



TUGAS AKHIR - TF 181801

**ANALISIS KINERJA *HEAT EXCHANGER*
DENGAN PENAMBAHAN *FINNED TUBES* DAN
PENGATURAN SUDUT KEMIRINGAN
SEGMENTAL BAFFLE MENGGUNAKAN
*METODE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**HAFIZHA EGA WIDITYO
NRP. 0231154000003**

**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 - TF 181801

**ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER
PERFORMANCE WITH ADDITION OF FINNED
TUBES AND INCLINATION ANGLE USING
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD**

**HAFIZHA EGA WIDITYO
NRP. 02311540000003**

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

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

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Hafizha Ega Widityo
NRP : 0231154000003
Jurusan/ Prodi : Teknik Fisika/ S1
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa
Sistem
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul **"Analisa Kinerja Heat Exchanger Dengan penambahan Finned Tubes Dan Pengaturan Sudut Kemiringan Segmental Baffle Menggunakan Metode Computational Fluid Dynamics"** adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 24 Januari 2020

Yang membuat pernyataan,



Hafizha Ega Widityo
NRP. 0231154000003

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

ANALISIS KINERJA *HEAT EXCHANGER* DENGAN
PENAMBAHAN *FINNED TUBES* DAN PENGATURAN
SUDUT KEMIRINGAN *SEGMENTAL BAFFLE*
MENGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID*
DYNAMICS

Oleh:

Hafizha Ega Widityo
NRP. 0231154000003

Surabaya, 24 Januari 2020

Menyetujui,
Dosen Pembimbing



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

Mengetahui,
Kepala Departemen
Teknik Fisika ITS



Dr. Suyanto, S.T., M.T.
NIP. 19511103 199512 1 002

**ANALISIS KINERJA *HEAT EXCHANGER* DENGAN
PENAMBAHAN *FINNED TUBES* DAN PENGATURAN
SUDUT KEMIRINGAN *SEGMENTAL BAFFLE*
MENGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS***

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

HAFIZHA EGA WIDITYO
NRP. 02311540000003

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

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

SURABAYA
Januari, 2020

**ANALISIS KINERJA *HEAT EXCHANGER* DENGAN
PENAMBAHAN *FINNED TUBES* DAN PENGATURAN
SUDUT KEMIRINGAN *SEGMENTAL BAFFLE*
MENGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS***

Nama : Hafizha Ega Widityo
NRP : 0231154000003
Departemen : Teknik Fisika FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

Abstrak

Alat penukar panas (*heat exchanger*) memiliki perananan penting di dalam industri. Peningkatan performa dari *heat exchanger* diperlukan untuk mendapatkan hasil laju perpindahan panas yang maksimal. Selama ini telah banyak upaya yang telah dilakukan untuk meningkatkan performa dari *heat exchanger* salah satunya dengan memvariasikan *baffle* yang terdapat di dalam *heat exchanger*. Pada penelitian ini dilakukan variasi pada *baffle* bertipe *segmental* dengan kemiringan 0° , 10° , dan 20° dan disertai penambahan *finned tubes* bertipe longitudinal sebanyak dua buah *fins* tiap *tube* nya dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Hasil simulasi menunjukkan bahwa penambahan *fins* tiap *tube* berpengaruh terhadap besarnya area perpindahan panas dimana akan membuat performansi laju perpindahan panas dapat meningkat sedangkan kemiringan *segmental baffle* akan menyebabkan menurunnya *pressure drop*. Laju perpindahan panas tertinggi didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* 10° dengan *fins* pada setiap *tube* dengan nilai yakni yakni 423.604,162 Watt dan untuk *pressure drop* paling rendah didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* 20° tanpa penambahan *fins* pada setiap *tube* dengan nilai 899,15 Pa.

Kata kunci : *heat exchanger, segmental baffle, finned tubes, computational fluid dynamics*

Halaman ini sengaja dikosongkan

**ANALYSIS OF HEAT EXCHANGER PERFORMANCE
WITH ADDITION OF FINNED TUBES AND INCLINATION
ANGLE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS
METHOD**

Name : Hafizha Ega Widityo
NRP : 0231154000003
Department : Engineering Physics INDSYS-ITS
Supervisor : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

Abstract

Heat exchangers have an important role in the industry. Improved performance of the heat exchanger is needed to get the maximum heat transfer rate. So far, many efforts have been made to improve the performance of the heat exchanger, one of them is by varying the baffles contained in the heat exchanger. In this study, variations were made on segmental type affles with slopes of 0° , 10° , and 20° and accompanied by the addition of longitudinal type finned tubes of two fins per tube using the Computational Fluid Dynamic (CFD) method. The simulation results show that the addition of fins per tube affects the amount of heat transfer area which will make the performance of the heat transfer rate can increase while the slope of the segmental baffle will cause a decrease in pressure drop. The highest heat transfer rate is obtained by varying segmental baffle heat exchanger 10° with fins in each tube with a value of 423.604,162 Watt and for the lowest pressure drop obtained by segmental baffle 20° heat exchanger variation without adding fins to each tube with a value of 899,15 Pa.

Keywords : *heat exchanger, segmental baffle, finned tubes, computational fluid dynamics*

This page is intentionally left blank

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirabbilalamiin. Puji syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **ANALISIS KINERJA HEAT EXCHANGER DENGAN PENAMBAHAN FINNED TUBES DAN PENGATURAN SUDUT KEMIRINGAN SEGMENTAL BAFFLE MENGGUNAKAN METODE COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

Dalam penyelesaian Tugas Akhir ini, penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak. Penghargaan dan ucapan terimakasih ini, khususnya diberikan kepada :

1. Bapak Dr. Suyanto S.T., M.T. selaku Kepala Departemen Teknik Fisika ITS.
2. Bapak Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D. selaku Dosen Pembimbing dan Kepala Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan yang telah memberikan ilmu, nasihat, bimbingan, serta motivasi yang dapat menjadi bekal dalam perjalanan hidup kedepannya.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Sekartedjo, M.Sc. selaku dosen wali penulis yang telah membimbing dengan sabar dan baik selama perkuliahan di Teknik Fisika ITS.
4. Sahabat penulis, Ulin, Alan, Latif, Ananta, dan Ifaldi yang selalu memberikan keceriaan selama masa perkuliahan dan diluar perkuliahan.
5. Teman-teman satu angkatan, *F50-Transcendent Frontier* serta Kabinet BERAKSI HMTF, yang telah menemani serta memberikan kesan dan kenangan selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika ITS.
6. Teman-teman seperjuangan bimbingan tugas akhir Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan yang telah membantu dan memberikan semangat.

7. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis menyadari, bahwa dalam penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan permohonan maaf apabila dikemudian hari ditemukan kesalahan atau kekeliruan. Namun, penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat memberikan kontribusi serta wawasan yang bermanfaat bagi pembaca.

Surabaya, 24 Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	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
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
2.3 Aliran Internal Fluida	11
2.4 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan.....	12
2.5 Analisis Alat <i>Heat Exchanger</i>	14
2.6 <i>Computational Fluid Dynamics (CFD)</i>	17
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	21
3.1 Studi Literatur	22
3.2 Pengambilan Data.....	22
3.3 Simulasi 1 CFD.....	22
3.4 Validasi Hasil Simulasi.....	28
3.5 Variasi Sudut <i>Segmental Baffle</i> Dan <i>Finned Tubes</i>	28
3.6 Simulasi 2 CFD.....	28
3.7. Analisa Data.....	33
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....	35
4.1 Validasi Hasil Simulasi.....	35
4.2 Pengaruh Sudut Kemiringan <i>Segmental Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi <i>Temperature</i>	36

4.3	Pengaruh Sudut kemiringan <i>Segmental Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi Kecepatan ...	39
4.4	Pengaruh Sudut kemiringan <i>Segmental Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Laju Perpindahan Panas .	42
4.5	Pengaruh Sudut kemiringan <i>Segmental Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap <i>Pressure Drop</i>	45
4.6	Pembahasan	46
BAB V KESIMPULAN.....		51
5.1	Kesimpulan	51
DAFTAR PUSTAKA.....		53
LAMPIRAN.....		57
BIODATA PENULIS		65

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	<i>Shell and tube heat exchanger</i> [12].....	5
Gambar 2. 2	<i>Double - pipe heat exchanger</i> [12]	6
Gambar 2. 3	<i>Spiral tube heat exchanger</i> [12].....	6
Gambar 2. 4	Jenis standar <i>header</i> depan, badan <i>shell</i> , dan <i>header</i> belakang [13].....	7
Gambar 2. 5	Jenis jenis <i>segmental baffle</i> [12].....	8
Gambar 2. 6	<i>Design floating head</i> [13].....	9
Gambar 2. 7	<i>Design u-tube</i> [13]	10
Gambar 2. 8	<i>Design fixed tube sheet</i> [13]	10
Gambar 2. 9	Kesetimbangan energi keseluruhan untuk fluida panas dan dingin pada <i>heat exchanger</i> [1]	14
Gambar 2. 10	Distribusi temperatur untuk <i>heat exchanger</i> aliran paralel [1]	15
Gambar 2. 11	Distribusi Temperatur Untuk <i>Heat Exchanger Counter Flow</i> [1]	17
Gambar 3. 1	Diagram alir penelitian.....	21
Gambar 3. 2	Geometri <i>heat exchanger shell and tube with segmental baffle</i>	22
Gambar 3. 3	Geometri <i>heat exchanger</i> untuk validasi tampak samping	23
Gambar 3. 4	Geometri <i>heat exchanger</i> untuk validasi tampak depan	24
Gambar 3. 5	Hasil mesing <i>heat exchanger</i> untuk validasi tampak samping	24
Gambar 3. 6	Hasil mesing <i>heat Exchanger</i> untuk validasi tampak depan	25
Gambar 3. 7	<i>Mesh metric spectrum</i> [17].....	26
Gambar 3. 8	Grafik residual hasil simulasi <i>heat exchanger</i> untuk validasi	27
Gambar 3. 9	<i>Heat exchanger with segmental baffle</i> 0°	29
Gambar 3. 10	<i>Heat exchanger with segmental baffle</i> 10°	30
Gambar 3. 11	<i>Heat exchanger with segmental baffle</i> 20°	30
Gambar 3. 12	<i>Tube</i> tanpa <i>fins</i>	30

Gambar 3. 13 Tube dengan penambahan <i>fins</i>	31
Gambar 3. 14 Hasil <i>meshing heat exchanger segmental baffle 0° with fins</i> tampak depan.....	31
Gambar 3. 15 Hasil <i>meshing heat exchanger segmental baffle 0° with fins</i> tampak isometrik	31
Gambar 4. 1 Kontur <i>temperature</i> pada <i>heat exchanger</i> hasil simulasi	35
Gambar 4. 2 Distribusi <i>temperature segmental baffle 0° without fins</i>	36
Gambar 4. 3 Distribusi <i>temperature segmental baffle 0° with fins</i>	36
Gambar 4. 4 Distribusi <i>temperature segmental baffle 10° without fins</i>	37
Gambar 4. 5 Distribusi <i>temperature segmental baffle 10° with fins</i>	37
Gambar 4. 6 Distribusi <i>temperature segmental baffle 20° without fins</i>	38
Gambar 4. 7 Distribusi <i>temperature segmental baffle 20° with fins</i>	38
Gambar 4. 8 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 0° without fins</i>	39
Gambar 4. 9 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 0° with fins</i>	39
Gambar 4. 10 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 10° without fins</i>	40
Gambar 4. 11 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 10° with fins</i>	40
Gambar 4. 12 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 20° without Fins</i>	40
Gambar 4. 13 Distribusi kecepatan pada <i>heat exchanger segmental baffle 20° with Fins</i>	41
Gambar 4. 14 Garfik perbandingan nilai <i>q</i> dan <i>pressure drop</i>	48

DAFTAR TABEL

Table 3. 1 Detil geometri <i>heat exchanger</i>	23
Table 3. 2 Kondisi <i>meshing</i>	25
Table 3. 3 Hasil <i>Meshing</i>	26
Table 3. 4 Kondisi batas <i>heat exchanger</i> untuk validasi data.....	26
Table 3. 5 Geometri untuk variasi <i>heat exchanger</i>	29
Table 3. 6 Hasil <i>meshing heat exchanger</i> dengan variasi	32
Table 3. 7 <i>Boundary condition heat exchanger</i> dengan variasi..	32
Tabel 4. 1 Hasil vmaks simulasi <i>heat exchanger</i>	41
Tabel 4. 2 Perhitungan bilangan <i>Reynolds</i>	42
Tabel 4. 3 Perhitungan bilangan <i>Nusselt</i>	43
Tabel 4. 4 Nilai koefisien konveksi	43
Tabel 4. 5 Hasil perhitungan ΔT_{lm} dari setiap variasi.....	44
Tabel 4. 6 Perhitungan nilai laju perpindahan panas	45
Tabel 4. 7 Hasil simulasi nilai <i>pressure drop</i>	45

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perpindahan panas (*heat transfer*) merupakan suatu proses berpindahnya energi panas atau kalor dikarenakan adanya perbedaan *temperature* antara dua fluida, dimana perpindahan energi panas ini mempunyai peranan penting dalam berbagai kehidupan manusia sehari-hari. Salah satu contoh alat yang mempunyai prinsip kerja perpindahan energi panas adalah *heat exchanger*. Penerapan *heat exchanger* sangat luas, terutama bagi industri pembangkit listrik, *air conditioning*, pemanfaatan panas yang terbuang dalam proses kimia [1].

