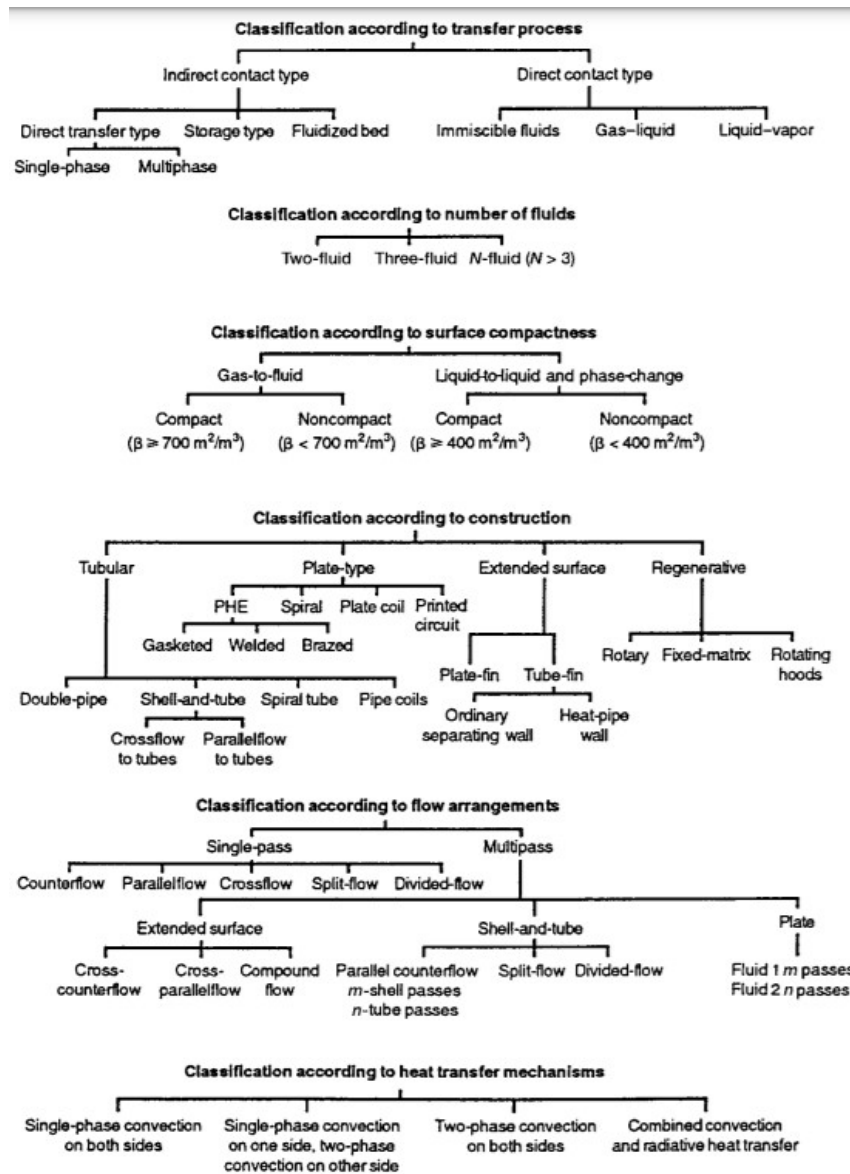
2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk memindahkan energi termal (entalpi) antara dua atau lebih fluida, antara fluida dengan permukaan, ataupun fluida dengan partikel benda padat pada temperatur yang berbeda melalui kontak antar zat. Di dalam *heat exchanger* sendiri, biasanya tidak ada panas eksternal dan interaksi kerja (Shah & Sekulic, 2003). Jenis – jenis *heat exchanger* bisa didasarkan pada beberapa pengelompokan, yang secara garis besar dapat dilihat pada gambar 2.1. Dalam *heat exchanger*, biasanya tidak ada panas dari luar dan interaksi kerja.

Jenis perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger* ini terjadi melalui tiga acara, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Beberapa hal yang mempengaruhi performansi dari implementasi *heat exchanger* ini bisa berasal dari geometri serta kondisi operasi dan properti dari fluida kerja yang digunakan. Desain *heat exchanger* yang mempengaruhi performansi antara lain adalah dari diameter luar dan dalam dari *tube* dan *shell*, jumlah *tube*, bentuk dan jumlah *baffle*, dan jumlah *shell* (Thulukkanam, 2000). Untuk kondisi operasi sendiri, beberapa variabel yang mempengaruhi adalah kecepatan aliran fluida, konduktivitas termal, viskositas, kapasitas kalor, kalor jenis, dan perbedaan temperatur pada kedua jenis fluida yang akan berpengaruh pada karakteristik *thermal-hydraulic* dari *heat exchanger* sendiri (Bassel A. Abdelkader, 2019)

Aplikasi *heat exchanger* meliputi pemanasan atau pendinginan aliran fluida yang menjadi fokus dan evaporasi atau kondensasi aliran fluida tunggal atau multikomponen. Contoh umum *heat exchanger* adalah *shell-and tube exchanger*, radiator mobil, kondensor, evaporator, *preheater* udara, dan *cooling towers*. Jika tidak ada perubahan fase yang terjadi pada salah satu fluida dalam *exchanger*, terkadang disebut juga sebagai *heat exchanger sensible* (Shah & Sekulic, 2003). *Heat exchanger* biasa digunakan untuk menukar panas fluida di industri proses, *power*, perminyakan, transportasi, *air conditioning*, *refrigerant*, dan *cryogenic*. Salah satu jenis *heat exchanger* yang banyak digunakan adalah *shell-and-tube heat exchanger* yang memiliki tingkat penggunaan sebesar 30% di industri berskala besar (B. I. Master, 2006). Tingginya penggunaan *heat exchanger* jenis ini karena *heat exchanger* jenis ini mudah untuk diproduksi dan memungkinkan untuk diaplikasikan pada banyak proses pada hampir seluruh jenis fluida dengan temperatur dan tekanan yang tinggi. Salah satu alasan utama lainnya adalah karena *heat exchanger* jenis ini dapat dirancang khusus

dengan mempertimbangkan *operability*, *maintainability*, *flexibility* dan *safety*, sehingga memiliki ketangguhan untuk diterapkan pada hampir seluruh proses pada sistem (Bell, 2003).

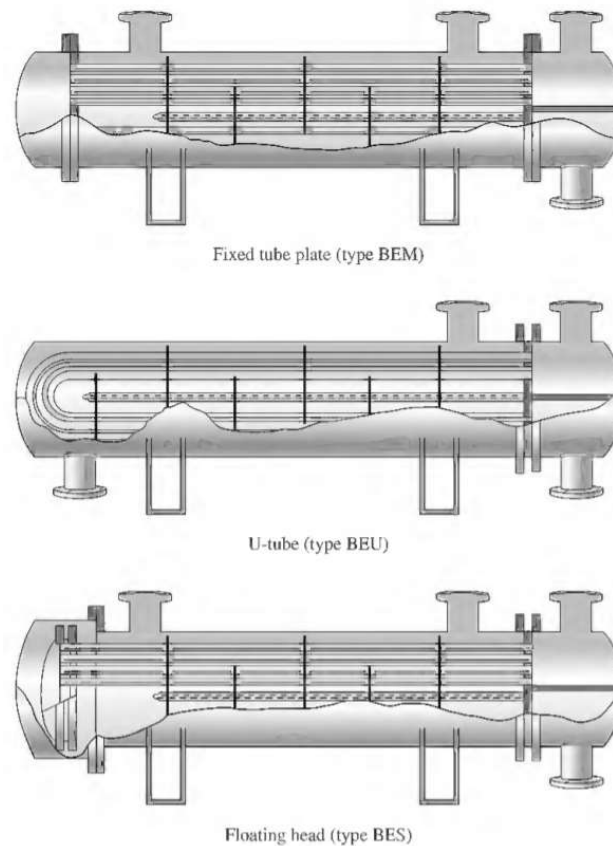


Gambar 2.1 Klasifikasi *Heat Exchanger* Berdasarkan Beberapa Tinjauan (Shah & Sekulic, 2003)

2.2 *Shell-and-tube Heat Exchanger*

Shell-and-tube heat exchanger adalah contoh paling umum dan paling banyak ditemukan untuk jenis *heat exchanger*, utamanya pada dunia industri (Shah & Sekulic, 2003). Desain dari model *heat exchanger* ini terdiri dari dua bagian besar sesuai dengan namanya, yaitu *shell* dan *tube*. *Heat exchanger* tipe ini memiliki dua pasang *inlet-outlet*, yaitu aliran yang melalui sisi *shell* dan sisi *tube*. Jenis aliran yang mungkin digunakan pada

shell-and-tube heat exchanger sendiri ada dua jenis, yaitu satu fase dan dua fase dengan jenis aliran paralel, searah, maupun berlawanan arah (Grant, 1975). Aliran sisi *shell* mengalir di antara pasangan *baffle* dan kemudian mengalir paralel dengan *tube* saat mengalir dari satu kompartemen *baffle* ke kompartemen berikutnya. Terdapat perbedaan yang besar antara jenis *shell-and-tube heat exchanger* tergantung pada aplikasinya. Bentuk *shell-and-tube heat exchanger* secara umum dapat dilihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Konfigurasi *Shell-and-tube Heat Exchanger* Secara Umum (Peter & Timmerhaus, 2003)

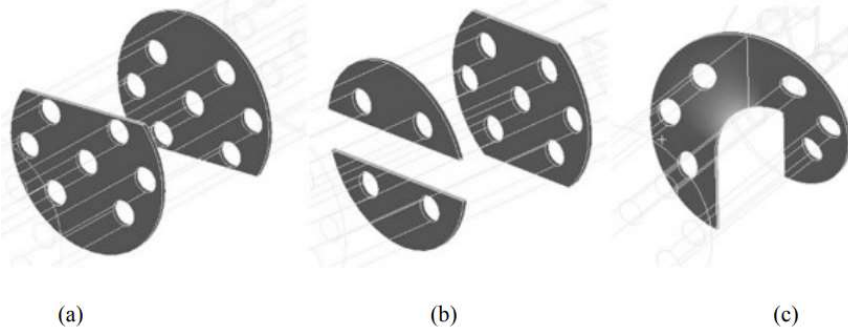
2.3 Teknologi pada *Heat Exchanger*

Dalam penerapannya, penggunaan *shell-and-tube heat exchanger* sendiri membutuhkan biaya yang sangat besar untuk produksi dan juga pengoperasiannya karena efisiensinya yang kurang baik dalam memindahkan panas. Beberapa pengembangan teknologi yang digunakan dalam *heat exchanger* ini sendiri terus dilakukan untuk mengurangi penggunaan logam sebagai bahan dasar dan juga biaya pengoperasiannya. Berikut merupakan beberapa teknologi yang sering digunakan sebagai riset, bahkan sudah diterapkan di beberapa unit *heat exchanger*.

2.3.1 Helical Baffle

Salah satu faktor yang mempengaruhi perpindahan panas pada sisi *shell* adalah turbulensi aliran yang terbentuk pada fluida yang mengalir di sisi *shell*. Salah satu bagian pada *shell-and-tube heat exchanger* yang digunakan untuk meningkatkan turbulensi aliran fluida pada sisi *shell* adalah *baffle*. Jenis *baffle* yang umum digunakan adalah *segmental baffle* dengan bentuk lingkaran pipih dengan potongan dengan pola vertikal ataupun horizontal, atau biasa disebut sebagai *baffle cut*, di sisi *baffle*. Bentuk potongan ini digunakan karena memiliki kemampuan untuk meningkatkan turbulensi aliran dengan efektif (T.R.Biyanto, 2013). Penggunaan jenis *segmental baffle* ini dirasa butuh ada peningkatan karena membutuhkan daya pompa yang lebih besar karena *pressure drop* yang dihasilkan. Perilaku fluida menunjukkan formasi *dead zone* ketika menabrak *segmental baffle*, sehingga menyebabkan perpindahan panas tidak bisa terjadi secara efektif dan menyebabkan *pressure drop* yang tinggi (Bichkar, Dandgaval, Dalvi, Godase, & Dey, 2018).

Permasalahan dari penggunaan *segmental baffle* ini dapat diselesaikan dengan menerapkan penggunaan jenis *baffle* yang lain, salah satunya adalah *helical baffle*. *Helical baffle* memiliki bentuk *helix* dengan kemiringan tertentu sesuai dengan kebutuhan dalam penerapannya di *heat exchanger*. Pada Gambar 2.3 dapat dilihat beberapa jenis dari *baffle*.



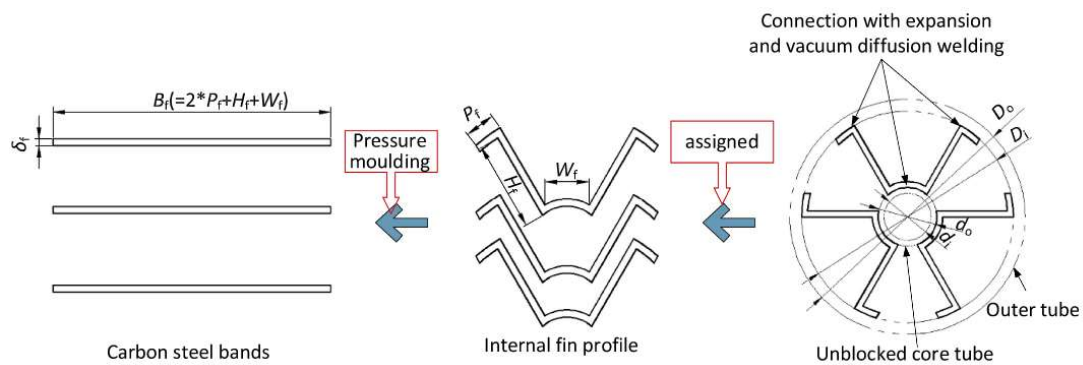
Gambar 2.3 Jenis *Baffle* (a) *Segmental Baffle*, (b) *Double Segmental Baffle*, (c) *Helical Baffle* (Bichkar, Dandgaval, Dalvi, Godase, & Dey, 2018)

Penggunaan *helical baffle* dapat mengurangi pembentukan *dead zone* yang menyebabkan tingginya *pressure drop* serta menurunnya efektivitas perpindahan panas pada sisi *shell*. Lintasan yang dilalui fluida akan berbentuk *helix* seperti yang terjadi secara alami, sehingga pembentukan *dead zone* dapat ditekan dan akan mengurangi *pressure drop* yang terjadi. Dengan berkurangnya *pressure drop*, secara langsung akan mengurangi daya untuk memompa fluida masuk ke dalam *heat exchanger*. Ini membuktikan bahwa penggunaan *helical baffle* dapat meningkatkan efisiensi termal dari *heat exchanger* (Bichkar, Dandgaval, Dalvi, Godase, & Dey, 2018).

Salah satu parameter yang mempengaruhi performansi *heat exchanger* pada *helical baffle* adalah sudut dari *helical baffle* sendiri, atau sering disebut sebagai *helix angle*. *Helix angle* dapat mempengaruhi koefisien perpindahan panas dan *pressure drop*. Untuk *helix angle* yang kecil, koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* akan meningkat seiring dengan peningkatan *helix angle*. Peningkatan *helix angle* ini secara langsung dapat meningkatkan aliran fluida pada arah aksial, sehingga dapat meningkatkan kemampuan dalam memindahkan panas. Namun, dengan meningkatnya *helix angle*, juga akan mengurangi jumlah *baffle* yang mampu ditampung pada bagian *shell*, sehingga dapat menurunkan laju perpindahan panas (Bassel A. Abdelkader, 2019).

2.3.2 Internal Fins

Salah satu pengembangan yang sudah sering dilakukan riset, baik secara numerik maupun eksperimental, adalah penambahan *fin* pada sepanjang sisi *tube*. Pada salah satu hasil riset secara numerik, didapatkan hasil penerapan *fin* pada *heat exchanger* dapat meningkatkan laju perpindahan panas pada sisi *tube* (R. Sajedi, 2015). Salah satu jenis *fins* yang digunakan adalah *blossom shape internal fins*.



Gambar 2.4 Bentuk *Blossom Shape Internal Fins*

Beberapa ukuran geometri yang penting pada penggunaan *blossom shape internal fins* adalah tinggi fin (H_f), *fin pitch* (W_f), ketebalan *fin* (δ_f), dan *fin pin* (P_f). Untuk perpindahan panas terbaik yang harus dicapai, ada kombinasi optimum antara jumlah dan tinggi fin (Luanfang Duan, 2018). Penggunaan *internal fins* dengan bentuk ini mampu meningkatkan performansi *therma-hydraulic* yang ditunjukkan dengan peningkatan *Reynold number* dan juga menyebabkan distribusi panas di sekitar *tube* menjadi lebih uniform. Pada penerapan teknologi ini sendiri juga menyebabkan *pressure drop* pada sisi *tube* akan meningkat karena meningkatnya *friction factor*.

2.4 Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas pada *shell-and-tube heat exchanger* tergantung pada geometri *heat exchanger* itu sendiri dan juga properties fluida. Koefisien perpindahan panas bukan merupakan properti termodinamika, melainkan parameter empiris yang memberi hubungan antara pola aliran alami, properti fluida, dan geometri (Michael J. Moran, 2014).

2.4.1 Shell Side Film Coefficient

a. Untuk Penggunaan Segmental Baffle

Dalam menghitung *shell side film coefficient*, salah satu pendekatan yang digunakan adalah metode Bell-Delaware (Thulukkanam, 2000), yang khusus digunakan untuk penggunaan *segmental baffle shell-and-tube heat exchanger*. Persamaan matematis pada metode Bell-Delaware dapat dilihat sebagai berikut.

$$h_s = h_i J_c J_l J_s J_b J_r \quad (2.1)$$

Dimana,

h_s = Shell side film coefficient (W/m² K)

h_i = Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/m² K)

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_s = Faktor koreksi pada variabel jarak *baffle* sisi *inlet* dan *outlet*

J_b = Faktor koreksi pada bundle *bypass flow*

J_r = Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar. Aliran turbulen

= 1 untuk $Re_s \geq 100$

Persamaan untuk menghitung h_i dapat menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$h_i = J_i \cdot G_s \cdot C_{ps} \cdot Pr_s^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0.14} \quad (2.2)$$

Dengan,

J_i = $0,236 Re_s^{-0,344}$, untuk nilai $Re_s \geq 1000$

G_s = Kecepatan massa fluida sisi *shell* (kg/m²s)

C_{ps} = Specific heat (J/Kg.°K)

Pr_s = Prandtl number

$\left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0.14}$ = Faktor koreksi viskositas

Untuk perhitungan faktor koreksi menggunakan persamaan – persamaan di bawah ini.

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (2.4)$$

Dengan nilai,

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (2.5)$$

$$F_w = \frac{(\theta_{ctl} - \sin(\theta_{ctl}))}{2\pi} \quad (2.6)$$

Untuk faktor koreksi J_l menggunakan persamaan.

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + (1 - 0.44(1 - r_s)) \cdot e^{-2.2 r_l} \quad (2.7)$$

Dengan,

$$r_s = \frac{s_{sb}}{s_{sb} + s_{tb}} \quad (2.8)$$

$$r_l = \frac{s_{sb} + s_{tb}}{s_m} \quad (2.9)$$

$$s_m = l_{bc} \cdot \left(l_{bb} + \left(\frac{d_{ctl}}{t_p} \right) \cdot (t_p - d_o) \right) \quad (2.10)$$

Dengan,

s_m = Shell side crossflow area (m²)

l_{bc} = Central baffle spacing (m)

l_{bb} = Bundle to shell clearance (m)

d_{ctl} = Center tube diameter (m)

t_p = Tube pitch (m)

d_o = Diameter luar tube (m)

Untuk faktor koreksi J_s menggunakan persamaan.

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} \right)^{1-n_1} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} \right)^{1-n_1}}{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} - 1 \right) + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} - 1 \right)} \quad (2.11)$$

Dengan nilai $n_1 = 0.6$ untuk nilai $Re_s \geq 100$ dan

N_b = Jumlah baffle

L_{bi} = Inlet baffle spacing (m)

L_{bo} = Outlet baffle spacing (m)

Untuk faktor koreksi J_b menggunakan persamaan.

$$J_b = e^{-C_j \left(\frac{s_b}{s_m} \right) (1 - 2 r_s)} \quad (2.12)$$

Dimana nilai $C_j = 1.35$ untuk nilai $Re_s \geq 100$.

Kecepatan aliran fluida pada bagian *shell* dapat diperoleh melalui persamaan berikut (R. Selbas, 2006).

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot s_m} \quad (2.13)$$

$$Re_s = \frac{G_s \cdot d_{ot}}{\mu_s} \quad (2.14)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot C_{ps}}{k_s} \quad (2.15)$$

Dengan,

u_s = Kecepatan fluida sisi *shell* (m/s)

C_{ps} = Kalor spesifik pada bagian *shell* (J/kg K)

\dot{m}_s = Laju aliran massa pada bagian *shell* (kg/s)

Re_s = *Reynold number* sisi *shell*

k_s = Konduktivitas termal sisi *shell* (W/m K)

μ_s = Viskositas dinamik fluida sisi *shell* (Ns/m²)

ν_s = Viskositas kinematik sisi *shell* (m²/s)

ρ_s = Massa jenis fluida pada bagian *shell* (kg/m³)

b. Untuk Penggunaan *Helical Baffle*

Dalam perhitungan *shell side film coefficient* dengan menggunakan *helical baffle*, dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$h_s = \frac{Nu_s \cdot k_s}{d_o} \quad (2.16)$$

Dengan,

h_s = *Shell side film coefficient* (W/m² K)

Nu_s = *Nusselt number* sisi *shell*

k_s = Konduktivitas termal bagian *shell* (W/m K)

d_o = Diameter luar *tube* (m)

Dalam menghitung *Nusselt number*, digunakan persamaan sebagai berikut.

$$Nu_s = 0.2 Re_s^{0.6} Pr_s^4 \quad (2.17)$$

Untuk mencari nilai *Reynold number* dan *Prandtl number* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Re_s = \frac{u_s \cdot d_{ot}}{\nu_s} \quad (2.18)$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot C_{ps}}{k_s} \quad (2.19)$$

Dimana persamaan untuk mencari kecepatan fluida u_s adalah sebagai berikut.

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s \cdot s_m} \quad (2.20)$$

Dan untuk menghitung luas area *crossflow*, s_m , adalah.

$$s_m = 0.5 \left(1 - \frac{d_{ct}}{D_i}\right) \cdot l_{bc} \cdot D_i \left(1 - \frac{d_o}{t_p}\right) \quad (2.21)$$

Dimana,

d_{ct} = Diameter tube center (m)

D_i = Shell inside diameter (m)

l_{bc} = Baffle spacing (m)

d_o = Tube outside diameter (m)

t_p = Tube pitch (m)

Sehingga, untuk mencari *shell side film coefficient* dapat dituliskan kembali menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$h_s = 0.2 \frac{k_s}{d_o} \cdot Re_s^{0.6} \cdot Pr_s^4 \quad (2.22)$$

2.4.2 Tube Side Film Coefficient

a. Untuk Penggunaan Plain Tube

Untuk perhitungan *tube side film coefficient*, terdapat tiga model perhitungan sesuai dengan besarnya *Reynold number* dari fluida yang mengalir pada sisi *tube*, bergantung pada jenis aliran antara laminar, turbulen, ataupun transisi. Perhitungan ini digunakan untuk melakukan perhitungan pada penggunaan *plain tube*.

Untuk aliran laminar, dapat digunakan persamaan (2.23) sebagai berikut (Poh-Seng Lee, 2005).

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \left[3.657 + \frac{0.0677 \left(Re_t Pr_t \left(\frac{d_i}{L} \right) \right)^{1.33}}{1 + 0.1 Pr_t \left(\left(Re_t \left(\frac{d_i}{L} \right) \right)^{0.3} \right)} \right] \quad (2.23)$$

Untuk aliran transisi sendiri, dapat digunakan seperti pada persamaan (2.24) (Poh-Seng Lee, 2005).

$$h_t = \frac{k_t}{d_i} \left[\frac{\left(\frac{f_t}{8} \right) (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \left(\frac{f_t}{8} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left(1 + \frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right] \quad (2.24)$$

Dan untuk aliran turbulen sendiri bisa menggunakan persamaan Kern seperti pada persamaan (2.25) (Kern, 1950).

$$h_t = 0.027 \frac{k_t}{d_i} Re_t^{0.8} Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{wt}} \right)^{0.14} \quad (2.25)$$

Dimana,

h_t = Tube side film coefficient (W/m² K)

d_i = Diameter dalam tube (m)

L = Panjang tube (m)

Pr_t = Prandtl number pada sisi tube

Re_t = Reynold number pada sisi tube

Dengan f_t merupakan faktor Darcy friction yang bisa dicari menggunakan persamaan sebagai berikut (Hewitt, 1998).

$$f_t = (1.82 \cdot \log 10^{Re_t} - 1.64)^{-2} \quad (2.26)$$

Untuk mencari Reynold number dan Prandtl number, dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$Re_t = \frac{u_t \cdot d_i}{v_t} \quad (2.27)$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cdot C_{pt}}{k_t} \quad (2.28)$$

Dimana,

u_t = Kecepatan aliran fluida pada tube (m/s)

v_t = Viskositas kinematik fluida pada tube (m²/s)

C_{pt} = Kalor spesifik pada bagian tube (J/kg K)

k_t = Konduktivitas termal bagian tube (W/m K)

Dengan u_t merupakan kecepatan fluida yang mengalir pada sisi tube yang bisa dihitung menggunakan persamaan (2.29).

