



**TUGAS AKHIR - TF181801**

**ANALISIS PENGARUH *TRAPEZOIDAL BAFFLE* DAN  
*HELICAL RIBS TUBE* TERHADAP KINERJA *HEAT  
EXCHANGER* TIPE *SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN  
METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**DIO RAHMATULAH  
NRP. 02311540000109**

**Dosen Pembimbing:  
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020**





**TUGAS AKHIR - TF181801**

**ANALISIS PENGARUH *TRAPEZOIDAL BAFFLE* DAN  
*HELICAL RIBS TUBE* TERHADAP KINERJA *HEAT  
EXCHANGER* TIPE *SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN  
METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

DIO RAHMATULAH  
NRP. 0231154000109

Dosen Pembimbing:  
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020





**FINAL PROJECT - TF181801**

***ANALYSIS OF THE EFFECT OF TRAPEZOIDAL BAFFLE  
AND HELICAL RIBS TUBE ON HEAT EXCHANGER  
PERFORMANCE OF SHELL AND TUBE TYPE USING  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD***

**DIO RAHMATULAH  
NRP. 02311540000109**

***Supervisor:***  
**Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D**

***DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering  
Institute Technology Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020***



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Dio Rahmatulah  
NRP : 02311540000109  
Departemen : Teknik Fisika FTIRS-ITS

Dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya yang berjudul **“Analisis Pengaruh *Trapezoidal Baffle* dan *Helical Ribs Tube* Terhadap Kinerja *Heat exchanger Tipe Shell and Tube* Menggunakan Metode *Computational Fluid Dynamics*”** adalah bebas plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 21 Januari 2020  
Yang membuat pernyataan



Dio Rahmatulah





**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**ANALISIS PENGARUH *TRAPEZOIDAL Baffle* DAN  
*HELICAL RIBS Tube* TERHADAP KINERJA *HEAT*  
*EXCHANGER* TIPE *SHELL AND Tube* MENGGUNAKAN  
METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

Oleh:  
Dio Rahmatulah  
NRP. 02311540000109

Surabaya, 21 Januari 2020

Menyetujui,

Dosen Pembimbing ,



Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D  
NIP. 19771127 200212 1 002



Mengetahui,  
Dekan Departemen Teknik Fisika FTIRS-

Prasanto S.T., M.T.  
NIPN. 19711113 199512 1 002



**ANALISIS PENGARUH TRAPEZOIDAL BAFFLE DAN  
HELICAL RIBS TUBE TERHADAP KINERJA HEAT  
EXCHANGER TIPE SHELL AND TUBE MENGGUNAKAN  
METODE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**Dio Rahmatulah**  
**NRP. 02311540000109**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D ..... (Pembimbing)
2. Ir. Roekmono M.T ..... (Ketua Penguji)
3. Dr. Ridho Hantoro S.T., M.T ..... (Penguji I)
4. Dr. Suyanto S.T., M.T ..... (Penguji II)
5. Erna Septyaningrum, S.T., M.T ..... (Penguji III)

**SURABAYA  
JANUARI, 2020**



**ANALISIS PENGARUH *TRAPEZOIDAL BAFFLE* DAN  
*HELICAL RIBS TUBE* TERHADAP KINERJA *HEAT  
EXCHANGER* TIPE *SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN  
METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**Nama** : Dio Rahmatulah  
**NRP** : 02311540000109  
**Departemen** : Teknik Fisika FTIRS-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D

**ABSTRAK**

*Heat exchanger* merupakan alat yang berfungsi sebagai pemanas dan pendingin secara bersamaan. Dalam beberapa tahun terakhir peran *heat exchanger* meningkat drastis dalam sudut pandang konservasi, konversi, *recovery* dan keberhasilannya dalam mengimplementasikan sumber daya energi yang baru. Peningkatan kinerja *heat exchanger* tipe *shell and tube* difokuskan pada bentuk *baffle* dan jenis *tube* yang digunakan. Penambahan macam-macam *baffle* seperti *rod baffle*, *flower baffle*, *ladder-tape baffle* dan *shutter baffle* menyebabkan nilai *pressure drop* dari *heat exchanger* meningkat. Sehingga dilakukan penelitian mengenai *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tube* yang dapat meningkatkan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dan juga mengurangi yang terjadi *pressure drop*. Variasi yang dilakukan pada *trapezoidal baffle* yaitu dengan memvariasikan sudut kemiringan *baffle* dengan nilai 20°, 30°, dan 40°. Untuk masing-masing *baffle* dengan sudut kemiringan yang berbeda, ditambahkan juga *helical ribs tubes*. Hasil penelitian yang dilakukan didapatkan bahwa nilai laju perpindahan panas tertinggi terjadi pada variasi sudut kemiringan *trapezoidal baffle* 40° yang dipasangkan *helical ribs tube* dengan nilai laju perpindahan panasnya sebesar 263946,9137 Watt. Sedangkan untuk *pressure drop* terkecil dari variasi yang sama terjadi pada variasi *heat exchanger* dengan sudut kemiringan *trapezoidal baffle* sebesar 40° yang dipasangkan *helical ribs tube* dengan nilai *pressure drop* sebesar 70,60393 Pascal.

**Kata kunci:** *Heat exchanger Shell and Tube, Trapezoidal Baffle, Helical Ribs Tube.*



**ANALYSIS OF THE EFFECT OF TRAPEZOIDAL BAFFLE  
AND HELICAL RIBS TUBE ON HEAT EXCHANGER  
PERFORMANCE OF SHELL AND TUBE TYPE USING  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD**

**Name** : Dio Rahmatulah  
**NRP** : 02311540000109  
**Department** : Engineering Physics FTIRS-ITS  
**Supervisor** : Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D

**ABSTRACT**

*Heat exchangers are devices that function as heaters and coolers simultaneously. In recent years the role of heat exchangers has increased dramatically in terms of conservation, conversion, recovery and success in implementing new energy resources. Improved performance of shell and tube type heat exchangers is focused on the shape of the baffles and the type of tube used. The addition of various baffles such as rod baffles, flower baffles, ladder-tape baffles and shutter baffles causes the pressure drop value of the heat exchanger to increase. Therefore, research on trapezoidal baffles and helical ribs tubes are needed so it can increase the rate of heat transfer in the heat exchanger as well as reducing the pressure drop. The variation made on the trapezoidal baffle is by varying the inclination angle of the baffles with values of 20 °, 30 ° and 40°. For each baffle with a different inclination angle, also added helical ribs tubes. The results of the study showed that the highest value of heat transfer rate occurred in the trapezoidal baffle inclination angle variation 40° which was paired with helical ribs tube with a value of heat transfer rate of 263946,9137 Watt. As for the smallest pressure drop of the same variation occurs in the variation of the heat exchanger with a trapezoidal inclination angle of 40 ° with a helical ribs tube with a pressure drop of 70.60393 Pascal*

**Keywords:** Heat exchanger Shell and Tube, Trapezoidal Baffle, Helical Ribs Tube.





## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya sehingga dapat terselesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik. Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Suyanto S.T., M.T., selaku Kepala Departemen Teknik Fisika beserta dosen, karyawan dan civitas akademika Teknik Fisika FTIRS-ITS atas segala bantuan dan kerjasamanya.
2. Bapak Gunawan Nugroho S.T. M.T. Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat serta masukan.
3. Bapak/ Ibu Penguji selaku penguji yang telah memberikan saran dan kritik mengenai tugas akhir ini..
4. Bapak Detak Yan Pratama S.T M.Sc selaku dosen wali yang telah memberikan nasihat dari awal kuliah hingga saat ini.
5. Kedua orang tua serta keluarga yang senantiasa memberikan kasih sayang, doa, perhatian dan dukungan yang telah diberikan.
6. Seluruh Asisten Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan atas segala bantuannya.
7. Seluruh teman-teman angkatan 2015 yang telah menemani selama menempuh perkuliahan di Teknik Fisika.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidaklah sempurna, semoga laporan ini dapat memberikan wawasan yang bermanfaat bagi pembaca dan dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa lainnya.

Surabaya, 21 Januari 2020

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN AWAL.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME .....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK .....	xi
<i>ABSTRACT</i> .....	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR .....	xix
DAFTAR TABEL .....	xxi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Laporan.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i> .....	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger (STHX)</i> .....	7
2.3 <i>Baffle</i> .....	7
2.4 <i>Tubes</i> .....	10
2.5 Aliran Fluida pada <i>Heat Exchanger</i> .....	11
2.6 Analisis <i>Heat Exchanger</i> .....	12
2.7 <i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	19
3.1 Studi Literatur .....	20
3.2 Penentuan Geometri <i>Heat Exchanger</i> .....	20

3.3 Simulasi CFD 1 .....	21
3.4 Validasi Hasil Simulasi .....	26
3.5 Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Tube</i> .....	26
3.6 Simulasi CFD 2 .....	27
3.7 Analisis Data .....	31
3.8 Penarikan Kesimpulan.....	32
3.9 Penyusunan Laporan Tugas Akhir .....	32
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN .....	33
4.1 Validasi Hasil Simulasi .....	33
4.2 Pengaruh <i>Trapezoidal Baffle</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi Temperatur dan Kecepatan .....	34
4.2 Pengaruh <i>Helical Ribs</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi Temperatur dan Kecepatan .....	40
4.3 Pengaruh Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Tube</i> Terhadap Laju Perpindahan Panas pada <i>Heat Exchanger</i> .....	43
4.4 Pengaruh Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Tube</i> terhadap <i>Pressure Drop</i> <i>Heat Exchanger</i> .....	48
4.5 Pembahasan .....	49
BAB V KESIMPULAN .....	53
5.1 Kesimpulan.....	53
DAFTAR PUSTAKA.....	55
LAMPIRAN .....	56

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Aliran <i>Heat exchanger</i> Tipe (a) <i>Parallel Flow</i> , (b) ..	6
Gambar 2. 2 <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> (STHX) [14] .....	7
Gambar 2. 3 Skema <i>Segmental Baffle</i> dengan Tipe (a) <i>Single-Segmental</i> (b) <i>Double-Segmental</i> (c) <i>Triple-Segmental</i> [11] .....	9
Gambar 2. 4 <i>Tube Bundle</i> pada <i>Heat Exchanger Shell and Tube</i> [15] .....	10
Gambar 2. 5 Pengembangan Batas <i>Layer</i> dari Aliran Internal melalui Pipa Silinder [11].....	11
Gambar 2. 6 Kesetimbangan Energi untuk Aliran Panas dan .....	13
Gambar 2. 7 Simulasi <i>Heat Exchanger</i> menggunakan <i>Computational Fluid Dynamics</i> [16].....	16
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	19
Gambar 3. 2 Model <i>Heat exchanger</i> dengan <i>Segmental Baffle</i> ...	20
Gambar 3. 3 Geometri Hasil <i>Software CAD</i> (a) Tampak Samping (b) Tampak Depan (c) Tampak Isometrik .....	22
Gambar 3. 4 Hasil <i>Meshing Heat Exchanger Segmental Baffle</i> ..	23
Gambar 3. 5 Spektrum <i>Skewness</i> [18].....	23
Gambar 3. 6 Grafik Residu Simulasi.....	25
Gambar 3. 7 Skema <i>Trapezoidal Baffle</i> dengan Sudut Kemiringan <i>Baffle</i> Sebesar $\theta$ .....	26
Gambar 4. 1 Distribusi Temperatur pada <i>Heat exchanger</i> dengan <i>Segmental Baffle</i> .....	33
Gambar 4. 2 Distribusi Temperatur pada <i>Heat exchanger</i> menggunakan <i>Trapezoidal Baffle</i> (a) Kemiringan 20° (b) Kemiringan 30° (c) Kemiringan 40° .....	35
Gambar 4. 3 Distribusi Kecepatan pada <i>Heat Exchanger</i> menggunakan <i>Trapezoidal Baffle</i> , (a) Kemiringan 20°, (b) Kemiringan 30°, (c) Kemiringan 40° .....	37
Gambar 4. 4 Vektor Aliran Fluida pada Variasi Sudut Kemiringan <i>Baffle</i> .....	39

Gambar 4. 5 Perbandingan Distribusi Temperatur pada  
*Trapezoidal Baffle* Kemiringan  $20^\circ$  (a) Tanpa *Helical Ribs Tube*  
(b) Dengan *Helical Ribs Tube* .....40

Gambar 4. 6 Vektor Aliran Fluida pada Sudut Kemiringan *Baffle*  
 $20^\circ$  (a) Tanpa *Helical Ribs Tube* (b) Dengan *Helical Ribs Tube* 42

## DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Parameter Desain Geometri <i>Heat exchanger</i> .....	21
Tabel 3. 2 Kondisi Batas <i>Heat exchanger</i> .....	24
Tabel 3. 3 Parameter Geometri Variasi Sudut Kemiringan <i>Baffle</i> .....	27
Tabel 3. 4 Parameter Geometri Desain Variasi <i>Baffle Trapezoidal</i> .....	28
Tabel 3. 5 Data Hasil <i>Meshing</i> Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Tube</i> .....	29
Tabel 3. 6 Kondisi Batas <i>Heat Exchanger</i> .....	31
Tabel 4. 1 Data Temperatur Variasi <i>Baffle</i> .....	36
Tabel 4. 2 Nilai Kecepatan Maksimum dengan Variasi Kemiringan .....	39
Tabel 4. 3 Data Temperatur <i>Outlet</i> dengan Variasi <i>Tube</i> .....	41
Tabel 4. 4 Data Kecepatan Maksimum dengan Variasi <i>Tube</i> .....	43
Tabel 4. 5 Hasil Perhitungan Reynolds Number .....	43
Tabel 4. 6 Hasil Perhitungan Nusselt Number .....	44
Tabel 4. 7 Hasil Perhitungan Koefisien Konveksi .....	45
Tabel 4. 8 Hasil Perhitungan Perbedaan Temperatur .....	46
Tabel 4. 9 Hasil Perhitungan Laju Perpindahan Panas.....	47
Tabel 4. 10 Data <i>Pressure Drop</i> pada <i>Heat exchanger</i> .....	48





# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

*Heat exchanger* (penukar panas) merupakan suatu alat yang memungkinkan perpindahan panas dan dapat berfungsi sebagai pemanas maupun pendingin dalam waktu bersamaan. *Heat exchanger* dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pertukaran panas terjadi karena adanya kontak antara fluida yang terpisahkan dengan dinding ataupun fluida yang bercampur secara langsung. Dalam beberapa tahun terakhir ini peran *heat exchanger* meningkat drastis dalam sudut pandang konservasi, konversi, *recovery* dan keberhasilannya dalam mengimplementasikan sumber daya energi yang baru [1]. *Heat exchanger* digunakan dalam proses, *power*, transportasi, *air-conditioning*, *cryogenic*, *heat recovery*, bahan bakar alternatif dan industri manufaktur. *Heat exchanger Shell and Tube* (STHXs) merupakan tipe *heat exchanger* yang paling umum digunakan pada *power plant*, *chemical engineering*, dan *oil refining* [2].

