

# **TUGAS AKHIR**

## **SIMULASI NUMERIK ALAT PENUKAR KALOR PIPA GANDA ALIRAN BERLAWANAN TERHADAP PERPINDAHAN PANAS DAN PENURUNAN TEKANAN**

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh  
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik  
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

**Disusun Oleh:**

**AGUS SULISTIADI**

**1507230105**



**UMSU**

Unggul | Cerdas | Terpercaya

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA  
MEDAN  
2019**

## HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:

Nama : Agus Sulistiadi  
NPM : 1507230105  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Pipa Ganda Aliran  
Berlawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Penurunan  
Tekanan  
Bidang ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 14 Maret 2019

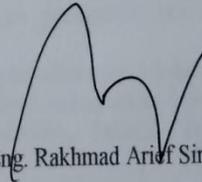
Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



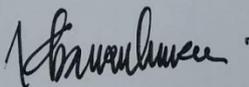
M. Yani, S.T., M.T

Dosen Penguji II



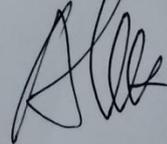
Dr. Eng. Rakhmad Arief Siregar

Dosen Penguji III



Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Penguji IV



Sudirman Lubis, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin



## SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Agus Sulistiadi  
Tempat /Tanggal Lahir : Sei Musam, 08-11-1995  
NPM : 1507230105  
Fakultas : Teknik  
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

**“Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Pipa Ganda Aliran Berlawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan”,**

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Sipil/Mesin/Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 07 Maret 2019

Saya yang menyatakan,

 Agus Sulistiadi

## ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui penurunan tekanan serta koefisien perpindahan panas dari suatu alat penukar kalor pipa ganda jenis aliran berlawanan dengan melakukan variasi laju aliran masuk berdasarkan bilangan reynold. Metode yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari material tembaga nilai kekasaran 1,5 micrometer dengan jenis fluida yang digunakan adalah air. Alat penukar kalor ini menggunakan jenis aliran berlawanan dimana temperatur air masuk pada pipa luar sebesar 100°C yang digunakan untuk mendinginkan fluida pada pipa dalam dengan temperature aliran masuknya sebesar 18°C. Hasil penelitian ini bertujuan untuk menganalisa seberapa besar pengaruh bilangan reynold terhadap penurunan tekanan. Berdasarkan data yang diperoleh dari simulasi pada bilangan reynold 1000 menunjukkan nilai penurunan tekanan sebesar 0,022 Pa Sedangkan pada bilangan reynold 2000 diperoleh nilai penurunan tekanan sebesar 0,040 Pa. Sedangkan nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi pada bilangan reynold 1000 sebesar 1018,9 W/m<sup>2</sup>/K pada bilangan reynold 2000 sebesar 1274,46 W/m<sup>2</sup>/K. Dari hasil simulasi diatas dapat disimpulkan bahwa apabila semakin besar bilangan reynold suatu aliran maka semakin besar pula penuruan tekanan dan nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi.

Kata kunci :Alat penukar kalor, Pipa ganda, Fluida, Tekanan.

## ABSTRACT

*This study aims to determine the pressure drop as well as the heat transfer coefficient of an opposite flow type double pipe heat exchanger by varying the input flow based on the reynold number. The method used in this study is made of copper material 1.5 micrometer roughness value with the type of fluid used is water. This heat exchanger uses an opposite flow type where the temperature of the inlet water at the outer pipe is 100oC which is used to cool the fluid in the inner pipe with an inlet temperature of 18oC. The results of this study aim to analyze how much influence the reynold number has on pressure drop. Based on data obtained from simulations on reynold number 1000, the value of pressure drop is 0.022 Pa, while in the 2000 reynold number the pressure drop value is 0.040 Pa. While the heat transfer coefficient that occurs at the reynold number of 1000 is 1018.9 W / m<sup>2</sup> / K at the 2000 reynold number of 1274.46 W / m<sup>2</sup> / K. From the simulation results above, it can be concluded that if the greater the reynold number of a flow, the greater the pressure reduction and the heat transfer coefficient that occurs.*

*Keywords: Heat Exchanger, pipeline, fluid, pressure*

## KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Pipa Ganda Aliran Berlawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Orang tua penulis: Sujiono dan Mesni yang telah bersusah payah membesarkan dan membiayai studi penulis
2. Bapak Khairul Umurani, S.T.,M.T. selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Sudirman Lubis, S.T.,M.T. selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Muhammad Yani, S.T.,M.T. selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, sekaligus sebagai Dekan Fakultas Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
5. Bapak Dr. Rakhmad Arief Siregar, S.T.,M.Eng. selaku Dosen Pembimbing II dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, .
6. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu keteknikan kepada penulis.

7. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
8. Keluarga tercinta serta kakak dan adik penulis Sulis Afrianti, Romi Irawan, Muhammad Fadli, Jaka Fadilah, dan Siti Fatanah dan lainnya.
9. Sahabat-sahabat penulis: Fiki Ariza, Rendy Kuswari, Syahdana Amin, Bayu Pratama, Alfian Syahputra, Wahyu Eka Syahputra, Rekan-rekan kelas A1 Pagi Teknik Mesin-UMSU, dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu per satu.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia teknik Mesin/Sipil/Elektro.

Medan, 07 Maret 2019

Agus Sulistiadi



2.3.2.4. AlatPenukarKalorPipaGanda ( <i>Double Pipe Heat Exchanger</i> )	11
2.4. Tipe-tipeAlatPenukarKalorBerdasarkanSusunanPipa	11
2.4.1. PenukarKalorTipeAliranSejajar	11
2.4.2. PenukarKalorTipeAliranBerlawanan	11
2.4.3. AlatPenukarKalorTipeAliranSilang	12
2.5. LajuPerpindahanKalorPadaAlatPenukarKalorPipaGanda	12
2.5.1. KoefisienPerpindahanKalorMenyeluruh	12
2.5.1.1. KoefisienPerpindahanKalorKonveksiPipa BagianDalam	13
2.5.1.2. KoefisienPerpindahanKalorKonveksiPadaPipa BagianLuar	13
2.5.2. LuasPermukaanPerpindahanPanas	13
2.5.3. SelisihTemperaturLogaritmik	14
2.5.4. FaktorPengotoran ( <i>Fouling Factor</i> )	15
2.5.5. PerpindahanPanasAntaraDuaFluidaPada SebuahDinding	16
2.6. SimulasiPadaKomputer	17
2.6.1. KomputasiDinamikaFluida	17
2.6.1.1. Pemilihan Model Matematis	17
2.6.1.2. Diskritasi	17
2.6.1.3. AnalisisSkemaNumerik	18
2.6.1.4. PenyelesaianNumerik	18
2.6.1.5. PemrosesanGrafis	18
2.6.1.5.1. PemrosesanAwal	18
2.6.1.5.2. PerumusanMasalah	18
2.6.1.5.3. PemrosesanAkhir	18
2.6.2. PersamaanDiferensial Parsial	19
2.6.3. BentukUmumHukumKonservasi	21
<b>BAB 3 METODOLOGI</b>	<b>25</b>
3.1. TempatdanWaktu	25
3.1.1. Tempat	25
3.2.1. Waktu	25
3.2. Alat Dan Bahan	26
3.2.1. Alat Yang Digunakan	26
3.2.1.1. Laptop	26
3.2.2. Bahan Yang Digunakan	27
3.2.2.1. Literatur	27
3.2.2.2. Buku-bukuReferensi	27
3.2.2.3. Jurnal-jurnal	27
3.3. Diagram Alir	28
3.4. Perencanaan Model Dengan <i>Software Solidworks</i> 2014	29
<b>BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN</b>	<b>37</b>
4.1. HasilSimulasi	37
4.1.1. SimulasiLajuAliran Massa Berdasarkan BilanganReynold 1000	37

4.1.1.1. Penurunan Tekanan/ <i>Pressure Drop</i> ( $\Delta p$ )	38
4.1.1.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total	39
4.1.2. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 2000	39
4.1.2.1. Penurunan Tekanan	40
4.1.2.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total	40
4.1.3. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 3000	40
4.1.3.1. Penurunan Tekanan/	41
4.1.3.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total	42
4.1.4. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 4000	42
4.1.4.1. Penurunan Tekanan	43
4.1.4.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total	43
4.1.5. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 5000	44
4.1.5.1. Penurunan Tekanan	45
4.1.5.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total	45
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b>	<b>48</b>
5.1. Kesimpulan	48
5.2. Saran	48

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**

**LEMBAR ASISTENSI**

**DAFTAR RIWAYAT HIDUP**

## Daftar Tabel

Tabel 2.1. <i>Fouling factor (coeficients)</i>	15
Tabel 2.2. Klasifikasi orde dan linearitas persamaan diferensial parsial	20
Tabel 2.3. Klasifikasi persamaan diferensial parsial orde dua-linear	21
Tabel 3.1. Waktu pelaksanaan kegiatan	25
Tabel 4.1. Hasil simulasi penurunan tekanan dan perpindahan panas terhadap laju aliran massa berdasarkan bilangan reynold	46

## Daftar Gambar

Gambar 2.1. Penampang Alat Penukar Kalor Pipa Ganda	13
Gambar 2.2. Distribusi temperature untuk aliran berlawanan arah pada penukar kalor pipa ganda	14
Gambar 2.3. Peristiwa Konveksi Pada Sebuah Dinding	16
Gambar 2.3. Bentuk umum persamaan konservasi untuk kuantitas skalar	22
Gambar 2.4. Konservasi pada elemen diskret	24
Gambar 3.1. Komputer yang digunakan	26
Gambar 3.2. Perangkat lunak <i>solidworks</i> 2014	27
Gambar 3.3. Diagram alir	28
Gambar 3.3. Tampilan awal <i>solidworks</i> 2014	29
Gambar 3.4. <i>Front plane</i>	29
Gambar 3.5. <i>Sketch</i> pipa	30
Gambar 3.6. Memberi ukuran pada <i>sketch</i>	30
Gambar 3.7. <i>Extrude sketch</i>	30
Gambar 3.8. <i>Sketch</i> pipa <i>inlet</i>	31
Gambar 3.9. <i>Extrude sketch</i> bentuk <i>flange</i> pipa	31
Gambar 3.10. Membuat <i>sketch</i> lubang baut pada pipa	31
Gambar 3.11. Menggandakan lubang baut pada <i>flange</i>	32
Gambar 3.12. <i>Assembling</i>	32
Gambar 3.13. Memilih <i>part</i> untuk dirakit	32
Gambar 3.14. Menyatukan <i>part</i>	33
Gambar 3.15. Membuat <i>lids</i>	33
Gambar 3.16. Menambahkan menubar <i>solidwork</i> flow simulation	33
Gambar 3.17. Memulai simulasi	34
Gambar 3.18. Menentukan jenis material	34
Gambar 3.19. Menentukan jenis fluida	34
Gambar 3.20. Menentukan nilai kekasaran permukaan	35
Gambar 3.21. Memasukan besar kecepatan dan temperatur fluida	35
Gambar 3.22. Menentukan nilai pressure dan temperature	35
Gambar 3.23. Menentukan goals	36
Gambar 3.24. Proses running	36
Gambar 3.25. Cut plot	36
Gambar 3.26. Hasil simulasi visualisasi tekanan dan temperature	37
Gambar 4.1. Visualisasi pressure drop dan perpindahan kalor pada $\dot{m}$ sebesar 0,0165 kg/s dan 0,0221 kg/s	39
Gambar 4.2. Visualisasi pressure drop dan perpindahan kalor pada $\dot{m}$ sebesar 0,033 kg/s dan 0,044 kg/s	41
Gambar 4.3. Visualisasi pressure drop dan perpindahan kalor pada $\dot{m}$ sebesar 0,049 kg/s dan 0,066 kg/s	43
Gambar 4.4. Visualisasi pressure drop dan perpindahan kalor pada $\dot{m}$ sebesar 0,066 kg/s dan 0,088 kg/s	45
Gambar 4.5. Visualisasi pressure drop dan perpindahan kalor pada $\dot{m}$ sebesar 0,083 kg/s dan 0,110 kg/s	48

## Daftar Notasi

Q	= laju aliran kalor (W)
k	= konduktifitas termal bahan ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )
A	= luas penampang ( $\text{m}^2$ )
$q_c$	= Laju perpindahan kalor secara konveksi (W)
$h_c$	= Koefisien perpindahan kalor secara konveksi ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ )
A	= Luas perpindahan kalor ( $\text{m}^2$ )
$\Delta T$	= Beda antara suhu permukaan $T_w$ dan suhu fluida T
$q_r$	= Laju perpindahan panas radiasi (W)
$\sigma$	= Konstanta steven boltzman = $5.6697 \times 10^{-8} \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$
A	= Luas permukaan ( $\text{m}^2$ )
T	= Temperatur ( $^\circ\text{C}$ )
$\sigma$	= Konstanta Stefan-Boltzman ( $5.669 \times 10^{-8} \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$ )
T	= Temperatur ( $^\circ\text{C}$ )
P	= kerapatan fluida ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$U$	= kecepatan aliran (m/s)
D	= diameter pipa (m)
$\mu$	= viskositas dinamik ( $\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ )
Re	= adalahbilangan Reynolds
Pr	= adalahbilanganPrandtl
P	= tekananfluida (Pa atau $\text{N}/\text{m}^2$ )
F	= gaya (N)
$\Delta P$	= penurunan tekanan ( $\text{N}/\text{m}^2$ )
Nu	= BilanganNuselt
k	= Konduktifitastermal ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )
$h_i$	= koefisienperpindahanpanaskonveksipadapipabagiandalam ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ )
$D_h$	= Diameter hidrolis (m)
Nu	= BilanganNusselt
K	= konduktivitastermal ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Alat penukar kalor merupakan suatu alat pertukaran energi panas antara beberapa fluida). Alat ini banyak digunakan diberbagai jenis aplikasi seperti pada proses heating ventilation and air conditioning (HVAC) sistem, sistem radiator dan lain- lain. Seperti pada proses dalam radiator mobil, air radiator mengambil panas mesin dan kemudian didinginkan dalam pipa oleh udara yang mengalir dengan menggunakan bantuan fan. Beberapa tipe dari konstruksi alat penukar kalor antara lain tipe *shell and tube*, pipa ganda, aliran berlawanan dan tipe plat. Tipe *shell and tube* sangat baik untuk fluida yang bertekanan tinggi. Pada tipe plat memiliki permukaan yang luas sehingga peluang untuk proses transfer panas sangat besar. Pada tipe pipa ganda, aliran fluida dapat searah ataupun berlawanan satu dengan yang lainnya.