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_i^2 \cdot \rho_t} \left(\frac{n}{N_t}\right) \quad (2.29)$$

Dengan,

\dot{m}_t = Laju aliran massa pada bagian tube (kg/s)

n = Banyak pass pada tube

N_t = Banyak tube

ρ_t = Massa jenis fluida sisi tube (kg/m³)

b. Untuk Penggunaan *Internal Fins*

Internal fins merupakan salah satu teknologi yang digunakan untuk menaikkan tube side film coefficient. Untuk menghitung tube side film coefficient dengan *internal fins* dapat menggunakan persamaan (Luanfang Duan, 2018).

$$h_t = \frac{Nu_t \cdot k_t}{d_e} \quad (2.30)$$

Dengan,

h_t = Tube side film coefficient (W/m² K)

Nu_t = Nusselt number sisi tube

k_t = Konduktivitas termal bagian tube (W/m K)

d_e = Diameter hidraulik tube (m)

Untuk mencari d_e , yaitu diameter hidraulik tube, dapat dicari menggunakan persamaan.

$$d_e = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2 + d_i^2) - 4Nl_f\delta_f}{\pi(D_i - d_o + d_i) + 2Nl_f} \quad (2.31)$$

Dengan,

D_i = Diameter dalam tube (m)

d_o = Diameter outer unblocked core tube (m)

d_i = Diameter inner unblocked core tube (m)

N = Jumlah fin

l_f = Panjang unfolded fin pada bidang perpotongan (m)

δ_f = Tebal fin (m)

Nusselt number dari internal fins dapat dihitung menggunakan persamaan (2.32) sebagai berikut.

$$Nu = 0.0405Re^{0.608} \left(\frac{H_f}{d_e}\right)^{-1.03} \left(\frac{W_f}{d_e}\right)^{-0.908} \quad (2.32)$$

Dengan.

H_f = tinggi fin (mm)

W_f = fin pitch (mm)

Untuk mencari Reynold number, dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$Re_t = \frac{\rho_t v_t D_i}{\mu_t} \quad (2.33)$$

Dimana,

ρ_t = Massa jenis fluida pada bagian tube (kg/m³)

μ_t = Viskositas dinamik fluida pada tube (Ns/m²)

v_t = Kecepatan aliran fluida pada sisi tube (m/s)

2.4.3 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas secara keseluruhan bergantung pada nilai dari shell side dan tube side film coefficient dan juga fouling resistance pada sisi shell dan tube. Persamaan yang digunakan untuk mencari koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut (R. Selbas, 2006).

$$U_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + R_{fs} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right)\left(R_{ft} + \left(\frac{1}{h_t}\right)\right)} \quad (2.34)$$

Untuk persamaan koefisien perpindahan panas keseluruhan tanpa adanya faktor *fouling resistance* dapat dituliskan sebagai berikut.

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i}\right)\left(\frac{1}{h_t}\right)} \quad (2.35)$$

Dengan :

U = Overall heat transfer coefficient (W/m² K)

d_o = Diameter luar tube (m)

d_i = Diameter dalam tube (m)

h_s = Heat transfer coefficient pada shell (W/m² K)

h_t = Heat transfer coefficient pada tube (W/m² K)

R_{fs} = Fouling resistance pada sisi shell (m² K/W)

R_{ft} = Fouling resistance pada sisi tube (m² K/W)

2.5 Pressure Drop

Pressure drop didefinisikan sebagai perbedaan antara total tekanan antara dua titik pada suatu aliran fluida kerja, yang mana pada kasus ini perbedaan tekanan antara *pressure* di *inlet* dan *outlet*. *Pressure drop* terjadi karena adanya gaya gesek yang menyebabkan hambatan fluida untuk mengalir pada suatu saluran. Parameter utama yang mempengaruhi hambatan ini antara lain adalah kecepatan fluida yang melalui saluran dan viskositas dari fluida tersebut. *Pressure drop* meningkat seiring dengan peningkatan *shearing force* karena gesekan antara fluida dengan dinding saluran.

Pressure drop merupakan salah satu parameter penting yang harus diperhatikan untuk meningkatkan efisiensi dari *heat exchanger* (Shah & Sekulic, 2003). Peningkatan *pressure drop* sangat berpengaruh pada daya pompa yang dibutuhkan untuk memompa fluida masuk ke dalam *heat exchanger* karena membutuhkan daya pompa yang lebih besar untuk mencapai *outlet* dengan tekanan yang diinginkan. Dalam menghitung besar *pressure drop* sendiri, terdapat dua persamaan, yaitu *tube side pressure drop* dan *shell side pressure drop*.

2.5.1 Pressure Drop pada Sisi Shell

a. Untuk Penggunaan Segmental Baffle

Untuk perhitungan *pressure drop* pada sisi *shell*, persamaan yang dapat digunakan untuk mendapatkan nilainya dapat digunakan persamaan sebagai berikut (Kern, 1950).

$$\Delta P_S = \frac{fr_S G_S^2 (N + 1) D_S}{2 \rho_S d_e} \quad (2.36)$$

Dengan,

fr_S = Friction factor fluida sisi shell

D_S = Diameter dalam dari shell (m)

N = Jumlah baffle

ρ_S = Massa jenis fluida yang mengalir pada bagian shell (kg/m³)

d_o = Diameter ekuivalen tube (m)

G_S = Laju aliran massa pada sisi shell (kg/m² s)

Untuk mencari *friction factor*, fr_S , dapat menggunakan persamaan (2.37) sebagai berikut.

$$fr_S = 1.41 R_e^{-0.167} \quad (2.37)$$

b. Untuk Penggunaan Helical Baffle

Besar *pressure drop* dari penggunaan *helical baffle* memiliki perhitungan yang berbeda. Perhitungan *pressure drop* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (Peter & Timmerhaus, 2003).

$$\Delta P_S = \frac{fr_S \rho_S \cos \beta u_S^2 (N + 1) D_S}{2 d_o} \quad (2.38)$$

Dengan,

D_S = Diameter dalam dari shell (m)

N = Jumlah baffle

ρ_S = Massa jenis fluida yang mengalir pada bagian shell (kg/m³)

d_o = Diameter luar tube (m)

β = Sudut *helical baffle* (°)

Untuk mencari *friction factor*, fr_S , digunakan persamaan (2.39) sebagai berikut.

$$f = 0.226 R_e^{-0.206} \quad (2.39)$$

2.5.2 Pressure Drop pada Sisi Tube

a. Untuk Penggunaan Plain Tube

Pressure drop pada bagian tube mencakup *pressure drop* yang terdistribusi sepanjang sisi tube dan terkonsentrasi pada bagian *elbow* di *inlet* dan *outlet*. Untuk menghitung besar *pressure drop* dapat digunakan persamaan sebagai berikut (Kern, 1950).

$$\Delta P_t = \left(2 fr_t \frac{L}{d_i} n + 2 n \right) \rho_t u_t^2 \quad (2.40)$$

Konstanta p memiliki nilai yang berbeda bergantung pada penggunaan. Kern mengasumsikan besar p adalah 4 (Kern, 1950), sedangkan Sinnott mendefinisikan besar p adalah 2.5 (R.K. Sinnott, 1996). Dengan.

ρ_t = Massa jenis fluida yang mengalir pada bagian *tube* (kg/m^3)

u_t = Kecepatan aliran fluida pada sisi *tube* (m/s)

L = Panjang *tube* (m)

d_i = Diameter dalam *tube* (m)

n = Banyak *tube pass*

Besar *friction factor*, fr_t , dapat dihitung menggunakan persamaan (2.41)

$$fr_t = 0.079 Re_t^{-0.25} \quad (2.41)$$

b. Untuk Penggunaan *Internal Fins*

Perhitungan *pressure drop* pada sisi *tube* yang menggunakan *internal fins* dapat dihitung menggunakan persamaan (2.42).

$$\Delta P_t = \frac{4 fr_t L \rho_t u_t^2}{2d_e} \quad (2.42)$$

Dengan,

ρ_t = Massa jenis fluida yang mengalir pada bagian *tube* (kg/m^3)

u_t = Kecepatan aliran fluida pada sisi *tube* (m/s)

L = Panjang *tube* (m)

d_e = Diameter hidraulik *tube* (m)

Untuk mencari *friction factor*, fr_t , dapat menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$f = 0,358 Re^{-0,475} \left(\frac{H_f}{d_e}\right)^{-1,682} \left(\frac{W_f}{d_e}\right)^{-2,063} \quad (2.43)$$

Dimana,

H_f = Tinggi *fin* (mm)

W_f = *Fin pitch* (mm)

2.6 Genetic Algorithm

Genetic Algorithm merupakan algoritma pencarian acak yang telah dikembangkan dengan mengadopsi mekanisme dari alam dalam memilih dan menyeleksi genetika unggul. *Genetic Algorithm* beroperasi dalam bentuk *string*, yang mana akan selalu berevolusi seiring dengan berjalannya waktu dengan mengikuti aturan bertahan hidup pada makhluk hidup dalam menggunakan nilai yang acak (Holland, 1975). Sehingga, di setiap generasi, satu set

string baru dibuat, menggunakan bagian-bagian yang paling cocok pada *string* yang lama.

Karakteristik utama pada *Genetic Algorithm* ada beberapa, antara lain :

1. *Genetic Algorithm* bekerja menggunakan pengodean dari set parameter, bukan dari parameternya sendiri.
2. *Genetic Algorithm* menginisiasikan pencarian melalui populasi titik, bukan dari satu titik
3. *Genetic Algorithm* menggunakan informasi *payoff*, bukan melalui turunannya
4. *Genetic Algorithm* menggunakan aturan transisi probabilistik, bukan deterministik.

Pada tahap awal, pengodean harus didefinisikan, yang kemudian akan melakukan proses secara acak dalam membuat satu populasi awal. Selanjutnya, sekumpulan operator digunakan untuk mengambil populasi awal untuk menyusun populasi selanjutnya yang lebih baik, yangmana diharapkan akan terus ada perbaikan seiring dengan waktu. Operator utama yang ada pada *Genetic Algorithm* adalah seleksi, *crossover*, dan mutasi (Mitchell, 1998).

1. Seleksi

Operator seleksi merupakan langkah selanjutnya setelah pendefinisian melalui pengodean. Operator ini terdiri dari proses pemilihan kromosom yang akan memiliki materi genetik dimana akan diteruskan ke generasi selanjutnya. Ada beberapa metode untuk menemukan kandidat materi genetik yang baik dalam proses seleksi ini, antara lain adalah *elitishm* dan *roulette whell*

2. *Crossover*

Persilangan, dalam disiplin ilmu biologi, merupakan teori dan pemahaman yang berkaitan dengan persilangan individu dari spesies yang membenarkan transmisi dan kemunculan karakteristik melalui reproduksi dua individu. Dalam proses persilangan, selalu ada pertukaran materi genetik ketika dua makhluk bereproduksi secara seksual, dan keturunan mereka memiliki gen dari kedua orang tua, menciptakan serangkaian karakteristik yang baru. Untuk contoh fenomena *crossover* pada *Genetic Algorithm* dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Contoh *Crossover* pada Satu Titik (Gustavo C.S. Passos, 2020)

<i>Parents</i>	<i>Crossover Point</i>	<i>New Generation</i>
1 0 1 0 0 1 1	1 0 1 0 0 1 1	1 0 1 0 1 0 0
0 1 1 0 1 0 0	0 1 1 0 1 0 0	0 1 1 0 0 1 1

Dalam operator *crossover* ini juga menggunakan konsep yang mirip, yang menerapkan evolusi dengan menggabungkan dua atau lebih gen dari kromosom. Operator *crossover* ini menyilangkan bagian dari suatu materi genetik pada sebuah kromosom dengan materi genetik pada kromosom lainnya.

3. Mutasi

Mutasi dalam istilah biologi merupakan perubahan genotipe individu, dengan kata lain, mereka memiliki gen yang tidak berasal dari nenek moyang mereka. Ciri-ciri baru tersebut diperoleh dari kegagalan dalam reproduksi gen dan menciptakan ciri-ciri baru yang dapat diturunkan ke keturunan individu di masa depan, memodifikasi, dalam jangka panjang, sifat-sifat spesies

Oleh karena itu, operator genetik mutasi sangat penting untuk variabilitas individu dan untuk menghindari konvergensi prematur individu ke solusi yang tidak dioptimalkan. Di sisi lain, jika operator mutasi yang terjadi terlalu banyak dapat menyebabkan variabilitas sampel yang intens, membuat konvergensi ke solusi terbaik menjadi tidak mungkin. Untuk contoh fenomena *mutasi* pada *Genetic Algorithm* dapat dilihat pada Tabel 2.2.

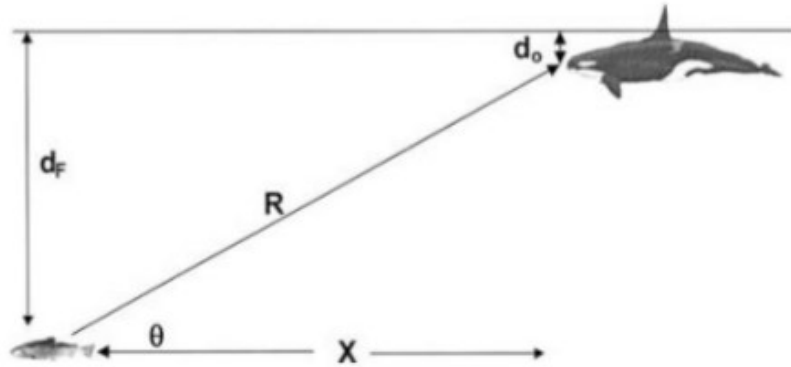
Tabel 2.2 Contoh Mutasi Kromosom

<i>Chromosomes</i>	<i>Before Mutation</i>	<i>After Mutation</i>
1 0 1 0 0 1 1	1 0 1 0 0 1 1	1 0 1 0 1 0 0
0 1 1 0 1 0 0	0 1 1 0 1 0 0	0 1 1 0 0 1 1

2.7 *Killer Whale Algorithm*

Killer Whale Algorithm merupakan salah satu metode optimisasi *stochastic algorithm* yang terinspirasi dari cara paus pembunuh (*Orcinus orca*) mencari mangsanya. Dalam mencari mangsanya, paus pembunuh bergerak secara kelompok yang disebut *matriline*, dengan satu pemimpin yang bertugas untuk menentukan mangsa incaran dan anggota yang bertugas untuk mengejar mangsa tersebut. Algoritma yang digunakan oleh paus pembunuh ini jika dianalogikan sebagai algoritma optimisasi memiliki fungsi objektif yaitu jarak yang optimal, dimana memiliki jarak paling kecil dengan kecepatan paling besar. Jika anggota *matriline* menemukan jarak yang lebih optimal dari pemimpin mereka, maka tugas pemimpin adalah mencari potensi mangsa baru. Untuk memindai mangsa yang cocok sebagai buruan, paus pembunuh dilengkapi dengan kemampuan yang disebut *echolocation vocalizations* (Whitlow W. L. Au, 2004). Dalam proses mencari mangsa yang ditentukan

oleh pemimpin dari masing-masing pemimpin tiap kelompok, seluruh anggota *matriline* juga ikut mencari waktu tercepat untuk mencapai mangsa tersebut, termasuk pemimpin dari kelompok tersebut, sembari mencari mangsa potensial yang baru.



Gambar 2.5 Geometri Jarak dari Paus Pembunuh dengan Mangsanya (Whitlow W. L. Au, 2004)

Untuk pemodelan secara matematis dari jarak antara paus pembunuh dengan mangsanya dapat dilihat melalui persamaan (2.36).

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{d_F - d_o}{R} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{d_F - d_o}{x} \right) \quad (2.34)$$

Dimana,

d_F = Jarak mangsa dari permukaan (m)

d_o = Jarak paus pembunuh dari permukaan (m)

R = Jarak paus pembunuh dengan mangsanya (m)

x = Jarak horizontal paus pembunuh dengan mangsanya (m)

θ = Sudut antara R dengan x

Tiap individu dari paus pembunuh akan mencari jalur dengan kecepatan masing – masing untuk mencapai jarak sampai ke mangsanya. Model matematis yang menggambarkan pergerakan paus pembunuh sampai ke mangsanya dapat dituliskan seperti pada persamaan (2.37).

$$\begin{cases} \vec{v}_l \leftarrow \vec{v}_l + \vec{U}(0, \phi_1) \otimes (\vec{p}_l - \vec{x}_l) + \vec{U}(0, \phi_2) \otimes (\vec{p}_g - \vec{x}_l), \\ \vec{x}_l \leftarrow \vec{x}_l + \vec{v}_l \cdot t \end{cases} \quad (2.45)$$

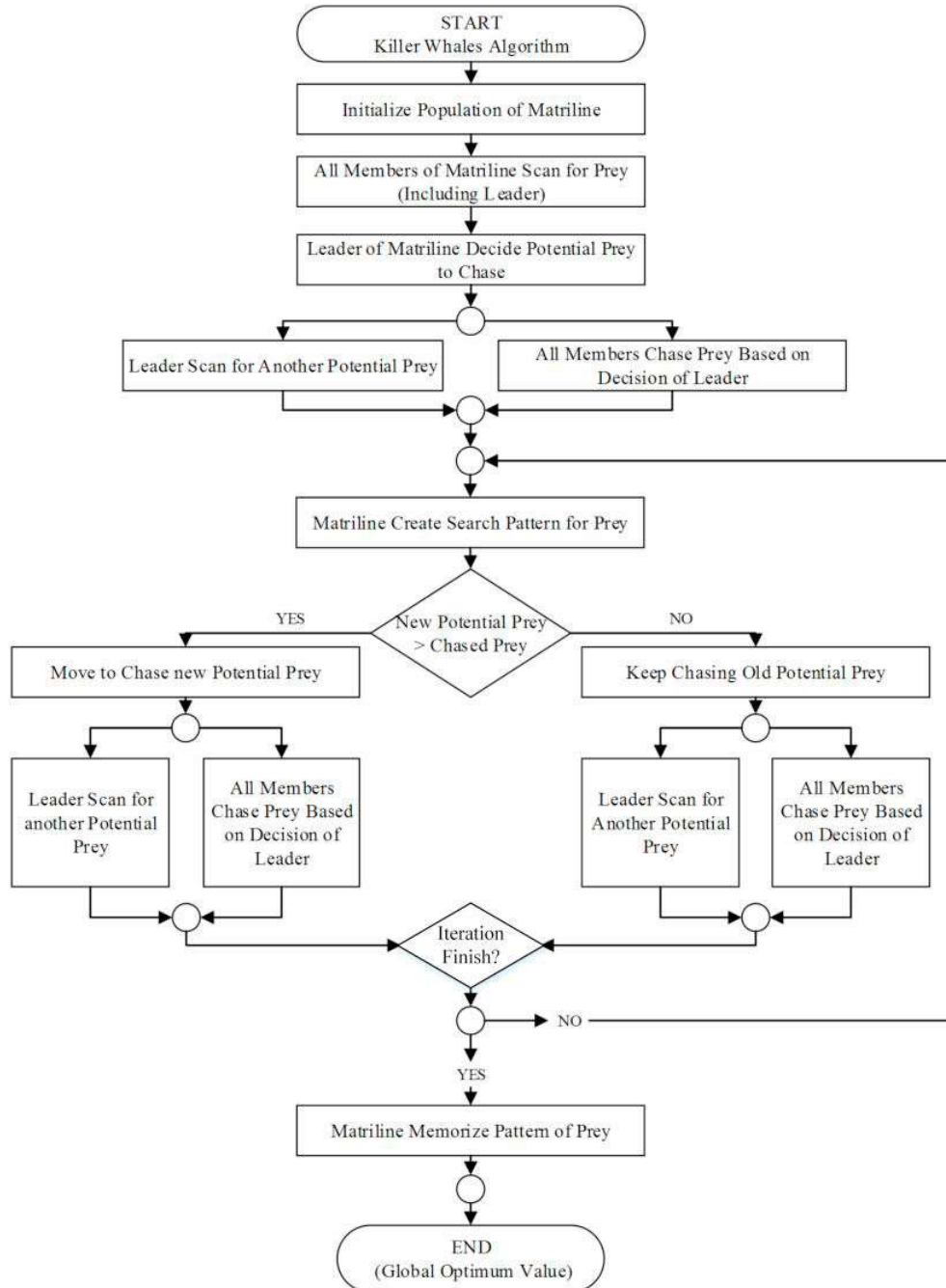
Dimana,

\vec{x}_l = Posisi saat ini (m)

\vec{v}_l = Kecepatan (m/s)

\vec{p}_l = Posisi terbaik sebelumnya (m)

Tiap individu dari paus pembunuh terdiri atas vektor tiga dimensi, yang merupakan fungsi dari posisi sekarang, posisi terbaik sebelumnya, serta kecepatan dalam waktu t . posisi sekarang merupakan suatu koordinat yang menggambarkan satu titik. Pada tiap iterasi, posisi sekarang akan dievaluasi berdasarkan solusi permasalahan, dengan kondisi jika posisi yang sekarang lebih baik dari posisi sebelumnya, maka akan dilanjutkan iterasi selanjutnya, dan begitu seterusnya, sehingga mendapatkan posisi terbaik yang merupakan fungsi objektif. Posisi baru dihitung melalui perubahan kecepatan pada tiap iterasi.



Gambar 2.6 Diagram Alir *Killer Whale Algorithm* (Totok R.Biyanto, 2017)

Kelebihan yang dimiliki oleh algoritma ini adalah algoritma ini menggabungkan kemampuan mengingat dari paus pembunuh itu sendiri, yang mana masih belum dimiliki oleh kebanyakan *stochastic algorithm* pada umumnya. Namun, dengan adanya kemampuan mengingat dari algoritma ini, maka dibutuhkan waktu yang lebih banyak juga untuk melakukan iterasi. Algoritma ini tidak membutuhkan banyak iterasi untuk mencapai fungsi objektif yang optimal. Keistimewaan dari adanya memori ini berguna untuk memecahkan masalah optimisasi yang memiliki banyak variabel optimisasi (Totok R. Biyanto, 2017). Selain itu, sedikitnya iterasi yang dibutuhkan untuk mencapai *global optimum* pada penggunaan algoritma ini adalah karena penggunaan *Killer Whale Algorithm* memiliki luas pencarian yang lebih sehingga dapat dengan lebih cepat mendapatkan nilai paling optimum dengan mengumpulkan hasil *global cost* dari masing-masing paus pembunuh.