Pengoptimasian desain *heat exchanger* tipe *Shell and Tube* untuk meningkatkan nilai perpindahan panas dan mengurangi resistansi aliran lebih difokuskan pada bentuk *baffle* yang digunakan di dalam *tube*. Bentuk dasar dari *baffle* yang digunakan pada STHXs adalah *segmental baffle*. Contoh pengembangan *baffle* yang sudah ada yaitu dengan mengganti *segmented baffle* menjadi *rod baffle*, *helical baffle*, *flower baffle*, *ladder-tape fold baffle*, *shutter baffle*, atau yang lain sebagainya [3]. Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Ma dkk mengenai penggunaan *rod baffle*, didapatkan bahwa *rod baffle* dapat meningkatkan performa dari *heat exchanger* sebesar 13-14% [4]. *Helical baffle* pada awal pembuatannya dibentuk menyerupai pusaran secara kontinyu, namun karena pembuatannya yang sulit terutama untuk *heat exchanger* dengan diameter yang besar maka Lutcha dan Nemicansky mengajukan bentuk *baffle* baru dengan menggabungkan empat buah *baffle* yang berbentuk elips sehingga

menghasilkan jenis aliran yang hampir sama seperti *helical baffle* yang terbentuk secara kontinyu [5]. Hasil yang didapatkan dari penelitian tersebut adalah meningkatnya efektifitas dari *heat exchanger* dan koefisien perpindahan panas. Percobaan selanjutnya mengenai *baffle* dilakukan oleh You dkk, dengan melakukan eksperimen membandingkan kontur STHXs yang dipasangkan *flower baffle* (STHXsFB) dengan STHXs yang dipasangkan *segmented baffle* (STHXsSB) [6].

Berdasarkan semua percobaan yang telah dilakukan maka dapat dikatakan bahwa STHXs memiliki karakteristik berupa nilai resistansi aliran yang tinggi, konsumsi energi yang tinggi dan kerusakan struktural yang mana bagian-bagian tersebut dapat dibuat menjadi lebih baik. Maka dari itu diajukan sebuah gagasan mengenai struktur *baffle* yang baru yang dapat meningkatkan performansi dari STHXs yaitu *trapezoidal baffle*. *Trapezoidal baffle* dibentuk menggunakan lempengan elips yang dipotong. Dua atau lebih *trapezoidal baffles* disusun secara paralel. Susunan tersebut dipasang sepanjang STHXs dengan bentuk susunan vertikal horizontal secara bergantian. Ketika fluida mengalir melalui bagian *shell*, *baffles* tersebut akan menciptakan aliran fluida yang radial dan *axial* secara periodik. Adanya *twist-flow* (aliran berputar) ini diharapkan akan meningkatkan performa *heat exchanger* dan mengurangi resistansi aliran [7].

Selain *baffles* yang dapat mempengaruhi kinerja *heat exchanger* adalah *tubes* atau pipa pada bagian Dalam STHXs. Salah satu yang dapat dimodifikasi dalam upaya meningkatkan nilai perpindahan panas adalah dengan cara meningkatkan luasan permukaan pada bagian luar *tubes* [8]. Modifikasi *tubes* yang dilakukan adalah dengan merubah bentuk *tubes* bagian luar menjadi *helical*. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Hossainpour dan Hassanzadeh, *helical ribs* memiliki efek yang cukup signifikan dalam meningkatkan nilai perpindahan panas dan juga mengurangi *pressure drop* yang ada [9].

Penelitian yang sudah dilakukan mengenai pengaruh kedua bagian dari *heat exchanger* yaitu *baffle* dan *tubes* memberikan dampak yang signifikan dalam meningkatkan kinerja *heat*

*exchanger* secara keseluruhan. Maka dari itu, perlu adanya penelitian untuk menemukan kombinasi antara *baffles* dan *tubes* yang terbaik untuk meningkatkan kinerja *heat exchanger* tipe *shell and tubes* (STHX).

## 1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang mendasari penelitian ini adalah bagaimana pengaruh dari *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tubes* terhadap perpindahan panas dan *pressure drop* pada *Shell-and-tube Heat exchanger* (STHX).

## 1.3 Tujuan

Tujuan penelitian yang ingin dicapai dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah menganalisis pengaruh *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tubes* terhadap perpindahan panas dan *pressure drop* pada *Shell-and-Tube Heat exchanger* (STHX).

## 1.4 Batasan Masalah

Adapun lingkup kerja untuk membatasi penelitian tugas akhir ini agar lebih terfokus adalah sebagai berikut :

- a. Pemodelan geometri *heat exchanger* dilakukan dalam domain 3 dimensi.
- b. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform* pada sisi *inlet*.
- c. Persamaan model turbulensi yang digunakan adalah K-epsilon.
- d. Simulasi yang digunakan menggunakan *software* Ansys 18.1 dengan metode CFD.
- e. Kondisi batas pada sisi *inlet* berupa *velocity inlet* dan pada sisi *outlet* berupa *outflow*.

## 1.5 Sistematika Laporan

Pada tugas akhir ini memiliki sistematika penulisan laporan sebagai berikut:

## **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini menjelaskan tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika laporan.

## **BAB II DASAR TEORI**

Bab ini menjelaskan tentang landasan teori yang berkaitan dengan topik tugas akhir yang terdiri dari *heat exchanger*, *baffle*, *tubes*, aliran fluida pada *heat exchanger*, analisis *heat exchanger* dan *computational fluid dynamics*.

## **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini menjelaskan mengenai langkah pengerjaan tugas akhir dari mulai awal hingga selesai dilaksanakan.

## **BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN**

Bab ini menjelaskan mengenai hasil pengolahan data tugas akhir berupa analisis pengaruh *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tube* terhadap kinerja *heat exchanger*.

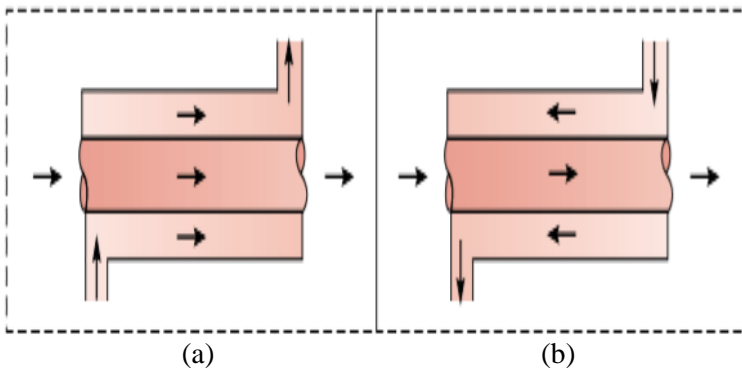
## **BAB V PENUTUP**

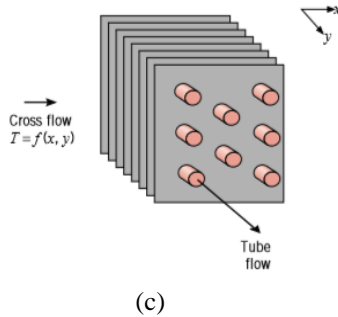
Bab ini menjelaskan tentang kesimpulan tugas akhir serta pemberian saran sebagai pengembangan penelitian selanjutnya.

## BAB II DASAR TEORI

### 2.1 Heat Exchanger

*Heat Exchanger* adalah suatu alat perpindahan panas yang digunakan untuk memindahkan energi panas internal antara dua atau lebih fluida dengan temperatur yang berbeda [10]. Berdasarkan susunan alirannya, *heat exchanger* dibedakan menjadi tiga macam yaitu *parallel-flow*, *cross-flow* dan *counter-flow*. Pada tipe *parallel flow*, tempat masuk dan keluar antara kedua fluida terdapat pada ujung yang sama. Sebaliknya pada tipe *counter-flow*, tempat masuk dan keluar antara aliran fluida terdapat pada ujung yang berbeda. Aliran *cross-flow* terjadi ketika arah aliran kedua fluida membentuk arah yang tegak lurus. Ilustrasi antara kedua aliran tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.1. Tipe susunan aliran *counter-flow* memiliki efisiensi yang lebih tinggi dalam memindahkan panas antar kedua fluida. Hal ini disebabkan karena pada jenis aliran *counter-flow* memiliki nilai rata-rata perbedaan temperatur sepanjang *heat exchanger* lebih besar dibanding dengan tipe *parallel-flow*.





**Gambar 2. 1** Aliran *Heat exchanger* Tipe (a) *Parallel Flow*, (b) *Counter-flow*, dan (c) *Cross-flow* [11]

Selain berdasarkan susunan alirannya, *heat exchanger* juga dapat dikategorikan berdasarkan konstruksinya.

a. *Double Pipe*

*Heat exchanger* ini terdiri dari dua pipa dengan diameter yang berbeda. Pipa dengan diameter yang kecil diletakkan di dalam pipa berdiameter besar sehingga volume air yang dilairkan tidak terlalu besar.

b. *Box Cooler*

*Heat exchanger* dengan susunan pipa *coil* atau beberapa *tube bundle* yang dimasukkan ke dalam box berisikan air pendingin.

c. *Multipass Shell and Tube*

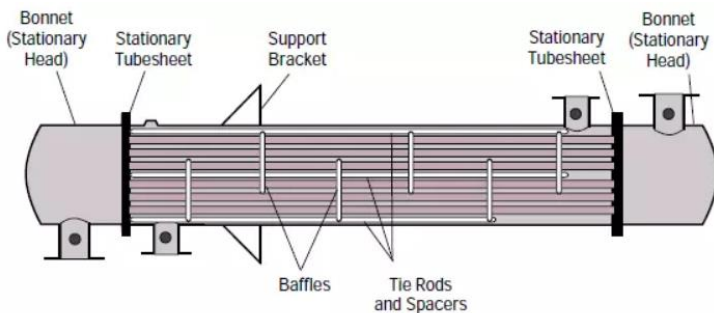
*Heat exchanger* dengan bejana yang berisi *tube* berdiameter kecil dan berjumlah banyak sehingga kapasitas fluida yang dapat dialirkan cukup besar serta memiliki perpindahan panas yang tinggi.

d. *Fin Fan*

Konstruksi *heat exchanger* yang terdiri dari sebuah kipas angin (*fan*) yang dipasang pada *frame*. *Frame* tersebut terdiri *finned tube* sehingga fluida yang dialirkan di dalam *tube* tersebut kemudian didinginkan menggunakan kipas angin.

## 2.2 Shell and Tube Heat Exchanger (STHX)

Tipe paling umum di industri pengolahan minyak dan proses kimia adalah *Heat exchanger Shell and Tube* (STHX) [12]. STHX memiliki bagian bejana (*shell*) dengan banyak pipa (*tubes*) didalamnya. Cara kerjanya yaitu dengan mengalirkan satu fluida pada bagian *shell* dan fluida lainnya pada bagian *tubes*. Ketika kedua fluida mengalir di dalam *heat exchanger*, dinding pemisah antara kedua fluida (dinding *tubes*) menjadi perantara perpindahan panas [13]. Fluida yang digunakan dapat berupa *liquid* ataupun gas dan dapat ditempatkan pada *shell* maupun *tubes*. Untuk mendapatkan perpindahan panas yang efisien, luas permukaan perpindahan panas sebaiknya besar, maka dari itu pada STHX dipasangkan banyak *tubes* dalam satu *shell* untuk meningkatkan efisiensinya. Pada STHX terdapat bagian-bagian penyusun seperti pada Gambar 2.2 yaitu *baffles*, *shell*, *tube sheet*, *tubes*, *inlet* dan *outlet*. Cara untuk meningkatkan performasi dari STHX dapat dimodifikasi bagian-bagian seperti *baffles* dan *tubesnya*.

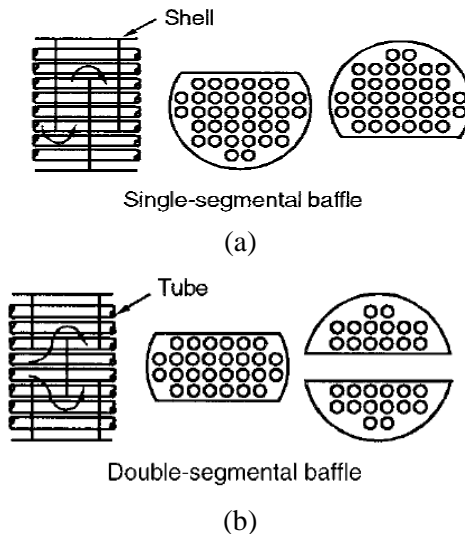


**Gambar 2. 2** *Heat Exchanger Shell and Tube* (STHX) [14]

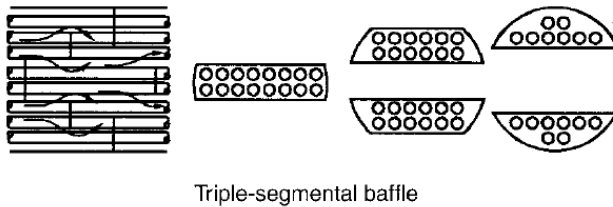
## 2.3 Baffle

*Baffle* adalah suatu sekat yang mengatur aliran fluida atau menghalangi laju fluida di dalam *shell* [1]. Akibat dari adanya *baffle* ini adalah nilai turbulensi aliran fluida yang mengalir akan semakin besar sehingga meningkatkan nilai perpindahan panasnya [11]. Selain itu *baffle* juga dapat berguna sebagai penopang *tubes*

di dalam *shell*, sehingga vibrasi yang dihasilkan oleh aliran fluida pada *tubes* dapat berkurang. Variasi *baffle* yang paling sering digunakan adalah *cut-segmental baffle* [1]. Jenis *baffle* ini dapat dibagi lagi menjadi tiga macam berdasarkan aliran fluida yang dihasilkan yaitu *single-segmented baffle*, *double-segmented baffle*, dan *triple segmented baffle*. Skema *baffle* dan aliran fluidanya dapat dilihat pada Gambar 2.3. Pada gambar tersebut, dapat dilihat pada *single segmented baffle* aliran yang dihasilkan setelah melalui *baffle* berupa satu aliran. Pada *double-segmented baffle*, aliran yang dihasilkan adalah dua aliran atas bawah dan akan menjadi satu lagi kemudian dipisahkan lagi begitu seterusnya sepanjang *heat exchanger*. Sedangkan untuk *triple-segmented baffle*, aliran yang dihasilkan menjadi tiga. Dari ketiga aliran tersebut akan menjadi satu, kemudian dua, lalu dijadikan tiga lagi dan seterusnya sepanjang *heat exchanger* secara berulang.



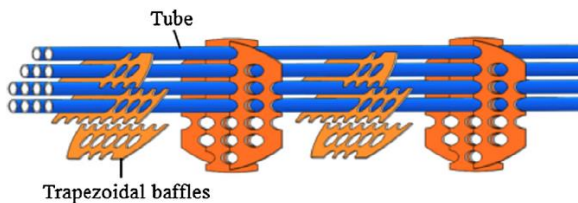




(c)

**Gambar 2. 3** Skema *Segmental Baffle* dengan Tipe (a) *Single-Segmental* (b) *Double-Segmental* (c) *Triple-Segmental* [11]

Dari *segmental baffle* ini banyak berkembang jenis-jenis *baffle* lainnya yang lebih baik digunakan bergantung pada laju aliran fluida, laju perpindahan panas yang diinginkan, dan juga batas *pressure drop* yang diperbolehkan [1]. Salah satu perkembangan yang dapat diaplikasikan yaitu *trapezoidal baffle*. *Baffle* jenis ini terbuat dari piringan elips tanpa adanya proporsi dalam pemotongannya. Dua susunan *trapezoidal baffle* yang berdekatan disusun secara orthogonal sepanjang *heat exchanger* seperti pada Gambar 2.4. Berdasarkan penelitian oleh Xin Gu, *trapezoidal baffle* dapat meningkatkan laju perpindahan panas dan juga mengurangi *pressure drop* pada sistem [7].