Berkembangnya teknologi *hardware* dan *software* pada komputer sangat membantu dalam proses desain dan simulasi karena dapat mensimulasikan perhitungan numerik dan memvisualisasikan hal-hal yang mungkin terjadi pada proses simulasi yang selanjutnya dapat diaplikasikan dilapangan.

*Software solidworks* dapat digunakan untuk menganalisa kecacatan yang mungkin terjadi pada saat proses pengoperasian alat, karena program *solidworks* memungkinkan untuk dapat mengetahui hasil pendekatan kecacatan melalui simulasi dan meminimaliskan kecacatan produk. Demikian dapat dilakukan simulasi untuk mengetahui faktor-faktor penyebab kerugian yang mungkin saja dapat terjadi.

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka penulis tertarik untuk membuat judul sebagai tugas akhir yang berjudul **“SIMULASI NUMERIK ALAT PENUKAR KALOR PIPA GANDA ALIRAN BERLAWANAN TERHADAP PERPINDAHAN PANAS DAN PENURUNAN TEKANAN”**.

## 1.2. Rumusan Masalah

Mengacu pada latar belakang diatas maka, dilakukan analisa lebih lanjut tentang aliran berlawanan dan penurunan tekanan, oleh karena itu perumusan masalahnya adalah untuk mensimulasikan persebaran panas, penurunan tekanan (*pressure drop*) dalam mengaplikasikan alat penukar kalor pipa ganda.

## 1.3.. Batasan Masalah

Analisa ini hanya dibatasi untuk alat penukar kalor pipa ganda dengan diameter pipa luar 6 inci, dan diameter pipa dalam 3 inci. Degaan tujuan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap perpindahan kalor menyeluruh dan penurunan tekanan pada *heat exchanger* pipa ganda dengan arah aliran berlawanan.

## 1.4. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan yang hendak dicapai dalam analisa ini mmencakup apa yang menjadi sasaran dan harapan yaitu:

1. Agar diperoleh perpindahan kalor dan besar penurunan tekanan dari suatu suatu desain alat khususnya alat penukar kalor pipa ganda.
2. Menganalisa pengaruh laju aliran massa terhadap perpindahan kalor dan penurunan tekanan.

## 1.5. Manfaat Penelitian

Sedangkan manfaat yang diperoleh dari penulisan laporan ini adalah:

1. Dapat memberikan informasi dan masukan kepada pembaca maupun penulis sebagai pengetahuan dan pengembangan serta penyempurnaan alat penukar kalor pipa ganda.
2. Memperluas wawasan pembaca maupun penulis tentang *heat exchanger*.
3. Sebagai laporan pertanggung jawaban mahasiswa atas pengerjaan skripsi kepada pihak yang berkepentingan.

## 1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang dipakai dalam penyusunan laporan akhir ini adalah :

### BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini menerangkan secara garis besar latar belakang masalah, tujuan, pembatasan masalah, metode penulisan yang digunakan, dan sistematika penulisan.

### BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini terdiri atas kajian pustaka dan landasan teori.

### BAB 3 METODE PENELITIAN

Bab ini terdiri atas rancangan penelitian, bahan dan alat, mengamati proses analisa numerik menggunakan *software solidworks 2014*.

### BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini merupakan bagian yang terhitung atau inti dari pembahasan laporan akhir ini, yang menjelaskan tentang analisa data hasil pengamatan dan analisa numerik.

### BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini merupakan bab akhir dari laporan yang berisi tentang kesimpulan dan saran yang merupakan hasil dari semua pembahasan dari bab-bab sebelumnya.

### DAFTAR PUSTAKA

Memuat referensi yang di pergunakan untuk menyelesaikan laporan tugas akhir.

### LAMPIRAN

Berisi pelengkap laporan penelitian.

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Perpindahan Panas

Panas adalah salah satu bentuk energi yang dapat dipindahkan dari suatu tempat ketempat lain, tetapi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan samasekali. Perpindahan panas adalah proses pertukaran panas yang terjadi antara benda panas dan benda dingin, yang masing-masing disebut *source and receiver* (sumber dan penerima). Dalam suatu proses, panas dapat mengakibatkan terjadinya kenaikan suhu suatu zat dan atau perubahan tekanan, reaksi kimia dan kelistrikan. Proses terjadinya perpindahan panas dapat dilakukan secara langsung, yaitu fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin tanpa adanya pemisah dan secara tidak langsung, yaitu bila diantara fluida panas dan fluida dingin tidak berhubungan langsung tetapi dipisahkan oleh sekat-sekat pemisah. Ada 3 macam caraperpindahan panas yaitu: (Suswanto, dkk, 2015)

##### 2.1.1. Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah mekanisme perpindahan panas yang terjadi dengan suatu aliran atau rambatan proses dari suatu benda yang bertemperatur lebih tinggi ke benda yang bertemperatur lebih rendah atau dari suatu benda ke benda lain dengan kontak langsung, dengan kata lain proses perpindahan panas secara molekuler dengan perantara molekul-molekul yang bergerak. Perpindahan panas konduksi dapat berlangsung pada zat padat, cair atau gas. Secara umum laju aliran kalor secara konduksi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$qk = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

##### 2.1.2. Konveksi

Perpindahan kalor secara konveksi adalah proses perpindahan energi dengan kerja gabungan dari konduksi kalor, penyimpanan energi dan gerakan mencampur. Perpindahan kalor secara konveksi dari suatu permukaan yang suhunya di atas suhu fluida disekitarnya berlangsung dalam beberapa tahap. Pertama, kalor akan mengalir dengan cara konduksi dari permukaan ke partikel-

partikel fluida yang berbatasan. Energi yang berpindah dengan cara demikian akan menaikkan suhu dan energi dalam partikel-partikel fluida tersebut. Kedua, partikel-partikel tersebut akan bergerak ke daerah suhu yang lebih rendah dimana partikel tersebut akan bercampur dengan partikel-partikel fluida lainnya.

Perpindahan panas konveksi adalah mekanisme perpindahan panas yang terjadi dari suatu benda ke benda yang lain dengan perantara benda itu sendiri. Perpindahan panas konveksi ada 2 macam yaitu konveksi paksa dan konveksi bebas. Konveksi alami adalah perpindahan molekul-molekul didalam zat yang dipanaskan karena adanya perbedaan density, Konveksi paksaan yaitu perpindahan panas konveksi yang berlangsung dengan bantuan tenaga lain.

Perpindahan kalor secara konveksi dapat dikelompokkan menurut gerakan alirannya, yaitu konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Apabila gerakan fluida tersebut terjadi sebagai akibat dari perbedaan densitas (kerapatan) yang disebabkan oleh gradient suhu maka disebut konveksi bebas atau konveksi alamiah (*natural convection*). Bila gerakan fluida tersebut disebabkan oleh penggunaan alat dari luar, seperti pompa atau kipas, maka prosesnya disebut konveksi paksa. (Awwaludin, 2007)

Laju perpindahan kalor antara suatu permukaan plat dan suatu fluida dapat dihitung dengan hubungan :

$$q_c = h_c \cdot A \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

Konveksi dapat dibedakan menjadi dua jenis yaitu:

#### 2.1.2.1. Konveksi Bebas (Konveksi alamiah)

Konveksi alami adalah perpindahan panas yang terjadi karena fluida yang berubah kerapatan jenisnya sendiri sehingga bergerak naik dengan kata lain terjadi secara alami.

#### 2.1.2.2. Konveksi Paksa

Konveksi paksa adalah perpindahan panas yang terjadi karena fluida bergerak disebabkan adanya dorongan dari peralatan dari luar seperti kipas atau blower, pompa dan lain sebagainya. (Angky Puspawan, 2015)

#### 2.1.3. Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi berlangsung karena adanya pancaran tanpa medium. Benda hitam memancarkan energi radiasi yang paling besar.

Adapun laju perpindahan panas secara radiasi dapat dihitung dengan menggunakan rumus: (Cengel, Yunus. A, 2003) & (Holman, J.P. 1993)

$$q_r = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (2.3)$$

Untuk benda yang bukan benda hitam akan memancarkan energi sesuai persamaan di bawah ini:

$$Q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (2.4)$$

Sedangkan untuk persamaan perpindahan kalor sesama bendahitam adalah:

$$Q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.5)$$

## 2.2. Lapis Batas Termal

Lapis batas termal (*Thermal boundary layer*) adalah daerah dimana terdapat gradien suhu aliran. Gradien suhu ini terjadi akibat proses penukaran kalor antara fluida dengan dinding tabung.

### 2.2.1. Aliran Terbentuk Penuh

Apabila fluida memasuki tabung dengan kecepatan seragam, fluida akan melakukan kontak dengan permukaan dinding tabung sehingga viskositas menjadi penting dan lapisan batas akan berkembang. Perkembangan ini terjadi bersamaan dengan menyusunnya daerah aliran inviscid diakhiri dengan bergabungnya lapisan batas pada garis pusat tabung. Jika lapisan-lapisan batas tersebut telah memenuhi seluruh tabung, maka dikatakan aliran berkembang penuh.

Dalam mekanika fluida, bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasikan jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar dan turbulen. Hal ini didasarkan pada suatu keadaan bahwa dalam satu tabung / pipa atau dalam satu tempat mengalirnya air, sering terjadi perubahan menjadi aliran yang satu menajadi aliran yang lain. Perubahan bentuk aliran ini pada umumnya tidaklah terjadi secara tiba-tiba tetapi memerlukan waktu, yakni suatu waktu yang relatif pendek dengan diketahuinya kecepatan kritis dari suatu aliran.

Bilangan *Reynolds* untuk aliran dalam pipa dapat di definisikan dengan.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \quad (2.6)$$

Sedang bilangan Nusselt untuk aliran yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) di dalam tabung licin dapat dituliskan dengan persamaan:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.7)$$

### 2.2.2. Tekanan

Tekanan dinyatakan sebagai gaya per satuan luas. Untuk keadaan dimana gaya (F) terdistribusi merata atas suatu luas (A), maka:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.8)$$

Penurunan tekanan pada dua titik, pada ketinggian yang samadalam suatu fluida adalah:

$$P = (\gamma Hg - \gamma_{air})h \quad (2.9)$$

### 2.2.3. Panjang Masuk Termal dan Hidrodinamik

Panjang masuk hidrodinamik adalah panjang yang diperlukan saluran masuk tabung untuk mencapai kecepatan maksimum dari besaran aliran berkembang penuh. Sedang panjang kalor thermal adalah panjang yang dibutuhkan dari awal daerah perpindahan kalor untuk mencapai angka Nusselt local. Jika perpindahan kalor ke fluida dimulai segera setelah fluida memasuki saluran, lapisan batas kalor dan kecepatan mulai berkembang dengan cepat, maka keduanya diukur dari depan saluran. (Awwaludin, 2007)

### 2.2. Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Alat penukar panas adalah alat yang berfungsi untuk mengakomodasikan perpindahan panas dari fluida panas ke fluida dingin dengan adanya perbedaan temperatur, karena panas yang dipertukarkan terjadi dalam suatu sistem maka kehilangan panas dari suatu benda akan sama dengan panas yang diterima benda lain. Secara umum ada 2 tipe penukar panas, yaitu:

#### 2.2.1. Tipe kontak langsung

Tipe kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana antara dua zat yang dipertukarkan energinya dicampur atau dikontakkan secara langsung. Dengan demikian ciri khas dari alat penukar kalor tipe ini ialah bahwa kedua zat

yang dipertukarkan energinya saling berkontak secara langsung (bercampur) dan biasanya kapasitas energi yang dipertukarkan relatif kecil.

#### 2.2.2. Tipe kontak tidak langsung

Tipe tidak kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana antara kedua zat yang dipertukarkan energinya dipisahkan oleh permukaan bidang padatan seperti dinding pipa, pelat, dan lain sebagainya sehingga antara kedua zat tidak tercampur. Untuk meningkatkan efektivitas pertukaran energi, biasanya bahan permukaan pemisah dipilih dari bahan-bahan yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi seperti tembaga dan aluminium. Dengan bahan pemisah yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi diharapkan tahanan termal bahan tersebut akan rendah sehingga seolah-olah antara kedua zat yang saling dipertukarkan energinya seperti kontak langsung.