2.8 Perhitungan *Saving*

Saving (JHE) dapat didefinisikan sebagai penghematan biaya yang bisa dilakukan pada penggunaan satu atau beberapa *heat exchanger* dalam kurun waktu tertentu. Perhitungan *saving* dapat dikategorikan sebagai jenis perhitungan CAPEX (*Capital Expenditure*) yaitu biaya yang dapat meningkatkan kemanfaatan pada perusahaan. Dalam perhitungannya sendiri, nilai *saving* bisa didapatkan melalui persamaan berikut (Totok R. Biyanto, 2016).

$$JHE = E - (C_C + C_O + C_M) \quad (2.46)$$

Dengan keterangan,

E = *Energy recovery* (USD)

C_C = *Capital cost* (USD)

C_O = *Operating cost* (USD)

C_M = *Maintenance cost* (USD)

Untuk perhitungan *Energy recovery* (E), *Capital Cost* (Cc), dan *Pump Cost* (Pc), dapat digunakan beberapa persamaan sebagai berikut:

2.8.1 *Energy Recovery*

Perhitungan untuk mendapatkan *energy recovery* dapat menggunakan persamaan yang ada pada persamaan (2.39) sebagai berikut (Totok R. Biyanto, 2016).

$$E = Q \cdot C_E \quad (2.47)$$

Dimana,

Q = *Head duty* (GW)

C_E = *Energy cost* (USD/GW)

Head duty, Q , merupakan panas yang harus ditambahkan atau dibuang pada suatu proses perpindahan panas untuk menciptakan perbedaan temperatur yang diinginkan. Untuk perhitungan dari *head duty* sendiri mengikuti proses kesetimbangan energi pada persamaan (2.40) dan persamaan laju perpindahan panas pada persamaan (2.41), yang dapat dituliskan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000).

$$Q = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{i,h} - T_{o,h}) = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{o,c} - T_{i,c}) \quad (2.48)$$

$$Q = U A LMTD_C \quad (2.49)$$

Dimana,

\dot{m}_h = Laju aliran massa fluida panas (kg/s)

\dot{m}_c = Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

C_{p_h} = Kalor spesifik fluida panas (kJ/kg K)

C_{p_c} = Kalor spesifik fluida dingin (kJ/kg K)

$T_{i,h}$ = Temperatur *inlet* fluida panas (°C)

$T_{o,h}$ = Temperatur *outlet* fluida panas (°C)

$T_{i,c}$ = Temperatur *inlet* fluida dingin (°C)

$T_{o,c}$ = Temperatur *outlet* fluida dingin (°C)

U = Overall heat transfer coefficient (W/m² K)

A = Heat transfer surface area (m²)

$LMTD_C$ = Corrected Log Mean Temperature Difference (°C)

2.8.2 Capital Cost

Perhitungan untuk mendapatkan nilai dari *capital cost* didapatkan dengan perhitungan biaya yang dibutuhkan untuk memproduksi satu buah *heat exchanger*, yang bisa dapat menggunakan persamaan (2.42) sebagai berikut (Totok R. Biyanto, 2016).

$$C_c = A \times C_{HE} \quad (2.50)$$

Dengan,

C_{HE} = Heat exchanger cost (USD/ m²)

Heat transfer surface area sendiri bisa didapatkan melalui persamaan berikut.

$$A = \pi d_o L_{ti} N_t N_s \quad (2.51)$$

Dengan,

d_o = Diameter luar *tube* (m)

L_{ti} = Panjang *tube* (m)

N_t = Banyak *tube*

N_s = Banyak *shell*

2.8.3 Operating Cost

Biaya pengoperasian *heat exchanger* berhubungan dengan daya pompa yang digunakan untuk mengalirkan fluida (Antonio C. Caputo, 2008). Perhitungan biaya pompa dapat menggunakan persamaan (2.44).

$$C_o = P C_p H \quad (2.52)$$

Dimana,

P = Pumping power (W)

C_p = Pumping cost (USD/kWh)

H = Lama pengoperasian pompa (h)

Pumping power sendiri dapat dihitung menggunakan persamaan (2.45).

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) \quad (2.53)$$

2.8.4 Maintenance Cost

Maintenance cost adalah banyaknya biaya yang dibutuhkan untuk melakukan *maintenance* dalam kurun waktu tertentu. Persamaan untuk menghitung *maintenance cost* dapat dilihat pada persamaan (2.46) sebagai berikut (Biyanto, 2013).

$$C_M = n \cdot M_{HE} \quad (2.54)$$

Dengan,

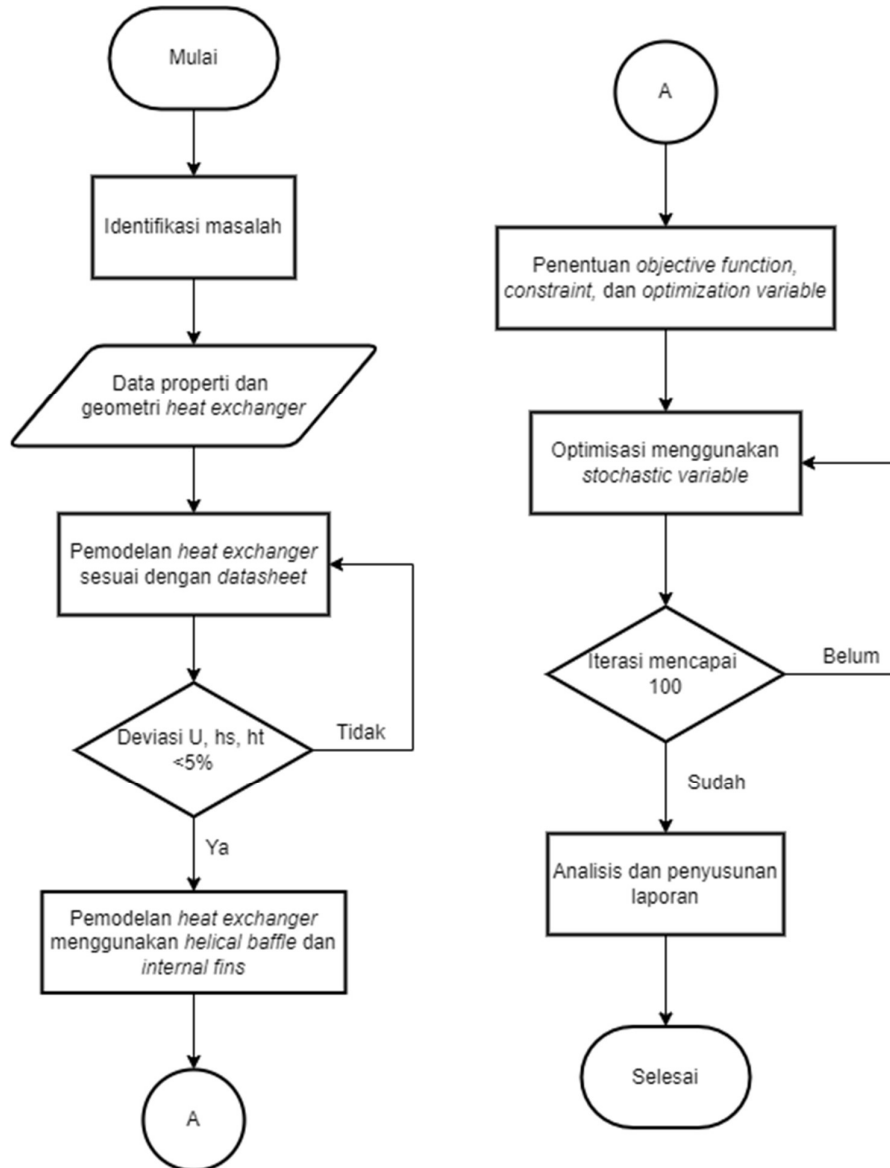
n = Jumlah pembersihan

M_{HE} = Biaya satu kali *maintenance* (USD)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian tugas akhir yang berjudul “Optimisasi Performansi *Heat exchanger* dengan Penggunaan *Helical Baffle* dan Penambahan *Internal Fins* Menggunakan *Stochastic Algorithm*” dengan beberapa rumusan masalah yang diangkat memiliki diagram alir metode seperti yang tertera pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Metode Penelitian

3.1 Identifikasi Masalah

Perumusan masalah yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini didasarkan pada hasil *review* jurnal-jurnal bereputasi terkait identifikasi masalah, metodologi, serta hasil

yang terdapat pada beberapa jurnal tersebut. Untuk permasalahan yang diangkat sendiri berkaitan dengan penerapan teknologi yang ada pada *shell-and-tube heat exchanger*, yaitu *helical baffle* pada bagian *shell* dan *internal fins* pada bagian *tube* serta pengaruhnya pada peningkatan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Teknologi tersebut akan diaplikasikan pada data *heat exchanger* yang dimiliki. *Heat exchanger* yang digunakan sendiri adalah *heat exchanger* dari unit *refinery* Petronas Malaka pada unit *heat exchanger* E-1109. Unit *heat exchanger* ini masih menggunakan jenis *segmental baffle* pada sisi *shell* dan *plain tube* pada sisi *tube*. pada penelitian Tugas Akhir ini, penggunaan *segmental baffle* pada sisi *shell* akan digantikan dengan penggunaan *helical baffle* dan dilakukan penambahan teknologi *internal fins* pada sisi *tube*. Penggunaan kedua teknologi tersebut, yaitu *helical baffle* dan *internal fins*, pada *heat exchanger* unit E-1109 kemudian akan dicari desain yang paling optimal dalam penerapannya, sehingga akan dilakukan optimisasi dari desain kedua teknologi tersebut. Proses optimisasi tersebut menggunakan *objective function* yang akan memaksimalkan nilai dari *overall heat transfer coefficient* dengan *constraint* berupa *calculated pressure drop* yang tertera pada *process datasheet*. Hasil dari proses optimisasi tersebut kemudian akan dibandingkan dengan hasil desain awal dari segi ekonomi, yaitu *saving*, yang bisa didapatkan selama satu tahun.

3.2 Pengambilan Data Properti dan Geometri *Heat exchanger*

Pengambilan data ini digunakan untuk melakukan perhitungan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Data yang digunakan pada penelitian ini diambil dari *datasheet process properties* dari unit *refinery* Petronas Malaka pada unit *heat exchanger* E-1109. Data proses yang diperlukan adalah meliputi data properti fluida pada sisi *shell* dan *tube* serta geometri dari *shell-and-tube heat exchanger* sendiri. Unit *heat exchanger* ini memiliki jenis *baffle* berupa *segmental baffle* dengan fluida yang mengalir pada sisi *shell* adalah DIESEL P/A dan pada sisi *tube* berupa *plain tube* dan fluida yang mengalir adalah CRUDE FEED. Data properti fluida yang dibutuhkan antara lain adalah:

- a. Temperatur fluida (t)
- b. Massa jenis (ρ)
- c. Viskositas dinamik (μ)
- d. Panas spesifik (C_p)
- e. Konduktivitas termal (K)
- f. Laju aliran (\dot{m})
- g. *Fouling resistance* (R_f)

Data data pada poin di atas tersebut seluruhnya sudah tersedia di dalam *process datasheet heat exchanger* Petronas Malaka unit E-1109. Untuk data terkait properti fluida yang mengalir pada sisi *shell* dapat dilihat pada Tabel 3.1 dan untuk sisi *tube* dapat dilihat pada Tabel 3.2. data yang tersedia di dalam *datasheet* adalah data properti fluida pada *inlet* dan *outlet* dari masing-masing sisi *shell* dan *tube*. untuk proses perhitungan yang melibatkan penggunaan property fluida sendiri nantinya akan menggunakan rata-rata nilai dari *inlet* dan *outlet*.

Tabel 3.1 Data Properti Fluida pada Bagian *Shell*

Properti	Fluida <i>shell side</i>			Simbol	Satuan
	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	Rata-rata		
Temperatur	265	203	234	t_s	°C
Massa jenis	640	694	667	ρ_s	Kg/m ³
Viskositas dinamik	0.000201	0.000318	0,0002595	μ_s	Pa s
Viskositas kinematik	3.14063E-07	4.58213E-07	0,0386138	ν_s	m ² /s
Panas spesifik	3050	2790	2920	C_{p_s}	J/kg °C
Konduktivitas termal	0.076	0.084	0,08	K_s	W/mK
Laju aliran	33.85111111			\dot{m}_s	kg/s
<i>Fouling resistance</i>	0.00035			R_{f_s}	m ² K/W

Tabel 3.2 Data Properti Fluida pada Bagian *Tube*

Properti	Fluida <i>tube side</i>			Simbol	Satuan
	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	Rata-rata		
Temperatur	176	195	185,5	t_t	°C
Massa jenis	675	657	666	ρ_t	Kg/m ³
Viskositas dinamik	0.000348	0.000289	0,0003185	μ_s	Pa s
Viskositas kinematik	5.15556E-07	4.39878E-07	0,0477717	ν_s	m ² /s
Panas spesifik	2710	2800	2755	C_{p_t}	J/kg °C
Konduktivitas termal	0.086	0.089	0,0875	K_t	W/mK
Laju aliran	116.6902778			\dot{m}_t	kg/s
<i>Fouling resistance</i>	0.00035			R_{f_t}	m ² K/W

Selain data properti fluida pada sisi *shell* maupun sisi *tube*, beberapa data yang dibutuhkan untuk perhitungan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* adalah data

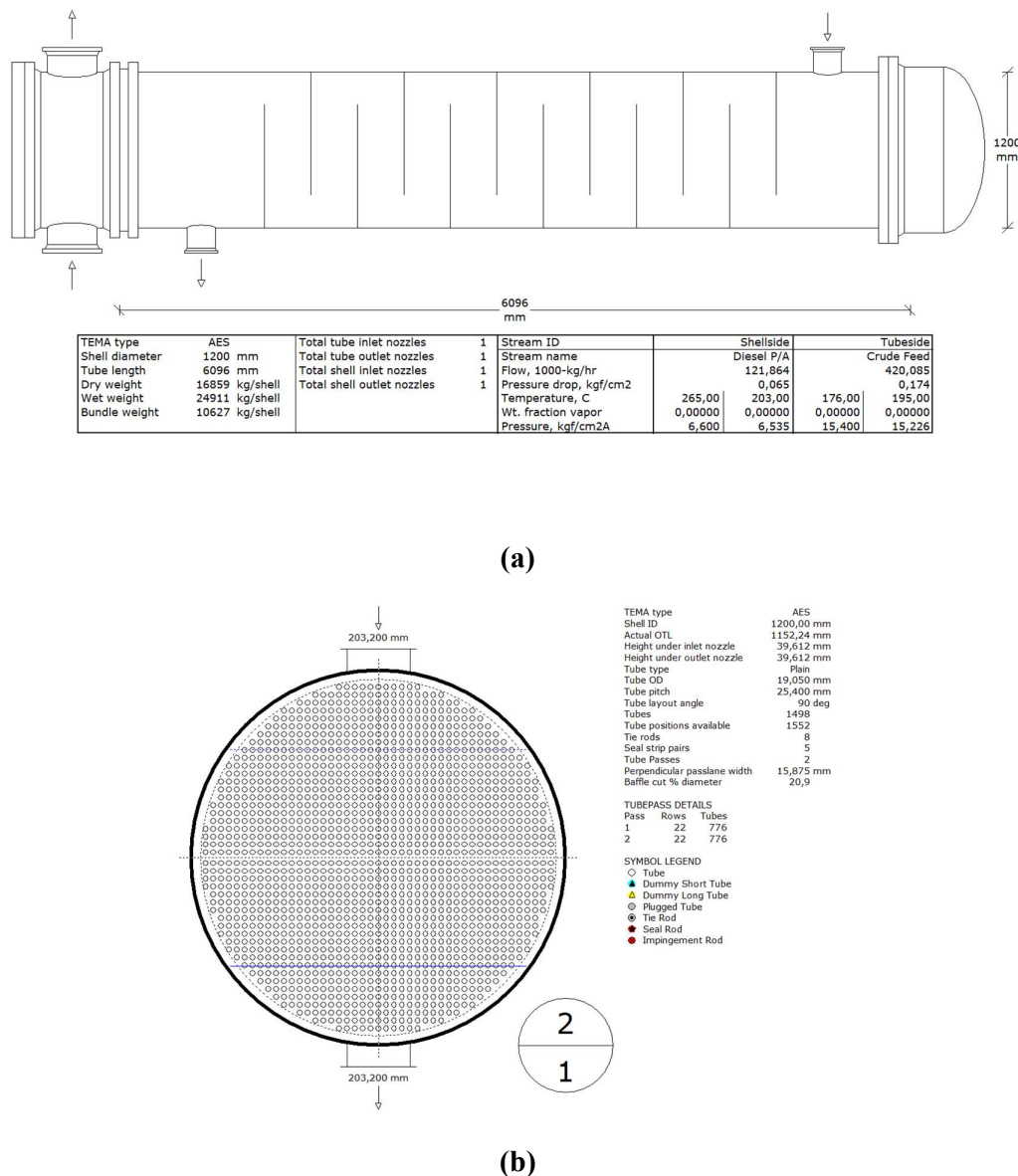
geometri dari *heat exchanger*. Untuk data geometri dari *heat exchanger* hanya ada beberapa data yang tercantum pada *datasheet* yang tercantum pada Tabel 3.3. Dalam perhitungan lebih lanjutnya akan dibutuhkan beberapa nilai yang bisa didapatkan dari hasil perhitungan sesuai dengan data yang ada pada *process datasheet* sesuai dengan persamaan perhitungan yang sudah dicantumkan pada Bab 2 terkait cara perolehan data yang dibutuhkan untuk perhitungan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*.

Tabel 3.3 Spesifikasi Geometri *Heat Exchanger*

<i>Shell Side</i>			
Variabel	Nilai	Satuan	Lambang
<i>Shell pass</i>	1		N_s
<i>Shell inside diameter</i>	1.2	m	D_i
<i>Baffle spacing</i>	0.359	m	B_s
<i>Baffle cut</i>	20.9	%	B_c
<i>Number of baffle</i>	22		N_B
<i>Tubesheet thickness</i>	0.12	m	L_{sw}
<i>Tube Side</i>			
Variabel	Nilai	Satuan	Lambang
<i>Tube pass</i>	2		N_p
<i>Number of tube</i>	1498		N_t
<i>Tube length</i>	6.096	m	T_l
<i>Tube effective length</i>	5.856	m	T_{le}
<i>Outside diameter</i>	0.01905	m	d_o
<i>Tube thickness</i>	0.00211	m	L_{tw}
<i>Inside diameter</i>	0.0148	m	d_i
<i>Tube pitch</i>	0.0254	m	t_p
<i>Tube pitch layout</i>	90	<i>degree</i>	-

Seluruh data tersebut, mulai dari Tabel 3.1 dan Tabel 3.2 terkait properti fluida, baik di sisi *shell* maupun sisi *tube*, dan Tabel 3.3 yang berkaitan dengan data geometri dari *heat*

exchanger pada sisi shell dan sisi tube yang sesuai dengan process datasheet yang tersedia, akan dijadikan input untuk melakukan pemodelan desain menggunakan software HTRI Xchanger Suite yang menggunakan TEMA C untuk kebutuhan komersil. Penggunaan software ini dapat mengetahui susunan tube, gambar dari heat exchanger secara keseluruhan, sampai pada pemasangan heat exchanger di plant terkait. Untuk penelitian ini, software ini hanya digunakan untuk mengetahui secara spesifik bentuk desain dari heat exchanger yang sesuai dengan data yang tertera pada datasheet. Untuk gambar dari heat exchanger dapat dilihat pada Gambar 3.2



Gambar 3.2 Gambar Heat Exchanger (a) Keseluruhan dan (b) Tube Layout

3.3 Pemodelan dan Validasi Data *Heat exchanger*

Pada tahap pemodelan ini, data yang sudah didapatkan terkait properti fluida dan geometri *shell-and-tube heat exchanger* akan disimulasikan untuk mendapatkan *overall heat transfer coefficient* dan juga *pressure drop* dari hasil pemodelan.

Overall heat transfer coefficient bisa didapatkan menggunakan persamaan (2.34) untuk *heat exchanger* yang sudah terjadi *fouling* dan persamaan (2.35) untuk *heat exchanger* yang belum terjadi *fouling*. Untuk mendapatkan *overall heat transfer*, maka dibutuhkan proses perhitungan terkait *shell side film coefficient* yang ada pada persamaan (2.1) dan untuk *tube side film coefficient* dapat digunakan persamaan (2.25). Hasil perhitungan dari *shell side* dan *tube side film coefficient* dan *overall heat transfer coefficient* dengan menggunakan data yang ada pada Tabel 3.1 sampai Tabel 3.3 dapat dilihat pada Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Hasil Pemodelan *Heat Transfer Coefficient*

Variabel	Nilai (W/m ² .K)	Lambang
<i>Shell Side Film Coefficient</i>	938	h_s
<i>Tube Side Film Coefficient</i>	1754	h_t
<i>Fouled Overall Heat Transfer Coefficient</i>	340	U_D
<i>Clean Overall Heat Transfer Coefficient</i>	566	U_C

Untuk perhitungan *pressure drop* sendiri terdapat dua nilai, yang ada pada sisi *shell* dan pada sisi *tube*. Untuk perhitungan *pressure drop* pada sisi *shell* dapat digunakan persamaan (2.36) dengan *friction factor* yang didapatkan melalui persamaan (2.37). Untuk sisi *tube* sendiri bisa digunakan persamaan (2.40) dengan *friction factor* yang didapatkan melalui persamaan (2.41). Dari perhitungan tersebut didapatkan hasil seperti pada Tabel 3.5.

Tabel 3.5 Hasil Pemodelan *Pressure Drop*

Variabel	Nilai (kg/m ²)	Lambang
<i>Shell Side Pressure drop</i>	0.0919	ΔP_s
<i>Tube Side Pressure Drop</i>	0.14528	ΔP_T

Hasil pemodelan kemudian akan dibandingkan dengan variabel pada *process datasheet* yang ada terkait dengan unit *heat exchanger* yang digunakan. Ketika deviasi yang didapatkan sangat kecil, pemodelan yang digunakan bisa dikatakan valid, sehingga persamaan yang digunakan untuk memodelkan bisa digunakan untuk proses selanjutnya

3.4 Pemodelan *Heat exchanger* Menggunakan *Helical Baffle* dan *Internal Fins*

Pemodelan yang dilakukan sebelumnya adalah berkaitan dengan model *heat exchanger* yang sesuai dengan *datasheet* tanpa ada tambahan apapun secara desain. Pada pemodelan kali ini, akan dilakukan sedikit perubahan desain dengan mengganti *segmental baffle* yang digunakan sesuai dengan *datasheet* menjadi menggunakan *helical baffle*. Selain itu, akan ditambahkan *internal fins* pada bagian *tube* yang sebelumnya tidak ada. Dari penambahan tersebut akan dilakukan pemodelan kembali untuk mendapatkan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* yang akan dibandingkan peningkatannya dengan hasil pemodelan yang sesuai dengan desain yang ada pada *process datasheet*.

Penambahan *helical baffle* akan mengubah *shell side heat transfer coefficient* karena persamaan yang digunakan untuk menghitung *Nusselt number* juga berubah. Perhitungan *Nusselt number* pada penggunaan *helical baffle* menggunakan persamaan (2.17). selain perubahan *shell side heat transfer coefficient*, perubahan juga terjadi pada besar *pressure drop* yang terjadi pada sisi *shell*. Perhitungan *pressure drop* dengan menggunakan *helical baffle* dapat dihitung menggunakan persamaan (2.38) dengan *friction factor* dihitung menggunakan persamaan (2.39).

Penambahan *internal fins* pada sisi *tube* juga mengubah *tube side heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Perhitungan *Nusselt number* pada sisi *tube* setelah diberi *internal fins* dapat menggunakan persamaan (2.32). *pressure drop* yang terjadi karena penambahan *internal fins* dapat dihitung menggunakan persamaan (2.42) dengan *friction factor* dihitung menggunakan persamaan (2.43). Hasil perhitungan dari seluruh persamaan tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.6.