**Gambar 2.** Skema *Trapezoidal Baffle* [7]

Ketika aliran fluida memasuki bagian *shell*, susunan *baffle* ini akan menyebabkan adanya aliran radial dan *axial* secara periodik.

Aliran ini akan menyebabkan performa dari *heat exchanger* meningkat dan resistansi aliran fluida berkurang [7].

#### 2.4 Tubes

*Tubes* merupakan pipa berdiameter kecil yang dipasang di dalam *shell* untuk mengalirkan fluida dengan temperatur yang berbeda dibandingkan fluida pada *shell*. Untuk mendapatkan area permukaan yang luas dipasangkan *tubes* dalam jumlah banyak di dalam *shell* atau biasa disebut dengan *tubes bundle*.



**Gambar 2. 4** Tube Bundle pada Heat Exchanger Shell and Tube [15]

Modifikasi yang dilakukan pada *tubes* untuk mendapatkan hasil yang lebih baik yaitu dapat berupa menambahkan sirip (*fin*) pada *tube* untuk memperbesar luas permukaan atau dengan memodifikasi *tube* dengan merubah bentuknya seperti pada Gambar 2.6.

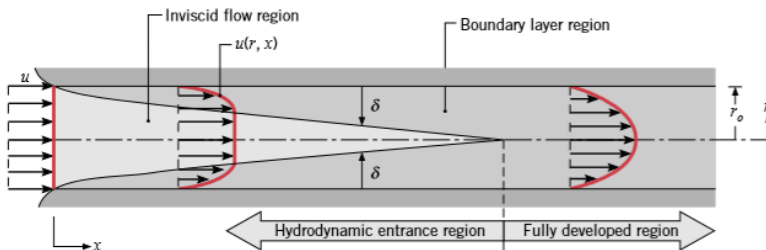


**Gambar 2. 6** Helical Ribs Tube [8]

Dengan merubah bentuk *tube* menjadi seperti pada Gambar 2.6, berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Talib dkk didapatkan kesimpulan berupa meningkatnya nilai perpindahan panas pada *heat exchanger* [8].

## 2.5 Aliran Fluida pada *Heat Exchanger*

Jika kita melihat suatu aliran *laminar* di dalam suatu pipa silinder dengan radius  $r_o$  seperti pada Gambar 2.5, dimana fluida yang masuk pipa memiliki kecepatan yang sama. Ketika fluida masuk menuju pipa, munculah viskositas pada dinding pipa yang menyebabkan batas *layer* berkembang terhadap sumbu- $x$ . Hal tersebut menyebabkan profil kecepatan berubah-ubah sehingga dapat disebut dengan *entrance region*. Ketika profil kecepatan sudah tidak berubah terhadap jarak  $x$ , maka disitulah dapat dikatakan daerah *fully developed*.



**Gambar 2. 5** Pengembangan Batas *Layer* dari Aliran Internal melalui Pipa Silinder [11]

Untuk mengetahui apakah aliran fluida pada pipa tersebut *laminar* atau *turbulen*, dapat menggunakan parameter bilangan Reynolds yang dapat didefinisikan dengan persamaan berikut,

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana  $u_m$  adalah kecepatan fluida rata-rata pada daerah pipa dan  $D$  adalah diameter pipa silinder. Untuk aliran *laminar*, nilai

bilangan Reynolds nya kurang dari 2300, sedangkan aliran turbulen digambarkan dengan nilai bilangan Reynolds lebih dari 2300. Kecepatan pada aliran pipa dapat didefinisikan sebagai,

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (2.2)$$

Untuk keadaan *steady*, aliran inkompresibel pada *tube* nilai  $\dot{m}$  dan  $u_m$  adalah konstan terhadap sumbu-x. Dari 2 persamaan sebelumnya dapat digabung menjadi persamaan bilangan Reynolds untuk pipa silinder ( $A_c = \pi D^2/4$ ):

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.3)$$

## 2.6 Analisis Heat Exchanger

Analisis *heat exchanger* digunakan mengukur seberapa besar kinerja atau performasi perpindahan panas yang terjadi di antara dua fluida pada aliran internal. Dalam menganalisis tersebut pasti tidak jauh dari laju perpindahan panas yang dipengaruhi oleh temperatur yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas, dan area permukaan total perpindahan panas. Aplikasi dari persamaan *steady flow energy* seperti berikut.

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (2.4a)$$

dan,

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (2.5a)$$

Dimana  $i$  adalah nilai entalpi fluida.  $h$  dan  $c$  menunjukkan *hot* (panas) dan *cold* (dingin). Sedangkan  $i$  dan  $o$  menunjukkan fluida pada bagian *inlet* atau *outlet*. Jika pada fluida tidak terjadi perubahan fasa dan *specific heats* diasumsikan konstan maka persamaan diatas dapat dituliskan menjadi seperti berikut.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.4b)$$

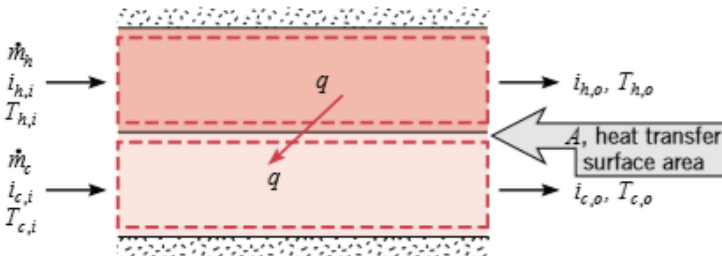
dan,

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - \dot{T}_{c,i}) \quad (2.5b)$$

Dari persamaan diatas, untuk perpindahan panas yang melewati luasan area  $dA$  dengan perbedaan temperatur fluida panas dan dingin. maka persamaan diatas dapat dinyatakan dalam bentuk persamaan.

$$q = UA(\Delta T_{lm}) \quad (2.6)$$

Dimana  $U$  adalah koefisien perpindahan panas dan  $A$  adalah area permukaan perpindahan panas dengan  $\Delta T_{lm}$  adalah temperatur *log mean* temperatur *defference*.



**Gambar 2. 6** Kestimbangan Energi untuk Aliran Panas dan Dingin dari Dua Fluida pada *Heat Exchanger* [11]

Salah satu metode yang digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada *heat exchanger* adalah dengan menggunakan metode *Log Mean Temperatur Difference*. Dimana nilai dari *Log Mean Temperatur Difference* dapat dirumuskan seperti berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.7)$$

Untuk *parallel flow* nilai  $\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i}$  dan  $\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o}$ . Sedangkan untuk *counter-flow* nilai  $\Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o}$  dan  $\Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i}$ . Bila salah satu nilai temperatur tidak berubah maka nilai  $\Delta T_2 = T_s - T_2$  dan  $\Delta T_1 = T_s - T_1$ . Sehingga persamaan untuk menghitung perbedaan temperaturnya adalah sebagai berikut

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left( \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \quad (2.8)$$

Untuk menghitung nilai koefisien perpindahan panas, persamaan yang digunakan untuk menghitung U adalah persamaan berikut.

$$U = (Nu \cdot k) / D \quad (2.9)$$

Dimana nilai Nu merupakan nilai Nusselt number aliran. Pada kondisi aliran turbulen melalui *plat* datar dengan suhu konstan maka nilai Nusselt numbernya dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah ini.

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_{D,max}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (2.10)$$

Dimana Re merupakan nilai Reynolds number maksimum. Pr adalah nilai prandlt number dari fluida yang mengalir. Pangkat pada Pr bernilai 0,4 bila aliran yang memasuki *shell* merupakan aliran dingin dan aliran pada *tube* merupakan aliran panas. Untuk aliran panas yang memasuki *shell* dan aliran dingin pada *tube*, nilai pangkat pada Pr bernilai 0,5.

## 2.7 Computational Fluid Dynamics

*Computational fluid dynamics* (Komputasi Dinamika Fluida) atau sekarang yang lebih dikenal sebagai CFD adalah sekumpulan metodologi yang menggunakan komputer untuk melakukan simulasi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena aliran lainnya dengan memecahkan persamaan Navier-

Stokes secara numerik. Persamaan Navier-Stokes adalah persamaan umum untuk fenomena aliran fluida yang umumnya adalah persamaan mekanika klasik yang solusi analitiknya sampai saat ini belum terpecahkan. Masalah persamaan Navier Stokes ini selain di dunia fisika & terapannya, menjadi masalah tersendiri pula bagi matematikawan dan diangkat menjadi salah satu dari tujuh masalah milenium (*seven millenium problems*); dihadiahkan 1 juta US\$ bagi siapa saja yang dapat memecahkan setiap masalah pada *seven millenium problems* tersebut oleh *Clay Mathematics Institute*, Harvard University. Dalam CFD, kita menyelesaikan persamaan Navier-Stokes secara numerik. Persamaan-persamaan fluida yang dijalankan pada simulasi CFD menyangkut dari persamaan-persamaan diferensial parsial yang menggunakan hukum konservasi massa, momentum dan energi. Bentuk dari ketiga persamaan tersebut seperti berikut.

Persamaan kontinuitas:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.11)$$

Persamaan momentum pada sumbu-x:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = & -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{2}{3} \mu \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \rho f_x \end{aligned} \quad (2.12)$$

Persamaan momentum pada sumbu-y:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = & -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{2}{3} \mu \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} - \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_y \end{aligned} \quad (2.13)$$

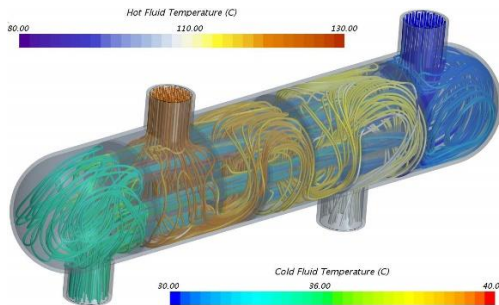
Persamaan momentum pada sumbu-z:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{2}{3} \mu \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_z \quad (2.14)$$

Persamaan Energi:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho ui)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho \dot{q} - p(\nabla \cdot V) + \Phi \quad (2.15)$$

*Computational fluid dynamics* (CFD) atau dalam bahasa Indonesia disebut juga sebagai dinamika fluida komputasi dapat dibagi menjadi dua istilah, yaitu *computational* dan *fluid dynamics*. *Fluid dynamics* mengartikan bahwa kita membahas dinamika fluida (sifat-sifat aliran fluida dan transfer panas) itu sendiri, sedangkan istilah *computational* mengartikan bahwa bahasan kita tentang dinamika fluida dihitung dan disimulasikan dengan seperangkat metode numerik dengan bantuan komputer. Kata ‘simulasi’ di sini mengindikasikan bahwa kita menggunakan komputer untuk menyelesaikan sekumpulan hukum (atau persamaan-persamaan fisis) yang mengatur peristiwa pergerakan fluida di mana geometrinya telah dimodelkan pula dengan bantuan komputer.



**Gambar 2. 7** Simulasi *Heat Exchanger* menggunakan *Computational Fluid Dynamics* [16]



Dengan CFD, dapat dibangun prototipe, dianalisis, dievaluasi, serta dioptimasi suatu sistem semisal blok mesin, pesawat terbang, terowongan angin, sistem perpipaan, dan lain sebagainya. Penggunaan CFD di dunia industri relatif baru, pertama kali digunakan sekitar tahun 1990-an pada industri penerbangan. Karena kesuksesan CFD di dunia industri penerbangan semenjak pertama kali digunakannya, CFD secara cepat menjadi komponen vital di dalam dunia industri khususnya desain produk, manufaktur, proses, serta optimasi. sejak itu pula CFD digunakan tidak hanya pada industri penerbangan. Karena sekarang telah tersedia komputer dan tampilan *software* yang ramah pengguna, CFD secara luas memasuki komunitas industri pada tahun 1990-an dan tetap dikembangkan serta digunakan sampai saat ini. Penggunaan CFD di antaranya:

- Desain ruang atau lingkungan yang aman dan nyaman.
- Desain kendaraan untuk memaksimalkan karakter aerodinamiknya.
- Desain blok mesin untuk mengoptimalkan pembakarannya.
- Analisis petrokimia untuk strategi optimasi *oil recovery*.
- Mempelajari sistem arterial (*computational hemodynamics*) bagi dokter dan ahli bedah.
- Analisis kegagalan (*failure*) untuk mencari sumber-sumber kegagalan misalnya pada sistem pembakaran, aliran uap panas, dan perpipaan.
- Mempelajari reaksi pembakaran dan pendinginan.

Secara garis besar proses dalam penggunaan CFD terbagi menjadi 3 bagian, yakni *preprocessing*, *processing (solving)*, dan *postprocessing*.

### **2.7.1 *Preprocessing***

Pada tahap ini merupakan tahap awal dari proses CFD yang akan dilakukan beberapa proses sebagai berikut:

- Pendefinisian geometri dan domain komputasi.
- Geometri yang akan dianalisis harus dibuat terlebih dahulu dengan menggunakan beberapa *software*.

- Pembuatan *grid (mesh)*.
- Merupakan proses membagi komponen yang akan dianalisis menjadi elemen-elemen kecil atau diskrit.
- Pendefinisian karakteristik fluida.
- Pendefinisian kondisi batas pada *cell* yang berbatasan dengan batas domain.
- Data yang diperlukan pada batas tergantung dari tipe kondisi batas dan model fisik yang dipakai.

### **2.7.2 Solving**

Tahap ini dilakukan penentuan kondisi batas (*boundary condition*) dan pemilihan metode iterasi. Dalam penentuan kondisi batas akan dimasukkan nilai dari parameter yang dibutuhkan. Solusi numerik didapatkan melalui beberapa metode seperti *finite difference*, *finite element*, dan *spectral method*. Metode numerik yang menjadi dasar tahap ini dalam menyelesaikan masalah adalah,

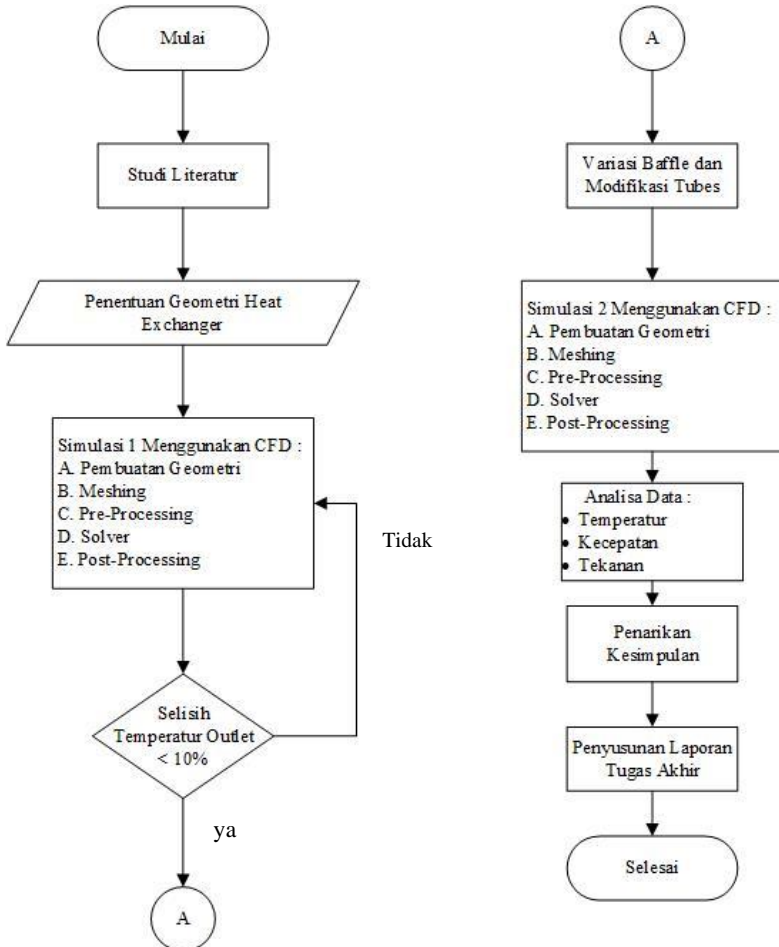
- Pendekatan terhadap variabel aliran yang tidak diketahui, dengan menggunakan fungsi sederhana.
- Substitusi dari pendekatan yang telah dilakukan ke dalam persamaan aliran.
- Menyelesaikan persamaan dengan metode iterasi.