Seperti yang telah dikemukakan dalam pendahuluan terdapat banyak sekali jenis-jenis alat penukar kalor. Maka untuk mencegah timbulnya kesalahpahaman maka alat penukar kalor dikelompokkan berdasarkan fungsinya sebagai berikut:

##### 2.2.2.1. Kondensor

Alat penukar kalor ini digunakan untuk mendinginkan uap atau campuran uap sehingga berubah fasa menjadi cairan. Uap atau campuran uap akan melepaskan panas laten kepada pendingin, misalnya pada pembangkit listrik tenaga uap yang mempergunakan condensing turbin, maka uap uap bekas dari turbin akan dimasukkan kedalam kondensor, lalu diembunkan menjadi kondensat.

##### 2.2.2.2. Cooler

Alat penukar kalor ini digunakan untuk mendinginkan cairan atau gas dengan mempergunakan air sebagai media pendingin. Disini tidak terjadi perubahan fasa, dengan perkembangan teknologi dewasa ini maka pendingin cooler mempergunakan media pendingin berupa udara dengan bantuan kipas.

##### 2.2.2.3. Reboiler

Alat penukar kalor ini berfungsi mendidihkan kembali (*reboil*) serta menguapkan sebagian cairan yang diproses. Adapun media pemanas yang sering digunakan adalah uap atau zat panas yang sedang diproses itu sendiri.

##### 2.2.2.4. Evaporator

Alat penukar kalor ini digunakan untuk penguapan cairan menjadi uap. Dimana pada alat ini menjadi proses evaporasi (penguapan) suatu zat dari fasa cair menjadi uap. Yang dimanfaatkan alat ini adalah panas laten dan zat yang digunakan adalah air atau refrigerant cair.

#### 2.2.2.5. *Chiller*

Alat penukar kalor ini digunakan untuk mendinginkan fluida sampai pada temperature yang rendah. Temperature fluida hasil pendinginan didalam chiller yang lebih rendah bila dibandingkan dengan fluida pendinginan yang dilakukan dengan pendingin air. Media pendingin yang biasa digunakan pada chiller adalah freon atau amoniak.

#### 2.2.2.6. *Heat exchanger*

Alat penukar kalor ini untuk melaksanakan perpindahan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya. Proses perpindahan panas tersebut dapat terjadi secara langsung, dimana fluida yang akan dipanaskan bercampur dengan fluida pemanasnya, maupun secara tidak langsung dimana fluida pemanasnya tidak berhubungan secara langsung dengan fluida pemanasnya.

### 2.3. Jenis-Jenis Alat Penukar Kalor

Dikarenakan begitu banyaknya jenis *heat exchanger*, maka dalam pembahasan ini akan dibatasi pada alat penukar kalor jenis *heat exchanger* yang banyak dijumpai dalam industri perminyakan. *Heat exchanger* ini juga banyak mempunyai jenis-jenisnya.

Perlu diketahui bahwa untuk alat-alat ini terdapat suatu terminology yang telah distandarkan untuk menamai alat dan bagian-bagian alat tersebut yang dikeluarkan oleh Asosiasi pembuat *Heat Exchanger* yang dikenal dengan *Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)*. Standarisasi tersebut bertujuan untuk melindungi para pemakai dari bahaya kerusakan atau kegagalan alat, karena alat ini beroperasi pada temperature dan tekanan yang tinggi.

Didalam standar mekanik TEMA, terdapat dua macam kelas heat exchanger, yaitu:

#### 2.3.1. Kelas R

untuk peraalatan yang bekerja dengan kondisi berat, misalnya untuk industri minyak dan kimia berat.

### 2.3.2. Kelas C

yaitu yang dibuat untuk general purpose, dengan didasarkan pada segi ekonomis dan ukuran kecil, digunakan untuk proses-proses umum industri.

Berikut jenis-jenis alat penukar kalor yang dibedakan berdasarkan bentuk alat penukar kalor itu sendiri yaitu:

#### 2.3.2.1. Tipe Tabung Dan Pipa (Shell And Tube Heat Exchanger)

Jenis ini terdiri dari suatu tabung dengan diameter cukup besar yang di dalamnya berisi seberkas pipa dengan diameter relatif kecil. Alat penukar panas ini terdiri atas suatu bundel pipa yang dihubungkan secara parallel dan ditempatkan dalam sebuah pipa mantel (cangkang). Fluida yang satu mengalir di dalam bundel pipa, sedangkan fluida yang lain mengalir di luar pipa pada arah yang sama, berlawanan, atau bersilangan. Untuk meningkatkan efisiensi pertukaran panas, biasanya pada alat penukar panas cangkang dan buluh dipasang sekat. Ini bertujuan untuk membuat turbulensi aliran fluida dan menambah waktu tinggal, namun pemasangan sekat akan memperbesar *pressure drop* operasi dan menambah beban kerja pompa, sehingga laju alir fluida yang dipertukarkan panasnya harus diatur.

#### 2.3.2.2. Tipe Spiral (*Spiral Heat Exchanger*)

Penukar kalor tipe spiral arah aliran fluida menelusuri pipa spiral dari luar menuju pusat spiral atau sebaliknya dari pusat spiral menuju ke luar. Permukaan perpindahan kalor efektif adalah sama dengan dinding spiral sehingga sangat tergantung pada lebar spiral dan diameter serta berapa jumlah spiral yang ada dari pusat hingga diameter terluar.

#### 2.3.2.3. Penukar Panas Plate and Frame (*Plate and Frame Heat Exchanger*)

Alat penukar panas pelat dan bingkai terdiri dari paket pelat-pelat tegak lurus, bergelombang, atau profil lain. Pemisah antara pelat tegak lurus dipasang penyekat lunak (biasanya terbuat dari karet). Pelat-pelat dan sekat disatukan oleh suatu perangkat penekan yang pada setiap sudut pelat 10 (kebanyakan segi empat) terdapat lubang pengalir fluida. Melalui dua dari lubang ini, fluida dialirkan masuk dan keluar pada sisi yang lain, sedangkan fluida yang lain mengalir melalui lubang dan ruang pada sisi sebelahnya karena ada sekat.

#### 2.3.2.4. Alat Penukar Kalor Pipa Ganda (*Double Pipe Heat Exchanger*)

Salah satu jenis penukar panas adalah susunan pipa ganda. Dalam jenis penukar panas dapat digunakan berlawanan arah aliran atau arah aliran, baik dengan cairan panas atau dingin cairan yang terkandung dalam ruang annular dan cairan lainnya dalam pipa. Alat penukar panas pipa rangkap terdiri dari dua pipa logam standart yang dikedua ujungnya dilas menjadi satu atau dihubungkan dengan kotak penyekat. Fluida yang satu mengalir di dalam pipa, sedangkan fluida kedua mengalir di dalam ruang anulus antara pipa luar dengan pipa dalam. Alat penukar panas jenis ini dapat digunakan pada laju alir fluida yang kecil dan tekanan operasi yang tinggi.

#### 2.4. Tipe-tipe Alat Penukar Kalor Berdasarkan Susunan Pipa

Berdasarkan susunan aliran fluida yang dimaksud disini adalah berapa kali fluida mengalir sepanjang penukar kalor sejak saat masuk hingga meninggalkannya serta bagaimana arah aliran relatif antara kedua fluida apakah sejajar, berlawanan maupun bersilang. Berdasarkan berapa kali fluida melalui penukar kalor dibedakan jenis satu kali laluan atau multi laluan.

Pada jenis satu laluan, masih terbagi ke dalam tiga tipe berdasarkan arah aliran dari fluida yaitu:

##### 2.4.1. Penukar Kalor Tipe Aliran Sejajar

Alat penukar kalor tipe aliran sejajar yaitu apabila arah aliran dari kedua fluida didalam penukar kalor adalah sejajar. Dalam artian kedua fluida pemanas maupun pendingin masuk pada satu sisi dan keluar pada sisi yang lain dengan arah yang sama maupun sejajar. Pada alat penukar kalor jenis ini temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding yang menerima energi sejak awal memasuki penukar kalor hingga keluar. Dengan demikian temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor saat keluar dari penukar kalor.

##### 2.4.2. Alat Penukar Kalor Tipe Aliran Berlawanan

Alat penukar kalor tipe aliran berlawanan yaitu bila kedua fluida mengalir dengan arah yang saling berlawanan. Pada tipe ini masih mungkin terjadi bahwa temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar penukar kalor lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang memberikan kalor saat meninggalkan penukar kalor. Bahkan idealnya apabila luas permukaan penukar kalor adalah tak

berhingga, maka temperatur fluida yang menerima kalor saat keluar dari penukar kalor bisa menyamai temperatur fluida yang memberikan kalor saat memasuki penukar kalor.

Keuntungan utama dari penukar panas pipa ganda adalah bahwa hal itu dapat dioperasikan dalam pola berlawanan arah/counter flow, yang merupakan pola aliran yang paling efisien. Artinya, akan memberikan koefisien perpindahan panas tertinggi keseluruhan untuk desain penukar panas pipa ganda. Penukar panas pipa ganda dapat menangani tekanan tinggi dan temperatur. Ketika beroperasi diberlawanan arah, alat jenis ini dapat beroperasi dengan suhu berlawanan. (Dwi Arif S, 2017)

#### 2.4.3. Alat Penukar Kalor Tipe Aliran Silang

Penukar kalor dengan aliran silang yaitu bila arah aliran kedua fluida saling bersilangan. Apabila ditinjau dari efektivitas pertukaran energi, penukar kalor jenis ini berada diantara kedua jenis di atas. Contoh yang sering ditemui adalah radiator mobil dimana arah aliran air pendingin mesin yang memberikan energinya ke udara saling bersilangan. Dalam kasus radiator mobil, udara melewati radiator dengan temperatur rata-rata yang hampir sama dengan temperatur udara lingkungan kemudian memperoleh kalor dengan laju yang berbeda di setiap posisi yang berbeda untuk kemudian bercampur lagi setelah meninggalkan radiator sehingga akan mempunyai temperatur yang hampir seragam. (Cengel, 2003)

#### 2.5. Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor Pipa Ganda

Pada dasarnya laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dipengaruhi oleh adanya tiga (3) hal, yaitu:

##### 2.5.1. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh U

Besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh suatu alat penukar kalor pipa ganda merupakan kebalikan dari tahanan keseluruhan. Tahanan keseluruhan terhadap perpindahan kalor ini adalah jumlah semua tahanan perpindahan panas pada alat penukar kalor pipa ganda. Tahanan ini meliputi tahanan konveksi fluida, tahanan konduksi karena tebal *tube*, efisiensi total permukaan luar, efisiensi total permukaan dalam.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{to} h_0} + R_{k_{wall}} + \frac{A_0}{\eta_{ti} A_i h_i}} \quad (2.10)$$

Koefisien perpindahan kalor pada masing-masing proses perpindahan kalor dapat dijabarkan sebagai berikut :

#### 2.5.1.1. Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Pipa Bagian Dalam ( $h_i$ )

$$h_i = \frac{Nu.k}{D_h} \quad (2.11)$$

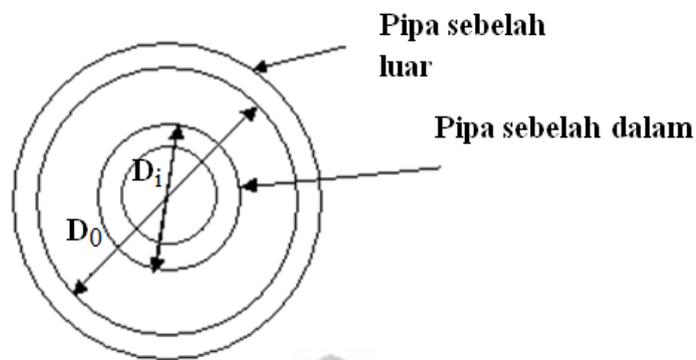
$$D_h = \frac{4 \times \pi/4 \times d_1^2}{\pi \times d_i} \quad (2.12)$$

#### 2.5.1.2. Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Pipa Bagian Luar ( $h_o$ )

$$h_o = \frac{Nu.k}{D_h} \quad (2.13)$$

#### 2.5.2. Luas Permukaan Perpindahan Panas ( $A$ )

Semakin luas permukaan Heat Exchanger maka semakin besar pula laju perpindahan panas dan juga tergantung pada diameter dalam dan tebal pipa.