Tabel 3.6 Hasil Pemodelan dengan Penambahan *Helical Baffle* dan *Internal Fins*

Variabel	Nilai	Lambang (satuan)
<i>Shell Side Film Coefficient</i>	1361	h_s (W/m ² .K)
<i>Tube Side Film Coefficient</i>	2433	h_t (W/m ² .K)
<i>Clean Overall Heat Transfer Coefficient</i>	791	U_C (W/m ² .K)
<i>Shell Side Pressure drop</i>	5,27	ΔP_S (kPa)
<i>Tube Side Pressure Drop</i>	15,2	ΔP_T (kPa)

3.5 Penentuan *Objective Function*, *Constraint*, dan *Decision variables*

Objective function, *constraint*, dan *decision variable* merupakan hal penting yang digunakan dalam proses optimisasi. *Objective function* yang digunakan pada permasalahan ini adalah pemaksimalan nilai dari *overall heat transfer coefficient* pada unit *heat exchanger*, baik sebelum ditambahkan teknologi yang digunakan maupun yang telah diterapkan teknologi, yaitu *helical baffle* dan *internal fins* didalamnya. Formulasi untuk *objective function* tersebut dapat dilihat pada persamaan (3.1).

$$J_{max} = f_1(U) \quad (3.1)$$

Dimana U adalah *overall heat transfer coefficient* yang merupakan fungsi dari *shell side* dan *tube side film coefficient*, yang secara matematis dapat dilihat pada persamaan (3.2)

$$U = f_2(h_s, h_t) \quad (3.2)$$

Sedangkan untuk *shell* dan *tube side film coefficient* merupakan fungsi dari *Nusselt number*, *Reynold number*, dan *Prandtl number* seperti pada persamaan (3.3)

$$h_s, h_t = f_3(Nu, Re, Pr) \quad (3.3)$$

Untuk *shell side film coefficient*, h_s , sendiri dipengaruhi oleh nilai dari *baffle spacing* untuk penggunaan *segmental baffle* dan *helical baffle* yang secara langsung mempengaruhi *crossflow area* pada sisi *shell* dan berpengaruh pada nilai *Reynold number* karena perubahan *crossflow area* dapat mengubah besarnya *fluid velocity*, sesuai dengan persamaan (2.10) dan (2.21). Penggunaan *helical baffle* sendiri juga dipengaruhi oleh *helix angle* yang berpengaruh pada nilai dari *shell side pressure drop*, sehingga untuk nilai *Reynold number* pada sisi *shell* dapat dituliskan dalam fungsi sebagai berikut.

$$Re_s = f_4(u_s, d_o, v_s) \quad (3.4)$$

$$u_s = f_5(\dot{m}_s, \rho_s, s_m) \quad (3.5)$$

$$s_m = f_6(l_{bc}, t_p, d_o) \quad (3.6)$$

Untuk *tube side film coefficient*, h_t , pada penambahan *internal fins* dipengaruhi oleh diameter hidraulik dari *tube* setelah ditambahkan *internal fins*. Persamaan untuk menghitung diameter hidraulik juga dipengaruhi langsung oleh dua *decision variable* yang digunakan, yaitu, *fin number* dan *fin thickness* sesuai dengan persamaan (2.31) dan (2.32). Untuk persamaan fungsi dari *tube side film coefficient* dapat dilihat sebagai berikut.

$$Nu_t = f_7(Re_t, H_f, W_f, d_e) \quad (3.7)$$

$$d_e = f_8(N, l_f, \delta_f) \quad (3.8)$$

Untuk *constraint* yang digunakan adalah *calculated pressure drop* dan *heat duty (Q)* yang terdapat pada *datasheet* dari *heat exchanger* unit E-1109. Formulasi tersebut dapat dilihat pada persamaan (3.9a) dan (3.9b)

$$Q = Q_{\text{heat exchanger design}} \quad (3.9a)$$

$$\Delta P_{\text{max}} \leq \Delta P_{\text{heat exchanger design}} \quad (3.9b)$$

Heat duty sendiri dapat dihitung menggunakan beberapa persamaan yang sudah dicantumkan pada persamaan (2.40) dan (2.41).

Untuk besar dari *calculated pressure drop* sesuai pada *datasheet heat exchanger* unit E-1109 yang digunakan sebagai *constraint* dapat dilihat pada Tabel 3.7. *Constraint* pada Tabel 3.7 tersebut nantinya akan digunakan sebagai batasan untuk tiap-tiap penggunaan teknologi yang diterapkan pada *heat exchanger*, baik pada penggunaan *segmental baffle* dan *helical baffle* pada sisi *shell* maupun penggunaan *internal fins* pada sisi *tube*.

Tabel 3.7 *Calculated Pressure Drop Sebagai Constraint*

<i>Constraint</i>	Nilai (kg/cm ²)
<i>Shell side calculated pressure drop</i>	0,09
<i>Tube side calculated pressure drop</i>	0,18

Shell side pressure drop dalam penggunaan *segmental baffle* dan *helical baffle* dipengaruhi oleh banyaknya *baffle*, sesuai dengan persamaan (2.36) dan (2.38). *Pressure drop* pada penggunaan *segmental baffle* dan *helical baffle* dipengaruhi oleh nilai dari *baffle spacing* sesuai dengan persamaan (3.10). Persamaan tersebut akan secara langsung mempengaruhi *shell side pressure drop*.

$$N = \frac{l_{ti}}{l_{bc}} - 1 \quad (3.10)$$

Dengan.

N = Banyak *baffle*

l_{ti} = Panjang efektif *tube* (m)

l_{bc} = *Baffle spacing* (m)

Untuk penggunaan *helical baffle* sendiri juga dipengaruhi oleh besar *helix angle* seperti yang tertulis pada persamaan (2.38). pada penambahan *internal fins* sendiri, *tube side pressure drop* dipengaruhi oleh *tube side friction factor*, sesuai dengan persamaan (2.43), dimana *friction factor* juga dipengaruhi oleh nilai dari diameter hidraulik yang merupakan fungsi dari *fin thickness* dan *number of fins* seperti pada persamaan (2.31)

Decision variable yang digunakan berasal dari hasil perhitungan sensitivitas variabel yang ada pada *segmental baffle*, *helical baffle*, dan *internal fins*. Analisis sensitivitas tersebut akan menunjukkan apakah *decision variables* berpengaruh besar pada *objective function* yang digunakan, yaitu *overall heat transfer coefficient*. *Decision variable* yang digunakan pada penggunaan *segmental baffle* adalah *baffle spacing* dan pada penggunaan *helical baffle*

adalah *baffle spacing* dan *helix angle*. Untuk penggunaan *internal fins* memiliki dua *decision variables*, yaitu *number of fins* dan *fin thickness*. Pada proses optimisasi nantinya, selain *decision variable*, akan digunakan nilai yang sesuai dengan yang tercantum pada *process datasheet*.

Setelah didapatkan hasil dari *objective function*, yaitu berupa nilai optimal dari *overall heat transfer coefficient*, selanjutnya akan dilakukan perhitungan terkait *saving* yang bisa dilakukan. Perhitungan *saving* yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini dilakukan dengan mengambil sampel selama satu tahun. Perhitungan *saving* yang dilakukan disini hanya melibatkan perhitungan dari *energy recovery*, *capital cost*, dan *operating cost*, sehingga persamaan (2.38) yang sudah dituliskan dapat ditulis ulang menjadi persamaan sebagai berikut.

$$JHE = E - (C_C + C_O) \quad (3.11)$$

Untuk perhitungan dari *energy recovery*, E , sendiri akan menggunakan persamaan (2.47) dengan nilai *head duty*, Q , akan dihitung menggunakan persamaan (2.49) dan menggunakan nilai dari *overall heat transfer coefficient* sesuai dengan nilai yang didapatkan dari hasil *objective function* yang sudah ditentukan dengan nilai *heat transfer surface area*, A , menggunakan persamaan (2.51). Besar nilai *energy cost* (C_E) adalah 0.0248 USD/GW (Totok R. Biyanto, 2016).

Perhitungan untuk mendapatkan nilai dari *capital cost* didapatkan dengan perhitungan menggunakan persamaan (2.50) dengan *heat transfer surface area* menggunakan persamaan (2.51). Besarnya *heat exchanger cost* (C_{HE}) adalah 359.77 USD/m².

Biaya pengoperasian *heat exchanger* berhubungan dengan daya pompa yang digunakan untuk mengalirkan fluida yang dapat dihitung menggunakan persamaan (2.52). *Pumping power* dapat dihitung menggunakan persamaan (2.53) dengan asumsi efisiensi pompa yang digunakan adalah sebesar 80%. Lama pengoperasian yang digunakan pada perhitungan ini adalah 10 jam per hari selama satu tahun. Untuk besar dari *pumping cost* (C_P) adalah sebesar 0.021 USD/kWh (T.R.Biyanto, 2013).

3.6 Optimisasi Menggunakan Metode *Stochastic Algorithm*

Setelah menentukan *objective function*, *constraint*, dan *decision variable*, kemudian akan dilakukan optimisasi menggunakan beberapa metode *stochastic algorithm*, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*. Proses optimisasi ini menggunakan *objective function* berupa nilai dari *overall heat transfer coefficient* yang maksimal dan tidak melebihi *calculated pressure drop* yang tercantum pada *process datasheet*. *Decision variables* yang digunakan akan berbeda bergantung pada teknologi yang diterapkan. Variabel *baffle spacing*

berlaku sebagai *decision variable* untuk penggunaan *segmental baffle* pada sisi *shell*, penggunaan *helical baffle* pada sisi *shell* memiliki dua *decision variable*, yaitu *helix angle* dan *baffle spacing*, dan yang terakhir adalah penggunaan *internal fins* yang memiliki dua *decision variable*, yaitu *fin thickness* dan *number of fins*.

Penggunaan *stochastic algorithm* untuk permasalahan ini didasarkan pada fakta bahwa *objective function* yang digunakan disini mengandung persamaan non-linear, bahkan beberapa variabel bersifat diskontinyu, yang mana jika digunakan metode optimisasi deterministik akan menyebabkan kemungkinan hasil *objective function* terjebak di lokal optimal lebih besar (T.R.Biyanto, 2013). Dengan penjelasan tersebut, permasalahan optimisasi ini tergolong pada permasalahan *Mixed Integer-Nonlinear Programming* (MINLP), sehingga perlu menggunakan teknik optimisasi *stochastic algorithm* yang dapat menyajikan nilai *objective function* yang merupakan *global optimum*, karena karakteristiknya yang menguji variabel optimisasi secara acak pada tiap *range* yang diberikan untuk mendapatkan hasil yang paling optimal, dimana jika dibandingkan dengan menggunakan algoritma deterministik, memiliki kemungkinan lebih besar mendapatkan *global optimum*.

Untuk batas atas dan batas bawah sendiri, kedua algoritma optimisasi yang digunakan memiliki nilai yang sama. Nilai dari batas atas dan bawah pada optimisasi dengan menggunakan *segmental baffle* adalah sebagai berikut.

- a. Batas atas
 - *Baffle spacing* : 0.454 m
- b. Batas bawah
 - *Baffle spacing* : 0.12 m

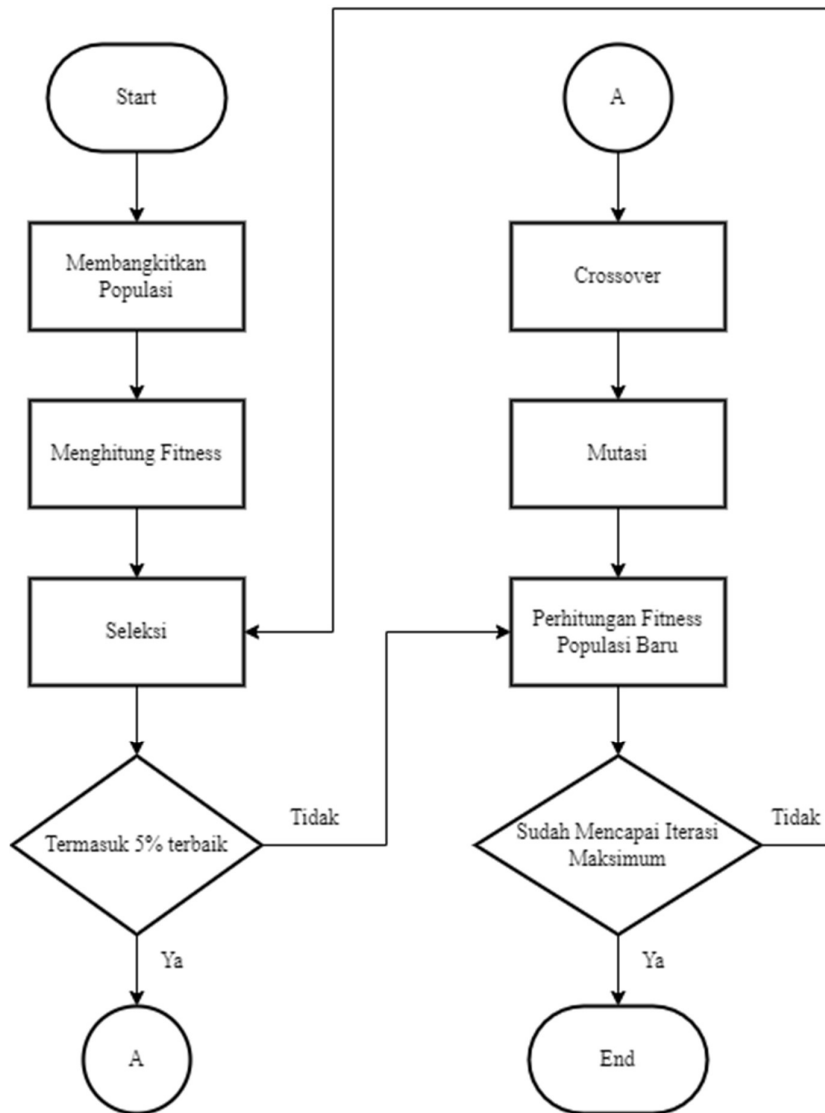
Untuk nilai dari batas atas dan bawah pada optimisasi dengan menggunakan *helical baffle* dan *internal fins* adalah sebagai berikut.

- a. Batas atas
 - *Baffle spacing* : 0.7 m
 - *Helix angle* : 45^0
 - *Fin number* : 4
 - *Fin thickness* : 0.003 m
- b. Batas bawah
 - *Baffle spacing* : 0.1 m
 - *Helix angle* : 0^0
 - *Fin number* : 1

- *Fin thickness* : 0.00005 m

3.7.1 Genetic Algorithm

Metode *stochastic algorithm* yang pertama digunakan adalah *Genetic Algorithm*. Penggunaan *Genetic Algorithm* pada penelitian tugas akhir ini menggunakan diagram alir dan parameter yang sudah ditentukan. Penggunaan diagram alir dan parameter pada *Genetic Algorithm* ini dirancang sesuai dengan kegunaannya pada penelitian ini. Gambar 3.3 di bawah menggambarkan diagram alir yang digunakan pada penerapan algoritma ini.



Gambar 3.3 Diagram Alir Penggunaan *Genetic Algorithm*

Beberapa parameter optimisasi yang akan digunakan pada algoritma ini dapat dilihat pada Tabel 3.8.

Tabel 3.8 Parameter Optimisasi *Genetic Algorithm*

Parameter	Nilai
Jumlah populasi	100
Jumlah iterasi	100
<i>Elitism</i>	0.05
Probabilitas <i>crossover</i>	0.85
Probabilitas mutasi	0.01
Jumlah bit	20

Penjelasan dari diagram alir pada Gambar 3.3 untuk tiap tahapan adalah sebagai berikut:

1. Membangkitkan populasi secara acak sebanyak 100 individu dengan *decision variable* sejumlah satu untuk optimisasi *segmental baffle* dan empat untuk optimisasi setelah penambahan *helical baffle* dan *internal fins* dengan jumlah bit untuk tiap variabelnya sebanyak 20-bit.
2. Setelah populasi dibangkitkan, dari tiap individu akan dilakukan perhitungan *fitness* sesuai dengan *objective function* yang sudah ditentukan. Setelah dilakukan perhitungan *fitness*, hasilnya akan diurutkan secara menurun mulai yang maksimal sesuai dengan *objective function*
3. Proses selanjutnya adalah seleksi *parents*, yang mana pada proses ini sepasang kromosom induk dipilih, probabilitas seleksi menjadi fungsi kenaikan dari *fitness*. Seleksi dilakukan dengan penggantian, artinya kromosom yang sama dapat dipilih lebih dari satu kali untuk menjadi induk. Proses seleksi *parents* sendiri dilakukan dengan mekanisme *elitism*, dimana nilai *elitism* yang digunakan adalah 0.05 yang berarti *parents* yang terpilih adalah sebanyak 0.05 dari jumlah individu yang dibangkitkan dalam populasi. Untuk 0.95 lainnya akan langsung diteruskan pada perhitungan *fitness* populasi baru.
4. *Parents* yang sudah terpilih akan disilangkan satu sama lain dengan probabilitas *crossover* sebesar 0.85 untuk sifat – sifat yang baik, sehingga dapat menghasilkan keturunan yang baru. Penurunan posisi gen dilakukan secara stokastik yang mana sifat keturunan mungkin tidak sama dengan orangtuanya.
5. Pada keturunan yang baru, ada probabilitas terjadinya mutasi sebesar 0.01 yang selanjutnya akan dijadikan sebagai individu pada populasi yang baru.
6. Setelah mendapatkan populasi yang baru, akan dilakukan perhitungan ulang terkait *fitness* dari populasi yang baru.

7. Kembali pada proses poin 3 sampai jumlah iterasi yang sudah ditentukan, yaitu sejumlah 100 kali iterasi.

3.7.2 *Killer Whale Algorithm*

Metode *stochastic algorithm* selanjutnya yang digunakan adalah *Killer Whale Algorithm*. Penggunaan *Killer Whale Algorithm* sendiri juga memerlukan beberapa parameter yang digunakan dalam proses optimisasi, sama seperti *Genetic Algorithm*. Untuk parameter yang digunakan pada algoritma optimisasi ini sendiri dapat dilihat seperti pada Tabel 3.9.

Tabel 3.9 Parameter Optimisasi *Killer Whale Algorithm*

Parameter	Nilai
Jumlah populasi	100
Jumlah iterasi	100
<i>Number of teams</i>	10
<i>Personal learning coefficient</i>	1.5
<i>Global learning coefficient</i>	2.0
<i>Leader influence coefficient</i>	1.0

Penyusunan algoritma ini sesuai dengan diagram alir yang tercantum pada Gambar 2.9 untuk langkah – langkah penyusunan algoritma adalah sebagai berikut:

1. Membangkitkan populasi dari paus pembunuh. Untuk populasi yang dibangkitkan pada algoritma ini adalah sebanyak 100 individu paus pembunuh.
2. Setelah dibangkitkan seluruh populasi akan dibentuk tim sesuai dengan parameter yang sudah ditetapkan, yaitu 10 tim, dengan satu pemimpin di setiap timnya. Untuk anggota dalam tim akan dibagi rata menggunakan konsep pembulatan keatas, sehingga tiap tim akan terdiri dari 10 individu paus pembunuh.
3. Setelah dibentuk tim paus pembunuh yang terdiri dari 10 anggota, masing – masing tim akan mengikuti pilihan mangsa dari pemimpin dari tim paus. Setelah mangsa (nilai fungsi objektif) sudah ditentukan, masing – masing paus dalam tim akan dibangkitkan pada posisi yang berbeda satu sama lain yang dipilih secara acak dengan kecepatan tiap paus sudah ditetapkan sama untuk tiap individu. Tiap individu dari tim tersebut kemudian akan mencari jalan untuk mencapai ke mangsanya. Jalan tercepat ke mangsa tersebut kemudian akan disimpan sebagai fungsi objektif terbaik.

4. Sembari anggota tim memburu mangsa pertama, ketua tim paus pembunuh akan mencari potensi mangsa baru, yang setelah ditentukan, anggota tim akan mengejar mangsa baru tersebut. Setelah menemukan jalan untuk mangsa terbaru, jalan tercepat untuk mangsa terbaru akan dibandingkan dengan jalan tercepat menuju mangsa yang lama. Hasil terbaik kemudian akan disimpan menjadi fungsi objektif terbaik dari tim tersebut
5. Langkah 3 dan 4 juga akan dilakukan oleh 9 tim lainnya. Hasil fungsi objektif terbaik dari tiap tim kemudian akan dibandingkan dan yang terbaik akan dijadikan *global best* untuk satu iterasi
6. Langkah 3 sampai 5 kemudian akan diulang sesuai dengan iterasi yang ditentukan, yaitu 100 iterasi. Kemudian hasil dari 100 iterasi tersebut akan dipilih yang terbaik dan akan dijadikan sebagai *best solution*.

3.7 Analisis dan Penyusunan Laporan

Setelah dilakukan seluruh rangkaian penelitian tugas akhir, pada tahap akhir akan dilakukan analisis dan perbandingan perilaku *heat exchanger*, utamanya yang berkaitan dengan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* karena pengaruh dari penambahan *helical baffle* dan *internal fins*. Dari penggunaan *helical baffle* dan *internal fins* tersebut akan dibandingkan hasilnya dengan hasil yang didapatkan melalui pemodelan dengan yang sesuai dengan *datasheet*. Dari perbedaan tersebut, akan dibahas hal – hal yang menyebabkan perubahan variabel performansi. Setelah dilakukan perbandingan setelah penambahan kedua teknologi tersebut, akan dilakukan analisis terkait hasil optimisasi menggunakan dua algoritma yang sudah ditentukan, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*, utamanya yang berkaitan dengan peningkatan *saving* yang bisa didapatkan dalam kurun waktu satu tahun. Setelah analisis dilakukan, pada tahap akhir akan disusun laporan penelitian tugas akhir.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan Awal *Heat Exchanger*

Pemodelan *heat exchanger* dilakukan untuk mendapatkan beberapa variabel performansi dari *heat exchanger*, antara lain *film coefficient* pada bagian *shell* dan *tube*, *overall heat transfer*, U , pada kondisi bersih dan kondisi *fouling* dengan satuan ($\text{W/m}^2 \text{K}$), *heat duty*, Q , dengan satuan (kW), luasan area perpindahan panas, A , dengan satuan (m^2), dan *pressure drop*, ΔP , pada sisi *shell* dan *tube* dengan satuan (kPa). Variabel-variabel tersebut merupakan variabel yang digunakan untuk mengukur efisiensi penggunaan dari unit *heat exchanger* secara menyeluruh. Pada tahap ini, variabel yang dihitung berdasar pada data yang berasal dari *datasheet heat exchanger* unit E-1109 yang tercantum pada Tabel 3.1 sampai Tabel 3.3 yang masih menggunakan *segmental baffle* dan *plain tube*. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai dari variabel tersebut adalah dengan menggunakan persamaan yang ada pada Bab 2. Setelah didapatkan variabel melalui hasil pemodelan, beberapa variabel tersebut kemudian akan dibandingkan dengan hasil yang tercantum pada *process datasheet* untuk dapat dicari deviasi dalam persentase antara kedua nilai tersebut melalui perbandingan. Untuk hasil perhitungan sendiri bisa dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Perbandingan Antara Data Hasil Pemodelan dengan *Datasheet* pada E-1109

Variabel	Lambang (Satuan)	Hasil <i>datasheet</i>	Hasil pemodelan	Deviasi
<i>Shell Side Film Coefficient</i>	h_s ($\text{W/m}^2 \text{K}$)	941	938	0,32%
<i>Tube Side Film Coefficient</i>	h_t ($\text{W/m}^2 \text{K}$)	1769	1754	0,85%
<i>Clean Overall Heat Transfer Coefficient</i>	U_c ($\text{W/m}^2 \text{K}$)	544	556	2,21%
<i>Fouled Overall Heat Transfer Coefficient</i>	U_d ($\text{W/m}^2 \text{K}$)	335	339	1,19%
<i>Heat Duty</i>	Q (kW)	6120	6118	0,02%
<i>Heat Transfer Area</i>	A (m^2)	466	466	0%
<i>Shell Side Pressure Drop</i>	ΔP_s (kg/m^2)	0.09	0.092	2,22%
<i>Tube Side Pressure Drop</i>	ΔP_t (kg/m^2)	0.18	0.15	16,67%

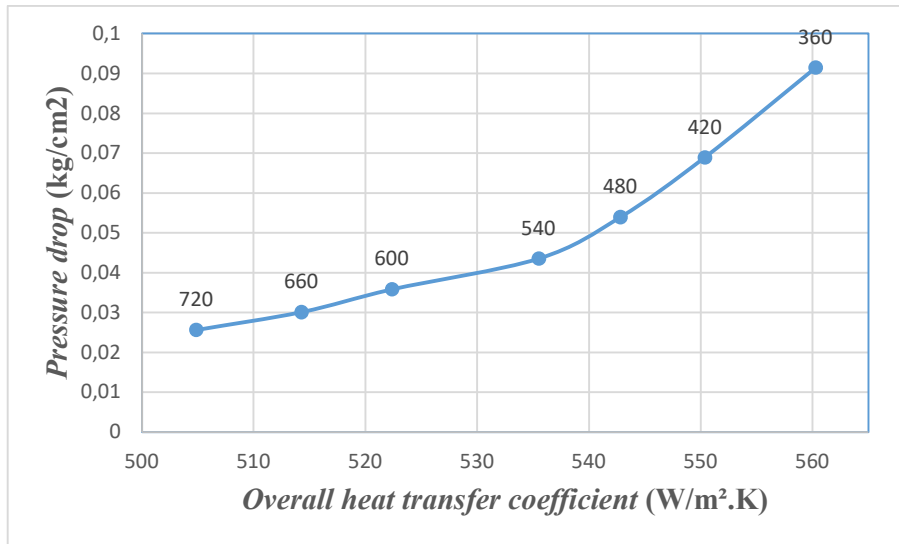
Dari hasil perbandingan tersebut, dapat dilihat bahwa nilai – nilai variabel yang menggambarkan efisiensi dari *heat exchanger*, antara lain *fouled* dan *clean overall heat transfer coefficient*, *head duty*, *heat transfer area*, dan *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* memiliki deviasi yang tidak berbeda jauh dengan yang tercantum pada *process datasheet*, dalam hal ini, tidak ada deviasi yang melebihi 2%, sehingga dapat dikatakan sangat kecil dan pemodelan bisa digunakan untuk proses selanjutnya. Perbedaan yang terjadi pada nilai *film coefficient* dan *overall heat transfer coefficient* merupakan pengaruh dari penggunaan persamaan dalam menghitung *Nusselt number* yang berbeda dan beberapa perhitungan terkait persamaan perhitungan geometri yang tidak tercantum pada *datasheet* untuk menghitung *film coefficient*, seperti contoh adalah *equivalent diameter* dan juga beberapa pembulatan yang dilakukan dalam beberapa perhitungan yang dilakukan. Perbedaan hasil dari *pressure drop* sendiri berasal dari perhitungan *friction factor* yang bisa jadi memiliki pendekatan yang berbeda antara yang ada pada *datasheet* dengan hasil pemodelan.