### **2.7.3 Postprocessing**

Pada tahap ini merupakan tahap akhir yang akan menganalisis hasil dari penyelesaian masalah sebelumnya berupa tampilan grafik dan *plotting*, kontur variabel, dan animasi aliran fluida.

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian tugas akhir ini dirancang dengan beberapa tahapan seperti pada diagram alir berikut ini.



**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian

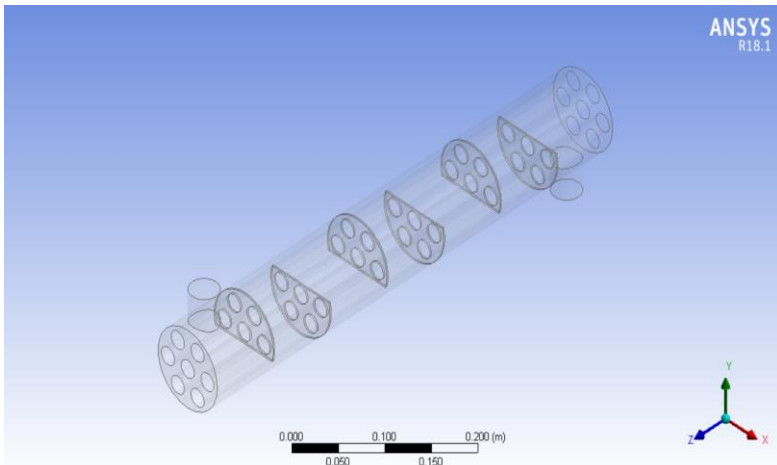
Setiap proses dalam diagram alir di atas dijelaskan dalam keterangan berikut ini:

### 3.1 Studi Literatur

Pemahaman konsep dasar mengenai *heat exchanger*, *heat transfer*, dan lain lain yang berkaitan dengan materi tugas akhir dilakukan selama pengerjaan tugas akhir. Referensi yang digunakan bersumber dari buku, jurnal ilmiah serta sumber lain yang terpercaya.

### 3.2 Penentuan Geometri *Heat Exchanger*

Geometri yang digunakan pada tugas akhir ini mengacu pada geometri yang digunakan pada penelitian oleh Ender Ozden tentang analisis *heat exchanger* CFD bagian *shell* pada *small heat exchanger shell and tube* [17]. Dimensi *heat exchanger* yang digunakan dapat dilihat pada Table 3.1 dan Gambar 3.2.



**Gambar 3. 2** Model *Heat exchanger* dengan *Segmental Baffle*

**Tabel 3. 1** Parameter Desain Geometri *Heat exchanger*

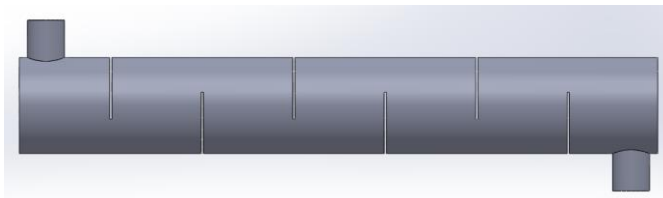
Diameter <i>Shell</i>	90 mm
Panjang <i>Shell</i>	600 mm
Diameter <i>Inlet &amp; Outlet</i>	35 mm
Diameter <i>Tube</i>	20 mm
<i>Pitch Tube</i>	Triangular, 30 mm
Jumlah <i>Tube</i>	7 <i>Tubes</i>
Ketebalan <i>Baffle</i>	2 mm
Jumlah <i>Baffle</i>	6 <i>Baffles</i>
<i>Baffle Spacing</i>	86 mm
<i>Baffle Cut</i>	36%

### 3.3 Simulasi CFD 1

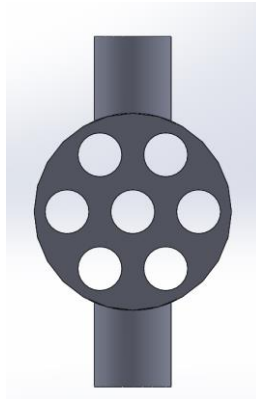
Setelah parameter geometri didapatkan, maka proses selanjutnya adalah mensimulasikan *heat exchanger* tersebut menggunakan *software* Ansys 18.1. Untuk membuat geometri *heat exchanger software* digunakan *software* CAD untuk membantu membuat model 3 dimensinya. Tahapan pada simulasi CFD adalah sebagai berikut:

#### 3.3.1 Pembuatan Geometri

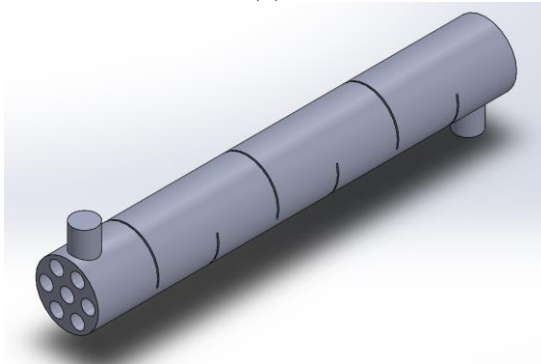
Pembuatan model 3 dimensi dari *heat exchanger* menggunakan *software* CAD agar mendapatkan bentuk paling akurat. Dari *software* CAD nantinya akan diexport ke dalam *software* Ansys agar bisa disimulasikan. Data-data geometri sesuai dengan pada Gambar 3.2 dan Tabel 3.1 sehingga didapatkan geometri hasil *software* CAD seperti pada Gambar 3.3.



(a)



(b)



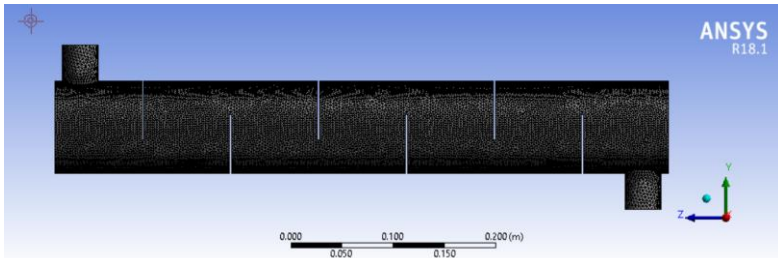
(c)

**Gambar 3. 3** Geometri Hasil *Software* CAD (a) Tampak Samping (b) Tampak Depan (c) Tampak Isometrik

Geometri yang telah dibuat dengan menggunakan *software* CAD merupakan geometri dari fluida yang mengalir dalam *heat exchanger*. Oleh karena itu bagian *baffle* dan *tubes* tidak berbentuk pejal melainkan kosong dan isi *shell* serta aliran *inlet* dan aliran *outlet* berbentuk pejal. Pada *software* Ansys yang dapat dianalisis hanya pada bagian yang berbentuk pejal.

### 3.3.2 Meshing

Setelah mendapatkan model tiga dimensinya, langkah selanjutnya adalah melakukan pembagian objek menjadi bagian-bagian kecil atau yang biasa disebut dengan *meshing*. *Meshing* dilakukan agar perhitungan pada setiap bagian dari *heat exchanger* memiliki keakuratan yang tinggi. Hasil dari *meshing* pada simulasi CFD 1 dapat dilihat pada Gambar 3.4.



**Gambar 3. 4** Hasil *Meshing Heat Exchanger Segmental Baffle*

Semakin banyak pembagian yang dilakukan pada *meshing* maka akan semakin tinggi akurasi hasil simulasi yang dilakukan, namun proses perhitungan oleh komputer membutuhkan waktu lebih lama. Dapat dilihat pada Gambar 3.4 memiliki pembagian hingga mencapai 1.663.047 elemen. Dengan tingkat *skewness* maksimal 0,84444, dimana nilai ini termasuk nilai yang dapat diterima. Hasil *skewness* yang dapat diterima yaitu dengan nilai maksimum *skewness* dibawah 0,950 seperti pada Gambar 3.5 [18]. Bila nilai maksimum *skewness* melebihi dari 0,950 akan berdampak pada susahya mendapatkan hasil yang konvergen saat perhitungan. Semakin kecil nilai *skewness* maka kualitas *meshing* semakin baik.

**Skewness mesh metrics spectrum**

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

**Gambar 3. 5** Spektrum *Skewness* [19]

### 3.3.3 Pre-Processing

Pada tahap *Pre-processing* dimasukkan variabel-variabel yang diketahui ke dalam kondisi batas (*boundary condition*). Variabel yang dimasukkan termasuk kecepatan fluida yang dipakai, temperatur *inlet*, temperatur dinding *tubes*, dan juga tipe dinding *tubes*. Dalam penelitian ini, model turbulensi yang digunakan adalah model turbulensi K-epsilon. Model turbulensi tersebut dipilih karena cocok untuk mensimulasikan aliran tanpa mempedulikan efek dari dinding sekitar aliran dan perbedaan tekanan pada aliran yang rendah. Data kondisi batas yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 3.2.

**Tabel 3. 2** Kondisi Batas *Heat exchanger*

Kondisi Batas	Parameter	Nilai
<i>Inlet</i>	Tipe	<i>Velocity-inlet</i>
	Kecepatan <i>Inlet</i>	1,04261 m/s
	Suhu <i>Inlet</i>	300 K
Dinding <i>Tube</i>	Tipe	<i>Stationary wall</i>
	Temperatur	450 K
<i>Outlet</i>	Tipe	<i>Outflow</i>

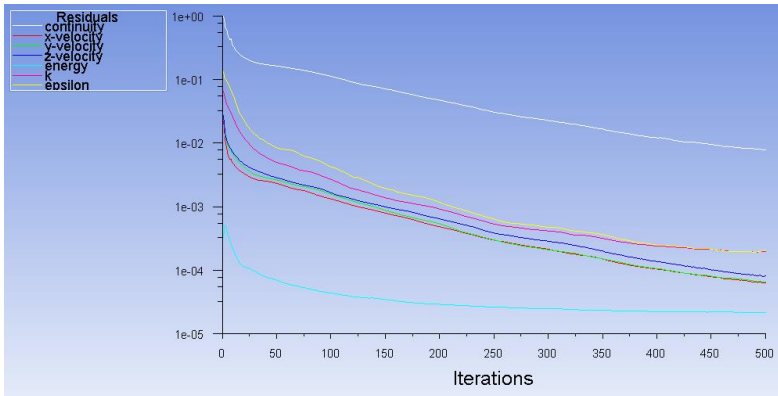
Pada sisi *outlet*, kecepatan dan tekanan tidak diketahui sebelum dilakukan simulasi, maka dari itu *boundary condition* pada *outlet* adalah *outflow*.

### 3.3.4 Solver

Pada tahap *solver*, komputasi akan dilakukan terhadap objek yang telah melewati tahap *pre-processing*. Komputasi dilakukan pada setiap bagian yang telah *dimeshing*. Di tahap inilah perhitungan kecepatan, temperatur dan tekanan dilakukan. Umumnya akan memakan waktu lama untuk benda yang besar dan kompleks. Hasil perhitungan yang diharapkan memiliki nilai yang konvergen, dalam analisis ini nilai yang dibandingkan untuk mendapatkan konvergen adalah nilai pada setiap iterasi. Untuk mengamati hasil perhitungan dari setiap iterasi dapat dilihat pada grafik residual. Grafik residual merupakan grafik yang



menggambarkan *error* pada setiap iterasi. Semakin kecil nilai residual atau *error* maka perhitungan semakin mendekati konvergen.



**Gambar 3. 6** Grafik Residu Simulasi

Dapat dilihat pada Gambar 3.6 grafik residual dari tiap iterasi semakin lama semakin turun, ini menggambarkan bahwa perhitungan yang dilakukan semakin lama semakin mendekati konvergensi. Dalam upaya mendapatkan hasil yang konvergen membutuhkan waktu yang cukup lama sehingga pada penelitian kali ini hanya dilakukan iterasi sebanyak 500 dan dilihat bagaimana pola grafik residual setiap iterasi. Bila residual setiap iterasi semakin lama semakin menurun maka dapat diasumsikan bahwa perhitungan sudah menuju kearah konvergen dan dapat divalidasi hasil perhitungannya.

### 3.3.5 Post-Processing

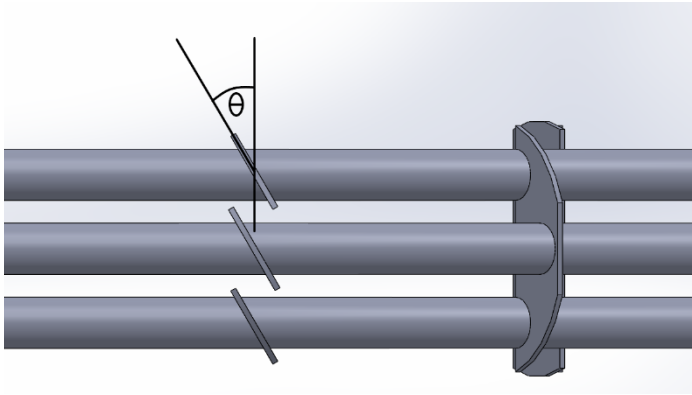
*Post-processing* adalah tahap terakhir dalam melakukan simulasi dengan metode CFD. Pada tahap ini hasil simulasi sudah dapat ditunjukkan pada *user interface*. Hasil simulasi yang ditunjukkan dapat berupa grafik, kontur, maupun angka sesuai yang dibutuhkan.

### 3.4 Validasi Hasil Simulasi

Pada tahap ini dilakukan perbandingan hasil simulasi CFD 1 dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Ozden [17]. Bila didapatkan hasil yang sesuai atau dengan *error* yang kurang dari 10% maka dapat dikatakan bahwa metode yang digunakan sudah berhasil. Namun jika gagal maka akan dilakukan simulasi CFD 1 lagi dengan perubahan variabel. Simulasi akan terus dilakukan hingga hasil simulasi didapatkan sesuai dengan hasil penelitian oleh Ozden.

### 3.5 Variasi *Baffle* dan *Tube*

Variasi yang digunakan adalah dengan merubah *heat exchanger* dengan *segmental baffle* dengan *heat exchanger* yang menggunakan *trapezoidal baffle*. *trapezoidal baffle* tersebut kemudian divariasikan lagi dengan modifikasi sudut kemiringan *baffle*.