2.1. Gambar Penampang alat Penukar kalor pipa ganda

Besarnya  $A_i$  dan  $A_o$  merupakan luas permukaan dalam dan luar tabung, jadi:

Luas permukaan untuk pipa sebelah dalam ( $A_i$ )

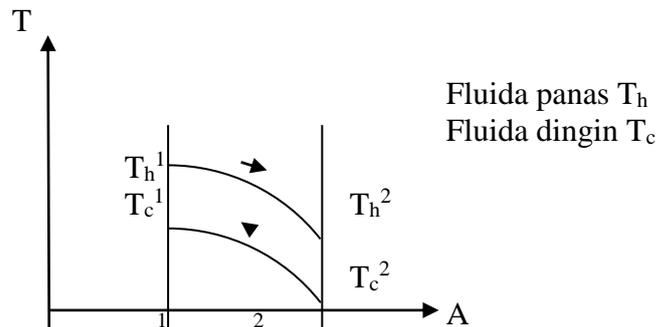
$$A_i = 2.\pi.r.l = \pi.d_i.l \quad (2.14)$$

Luas permukaan untuk pipa sebelah luar ( $A_o$ )

$$A_o = \pi.d_o.l \quad (2.15)$$

### 2.5.3. Selisih temperatur logaritmik ( $\Delta T_{lmtd}$ )

Suhu fluida di dalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida yang panas ke fluida yang dingin. Untuk tahanan termal yang konstan, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan alat penukar panas, karena harganya tergantung pada beda suhu antara fluida yang panas dan fluida yang dingin pada penampang tertentu. Profil suhu pada alat penukar kalor pipa ganda berlawanan arah dapat diamati pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.2. Distribusi temperatur untuk aliran berlawanan arah pada penukar kalor pipa ganda

Dari gambar diatas didapatkan rumus  $\Delta T_{lmtd}$  untuk aliran berlawanan arah yaitu:

$$T_{lmtd} = \frac{(-T_{c1}) - (-T_{c2})}{\ln \left( \frac{T_{h1} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{c2}} \right)} \quad (2.12)$$

Beda suhu ini disebut beda suhu rata-rata logaritmik (*Log Mean Temperature Difference=LMTD*). Artinya beda suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda suhu tersebut. LMTD ini juga berlaku apabila suhu salah satu fluida tersebut konstan.

Penggunaan beda suhu rata-rata logaritmik hanyalah suatu pendekatan (*aproksimasi*) dalam praktek, karena pada umumnya  $U$  tidak konstan. Namun dalam pekerjaan rancang bangun, harga konduktansi keseluruhan biasanya ditentukan dalam suatu penampang rata-rata, yang biasanya ditengah-tengah antara ujung – ujung dan dianggap konstan. Jika  $U$  berbeda-beda (bervariasi) banyak, maka mungkin diperlukan *integrasi numeric* tahap demi tahap terhadap

persamaan-persamaan yang telah ditentukan.(Frank Kreith, 1991 hal 557),(Awwaludin 2007).

#### 2.5.4. *Fouling Factor* (Faktor Pengotoran)

Koefisien transfer panas *overall heat exchanger* sering berkurang akibat adanya timbunan kotoran pada permukaan transfer panas yang disebabkan oleh *scale*, karat, dan sebagainya. Pada umumnya pabrik *heat exchanger* tidak bisa menetapkan kecepatan penimbunan kotoran sehingga memperbesar tahanan *heat exchanger*. *Fouling factor* dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$R_f = \frac{1}{U_d} + \frac{1}{U} \quad (2.13)$$

(Tim Dosen PS Teknik Kimia, 2009).

Tabel. 2.1. *fouling factor (coefficients), typical values*

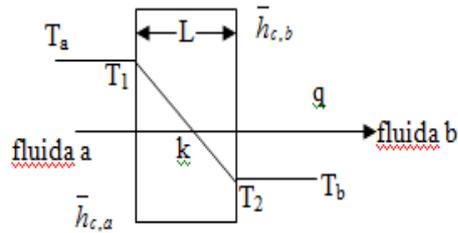
Table 12.2. Fouling factors (coefficients), typical values

Fluid	Coefficient (W/m <sup>2</sup> °C)	Factor (resistance) (m <sup>2</sup> °C/W)
River water	3000–12,000	0.0003–0.0001
Sea water	1000–3000	0.001–0.0003
Cooling water (towers)	3000–6000	0.0003–0.00017
Towns water (soft)	3000–5000	0.0003–0.0002
Towns water (hard)	1000–2000	0.001–0.0005
Steam condensate	1500–5000	0.00067–0.0002
Steam (oil free)	4000–10,000	0.0025–0.0001
Steam (oil traces)	2000–5000	0.0005–0.0002
Refrigerated brine	3000–5000	0.0003–0.0002
Air and industrial gases	5000–10,000	0.0002–0.0001
Flue gases	2000–5000	0.0005–0.0002
Organic vapours	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000–5000	0.0003–0.0002

(sumber : Coulson, “Chemical Engineering”, vol 6, hal. : 640)

#### 2.5.5. Perpindahan Panas antara Dua Fluida Pada Sebuah Dinding

Jika  $T_a > T_b$ , panas akan mengalir dari fluida a ke permukaan dinding sebelah kiri dengan cara konveksi. Di dalam dinding, panas mengalir secara konduksi dari permukaan sebelah kiri ke permukaan sebelah kanan.



Gambar 2.3. Perpindahan panas pada sebuah dinding

*Heat transfer rate* konveksi dari fluida a bersuhu  $T_a$  ke permukaan dinding sebelah kiri  $T_b$ .

$$q = h_{c,a} \cdot A (T_a - T_1) \quad (2.14)$$

$$\frac{q}{h_{c,a} A} = T_a - T_1 \quad (2.15)$$

Transfer panas konduksi dari permukaan dinding sebelah kiri ke sebelah kanan.

$$q = \frac{k \cdot A}{L} (T_1 - T_2) \quad (2.16)$$

$$\frac{q}{k \cdot A / L} = T_1 - T_2 \quad (2.17)$$

Kecepatan transfer panas konveksi dari permukaan dinding sebelah kanan ke fluida b.

$$q = \bar{h}_{c,b} \cdot A \cdot (T_2 - T_b) \quad (2.18)$$

$$\frac{q}{\bar{h}_{c,b} \cdot A} = T_2 - T_b \quad (2.19)$$

Penjumlahannya adalah:

$$q \left( \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_{c,a}} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{c,b}}} \right) = T_a - T_b \quad (2.20)$$

$$q = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_{c,a}} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_{c,b}}} = \frac{\Delta T}{\sum R} \quad (2.21)$$

(Tim Dosen PS Teknik Kimia, 2009).(Kevin, dkk, 2014)

## 2.6. Simulasi Pada Komputer

### 2.6.1. Komputasi Dinamika Fluida

Simulasi adalah imitasi dari sistem atau proses yang terjadi dalam dunia nyata dalam serangkaian waktu (Banks, et al., 2004). Simulasi memiliki beberapa keuntungan seperti, mampu menjawab pertanyaan “bagaimana jika”, memberikan hipotesa mengenai *bagaimana* dan *mengapa* suatu fenomena dapat terjadi, serta waktu fenomena yang sedang diamati dapat dipercepat maupun diperlambat. Simulasi dapat dilakukan dengan komputer. Simulasi komputer merupakan alat yang secara virtual mampu menginvestigasi perilaku sistem yang sedang dipelajari. Dengan mengubah beberapa variabel, simulasi ini dapat membuat prediksi. Komputasi fluida dinamis (Computational Fluid Dynamics) merupakan sekumpulan metodologi yang memungkinkan komputer menyajikan simulasi numerik dari aliran fluida. Seluruh sistem, ditransformasikan ke dalam bentuk virtual, dan dapat divisualisasikan melalui komputer (Hirsch, 2007). Komponen-komponen dalam komputasi fluida dinamis adalah sebagai berikut.

#### 2.6.1.1. Pemilihan model matematis

Pada tahap ini, ditentukan batasan dunia fisik yang akan disimulasikan, dan model matematika yang relevan. Model tersebut berbentuk persamaan diferensial parsial dan hukum-hukum tambahan sesuai dengan jenis fluida.

#### 2.6.1.2. Diskritisasi

Pada tahap ini, dilakukan diskritisasi spasial untuk menentukan ruang geometri (*mesh*), dan diskritisasi model persamaan untuk menentukan skema numerik.

#### 2.6.1.3. Analisis Skema Numerik

Skema numerik yang digunakan perlu dianalisis untuk memenuhiserangkaian kondisi dan aturan, dan menghasilkan akurasi dan stabilitasyang diinginkan.

#### 2.6.1.4. Penyelesaian Numerik

Solusi dari skema numerik harus diperoleh, dengan metode integrasiwaktu tertentu.

#### 2.6.1.5. Pemrosesan Grafis (*post-processing*)

Pada tahap ini, data-data numerik hasil simulasi ditampilkan melaluvvisualisasi grafis agar dapat dimengerti dan diinterpretasikan. Sementara, Versteeg dan Malalasekera (Versteeg & Malalasekera, 2007)membagi struktur pada komputasi fluida dinamis ke dalam tiga elemen berikut.

##### 2.6.1.5.1. *Pre-Processor*

Tahap ini berisi masukan (*input*) dari permasalahan aliran fluida, antarlain:

- Pendefinisian domain komputasi, yaitu pendefinisian ruang geometri yang diinginkan.
- Pembuatan/*generate gridmesh*.
- Pemilihan fenomena yang akan dimodelkan.
- Pendefinisian atribut-atribut fluida.
- Penentuan kondisi-kondisi batas yang diinginkan.

##### 2.6.1.5.2. *Solver*

Dengan metode *finite volume*, algoritma untuk penyelesaian numerik terdiri dari beberapa langkah berikut:

- Integrasi persamaan aliran fluida yang digunakan, pada seluruh domain.
- Diskretisasi, yaitu konversi dari persamaan integral ke dalam sistem persamaan aljabar.
- Solusi persamaan aljabar dengan metode iteratif.

##### 2.6.1.5.3. *Post-Processor*

Tahap ini berupa visualisasi data-data hasil simulasi, mencakup: Tampilan domain geometri dan *grid*.

- Plot vektor.

- Plot garis dan bayangan.
- 2D dan 3D *surface plot*.
- *Particle Tracking*.
- *View manipulation (translation, rotation, scalling, dan lain-lain)*.

Komputasi fluida dinamis sangat berguna di berbagai bidang baik industri maupun nonindustri. Beberapa contohnya adalah aerodinamik pesawat dan kendaraan, hidrodinamika kapal, pembangkit listrik, mesin turbo, rekayasa elektrik dan elektronik, rekayasa proses kimia, lingkungan eksternal dan internal bangunan, teknik kelautan, teknik lingkungan, hidrologi dan oseanografi, meteorologi, dan rekayasa biomedis.

### 2.6.2. Persamaan Diferensial Parsial

Persamaan diferensial parsial digunakan di seluruh bidang matematika terapan dan bisa dimanfaatkan untuk memodelkan beragam permasalahan praktis

seperti peramalan cuaca, desain pesawat terbang, mobil berkecepatan tinggi, serta penilaian potensi investasi saham finansial (Griffiths, et al., 2015). Persamaan ini juga dapat digunakan untuk menjelaskan beragam sistem dalam dunia fisik, seperti mekanika fluida dan benda padat, evolusi populasi dan penyakit, serta fisika matematis (Shearer & Levy, 2015).

Diberikan sebuah fungsi  $u$  yang bergantung pada  $x$  dan  $y$ , turunan parsial dari  $u$  terhadap  $x$  di sembarang titik  $(x, y)$  didefinisikan dengan

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{u(x + \Delta x, y) - u(x, y)}{\Delta x} \quad (2.22)$$

Serupa, turunan parsial  $u$  terhadap  $y$  di sembarang titik  $(x, y)$  didefinisikan sebagai

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{u(x, y + \Delta y) - u(x, y)}{\Delta y} \quad (2.23)$$

Sebuah persamaan yang mengandung turunan parsial dari fungsi yang tidak diketahui, dengan dua atau lebih variabel bebas disebut dengan persamaan diferensial parsial (Chapra & Canale, 2015). Contoh bentuk persamaan tersebut adalah sebagai berikut.

$$\frac{\partial^2}{\partial^2 u} + 2xy \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + u = 1 \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} + x \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + 8u = 5y \quad (2.25)$$

$$\left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^3 + 6 \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} = x \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + xu \frac{\partial u}{\partial y} = x \quad (2.27)$$

Bentuk persamaan diferensial parsial dapat dikaji berdasarkan orde, linearitas, serta karakteristiknya. *Orde* adalah tingkat tertinggi suku turunan. Sementara linearitas bergantung pada bentuk fungsi  $u$ , turunan  $u$ , dan koefisien persamaan tersebut. Suatu persamaan disebut fungsi linear jika fungsi tersebut linear pada  $u$  dan turunan  $u$ , serta koefisien persamaan tersebut hanya bergantung pada variabel bebas ( $x$  atau  $y$ ) atau konstanta. Contoh klasifikasi orde dan linearitas persamaan diferensial parsial terdapat dalam Tabel 3.1 berikut.

Tabel 2.1. Klasifikasi Orde dan Linearitas Persamaan Diferensial Parsial

Persamaan	Orde	Linear
(2.24)	2	Ya
(2.25)	3	Ya
(2.26)	3	Tidak
(2.27)	2	Tidak

Persamaan diferensial parsial linear orde dua, dengan dua variabel bebas, dapat dikelompokkan menjadi eliptik, parabolik, dan hiperbolik. Beberapa persamaan tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk umum berikut,

$$A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + C \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - D = 0 \quad (2.28)$$

dengan  $A$ ,  $B$ , dan  $C$  adalah fungsi dari  $x$  dan  $y$ , dan  $D$  adalah sebuah fungsi dari  $x, y, u, \partial u, \partial u/\partial x$ , dan  $\partial u/\partial y$ .