4.2 Analisis Sensitivitas Variabel

Pada subbab ini akan dilakukan analisis sensitivitas dari variabel. Analisis sensitivitas ini dilakukan untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi perubahan *objective function*, yaitu *overall heat transfer coefficient*, dengan tidak melebihi *constraint* yang sudah ditentukan, yaitu *calculated pressure drop*. Dari tiap teknologi yang diterapkan akan diuji variabel apa saja yang mampu memberikan peningkatan *overall heat transfer coefficient* yang besar tanpa memberikan peningkatan yang besar terhadap *pressure drop*. Berikut merupakan analisis sensitivitas dari beberapa teknologi yang digunakan.

4.2.1 Teknologi *Segmental Baffle* pada Sisi *Shell*

Pada umumnya, *shell-and-tube heat exchanger* menggunakan jenis *segmental baffle*. Salah satu variabel yang sangat mungkin untuk diubah dalam pengoperasian *heat exchanger* ini adalah *baffle spacing*. *Baffle spacing* sendiri sangat berpengaruh pada nilai dari *overall heat transfer coefficient* dan *shell side pressure drop*. Untuk mengetahui seberapa besar pengaruh perubahan *baffle spacing* terhadap peningkatan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Gambar 4.1 menunjukkan seberapa berpengaruh *baffle spacing* terhadap *objective function* dan *constraint* yang digunakan. Variasi *baffle spacing* yang digunakan dalam rentang minimal dan maksimal berturut – turut adalah sebesar 30% dan 60% dari nilai diameter dalam *shell* (Igor Martic, 2020). Penggunaan *range* tersebut dimaksudkan untuk mempermudah menganalisis pengaruh *baffle spacing* terhadap perubahan *overall heat transfer coefficient* dan *shell side pressure drop*, dikarenakan mayoritas dari nilai *baffle spacing* yang optimal berada pada *range* tersebut.



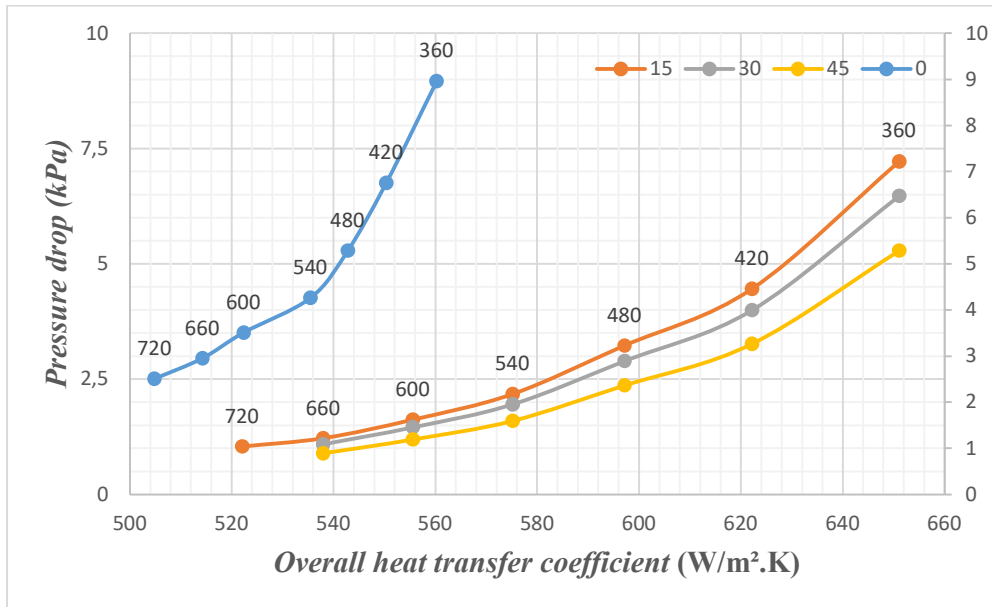
Gambar 4.1 Grafik Hubungan Antara *Baffle Spacing* dengan U dan ΔP

Dari grafik tersebut, dapat dilihat bahwa pengaruh *baffle spacing* terhadap dua variabel yang mempengaruhi performansi *heat exchanger*, yaitu *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*, lumayan signifikan, dimana semakin besar *baffle spacing*, maka *pressure drop* akan semakin kecil karena jumlah *baffle* yang digunakan semakin sedikit, di sisi lain akan memperkecil *overall heat transfer coefficient* karena turbulensi dari aliran fluida juga semakin kecil. Dari hubungan ini, perlu ditentukan *baffle spacing* yang paling optimal untuk penggunaan *segmental baffle*, sehingga bisa mendapatkan *overall heat transfer coefficient* yang besar tanpa melewati *calculated pressure drop* yang ada pada *datasheet*.

4.2.2 Teknologi *Helical Baffle* pada Sisi *Shell*

Salah satu teknologi pengembangan untuk memaksimalkan performansi dari *heat exchanger* pada sisi *shell* adalah penerapan jenis *helical baffle* untuk menggantikan *segmental baffle*. Dalam penggunaan *helical baffle* sendiri, terdapat beberapa variabel yang mempengaruhi efisiensi penggunaannya, antara lain adalah *baffle spacing* dari *helical baffle* serta *helix angle*, yaitu sudut kemiringan dari *helical baffle*. Pada analisis sensitivitas *helical baffle* ini, digunakan variasi dari *baffle spacing* sama seperti yang dilakukan pada *segmental baffle*, yaitu pada nilai 30% – 60% dari diameter dalam *shell* dengan 6 nilai yang dipilih. Variasi kedua yang digunakan adalah *helix angle* dengan beberapa nilai, yaitu 0°, yang mewakili hasil dari *segmental baffle*, 15°, 30°, 45°. Pengamatan sensitivitas yang dilakukan dengan dua kondisi, dengan kondisi pertama adalah mengubah nilai *baffle spacing* dan *helix angle* tetap dan sebaliknya. Grafik hubungan antara perubahan kedua variabel tersebut

dengan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* dapat dilihat seperti pada Gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik Hubungan Antara *Baffle Spacing* dan *Helix Angle* pada Penggunaan *Helical Baffle* Terhadap Nilai *U* dan ΔP

Gambar 4.2 tersebut menunjukkan sensitivitas dari variabel *baffle spacing* serta *helix angle* yang dapat diketahui dari pengaruh perubahannya terhadap perubahan *heat transfer coefficient*, *U*, serta *pressure drop*, ΔP . Kondisi pertama dilakukan dengan mengubah *baffle spacing* dan *helix angle* tetap dengan nilai *baffle spacing* yang digunakan ada di antara 30% – 60% nilai diameter dalam *shell*, dengan beberapa sampel yang digunakan bernilai 360 mm, 420 mm, 480 mm, 540 mm, 600 mm, 660 mm, dan 720 mm. Kondisi kedua adalah dengan mengubah nilai *helix angle* pada nilai 15°, 30°, 45° dan nilai *baffle spacing* tetap. Pada sudut 0°, yang merupakan nilai pada *segmental baffle*, digunakan sebagai pembandingan nilai *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop* dengan hasil yang ada pada *helical baffle* pada jarak *baffle* yang sama. Dari perbandingan tersebut, dapat dilihat bahwa, pada nilai *baffle spacing* yang sama, nilai *overall heat transfer coefficient* yang ada pada *helical baffle* memiliki hasil yang lebih besar jika dibandingkan dengan nilai yang ada pada *segmental baffle* dengan *pressure drop* yang tidak jauh berbeda.

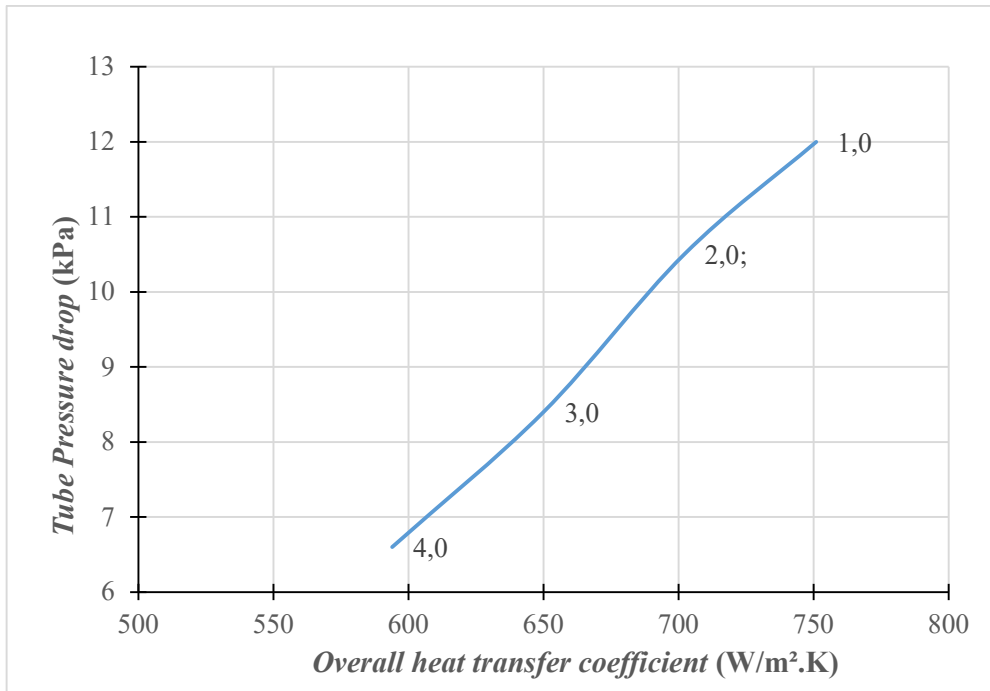
Pada penggunaan *helical baffle* sendiri, melalui Gambar 4.2 dapat dilihat pengaruh dari 2 variabel, yaitu *baffle spacing* dan *helix angle* terhadap perubahan *overall heat transfer coefficient* dan *pressure drop*. Gambar 4.2 menunjukkan bahwa penurunan *baffle spacing* menyebabkan peningkatan *overall heat transfer coefficient*. Peningkatan variabel ini

dipengaruhi dengan meningkatnya nilai *shell side film coefficient* karena pengaruh dari aliran fluida pada sisi *shell* yang semakin turbulen karena meningkatnya kecepatan aliran fluida sebagai akibat dari menurunnya *crossflow area*. Turbulensi ini direpresentasikan sebagai *Reynold number* yang juga akan meningkatkan nilai dari *Nusselt number*. *Nusselt number* ini yang nantinya merupakan fungsi dari *shell side film transfer coefficient*. Di sisi lain, meningkatnya *Reynold number* ini juga akan meningkatkan *pressure drop* karena *friction factor* memiliki nilai yang makin besar. Pada variabel *helix angle* sendiri, semakin besar nilai *helix angle* akan menurunkan *pressure drop* yang terjadi pada sisi *shell*, namun peningkatan *helix angle* ini akan menurunkan jumlah *baffle*, sehingga nilai *shell side film coefficient* akan menurun. Dari analisis tersebut, dibutuhkan optimisasi nilai dari *baffle spacing* dan *helix angle* untuk mendapatkan geometri yang paling optimal untuk menghasilkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang paling besar dengan *pressure drop* sekecil mungkin dan tidak melebihi *calculated pressure drop* pada *datasheet*.

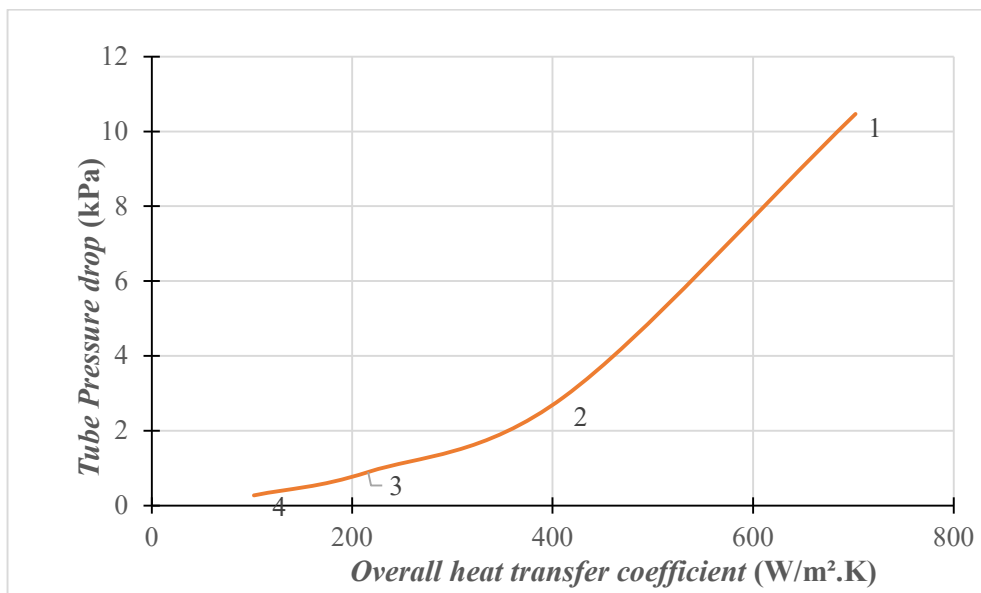
4.2.3 Teknologi *Internal Fins* pada Sisi *Tube*

Analisis sensitivitas untuk penggunaan teknologi *internal fins* ini dilakukan dengan tetap menerapkan teknologi *helical baffle* pada sisi *shell* dengan besar *baffle spacing* adalah 359 mm dan *helix angle* sebesar 45°. Analisis sensitivitas pada *internal fins* ini dilakukan terhadap dua variabel yang mempengaruhi penerapan *internal fins* ini, yaitu *fin thickness* dan *number of fins*. Sensitivitas variabel *fin thickness* dianalisis dengan menjaga nilai *number of fins* tetap pada nilai 1. Untuk variasi *fin thickness* yang digunakan disini ada pada jarak dari 1 – 4 mm dengan penambahan 1 mm tiap variasinya. Untuk menunjukkan hubungan antara perubahan *fin thickness* dengan perubahan *overall heat transfer coefficient* serta *pressure drop* dapat dilihat pada Gambar 4.3. Dari gambar tersebut dapat dilihat, bahwa semakin menurunnya nilai *fin thickness* akan menambah besar *overall heat transfer coefficient*, namun di sisi lain juga diiringi dengan pertambahan *tube side pressure drop*. Hal ini dikarenakan besarnya *fin thickness* akan mempengaruhi besar dari diameter hidraulik yang secara langsung akan menyebabkan nilai dari *Nusselt number* dan *friction factor* pada sisi *tube* akan berubah.

Untuk menguji sensitivitas dari *number of fins*, dilakukan analisis dengan menjaga nilai dari *fin thickness* tetap pada satu nilai, yaitu pada nilai 2 mm. Variasi yang dipilih untuk analisis sensitivitas dari *number of fins* ini adalah berjumlah 1 – 4 dengan peningkatan satu, sehingga total ada 4 variabel uji. Grafik hubungan antara perubahan nilai *number of fins* dengan perubahan *overall heat transfer coefficient* dan *tube side pressure drop* dapat dilihat seperti pada Gambar 4.4.



Gambar 4.3 Grafik Hubungan Antara *Fin Thickness* pada Penggunaan *Internal Fins* Terhadap Nilai U dan ΔP



Gambar 4.4 Grafik Hubungan Antara *Number of Fins* pada Penggunaan *Internal Fins* Terhadap Nilai U dan ΔP

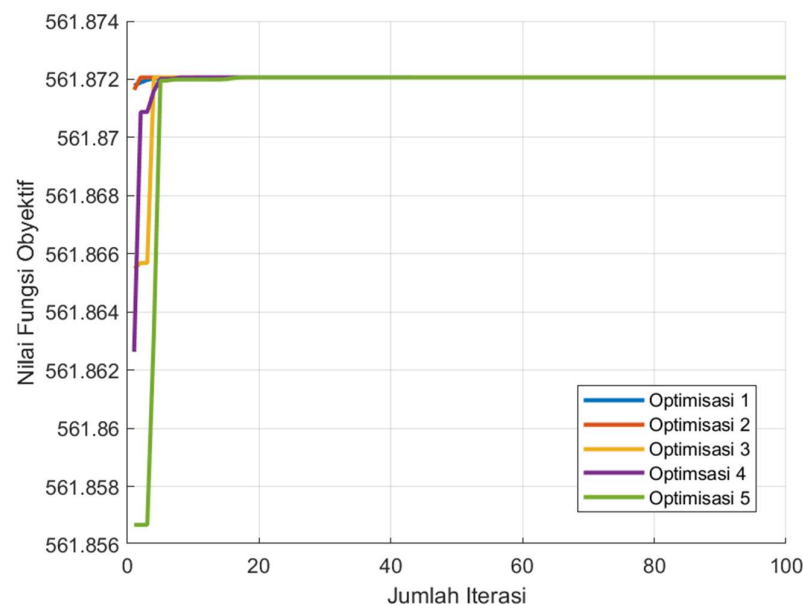
Dari grafik tersebut, dapat dilihat bahwa semakin kecil nilai dari *fin thickness*, *overall heat transfer coefficient* akan meningkat. Hal ini disebabkan karena nilai dari diameter hidraulik pada *tube* semakin meningkat, sehingga akan meningkatkan *Nusselt number* pada sisi *tube*.

Di sisi lain, semakin sedikit jumlah *fin* yang digunakan pada sisi *tube*, akan semakin besar nilai *overall heat transfer coefficient* dan *tube side pressure drop*. Meningkatnya *overall heat transfer coefficient* ini merupakan dampak secara langsung dari meningkatnya *tube side film coefficient* sebagai dampak dari distribusi dari kecepatan dan temperatur fluida yang semakin uniform seiring dengan meningkatnya jumlah *fin* yang digunakan, sehingga dengan makin uniformnya distribusi kecepatan, akan semakin berkurang turbulensi dari aliran fluida yang terjadi. Di sisi lain, peningkatan *tube side pressure drop* seiring penurunan jumlah *fin* juga merupakan dampak dari turbulensi fluida.

4.3 Hasil Optimisasi Desain *Heat Exchanger* Menggunakan *Stochastic Algorithm*

4.3.1 Penggunaan *Segmental Baffle* pada Sisi *Shell* dan *Plain Tube* pada Sisi *Tube*

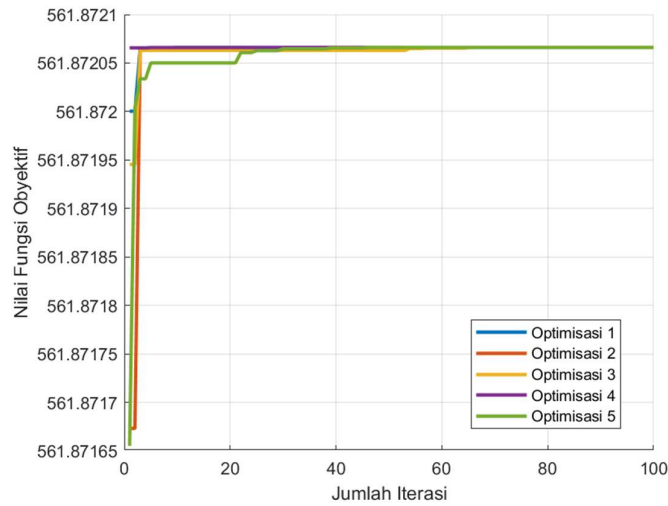
Optimisasi pada *segmental baffle* ini menggunakan *decision variable* berupa *baffle spacing*. Hasil dari *objective function* untuk penggunaan *Genetic Algorithm* pada tiap iterasi dapat dilihat pada Gambar 4.5.



Gambar 4.5 Gambar Hasil *Objective Function* untuk Tiap Iterasi Menggunakan *Genetic Algorithm* pada *Segmental Baffle*.

Gambar 4.5 tersebut menunjukkan proses iterasi untuk mendapatkan nilai *objective function* yang maksimal, yaitu *overall heat transfer coefficient*, melalui 5 proses optimisasi yang berbeda dengan jumlah iterasi 100 pada tiap proses optimisasinya.

Teknik optimisasi yang digunakan selanjutnya adalah *Killer Whale Algorithm*. Gambar 4.6 menunjukkan proses iterasi yang terjadi pada algoritma ini serta hasil *objective function* dari proses optimisasi tersebut.

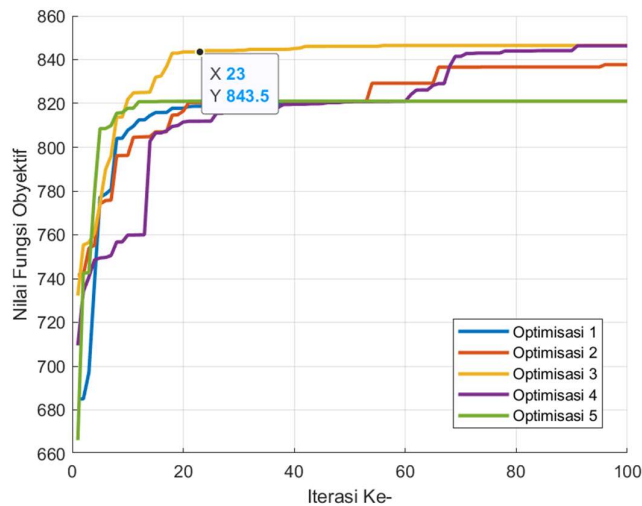


Gambar 4.6 Gambar Hasil *Objective Function* untuk Tiap Iterasi Menggunakan *Killer Whale Algorithm* pada *Segmental Baffle*.

Dari dua teknik optimisasi yang digunakan, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*, dengan *baffle spacing* sebagai *decision variable*, keduanya memiliki nilai *baffle spacing* sebesar 341.6 mm.

4.3.2 Penggunaan *Helical Baffle* pada *Sisi Shell* dan *Internal Fins* pada *Sisi Tube*

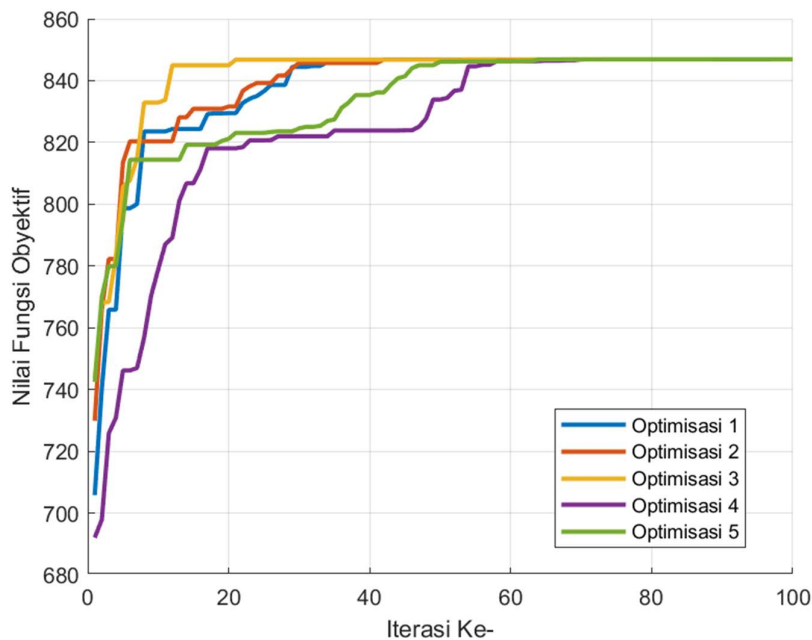
Optimisasi pada penggunaan *helical baffle* dan *internal fins* ini menggunakan empat *decision variable*, yaitu *baffle spacing*, *helix angle*, *fin thickness*, dan *number of fins*. Hasil dari *objective function* untuk penggunaan *Genetic Algorithm* pada tiap iterasi dapat dilihat pada Gambar 4.7.



Gambar 4.7 Gambar Hasil *Objective Function* untuk Tiap Iterasi Menggunakan *Genetic Algorithm* pada *Helical Baffle* dan *Internal Fins*.