**Gambar 3. 7** Skema *Trapezoidal Baffle* dengan Sudut Kemiringan *Baffle* Sebesar  $\theta$

Variasi pada tubes berupa penambahan *helical ribs tube*. Parameter variasi yang dilakukan dapat dilihat pada Tabel 3.4. terdapat perubahan spacing *baffle* untuk menyesuaikan dengan jumlah *baffle* yang digunakan.

**Tabel 3. 3** Parameter Geometri Variasi Sudut Kemiringan *Baffle*

No.	Jenis Tube	Sudut <i>Trapezoidal Baffle</i> ( $\theta$ )
1	Normal	20 <sup>0</sup>
2		30 <sup>0</sup>
3		40 <sup>0</sup>
4	<i>Helical Ribs Tube</i>	20 <sup>0</sup>
5		30 <sup>0</sup>
6		40 <sup>0</sup>

Variasi sudut memiliki nilai maksimum 40<sup>0</sup> disebabkan oleh geometri dari *heat exchanger*nya sendiri. Bila melebihi 40<sup>0</sup> maka akan memotong *baffle* dan tidak dapat diaplikasikan. Pada tahap variasi ini dilakukan juga pemodelan ulang *heat exchanger* sesuai dengan *baffle* dan *tubes* yang digunakan.

### 3.6 Simulasi CFD 2

Setelah parameter geometri didapatkan, maka proses selanjutnya adalah mensimulasikan *heat exchanger* tersebut menggunakan *software* Ansys 18.1. Untuk membuat geometri *heat exchanger* *software* digunakan *software* CAD untuk membantu membuat model 3 dimensinya. Tahapan pada simulasi CFD 2 adalah sebagai berikut.

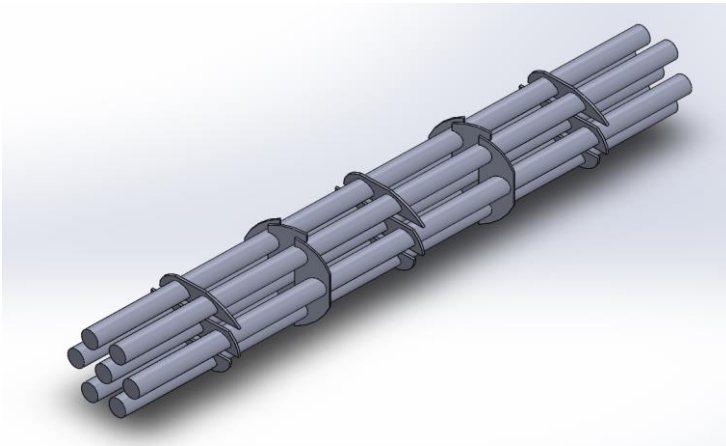
#### 3.6.1 Pembuatan Geometri

Sama seperti pada simulasi 1, pembuatan model 3 dimensi dari *heat exchanger* menggunakan *software* CAD. Ada beberapa parameter yang diubah untuk menyesuaikan dengan perubahan *baffle* yang digunakan yaitu *trapezoidal baffle*. Geometri *heat exchanger* dibesarkan dengan skala 2:1. Data parameter *baffle* dapat dilihat pada Table 3.3. Dengan perubahan ini ukuran setiap elemen pada proses *meshing* menjadi lebih besar dan akan memiliki nilai *skewness* yang lebih baik. Hal ini disebabkan oleh kompleksnya bentuk yang divariasikan.

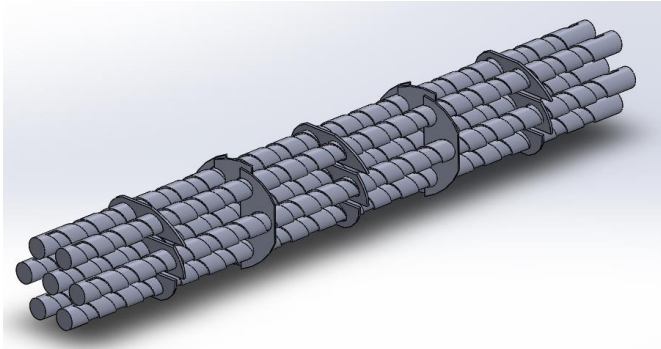
**Tabel 3. 4** Parameter Geometri Desain Variasi *Baffle Trapezoidal*

Diameter <i>Shell</i>	180 mm
Panjang <i>Shell</i>	1200 mm
Diameter <i>Inlet &amp; Outlet</i>	70 mm
Diameter <i>Tube</i>	40 mm
<i>Pitch Tube</i>	Triangular, 60 mm
Jumlah <i>Tube</i>	7 <i>Tubes</i>
Ketebalan <i>Baffle</i>	4 mm
Jumlah <i>Baffle</i>	5 <i>Baffles</i>
<i>Baffle Spacing</i>	200 mm
Sudut Kemiringan <i>Baffle</i>	20 <sup>0</sup> , 30 <sup>0</sup> , dan 40 <sup>0</sup>

Geometri variasi *baffle* dan *tube* pada *heat exchanger* yang telah dibuat dengan bantuan *software* CAD seperti pada Gambar 3.8.



(a)



(b)

**Gambar 3. 8** (a) Variasi *Baffle Trapezoidal* tanpa *Helical Ribs Tube*, (b) Variasi *Baffle Trapezoidal* dengan *Helical Ribs Tube*

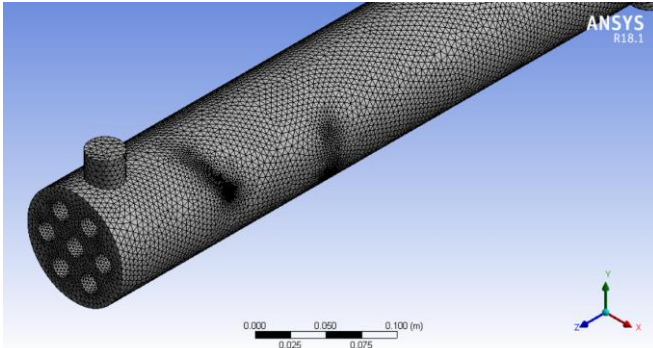
Bila menggunakan skala awal tanpa adanya perbesaran dibutuhkan ukuran elemen yang sangat kecil untuk mendapatkan hasil yang akurat. Semakin kecil ukuran elemen yang digunakan maka semakin banyak jumlah elemen *meshing*.

### 3.6.2 *Meshing*

Setelah mendapatkan model 3 dimensinya, langkah selanjutnya adalah melakukan pembagian objek menjadi bagian-bagian kecil atau yang biasa disebut dengan *meshing*.

**Tabel 3. 5** Data Hasil *Meshing* Variasi *Baffle* dan *Tube*

Jenis <i>Tube</i>	Sudut <i>Baffle</i> (°)	Jumlah Elemen	Maksimum <i>Skewness</i>
Normal	20	712689	0.82183
	30	715552	0.87303
	40	1111378	0.80847
<i>Helical Ribs Tube</i>	20	1511922	0.86757
	30	1461749	0.89654
	40	2497544	0.89057



**Gambar 3. 9** Hasil *Meshing Heat exchanger Trapezoidal Baffle*

*Meshing* dilakukan agar perhitungan pada setiap bagian dari *heat exchanger* memiliki keakuratan yang tinggi. Hasil dari *meshing* pada simulasi CFD 2 dengan variasi sudut kemiringan *baffle*  $30^\circ$  dapat dilihat pada Gambar 3.9. Nilai Maksimum *Skewness* dari masing-masing variasi *baffle* dan *tube* dapat dilihat pada Tabel 3.5. Nilai maksimum *skewness* dari masing-masing variasi tidak ada yang melebihi nilai 0.95 maka semua variasi dapat digunakan untuk mendapatkan perhitungan yang konvergen.

### 3.6.3 *Pre-Processing*

Pada tahap *Pre-processing* dimasukkan variabel-variabel yang diketahui ke dalam kondisi batas (*boundary condition*). Variabel yang dimasukkan termasuk kecepatan fluida yang dipakai, temperatur *inlet*, temperatur dinding *tubes*, dan juga tipe dinding *tubes*. Dalam penelitian ini, model turbulensi yang digunakan adalah model turbulensi K-epsilon. Model turbulensi tersebut dipilih karena cocok untuk mensimulasikan aliran tanpa mempedulikan efek dari dinding sekitar aliran dan perbedaan tekanan pada aliran yang rendah. Data kondisi batas yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 3.6.

**Tabel 3. 6** Kondisi Batas *Heat Exchanger*

Kondisi Batas	Parameter	Nilai
<i>Inlet</i>	Tipe	<i>Velocity-inlet</i>
	Kecepatan <i>Inlet</i>	0,26063 m/s
	Suhu <i>Inlet</i>	300 K
Dinding <i>Tube</i>	Tipe	<i>Stationary wall</i>
	Temperatur	450 K
<i>Outlet</i>	Tipe	<i>Outflow</i>

Pada sisi *outlet*, kecepatan dan tekanan tidak diketahui sebelum dilakukan simulasi, maka dari itu *boundary condition* pada *outlet* adalah *outflow*.

### 3.6.4 Solver

Sama seperti pada simulasi CFD 1. Untuk mengetahui apakah hasil perhitungan akan menuju konvergen atau tidak dapat dilihat melalui grafik residual perhitungan. Setelah menjalani perhitungan sebanyak 500 iterasi, bila grafik residual disetiap parameter semakin lama semakin menurun maka dapat diasumsikan bahwa perhitungan akan konvergen. Jika tidak maka perlu adanya perubahan pada parameter sebelum tahap *solver*.

### 3.6.5 Post-Processing

*Post-processing* adalah tahap terakhir dalam melakukan simulasi dengan metode CFD. Pada tahap ini hasil simulasi sudah dapat ditunjukkan pada *user interface*. Hasil simulasi yang ditunjukkan dapat berupa grafik, kontur, maupun angka sesuai yang dibutuhkan.

### 3.7 Analisis Data

Setelah dilakukan variasi diatas dan dijalankan simulasi CFD 2 dan simulasi CFD 1. Maka selanjutnya adalah proses analisis data yang telah didapatkan dari hasil simulasi. Teori yang telah dipelajari pada tahap studi literatur akan digunakan pada tahap analisis ini. Tahap ini akan membahas mengenai karakteristik aliran pada *heat exchanger*, hubungan koefisien perpindahan panas

dengan bilangan Reynolds, hubungannya dengan laju perpindahan panas serta pengaruh dari masing-masing variasi pada *heat exchanger*.

### **3.8 Penarikan Kesimpulan**

Dari analisis data yang sudah dilakukan ditarik kesimpulan yang bisa mewakili isi dari analisis data dan dapat menjawab tujuan dari dilakukannya penelitian tugas akhir ini.

### **3.9 Penyusunan Laporan Tugas Akhir**

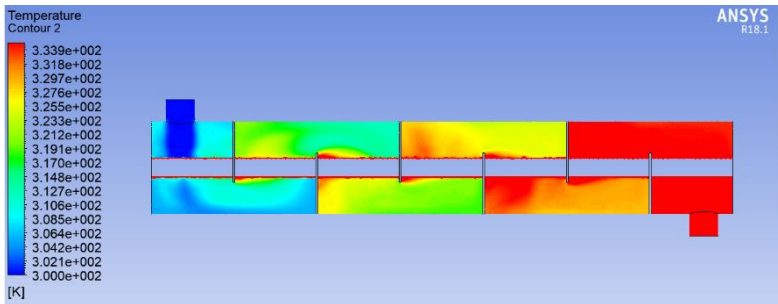
Pada tahap terakhir dari serangkaian penelitian tugas akhir ini dilakukan penyusunan laporan tugas akhir yang memuat hasil penelitian yang telah dilakukan.



## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Validasi Hasil Simulasi

Sebelum memulai memvariasikan jenis *baffle* dan *tube* pada *heat exchanger*, langkah awal yang dilakukan ada validasi geometri serta hasil perhitungan dengan cara membandingkan hasil simulasi yang telah dilakukan dengan nilai yang ada di jurnal acuan. Dengan menyamakan semua geometri dan metode terhadap jurnal didapatkan hasil simulasi berupa kontur seperti pada Gambar 4.1.



**Gambar 4. 1** Distribusi Temperatur pada *Heat exchanger* dengan *Segmental Baffle*

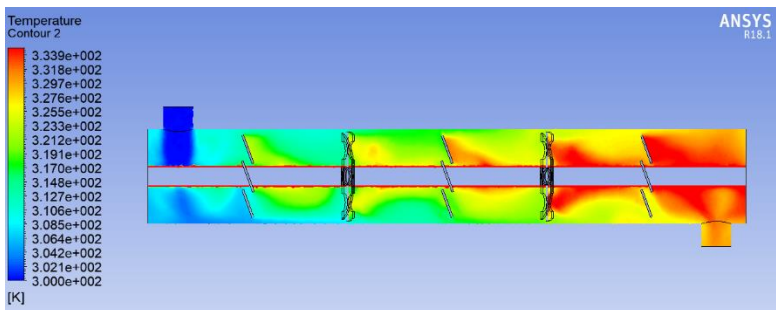
Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan nilai temperatur *outlet* pada *heat exchanger* sebesar 334,7417K sedangkan pada jurnal nilai temperatur *outlet* sebesar 330 K. terdapat perbedaan nilai sebesar 4,7417 K diantara kedua hasil. Maka *error* yang didapatkan sebesar 1,436 %. Dengan nilai *error* yang kecil ini maka dapat diambil kesimpulan bahwa geometri dan metode simulasi yang telah dilakukan dapat diterima. Selanjutnya dilakukan variasi *baffle* dan *tubes*.

## 4.2 Pengaruh *Trapezoidal Baffle* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Temperatur dan Kecepatan

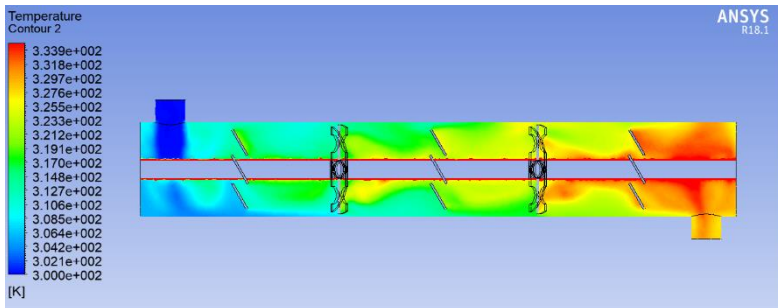
Variasi yang dilakukan pada *heat exchanger shell and tube* adalah dengan merubah jenis *baffle* dan *tubesnya*. Pada masing-masing variasi dilakukan analisis data pengaruh perubahan tersebut dengan performa dari *heat exchanger*.