Dalam aplikasinya banyak sekali di jumpai berbagai jenis atau tipe *heat exchanger*. Salah satunya dari berbagai tipe dan jenis *heat exchanger* yang banyak di jumpai dan digunakan dibandingkan dengan jenis dan tipe lainnya adalah tipe *shell and tube* (selongsong dan pipa). *Heat exchanger* bertipe *shell and tube* banyak digunakan dikarenakan kekuatan dari konstruksi geometrinya yang kuat, perawatan yang mudah, dan memungkinkan untuk dimodifikasi [2]. Komponen utama dari *heat exchanger* tipe *shell and tube* adalah *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*, dan *nozzle*. Umumnya *heat exchanger* tipe *shell and tube* memiliki aliran fluida searah (*parallel flow*), berlawanan arah (*counter flow*) dan *cross*. Dari aliran tersebut dibentuklah *baffle* (sekat) pada *heat exchanger* agar pada fluida kerja terjadi olakan yang besar sehingga dapat meningkatkan performansi *heat exchanger*. Performansi *heat exchanger* dapat dikatakan baik jika mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas yang besar dimana nilai ini didapatkan dari *Reynolds number*, semakin besar *Reynolds number* maka akan mempengaruhi nilai dari koefisien laju perpindahan panas.

Heat exchanger jenis *shell and tube* telah banyak di lakukan penelitian diantaranya adalah pengaruh dari variasi *baffle*. Penggunaan tipe *baffle* sangat berpengaruh dalam peningkatan perpindahan panas atau untuk mengurangi resistansi aliran. Salah

satu *baffle* yang banyak di gunakan adalah tipe *segmental baffle* (STHE-SG) yang mempunyai kelebihan pemasangan yang mudah, harga terjangkau dan mempunyai perpindahan panas yang tinggi. STHE-SG juga memiliki beberapa kelemahan yakni rawan terhadap kecepatan aliran tinggi yang berakibat adanya getaran pada *heat exchanger* [3]. Penelitian terhadap pengaruh perubahan sudut sebelumnya telah dilakukan dengan menggunakan sudut 0° , 10° , dan 20° . Pada penelitian tersebut didapatkan sudut dengan kemiringan 20° mempunyai performansi terbaik dalam penurunan *pressure drop* dibandingkan dengan sudut 0° [4]. Penelitian lainnya melakukan percobaan menggunakan sudut kemiringan yang sama antara lain 0° , 15° , 30° , dan 45° untuk mengetahui *heat transfer coefficient* dan *heat transfer rate*. Hasil yang di dapatkan *heat transfer coefficient* dan *heat transfer rate* mengalami peningkatan sebesar 10% hingga 17% ketika kemiringan dari sudut *baffle* di ubah dari 0° sampai 45° [5]. Dimana penelitian tersebut mendukung penelitian yang sebelumnya bahwa dengan meningkatnya sudut kemiringan akan membuat perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas meningkat.

Faktor lain yang dapat di uji untuk mendapatkan peningkatan performansi dari STHE adalah perluasan area perpindahan panas ataupun dengan meningkatkan koefisien perpindahan panas. Salah satunya dengan penggunaan *fins* pada STHE [6]. Penelitian yang telah di lakukan oleh Ajaykumar V. dan Titus R menerapkan factor *fins* sebagai variasi dari STHE dengan *heat transfer* dan juga *pressure drop* yang terjadi pada STHE. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa penggunaan *fins* menyebabkan penurunan tekanan pada *heat exchanger* lebih besar di bandingkan dengan tanpa menggunakan *fins* [7].

Oleh karena itu, di perlukan penelitian untuk menggabungkan dua variasi di atas yakni perubahan sudut *segmental baffle* dan variasi penggunaan *fins* pada *tube heat exchanger* terhadap performansi perpindahan panas pada STHE-SG dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamic* (CFD) untuk mensimulasikan secara 3-Dimensi.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakan di atas, permasalahan yang dapat diangkat pada tugas akhir ini adalah bagaimana pengaruh variasi *finned tubes* dan pengaturan sudut *segmental baffle* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger* STHE-SG beserta *pressure drop*?

1.3 Tujuan

Untuk menyelesaikan masalah tersebut maka dilakukan tugas akhir ini dengan tujuan mengetahui pengaruh variasi *finned tubes* dan pengaturan sudut *segmental baffle* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger* STHE-SG beserta *pressure drop*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang di gunakan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

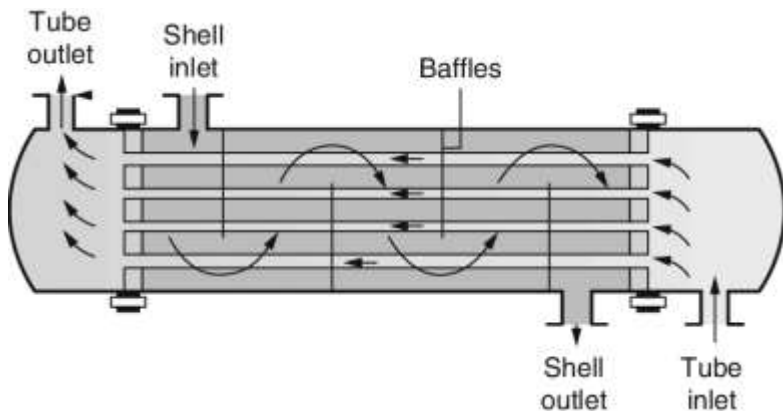
- a. *Heat exchanger* yang di gunakan adalah jenis *shell and tube heat exchanger* berasal dari jurnal berjudul *Shell side CFD analysis of a shell-and-tube heat exchanger*. [8]
- b. Pemodelan geometri *heat exchanger* di lakukan dalam domain 3 dimensi
- c. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform* pada sisi inlet
- d. Sudut kemiringan yang di gunakan adalah 0° , 10° dan 20°
- e. Persamaan model turbulensi yang di gunakan adalah K-epsilon
- f. Simulasi yang di gunakan menggunakan *software* Ansys 18.1 dengan metode CFD
- g. Kondisi batas pada sisi inlet berupa *velocity inlet* dan pada sisi outlet berupa *outflow*

Halaman ini sengaja dikosongkan

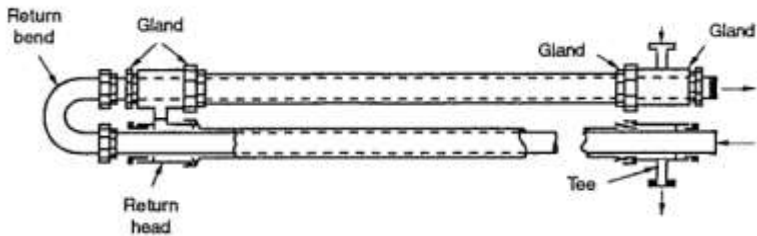
BAB II DASAR TEORI

2.1 Heat Exchanger

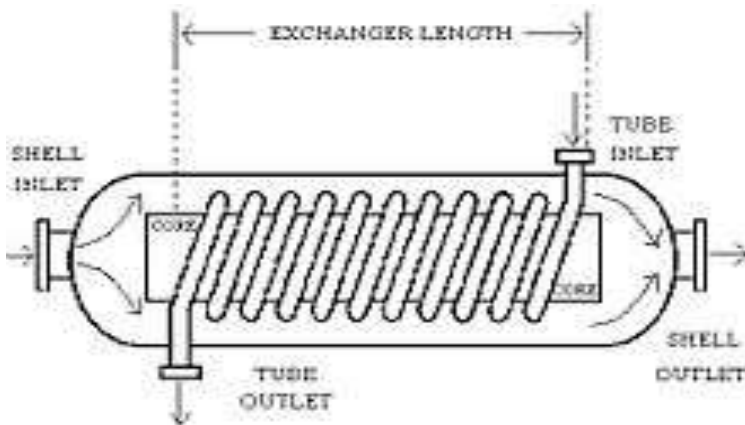
Heat exchanger merupakan alat termal yang di gunakan dalam proses perpindahan panas dua atau lebih fluida yang memiliki temperature yang berbeda [9]. Perpindahan panas pada heat exchanger di gunakan untuk mentransfer energi dari fluida bertemperatur panas ke fluida bertemperatur dingin ataupun sebaliknya [10]. Umumnya proses yang terjadi pada *heat exchanger* saat pertukaran panas antara fluida dengan fluida yang lainnya dipisahkan oleh elemen konduksi yang dapat berupa pembatas atau dinding berbentuk tabung atau lempengan. Didalam dunia *industry* proses, pembangkit, transportasi, *petroleum*, pendingin ruangan dan sebagainya, *heat exchanger* banyak di gunakan untuk efisiensi sebuah proses. Di lihat dari kontruksinya *heat exchanger* terbagi kedalam berbagai macam yakni *tubular heat exchanger*, *plate-type heat exchanger*, *extended surface heat exchanger*, dan *regenerators*. Untuk *heat exchanger* yang umum di gunakan kontruksinya adalah *tubular* dimana pada jenis ini dapat di klasifikasi menjadi *shell and tube*, *double-pipe*, and *spiral tube exchanger* [11].



Gambar 2. 1 *Shell and tube heat exchanger* [12]



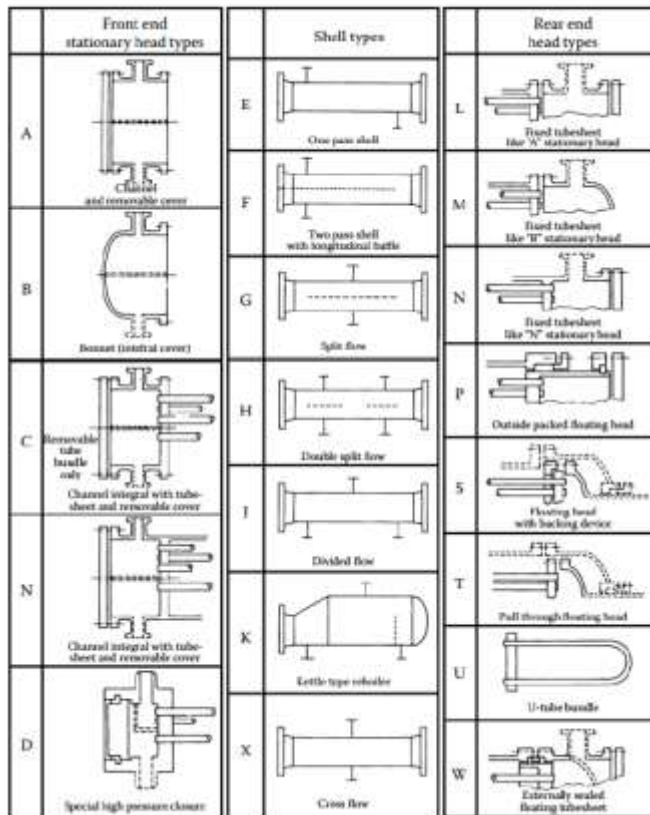
Gambar 2. 2 *Double - pipe heat exchanger* [12]



Gambar 2. 3 *Spiral tube heat exchanger* [12]

Heat exchanger juga mempunyai beberapa macam aliran dimana terbagi menjadi tiga jenis yaitu *parallel flow*, *counter flow*, dan *cross flow*. Untuk jenis aliran *parallel flow*, aliran fluida panas dan dingin yang melewati *heat exchanger* memiliki arah yang sama saat masuk hingga fluida keluar dari *heat exchanger*. Sedangkan untuk *counter flow* memiliki keterbalikan dari *parallel flow*, dimana arah masuknya fluida dingin berlawanan arah dengan arah fluida panas. Selanjutnya untuk aliran *cross flow* terjadi ketika aliran fluida panas dan dingin memiliki arah yang tegak lurus satu sama lain.

2.2 Shell and Tube Heat Exchanger



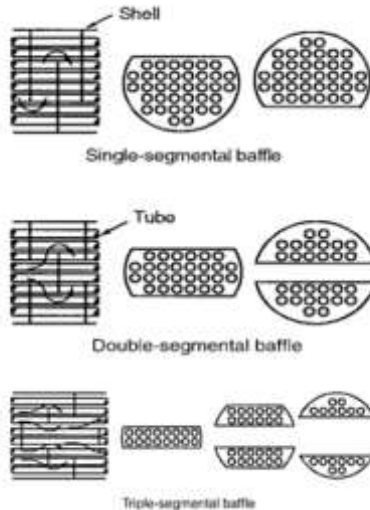
Gambar 2. 4 Jenis standar header depan, badan shell, dan header belakang [13]

Shell and tube heat exchanger atau STHE merupakan jenis alat *heat transfer* yang di gunakan suatu proses untuk memanaskan fluida atau mendinginkan fluida dalam jumlah besar. *Heat exchanger* ini umum di gunakan pada proses *industry* [14]. Jenis STHE ini di atur di dalam standar *Tubular Exchanger Manufactures Association* (TEMA) dan dapat diidentifikasi dengan karakter alfabet seperti yang terlihat pada. *Heat exchanger shell and tube* ditunjuk dengan menggunakan sebutan header depan,

badan *shell*, dan *header* belakang, terdiri dari tiga karakter alfabet, seperti AES, AKT, AJW, BEM, AEP, dan CFU. TEMA telah menetapkan tujuh jenis badan *shell*, lima jenis *header* depan, dan delapan jenis *header* belakang yang ditunjukkan pada Gambar 2.4

Jenis *heat exchanger* ini banyak di gunakan dikarenakan memiliki harga *relative* murah di bandingkan dengan jenis lainnya dan juga mudah dalam perawatannya. Berbagai penelitian telah di lakukan dalam mengembangkan kinerja *heat exchanger* jenis *shell and tube* ini. Beberapa bagian komponen pada *shell and tube heat exchanger* yang sering dikembangkan dalam meningkatkan kinerja perpindahan panas ini adalah bagian *baffle* (sekat), *layout tube* dan desain *pitch* nya, serta konstruksi *tube bundle*.