Gambar 4.7 tersebut menunjukkan proses iterasi untuk mendapatkan nilai *objective function* yang maksimal, yaitu *overall heat transfer coefficient*, melalui 5 proses optimisasi yang berbeda dengan jumlah iterasi 200 pada tiap proses optimisasinya.

Teknik optimisasi yang digunakan selanjutnya adalah *Killer Whale Algorithm*. Gambar 4.8 menunjukkan proses iterasi yang terjadi pada algoritma ini serta hasil *objective function* dari proses optimisasi tersebut.



Gambar 4.8 Gambar Hasil *Objective Function* untuk Tiap Iterasi Menggunakan *Killer Whale Algorithm* pada *Helical Baffle* dan *Internal Fins*.

Dari dua Teknik optimisasi yang digunakan dengan empat *decision variable*, yaitu *baffle spacing*, *helix angle*, *fin thickness*, dan *number of fins*, mendapatkan hasil yang dapat dilihat seperti pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Hasil Variabel Optimisasi untuk Penggunaan *Helical Baffle* dan *Internal Fins*

Algoritma Optimisasi	<i>Baffle Spacing</i> , l_{bc} (mm)	<i>Helix Angle</i> , β (°)	<i>Fin Thickness</i> , δ_f (mm)	<i>Fins Number</i> , N
<i>Genetic Algorithm</i>	297	45	0.1	1
<i>Killer Whale Algorithm</i>	298	45	0.1	1

Dari proses optimisasi, baik pada penggunaan *segmental baffle* maupun penggunaan *helical baffle* dan *internal fins*, dapat dilihat bahwa penggunaan *Killer Whale Algorithm* hanya membutuhkan iterasi sebanyak 40 kali dan *Genetic Algorithm* membutuhkan jumlah iterasi sampai 60 untuk mencapai *global optimum*. Hasil ini dikarenakan penggunaan *Killer Whale Algorithm* memiliki luas pencarian yang lebih besar karena masing-masing paus pembunuh mencari nilai optimum, sehingga lebih cepat mendapatkan nilai paling optimum dengan mengumpulkan hasil *global cost* dari masing-masing paus pembunuh. Selain itu, pada penggunaan *Genetic Algorithm* pada Gambar 4.7 untuk proses optimisasi ke-3 didapatkan hasil yang tidak mencapai *global optimum*. Dari beberapa proses dan hasil optimisasi menggunakan kedua algoritma tersebut, bisa dikatakan penggunaan parameter populasi pada *Genetic Algorithm* kurang besar, sehingga *range* pencarian kurang maksimal. Dengan alasan inilah, *Killer Whale Algorithm* pada penelitian ini bisa dikatakan memiliki performa dari penggunaan *Killer Whale Algorithm* lebih baik, meskipun secara keseluruhan, penggunaan *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm* konvergen pada satu nilai.

4.4 Perbandingan Sebelum dan Sesudah Optimisasi

4.4.1 Hasil Perbandingan Desain *Heat exchanger*

Data yang digunakan pada penelitian ini mengacu pada *datasheet heat exchanger* pada Petronas Malaka unit E-1109 dengan menggunakan *segmental baffle* serta *plain tube*. Pada penelitian ini sendiri, dilakukan penambahan teknologi *helical baffle* pada sisi *shell* dan *internal fins* pada sisi *tube*. Tabel 4.3 berikut menunjukkan performansi *heat exchanger* setelah dilakukan penambahan dua teknologi tersebut.

Tabel 4.3 Perbandingan Variabel Performansi Setelah Penambahan *Helical Baffle* dan *Internal Fins*

Variabel (satuan)	Pemodelan	<i>Helical Baffle dan Internal Fins</i>	Deviasi
h_s (W/m ² K)	938	1361	45%
h_t (W/m ² K)	1754	2433	39%
U (W/m ² K)	556,032	791	42%
A (m ²)	444,63	362,96	-18%
Q (kW)	6358	7758	22%
ΔP_s (kPa)	9,0122654	5,27	-42%
ΔP_T (kPa)	14,24702848	15,2	7%

Penggunaan *baffle* pada *shell-and-tube heat exchanger* merupakan salah satu fokus pengembangan yang dilakukan pada sisi *shell*. Pengembangan penggunaan *baffle* ini berfokus pada peningkatan rasio konversi dari *pressure drop* menjadi *heat transfer coefficient*. Pada penggunaan *segmental baffle*, hampir seluruh *pressure drop* yang terjadi pada sisi *shell* terbuang sia – sia dan terbuang untuk mengubah arah aliran fluida. Susunan dari *segmental baffle* ini menyebabkan beberapa efek yang tidak diinginkan dalam suatu fenomena perpindahan panas, seperti terjadinya *dead zone* yang dapat meningkatkan pembentukan *fouling* dan kebocoran aliran yang melewati permukaan perpindahan panas antara *baffle* dan *tube* akan mengurangi besarnya *heat transfer coefficient* karena besarnya luasan *crossflow*. Dari Tabel 4.8 dapat dilihat bahwa pengembangan pada sisi *shell* dari *shell-and-tube heat exchanger* dengan melakukan perubahan konfigurasi *baffle* dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* memiliki banyak perubahan nilai pada variabel, terutama pada *shell side film coefficient* serta *shell side pressure drop*. peningkatan *shell side film coefficient* mengalami peningkatan sebesar 45%. Peningkatan ini sendiri diakibatkan dari hilangnya kebocoran aliran yang banyak terjadi pada penggunaan *segmental baffle*, sehingga aliran fluida banyak yang tidak melewati area perpindahan panas, atau biasa disebut sebagai *bypass effect*. Dengan penggunaan *helical baffle* ini, kebocoran aliran, atau yang sering disebut sebagai *leakage flow*, dapat ditekan, sehingga persentase fluida yang melalui area perpindahan panas semakin besar dan secara langsung efisiensi perpindahan panas yang ada pada sisi *shell* semakin meningkat. Variabel lain yang mengalami perubahan adalah *shell side pressure drop*. Dari Tabel 4.8, dapat dilihat penurunan *shell side pressure drop* setelah mengganti orientasi *baffle* dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* mengalami penurunan sebesar 42%, yang mana menunjukkan penurunan yang lumayan signifikan. *Pressure drop* juga merupakan salah satu faktor yang sangat penting untuk ditinjau karena mempengaruhi biaya untuk memompa fluida dari *inlet* menuju *outlet*, dimana semakin besar *pressure drop*, maka daya pompa yang dibutuhkan akan semakin besar, yang secara langsung mengakibatkan biaya untuk memompa akan semakin besar. Tingginya *shell side pressure drop* pada penggunaan *segmental baffle* merupakan efek dari bentuk aliran fluida yang terjadi di sisi *shell* yang mengikuti bentuk zigzag dari orientasi *segmental baffle*, yang menyebabkan terjadinya *dead zone* serta pembentukan aliran *Eddy*, yang berdampak pada terjadinya *back mixing* pada partikel fluida. Fenomena *back mixing* inilah yang menyebabkan peningkatan *shell side pressure drop* dan juga menurunnya laju perpindahan panas pada sisi *shell*. Dengan digantinya *segmental baffle* menjadi *helical baffle*, bentuk aliran yang terjadi pada sisi *shell* akan berbentuk *helix*, mengikuti bentuk aliran fluida yang

ada secara alami. Dengan adanya bentuk aliran seperti ini dapat secara efektif menghilangkan fenomena *dead zone* serta *back mixing* pada partikel fluida yang mengalir di sisi *shell* yang berpengaruh pada berkurangnya *pressure drop*, sehingga daya pompa yang dibutuhkan juga semakin kecil.

Pengembangan pada sisi *tube* sendiri banyak dilakukan, dan salah satu pengembangan yang diterapkan pada penelitian tugas akhir ini adalah pemasangan *internal fins* pada sisi *tube*. Pemasangan *internal fins* pada sisi *tube* dapat meningkatkan nilai *Reynold number* yang menyebabkan aliran fluida di dalam *tube* menjadi lebih turbulen jika dibandingkan dengan *plain tube*. turbulensi ini akan mengakibatkan nilai *nusslet number* pada sisi *tube* meningkat dan secara langsung menyebabkan *tube side film coefficient* juga meningkat sebesar 39% yang diikuti dengan peningkatan *tube side pressure drop* sebesar 7%, yang pada akhirnya juga menyebabkan peningkatan pada *overall heat transfer coefficient* jika dibandingkan dengan *plain tube* pada *tube side pressure drop* yang sama. Sesuai dengan Tabel 4.3 sendiri, dapat dilihat perbedaan setelah penerapan teknologi *helical baffle* dan *internal fins*, *overall heat transfer coefficient* dari *heat exchanger* sendiri mengalami peningkatan yang signifikan sebesar 42%

Setelah melakukan perhitungan dari pengaruh penambahan teknologi pada sisi *shell* berupa *helical baffle* dan pada sisi *tube* berupa *internal fins*, perlu dilakukan optimisasi terhadap beberapa variabel dimensi dari *helical baffle* dan *internal fins* untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* yang paling optimal dengan tidak melebihi *pressure drop*, baik pada sisi *shell* maupun sisi *tube*, yang ada pada *calculated pressure drop* yang tertera di *datasheet*. Proses optimisasi yang dilakukan pada penelitian tugas akhir ini menggunakan dua metode *stochastic algorithm*, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*. Variabel dimensi *helical baffle* dan *internal fins* yang paling optimal dapat dilihat pada Subbab 4.3 setelah dilakukan proses optimisasi menggunakan *Killer Whale Algorithm* dan *Genetic Algorithm*. Hasil dari variabel yang mengukur performansi *heat exchanger* setelah dilakukan proses optimisasi menggunakan *Genetic Algorithm* dapat dilihat melalui Tabel 4.4. Kemudian, untuk metode optimisasi yang kedua dengan menggunakan *Killer Whale Algorithm*, perbandingan performansi sebelum dan sesudah optimisasi dapat dilihat pada Tabel 4.5. Setelah didapatkan nilai-nilai dari variabel performansi dari *heat exchanger*, yaitu *overall heat transfer coefficient*, *heat transfer area*, *head duty*, dan *pressure drop* baik pada sisi *shell* maupun sisi *tube*, nilainya kemudian akan dibandingkan dengan hasil pemodelan yang sudah pernah dilakukan pada Subbab 4.1, yaitu sesuai dengan yang ada pada *datasheet*. Perbandingan ini dilakukan untuk mengetahui peningkatan performansi dari

heat exchanger sebelum proses optimisasi dan sesudah proses optimisasi. Perbandingan sebelum dan sesudah proses optimisasi juga sudah tercantum pada Tabel 4.4 dan 4.5 yang tertulis dalam persentase.

Tabel 4.4 Perbandingan Performansi *Heat Exchanger* Sebelum dan Sesudah Optimisasi Menggunakan *Genetic Algorithm*

Teknologi	Variabel (satuan)	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
<i>Segmental Baffle</i>	U (W/m ² K)	556,032	561,692	1,02%
	A (m ²)	444,63	441,76	-0,65%
	Q (kW)	6358	6395	0,58%
	ΔP_s (kPa)	9,0122654	9,8066	8,81%
	ΔP_T (kPa)	14,2470285	13,9371399	-2,18%
<i>Helical Baffle dan Internal fins</i>	U (W/m ² K)	791	844	6,70%
	A (m ²)	362,96	351,07	-3,28%
	Q (kW)	7758	8021	3,39%
	ΔP_s (kPa)	5,27	8,95	69,83%
	ΔP_T (kPa)	15,2	15,2	0,00%

Tabel 4.5 Perbandingan Performansi *Heat Exchanger* Sebelum dan Sesudah Optimisasi Menggunakan *Killer Whale Algorithm*

Teknologi	Variabel (satuan)	Sebelum Optimisasi	Sesudah Optimisasi	Selisih
<i>Segmental Baffle</i>	U (W/m ² K)	556,032	561,692	1,02%
	A (m ²)	444,63	441,76	-0,65%
	Q (kW)	6358	6395	0,58%
	ΔP_s (kPa)	9,0122654	9,8066	8,81%
	ΔP_T (kPa)	14,2470285	13,9371399	-2,18%
<i>Helical Baffle dan Internal fins</i>	U (W/m ² K)	791	844	6,22%
	A (m ²)	362,96	351,86	-3,06%
	Q (kW)	7758	8016	3,33%
	ΔP_s (kPa)	5,27	8,92	69,26%
	ΔP_T (kPa)	15,2	15,2	0,00%

Pada Tabel 4.4 dan Tabel 4.5 yang berturut – turut merupakan proses optimisasi menggunakan *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm* tidak menunjukkan adanya perbedaan besar pada nilai variabel yang menggambarkan performansi *heat exchanger*, kecuali pada hasil optimisasi dengan penerapan *helical baffle* dan *internal fins* secara bersamaan pada sisi *shell* dan sisi *tube*. Untuk proses optimisasi dengan penerapan *segmental baffle* dan *plain tube* dengan variabel optimisasi adalah *baffle spacing*, dapat dilihat *overall heat transfer coefficient* mengalami peningkatan sebesar 1% karena nilai *baffle spacing* yang didapatkan dari proses optimisasi lebih kecil jika dibandingkan dengan yang ada pada *datasheet*, yang di sisi lain, meningkatnya *overall heat transfer coefficient* ini dibarengi dengan bertambahnya *shell side pressure drop* sebesar 9%. Namun hasil ini dirasa kurang memuaskan karena tidak memaksimalkan *shell side pressure drop* pada *datasheet* sesuai dengan *constraint* yang sudah ditetapkan. Proses optimisasi selanjutnya adalah dengan menerapkan teknologi pada sisi *shell* dan *tube* secara bersamaan berupa *helical baffle* dan *internal fins*. Penerapan kedua teknologi ini secara bersamaan memiliki peningkatan *overall heat transfer coefficient* yang lebih besar karena *shell side film coefficient* dan *tube side film coefficient* meningkat secara bersamaan. Meskipun terdapat perbedaan pada nilai beberapa variabel optimisasi pada *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*, peningkatan *overall heat transfer coefficient* pada kedua metode memiliki nilai yang hampir sama, yaitu mengalami peningkatan sebesar 6,7% untuk penggunaan *Genetic Algorithm* dan 6,2% untuk penggunaan *Killer Whale Algorithm*, dengan nilai *tube side pressure drop* sama seperti konfigurasi sebelum proses optimisasi untuk kedua algoritma optimisasi dan *shell side pressure drop* pada *Genetic Algorithm* meningkat sebesar 69,8% dan pada *Killer Whale Algorithm* meningkat sebesar 69,4%. Pada hasil ini, dapat dilihat metode optimisasi *Genetic Algorithm* memiliki efisiensi yang lebih baik karena bisa memperoleh *overall heat transfer coefficient* lebih besar karena mampu memaksimalkan *constraint pressure drop* yang diterapkan, sehingga rasio antara *overall heat transfer coefficient* dengan *shell side pressure drop* mendapatkan nilai yang lebih besar. Setelah didapatkan konfigurasi optimal dari kedua optimisasi tersebut, dilakukan perhitungan dari segi ekonomi dengan mencari nilai *saving* sesuai dengan persamaan yang ada

4.4.2 Analisis Dampak Melalui Sudut Pandang Ekonomi

Setelah dilakukan penambahan beberapa teknologi pada sisi *shell* dan *tube* pada *heat exchanger* unit E-1109 dan dilakukan proses optimisasi terhadap dimensi dari teknologi yang sudah diterapkan, langkah selanjutnya adalah dengan menganalisis dampak dari segi keuntungan ekonomi, dalam hal ini adalah *saving* yang bisa dilakukan tiap tahunnya. Untuk

beberapa variabel ekonomi yang digunakan adalah *energy recovery*, *capital cost*, dan *operating cost*, yang mana untuk perhitungan sesuai dengan desain yang ada pada *datasheet* dapat dilihat pada Tabel 4.6 di bawah.

Tabel 4.6 Perhitungan dari Segi Ekonomi pada Desain *Heat Exchanger* Yang Sesuai dengan *Datasheet*

Unit <i>Heat exchanger</i>	Energy Recovery (USD)	Capital Cost (USD)	Operating Cost (USD)	Saving (USD)
E-1109	2.071.894	165.947,51	282,84	1.905.664

Setelah didapatkan hasil yang sesuai dengan *datasheet*, kemudian akan dilakukan perhitungan setelah proses penambahan teknologi dan optimisasi dari desain teknologi tersebut.

a. Energy Recovery

Perhitungan *energy recovery* dilakukan dalam kondisi *heat exchanger* sudah ditambahkan teknologi yang sudah memiliki dimensi yang paling optimal. Untuk hasil perhitungan dari *energy recovery* dapat menggunakan persamaan (3.10) yang hasilnya sendiri dapat dilihat pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Perhitungan *Energy Recovery* dan Perbandingan dengan Desain pada *Datasheet*

Metode Optimisasi	Desain (USD)	Hasil Optimisasi			
		<i>Segmental Baffle</i>		<i>Helical Baffle dan Internal fins</i>	
		Nilai (USD)	Selisih	Nilai (USD)	Selisih
Genetic Algorithm	2.071.894	2.083.951	0,6%	2.613.819	26%
Killer Whale Algorithm		2.083.951	0,6%	2.612.190	26%

Dari Tabel 4.7 tersebut, dapat dilihat peningkatan untuk tiap – tiap penerapan teknologi dengan konfigurasi yang paling optimal dengan menggunakan dua metode optimisasi. Tabel tersebut menunjukkan peningkatan *energy recovery* yang paling besar jika dibandingkan dengan *energy recovery* pada desain *datasheet* adalah ketika dilakukan penerapan *helical baffle* pada sisi *shell* dan *internal fins* pada sisi *tube* secara bersamaan, yang mengalami

peningkatan hingga 26% dengan menggunakan *Genetic Algorithm* dan 26% dengan menggunakan *Killer Whale Algorithm*. Meningkatnya *energy recovery* ini dipengaruhi oleh peningkatan *head duty* (Q) setelah penerapan teknologi, dimana peningkatan *head duty* ini dipengaruhi langsung oleh nilai *overall heat transfer coefficient*. Penjelasan tersebut sudah cukup menjelaskan mengapa *energy recovery* yang ada dengan penerapan kombinasi *helical baffle* dan *internal fins* memiliki nilai yang paling tinggi jika dibandingkan dengan konfigurasi yang lain, karena *overall heat transfer coefficient* pada kombinasi *helical baffle* dan *internal fins* memiliki nilai yang paling besar jika dibandingkan dengan yang lain. Kombinasi *helical baffle* dan *internal fins* ini dapat menghasilkan *energy recovery* rata – rata sebesar 2.613.005 USD tiap tahunnya.

b. Capital Cost

Perhitungan *capital cost* dilakukan dengan menggunakan persamaan (3.11) yang diterapkan pada seluruh konfigurasi yang digunakan pada penelitian ini, mulai dari yang sesuai dengan *datasheet* sampai pada hasil optimisasi *heat exchanger* yang sudah ditambahkan teknologi *helical baffle* maupun *internal fins*. Hasil perhitungan *capital cost* tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Perhitungan *Capital Cost* dan Perbandingan dengan Desain pada *Datasheet*

Metode Optimisasi	Desain (USD)	Hasil Optimisasi	
		<i>Segmental Baffle</i>	<i>Helical Baffle dan Internal fins</i>
		Nilai (USD)	Nilai (USD)
Genetic Algorithm	165.947,51	165.947,51	165.947,51
Killer Whale Algorithm		165.947,51	165.947,51

Dari Tabel 4.8 dapat dilihat bahwa biaya untuk proses manufaktur *heat exchanger* untuk seluruh konfigurasi yang diterapkan pada penelitian ini memiliki besar yang sama, yaitu pada angka mendekati 165.947 USD. Kesamaan biaya manufaktur ini merupakan pengaruh dari luasan *heat transfer* yang tidak mengalami perubahan, sehingga besar *heat exchanger* yang diperlukan adalah sama pada tiap-tiap variasi penerapan teknologinya, baik pada penggunaan *segmental baffle* maupun sesudah penggunaan *helical baffle* dan penambahan *internal fins*. Besarnya perhitungan biaya yang tercantum tidak termasuk dengan biaya tambahan untuk produksi *internal fins* Dengan adanya kesamaan biaya manufaktur untuk

seluruh variasi penerapan teknologi *heat exchanger* ini merupakan sebuah keuntungan pada penggunaan *heat exchanger* yang sudah diterapkan *helical baffle* dan *internal fins* yang sudah dioptimisasi karena memiliki nilai *overall heat transfer coefficient* yang lebih besar jika dibandingkan dengan yang sesuai dengan *datasheet*.

c. Operating Cost

Operating cost yang digunakan pada penelitian ini adalah biaya total untuk memompa fluida pada *inlet* dari *heat exchanger* dengan menggunakan persamaan (3.10). hasil perhitungan *operating cost* untuk konfigurasi setelah ditambahkan teknologi yang sudah dioptimisasi dan perbandingan dengan desain yang ada pada *datasheet* dapat dilihat pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Perhitungan *Operating Cost* dan Perbandingan dengan Desain pada *Datasheet*

Metode Optimisasi	Desain (USD)	Hasil Optimisasi			
		<i>Segmental Baffle</i>		<i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal fins</i>	
		Nilai (USD)	Selisih	Nilai (USD)	Selisih
Genetic Algorithm	282,84	281,31	-0,5%	298,94	5,69%
Killer Whale Algorithm		281,31	-0.5%	298,94	5,69%

Dari Tabel 4.9 dapat terlihat bahwa selisih *operating cost* antara seluruh konfigurasi penambahan teknologi yang sudah dioptimisasi dengan desain pada *datasheet* tidak mengalami perubahan yang signifikan, namun tetap ada perbedaan. Untuk optimisasi penggunaan *segmental baffle* sendiri untuk kedua algoritma optimisasi, *operating cost* mengalami penurunan sebesar 0.5%, yang merupakan dampak dari penurunan *tube side pressure drop*, meskipun pada *shell side pressure drop* mengalami peningkatan. Untuk penerapan *helical baffle* dan *internal fins* secara bersamaan, *operating cost* mengalami peningkatan sebesar 5.6% untuk kedua algoritma optimisasi. Peningkatan ini diakibatkan dari pemaksimalan *constraint* yang diberikan untuk proses optimisasi untuk mendapatkan *overall heat transfer coefficient* yang maksimal, sehingga dengan meningkatnya *pressure drop* pada sisi *shell* maupun *tube* secara langsung juga meningkatkan *operating cost*.

d. Saving

Setelah dilakukan seluruh perhitungan dari *energy recovery*, *capital cost*, serta *operating cost* yang hasilnya dapat dilihat pada Tabel 4.7 sampai Tabel 4.9, dilakukan

perhitungan terkait *saving* yang bisa didapatkan selama satu tahun penggunaan *heat exchanger* dengan perhitungannya menggunakan model matematis seperti yang ada pada persamaan (3.9). Hasil dari perhitungan *saving* dalam satuan mata uang Dolar AS dan perbandingan terhadap nilai *saving* yang sesuai dengan desain yang ada pada *datasheet* dapat dilihat pada Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Perhitungan *Saving* dan Perbandingan dengan Desain pada *Datasheet*

Metode Optimisasi	Desain (USD)	Hasil Optimisasi			
		<i>Segmental Baffle</i>		<i>Helical Baffle</i> dan <i>Internal fins</i>	
		Nilai (USD)	Selisih	Nilai (USD)	Selisih
Genetic Algorithm	1.905.664	1.917.722	0,63%	2.447.573	28,44%
Killer Whale Algorithm		1.917.722	0,63%	2.445.944	28,35%

Tabel 4.10 menunjukkan nilai *saving* tiap tahun untuk desain yang sesuai dengan *datasheet* dan setelah ditambahkan teknologi yang sudah dioptimisasi. Nilai *saving* untuk desain yang sesuai dengan *datasheet* mencapai 1.905.664 USD per tahun. Setelah dilakukan proses optimisasi terhadap penggunaan *segmental baffle*, nilai *saving* meningkat sebesar 0,6% menjadi 1.917.722 USD untuk kedua algoritma optimisasi. Setelah dilakukan kombinasi *helical baffle* dan *internal fins* dan dilakukan proses optimisasi, nilai *saving* memiliki selisih yang paling besar dengan nilai desain jika dibandingkan konfigurasi sebelumnya, yaitu mencapai 2.447.573 USD untuk *Genetic Algorithm* dan 2.445.944 USD untuk penggunaan *Killer Whale Algorithm*, yang mana nilai tersebut menunjukkan peningkatan sebesar hampir 28% jika dibandingkan dengan nilai *saving* pada desain. Nilai *saving* pada kombinasi *helical baffle* dan *internal fins* memiliki peningkatan yang paling besar karena besar dari *energy recovery* yang bisa dilakukan oleh konfigurasi ini lebih besar jika dibandingkan konfigurasi sebelumnya dikarenakan memiliki *head duty* yang paling besar.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian tugas akhir yang telah dilakukan, terdapat beberapa poin kesimpulan yang bisa ditarik, antara lain:

- Penerapan teknologi berupa *helical baffle* dan *internal fins* dapat meningkatkan nilai *overall heat transfer coefficient* dengan nilai *pressure drop* yang tidak melebihi desain pada *datasheet*. Penerapan *helical baffle* pada sisi *shell* dapat meningkatkan nilai *shell side film coefficient* sebesar 45% dengan penurunan *shell side pressure drop* sebesar 42%. Penerapan *internal fins* pada sisi *tube* dapat meningkatkan nilai *tube side film coefficient* sebesar 39% dengan peningkatan *tube side pressure drop* sebesar 7%. Dengan diterapkannya kedua teknologi tersebut bersamaan pada sisi *shell* dan *tube*, maka didapatkan nilai *overall heat transfer coefficient* senilai 792 W/m²K, yang mengalami peningkatan sebesar 42% dibanding nilai pemodelan awal
- Optimisasi dilakukan menggunakan dua metode, yaitu *Genetic Algorithm* dan *Killer Whale Algorithm*. Proses optimisasi dilakukan untuk empat konfigurasi yang berbeda. Konfigurasi pertama adalah dengan menggunakan *segmental baffle* dengan *baffle spacing* sebagai variabel optimisasi, yang memiliki nilai optimal sebesar 342 mm untuk kedua metode optimisasi. Konfigurasi terakhir adalah dengan menggunakan *helical baffle* dan *internal fins* secara bersamaan dengan *baffle spacing*, *helix angle*, *fin thickness*, dan *fin number* sebagai variabel optimisasi, yang memiliki nilai optimal berturut – turut memiliki nilai 297 mm, 45°, 0.1 mm, dan 1 untuk *Genetic Algorithm* dan 298 mm, 45°, 0.1 mm, dan 1 untuk *Killer Whale Algorithm*
- Melalui analisis dampak ekonomi, penerapan *helical baffle* dan *internal fins* setelah dilakukan optimisasi memiliki keuntungan yang besar, dengan nilai *saving* mencapai 2.445.944 USD per tahun untuk penggunaan *Genetic Algorithm* dan 2.447.573 USD untuk *Killer Whale Algorithm*, yang mengalami peningkatan sebesar 28% jika dibandingkan dengan nilai *saving* yang dimiliki nilai sesuai dengan desain *datasheet*. Meningkatnya *saving* ini merupakan akibat dari besarnya *energy recovery* yang bisa dihasilkan melalui penerapan kedua teknologi tersebut.