### 4.2.1 Pengaruh *Trapezoidal Baffle* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Temperatur

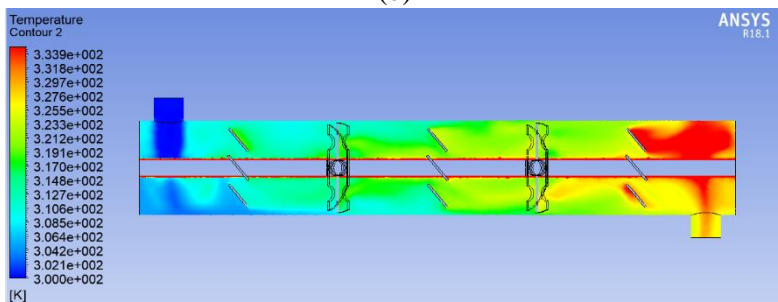
Variasi pertama dilakukan dengan merubah jenis *baffle* menjadi *trapezoidal baffle*. Sudut kemiringan yang digunakan bervariasi 20°, 30°, dan 40°. Setelah dilakukan simulasi didapatkan distribusi temperatur pada *heat exchanger* seperti pada Gambar 4.2. Distribusi temperatur mewakili seberapa meratanya perpindahan yang terjadi pada *heat exchanger*. Pada Gambar 4.2, dapat diamati bahwa sudut kemiringan 20° memiliki distribusi temperatur yang lebih baik dibandingkan dengan kemiringan 30° dan 40° pada bagian tengah *heat exchanger*. Tingginya nilai temperatur pada kemiringan 20 disebabkan oleh kecilnya nilai kecepatan fluida. Semakin kecil kecepatan fluida maka akan semakin lama fluida tersebut berada di dalam *heat exchanger*. Waktu yang lama mengakibatkan lebih banyaknya perpindahan panas yang terjadi.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4. 2** Distribusi Temperatur pada *Heat exchanger* menggunakan *Trapezoidal Baffle* (a) Kemiringan  $20^\circ$  (b) Kemiringan  $30^\circ$  (c) Kemiringan  $40^\circ$

Pada *ansys fluent* untuk melihat distribusi temperatur hanya bisa diamati dalam dua dimensi. Pada *Inlet shell* temperatur bernilai 300 K untuk setiap variasi sudut *trapezoidal baffle* sesuai dengan *boundary condition* atau kondisi batas yang dimasukkan pada proses perhitungan. Sedangkan untuk temperatur *outletnya* didapatkan data yang berbeda-beda untuk setiap sudutnya. Berdasarkan Gambar 4.2 nilai distribusi temperatur pada kemiringan  $20^\circ$  memiliki nilai yang paling tinggi. Untuk menambah validasi bahwa kemiringan  $20^\circ$  memiliki distribusi temperatur paling tinggi, diambil sampel temperatur rata-rata pada

bagian outlet *heat exchanger*. Didapatkan data seperti pada Tabel 4.1.

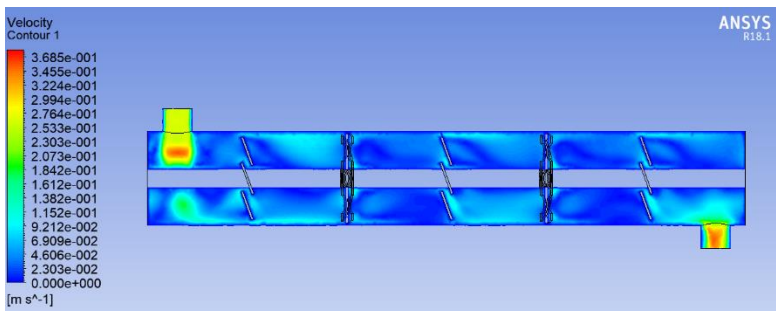
**Tabel 4. 1** Data Temperatur Variasi *Baffle*

Sudut <i>Trapezoidal Baffle</i> (°)	Temperatur <i>Inlet</i> (K)	Temperatur <i>Outlet</i> (K)
20	300	329,83326
30	300	329,06898
40	300	327,05061

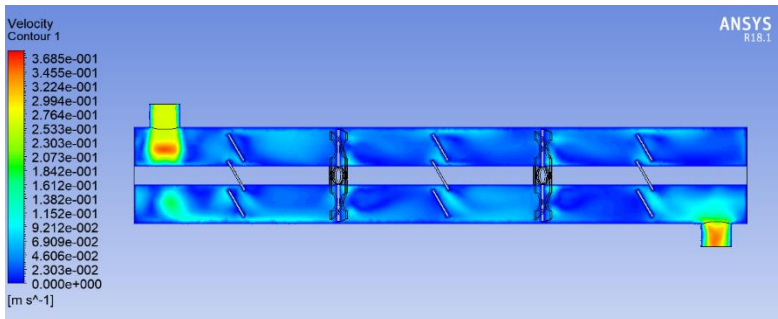
Berdasarkan tabel tersebut, kemiringan 20° juga memiliki temperatur *outlet* yang paling besar. Sehingga dapat disimpulkan secara pasti bahwa variasi *baffle* dengan sudut kemiringan 20° memiliki distribusi temperatur yang terbaik.

#### 4.2.2 Pengaruh *Trapezoidal Baffle* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Kecepatan

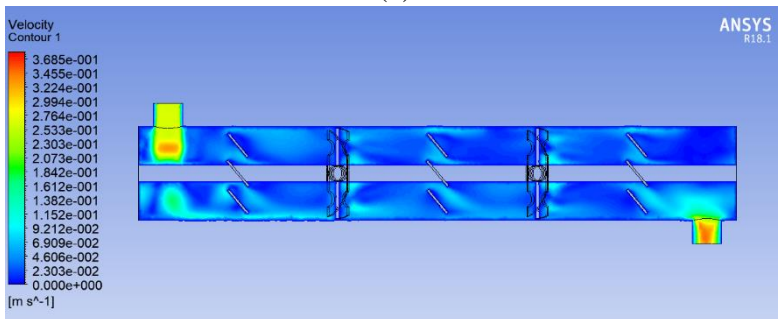
Selanjutnya dilakukan analisis mengenai distribusi kecepatan pada masing-masing variasi yang dilakukan. Distribusi kecepatan dapat dilihat pada Gambar 4.3 yang merupakan hasil perhitungan dari simulasi *fluent* ansys.



(a)



(b)

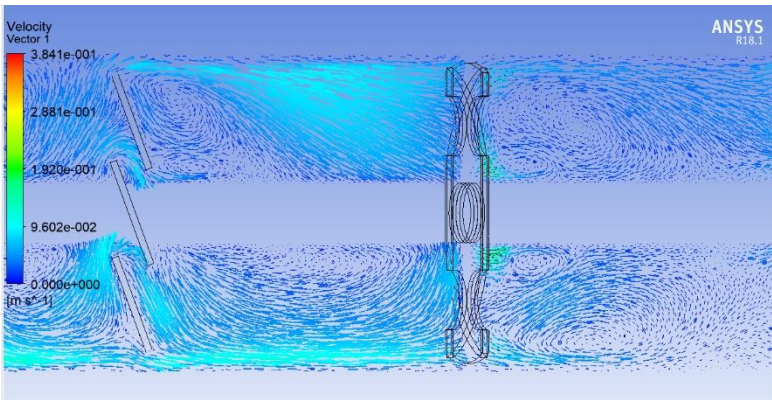


(c)

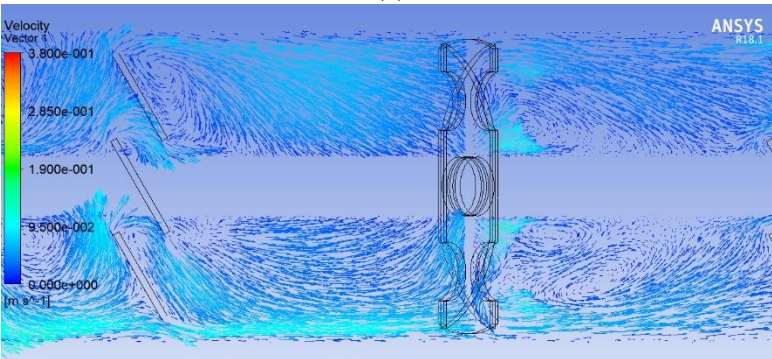
**Gambar 4. 3** Distribusi Kecepatan pada *Heat Exchanger* menggunakan *Trapezoidal Baffle* dengan sudut kemiringan baffle (a)  $20^\circ$ , (b)  $30^\circ$ , (c)  $40^\circ$

Distribusi kecepatan seperti pada Gambar 4.3 diambil pada bagian tengah dari *heat exchanger* dengan sumbu  $z$  dan sumbu  $y$ . Sama seperti pada distribusi temperatur, untuk melihat kontur dari distribusi kecepatan hanya dapat dilihat pada sebuah bidang dua dimensi. Berdasarkan Gambar 4.3 dapat terlihat bahwa distribusi kecepatan yang yang terbaik ada pada kemiringan  $40^\circ$ . Hal ini disebabkan pada sudut kemiringan  $40^\circ$  *dead zone* fluida (wilayah mati fluida) memiliki luas wilayah yang lebih kecil dibandingkan dengan sudut kemiringan  $20^\circ$  dan  $30^\circ$ . Area *deadzone* dapat dilihat lebih lanjut pada Gambar 4.4. Pada Gambar 4.3 (c) distribusi di

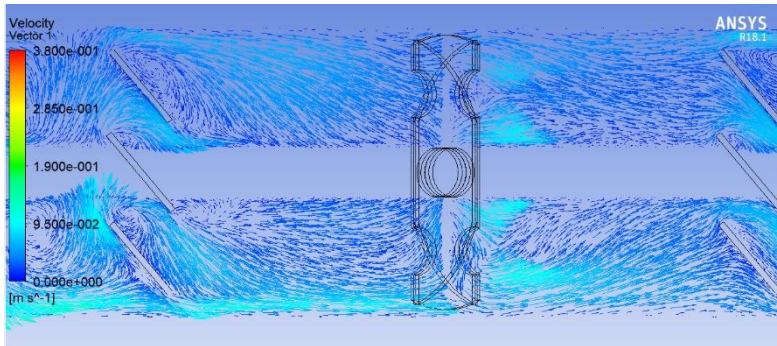
area tengah *heat exchanger* memiliki nilai yang tidak berbeda jauh. Sedangkan pada Gambar 4.3(a) dan Gambar 4.3(b) pada area tengah *heat exchanger* memiliki warna dengan perbedaan yang mencolok. Pada bagian aliran fluida setelah melewati *baffle* di Gambar 4.4 (a) terjadi olakan aliran fluida yang lebih besar dibandingkan dengan pada Gambar 4.4 (b) dan Gambar 4.4 (c). Olakan tersebut menyebabkan sulitnya fluida untuk mengalir.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4. 4** Vektor Aliran Fluida pada Variasi Sudut Kemiringan *Baffle* (a) 20°, (b) 30°, (c) 40°

Bagian paling yang memiliki perbedaan paling jelas terdapat pada aliran fluida setelah melewati baffle yang dipasang secara vertikal. Aliran fluida pada sudut kemiringan 20° memiliki satu olakan kecil dan satu olakan besar. Aliran fluida pada sudut kemiringan 30° memiliki dua olakan kecil. Sedangkan pada sudut kemiringan 40°, aliran fluida setelah melewati *baffle* tidak memiliki olakan. Ketiga data tersebut menjadi alasan yang kuat untuk menyatakan bahwa sudut kemiringan *baffle* 40° menyebabkan aliran fluida yang paling baik. Hal ini disebabkan karena semakin besar sudut kemiringan *baffle* maka semakin mudah fluida untuk mengalir melewati *baffle*.

**Tabel 4. 2** Nilai Kecepatan Maksimum dengan Variasi Kemiringan

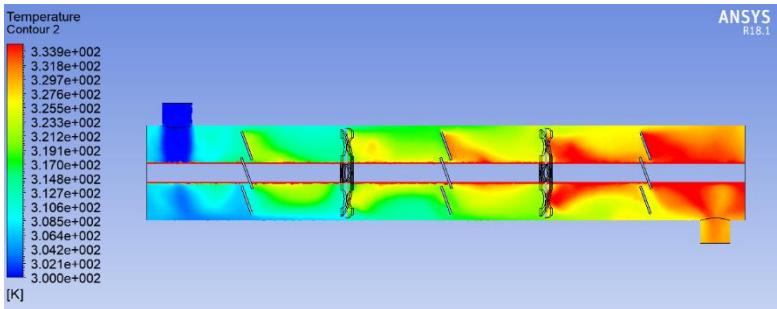
Sudut Kemiringan <i>Baffle</i> (°)	Kecepatan Maksimum (m/s)
20	0,38407
30	0,38925
40	0,39350

Data kecepatan maksimum yang telah didapatkan akan digunakan untuk menghitung Reynolds number digunakan data

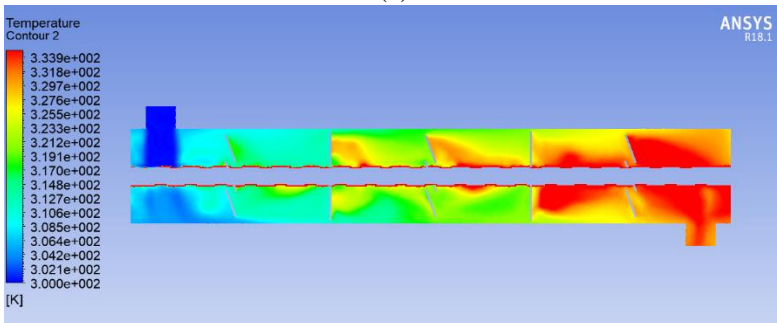
yang didapatkan dari perhitungan oleh Ansys *Fluent* seperti pada Tabel 4.2.

#### 4.2 Pengaruh *Helical Ribs* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Temperatur dan Kecepatan

Simulasi *helical ribs* membutuhkan waktu yang lebih lama dikarenakan jumlah elemen yang lebih banyak dibandingkan dengan menggunakan *tubes* biasa. Penambahan *helical ribs* pada tube menyebabkan desain *heat exchanger* menjadi lebih kompleks.



(a)



(b)

**Gambar 4. 5** Perbandingan Distribusi Temperatur pada *Trapezoidal Baffle* Kemiringan  $20^\circ$  (a) Tanpa *Helical Ribs Tube* (b) Dengan *Helical Ribs Tube*



Simulasi variasi *helical ribs* dilakukan terhadap masing-masing kemiringan dari *trapezoidal baffle* pada simulasi sebelumnya yaitu dengan sudut kemiringan *baffle* sebesar 20°, 30°, dan 40°. Perubahan desain *heat exchanger* akan mempengaruhi distribusi temperatur dan distribusi kecepatannya. Variasi *helical ribs tube* menyebabkan meningkatnya kualitas distribusi temperatur pada *heat exchanger* seperti pada Gambar 4.5(b). Gambar tersebut menunjukkan luas warna merah yang lebih besar pada bagian *outlet* dari *heat exchanger* dibandingkan luas warna merah pada Gambar 4.5(a).

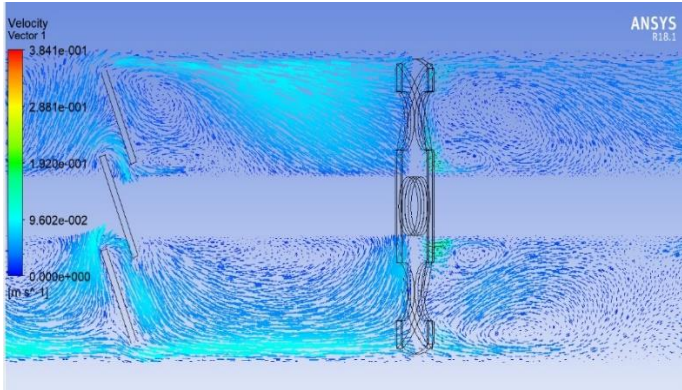
Bila dilihat pada nilai rata-rata dari temperatur *outlet*, *heat exchanger* dengan variasi *helical ribs tube* memiliki nilai temperatur yang lebih tinggi yaitu 331,86833 K. Sedangkan untuk sudut kemiringan yang berbeda dapat dilihat pada Tabel 4.3.