Tabel 2.2. Klasifikasi Persamaan Diferensial Parsial Orde Dua –Linear

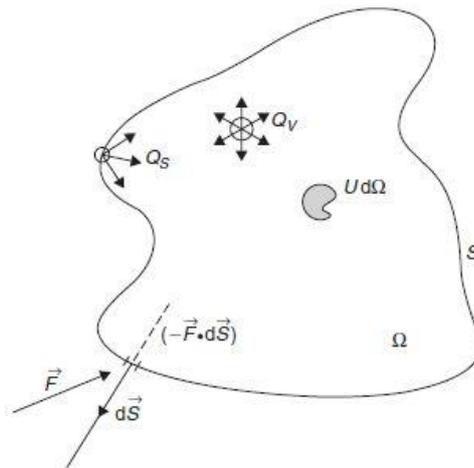
$B^2 - 4AC$	Klasifikasi
$<0$	Eliptik
$=0$	Parabolik
$>0$	Hiperbolik

Klasifikasi persamaan tersebut ditentukan berdasarkan nilai diskriminannya sesuai dengan Tabel 3.2 di atas. Persamaan *eliptik* biasa digunakan untuk sistem dengan karakteristik yang stabil (*steady-state*). Persamaan *parabolik*, menunjukkan bagaimana suatu fungsi bervariasi dalam ruang dan waktu. Beberapa kasus merujuk pada masalah penjalaran, yaitu bagaimana solusi menjalar atau berubah dalam waktu. Sementara untuk kategori *hiperbolik* juga merujuk penjalaran pada solusi, namun disertai osilasi.

### 2.6.3. Bentuk Umum Hukum Konservasi

Hukum konservasi menjadi dasar dalam pemahaman mengenai dunia fisik, tentang proses yang dapat atau tidak dapat terjadi di alam. Menurut Hirsch (Hirsch, 2007), hukum konservasi pada sebuah kuantitas  $U$  mengikuti aturan logis dan konsisten berikut: “*The variation of the total amount of a quantity  $U$  inside a given domain is equal to the balance between the amount of that quantity entering and leaving the considered domain, plus the contributions from eventual sources generating that quantity.*” Perubahan total kuantitas  $U$  pada sebuah domain, sebanding dengan jumlah kuantitas yang masuk dan keluar pada domain tersebut, ditambah kontribusi dari beberapa sumber penghasil kuantitas tersebut. Jumlah kuantitas yang masuk dan keluar ini disebut dengan fluks.

Berdasarkan studi sifat fisik pada sistem aliran fluida, tidak semua aliran kuantitas mematuhi hukum konservasi. Seperti yang diketahui hingga kini, hukum-hukum yang menjelaskan tentang aliran fluida (dinamika fluida), didefinisikan oleh konservasi dari tiga kuantitas berikut, yaitu massa, momentum (produk dari densitas dan kecepatan), dan energi.



Gambar 2.4. Bentuk umum persamaan konservasi untuk kuantitas skalar.

Sumber: Hirsch, 20076. Gambar telah diolah.

Suatu volume  $\Omega$ , dibatasi oleh sebuah permukaan tertutup  $S$ . Simbol  $\Omega$  disebut dengan *kontrol volume*, dan  $S$  disebut dengan *kontrol permukaan*. Jumlah total kuantitas  $U$  di dalam sebuah domain volume  $\Omega$ , disimbolkan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.29)$$

Sementara perubahan ( $\partial$ ) per unit waktu ( $\partial t$ ) pada jumlah total kuantitas  $U$  di dalam  $\Omega$ , disimbolkan sebagai berikut.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.30)$$

Total fluks merujuk pada hukum konservasi “jumlah kuantitas  $U$  yang masuk dan keluar pada domain”. Fluks sendiri didefinisikan sebagai jumlah kuantitas  $U$  yang melintasi suatu unit permukaan per unit waktu. Fluks adalah vektor, yaitu besaran yang memiliki nilai dan arah. Jika vektor ini paralel dengan permukaan, maka tidak ada fluks yang akan memasuki domain. Oleh karena itu, hanya fluks yang searah dengan normal permukaan saja yang akan memasuki suatu domain, dan berkontribusi terhadap perubahan kuantitas  $U$ . Jadi, jumlah yang melintasi permukaan suatu elemen  $d\vec{S}$  per unit waktu, didefinisikan oleh produk skalar dari fluks dan elemen permukaan berikut.

$$F_n dS = \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.31)$$

Dengan vektor elemen permukaan  $d\vec{S}$  menunjuk sepanjang *normal arah keluar*. Total kontribusi dari fluks yang masuk adalah jumlah pada seluruh elemen

permukaan  $d\vec{S}$  dari permukaan tertutup  $S$ , dan disimbolkan sebagai berikut.

$$-\oint \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.31)$$

Tanda minus artinya, fluks berkontribusi positif ketika memasuki domain. Selanjutnya sumber-sumber lain yang turut berkontribusi pada kuantitas  $U$ , dibagi menjadi sumber volumed dan sumber permukaan,  $Q_v$  dan  $\vec{Q}_s$  dan total kontribusinya berbentuk sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_s \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.32)$$

Berikut, bentuk umum hukum konservasi pada kuantitas  $U$ ,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega = -\oint_s \vec{F} \cdot d\vec{S} + \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_s \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.33)$$

Teorema Gauss menyatakan bahwa integral permukaan dari fluks sama dengan

integral volume dari divergen fluks tersebut,

$$\oint_s \vec{F} \cdot d\vec{S} = \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{F} d\Omega \quad (2.34)$$

Dengan catatan bahwa tiap volume  $\Omega$  diselimuti oleh permukaan  $S$ , sehingga bentuk persamaan (2.33), dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial U}{\partial t} d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{F} d\Omega = \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{Q}_s d\Omega \quad (2.35)$$

Persamaan di atas diintegrasikan pada domain yang sama, yaitu pada volume  $\Omega$ , sehingga akan berlaku juga secara lokal di tiap titik pada domain tersebut. Dengan kata lain, persamaan di atas dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \vec{F} = Q_v + \vec{\nabla} \vec{Q}_s \quad (2.36)$$

Jika tidak ada sumber pada domain, maka  $Q_v = Q_s = 0$ , sehingga persamaan (2.36) berbentuk sebagai berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \vec{F} = 0 \quad (2.37)$$

Fluks dihasilkan dari dua kontribusi, yaitu transpor konvektif dan difusi. Fluks konvektif  $\vec{F}_c$ , merepresentasikan jumlah kuantitas  $U$  yang diangkut oleh aliran dengan kecepatan  $\vec{v}$ ,

$$\vec{F}_c = U\vec{v} \quad (2.38)$$

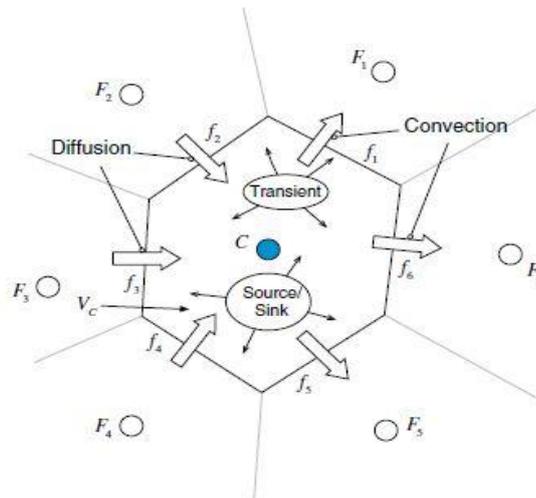
Dengan  $U = \rho u$ , variabel  $u$  merupakan kuantitas per unit massa. Sementara Fluksdifusi  $\vec{F}_D$  adalah kontribusi yang dihasilkan fluida dalam kondisi tenang, berkenaan dengan efek makroskopik atau agitasi molekuler,

$$\vec{F}_D = -k\rho\vec{\nabla}u \quad (2.39)$$

Dengan  $k$  adalah koefisien difusi, sehingga persamaan (2.36) dapat dinyatakan dalam bentuk berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (k\rho\vec{\nabla}u) = \vec{\nabla} \cdot (k\rho\vec{\nabla}u) + Q_v + \vec{\nabla} \cdot \vec{Q}_s \quad (2.40)$$

Persamaan di atas disebut juga persamaan transport dalam bentuk konservatif. Moukalled dkk., (Moukalled, et al., 2016) mengilustrasikan bentuk persamaan transport konveksi difusi seperti gambar berikut, dengan  $F_i$  adalah elemen tetangga,  $f_i$  adalah sisi ke- $i$  sel  $C$ , dan  $V_c$  adalah volume kontrol.



Gambar 2.5. Konservasi pada elemen diskret.

## BAB 3 METODOLOGI

### 3.1. Tempat dan Waktu Penelitian

#### 3.1.1. Tempat

Adapun tempat dilakukannya simulasi numerik untuk alat penukar kalor pipa ganda ini dilakukan di gedung D lantai tiga (3) di fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

#### 3.1.2. Waktu

Pengerjaan studi numerik ini dilaksanakan setelah mendapat persetujuan dari dosen pembimbing, dan terlihat pada table 3.1.

Tabel. 3.1. Waktu pelaksanaan penelitian

No	Kegiatan	Lokasi	Bulan				Keterangan
			Des	Jan	Feb	Mar	
1.	Pengajuan judul	Fakultas Teknik					
2.	Penyediaan alat dan bahan	Laboratorium Komputer Fakultas Teknik					
3	Studi Literatur	Perpustakaan Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara					
4	Perancangan desain alat penukar kalor menggunakan <i>software Solidworks</i>	Laboratorium Komputer Fakultas Teknik					

5.	Mensimulasikan desain alat penukar kalor menggunakan <i>Software Solidworks</i>	Laboratorium Komputer Fakultas Teknik	
6.	Penyelesaian Skripsi	Laboratorium Komputer Fakultas Teknik	

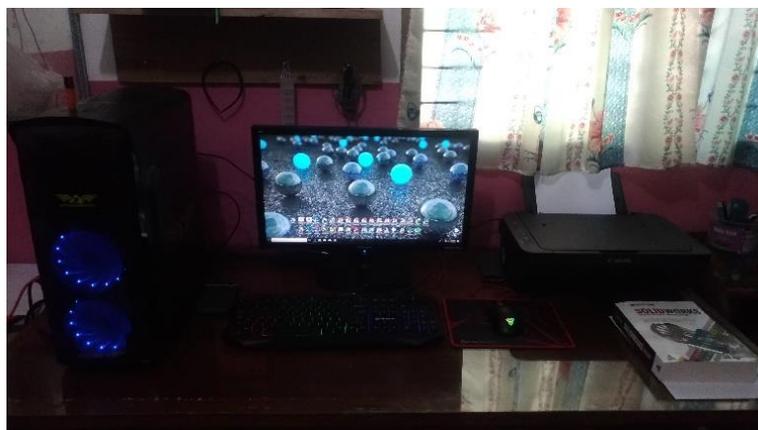
### 3.2. Alat Dan Bahan Penelitian

Adapun alat dan bahan yang digunakan dalam studi numerik ini adalah :

#### 3.2.1. Laptop

Spesifikasi laptop yang digunakan dalam studi numerik ini adalah sebagai berikut :

1. Processor : Intel(R) Core (TM) -4005 CPU 1.80 GHz
2. Ram : 2.00 G
3. Operation System : *Windows 7 pro 64 bit operation system*



Gambar 4.1. Komputer Yang Digunakan

#### 3.2.2. *Software Solidworks*

*Software solidworks* yang sudah terinstal pada laptop adalah solidwork 2014 dengan persyaratan sistem pada computer.