5.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian tugas akhir ini, peneliti memiliki saran untuk pengembangan penelitian yang bisa dilanjutkan, antara lain:

- Melakukan penelitian terkait penggunaan parameter *Genetic Algorithm* agar mencapai performa yang terbaik dalam pemanfaatannya.
- Menggunakan metode optimisasi lain supaya hasil optimisasi pada penelitian ini dapat dibandingkan dengan metode optimisasi lainnya.
- Melakukan penerapan teknologi lain yang sedang dalam pengembangan untuk mendapatkan keuntungan yang lebih besar dari hasil yang ada pada penelitian ini

DAFTAR PUSTAKA

- Antonio C. Caputo, P. M. (2008). *Heat exchanger design based on economic optimisation. Applied Thermal Engineer*, 1151-1159.
- B. I. Master, K. S. (2006). Most Frequently Used *Heat exchangers* from Pioneering Research to Worldwide Applications. *Heat Transfer Engineering*, 27(6), 4-11.
- Bassel A. Abdelkader, M. A. (2019). Thermal-Hydraulic Characteristics of *Helical Baffle Shell-and-Tube Heat exchangers*. *Heat Transfer Engineering*, 41(13).
- Bell, K. J. (2003). *Heat exchanger Design for the Process Industries. Journal of Heat Transfer*, 126, 877-885.
- Bichkar, P., Dandgaval, O., Dalvi, P., Godase, R., & Dey, T. (2018). Study of *Shell-and-tube Heat exchanger* with the Effect of Types of *Baffles*. *Procedia Manufacturing*, 20, 195-200.
- Birol, F. (2010). World Energy Outlook . *International Energy Agency*.
- Bott, T. (1995). *Fouling of Heat exchanger*. Amsterdam: Elsevier.
- C. Rodriguez, R. S. (2007). Optimization of Operating Conditions for Mitigating Fouling in *Heat exchanger Networks*. *Chemical Engineering Research and Design*, 839-851.
- G.T.Polley, D. W. (2002). Evaluation of laboratory crude oil threshold fouling data for application to refinery pre-heat trains. *Applied Thermal Engineering*, 777-788.
- Grant, I. (1975). Flow and *Pressure drop* with Single-Phase and Two-Phase Flow on the *Shellside of Segmentally Baffled Shel and Tube Heat exchanger*. *Advances in Thermal and Mechanical Design of Shell-and-tube Heat exchanger*.
- Gustavo C.S. Passos, M. H. (2020). Genetic algorithms applied to an evolutionary model of industrial dynamics. *Economia*, 21, 279-296.
- Hewitt, G. (1998). *Heat exchanger Design Handbook*. New York: Begell House.
- Holland, J. (1975). *Adaptation in Natural and Artificial System*. The University of Michigan Press.
- Hossain, K. A. (2012). Global Energy Consumption Pattern and GDP . *International Journal of Renewable Energy Technology Research*, 1(1), 23-29.
- Igor Martic, A. M. (2020). Effect of *baffle cut* and *baffle spacing* on *pressure drop* in *shell-and-tube heat exchanger* with U tubes. *Technium*, 72-78.
- Kern, D. (1950). *Process Heat exchanger*. New York: McGraw-Hill.
- Luanfang Duan, X. L. (2018). Flow and heat transfer characteristics of a double-tube structure *internal finned tube* with blossom shape *internal fins*. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1102-1115.
- M.Saffar-Avval, E. (1995). A general correlation for determining optimum *baffle spacing* for all types of *shell-and-tube exchangers*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(13), 2501-2506.

- Michael J. Moran, H. N. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (8th ed.). New York: John Wiley & Sons.
- Mitchell, M. (1998). *An Introduction to Genetic Algorithm*. London: MIT Press.
- Peter, M. S., & Timmerhaus, K. D. (2003). *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. New York: McGraw-Hill.
- Poh-Seng Lee, S. V. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 1688-1704.
- R. Sajedi, M. T. (2015). Experimental and numerical study on the optimal fin numbering in an external extended finned tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 83, 139-146.
- R. Selbas, O. K. (2006). A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. *Chemical Engineering and Processing*, 45(4), 268-275.
- R.K. Sinnott, J. C. (1996). *Chemical Engineering Design* (6 ed.). Boston: Butterworth-Heinemann.
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design* (18th ed.). Canada: John Wiley & Sons.
- T.R.Biyanto. (2013). *Optimal cleaning schedule for crude preheat train affected by fouling using Genetic Algorithm*. Bandar Seri Iskandar: Universiti Teknologi Petronas.
- Thulukkanam, K. (2000). *Heat exchanger Design Handbook* (1st ed.). CRC Press.
- Totok R.Biyanto, M. S. (2017). Killer Whale Algorithm: An Algorithm Inspired by the Life of Killer Whale. *Procedia Computer Science*, 151-157.
- Whitlow W. L. Au, J. K. (2004). Echolocation signals of free-ranging killer whales (*Orcinus orca*) and modeling of foraging for chinook salmon (*Oncorhynchus tshawytscha*). *The Journal of the Acoustical Society of America*, 901–909.

LAMPIRAN

A. Properti Fluida *Heat exchanger*

	Property	Ref. T1	Ref. T2	
1	Reference temperature	265	203	C
2	Density	640	693	kg/m ³
3	Viscosity	0,201	0,318	mN-s/m ²
4	Thermal conductivity	0,076	0,084	W/m-C
5	Heat capacity	3,05	2,779	kJ/kg-C
6	Enthalpy			kJ/kg
7	Surface tension			mN/m

Gambar A.1 Properti Fluida Panas

	Property	Ref. T1	Ref. T2	
1	Reference temperature	176	195	C
2	Density	675	657	kg/m ³
3	Viscosity	0,348	0,289	mN-s/m ²
4	Thermal conductivity	0,086	0,089	W/m-C
5	Heat capacity	2,71	2,8	kJ/kg-C
6	Enthalpy			kJ/kg
7	Surface tension			mN/m

Gambar A.2 Properti Fluida Dingin

Tabel A.1 Perhitungan Rata – rata Properti Fluida

Fluid allocation	Tube		Shell	
Fluid name	Crude		Diesel PA	
Fluid Quantity (kg/hr)	420085		121864	
(kg/s)	116,69		33,851	
Temperature in/out C	176	195	265	203
Average Temperature	185,50		234,00	
dT	19,00		62,00	
Dynamic viscosity (Ns/m ²)	3,48E-04	2,89E-04	2,01E-04	3,18E-04
average	0,000319		0,000260	
Density (kg/m ³)	675	657	640	694
average	666		667	
Specific heat / Cp (J/Kg.°K)	2710	2800	3050	2790
average	2755	0,77	2920	0,81
Thermal conductivity (W/m K)	0,086	0,089	0,076	0,084
average	0,08750		0,080	
Kinematic viscosity (m ² /s)	5,16E-07	4,40E-07	3,14E-07	3,30E-07
average		4,78E-07		3,22E-07
Thermal conductivity (W/m K) (CS)	60,00			
rf	0,00062		0,00035	

Tabel A.2 Faktor Koreksi Viskositas Dinamik Sisi *Tube*

Interpolation of dynamic visc (Ns/m2)			μ_t	μ_w	Corr fact
176.00	200.41	195.00	0.000319	0.000272	1.022565
0.000348	0.000272	0.000289			

Tabel A.3 Faktor Koreksi Viskositas Dinamik Sisi *Shell*

Interpolation of dynamic visc (Ns/m2)			μ_t	μ_w	Corr fact
265,00	203,00	205,96	0,000260	0,000312	0,974798
0,000201	0,000318	0,0003124			

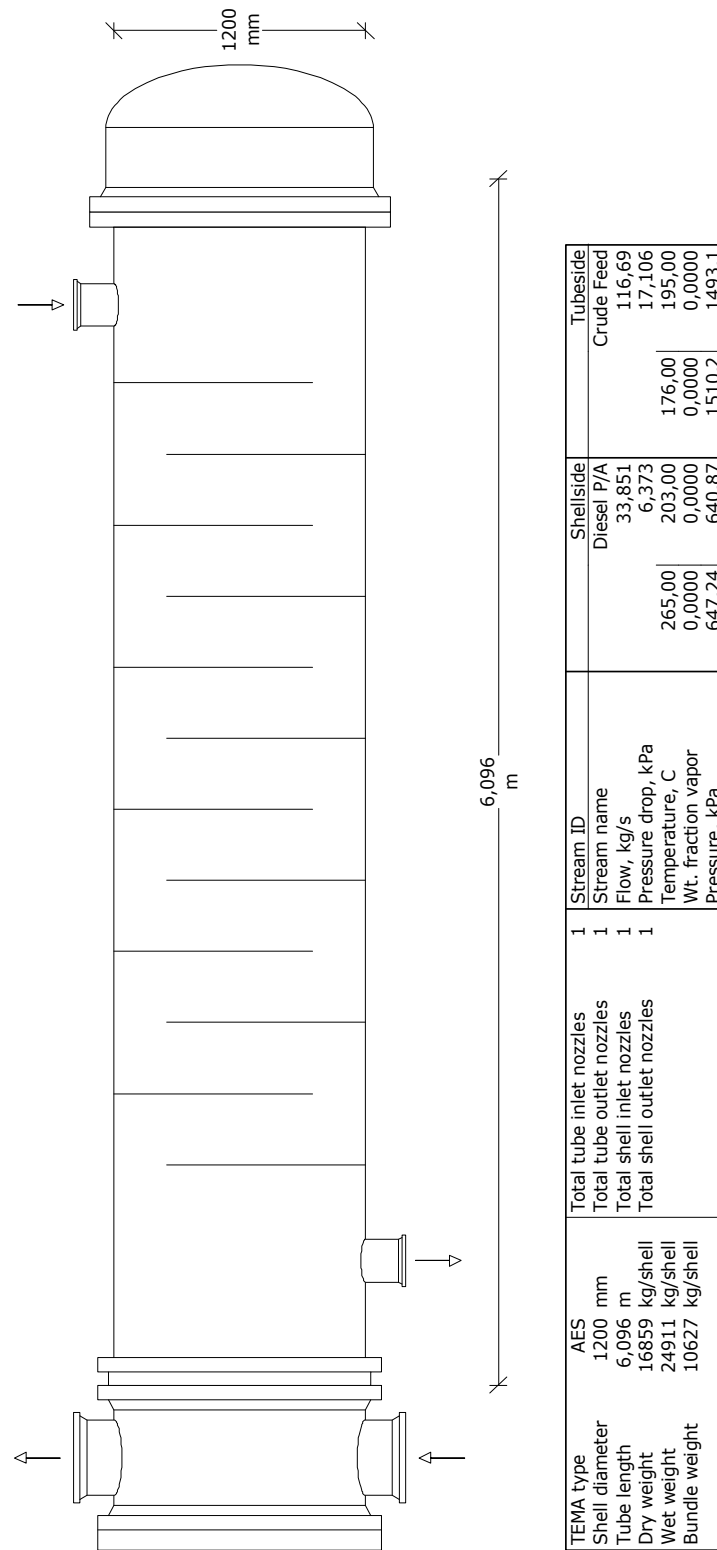
B. Masukan Data dan Hasil Pada *Software* HTRI Xchanger Suite

The screenshot displays the HTRI Xchanger Suite software interface. On the left is a navigation tree with categories like Process, Fouling, Hot Fluid Properties, Cold Fluid Properties, Geometry, Exchanger, Reboiler, Tubes, Baffles, Nozzles, Tube Layout, Design, Control, Name, and Input Notifications. The main window is titled 'HTRI' and contains several data entry and display sections:

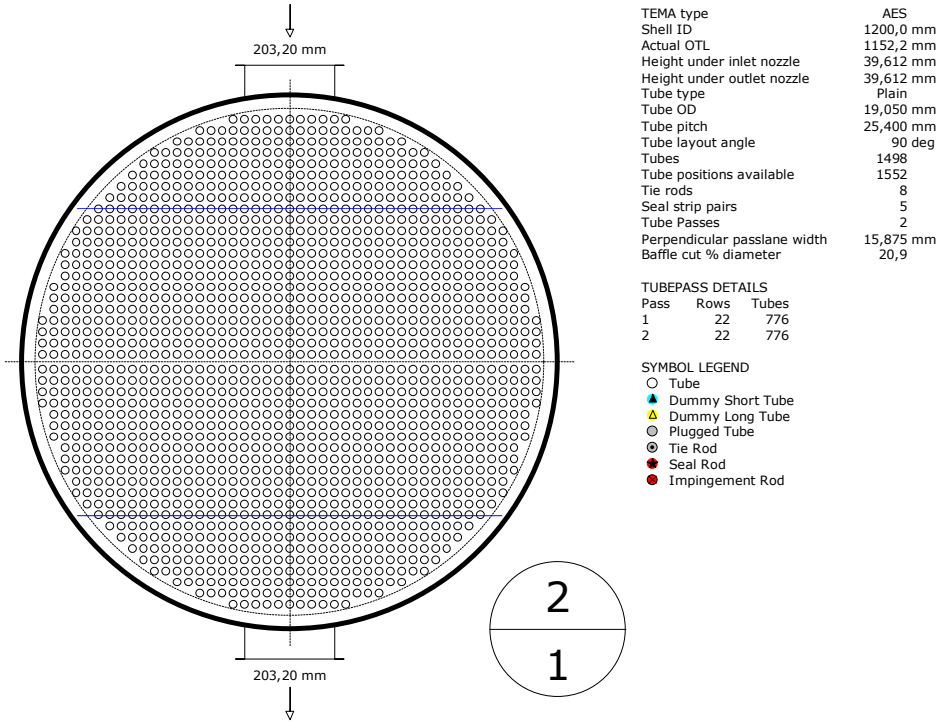
- Case mode:** Rating
- Service type:** Generic shell and tube
- PERFORMANCE OF ONE UNIT:**
 - Fluid allocation: Shell Side (Diesel P/A), Tube Side (Crude Feed)
 - Fluid quantity, Total: 33,8511 kg/s (Shell), 116,6903 kg/s (Tube)
 - Temperature (In/Out): 265 C (Shell In), 203 C (Shell Out), 176 C (Tube In), 195 C (Tube Out)
 - Vapor weight fraction (In/Out): 0 (Shell In), 0 (Shell Out), 0 (Tube In), 0 (Tube Out)
 - Inlet pressure: 647,239 kPa (Shell), 1510,22 kPa (Tube)
 - Pressure drop, allow.: 68,647 kPa (Shell), 29,42 kPa (Tube)
 - Fouling resistance (min): 3,5e-4 m2-K/W (Shell), 6,2e-4 m2-K/W (Tube)
 - Exchanger duty: 6,12 MegaWatts
- CONSTRUCTION OF ONE SHELL:**
 - Design/Test pressure: 620,528 kPaG (Shell), 1585,79 kPaG (Tube)
 - Design temperature: 293,33 C (Shell), 226,67 C (Tube)
 - Number passes per shell: 2
 - Corrosion allowance: 3,175 mm (Shell), 3,175 mm (Tube)
 - Connection: In 1 @ 203,2 mm, Out 1 @ 203,2 mm (Shell); In 1 @ 355,6 mm, Out 1 @ 355,6 mm (Tube)
- Sketch (Bundle/Nozzle Orientation):** A schematic diagram of a shell and tube heat exchanger bundle.
- Tube No.:** 1498, OD 19,05 mm, Thk(avg) 2,108 mm, Length 6,096 m, Pitch 25,4 mm
- Tube type:** Plain, Material Carbon steel, Tube pattern 30
- Shell:** Carbon steel, ID 1200 mm, OD 1225,4 mm
- Baffles-cross:** Type Single segmental, %Cut 20,9, Spacing(c/c) 359 mm, Inlet 745 mm, Outlet 810 mm, Orientation Perpendicular
- Supports-tube:** U-bend
- Expansion joint:** No
- Gaskets-Shell side:** Tube side
- Code requirements:** TEMA class R

At the bottom, there are navigation buttons (Previous, Next), a menu bar (Input, Reports, Graphs, Drawings, Shells-in-Series, Design, Session), and a footer note: 'For Help, press F1'.

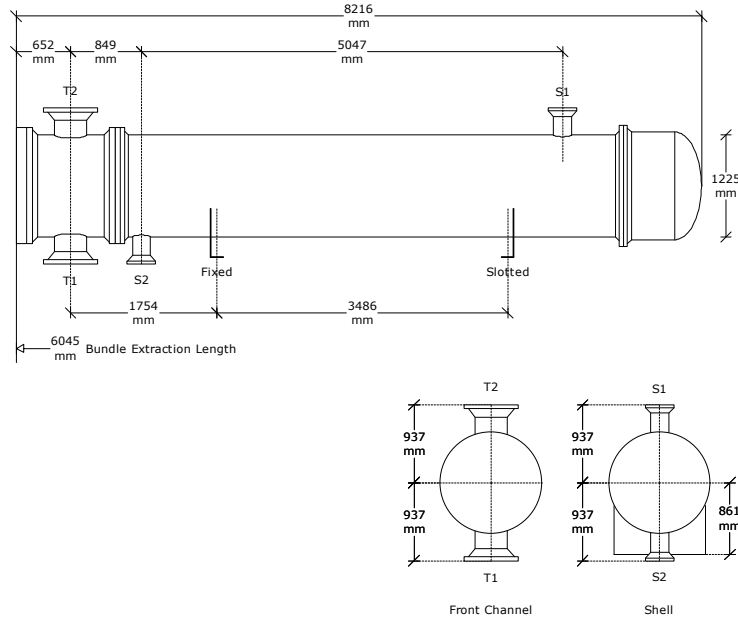
Gambar B.1 Masukan pada *Software* HTRI Xchanger Suite



Gambar B.2 Heat Exchanger Drawing Menggunakan Segmental Baffle


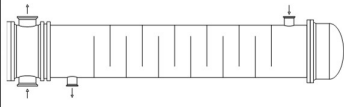


Gambar B.3 Tube Layout Drawing



Nozzles	OD, mm	Rating	Design	Shell	Tube	Weight	kg	Company	HP	Ref
S1 Inlet	215,9		Pres (kPaG)	620,53	1585,8	Bundle	10627	Customer		
S2 Outlet	215,9		Temp (C)	293,33	226,67	Dry	16859	Item		
T1 Inlet	381		Passes	1	2	Wet	24911	Service		
T2 Outlet	381		Thick (mm)	12,7	2,108			TEMA	AES	Setting Plan
								Date	11/07/2022	By
								Diagram		Rev

Gambar B.4 Setting Plan Drawing

		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 7					
							SI Units				
					Job No.						
Customer		Ali Hasan Hariyadi			Reference No.						
Address		Surabaya			Proposal No.						
Plant Location		Teknik Fisika ITS			Date	11/07/2022 Rev					
Service of Unit					Item No.						
Size	1200 x 6096 mm	Type	AES	Horizontal	Connected In	1 Parallel 1 Series					
Surf/Unit (Gross/Eff)	495 / 466 m ²	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)	495 / 466 m ²						
PERFORMANCE OF ONE UNIT											
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side						
Fluid Name		Diesel P/A			Crude Feed						
Fluid Quantity, Total kg/hr		121864			420085						
Vapor (In/Out)											
Liquid		121864	121864	420085	420085						
Steam											
Water											
Noncondensables											
Temperature (In/Out) C		265	203	176	195						
Specific Gravity		0,6403	0,6933	0,6753	0,6573						
Viscosity mN-s/m ²		0,201	0,318	0,348	0,289						
Molecular Weight, Vapor											
Molecular Weight, Noncondensables											
Specific Heat kJ/kg-C		3,05	2,779	2,71	2,8						
Thermal Conductivity W/m-C		0,076	0,084	0,086	0,089						
Latent Heat kJ/kg											
Inlet Pressure kPa		647,24			1510,2						
Velocity m/s		0,24			1,35						
Pressure Drop, Allow/Calc kPa		68,647	6,373	29,42	17,106						
Fouling Resistance (min) m ² -K/W		0,00035			0,00062						
Heat Exchanged		6116282 W			MTD (Corrected) 40,59 C						
Transfer Rate, Service		335 W/m ² -K Clean 544 W/m ² -K			Actual 335 W/m ² -K						
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)							
Design/Test Pressure kPaG		Shell Side 620,53 /		Tube Side 1585,8 /							
Design Temperature C		293,33		226,67							
No Passes per Shell		1		2							
Corrosion Allowance mm		3,175		3,175							
Connections	In mm	1 @	203,2	1 @	355,6						
	Out mm	1 @	203,2	1 @	355,6						
Rating	Intermediate	@		@							
Tube No.	1498	OD	19,05 mm	Thk(Avg)	2,108 mm	Length	6,096 m	Pitch	25,4 mm		
Tube Type	Plain		Material			Carbon steel	Tube pattern	90			
Shell	Carbon steel		ID	1200	OD	1225,4 mm	Shell Cover	Carbon steel			
Channel or Bonnet	Carbon steel			Channel Cover		Carbon steel					
Tubesheet-Stationary	Carbon steel			Tubesheet-Floating		Carbon steel					
Floating Head Cover	Carbon steel			Impingement Plate		None					
Baffles-Cross	Carbon steel		Type	Single-Seg.		%Cut (Diam)	20,9	Spacing(c/c)	359	Inlet	964,73 mm
Baffles-Long	Seal Type					None					
Supports-Tube	U-Bend					Type None					
Bypass Seal Arrangement	5 pairs seal strips			Tube-Tubesheet Joint		Expanded (No groove)					
Expansion Joint	Type										
Rho-V2-Inlet Nozzle	1702,5	kg/m-s ²			Bundle Entrance	146,43	Bundle Exit	114,4	kg/m-s ²		
Gaskets-Shell Side	Tube Side										
- Floating Head											
Code Requirements							TEMA Class R				
Weight/Shell	16859 kg		Filled with Water	24911 kg		Bundle	10627 kg				
Remarks:											
Reprinted with Permission (v7,3.2)											