2.2.1 Baffle



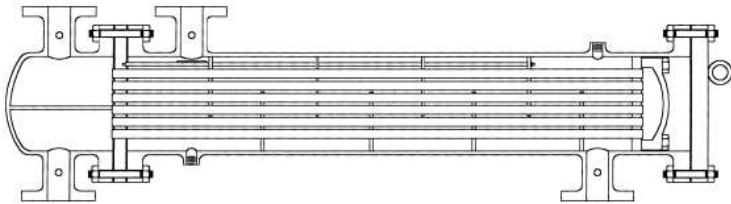
Gambar 2. 5 Jenis jenis *segmental baffle* [12]

Baffle merupakan salah satu aspek yang harus ada dalam upaya meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada *shell and tube heat exchanger*. *Baffle* yang terdapat pada *heat exchanger*

berfungsi untuk memperbesar turbulensi fluida sehingga dapat meningkatkan koefisien konveksi perpindahan panas [1]. Parameter pemilihan bentuk *baffle* ditentukan oleh penurunan tekanan yang diizinkan, bentuk dan distribusi aliran yang ingin dicapai, dan lainnya. Jarak minimum *baffle* adalah $1/5$ diameter *shell* atau 51mm namun dengan desain khusus jarak minimum dapat lebih dekat. Pada jenis *shell and tube heat exchanger* banyak di gunakan jenis *cut-segmental baffle*. *Segmental baffle* adalah plat logam atau *non* logam berbentuk lingkaran dengan bagian yang terpotong. Jenis ini memiliki perpotongan *baffle* sekitar 20-25% dari ukuran normal. Untuk penggunaan *baffle* yang di gunakan pada *shell and tube heat exchanger* yang terdapat pada *heat exchanger* ini merupakan jenis *single-segmented baffle*.

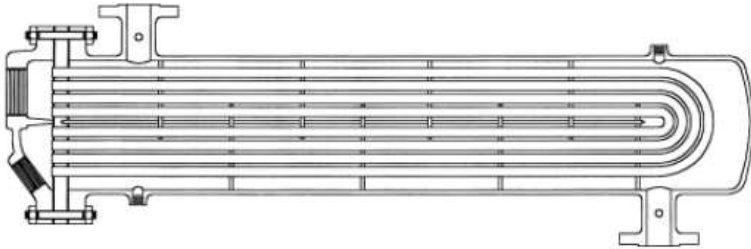
2.2.2 Design Tube

Tube pada *heat exchanger* tipe *shell and tube* memiliki tiga jenis *design* yakni *floating head*, *U-tube*, dan *fixed tube sheet*. Masing masing tipe *tube* memiliki kelebihan dan kekurangan tersendiri seperti dilihat dari ekspansi termal, proses pembersihan sampai biaya konstruksi dari tiap tipe *tube*. Untuk gambar dari setiap tipe *tube* dapat dilihat dari gambar dibawah ini,



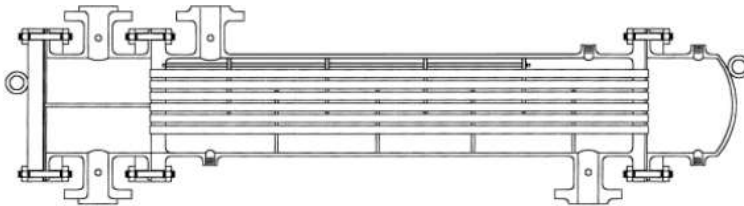
Gambar 2. 6 Design floating head [13]

Pada *design floating head* mempunyai satu *tube sheet* yang tetap biasa pada bagian depan dan *tube sheet* satunya dapat mengapung bebas untuk mengakomodasi ekspansi termal



Gambar 2. 7 *Design u-tube* [13]

Design U-tube mempunyai biaya konstruksi yang rendah karena hanya memerlukan satu *tube sheet*, tetapi sisi *tube* tidak dapat dibersihkan secara maksimal karena lekukan U pada sisi *tube*, sehingga fluida yang mengalir pada sisi *tube* biasanya fluida yang bersih. *U-tube* juga digunakan bila dibutuhkan ekspansi termal yang tinggi



Gambar 2. 8 *Design fixed tube sheet* [13]

Untuk *design fixed tube sheet* adalah yang paling banyak digunakan, pada *design* ini sisi depan dan belakang *shell* dilas langsung terhadap *tube sheet* sehingga bundel *tube* tidak dapat dibersihkan. Jenis ini biasa digunakan dalam kondisi fluida yang mengalir di sisi *shell* bersih, dan pembongkaran bundel *tube* tidak diperlukan

2.2.3 *Fin Tube*

Salah satu modifikasi dari *Heat exchanger shell and tube* adalah dengan memberi *fin* (sirip) pada setiap *tube* sehingga luas permukaan atau luas penampang pada *tube* semakin besar, hal ini akan memungkinkan panas yang di transferkan akan lebih besar.

Penambahan sirip juga mempengaruhi pola aliran dari fluida di antara dinding dalam *shell* dan dinding luar *tube*. Semakin acak aliran, maka semakin besar pula laju perpindahan panas fluida. Konduksi terjadi melalui penampang *fin* dan konveksi terjadi di atas luas permukaan *fin* dan disekitar *fin* tersebut. Ketika ini menjadi lebih panas dari pada fluida yang terkena maka temperature permukaan *fin* umumnya akan lebih rendah daripada temperature permukaan. Bila panas dialirkan melalui konveksi dari *fin* menuju cairan yang *ambient*, temperature dari permukaan *fin* akan lebih tinggi dari pada temperature dasar *fin*, yang pada gilirannya mengurangi perbedaan temperature dan perpindahan panas melalui *fin*. *Heat exchanger* dengan *fin* juga digunakan ketika satu aliran fluida pada tekanan yang tinggi. Besarnya temperature dibatasi oleh jenis material penyusun *fin*. Hal diatas menjelaskan bahwa *fin tube heat exchanger* digunakan untuk *system thermal* yang berbeda untuk aplikasi dimana *energy* panas berubah diantara media yang berbeda pula.

2.3 Aliran Internal Fluida

Ada dua macam aliran yang terjadi didalam *tube* dari *heat exchanger*. Aliran tersebut yakni laminar dan turbulen. Aliran laminar dapat ditemui ketika cairan sangat kental seperti minyak mengalir dalam tabung berukuran kecil. Saat transisi aliran laminar ke aliran turbulen tidak terjadi secara tiba-tiba melainkan terjadi pada beberapa rentang kecepatan di mana aliran berfluktuasi antara laminar dan turbulen sebelum menjadi sepenuhnya turbulen. Untuk mengetahui aliran pada *tube heat exchanger* dapat di ketahui menggunakan parameter bilangan *Reynolds* yang dapat di definisikan dengan persamaan berikut tersebut,

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.1)$$

Di mana ρ adalah massa jenis fluida, V adalah kecepatan rata-rata fluida, D adalah diameter *tube*, dan μ adalah viskositas dinamis fluida. Untuk aliran laminar, nilai bilangan *Reynolds* nya

adalah < 2300 , sedangkan aliran turbulen di gambarkan dengan nilai bilangan *Reynolds* > 2300 .

2.4 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Perpindahan kalor secara kuantitatif didasarkan pada neraca energi dan perkiraan laju perpindahan kalor. Perpindahan panas akan terjadi apabila ada perbedaan *temperature* antara dua bagain benda. Panas dapat berpindah dengan tiga cara, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Pada peristiwa konveksi, perpindahan panas terjadi karena terbawa aliran fluida. Secara termodinamika, konveksi dinyatakan sebagai aliran entalpi, bukan aliran panas.

Konveksi terbagi menjadi dua jenis, yaitu konveksi secara alami dan konveksi paksa. Dimana konveksi alami adalah konveksi yang terjadi akibat pemaksaan oleh gaya apung, dimana karena perbedaan massa jenis yang diakibatkan oleh variasi suhu pada fluida. Sedangkan konveksi paksa terjadi ketika aliran disebabkan oleh gaya dari luar [1].

Dalam menganalisa alat penukar kalor, di perlukan perhitungan mengenai koefisien perpindahan kalor menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*). Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ini merupakan total hambatan termal diantara dua fluida yang mengalami perpindahan kalor termasuk hambatan termal pada dinding alat penukar kalor. Perpindahan kalor yang terjadi antara dua fluida tersebut dapat dinyatakan dalam persamaan berikut :

$$q = UA (T_h - T_c) \quad (2.2)$$

Laju perpindahan kalor (q) merupakan besarnya perpindahan panas yang terjadi akibat suatu objek. Koefisien perpindahan panas (U) merupakan koefisien konveksi aliran. Luas permukaan objek (A) adalah luas permukaan yang dikenakan perpindahan panas.

2.4.1 Perhitungan Konveksi Paksa

Rumus konveksi paksa erat hubungannya dengan angka *Reynolds* (Re), *Prandtl* (Pr), *Nusselt* (Nu). Ketiga bilangan ini membentuk persamaan berikut:

$$Nu_d = C \cdot Re_d^m \cdot Pr^n \quad (2.3)$$

Dimana C , m dan n adalah konstanta yang harus ditentukan [1]

a. Bilangan *Reynolds*

Bilangan tak bedimensi yang mengukur rasio gaya inersia dari fluida dengan viskositas. Digunakan untuk menentukan kriteria aliran laminar dan turbulen [15]

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.4)$$

b. Bilangan *Prandtl*

Bilangan Prandtl merupakan bilangan yang digunakan sebagai perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas termal fluida.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (2.5)$$

c. Bilangan *Nusselt*

Bilangan Nusselt dapat dibagi menjadi beberapa jenis aliran, yaitu untuk aliran laminar berkembang penuh :

$$Nu_d = 1,86(Re_d \alpha Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{1/3} \quad (2.6)$$

Batasan

$$Re_d \cdot Pr \frac{D}{L} > 10 \quad (2.7)$$

Aliran berikutnya adalah untuk aliran turbulen berkembang penuh:

$$Nu_d = 0,027 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.8)$$

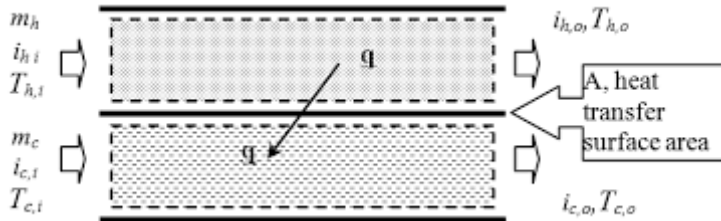
Dan untuk jenis aliran terakhir adalah aliran turbulen berkembang penuh pada tabung licin [16] :

$$Nu_d = 0,023Re_d^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.9)$$

Dengan Batasan $n=0,4$ untuk pemanasan dan $n= 0,3$ untuk pendingin

2.5 Analisis Alat *Heat Exchanger*

Untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas keseluruhan dan luas permukaan total untuk perpindahan panas dapat diperoleh dengan penggunaan kesetimbangan energi total pada fluida panas dan dingin seperti gambar dibawah ini:



Gambar 2. 9 Kesetimbangan energi keseluruhan untuk fluida panas dan dingin pada *heat exchanger* [1]

Jika q di nyatakan sebagai laju total perpindahan panas antara fluida panas dan dingin dan itu di asumsikan bahwa perpindahan panas antar alat penukar panas dengan sekelilingnya di abaikan, seperti hanya pengabaian tentang perubahan energi kinetik dan potensial, penggunaan kekekalan energi didapat :

$$q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.10)$$

$$q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.11)$$

Dimana q_h untuk fluida panas dan q_c untuk fluida dingin. Ekspresi sangat berguna lainnya dapat di peroleh dengan menggunakan laju aliran perpindahan panas total (q) pada perbedaan temperatur ΔT antara fluida panas dan dingin dimana,

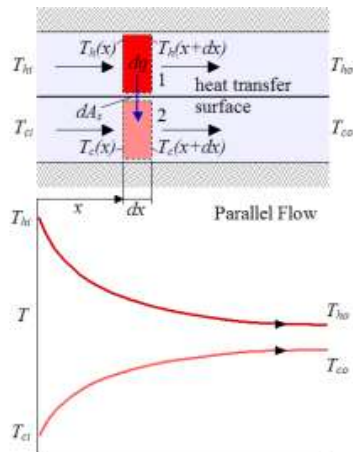
$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.12)$$

Pernyataan tersebut akan diperluas dengan hukum Newton pendinginan dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang di gunakan sebagai pembantu koefisien konversi tunggal (h). Akan tetapi karena T bervariasi terhadap posisi pada alat penukar panas, maka ini perlu untuk bekerja dengan persamaan laju dalam bentuk:

$$q = UA (\Delta T_{lm}) \quad (2.13)$$

Dimana U adalah koefisien perpindahan panas dan A adalah area permukaan perpindahan panas dengan T_{lm} adalah temperatur *Log Mean Temperature Difference*. LMTD dapat di gunakan untuk menganalisa perpindahan panas. Dimana ΔT merupakan perbedaan temperatur antara fluida atau $T_h - T_c$

2.5.1 Alat Penukar Panas Aliran Paralel



Gambar 2. 10 Distribusi temperatur untuk *heat exchanger* aliran paralel [1]

Distribusi temperatur beda panas dan dingin yang ada pada alat penukar panas aliran parallel ditunjukkan pada Gambar 2.10.

Beda temperatur ΔT pada awalnya besar dan akan mengalami penurunan tajam dengan bertambahnya x , dimana akan mendekati asimtotik nol. Di ketahui dari gambar untuk nomer 1 dan nomer 2 merupakan indek yang di gunakan untuk menunjukan ujung yang berbeda pada *heat exchanger*. Bentuk dari ΔT_m dapat ditentukan dengan menggunakan kesetimbangan energi untuk elemen diferensial pada fluida panas dan dingin. Masing-masing elemen dengan panjang dx dan luas permukaan perpindahan panas dA , seperti gambar diatas. Gambar tersebut akan dapat dijelaskan jika memakai beberapa asumsi berikut ini :

1. Alat penukar panas diisolasi dari keadaan sekeliling dalam keadaan pertukaran panas hanya terjadi antara fluida panas dan dingin.
2. Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.
3. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
4. Panas spesifik fluida adalah konstan.
5. Koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah konstan.