**Tabel 4. 3** Data Temperatur *Outlet* dengan Variasi *Tube*

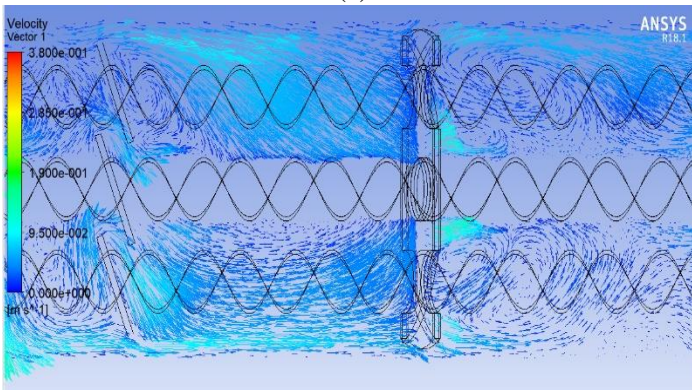
Sudut Kemiringan (°)	Temperatur <i>Outlet</i>	
	<i>Tube Normal</i> (K)	<i>Helical Ribs Tube</i> (K)
20	329,83326	331,86833
30	329,06898	330,97493
40	327,05061	328,84156

Berdasarkan Tabel 4.3, penambahan *helical ribs tube* berdampak pada nilai temperatur *outlet* yang menurun. Peningkatan yang terjadi tidak terlalu besar. Peningkatan terbesar terjadi pada sudut kemiringan *baffle* 20° yaitu sebesar 2,03507 K. Efek penambahan variasi *helical ribs tube* juga dapat mempengaruhi distribusi kecepatan pada *heat exchanger*. Gambar 4.6 menunjukkan perbedaan vektor aliran fluida pada *heat exchanger* tanpa *helical ribs tube* dan dengan *helical ribs tube*. Pada Gambar 4.6 (b) vektor aliran setelah melewati *baffle* memiliki olakan aliran yang lebih banyak dibandingkan dengan pada vektor aliran fluida di Gambar 4.6 (a). Berdasarkan kedua gambar

tersebut, penambahan *helical ribs tube* dapat memperburuk aliran fluida.



(a)



**Gambar 4. 6** Vektor Aliran Fluida pada Sudut Kemiringan *Baffle*  $20^\circ$  (a) Tanpa *Helical Ribs Tube* (b) Dengan *Helical Ribs Tube*

Kecepatan maksimum pada setiap variasi sudut kemiringan *baffle* berkurang dengan adanya pengaplikasian *helical ribs tube* seperti pada Tabel 4.4.

**Tabel 4. 4** Data Kecepatan Maksimum dengan Variasi *Tube*

Sudut Kemiringan (°)	Kecepatan Maksimum	
	<i>Tube</i> Normal (m/s)	<i>Helical Ribs Tube</i> (m/s)
20	0,38407	0,35099
30	0,38925	0,35477
40	0,39350	0,35841

### 4.3 Pengaruh Variasi *Baffle* dan *Tube* Terhadap Laju Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Analisis pengaruh variasi *baffle* dan *tube* terhadap laju perpindahan panas dilakukan dengan cara menghitung bilangan Reynolds number, nusselt number, koefisien konveksi dan perbedaan temperatur *inlet outlet heat exchanger*.

#### 4.3.1 Perhitungan Reynolds Number

Berdasarkan data yang telah didapatkan dari simulasi pada Tabel 4.4 dan menggunakan properti fluida air maka hasil perhitungan Reynolds number maksimum pada *heat exchanger* menggunakan Persamaan 2.1 dapat dilihat pada Tabel 4.5 berikut.

**Tabel 4. 5** Hasil Perhitungan Reynolds Number

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan (°)	Jenis <i>Tube</i>	Reynolds Number Maksimum
1	<i>Segmental</i>	0	Normal <i>Tube</i>	18159,02347
2		20		17906,32916
3		30		18147,83406
4		40		18345,97997
5	<i>Trapezoidal</i>	20	<i>Helical Ribs Tube</i>	16364,05466
6		30		16540,28796
7		40		16709,99410

Berdasarkan hasil perhitungan yang didapatkan pada Tabel 4.5, nilai Reynolds number tertinggi terdapat pada variasi

*trapezoidal* sudut kemiringan  $40^\circ$  tanpa variasi *tube* dengan nilai Reynolds number maksimum sebesar 11466,23748. Sedangkan yang nilai terkecil pada variasi *baffle* sudut kemiringan  $20^\circ$  dengan variasi *helical ribs tube* sebesar 10227,53416. Reynolds Number menandakan seberapa turbulen suatu aliran. Reynolds number yang melebihi nilai 4000. Sehingga aliran pada seluruh variasi yang dilakukan adalah aliran turbulen.

#### 4.3.2 Perhitungan Nusselt Number

Rumus yang digunakan untuk menghitung nusselt number bergantung pada kondisi aliran fluida. Pada data di Tabel 4.5 semua aliran fluida merupakan aliran turbulen, maka digunakan rumus nusselt number seperti pada Persamaan 2.9. Hasil perhitungan nusselt number dapat dilihat pada Tabel 4.6 dan selengkapnya terdapat dilampiran.

**Tabel 4. 6** Hasil Perhitungan Nusselt Number

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan ( $^\circ$ )	Jenis <i>Tube</i>	Nusselt Number
1	<i>Segmental</i>	0	Normal <i>Tube</i>	118,92392
2	<i>Trapezoidal</i>	20		117,59815
3		30		118,86530
4		40		119,90243
5		20	<i>Helical</i>	109,42284
6		30	<i>Ribs</i>	110,36457
7		40	<i>Tube</i>	111,26954

Nilai nusselt number yang paling tinggi terdapat pada variasi *trapezoidal* dengan sudut kemiringan  $40^\circ$  tanpa ditambahkan *helical ribs tube* dengan nilai nusselt number sebesar 119,90243.

### 4.3.3 Perhitungan Koefisien Konveksi

Setelah mendapatkan nilai nusselt number, tahap berikutnya adalah menghitung nilai koefisien konveksi. Dengan menggunakan Persamaan 2.8 maka didapatkan hasil perhitungan seperti pada Tabel 4.6 berikut.

**Tabel 4. 7** Hasil Perhitungan Koefisien Konveksi

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan (°)	Jenis <i>Tube</i>	Koefisien Konveksi (W/m <sup>2</sup> K)
1	<i>Segmental</i>	0	Normal <i>Tube</i>	1822,50921
2	<i>Trapezoidal</i>	20		1802,19172
3		30		1821,61075
4		40		1837,50476
5		20	<i>Helical</i> <i>Ribs</i>	1676,90507
6		30	<i>Tube</i>	1691,33717
7		40		1705,20571

Nilai koefisien konveksi merupakan salah satu parameter bagus tidaknya laju perpindahan panas. Semakin tinggi koefisien konveksi maka semakin tinggi nilai laju perpindahan panas. Nilai koefisien konveksi terbesar terdapat pada variasi *baffle trapezoidal* dengan sudut kemiringan 40° tanpa *helical ribs tube* yaitu 2018,61022 W/m<sup>2</sup>K. Sedangkan yang terendah adalah *trapezoidal baffle* dengan sudut kemiringan 20° dan dipasangkan *helical ribs tube* dengan nilai 1842,18174 W/m<sup>2</sup>K.

### 4.3.4 Perhitungan Perbedaan Temperatur

Untuk mendapatkan perbedaan temperatur pada *heat exchanger* digunakan perhitungan dengan menghitung perbedaan temperatur *outlet* pada *heat exchanger* dengan temperatur *inlet heat exchanger*. Perhitungan perbedaan temperatur menggunakan persamaan  $\Delta T_{lm}$  karena perbedaan temperatur sepanjang *heat*

*exchanger* memiliki nilai yang berbeda-beda dan temperatur pada tubes bernilai konstan.

Nilai perbedaan temperatur ini nantinya akan digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas. Data hasil perhitungan seperti pada Tabel 4.7 berikut

**Tabel 4. 8** Hasil Perhitungan Perbedaan Temperatur

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan (°)	Jenis <i>Tube</i>	$\Delta T_{lm}$ (K)
1	<i>Segmental</i>	0	Normal <i>Tube</i>	129,50554
2	<i>Trapezoidal</i>	20		134,53251
3		30		134,94408
4		40		136,02671
5		20	<i>Helical</i> <i>Ribs</i>	133,43216
6		30	<i>Tube</i>	133,91602
7		40		135,06638

Nilai perbedaan temperatur terbesar terdapat pada variasi *trapezoidal baffle* dengan sudut kemiringan 40° yang dipasangkan *helical ribs tube* yaitu 136,02671 K. Sedangkan untuk nilai yang terkecil terdapat pada *trapezoidal baffle* dengan sudut kemiringan *baffle* 20° yang dipasangkan *helical ribs tube* dengan nilai 133,43216K.

#### 4.3.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas

Setelah mendapatkan seluruh data-data yang dibutuhkan untuk menghitung laju perpindahan panas, maka nilai laju perpindahan panas dapat dihitung menggunakan Persamaan 2.6. Nilai area perpindahan panas sama dengan nilai luasan area pada *tube*. Tabel 4.9 menunjukkan bahwa dari variasi yang dilakukan, nilai laju perpindahan panas tertinggi terjadi pada variasi *baffle trapezoidal* dengan kemiringan 20° yang dipasangkan *helical ribs tube* yaitu dengan nilai perpindahan panas sebesar 263946,9137 Watt. Untuk perpindahan panas terendah terjadi pada variasi *baffle*

*trapezoidal baffle* dengan sudut kemiringan  $40^\circ$  tanpa variasi *helical ribs tube* dengan nilai 244828,753 Watt.

**Tabel 4. 9** Hasil Perhitungan Laju Perpindahan Panas

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan ( $^\circ$ )	Jenis <i>Tube</i>	Laju Perpindahan Panas (Watt)
1	<i>Segmental</i>	0		249242,4466
2	<i>Trapezoidal</i>	20	Normal <i>Tube</i>	256030,7754
3		30		259581,2763
4		40		263946,9137
5		20		<i>Helical</i>
6		30	<i>Ribs</i>	247831,2972
7		40	<i>Tube</i>	252009,8206

Pengaruh penambahan *trapezoidal baffle* adalah berubahnya nilai laju perpindahan panas. Setiap sudut kemiringan *baffle* memiliki perubahan yang berbeda. Peningkatan laju perpindahan panas setelah ditambahkan variasi *trapezoidal baffle* dengan sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  secara berurutan bernilai 6788,3288 Watt, 10338,8297 Watt dan 14704,4671 Watt. Penambahan *helical ribs tube* mempengaruhi nilai laju perpindahan panas menjadi lebih kecil. Nilai penurunan laju perpindahan panas *heat exchanger* yang menggunakan variasi *helical ribs tube* dengan tanpa *helical ribs tube* untuk masing-masing sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  adalah 11202,0219 Watt, 11749,9791 Watt dan 11937,0932 Watt.

Persentase peningkatan laju perpindahan panas pada sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  secara berurutan adalah 2,72%, 4,14% dan 5,90%. Sedangkan penambahan *helical ribs tube* menyebabkan berkurangnya nilai laju perpindahan panas. Persentase penurunan nilai laju perpindahan panas dengan variasi *helical ribs tube* dibandingkan tanpa *helical ribs tube* pada sudut

kemiringan *baffle* 20°, 30° dan 40° secara berurutan adalah 4,37%, 4,52% dan 4,52%.

#### 4.4 Pengaruh Variasi *Baffle* dan *Tube* terhadap *Pressure Drop Heat Exchanger*

Variasi *baffle* dan *tube* tidak hanya mengubah performansi *heat exchanger* terhadap temperatur atau kecepatan fluida saja. Ada variabel penting lain yang akan berubah ketika diaplikasikan variasi tersebut. Salah satunya adalah *pressure drop*. Berdasarkan hasil simulasi, didapatkan *pressure drop* seperti pada Tabel 4.9. Berdasarkan Tabel 4.9, pengaplikasian *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tube* dapat mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *heat exchanger*. Pada kemiringan sudut *baffle* 20° *pressure drop* dapat berkurang sebanyak 5,72958 Pascal, kemiringan sudut *baffle* 30° *pressure drop* berkurang senilai 1,57983 Pascal

**Tabel 4. 10** Data *Pressure Drop* pada *Heat exchanger*

No	Jenis <i>Baffle</i>	Sudut kemiringan (°)	Jenis <i>Tube</i>	<i>Pressure Drop</i> (Pa)
1	<i>Segmental</i>	0	Normal <i>Tube</i>	180,24379
2	<i>Trapezoidal</i>	20		110,38369
3		30		88,60577
4		40		76,50454
5		20	<i>Helical</i>	104,66411
6		30	<i>Ribs</i>	81,02594
7		40	<i>Tube</i>	70,60393

Nilai perbedaan *pressure drop* pada kemiringan sudut *baffle* 40° sebesar 5,90061 Pascal. Nilai *pressure drop* terkecil terjadi pada sudut kemiringan *baffle* 40° yaitu sebesar 70,60393 Pascal. Variasi *baffle trapezoidal* juga dapat mengurangi *pressure drop*. Penurunan *pressure drop* untuk masing-masing variasi sudut kemiringan *baffle* 20°, 30°, dan 40° secara berurutan adalah 38, 75%, 50,84%, dan 57,55%. Variasi *helical ribs tube* dapat mengurangi *pressure drop*. Dibandingkan dengan *tanpa helical*



*ribs tube*, untuk sudut kemiringan  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$  secara berurutan nilai penurunan *pressure drop*nya adalah 5,19%, 1,78%, dan 7,71%

#### 4.5 Pembahasan

Tugas akhir ini bertujuan untuk menganalisis bagaimana pengaruh *trapezoidal baffle* dan *helical ribs tube* terhadap kinerja dari *heat exchanger* tipe *shell-and-tube*. variasi *baffle* dilakukan dengan cara merubah sudut kemiringan *baffle*. Variasi ini dilakukan pada *heat exchanger* dengan *tube* normal dan *tube* yang dimodifikasi menjadi *helical ribs tube*. Jumlah variasi yang dilakukan sebanyak enam macam. Analisis pertama yaitu mengetahui pengaruh dari kemiringan sudut *trapezoidal baffle*. Pada Tabel 4.1 dan Gambar 4.2 didapatkan bahwa nilai temperatur *outlet* tertinggi terdapat pada sudut kemiringan  $20^\circ$ . Sedangkan untuk kecepatan maksimumnya didapatkan bahwa nilai tertinggi terjadi pada variasi kemiringan *baffle*  $40^\circ$  tanpa *helical ribs tube* yaitu sebesar 0.38925 m/s. Setelah dilakukan perhitungan Reynolds number, nusselt number dan laju perpindahan panas, didapatkan bahwa semakin besar nilai sudut kemiringan dari *baffle* maka semakin besar laju perpindahan panas. Hasil yang didapatkan sesuai dengan penelitian yang sudah dilakukan oleh Xin Gu dimana menurut penelitian tersebut semakin kecil sudut kemiringan *baffle* maka laju perpindahan panas akan meningkat [7]. Selain itu, semakin besar sudut kemiringan *baffle* nilai *pressure drop* yang didapatkan akan semakin berkurang. Hasil ini juga memiliki kesimpulan yang sama dengan penelitian yang telah dilakukan oleh Xin Gu, dimana berdasarkan penelitian tersebut semakin besar nilai sudut kemiringan *baffle* maka semakin kecil nilai *pressure drop* dan semakin besar nilai laju perpindahan panas [7]. Variasi *baffle trapezoidal* dan *helical ribs tube* mempengaruhi nilai laju perpindahan panas pada *heat exchanger*. Nilai laju perpindahan panas terbesar pada variasi *baffle trapezoidal* sudut kemiringan  $40^\circ$  tanpa penambahan variasi *helical ribs tube* dengan nilai 263946,9137 Watt. Persentase peningkatan laju perpindahan

panas pada sudut kemiringan baffle  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  secara berurutan adalah 2,72%, 4,14% dan 5,90%.