Gambar B.5 TEMA Heat Exchanger Specification Sheet

C. Perhitungan Pemodelan *Heat exchanger* Sesuai *Datasheet*

- *Shell Side Film Coefficient* Menggunakan Konfigurasi *Segmental Baffle*

$$S_m = B (L_{bb} + \left(\frac{D_{ctl}}{t_p}\right) \left(\frac{t_p}{d_o}\right)) = 0.359 (0.06 + \left(\frac{1.121}{0.0254}\right) \left(\frac{0.0254}{0.01905}\right)) = 0.1221 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{S_m} = \frac{33.85}{0.1221} = 277.232 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$Re_s = \frac{d_o G_s}{\mu_s} = \frac{0.01905 \cdot 277,232}{\mu_s} = 24564$$

$$J_i = 0.236 Re_s^{-0.344} = 0.236 \cdot 24564^{-0.344} = 0.007143$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} = \frac{0.000215 (2920)}{0.08} = 7.848$$

$$h_i = J_i G_s C_{ps} Pr_s^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{0.14} = 0.007143 \cdot 277.232 \cdot 2920 \cdot 7.848^{\frac{2}{3}} \cdot 0.974798 = 1427$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s}{D_{ctl}}\right) \left(1 - \left(\frac{2B_c}{100}\right)\right) = 2 \cos^{-1} \left(\frac{1.2}{1.121}\right) \left(1 - \left(\frac{2 \cdot 20.9}{100}\right)\right) = 1.796$$

$$F_w = \frac{(\theta_{ctl} - \sin(\theta_{ctl}))}{2\pi} = \frac{(1.796 - \sin(1.796))}{2\pi} = 0.131$$

$$F_c = 1 - 2F_w = 1 - 2 \cdot 0.131 = 0.738$$

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c = 0.55 + 0.72 \cdot 0.738 = 1.08136$$

$$L_{sb} = \frac{(3.1 - (0.004 - D_s))}{1000} = \frac{(3.1 - (0.004 - 1.2))}{1000} = 0.003$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \left(\frac{2B_c}{100}\right)\right) = 2 \cos^{-1} \left(1 - \left(\frac{2 \cdot 20.9}{100}\right)\right) = 1.899$$

$$s_{sb} = \pi D_s \left(\frac{L_{sb}}{2}\right) \left(2\pi - \frac{2\theta_{ds}}{2\pi}\right) = \pi \cdot 1.2 \left(\frac{0.003}{2}\right) \left(2\pi - \frac{21.899}{2\pi}\right) = 0.002$$

$$L_{tb} = \frac{0.794}{1000} = 0.000794 \text{ m}$$

$$s_{tb} = \frac{\pi}{4} ((d_o + L_{tb})^2 - d_o^2) N_t (1 - F_w) \\ = \frac{\pi}{4} ((0.01905 + 0.0794)^2 - 0.01905^2) 1498 (1 - 0.131) = 3.14E - 02$$

$$r_s = \frac{s_{sb}}{s_{sb} + s_{tb}} = \frac{0.002}{0.002 + 3.14E - 02} = 5.988E - 02$$

$$r_l = \frac{0.002 + 3.14E - 02}{0.1221} = 0.273546$$

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + (1 - 0.44(1 - r_s)) e^{-2.2 r_l} \\ = 0.44(1 - 5.988E - 02) + (1 - 0.44(1 - 5.988E - 02_s)) e^{-2.2 \cdot 0.273546} \\ = 0.73$$

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right)^{1-n_1} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}}\right)^{1-n_1}}{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}} - 1\right) + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}} - 1\right)} = \frac{(11 - 1) + \left(\frac{0.754}{0.359}\right)^{1-0.6} + \left(\frac{0.81}{0.359}\right)^{1-0.6_1}}{(11 - 1) + \left(\frac{0.754}{0.359} - 1\right) + \left(\frac{0.81}{0.359} - 1\right)}$$

$$= 1.032$$

$$J_b = e^{-C_j \left(\frac{S_b}{S_m}\right)^{(1-2r_s)}} = e^{-1.35 \left(\frac{0.022}{0.1221}\right)^{(1-2 \cdot 5.988E-)} } = 0.807$$

$$h_s = h_i J_c J_l J_s J_b J_r = 1427 \cdot 1.08136 \cdot 0.73 \cdot 1.032 \cdot 0.807 \cdot 1 = 938 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Tube Side Film Coefficient Menggunakan Konfigurasi Segmental Baffle*

$$Pr_t = \frac{\mu_t C p_t}{k_t} = \frac{0,000319 \cdot 2755}{0.0875} = 10.0439$$

$$A_{ct} = \frac{\frac{\pi}{4} d_i^2 N_t}{N_p} = \frac{\frac{\pi}{4} 0.01483^2 \cdot 1498}{2} = 0.1293761 \text{ m}^2$$

$$u_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t A_{ct}} = \frac{116.69}{666 \cdot 0.1293761} = 1.35427 \frac{m}{s}$$

$$Re_t = \frac{u_t d_i}{\nu_t} = \frac{1.35427 \cdot 0.01483}{4.7898 E - 07} = 41930.40$$

$$Nu_t = 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{0.14} = 0.027 \cdot 41930.40^{0.8} \cdot 10.0439^{\frac{1}{3}} \cdot 1.022565$$

$$= 297.20$$

$$h_t = \frac{k_t Nu_t}{d_i} = \frac{0.0875 \cdot 297.20}{0.01483} = 1754 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Clean Overall Heat Transfer Coefficient*

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \left(\frac{1}{h_t}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{938}\right) + \left(\frac{0.01905}{0.01483}\right) \left(\frac{1}{1754}\right)} = 556 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Fouled Overall Heat Transfer Coefficient*

$$U_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + R_{fs} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \left(R_{ft} + \left(\frac{1}{h_t}\right)\right)}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1}{938}\right) + 0.00035 + \left(\frac{0.01905}{0.01483}\right) \left(0.00062 + \left(\frac{1}{1754}\right)\right)} = 340 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Shell Side Pressure Drop*

$$fr_s = 1.41R_e^{-0.167} = 1.41 \cdot 24564^{-0.167} = 0.26064$$

$$N = \frac{l_{ti}}{l_{bc}} - 1 = \frac{5.145}{0.359} - 1 = 12$$

$$\Delta P_s = \frac{fr_s G_s^2 (N+1) D_s}{2\rho_s d_e} = \frac{0.26064 \cdot 277.232^2 \cdot (12+1) \cdot 1.2}{2 \cdot 667 \cdot 0.024} = 0.0919 \frac{kg}{m^2}$$

- *Tube Side Pressure Drop*

$$fr_t = \frac{0.079}{Re_t^{0.25}} = \frac{0.079}{41930.40^{0.25}} = 0.00552$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \left(2 fr_t \frac{L}{d_i} n + 2n \right) \rho_t u_t^2 = \left(2 \cdot 0.005522 \frac{5.145}{0.01483} 2 + 2 \cdot 2 \right) 666 \cdot 1.35427^2 \\ &= 0.14528 \frac{kg}{m^2} \end{aligned}$$

D. Perhitungan Pemodelan *Heat exchanger* Setelah Penambahan *Helical Baffle* dan *Internal Fins*

- *Shell Side Film Coefficient Menggunakan Helical Baffle*

$$\begin{aligned} s_m &= 0.5 \left(1 - \frac{d_{ct}}{D_i} \right) l_{bc} D_i \left(1 - \frac{d_o}{t_p} \right) = 0.5 \left(1 - \frac{1.121}{1.2} \right) 0.359 \cdot 1.2 \left(1 - \frac{0.359}{0.254} \right) \\ &= 0.053 m^2 \end{aligned}$$

$$u_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s s_m} = \frac{33.851}{667 \cdot 0.053} = 0.9577 \frac{m}{s}$$

$$Re_s = \frac{u_s d_{ot}}{v_s} = \frac{0.8577 \cdot 0.01905}{3.223E-07} = 56597$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} = \frac{0.000215 (2920)}{0.08} = 7.848$$

$$h_s = 0.2 \frac{k_s}{d_{ot}} Re_s^{0.6} Pr_s^4 = 0.2 \frac{0.08}{0.01905} 56597^{0.6} \cdot 7.848^4 = 1361 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Tube Side Film Coefficient Menggunakan Internal Fins*

$$\begin{aligned} d_e &= \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2 + d_i^2) - 4Nl_f \delta_f}{\pi(D_i - d_o + d_i) + 2Nl_f} \\ &= \frac{\pi(0.01483^2 - 0.0042^2 + 0.0022^2) - 4 \cdot 1 \cdot 0.0108 \cdot 0.0001}{\pi(0.01483 - 0.0042 + 0.0022) + 2 \cdot 1 \cdot 0.0108} \\ &= 0.03344 m \end{aligned}$$

$$Re_t = \frac{\rho_t v_t D_i}{\mu_t} = \frac{666 \cdot 1.36 \cdot 0.0148}{3.19E - 04} = 42016$$

$$\begin{aligned} h_t &= 0.0405 \frac{k_t}{d_e} Re^{0.608} \left(\frac{H_f}{d_e}\right)^{-1.03} \left(\frac{W_f}{d_e}\right)^{-0.908} \\ &= 0.0405 \cdot \frac{0.0875}{0.03344} \cdot 42016^{0.608} \cdot \left(\frac{0.0108}{0.03344}\right)^{-1.03} \left(\frac{0.0058}{0.03344}\right)^{-0.908} \\ &= 2433 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

- *Clean Overall Heat Transfer Coefficient*

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \left(\frac{1}{h_t}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1361}\right) + \left(\frac{0.01905}{0.01483}\right) \left(\frac{1}{2433}\right)} = 791 \frac{W}{m^2 K}$$

- *Fouled Overall Heat Transfer Coefficient*

$$\begin{aligned} U_d &= \frac{1}{\left(\frac{1}{h_s}\right) + R_{fs} + \left(\frac{d_o}{d_i}\right) \left(R_{ft} + \left(\frac{1}{h_t}\right)\right)} \\ &= \frac{1}{\left(\frac{1}{1361}\right) + 0.00035 + \left(\frac{0.01905}{0.01483}\right) \left(0.00062 + \left(\frac{1}{2433}\right)\right)} = 416 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned}$$

- *Shell Side Pressure Drop*

$$fr_s = 0.226 Re^{-0.206} = 0.226 \cdot 56597^{-0.206} = 0.0237$$

$$N = \frac{l_{ti}}{l_{bc}} - 1 = \frac{5.145}{0.359} - 1 = 12$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{fr_s \rho_s \cos \beta u_s^2 (N+1) D_s}{2 d_o} = \frac{0.0237 \cdot 667 \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0.9577^2 (12+1) \cdot 1.2}{2 \cdot 0.01905} \\ &= 0.054 \frac{kg}{cm^2} \end{aligned}$$

- *Tube Side Pressure Drop*

$$\begin{aligned} fr_t &= 0.358 Re^{-0.475} \left(\frac{H_f}{d_e}\right)^{-1.682} \left(\frac{W_f}{d_e}\right)^{-2.063} \\ &= 0.358 \cdot 42016^{-0.475} \left(\frac{0.0108}{0.03344}\right)^{-1.682} \left(\frac{0.0058}{0.03344}\right)^{-2.063} = 0.5634 \\ \Delta P_t &= \frac{4 fr_t L \rho_t v_t^2}{2 d_e} = \frac{4 \cdot 0.5634 \cdot 5.856 \cdot 666 \cdot 1.36^2}{2 \cdot 0.03344} = 0.155 \frac{kg}{cm^2} \end{aligned}$$

E. Analisis Sensitivitas

Tabel E.1 Perhitungan Sensitivitas *Segmental Baffle*

<i>Baffle Spacing</i> (mm)	U_{clean} (W/m ² .K)	ΔP_s (kg/cm ²)
360	560,27	0,0914
420	550,37	0,0689
480	542,81	0,0539
540	535,5	0,0435
600	522,359	0,0358
660	514,276	0,0301
720	504,847	0,0256

Tabel E.2 Perhitungan Sensitivitas *Helical Baffle*

Sudut (°)	<i>Baffle Spacing</i> (mm)	U_{clean} (W/m ² .K)	<i>Pressure drop</i> (kPa)
0	360	560,27	8,9136
0	420	550,37	5,3211
0	480	542,81	3,7608
0	540	535,5	2,4761
0	600	522,359	1,805
0	660	514,276	1,326
0	720	504,847	1,1143
15	360	651,08	7,2213
15	420	622,19	4,458
15	480	597,17	3,2287
15	540	575,17	2,1774
15	600	555,59	1,6248
15	660	538	1,2166
15	720	522,06	1,0415
30	360	651,08	6,4744
30	420	622,19	3,997
30	480	597,17	2,8948
30	540	575,17	1,9522
30	600	555,59	1,4567
30	660	538	1,0907
45	360	651,08	5,2863
45	420	622,19	3,2635
45	480	597,17	2,3636
45	540	575,17	1,5939

Sudut (°)	Baffle Spacing (mm)	U_{clean} (W/m ² .K)	Pressure drop (kPa)
45	600	555,59	1,1894
45	660	538	0,8906

Tabel B.1 Perhitungan sensitivitas *internal fins*

del (mm)	N (mm)	Overall Heat Transfer (W/m ² .K)	Pressure drop (kPa)
1,0	1	751	12,00
2,0	1	702	10,50
3,0	1	650	8,40
4,0	1	594	6,60
2,0	1	702	10,47
2,0	2	411	2,90
2,0	3	216	0,9
2,0	4	102	0,27

F. Objective Function Untuk Proses Optimisasi

- *Segmental baffle*

```
%objective function
function [uo,dps,dpt] = plain(x)
zdps = [];
zdpt = [];
lbc = x(1); %baffle spacing

%% shell side fluid input
mts = 33.851;          %flow rate %kg/s
tsin = 265;
tsout = 203;
dens = 667;           %average density kg/m3
viss = 0.000215;     %average viscosity %Ns/m3
kinviss = viss/dens; %kinematic viscosity
cps = 2920;          %specific heat %J/kgC
ks = 0.080;           %thermal conductivity
prs = viss*cps/ks;   %Prandtl number
rfs = 0.00035;       %shell fouling resistance
psis=0.974798;

%% tube side fluid input
mtt = 116.69;         %flow rate
ttin = 176;
ttout = 195;
dent = 666;           %densitas
vist = 0.000319;     %viscositas
kinvist = vist/dent; %kinematic viscosity
```

```

cpt = 2755;          %specific heat
kt = 0.0875;        %thermal conductivity
prt = vist*cpt/kt;  %Prandtl number
rft = 0.00062;     %tube fouling resistance
psit= 1.023013;

%% mechanical data
do = 0.01905;      %outer tube diameter
ltw = 0.00211;    %tube wall thickness
di = do-(2*ltw);   %tube inside diameter
ds = 1.2;         %inner shell diameter
tp = 0.0254;      %tube pitch
de = (4*(tp^2-((pi*do^2)/4)))/(pi*do);
dotl = 1.14;      %outer tube diameter limit
ns = 1;          %number of shell pass
mv = mts/dens;   %volume flow
nb = 11;         %number of baffle
np = 2;          %number of tube pass
nt = 1498;       %nuber of tube
% lbc= 0.359;     %central baffle spacing
lbi= 0.754;      %inlet baffle spacing
lbo=0.81;        %outlet baffle spacing
bc = 20.9;       %baffle cut
lti= ((nb-1)*lbc)+lbi+lbo; %tube effective length
nss= 4;          %nuber of sealing strips per side
ntw= 212;        %nuber of tubes in window
lbb= ds-dotl;    %bundle to shell clearance
dctl = dotl-do;
tds= 2*acos(1-(2*bc/100)); %centriangle of baffle cut
tctl = 2*acos((ds/dctl)*(1-(2*bc/100))); %upper centriangle o baffle cut
sm = lbc*(lbb+((dctl/tp)*(tp-do))); %shell side crossflow area
at = ((pi/4)*di^2*nt)/np; %blm pasti
us = mv/sm;      %fluid velocity shell side
ut = mtt/(dent*(at)); %fluid velocity tube side
swg= (pi*(ds^2)/4)*((tds/(2*pi))-(sin(tds)/(2*pi))); %baffle window flow area
lsb= (3.1+(0.004*ds))/1000; %diametral clearance between the shell diameter and
baffle diameter
ssb= pi*ds*(lsb/2)*((2*pi-2*tds)/(2*pi)); %Tube-to-Baffle-Hole Leakage Area for
One Baffle
ltb= 0.000794;   %diametral clearance between tube outside diameter and baffle
hole
ntc = 0.78*(dctl^2)/(tp^2); %number of tube calculation
fw = (tctl-sin(tctl))/(2*pi);
stb= (pi/4)*(((do+ltb)^2)-do^2)*ntc*(1-fw); %total tube-to-baffle leakage area
sb = lbc*(ds-dotl);

```

```

%% faktor koreksi bell-dellaware
fc = 1-(2*fw);
jc = 0.55+(0.72*fc);

rs = ssb/(ssb+stb);
rl = (ssb+stb)/sm;
jl = 0.44*(1-rs)+(1-0.44*(1-rs))*exp(-2.2*rl);

li = lbi/lbc;
lo = lbo/lbc;
js = ((nb-1)+(li^(1-0.6))*(lo^(1-0.6)))/((nb-1)+(li-1)*(lo-1)); %blm tau

jb = exp(-1.35*(sb/sm)*(1-2*rs));

jr = 1;

%% shell side parameter (segmental baffle)
gs = mts/sm;
reys= do*gs/viss;
ji = 0.236*(reys^-0.346);
hi = (ji*cps*gs*psis)/(prs^(2/3));
hs = hi*jc*jl*js*jb*jr;

fs = 1.41*reys^-0.167;
dps = ((fs*(gs^2)*(nb+1)*ds)/(2*dens*de))*0.102/10000;
zdps = dps;

%% tube side parameter (plain tube)
gt = mtt/(dent*at);
reyt = gt*di/kinvist;
nut = 0.027*reyt^0.8*prt^(1/3)*psit;
ht = nut*kt/di;

ft = 0.079*(reyt^-0.25);
dpt = (((2*ft*lti*np/di)+(2*np))*dent*(ut^2)*0.102)/10000;
zdpt = dpt;

if dps >= 9 | dpt >= 18
    xx = 0.00000000001;
else
    xx = 1/((1/hs)+(1/ht)*(do/di));
end

uo=xx          %penggunaan GA
% uo=1/uo      %penggunaan KWA

```

- *Helical Baffle dan Internal Fins*

```

%% objective function
function [uo,dps,dpt] = helical_fin(x)
zdps = [];
zdpt = [];
b = x(1); %helix angle
bs = x(2); %baffle spacing
n = x(3); %fin number
del = x(4); %fin thickness

%% shell side fluid input
mts = 33.851; %flow rate %kg/s
tsin = 265;
tsout = 203;
dens = 640; %densitas %kg/m3
viss = 0.000201; %viscositas %Ns/m3
kinviss = viss/dens; %kinematic viscosity
cps = 3050; %specific heat %J/kgC
ks = 0.076; %thermal conductivity
prs = viss*cps/ks; %Prandtl number
rfs = 0.00035; %shell fouling resistance

%% tube side fluid input
mtt = 116.69; %flow rate
ttin = 176;
ttout = 195;
dent = 675; %densitas
vist = 0.000348; %viscositas
kinvist = vist/dent; %kinematic viscosity
cpt = 2710; %specific heat
kt = 0.086; %thermal conductivity
prt = vist*cpt/kt; %Prandtl number
rft = 0.00062; %tube fouling resistance

%% tube mechanical data
np = 2; %number of pass
nt = 1498; %numebr of tubes
tl = 6.096; %tube length
tle = 5.856; %tube effective length
do = 0.01905; %tube outside diameter
ltw = 0.00211; %tube thickness
di = 0.0148; %tube inside diameter
tp = 0.0254; %tube pitch
doc = 0.0041524; %diameter outside core
dic = doc-0.002; %diameter inside core
hf = 0.010750; %fin height

```



```

lf = hf;
wf = 0.005823;
de = (3.14*(di^2-doc^2+dic^2)-4*n*lf*del)/(3.14*(di-doc+dic)+2*n*lf)*3.2;
%hydraulic diameter
act = 0.25 * pi * (di)^2 * nt/np ;
mt = mtt/(act);
ut = mtt/(dent*(act));
reyt = (ut*(di))/kinvist;

%% shell mechanical data
ds = 1.2; %shell inside diameter
nb = (tle/bs)-1;
sp = 1;
lts = 0.1*ds; %tubesheet thickness
acs = 0.5*(1-(do/ds))*bs*ds*(1-do/tp);
ms = 232.8;
us = mts/(dens*(acs));
reys = us*do/kinviss;

%% shell side heat transfer coefficient
nus = 0.2*reys^0.6*prs^0.4;
hs = nus*ks/(do);

%% Tube side heat transfer coefficient
nut = (0.0405*(reyt^0.608))*((hf/de)^-1.03)*((wf/de)^-0.908);
ht = nut*kt/(di);
% ht = 1454;

fs = 0.226*reys^-0.206;
dps = 10^-3*(fs*dens*cosd(b)*(nb+1)*(us^2)*(ds))/(2*(do));
zdps = dps;

ft = (0.358*(reyt^-0.475))*((hf/de)^-1.682)*((wf/de)^-2.063);
dpt = ((ft*dent*(ut^2)*(tle))/(2*de)*0.25)/1000;
% dpt = ((4*ft*tle*dent*ut^2)/(2*de))/1000;
zdpt = dpt;

if dps >= 9 | dpt >= 18
    xx = 0.0000000001;
else
    xx = 1/((1/hs)+(1/ht)*(do/di));
end
uo=xx
end

```

G. Perhitungan Terkait Dampak Ekonomi

- Contoh Perhitungan *Energy Recovery* Sesuai Dengan *Datasheet*

$$A = \pi d_o L_{ti} N_t N_s = \pi \cdot 0.01905 \cdot 5.856 \cdot 1498 \cdot 1 = 466 \text{ m}^2$$

$$Q = U A LMTD_C = 556 \cdot 466 \cdot 40.59 = 6358 \text{ kW}$$

$$E = Q \times C_E = \frac{6358}{1000} \cdot 0.0246 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 365 = 2,071,894 \frac{\text{USD}}{\text{tahun}}$$

- Contoh Perhitungan *Capital Cost* Sesuai Dengan *Datasheet*

$$C_c = A \times C_{HE} = 461 = 359.77 = 165,947.51 \text{ USD}$$

- Contoh Perhitungan *Operating Cost* Sesuai Dengan *Datasheet*

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_t} \Delta P_t + \frac{\dot{m}_s}{\rho_s} \Delta P_s \right) = \frac{1}{0.8} \left(\frac{116.69}{666} 14.25 + \frac{33.851}{667} 9.01 \right) = 3.69 \text{ kWh}$$

$$C_o = P C_E H = 3.69 \cdot 0.021 \cdot 10 \cdot 365 = 282.84 \frac{\text{USD}}{\text{tahun}}$$

- *Saving*

$$\text{saving} = E - (C_c + C_o) = 2,071,894 - (165,947.51 + 282.84)$$

BIODATA PENULIS



Nama lengkap penulis adalah Ali Hasan Hariyadi. Lahir di Surabaya, 7 Oktober 1999. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Latar belakang Pendidikan Pada tahun 2018 penulis menyelesaikan Pendidikan Sekolah Menengah Atas di SMAN 1 Bojonegoro. Penulis melanjutkan studi di Departemen Teknik Fisika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama melakukan masa studi di ITS, penulis aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan, antara lain menjadi Staf Departemen PSDM HMTF ITS 2019/2020, Kepala Departemen PSDM HMTF ITS 2020/2021, Anggota Dewan Perwakilan Angkatan 2021/2022, dan sebagai Asisten Laboratorium Pengukuran, Keandalan, Risiko, dan Keselamatan. Selama masa studi sempat mengikuti *International Paper Conference* pada “The Third International Symposium On Future ICT 2022” sebagai presentator dan penulis, serta mengikuti beberapa program magang dan studi independen, antara lain di Bangkit Academy 2021 dan PPSDM Migas 2022. Sebagai persyaratan kelulusan studi program Sarjana Departemen Teknik Fisika penulis mengangkat penelitian Tugas Akhir yang berjudul “Optimisasi Performansi *Heat exchanger* dengan Rekonfigurasi Serta Penambahan *Helical Baffle* dan *Internal Fins* Mmenggunakan *Stochastic Algorithm*” yang merupakan bidang keilmuan dari Laboratorium Instrumentasi, Kontrol, dan Optimisasi. Apabila pembaca ingin mendiskusikan isi dari laporan Tugas Akhir lebih lanjut, dapat menghubungi penulis melalui surel penulis: hariyadi.alihasan@gmail.com.