Dengan menggunakan kalor spesifik ke dalam persamaan laju perpindahan panas sebelumnya, maka di dapatkan $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ dan $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ untuk aliran parallel, sehingga laju perpindahan panas berubah menjadi persamaan berikut,

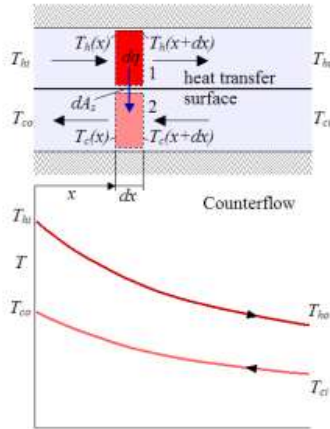
$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1})} \quad (2.14)$$

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

Dimana $\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$ adalah yang dimaksud dengan T_{lm} (*Log Mean Temperature Difference*)

2.5.2 Alat Penukar Panas Aliran Berlawanan Arah

Distribusi temperatur fluida panas dan dingin yang berhubungan dengan alat penukar panas aliran berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*) ditunjukkan dalam gambar dibawah,



Gambar 2. 11 Distribusi Temperatur Untuk *Heat Exchanger Counter Flow* [1]

Seperti pada aliran parallel sebelumnya bahwa setiap aliran memiliki dua fluida dengan temperatur yang berbeda ($\Delta T = T_h - T_c$). Dimana T_1 dan T_2 berbeda dengan aliran parallel dikarenakan inlet fluida panas berbeda dengan inlet fluida dingin

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (2.16)$$

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (2.17)$$

2.6 Computational Fluid Dynamics (CFD)

CFD atau *Computational Fluid Dynamics* merupakan metode yang di gunakan untuk tugas akhir ini. Dengan menggunakan CFD dapat memprediksi pola aliran fluida,

perpindahan panas, reaksi kimia, dan lain sebagainya. Secara garis besar proses dalam penggunaan CFD terbagi menjadi 3 bagian, yakni *pre-processing*, *processing (solving)*, dan *post-processing*. berikut beberapa persamaannya.

a. Persamaan Kontinuitas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.18)$$

b. Persamaan Momentum

Momentum pada sumbu-x,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = & -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \rho f_x \end{aligned} \quad (2.19)$$

Momentum pada sumbu-y,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = & -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_y \end{aligned} \quad (2.20)$$

Momentum pada sumbu-z,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = & -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_z \end{aligned} \quad (2.21)$$

c. Persamaan Energi

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho ui)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wi)}{\partial z} = & \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho \dot{q} - p(\nabla \cdot V) + \Phi \end{aligned} \quad (2.22)$$

2.6.1 Pre-processing

Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal penyelesaian dari permasalahan dari proses CFD dengan melakukan beberapa kegiatan seperti berikut,

a. Pendefinisian geometri dan domain komputasi

- b. *Grid generation* yaitu membagi domain komputasi menjadi lebih kecil (*cell*)
- c. Pendefinisian karakteristik fluida
- d. Pendefinisian kondisi batas pada *cell* yang bersinggungan dengan batas domain

2.6.2 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,

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

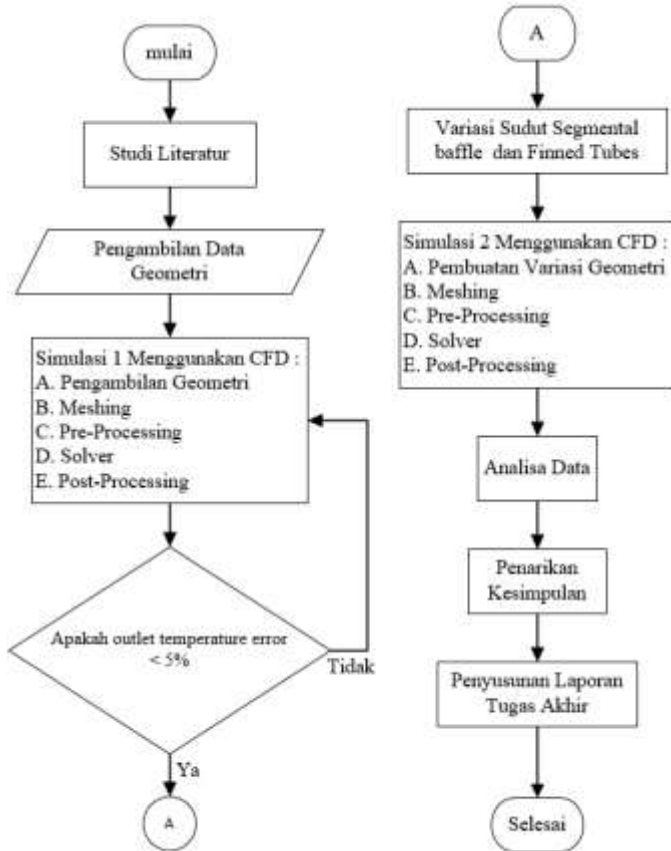
2.6.3 Post Processing

Tahap *post processing* merupakan tahap akhir dalam pemodelan di CFD. Pada tahap juga akan menampilkan hasil pengerjaan dalam bentuk grafik dan plotting, kontur variable dan animasi aliran fluida.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan yang di lakukan dalam Tugas Akhir ini di tampilkan dengan sebuah diagram alir pada Gambar 3.1



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.1 Studi Literatur

Studi literatur di lakukan untuk memahami secara mendalam konsep dasar *heat exchanger*, aliran fluida internal dan perpindahan panas. Referensi yang di gunakan pada tugas akhir ini berasal dari buku dan jurnal ilmiah.

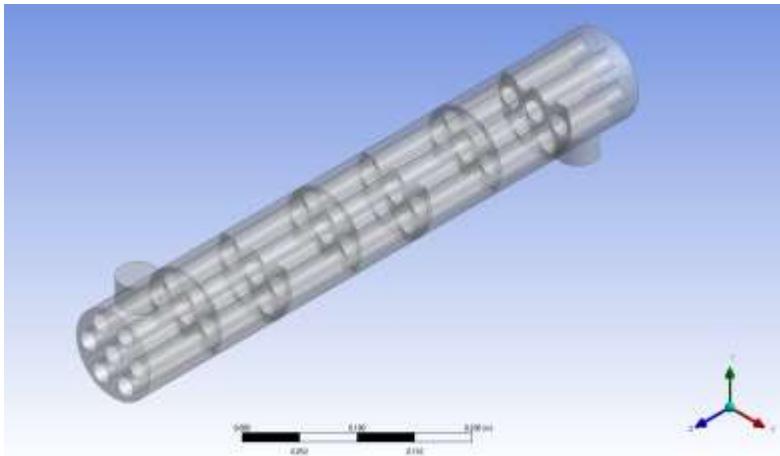
3.2 Pengambilan Data

Data geometri *heat exchanger* yang di gunakan pada tugas akhir ini berasal dari jurnal dengan judul *Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger* [8].

3.3 Simulasi 1 CFD

Pada proses simulasi 1 dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* terdiri dari beberapa langkah yang harus di lakukan yakni pembuatan geometri, *meshing*, *pre-processing*, *solver*, *post-processing*.

3.3.1 Pengambilan Data dan pembuatan Geometri



Gambar 3. 2 Geometri *heat exchanger shell and tube with segmental baffle*

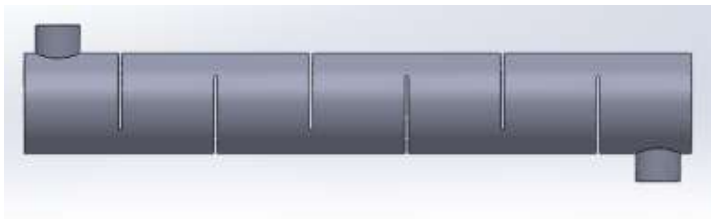
Pada penelitian ini geometri yang di gunakan mengacu pada data yang berasal dari jurnal yang berjudul *Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger* [8]. Model *heat exchanger* yang di gunakan adalah *shell and tube heat exchanger* (STHE) seperti pada Gambar 3.2.

Pembuatan geometri *heat exchanger* di lakukan di dalam *software* SOLIDWORKS 2018 dengan rincian detil geometri sebagai berikut,

Table 3. 1 Detil geometri *heat exchanger*

Diameter Dalam <i>Shell</i>	90 mm
Diameter Luar Tube	20 mm
Panjang <i>Shell</i>	600 mm
Jumlah <i>Tube</i> di dalam <i>Shell</i>	7
<i>Pitch Tube</i>	30 mm
Jumlah <i>Baffle</i> di dalam <i>Shell</i>	6
Diameter <i>Baffle</i>	90 mm
Ketebalan <i>Baffle</i>	3 mm
<i>Baffle Spacing</i>	86 mm
Diameter Inlet	40 mm
<i>Baffle Cut</i>	25%
<i>Baffle Inclination</i>	0°
<i>Tube Bundle Geometry</i>	Triangular

Hasil pembuatan geometri *heat exchanger* ditunjukkan pada gambar dibawah ini,

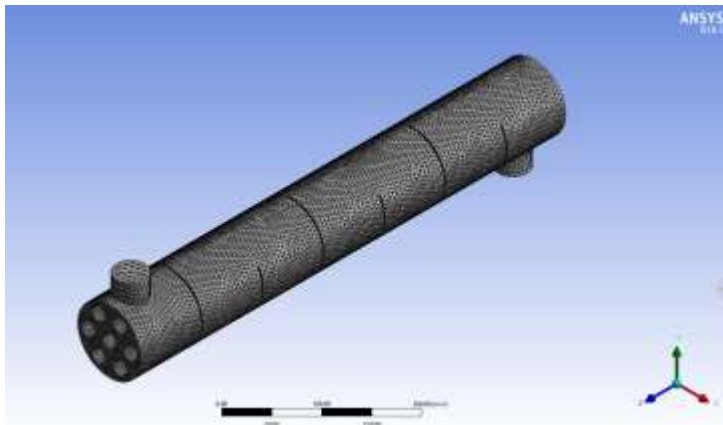


Gambar 3. 3 Geometri *heat exchanger* untuk validasi tampak samping

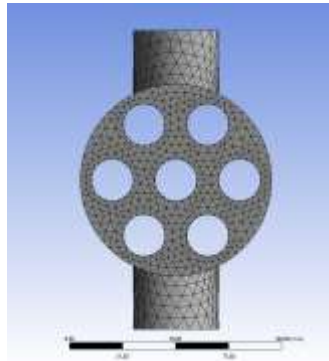


Gambar 3. 4 Geometri *heat exchanger* untuk validasi tampak depan

3.3.2 Meshing



Gambar 3. 5 Hasil mesing *heat exchanger* untuk validasi tampak samping



Gambar 3. 6 Hasil mesing *heat Exchanger* untuk validasi tanpa depan

Meshing merupakan proses pembagian geometri yang telah dibuat menjadi elemen – elemen kecil. Pada setiap elemen tersebut di lakukan komputasi dengan memasukan persamaan matematis konservasi massa, momentum, dan energi sehingga di hasilkan sebuah nilai. Semakin kecil ukuran elemen pada geometri yang di gunakan maka semakin banyak jumlah elemen yang terbentuk dan mempengaruhi lamanya proses komputasi. Geometri yang telah di *meshing* di tunjukan pada Gambar 3.5 dan Gambar 3.6 dan untuk detail *meshing* dapat dilihat pada Tabel 3.2 berikut

Table 3. 2 Kondisi *meshing*

<i>Sizing Function</i>	<i>Curvature</i>
<i>Relevance Center</i>	<i>Fine</i>
<i>Smoothing</i>	<i>High</i>
<i>Mesh Metric</i>	<i>Skewness</i>
<i>Mesh Type</i>	<i>Triangular Mesh</i>

Untuk mengetahui kualitas *meshing* dapat di ukur dengan nilai *skewness*. Nilai *skewness* memiliki *range* dari 0 sampai 1. Semakin besar nilai *skewness* menunjukkan bahwa *mesh* yang

telah di buat memiliki kualitas buruk. Berikut merupakan gambaran yang menjelaskan kualitas *meshing*.



Gambar 3. 7 Mesh metric spectrum [17]

Hasil *meshing* dari *heat exchanger* untuk validasi pada penelitian ini di tampilkan pada Tabel 3.2

Table 3. 3 Hasil *Meshing*

<i>Heat exchanger normal</i> untuk validasi	Jumlah Elemen	<i>Skewness</i> maksimum
	488.209	0,79527

Nilai maksimum *skewness* hasil *meshing* pada geometri *heat exchanger* untuk validasi yang telah di lakukan pada *software* ANSYS 2018 berada pada 0,79527. Dari *mesh metric spectrum* di ketahui bahwa hasil *meshing* untuk validasi yang telah di lakukan berada pada kategori *good* atau dapat baik.

3.3.3 Pre-prcessing

Table 3. 4 Kondisi batas *heat exchanger* untuk validasi data

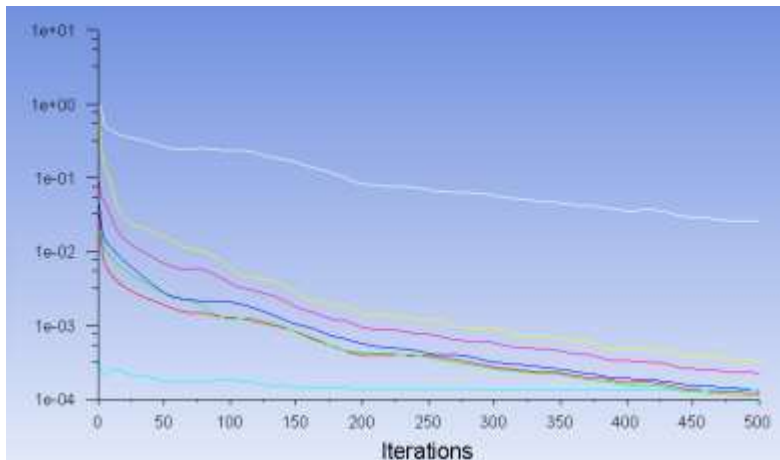
Kondisi Batas	Keterangan	
<i>Inlet</i>	Tipe	<i>Velocity Inlet</i>
	Kecepatan Fluida kerja	0,7989 m/s
	<i>Temperature</i>	300° k
Dinding <i>Tube</i>	Tipe	<i>Stationary Wall</i>
	<i>Temperature</i>	450° K
<i>Outlet</i>	Tipe	<i>Outflow</i>

Pada bagian ini merupakan tahapan dalam memasukan *variable – variable* yang di ketahui ke dalam kondisi batas atau yang disebut dengan *boundary condition*. *Variable* yang di masukan meliputi kecepatan fluida yang di gunakan, *temperature*

inlet & pada *shell tube*, tipe *shell tube* & tipe *outlet*. Untuk detail kondisi batasan *heat exchanger* untuk validasi disesuaikan dengan referensi geometri, dapat di lihat pada Tabel 3.4. Pada *outlet heat exchanger* kecepatan dan tekanan tidak diketahui, sehingga harus di lakukan simulasi terlebih dahulu.