1. Perangkat Lunak *Solidworks 2014*

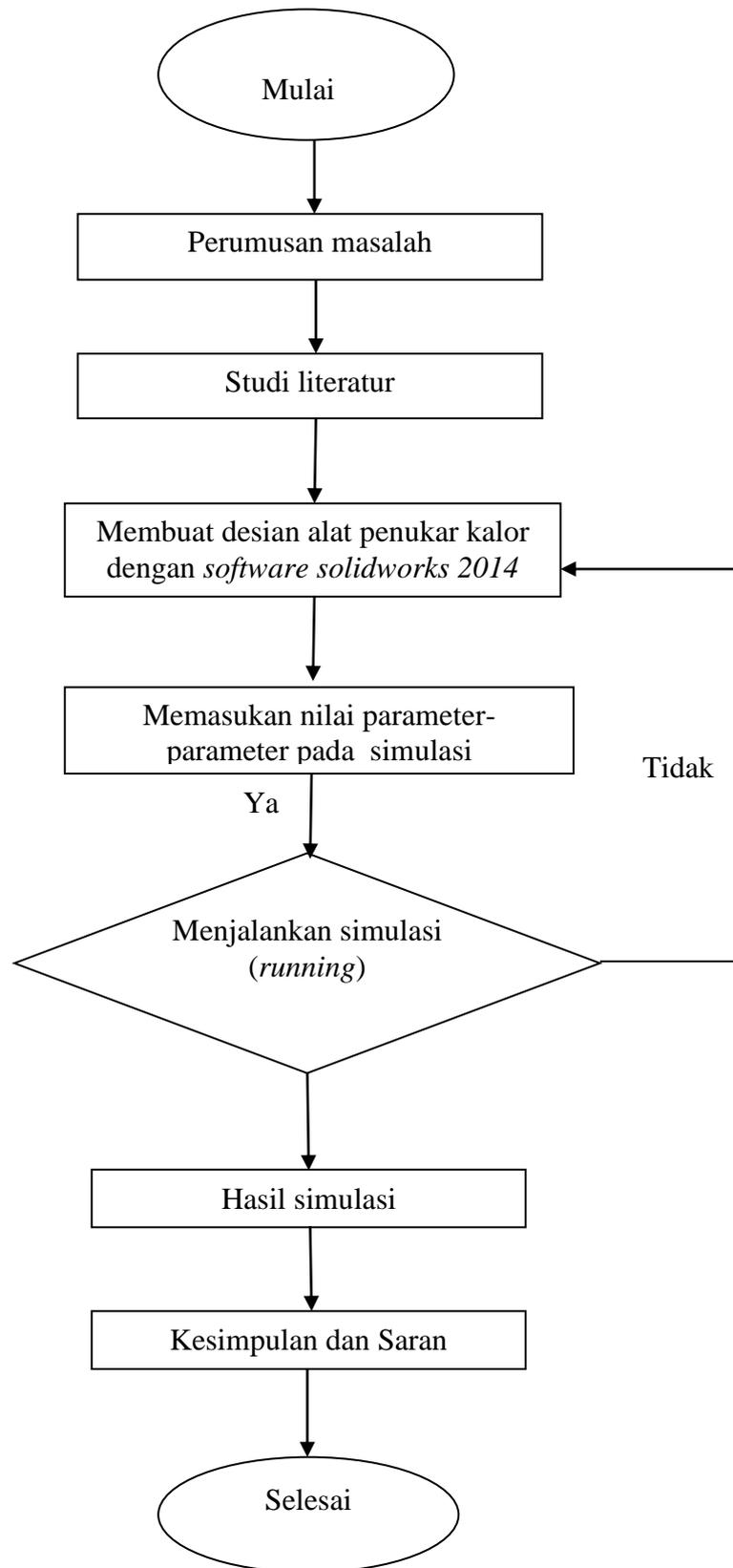
Program *Solidworks* merupakan program komputer yang berfungsi untuk melakukan desain dan analisa kekuatan maupun aliran. Program tersebut dapat

membantu kita dalam membuat desain. Dengan demikian, selain biaya yang dikeluarkan berkurang, waktu market dari benda pun dapat dipercepat. *Solidworks* dibuat dengan berdasarkan pada teori yang terdapat dalam perumusan metode elemen hingga.



Gambar 3.2. Perangkat Lunak *Solidworks* 2014

### 3.3. Diagram Alir



Gambar 3.3. Diagram Alir

#### 1.4. Perancangan Model Dengan *Software Solidworks 2014*

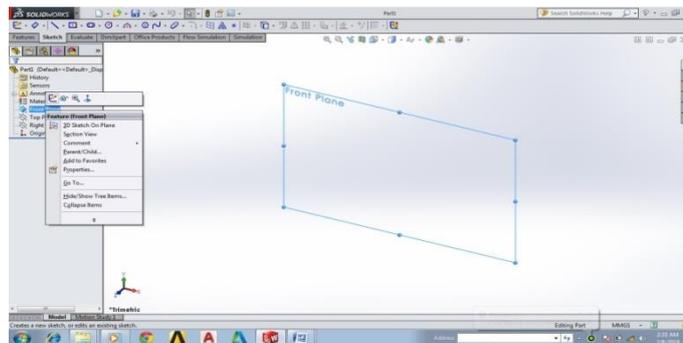
Model *heat exchanger* yang akan dirancang adalah jenis pipa ganda dengan jenis aliran berlawanan, berikut ini adalah langkah-langkah perancangan model dengan menggunakan *software Solidworks 2014*.

1. Nyalakan komputer yang akan digunakan untuk merancang desain *heat exchanger* yang akan dibuat,
2. Buka *software Solidworks 2014* pada komputer,
3. Pilih “*New Document*” pada sudut kanan atas tampilan *software Solidworks 2014*, kemudian pilih “*Part*” dan pilih “*OK*”.



Gambar 3.3. Tampilan awal *Solidworks2014*

4. Pilih *front plane* klik kanan pada logo *sketch*.



Gambar.3.4. *Front plane*

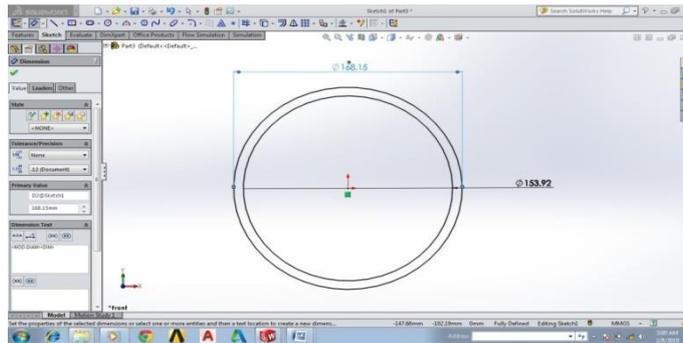
5. Membuat desain alat penukar kalor

Alat penukar kalor yang direncanakan memiliki ukuran sebagai berikut.

- a) Membuat desain pipa luar dengan ukuran:

Diameter luar : 168,15 mm

Diameter dalam : 153,92 mm

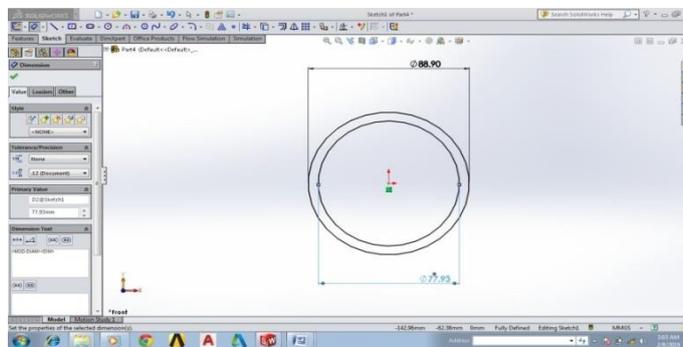


Gambar 3.5. *Sketch* pipa

b) Membuat desain pipa dalam dengan ukuran:

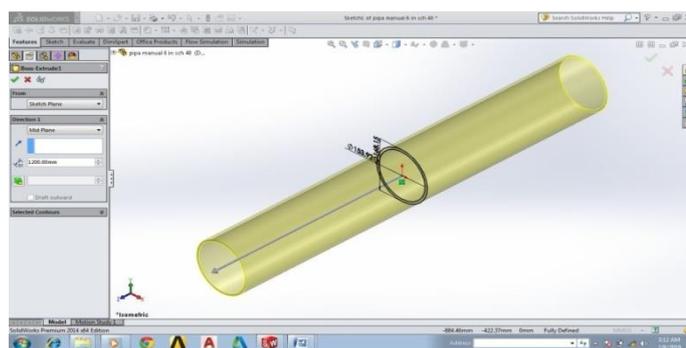
Diameter luar: 88,90 mm

Diameter dalam: 77,93 mm



Gambar 3.6. Memberi ukuran pada *sketch*

6. Setelah desain ukuran telah dibuat pilih *features* lalu klik *extrude boss/base* dengan memasukkan nilai masing-masing 1200 mm, dan 1500 mm sebagai nilai panjang masing-masing pipa.

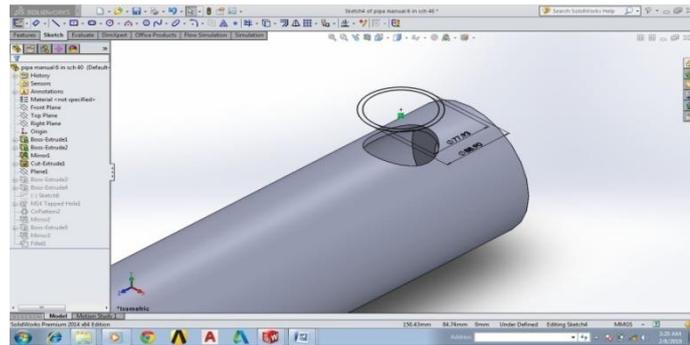


Gambar 3.7. *Extrude sketch*

7. Memberi ukuran diameter pipa *inlet* dan *outlet* dengan ukuran:

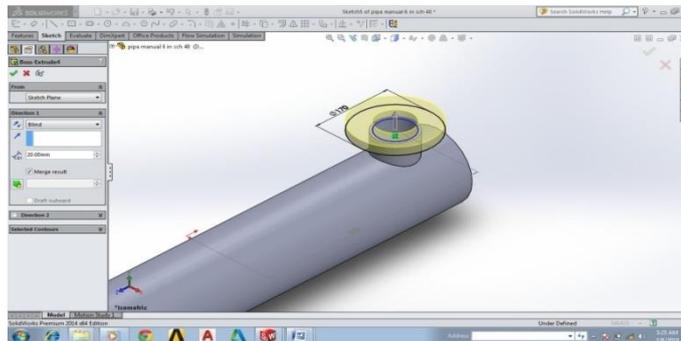
Diameter luar : 88,90 mm

Diameter dalam : 77,93 mm



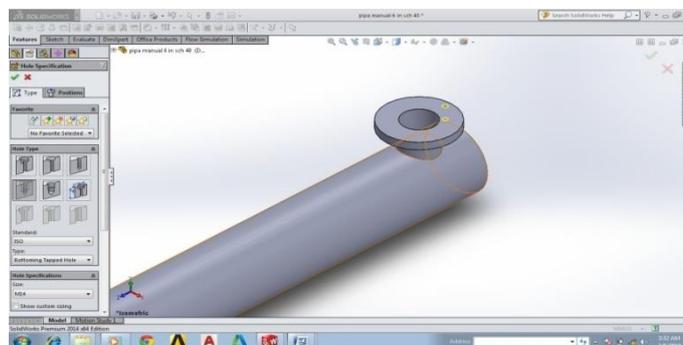
Gambar 3.8. *Sketch* pipa inlet

8. Membuat bentuk *flange* pada saluran *inlet* dan *outlet*



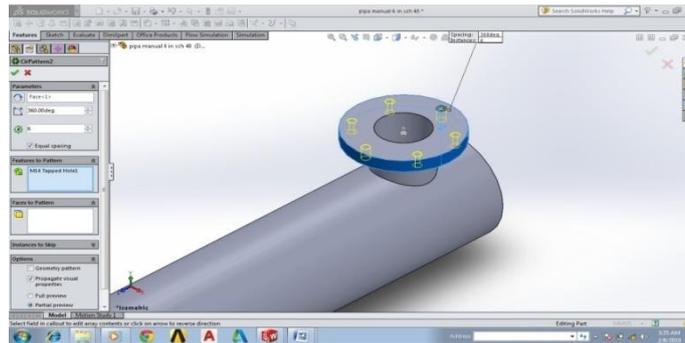
Gambar 3.9. *Extrude sketch* bentuk *flange* pipa

9. Membuat lubang baut dan mur pada *flanges*, Klik *features* pilih *hole wizard* pilih iso lalu m14.



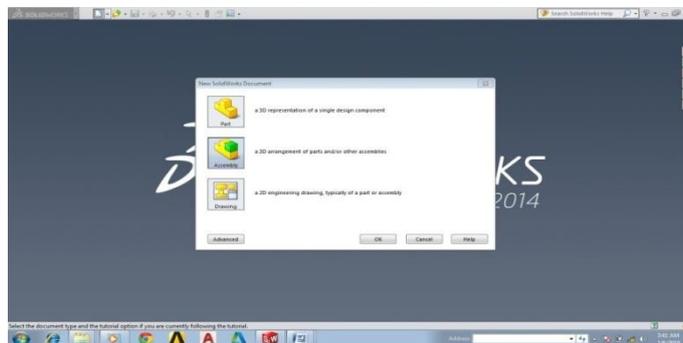
Gambar 3.10. Membuat lubang baut pada *flange*

10. Menggandakan satu lubang menjadi enam lubang baut dan mur melalui *feature*, klik *circular pattern* masukan nilai enam sebagai jumlah lubang pada *flanges*.



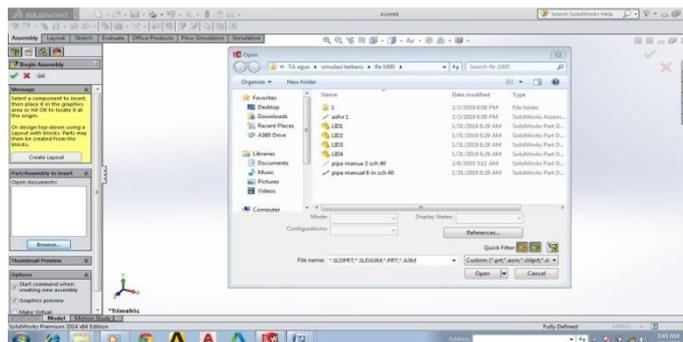
Gambar 3.11. Menggandakan lubang baut pada *flange*

11. Menggabungkan kedua part pipa yang telah dibuat sebelumnya dengan cara membuka lembar baru klik *new* pilih *assembly* lalu *ok*.