Selanjutnya dilakukan modifikasi dengan mengganti *tubes* menjadi *helical ribs tube*. Penambahan *helical ribs tube* ini berpengaruh pada nilai temperatur *outlet* dan kecepatan maksimum pada *heat exchanger*. Adanya *helical ribs tube* membuat vektor kecepatan aliran fluida pada *heat exchanger* menjadi semakin tidak teratur seperti yang dapat dilihat pada Gambar 4.8. Pada Gambar 4.8 (b) olakan yang terjadi setelah *baffle* yang dipasang vertikal memiliki luas area lebih besar dibandingkan dengan pada Gambar 4.8 (a) yang memiliki olakan lebih sedikit. Berdasarkan hasil pengamatan ini, kecepatan pada variasi sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$  dengan *helical ribs tube* memiliki nilai kecepatan yang lebih rendah dibandingkan dengan *heat exchanger* tanpa *helical ribs tube* yaitu senilai 0,35099 m/s sedangkan pada *heat exchanger* tanpa *helical ribs tube* kecepatannya bernilai 0,38407 m/s. Penambahan modifikasi berupa *helical ribs tube* ini juga mempengaruhi temperatur *outlet* pada *heat exchanger*. Nilai kecepatan dengan *helical ribs tube* mempunyai nilai yang lebih kecil. Nilai kecepatan yang kecil mengakibatkan waktu fluida di dalam *heat exchanger* menjadi semakin lebih lama. Sehingga laju perpindahan panas yang terjadi antara dinding *tube* dengan fluida yang mengalir semakin banyak. Semakin lama suatu fluida mengalami perpindahan panas maka akan semakin panas fluida tersebut. Hal ini yang mendasari mengapa pada variasi dengan *helical ribs tube* didapatkan nilai temperatur *outlet* sebesar 331,86833 K. sedangkan untuk variasi *heat exchanger* tanpa *helical tubes* yang memiliki kecepatan lebih tinggi, nilai temperatur *outlet*nya sebesar 329,83326 K. Hasil pengambilan data berupa temperatur dan kecepatan maksimum tersebut digunakan untuk mengetahui pengaruh penambahan *helical ribs tube* terhadap laju perpindahan panas *heat exchanger*. Persentase penurunan nilai laju perpindahan panas dengan variasi *helical ribs tube* dibandingkan tanpa *helical ribs tube* pada sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  secara berurutan adalah 4,37%, 4,52% dan 4,52%.

Dari seluruh variasi yang dilakukan, *heat exchanger* dengan kinerja paling baik bila dilihat hanya dari laju perpindahan panasnya saja adalah *heat exchanger* dengan sudut kemiringan *baffle*  $40^\circ$  tanpa penambahan *helical ribs tube* yaitu dengan nilai laju perpindahan panas 263946,9137 Watt. Sedangkan bila dilihat dari nilai *pressure dropnya*, nilai *pressure drop* paling kecil terjadi pada variasi sudut kemiringan *baffle*  $40^\circ$  dengan *helical ribs tube* yaitu sebesar 70,603 Pascal

**Halaman ini sengaja dikosongkan**

## **BAB V**

### **KESIMPULAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Adapun kesimpulan yang dapat diperoleh pada penelitian tugas akhir ini sebagai berikut:

- a. Variasi *baffle trapezoidal* dan *tube* mempengaruhi nilai laju perpindahan panas dan *pressure drop* pada *heat exchanger*. Nilai laju perpindahan panas terbesar pada variasi *baffle trapezoidal* sudut kemiringan  $40^\circ$  tanpa variasi *helical ribs tube* dengan nilai 263946,9137 Watt. Nilai *pressure drop* terendah terjadi pada variasi sudut kemiringan *baffle*  $40^\circ$  dengan *helical ribs tube* yaitu sebesar 70,60393 Pascal.
- b. Sudut kemiringan *baffle* mempengaruhi laju perpindahan panas *heat exchanger*. Semakin besar nilai sudut kemiringan *baffle* maka semakin besar nilai laju perpindahan panas *heat exchanger*. Peningkatan laju perpindahan panas pada sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  secara berurutan adalah 6788,3288 Watt, 10338,8297 Watt dan 14704,4671 Watt
- c. Variasi *baffle trapezoidal* juga dapat mengurangi *pressure drop*. Penurunan *pressure drop* untuk masing-masing variasi sudut kemiringan *baffle*  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$  secara berurutan adalah 38,75%, 50,84%, dan 57,55%.
- d. Variasi *helical ribs tube* dapat mengurangi *pressure drop*. Dibandingkan dengan *tanpa helical ribs tube*, untuk sudut kemiringan  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$  secara berurutan nilai penurunan *pressure dropnya* adalah 5,19%, 1,78%, dan 7,71%

**Halaman ini sengaja dikosongkan**

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. K. Shah dan D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger*, Canada: John Wiley & Sons, Inc, 2003.
- [2] A. W. Fan, J. J. Deng, A. Nakayama dan W. Liu, "Parametric Study on Turbulent Heat Transfer and Flow Characteristics in a Circular Tube Fitted with Louvered Strip Inserts," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5205-5213, 2012.
- [3] Q. Wang, G. Chen, Q. Chen dan M. Zeng, "Review of Improvements on Shell and Tube Heat Exchanger with Helical Baffles," *Journal Heat Transfer Engineering*, vol. 31, no. 10, pp. 836-853, 2010.
- [4] L. Ma, Y. S. Wang dan Z. C. Liu, "Analysis of Flow and Heat Transfer in Rod Baffle Heat Exchanger with Rods of Variable Sections," *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 33, no. 1, pp. 113-117, 2012.
- [5] J. Lutcha dan J. Nemcansky, "Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles," *Chemistry Engineering Research and Design*, vol. 68, no. 3, pp. 263-270, 1990.
- [6] Y. H. You, A. W. Fan, S. Y. Haung dan W. Liu, "Numerical Modeling and Experimental Validation of Heat Transfer and Flow Resistance on the Shell side of a Shell and Tube Heat Exchanger with Flower Baffles," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 7561-7569, 2012.
- [7] X. Gu, Y. Luo, X. Xiong, K. Wang dan Y. Wang, "Numerical and Experimental Investigation of the Heat Exchanger with Trapezoidal Baffle," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, pp. 598-606, 2018.

- [8] R. N. Talib, N. J. Yasin dan M. A. Nasser, "The Effect of External Helical Ribs Tube on The Heat Transfer and Pressure Drop Performance for Multi-tube Heat Exchanger," *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*, vol. 518, p. 032015, 2019.
- [9] S. Hossainpour dan R. Hassanzadeh, "Numerical Investigation of Tube Side Heat Transfer and Pressure Drop in Helically Corrugated Tubes," *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 2, no. 2, pp. 65-75, 2011.
- [10] K. Thulukkanam, "Heat Exchanger : Introduction, Classification, and Selection," dalam *Heat Exchanger Design Handbook*, Boca Raton, Taylor & Francis Group, 2013, p. 1.
- [11] F. P. Incropera, B. L. Theodore, A. S. Lavine dan D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7th edition, Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.
- [12] A. L. H. Costa dan E. M. Queiroz, "Design Optimization of shell-and-tube heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1798-1805, 2008.
- [13] E. Pal, I. Kumar, J. B. Joshi dan N. K. Maheshwari, "CFD Simulation of Shell-side flow in a Shell and Tube Type Heat Exchanger with and without Baffles," *Chemical Engineering Science*, vol. 143, pp. 314-340, 2016.
- [14] Enggcyclopedia, "Shell and tube Heat Exchanger Types," Mei 2019. [Online]. Available: <https://www.enggcyclopedia.com/2019/05/shell-tube-heat-exchanger-types/>. [Diakses 10 January 2019].
- [15] Solitaire Overseas, "Shell and Tube Heat Exchanger," [Online]. Available: <https://www.sa179tubes.com/shell-and-tube-heat-exchanger/>. [Diakses 10 Januari 2019].



- [16] Tefugen, "Heat Exchanger," [Online]. Available: <https://www.tefugen.com/index.php/cfd/>. [Diakses 24 Desember 2019].
- [17] E. Ozden dan I. Tari, "Shell Side CFD Analysis of a small shell-and-tube heat exchanger," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 5, pp. 1004-1014, 2010.
- [18] Ansys Inc., "Mesh Quality Ansys Fluent Documentation," 29 01 2009. [Online]. Available: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node167.htm>. [Diakses 16 Desember 2019].
- [19] N. Fatchurrohman dan S. Chia, "Performance of hybrid nano-micro reinforced mg metal matrix composites brake calliper: Simulation approach," *Materials Science and Engineering*, vol. 257, no. 1, 2017.
- [20] P. A. Kiyasudeen dan T. Dharmaprabhakaran, "Analysis of Effect of Baffle Inclination Angle on Shell and Tube Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics," *International Research Journal of Engineering Sciences*, vol. 3, no. 1, pp. 48-59, 2017.
- [21] S. Sharma dan R. K. Dewangan, "A Review on Shell and Tube Heat Exchanger (STHX) Using Various Orientation Angle of Baffle," *International Journal of Engineering Sciences and Research Technology*, vol. 6, no. 10, pp. 366-369, 2017.



Tabel A.1 Perhitungan Reynolds Number

No	Variasi Baffle dan Tubes di dalam Shell	Sudut Kemiringan (°)	$V_{maks}$	$Re_D = \frac{VD}{\nu}$	Reynolds Number
1	<i>Segmental Baffle</i>	0	0.38949	$\frac{0.38949 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	18159.02347
2	<i>Trapezoidal Baffle</i>	20	0.38407	$\frac{0.38407 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	17906.32916
3		30	0.38925	$\frac{0.38925 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	18147.83406
4		40	0.39350	$\frac{0.39350 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	18345.97997
5		20	0.35099	$\frac{0.35099 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	16364.05466
6		30	0.35477	$\frac{0.35477 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	16540.28796
7		40	0.35841	$\frac{0.35841 \times 0.020}{8.5795 \times 10^{-7}}$	16709.9941

Tabel A.2 Perhitungan Nusselt Number

No	Variasi Baffle dan Tubes di dalam Shell	Sudut Kemiringan (°)	$Nu_D = 0.023 Re_{D,max}^{0.8} Pr^{0.4}$	Nusselt Number
1	<i>Segmental Baffle</i>	0	$0.023 \times 18159.02347^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	118.92392
2	<i>Trapezoidal Baffle</i>	20	$0.023 \times 17906.32916^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	117.59815
3		30	$0.023 \times 18147.83406^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	118.86530
4		40	$0.023 \times 18345.97997^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	119.90243
5		20	$0.023 \times 16364.05466^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	109.42284
6		30	$0.023 \times 16540.28796^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	110.36457
7		40	$0.023 \times 16709.99410^{0.8} \times 5.83^{0.4}$	111.26954

Tabel A.3 Perhitungan Koefisien Konveksi

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	Sudut Kemiringan (°)	$h = Nu_D \times \frac{k}{D}$	Koefisien Konveksi (W/ m <sup>2</sup> K)
1	<i>Segmental Baffle</i>	0	$118,92392 \times \frac{0,613}{0,020}$	118.9239293
2	<i>Trapezoidal Baffle</i>	20	$117,59815 \times \frac{0,613}{0,020}$	117.5981552
3		30	$118,86530 \times \frac{0,613}{0,020}$	118.8653018
4		40	$119,90243 \times \frac{0,613}{0,020}$	119.9024314
5		20	$109,42284 \times \frac{0,613}{0,020}$	109.4228432
6		30	$110,36457 \times \frac{0,613}{0,020}$	110.364579
7		40	$111,26954 \times \frac{0,613}{0,020}$	111.2695407

Tabel A.4 Perhitungan Perbedaan Temperatur

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	Sudut Kemiringan (°)	$T_s - T_o$	$T_s - T_i$	$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left( \frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)}$	$\Delta T_{lm}$
1	<i>Segmental Baffle</i>	0	110.96871	150	$\frac{150 - 110,968}{\ln \left( \frac{150}{110,968} \right)}$	129.50554
2	Trapezoidal Baffle	20	120.16674	150	$\frac{150 - 120,166}{\ln \left( \frac{150}{120,166} \right)}$	134.53251
3		30	120.93102	150	$\frac{150 - 120,931}{\ln \left( \frac{150}{120,931} \right)}$	134.94408
4		40	122.94939	150	$\frac{150 - 122,949}{\ln \left( \frac{150}{122,949} \right)}$	136.02671
5		20	118.13167	150	$\frac{150 - 118,131}{\ln \left( \frac{150}{118,131} \right)}$	133.43216
6		30	119.02507	150	$\frac{150 - 119,025}{\ln \left( \frac{150}{119,025} \right)}$	133.91602
7		40	121.15844	150	$\frac{150 - 121,158}{\ln \left( \frac{150}{121,158} \right)}$	135.06638

Tabel A.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i> Tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	Sudut Kemiringan (°)	$q = h \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$	q (Watt)
1	<i>Segmental Baffle</i>	0	$1822,50921 \times 1,056 \times 129,505$	249242,4466
2	<i>Trapezoidal Baffle</i>	20	$1802,19172 \times 1,056 \times 134,532$	256030,7754
3		30	$1821,61075 \times 1,056 \times 134,944$	259581,2763
4		40	$1837,50476 \times 1,056 \times 136,026$	263946,9137
5		20	$1676,90507 \times 1,094 \times 133,432$	244828,7536
6		30	$1691,33717 \times 1,094 \times 133,916$	247831,2972
7		40	$1705,20571 \times 1,094 \times 135,066$	252009,8206





## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Dio Rahmatullah atau biasa dipanggil Dio, dilahirkan di Bekasi, 21 Desember 1996. Penulis merupakan anak kedua dari empat bersaudara. Penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN Jatimurni III Bekasi pada tahun 2009, pendidikan di SMP Negeri 259 Jakarta Timur pada tahun 2012, pendidikan di SMA Negeri 48 Jakarta Timur pada tahun 2015 dan sedang menempuh pendidikan sarjana di Departemen Teknik Fisika ITS Pada bulan Januari 2020 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**Analisis Pengaruh Trapezoidal Baffle dan Helical Ribs Tube terhadap Kinerja Heat exchanger Tipe Shell-and-Tube menggunakan Metode Computational Fluid Dynamics**”. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran, atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, maka dapat menghubungi melalui *email*: [diorahmatullah21@gmail.com](mailto:diorahmatullah21@gmail.com).