3.3.4 Solver

Solver merupakan tahap dimana komputasi di lakukan. Pada tahap ini akan dilakukan perhitungan *temperature*, tekanan dan kecepatan. Model turbulensi yang di gunakan pada penelitian ini adalah *K-epsilon*. Nilai komputasi pada tahap ini di harapkan konvergen, dimana dapat terlihat dari tiap iterasi pada grafik residual hasil simulasi. Semakin kecil nilai dari grafik residual maka perhitungan akan mendekati nilai konvergen.



Gambar 3. 8 Grafik residual hasil simulasi *heat exchanger* untuk validasi

Pada grafik residual hasil simulasi *heat exchanger* yang digunakan untuk melakukan validasi data, ditunjukkan bahwa semakin tinggi iterasi grafik residual semakin turun grafik dari simulasi, ini memperlihatkan bahwa perhitungan yang di lakukan semakin lama semakin mendekati nilai konvergen. Untuk

mendapatkan nilai yang konvergen di butuhkan waktu simulasi yang cukup lama dan bergantung pada spesifikasi komputer yang digunakan, sehingga pada penelitian ini hanya di lakukan iterasi sebanyak 500 dan di asumsikan bahwa perhitungan telah mencapai hasil konvergen.

3.3.5 Post-processing

Post-processing adalah tahap terakhir dalam proses simulasi *Computational Fluid Dynamic*. Pada tahap ini hasil simulasi sudah dapat di lihat dan di tampilkan dalam bentuk grafik, kontur maupun angka.

3.4 Validasi Hasil Simulasi

Pada tahap ini dilakukan Validasi hasil simulasi dengan referensi geometri yang digunakan. Bila hasil didapatkan perbedaan kurang dari atau sama dengan 5% maka proses simulasi dapat dilanjutkan dengan penambahkan variasi yang dibutuhkan pada penelitian ini. Jika hasil validasi mendapatkan perbedaan nilai melebihi 5% maka akan dilakukan pengulangan simulasi hingga mendapatkan perbedaan atau *error* kurang dari atau sama dengan 5% .

3.5 Variasi Sudut Segmental Baffle Dan Finned Tubes

Setelah tervalidasi, *heat exchanger* dilakukan variasi dengan merubah sudut kemiringan pada *segmental baffle* dan ditambahkannya variasi *fins* pada tiap *tube*.

3.6 Simulasi 2 CFD

Pada proses simulasi 2 dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* terdiri dari beberapa langkah yang harus di lakukan yakni pembuatan geometri, *meshing*, *pre-processing*, *solver*, *post-processing*.

3.6.1 Pembuatan Geometri Dengan Penambahan Variasi

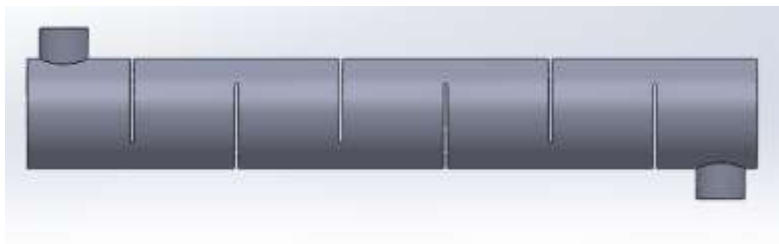
Pada sub bab ini geometri akan dilakukan variasi. Variasi di lakukan pada bagian *baffle* dengan merubah kemiringan pada

segmental baffle. Sudut kemiringan yang di gunakan yakni 0° , 10° , dan 20° . Berikut merupakan detail bentuk geometri yang telah di lakukan pembesaran 2:1

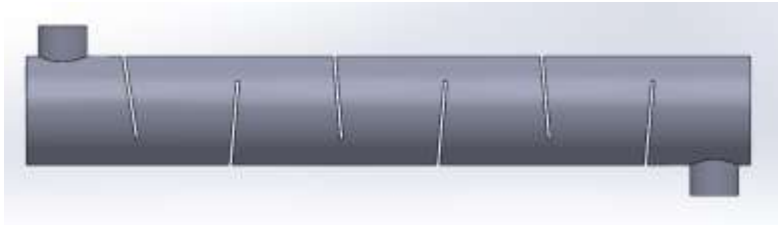
Table 3. 5 Geometri untuk variasi *heat exchanger*

Diameter Dalam <i>Shell</i>	180 mm
Diameter Luar Tube	40 mm
Panjang <i>Shell</i>	1200 mm
Jumlah <i>Tube</i> di dalam <i>Shell</i>	7
<i>Pitch Tube</i>	60 mm
Jumlah <i>Baffle</i> di dalam <i>Shell</i>	6
Diameter <i>Baffle</i>	180 mm
Ketebalan <i>Baffle</i>	6 mm
<i>Baffle Spacing</i>	172 mm
Diameter Inlet	80 mm
<i>Baffle Cut</i>	25%
<i>Baffle Inclination</i>	0° , 10° , dan 20°
<i>Tube Bundle Geometry</i>	Triangular

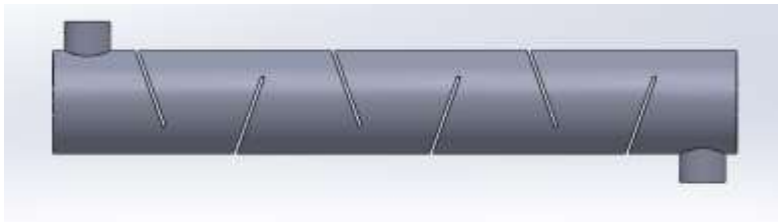
Hasil pembuatan geometri dengan variasi ditunjukkan pada gambar dibawah ini,



Gambar 3. 9 *Heat exchanger with segmental baffle* 0°

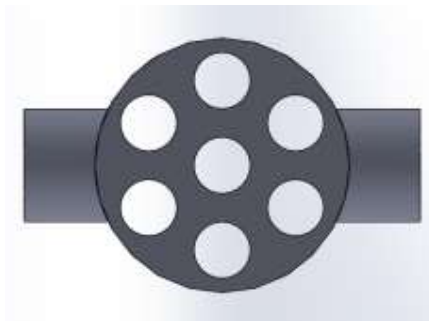


Gambar 3. 10 *Heat exchanger with segmental baffle 10°*

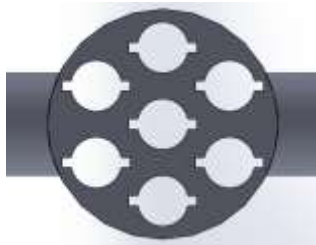


Gambar 3. 11 *Heat exchanger with segmental baffle 20°*

Setelah membuat geometri dengan variasi sudut kemiringan dari *segmental baffle* , kemudian dilakukan variasi pada *tube heat exchanger* dengan menambahkan *longitudinal fins* pada setiap *tubes* sebanyak dua buah. Variasi dengan menambahkan *longitudinal fins* mengacu pada jurnal yang berjudul *CFD Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger With and Without Fins for Waste Heat Recovery Applications* [18]. Untuk geometri dari tube di tunjukan pada gambar berikut.



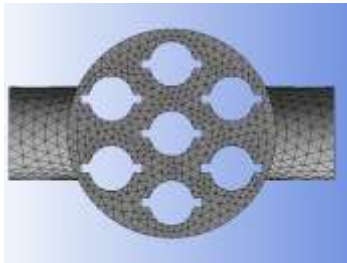
Gambar 3. 12 *Tube tanpa fins*



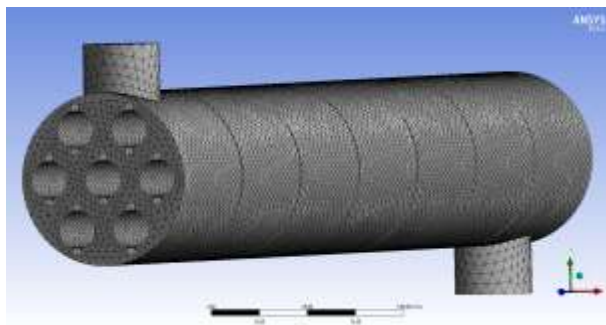
Gambar 3. 13 Tube dengan penambahan *fins*

3.6.2 *Meshing*

Hasil pembuatan geometri yang telah dilakukan variasi selanjutnya akan di pindahkan kedalam *software* ANSYS 2018 untuk dilakukan *meshing*. Geometri yang telah di *meshing* di tunjukan pada gambar berikut.



Gambar 3. 14 Hasil *meshing* heat exchanger *segmental baffle* 0° with *fins* tampak depan



Gambar 3. 15 Hasil *meshing* heat exchanger *segmental baffle* 0° with *fins* tampak isometrik

Hasil *meshing* dari semua variasi *heat exchanger* pada tugas akhir ini di tampilkan pada Tabel 3.5

Table 3. 6 Hasil *meshing heat exchanger* dengan variasi

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned Tubes</i> di Dalam <i>Shell</i>	Jumlah Elemen	<i>Skewness</i> maksimum	
1	<i>Inclination</i>	<i>No Finned Tubes</i>	489.447	0,79448
2	0°	<i>Finned Tubes</i>	450.617	0,79989
3	<i>Inclination</i>	<i>No Finned Tubes</i>	495.259	0,79756
4	10°	<i>Finned Tubes</i>	452.231	0,79978
5	<i>Inclination</i>	<i>No Finned Tubes</i>	492.521	0,79864
6	20°	<i>Finned Tubes</i>	451.469	0,80451

Berdasarkan Tabel 3.6, nilai maksimum *skewness* hasil *meshing* pada geometri *heat exchanger* yang telah di lakukan pada *software* ANSYS 2018 berada pada kisaran 0,79448 - 0,80451. Dari *mesh metric spectrum* di ketahui bahwa hasil *meshing* untuk semua variasi yang telah di lakukan berada pada kategori *good* dan *acceptable* atau baik dan dapat diterima.

3.6.3 Pre-processing

Untuk tahap ini akan dimasukan *variable – variable* untuk *boundary condition* seperti tabel dibawah ini,

Table 3. 7 *Boundary condition heat exchanger* dengan variasi

Kondisi Batas	Keterangan	
<i>Inlet</i>	Tipe	<i>Velocity Inlet</i>
	Kecepatan Fluida kerja	0.1997 m/s
	<i>Temperature</i>	300° K
Dinding <i>Tube</i>	Tipe	<i>Stationary Wall</i>
	<i>Temperature</i>	450° K
<i>Outlet</i>	Tipe	<i>Outflow</i>

3.6.4 Solver

Tahap ini merupakan tahapan komputasi dilakukan. Pada tahap ini akan dilakukan perhitungan *temperature*, tekanan dan kecepatan untuk simulasi *heat exchanger* dengan menggunakan

variasi. Model turbulensi yang di gunakan pada penelirian ini adalah *K-epsilon*. Nilai komputasi pada tahap ini di harapkan konvergen, dimana dapat terlihat dari tiap iterasi pada grafik residual hasil simulasi. Semakin kecil nilai dari grafik residual maka perhitungan akan mendekati nilai konvergen.

3.6.5 *Post-processing*

Post-processing adalah tahap terakhir dalam proses simulasi *Computational Fluid Dynamic*. Pada tahap ini hasil simulasi sudah dapat di lihat dan di tampilkan dalam bentuk grafik, kontur maupun angka.

3.7. Analisa Data

Setelah melalui proses simulasi *Computational Fluid Dynamic*, maka dihasilkan data kecepatan dan temperature. Pada tahap selanjutnya data ini akan di analisa lebih lanjut untuk mendapatkan hasil sesuai tujuan penelitian ini. Setelah analisa data di lakukan maka dapat di tarik kesimpulan dari peneltian dan dapat dimulai penyusunan laporan tugas akhir.

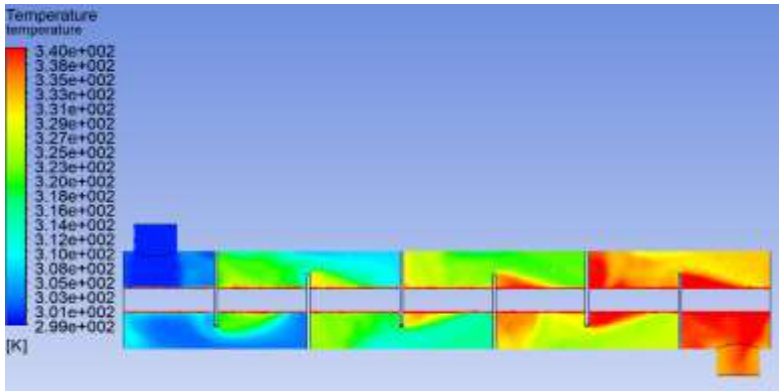
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Pada BAB IV ini, akan di jelaskan mengenai analisa pengaruh variasi *finned tubes* dan pengaturan sudut *segmental baffle* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger* STHE-SG berserta *pressure drop*.