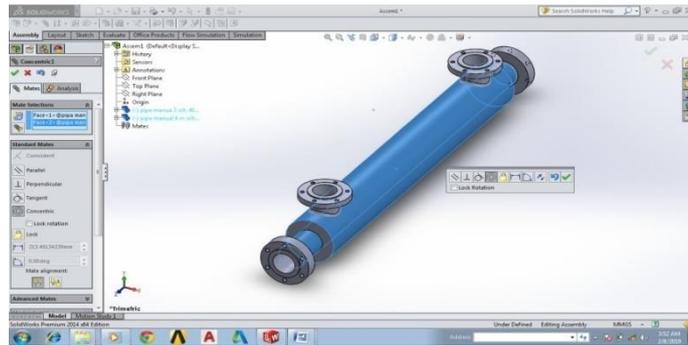
Gambar 3.12. *Assembling*

12. Memilih objek untuk dirakit (*assembling*) dengan cara *insert component – browse – pilih objek yang telah dibuat – open*.



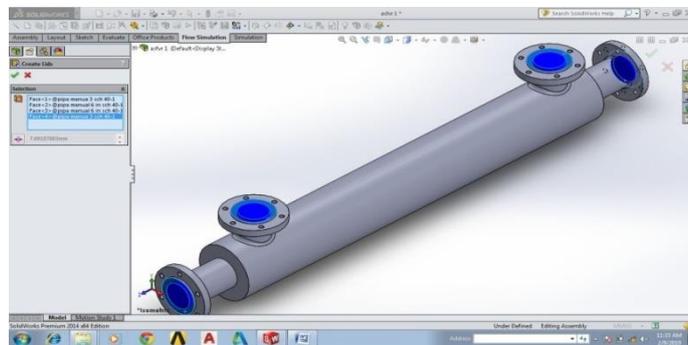
Gambar 3.13. Memilih *part* untuk dirakit

13. Menggabungkan objek yang akan dirakit melalui perintah *mate*, klik pipa shell yang berbentuk silinder, lalu klik pipa tube yang berbentuk silinder juga klik tanda centak berwarna hijau.



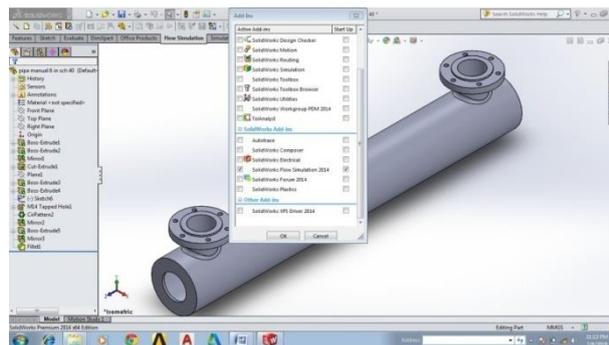
Gambar 3.14. Menyatukan *part*

14. Membuat luas penampang aliran masuk dan keluar yaitu pilih *flow simulation – create lid* – pilih *face* / permukaan bagian yang dipilih untuk saluran masuk dan keluar aliran fluida.



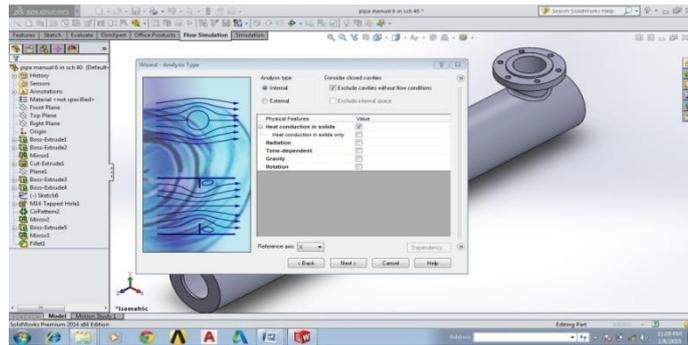
Gambar 3.15. Membuat *lids*

15. Cara menampilkan *flow simulation* pada *menu bar* klik *add-ins* beri tanda centang pada kotak *flow simulation*.



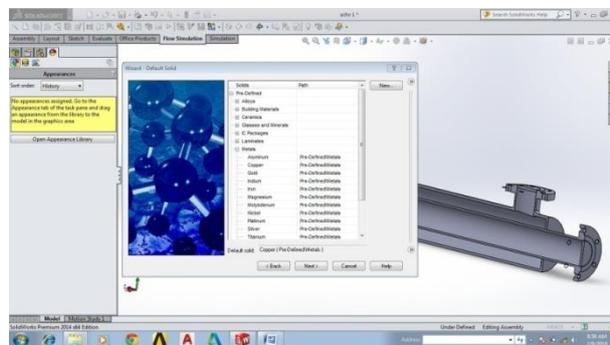
Gambar 3.16. Menambah menubar solidworks flow simulation

16. Melakukan simulasi aliran dengan langkah klik pada *menu bar flow simulation – wizard* – klik *next* – beritanda centang sesuai pada gambar – *next*.



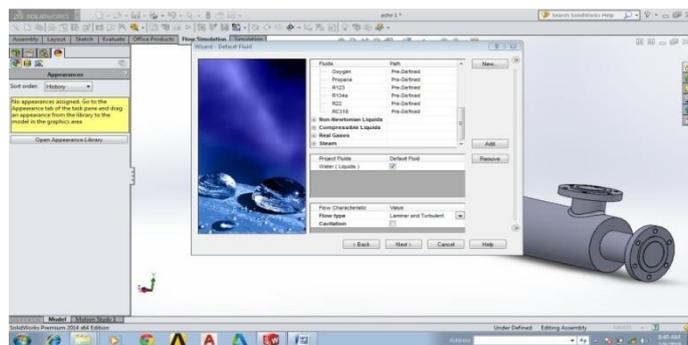
Gambar 3.17. Memulai simulasi

17. Memilih jenis material yang akan digunakan pada simulasi disini saya menggunakan material *copper* (tembaga).



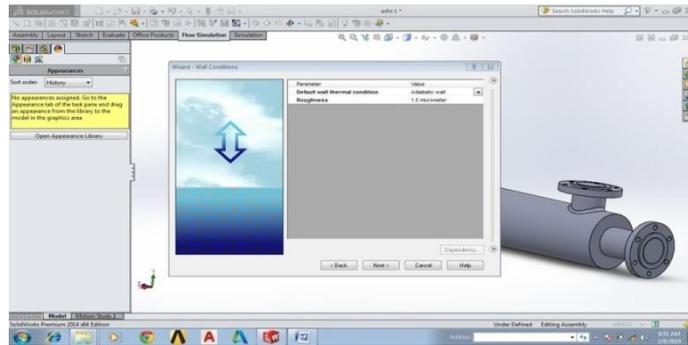
Gambar 3.18. Menentukan jenis material

18. Memilih jenis fluida yang akan digunakan saat simulasi berhubung fluida yang kita gunakan adalah air maka kita beri tanda centang pada *water*.



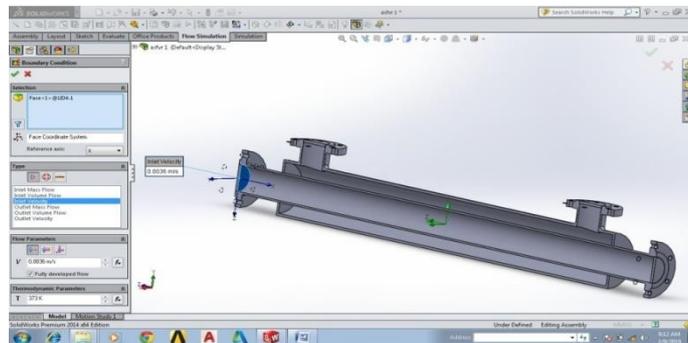
Gambar 3.19. Menentukan jenis fluida

19. Memasukan nilai angka kekasaran karena disini saya menggunakan material jenis *copper* (tembaga) dengan standar kekasarannya adalah 1,5 micron maka saya isi nilai roughness dengan nilai 1,5 klik *next* untuk menuju langkah berikutnya.



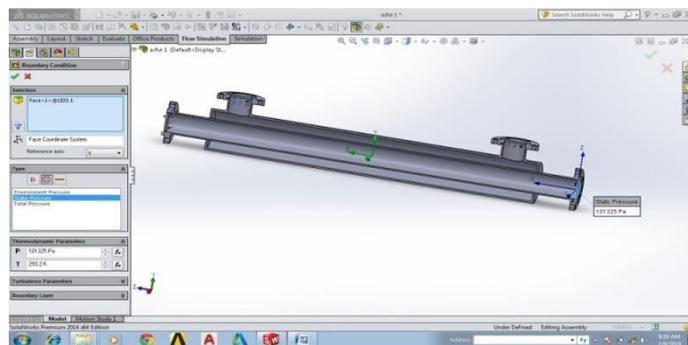
Gambar 3.20. Menentukan nilai kekasaran permukaan

20. Klik kanan pada *boundary condition* – klik *insert boundary condition* – klik *inlet velocity* – masukan nilai kecepatan alirannya misal 0,0036 – klik *thermodynamic parameter* masukan nilai temperatur fluida masuk misal 373 K.



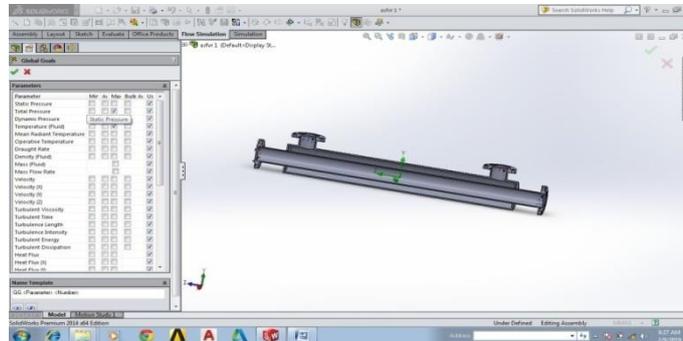
Gambar 3.21. Memasukan besar kecepatan dan tempratur aliran

21. Klik kanan pada *boundary condition* – klik *insert boundary condition* – klik pada bagian *lid* yang akan dijadikan saluran keluar klik pada *type* – *pressure opening* – *static pressure*.



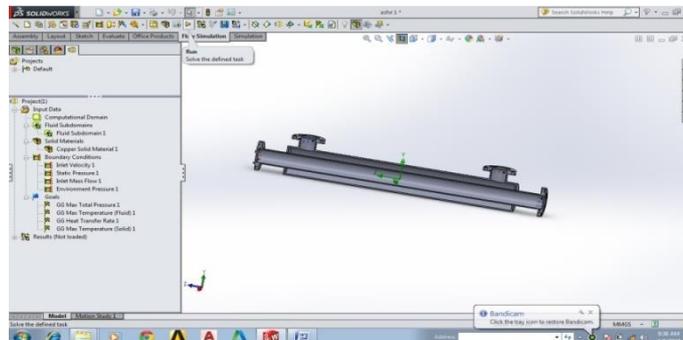
Gambar 3.22. Menentukan nilai tekanan dan temperatur

22. Klik kanan pada *goal* – pilih insert *global goal* – klik pada kotak *total pressure (max)*, *temprature fluid (max)*, *temperature solid (max)* – *heat transfer (max)* – klik pada centang hijau.



Gambar 3.23. Menentukan *goals*

23. Klik pada *run* dan tunggu saat proses *running* berjalan.



Gambar 3.24. Proses *running* (menjalankan simulasi)

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Hasil Simulasi

Data hasil simulasi yang diperoleh dari hasil pengolahan data disusun dalam bentuk tabel dan grafik. Grafik ini terdiri dari beberapa hubungan antar variabel yang diamati, yaitu grafik koefisien perpindahan kalor total ( $U_c$ ), penurunan tekanan ( $\Delta P$ ). Dari berbagai grafik tersebut diharapkan dapat mengungkap fenomena yang menjadi permasalahan dalam penelitian ini yaitu perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran berlawanan pada alat penukar kalor pipa ganda.