4.1 Validasi Hasil Simulasi

Dalam penelitian ini, di perlukan validasi untuk mengetahui apakah hasil simulasi yang di lakukan telah sesuai dengan hasil penelitian yang sebelumnya. Validasi di lakukan dengan membandingkan nilai *temperature* keluaran dari *shell* pada *heat exchanger* hasil simulasi dengan nilai *temperature* keluaran dari *heat exchanger* yang menjadi acuan dalam penelitian ini.



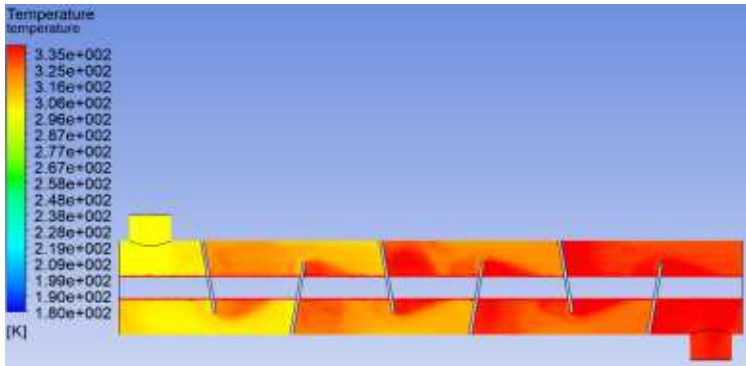
Gambar 4. 1 Kontur *temperature* pada *heat exchanger* hasil simulasi

Dari hasil simulasi yang telah di lakukan pada tahap validasi, diketahui *temperature outlet* dari *heat exchanger* bernilai $336,377^{\circ}\text{K}$ dan pada referensi data acuan yang terdapat pada jurnal *Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger* [8] tersebut diketahui nilai *temperature outlet* sebesar 330°K . Terdapat deviasi antara kedua *outlet* tersebut sebesar $6,377^{\circ}\text{K}$ atau

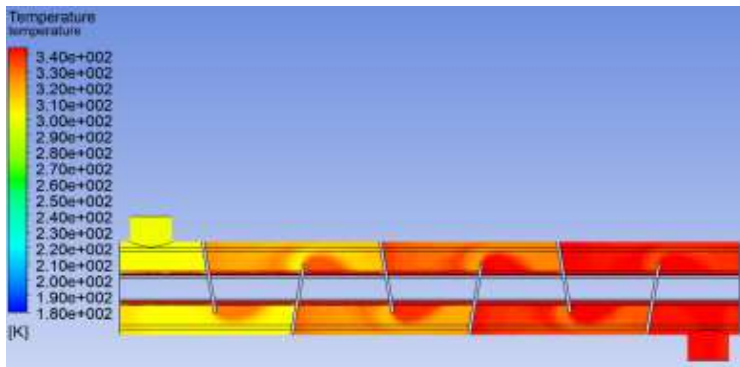
setara dengan 1,93% dari data aktual *heat exchanger*. Hasil ini mengindikasikan bahwa simulasi pada tahap validasi ini sudah dapat diterima atau *acceptable*.

4.2 Pengaruh Sudut Kemiringan *Segmental Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi *Temperature*

Pada sub bab ini, di lakukan variasi terhadap *heat exchanger* dengan melakukan perubahan sudut kemiringan pada *baffle* dan juga penambahan dua buah *fins* pada masing masing *tubes*. Terlihat pada Gambar 4.2 dan Gambar 4.3 sebagai berikut.



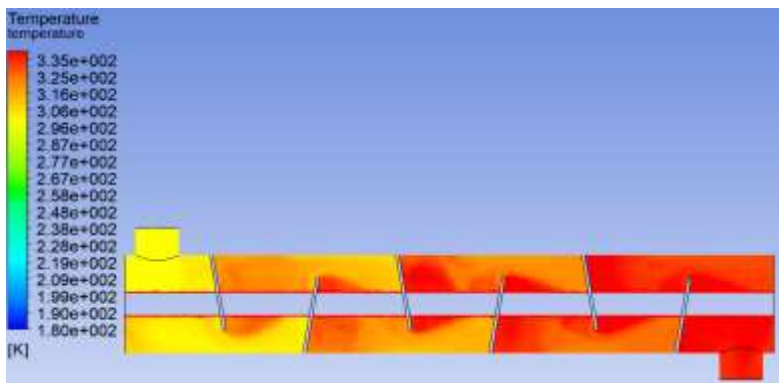
Gambar 4. 2 Distribusi *temperature segmental baffle 0° without fins*



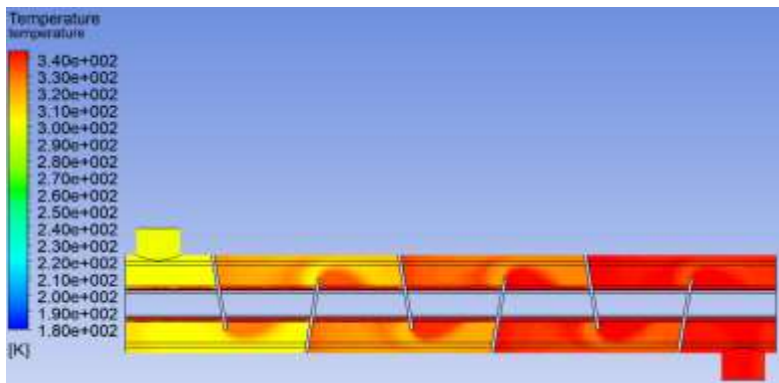
Gambar 4. 3 Distribusi *temperature segmental baffle 0° with fins*

Bersarkan hasil simulasi yang terlihat pada Gambar 4.2, *Temperature outlet* yang di dihasilkan oleh *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 0^0 tanpa *fins* adalah $337,865^{\circ}\text{K}$,

Simulasi kedua di lakukan dengan penambahan *fins* berbentuk longitudinal pada *tubes* yang terdapat dalam *heat exchanger* sebanyak dua buah, dapat di lihat hasil simulasi yang di dapatkan pada Gambar 4.3. *Outlet temperature* pada *heat exchanger Segmental Baffle* 0° with *fins* bernilai 343.902°K



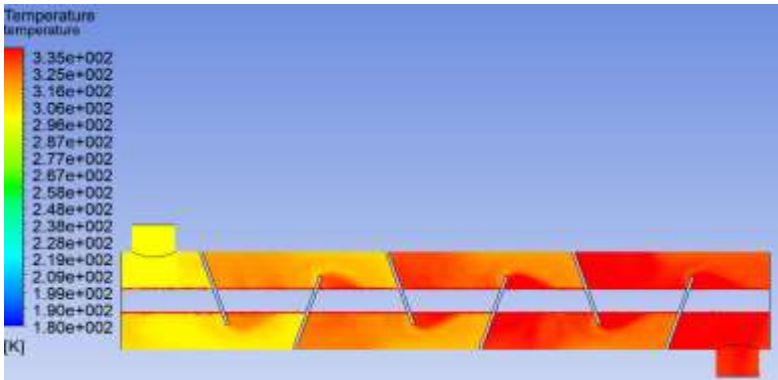
Gambar 4. 4 Distribusi *temperature segmental baffle* 10° without *fins*



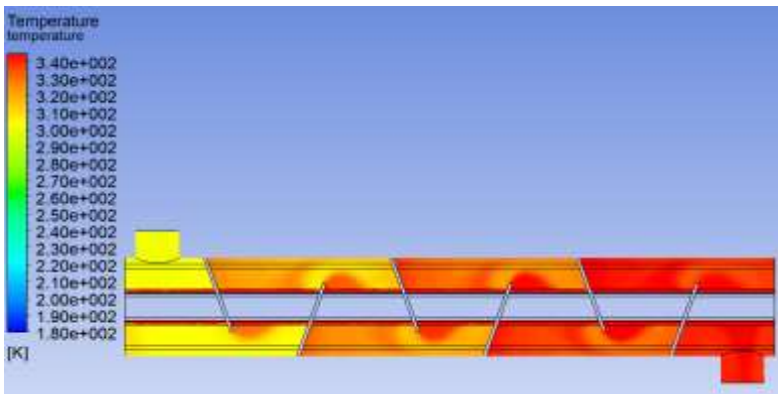
Gambar 4. 5 Distribusi *temperature segmental baffle* 10° with *fins*

Pada Gambar 4.4 yaitu simulasi dari *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 10° without *fins*. *Outlet temperature* pada simulasi ini di dapatkan sebesar $337,285^\circ\text{K}$

Pada simulasi berikutnya *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 10° with *fins* yang di tunjukan dengan Gambar 4.5 *Outlet temperature* pada simulasi ini didapatkan sebesar $343,534^\circ\text{K}$



Gambar 4. 6 Distribusi *temperature segmental baffle* 20° without *fins*

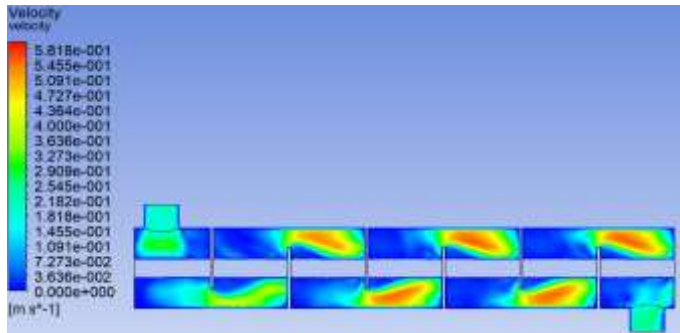


Gambar 4. 7 Distribusi *temperature segmental baffle* 20° with *fins*

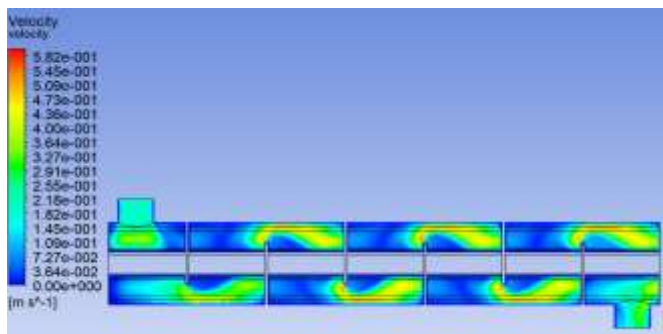
Untuk simulasi variasi yang dilakukan pada Gambar 4.6 yaitu *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 20° *without fins* dan Gambar 4.7 yaitu *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 20° *with fins* memiliki nilai *outlet temperature* berturut turut yakni $335,968^\circ\text{K}$ dan $341,477^\circ\text{K}$

4.3 Pengaruh Sudut kemiringan *Segmental Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Kecepatan

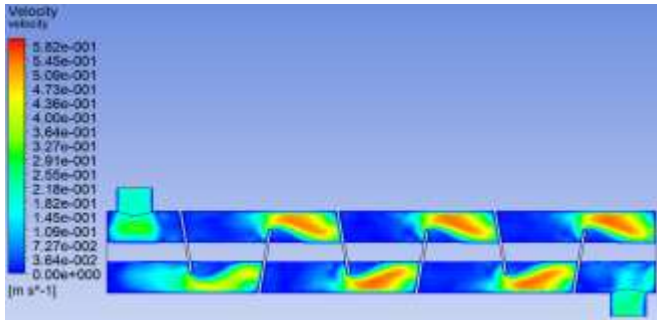
Analisa yang dilakukan pada sub bab ini yaitu pengaruh variasi yang dilakukan terhadap distribusi kecepatan. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar berikut.



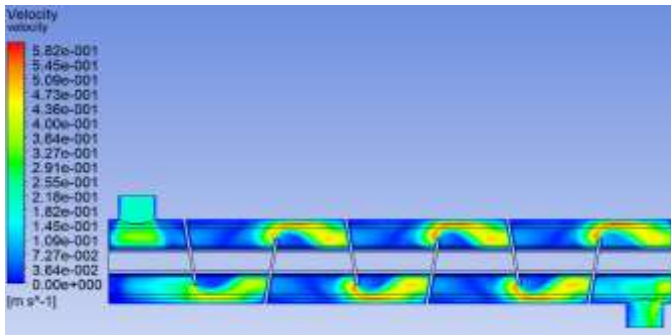
Gambar 4. 8 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle* 0° *without fins*



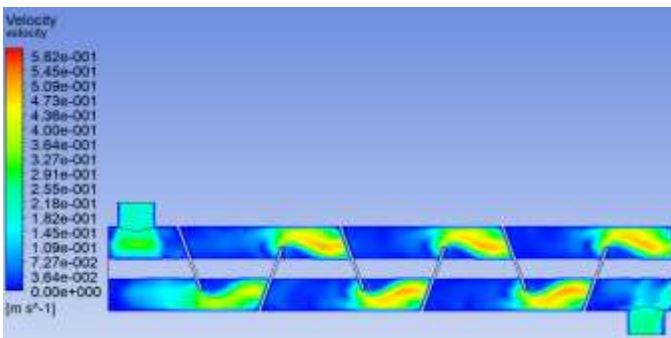
Gambar 4. 9 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle* 0° *with fins*



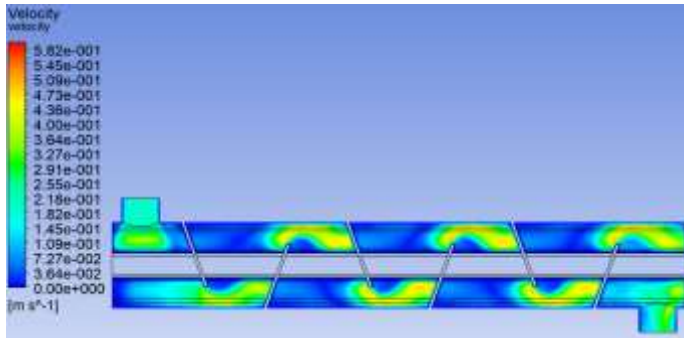
Gambar 4. 10 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle 10° without fins*



Gambar 4. 11 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle 10° with fins*



Gambar 4. 12 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle 20° without Fins*



Gambar 4. 13 Distribusi kecepatan pada *heat exchanger segmental baffle 20° with Fins*

Dari keenam hasil simulasi *heat exchanger* beserta variasinya, terlihat bahwa dengan adanya penambahan *fins* dan dengan bertambahnya sudut kemiringan *baffle*, akan membuat aliran lebih terbentuk. Penambahan *fins* akan membuat *heat exchanger* mengalami kenaikan V_{maks} dibandingkan dengan tidak ada penambahan *fins* pada *tubes*. Untuk detail kecepatan maksimum dari setiap variasi ditunjukkan pada tabel berikut.

Tabel 4. 1 Hasil v_{maks} simulasi *heat exchanger*

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		V_{maks}
1	<i>Inclination 0°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	0,560 m/s
2	<i>Inclination 0°</i>	<i>Finned Tubes</i>	0,577 m/s
3	<i>Inclination 10°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	0,570 m/s
4	<i>Inclination 10°</i>	<i>Finned Tubes</i>	0,587 m/s
5	<i>Inclination 20°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	0,543 m/s
6	<i>Inclination 20°</i>	<i>Finned Tubes</i>	0,540 m/s

Dari Tabel 4.1 dapat dilihat kecepatan maksimum tertinggi didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 10° with *fins* sebesar 0,587 m/s dan untuk kecepatan terendah yakni pada variasi *heat exchanger segmental*

baffle dengan kemiringan *baffle* 20° with *fins* dengan nilai V_{max} sebesar 0,540 m/s

4.4 Pengaruh Sudut kemiringan *Segmental Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Laju Perpindahan Panas

Analisa variasi *heat exchanger* berikutnya dilakukan terhadap laju perpindahan panas, dimana akan lebih mudah jika perhitungan dilakukan dengan menggunakan bilangan *Reynolds* seperti persamaan 2.1 sehingga didapatkan nilai pada tabel berikut.

Tabel 4. 2 Perhitungan bilangan *Reynolds*

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>	<i>Max Reynolds Number</i>
1	<i>Inclination</i> 0° <i>No Finned Tubes</i>	26.153,068
2	<i>Inclination</i> 0° <i>Finned Tubes</i>	26.932,831
3	<i>Inclination</i> 10° <i>No Finned Tubes</i>	26.614,678
4	<i>Inclination</i> 10° <i>Finned Tubes</i>	27.409,919
5	<i>Inclination</i> 20° <i>No Finned Tubes</i>	25.329,108
6	<i>Inclination</i> 20° <i>Finned Tubes</i>	25.180,335

Berdasarkan Tabel 4.2 diatas dapat terlihat nilai maksimum *Reynolds number* terdapat pada variasi *heat exchanger* dengan kemiringan *baffle* 10° dengan penambahan *fins tubes* yakni sebesar 27.409,919 dan bilangan *Reynolds* terkecil dihasilkan oleh variasi *baffle* dengan sudut kemiringan 20° dengan penambahan *fins tubes* yakni sebesar 25.180,335.

Selanjutnya setelah mendapatkan *Reynolds number* hasil dari perhitungan akan digunakan untuk menghitung bilangan *Nusselt*. Berikut merupakan hasil perhitungan bilangan *Nusselt*.

Tabel 4. 3 Perhitungan bilangan *Nusselt*

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		<i>Nusselt Number</i>
1	<i>Inclination 0°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	159,225
2	<i>Inclination 0°</i>	<i>Finned Tubes</i>	163,012
3	<i>Inclination 10°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	161,470
4	<i>Inclination 10°</i>	<i>Finned Tubes</i>	165,318
5	<i>Inclination 20°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	155,199
6	<i>Inclination 20°</i>	<i>Finned Tubes</i>	154,470

Setelah dilakukan perhitungan bilangan *Nusselt*, hasil dari perhitungan menunjukkan hubungan linier antara bilangan *Reynolds* dan *Nusselt* sehingga didapatkan nilai terbaik pada variasi *baffle* dengan sudut kemiringan 10° dengan penambahan *fins* pada setiap *tubes* yakni 165,318. nilai terkecil didapatkan pada *heat exchanger* dengan kemiringan *baffle* 20° dengan penambahan *fins* pada setiap *tubes* yakni bernilai 154,470. Bilangan *Nusselt* ini akan digunakan dalam perhitungan nilai koefisien konveksi. Hasil perhitungan dapat dilihat pada Tabel 4.4 berikut.

Tabel 4. 4 Nilai koefisien konveksi

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		Koefisien Konveksi (W/m^2K)
1	<i>Inclination 0°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	2.440,135
2	<i>Inclination 0°</i>	<i>Finned Tubes</i>	2.498,166
3	<i>Inclination 10°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	2.474,529
4	<i>Inclination 10°</i>	<i>Finned Tubes</i>	2.533,506
5	<i>Inclination 20°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	2.378,437
6	<i>Inclination 20°</i>	<i>Finned Tubes</i>	2.367,254

Tabel 4.4 menunjukkan nilai koefisien konveksi pada tiap variasi. Nilai koefisien konveksi terbaik didapatkan pada variasi *heat exchanger* dengan variasi kemiringan *baffle* 10° dan dengan penambahan *fins* pada setiap *tubes*. Untuk nilai terkecil didapatkan pada variasi *heat exchanger* dengan variasi kemiringan *baffle* 20° dan dengan penambahan *fins* pada setiap *tubes*.

Nilai koefisien konveksi yang telah didapatkan sebelumnya akan digunakan untuk menghitung nilai laju perpindahan panas (q). sebelum dilakukan perhitungan laju perpindahan panas perlu diketahui nilai dari ΔT_{lm} dari setiap variasi. Untuk hasil perhitungan ΔT_{lm} dapat dilihat pada Tabel 4.5 berikut,

Tabel 4. 5 Hasil perhitungan ΔT_{lm} dari setiap variasi

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		ΔT_{lm}
1	<i>Inclination</i> 0°	<i>No Finned Tubes</i>	130,150
2	<i>Inclination</i> 0°	<i>Finned Tubes</i>	126,784
3	<i>Inclination</i> 10°	<i>No Finned Tubes</i>	130,470
4	<i>Inclination</i> 10°	<i>Finned Tubes</i>	126,991
5	<i>Inclination</i> 20°	<i>No Finned Tubes</i>	131,194
6	<i>Inclination</i> 20°	<i>Finned Tubes</i>	128,144

Setelah didapatkan nilai ΔT_{lm} maka selanjutnya nilai ΔT_{lm} dan nilai koefisien konveksi digunakan untuk mencari nilai laju perpindahan panas pada setiap variasi. Untuk detail hasil perhitungan dapat dilihat pada Tabel 4.6 berikut ini,

Tabel 4. 6 Perhitungan nilai laju perpindahan panas

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		q (Watt)
1	<i>Inclination 0°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	342.776,839
2	<i>Inclination 0°</i>	<i>Finned Tubes</i>	417.015,055
3	<i>Inclination 10°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	348.463,514
4	<i>Inclination 10°</i>	<i>Finned Tubes</i>	423.604,162
5	<i>Inclination 20°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	336.791,549
6	<i>Inclination 20°</i>	<i>Finned Tubes</i>	399.401,210

Dengan data yang terdapat pada Tabel 4.6 menunjukkan untuk nilai laju perpindahan panas terendah didapatkan pada simulasi *heat exchanger* dengan variasi kemiringan *baffle* 20° dan tanpa penambahan *fins* yakni 336.791,549 Watt. Nilai terbesar didapatkan untuk *heat exchanger* dengan variasi kemiringan *baffle* 10° dan dengan penambahan *fins* yakni bernilai 423.604,162 Watt.

4.5 Pengaruh Sudut kemiringan *Segmental Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger Terhadap Pressure Drop*

Analisa yang dilakukan pada sub bab ini yaitu pengaruh variasi yang dilakukan terhadap *pressure drop*. untuk detail hasil dari perhitungan yang didapatkan, dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4. 7 Hasil simulasi nilai *pressure drop*

No	Variasi <i>Baffle</i> dan <i>Finned tubes</i>		<i>Pressure Drop</i> (Pa)
1	<i>Inclination 0°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1005,57
2	<i>Inclination 0°</i>	<i>Finned Tubes</i>	1080,89
3	<i>Inclination 10°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1058,13
4	<i>Inclination 10°</i>	<i>Finned Tubes</i>	1125,34
5	<i>Inclination 20°</i>	<i>No Finned Tubes</i>	899,15
6	<i>Inclination 20°</i>	<i>Finned Tubes</i>	914,88

Tabel 4.6 memperlihatkan hasil simulasi nilai *pressure drop* dari masing masing variasi. Hasil nilai *pressure drop* tertinggi

didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 10° with *fins* sebesar 1.157,586 Pa sedangkan untuk *pressure drop* terendah didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 20° without *fins* dengan nilai *pressure drop* 909,889 Pa

4.6 Pembahasan

Pada penelitian tugas akhir ini memiliki tujuan yakni mengetahui pengaruh variasi *finned tubes* dan pengaturan sudut *segmental baffle* terhadap perpindahan panas beserta *pressure drop*. Variasi pada penelitian ini menggunakan variasi perubahan sudut kemiringan pada *baffle* berjenis *segmental baffle* dengan nilai kemiringan 0° , 10° , dan 20° . Variasi ini dipilih karena *baffle segmental* memiliki karakteristik yang membuat aliran disisi *shell* mengalir *zigzag* yang dapat membuat peningkatan perpindahan panas namun dengan konsekuensi *pressure drop* yang tinggi. Dengan adanya sudut kemiringan dari *segmental baffle* dapat mengurangi efek dari peningkatan *pressure drop*. Selain faktor yang telah disebutkan *segmental baffle* dipilih karena memiliki performansi yang lebih baik dibandingkan beberapa jenis *baffle* lainnya dalam hal ekonomis. Selain dengan adanya kemiringan sudut sebagai variasi *heat exchanger*, variasi pada komponen lain *heat exchanger* yakni *tube* juga mendapatkan variasi dengan adanya penambahan *fins* pada setiap *tube* yang berada pada *heat exchanger*. *Fins* pada setiap *tube* yang digunakan berjenis longitudinal sebanyak dua buah pada setiap *tube*, variasi ini dipilih dikarenakan *fins tube* berbentuk longitudinal memiliki kelebihan dapat meningkatkan laju perpindahan panas dan juga banyak disarankan dalam pengaplikasian di *industrial*. Total simulasi yang dilakukan berjumlah enam simulasi.

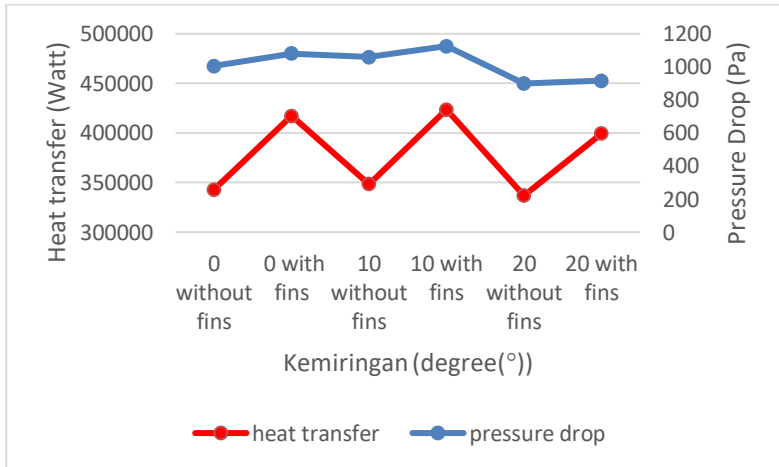
Analisa pertama yaitu mengetahui pengaruh sudut kemiringan *segmental baffle* dan *fins* pada *heat exchanger* terhadap distribusi *temperature*. Pada Gambar 4.2 dapat dikatakan bahwa distribusi *temperature* yang terdapat pada *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 0° tanpa *fins* kurang merata yang ditunjukkan dengan gradasi warna yang

terdapat pada gambar. Terlihat warna kuning dan *orange* lebih banyak di bandingkan dengan warna merah. *Temperature outlet* yang di hasilkan oleh *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 0° tanpa *fins* adalah $337,865^\circ\text{K}$. Sedangkan pada Gambar 4.3 terlihat warna kuning dan *orange* tidak sebanyak pada *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 0° tanpa *fins* dan warna merah lebih merata. Dengan penambahan *fins* hasil distribusi panas menjadi lebih baik di bandingkan dengan tidak menggunakan *fins*. Penggunaan *fins* ini menandakan bahwa distribusi panas di pengaruhi oleh luas area perpindahan panas yang terdapat didalam *heat exchanger*. *Outlet temperature* pada *heat exchanger Segmental Baffle* 0° dengan *fins* bernilai 342.902°K . Hasil yang sama didapatkan pada simulasi berikutnya pada variasi sudut kemiringan 10° dan 20° dengan menggunakan *fins* dan tanpa menggunakan *fins*, dimana *temperature outlet* mengalami peningkatan ketika adanya penambahan *fins*. Tetapi dengan adanya menambahkan sudut *baffle* akan mengkurangi *outlet temperature*. Ini dikarenakan dengan bertambahnya sudut maka kecepatan akan berkurang sehingga akan mempengaruhi kontak secara tidak langsung antara kedua fluida yang membuat *outlet temperature* berkurang.

Analisa kedua yaitu pengaruh sudut kemiringan *segmental baffle* dan *fin* pada *heat exchanger* terhadap distribusi kecepatan. Disini pengaruh dari *fins* akan membuat aliran lebih terbentuk dibandingkan dengan tidak adanya penambahan *fin* seperti dapat dilihat pada Gambar 4.8 dengan Gambar 4.9 dan juga dengan semakin besar sudut kemiringan *baffle* maka akan mempengaruhi bentuk aliran juga. Dapat dilihat perbandingan antara Gambar 4.8 dengan Gambar 4.12. Untuk nilai V_{maks} setiap variasi ditampilkan pada Tabel 4.1 Hasil V_{maks} Simulasi *Heat Exchanger*. V_{maks} tertinggi didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 10° dengan *fins* yang bernilai $0,587 \text{ m/s}$ dan untuk V_{maks} terendah didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* dengan kemiringan *baffle* 20° dengan *fins* yang bernilai $0,540 \text{ m/s}$. Dari Tabel 4.1 hasil V_{maks} Simulasi *Heat Exchanger* dapat dilihat bahwa geometri dari variasi akan

mempengaruhi kecepatan maksimal fluida seperti pengaruh dari sudut kemiringan.

Analisa ketiga yaitu pengaruh sudut kemiringan *segmental baffle* dan *fins* pada *heat exchanger* terhadap laju perpindahan panas. Penggunaan *fin* akan membuat nilai laju perpindahan panas lebih tinggi dibandingkan dengan tidak menggunakan *fin* dapat dilihat pada Tabel 4.6 Perhitungan Nilai Laju Perpindahan Panas. Nilai laju perpindahan panas terbaik ada pada variasi *heat exchanger Segmental Baffle* 10° dengan *fins* yang bernilai 423.604,162 Watt dan untuk laju perpindahan panas terendah didapatkan pada variasi *heat exchanger Segmental Baffle* 20° tanpa *fins* yang bernilai 336.791,549 Watt. Hal ini disebabkan oleh faktor geometri yang digunakan dimana pada penelitian ini didapatkan hasil maksimal pada variasi *heat exchanger Segmental Baffle* 10° dengan *fins*. Untuk memperjelas hasil simulasi dapat dilihat dari Gambar 4.14 dibawah ini



Gambar 4. 14 Garfik perbandingan nilai q dan *pressure drop*

Analisa keempat yaitu pengaruh sudut kemiringan *segmental baffle* dan *fin* pada *heat exchanger* terhadap *pressure drop*. Disini dapat dilihat pada hasil perhitungan yang diperlihatkan pada Tabel 4.7 Hasil Simulasi Nilai *Pressure Drop*

yaitu untuk nilai *pressure drop* terendah didapatkan oleh variasi *heat exchanger Segmental Baffle 20° without fins* dengan nilai 899,15 Pa dan untuk *pressure drop* tertinggi didapatkan oleh variasi *heat exchanger Segmental Baffle 10° with fins* yang bernilai 1125,34 Pa. Penggunaan *fin* pada variasi akan membuat nilai *pressure drop* meningkat dan semakin bertambahnya sudut akan membuat *pressure drop* berkurang. Dan untuk perbandingan hasil yang didapatkan dengan nilai Q dapat dilihat pada Gambar 4.14.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan dari penelitian ini yakni dengan melakukan variasi *heat exchanger* menggunakan sudut kemiringan dari *segmental baffle* akan mempengaruhi nilai pada *pressure drop*. Sedangkan untuk penggunaan variasi penambahan *fins* bertipe longitudinal berjumlah dua buah pada setiap *tube* akan mempengaruhi pada area perpindahan panas dan akan membuat nilai dari laju perpindahan panas bertambah besar. Untuk laju perpindahan panas tertinggi didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* 10^0 dengan *fins* pada setiap *tube* dengan nilai yakni 423.604,162 Watt dan untuk *pressure drop* paling rendah didapatkan oleh variasi *heat exchanger segmental baffle* 20^0 tanpa penambahan *fins* pada setiap *tube* dengan nilai 899,15 Pa.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th*, America: John Wiley & Sons, 2011.
- [2] J. Zhang, Y. He and W. Tao, "3D Numerical Simulation On Shell And Tube Heat Exchanger With Middle Overlapped Helical Baffle And Continuous Baffle - Part I : Numerical Model And Results of Whole Heat Exchanger With Middle-Overlapped Helical Baffles," *Internasional Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 52, pp. 5371-5380, 2009.
- [3] K. J. Bell, "Heat Exchanger Design for the Process Industries," *Journal of Heat Transfer*, no. 126, pp. 877-885, 2004.
- [4] A. Rahim and S. Saad Jamel, "Shell Side CFD Analysis of A Small Shell and Tube Heat Exchanger Considering The Effects of Baffle Inclination on Fluid Flow," in *Trends and Advances in Mechanical Engineering*, YMCA University of Science & Technology, Faridabad, Haryana, 2012.
- [5] S. R. P. W. P. and N. P. , "Analysis and Experimentation of Shell and Tube Heat Exchanger with Different Orientation of Baffle," *Internasional Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET)*, vol. 4, no. VI, 2016.
- [6] M. Wen and C. Ho, "Heat Transfer Enhancement in Fin and Tube Heat Exchanger With Improved Fin Design," *Applied Thermal Engineering*, no. 29, pp. 1050-1057, 2009.
- [7] V. Ajaykumar and R. Titus, "Computational and Experimental Investigation of Shell and Tube Heat Exchanger with Finned Tubes under Various Flow Rates," *Internasional Journal for Innovative Research in Science & Technology* , vol. 3, no. 01, 2016.
- [8] E. Ozden and I. Tari, "Shell side CFD analysis of small shell-

- and-tube heat exchanger," *Energy Conversion and Management*, pp. 1004-1014, 2010.
- [9] R. Rao and A. Saroj, "Economic Optimization of Shell and Tube Heat Exchanger using Jaya Algorithm with Maintenance Consideration," *Applied Thermal Engineering*, no. 6, pp. 473-487, 2017.
- [10] M. Thirumarimurungan, T. Kannadasan and E. Ramasamy, "Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System," *American Journal of Applied Science*, vol. 5, no. 5, pp. 548-552, 2008.
- [11] R. Shah and D. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, inc., 2003.
- [12] B. Zohuri, "Heat Exchanger Type and Classifications," in *Springer International Publishing Switzerland*, Switzerland, 2017.
- [13] R. C. Byrne, *Standards Of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*, Tarrytown, New York, 2007.
- [14] V. Pandiyarajan, M. Chinna Pandian, E. Malan, R. Velraj and R. Seeniraj, "Experimental Investigation on Heat Recovery from Diesel Engine Exhaust using Finned Shell and Tube Heat Exchanger and Thermal Storage System," *Applied Energy*, vol. 88, no. 1, pp. 77-87, 2011.
- [15] M. R. Bruce, *Fundamentals of Fluid Mechanics*, New York: Willey, 2002.
- [16] J. Holman, *Perpindahan Kalor*, Bandung: Erlangga, 1980.
- [17] N. Fatchurrohman and S. T. Chia, "Performance of hybrid nano-micro reinforced mgmetal matrix composites brake calliper: simulation approach," in *4th International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER)*, 2017.

- [18] D. Kumar and A. Muchrikar, "Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger With and Without," *International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology*, vol. 2, no. 3, pp. 453-459, 2017.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Tabel A. 1 Perhitungan Reynolds number

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	V_{maks}	$Re_D = \frac{VD}{\nu}$	Reynolds Number
1	Inclination 0° <i>No Finned Tubes</i>	0.560953	$\frac{0.560953 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	26.153,068
2	Inclination 0° <i>Finned Tubes</i>	0.577678	$\frac{0.577678 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	26.932,831
3	Inclination 10° <i>No Finned Tubes</i>	0.570854	$\frac{0.570854 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	26.614,678
4	Inclination 10° <i>Finned Tubes</i>	0.587911	$\frac{0.587911 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	27.409,919
5	Inclination 20° <i>No Finned Tubes</i>	0.54328	$\frac{0.54328 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	25.329,108
6	Inclination 20° <i>Finned Tubes</i>	0.540089	$\frac{0.540089 \times 0.04}{8.57954 \times 10^{-7}}$	25.180,335

Tabel A. 2 Perhitungan Nusselt Number

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	$Nu_D = 0.023 Re_{D,max}^{0.8} Pr^{0.4}$
1	Inclination 0° <i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 26.153,06862^{0.8} \times 5.83^{0.4}$
2	Inclination 0° <i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 26.932,83104^{0.8} \times 5.83^{0.4}$
3	Inclination 10° <i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 26.614,67865^{0.8} \times 5.83^{0.4}$
4	Inclination 10° <i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 27.409,91977^{0.8} \times 5.83^{0.4}$
5	Inclination 20° <i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 25.329,10800^{0.8} \times 5.83^{0.4}$
6	Inclination 20° <i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 25.180,33539^{0.8} \times 5.83^{0.4}$

Tabel A. 3 Perhitungan koefisien konveksi

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	$h = Nu_D \times \frac{k}{D}$	Koefisien Konveksi (Watt/m ² K)
1	Inclination 0° <i>No Finned Tubes</i>	$159,2257783 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.440,135053
2	Inclination 0° <i>Finned Tubes</i>	$163,0124832 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.498,166305
3	Inclination 10° <i>No Finned Tubes</i>	$161,4701465 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.474,529995
4	Inclination 10° <i>Finned Tubes</i>	$165,3185050 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.533,506090
5	Inclination 20° <i>No Finned Tubes</i>	$155,1998062 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.378,437029
6	Inclination 20° <i>Finned Tubes</i>	$154,4701137 \times \frac{0,613}{0,004}$	2.367,254492

Tabel A. 4 Perhitungan perbedaan *temperature*

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	$T_s - T_o$	$T_s - T_i$
1	Inclination 0° <i>No Finned Tubes</i>	112,13411	150
2	Inclination 0° <i>Finned Tubes</i>	106,09773	150
3	Inclination 10° <i>No Finned Tubes</i>	112,71437	150
4	Inclination 10° <i>Finned Tubes</i>	106,46526	150
5	Inclination 20° <i>No Finned Tubes</i>	114,03135	150
6	Inclination 20° <i>Finned Tubes</i>	108,52283	150

Tabel A. 5 Perhitungan ΔT

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	$\Delta T_{tm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)}$	ΔT_{tm}
1	Inclinatio n 0° <i>No Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 112,13411}{\ln \left(\frac{150}{112,13411} \right)}$	130.1502899
2	Inclinatio n 0° <i>Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 106,09773}{\ln \left(\frac{150}{106,09773} \right)}$	126.7845359
3	Inclinatio n 10° <i>No Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 112,71437}{\ln \left(\frac{150}{112,71437} \right)}$	130.4704391
4	Inclinatio n 10° <i>Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 106,46526}{\ln \left(\frac{150}{106,46526} \right)}$	126.9913568
5	Inclinatio n 20° <i>No Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 114,03135}{\ln \left(\frac{150}{114,03135} \right)}$	131.1949332
6	Inclinatio n 20° <i>Finned Tubes</i>	$\frac{150 - 108,52283}{\ln \left(\frac{150}{108,52283} \right)}$	128.1446043

Tabel A. 6 Perhitungan Laju perpindahan panas

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	$q = h \cdot (N\pi DL) \cdot \Delta T_{tm}$	q (Watt)
1	Inclinatio n 0° <i>No Finned Tubes</i>	$2440,135053 \times (1.07932) \times 130.1502899$	342776,839
2	Inclinatio n 0° <i>Finned Tubes</i>	$2498,16630 \times (1.316663) \times 126,7845359$	417015,0554
3	Inclinatio n 10° <i>No Finned Tubes</i>	$2474,52999 \times (1.07932) \times 130,4704391$	348463,5144
4	Inclinatio n 10° <i>Finned Tubes</i>	$2533,50609 \times (1.316663) \times 126,9913568$	423604,162
5	Inclinatio n 20° <i>No Finned Tubes</i>	$2378,437029 \times (1.07932) \times 131,1949332$	336791,5498
6	Inclinatio n 20° <i>Finned Tubes</i>	$1367,25449 \times (1.316663) \times 128,1446043$	399401,2101

Tabel A. 7 Perhitungan *pressure drop*

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		<i>Pressure output – pressure input</i>	q (Watt)
1	Inclination 0°	No <i>Finned Tubes</i>	1010,8471 – 5,2755011	1005,5715
2	Inclination 0°	<i>Finned Tubes</i>	1097,3244 – 16,433518	1080,890
3	Inclination 10°	No <i>Finned Tubes</i>	1063,4124 – 5,2732157	1058,139
4	Inclination 10°	<i>Finned Tubes</i>	1141,4681 – 16,118206	1125,349
5	Inclination 20°	No <i>Finned Tubes</i>	904,52133 – 5,3676282	899,153
6	Inclination 20°	<i>Finned Tubes</i>	929,27346 – 14,386707	914,886

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Hafizha Ega Widityo yang akrab disapa Ega. Penulis lahir di Kota Bogor Jawa Barat pada tanggal 20 Nopember 1996. Penulis menempuh pendidikan di SD Negeri Sukadamai 3 (2003-2009), SMP Negeri 4 Kota Bogor (2009-2012), dan SMA Negeri 3 Kota Bogor (2012-2015). Pendidikan sarjana ditempuh di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem ITS melalui jalur SNMPTN 2015. Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam organisasi kemahasiswaan HMTF-ITS pada periode 2016-2017 sebagai staff Departemen Eksternal & 2017-2018 sebagai Wakil Kepala Departemen Eksternal. Selain itu, penulis pernah melakukan *internship* program selama 1 bulan di PT. Industri Gula Glenmore Banyuwangi pada bulan Agustus 2019. Bidang minat penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir adalah rekayasa energi dan pengondisian lingkungan. Pada bulan Januari 2020, Penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **“Analisa Kinerja Heat Exchanger Dengan penambahan Finned Tubes Dan Pengaturan Sudut Kemiringan Segmental Baffle Menggunakan Metode Computational Fluid Dynamics”**. Apabila terdapat saran, kritik, ataupun diskusi terhadap Tugas Akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui email hafizha.he@gmail.com