##### 4.1.1. Hasil Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 1000

Langka pertama dalam melakukan simulasi alat penukar kalor ini ialah dengan menentukan beberapa parameter atau besarnya bilangan angka yang akan dimasukkan kedalam *software solidworks 2014* supaya sesuai dengan kondisi lingkungan yang diinginkan. Berikut ialah Penentuan besar laju aliran massa berdasarkan bilangan Reynold 1000:

Menggunakan persamaan 2.9 untuk mendapatkan nilai kecepatan aliran dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- Laju alir massa pada pipa dalam

$$\dot{m} = 1000 \cdot 958,38 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0779 \cdot (0,282 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,0165 \text{ kg/s}$$

- Laju alir massa pada pipa luar

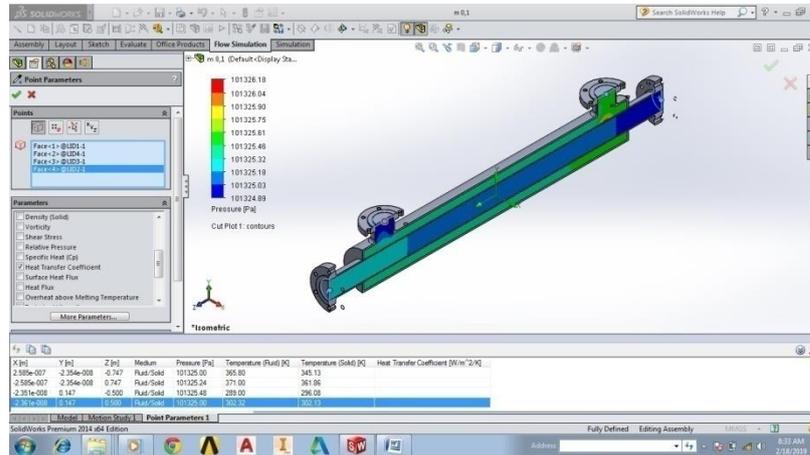
$$\dot{m} = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot v$$

$$\dot{m} = 1000 \cdot 998,62 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0672 \cdot (1,052 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,0221 \text{ kg/s}$$

Adapun simulasi alat penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan ini menggunakan jenis material tembaga dengan nilai boundary condition yang didapat dari variasi bilangan Reynold 1000 yaitu kecepatan aliran masuk dengan nilai laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) pada pipa dalam sebesar 0,0165 kg/s dengan asumsi

temperature masuk sebesar 373 K sedangkan temperature keluaranya sebesar 359 K dan kecepatan aliran masuk pada pipa luar sebesar 0,0221 kg/s dengan asumsi temperature aliran masuknya sebesar 291 K sedangkan temperatur keluaranya sebesar 300 K. Berdasarkan input parameter yang telah dimasukan maka didapatkan hasil simulasi sebagai berikut:



Gambar 4.1. Visualisasi penurunan tekanan dan perpindahan kalor pada  $m$  sebesar 0,0165 kg/s dan 0,0221 kg/s

#### 4.1.1.1. Penurunan Tekanan / Pressure Drop ( $\Delta p$ )

##### 1. Penurunan tekanan pada pipa dalam

Pada hasil simulasi pada pipa dalam menunjukkan adanya penurunan tekanan. Untuk mencari nilai besarnya penurunan tekanan pada pipa dalam perlu dilakukan perhitungan yaitu nilai pressure maksimal dikurangi nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimum sebesar 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,01 Pa yakni dengan cara nilai pressure maksimum dikurangi nilai pressure minimum.

##### 2. Penurunan Tekanan pada pipa luar

Pada pipa pendingin juga terjadi penurunan tekanan dan untuk mencari nilai penurunan tekanan perlu dilakukan perhitungan seperti yang telah dilakukan sebelumnya yaitu nilai pressure maksimal dikurangi nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimum sebesar 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimum sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,04 Pa dengan cara yang sama yakni nilai pressure maksimum dikurangi nilai pressure minimum.

#### 4.1.1.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Harga koefisien perpindahan kalortotal untuk alat penukar kalor pipa ganda jenis aliran berlawanan dengan menggunakan bahan tembaga memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar  $1018,962 \text{ W/m}^2/\text{K}$  sebagaimana didapat pada proses simulasi menggunakan *software solidworks*.

#### 4.1.2. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 2000

Pada simulasi kedua ini hal yang pertama kali kita lakukan ialah menentukan beberapa parameter atau besarnya bilangan angka yang akan dimasukan kedalam *software solidworks* supaya sesuai dengan kondisi lingkungan yang diinginkan. Berikut ialah Penentuan besar laju aliran massa berdasarkan bilangan reynold 2000:

Untuk mendapat nilai kecepatan laju aliran berdasarkan bilangan reynold berdasarkan persamaan 2.9 dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- Laju alir massapada pipa dalam

$$\dot{m} = 2000.958,38. \frac{3,14}{4} \cdot 0,0779. (0,282.10^{-6})$$

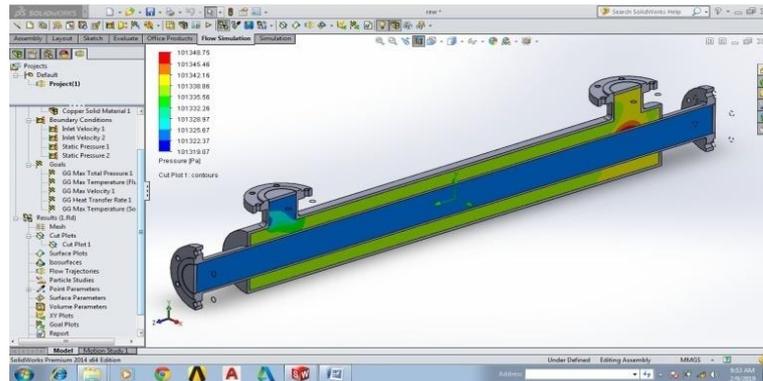
$$\dot{m} = 0,033 \text{ kg/s}$$

- Laju alir massa pada pipa luar

$$\dot{m} = 2000.998,62. \frac{3,14}{4} \cdot 0,0672. (1,052.10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,044 \text{ kg/s}$$

Pada variasi ke-2 nilai laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) pada pipa dalam sebesar  $0,033 \text{ kg/s}$ , asumsi temperatur masuk sebesar  $373 \text{ K}$  dan temperatur keluarnya sebesar  $359 \text{ K}$ . Kecepatan aliran masuk pada pipa luar sebesar  $0,022 \text{ kg/s}$ , asumsi temperature aliran masuknya sebesar  $291 \text{ K}$  dan temperatur keluarnya sebesar  $300 \text{ K}$ . Adapun hasil simulasi yang didapat sebagai berikut:



Gambar 4.2. Visualisasi penurunan tekanan dan perpindahan kalor pada  $m$  sebesar 0,033 kg/s dan 0,022 kg/s

#### 4.1.2.1. Penurunan Tekanan

##### 1. Penurunan tekanan pada pipa dalam

Simulasi pada pipa annulus menunjukkan adanya penurunan tekanan. Nilai besaran penurunan tekanan dapat dihitung yaitu dengan cara pressure maksimum dikurang nilai pressure minimum. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,04 Pa.

##### 2. Penurunan Tekanan pada pipa besar

Pada pipa pendingin juga terjadi penurunan tekanan dan untuk mencari nilai penurunan tekanan perlu dilakukan perhitungan seperti yang telah dilakukan sebelumnya yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,13Pa dan nilai tekanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,13 Pa.

#### 4.1.2.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Adapun nilai koefisien perpindahan kalor pada penelitian ini adalah sebesar 1274,460 W/m<sup>2</sup>/K. Nilai ini bergantung terhadap nilai laju aliran massa yang masuk melalui saluran inlet pada pipa.

#### 4.1.3. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 3000

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang sesuai dengan kondisi lapangan yang diinginkan maka langkah pertama yang perlu dilakukan dalam simulasi alat penukar kalor ini ialah dengan menentukan beberapa parameter atau besarnya bilangan angka yang akan di-input kedalam *software* simulasi supaya sesuai

dengan kondisi lingkungan yang diinginkan. Berikut ialah Penentuan besar laju aliran massa berdasarkan bilangan reynold 3000:

Menggunakan persamaan 2.9 untuk mendapatkan nilai kecepatan aliran dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- Laju alir massapada pipa dalam

$$\dot{m} = 3000 \cdot 958,38 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0779 \cdot (0,282 \cdot 10^{-6})$$

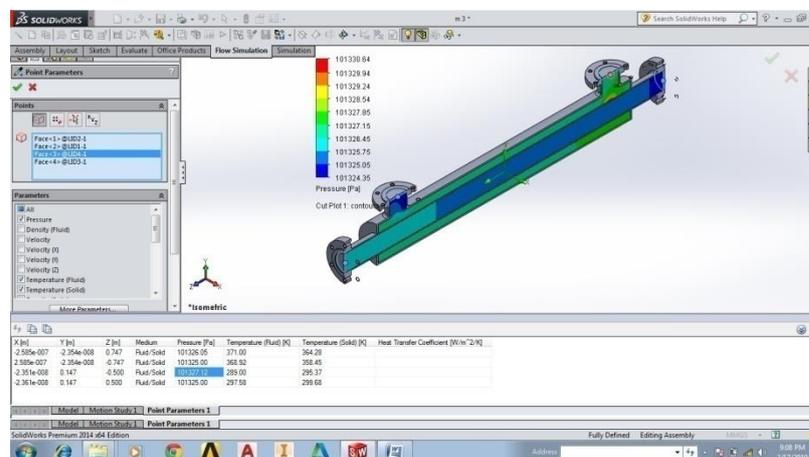
$$\dot{m} = 0,049 \text{ kg/s}$$

- Laju alir massapada pipa luar

$$\dot{m} = 3000 \cdot 998,62 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0672 \cdot (1,052 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,066 \text{ kg/s}$$

Pada simulasi dengan variasi nilai laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) pada pipa anulus sebesar 0,049 kg/s asumsi temperature masuk sebesar 373 K, dan temperature keluarnya sebesar 359 K. Sementara itu kecepatan aliran masuk pada pipa luar sebesar 0,066 kg/s dengan asumsi temperature aliran masuknya sebesar 291 K dan temperatur keluarnya sebesar 300 K. Berikut hasil simulasi pada laju aliran massa 0,049 kg/s dan 0,066 kg/s :



Gambar 4.3. Visualisasi penurunan tekanan dan perpindahan panas pada  $\dot{m}$  sebesar 0,049 kg/s dan 0,066 kg/s

#### 4.1.3.1. Penurunan Tekanan

##### 1. Penurunan tekanan pada pipa dalam

Pada hasil simulasi pada pipa anulus menunjukkan adanya penurunan tekanan. Penurunan tekanan dapat diketahui dengan syarat melakukan perhitungan

yakni nilai tekanan maksimum dikurangi nilai tekanan minimum (101325,09 – 101325) sehingga didapat selisih diantara keduanya sebesar 0,09 Pa.

## 2. Penurunan Tekanan pada pipa besar

Pada pipa pendingin juga terjadi penurunan tekanan dan untuk mencari nilai penurunan tekanan perlu dilakukan perhitungan seperti yang telah dilakukan sebelumnya yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,27 Pa dan nilai takanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,27 Pa.

### 4.1.3.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Harga koefisien perpindahan kalortotal untuk alat penukar kalor pipa ganda jenis aliran berlawanan dengan menggunakan bahan tembaga memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 1542,521 W/m<sup>2</sup>/K.

### 4.1.4. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 4000

Hal yang perlu dilakukan dalam simulasi alat penukat kalor ini ialah dengan menentukan beberapa parameter atau besarnya bilangan angka yang akan di-input kedalam *software solidworks 2014* supaya sesuai dengan kondisi lingkungan yang diinginkan. Berikut ialah Penentuan besar laju aliran massa berdasarkan bilangan reynold 4000:

Berdasarkan persamaan 2.9 untuk mendapatkan nilai kecepatan aliran pada bilangan reynold 4000 dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- Laju alir massapada pipa dalam

$$\dot{m} = 4000 \cdot 958,38 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0779 \cdot (0,282 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,066 \text{ kg/s}$$

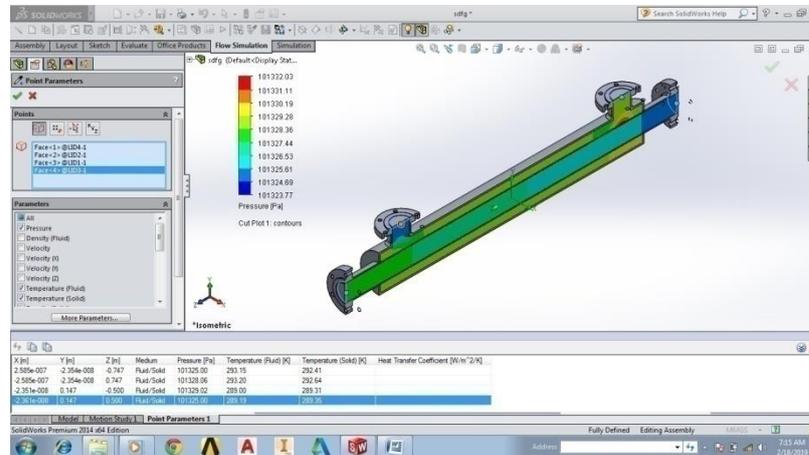
- Laju alir massapada pipa luar

$$\dot{m} = 4000 \cdot 998,62 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0672 \cdot (1,052 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,088 \text{ kg/s}$$

Adapun simuliasalat penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan ini menggunakan jenis material tembaga dengan nilai boundary condition yang diasumsikanyaitu kecepatan aliran masuk dengan nilai laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) pada pipa dalam sebesar 0,066 kg/s dengan asumsi temperature masuk sebesar 373 K

sedangkan temperature keluarnya sebesar 359 K dan kecepatan aliran masuk pada pipa luar sebesar 0,088 kg/s dengan asumsi temperature aliran masuknya sebesar 291 K sedangkan temperatur keluarnya sebesar 300 K. Berdasarkan input parameter yang telah dimasukan maka didapatkan hasil simulasi sebagai berikut:



Gambar 4.4. Visualisasi penurunan tekanandan perpindahan kalor pada  $m$  sebesar 0,066 kg/s dan 0,088 kg/s

#### 4.1.4.1. Penurunan Tekanan

##### 1. Penurunan tekanan pada pipa dalam

Untuk mencari nilai besarnya penurunan tekanan pada pipa annulus perlu dilakukan perhitungan yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimum sebesar 101325,13 Pa dan nilai tekanan minimum sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,13 Pa.

##### 2. Penurunan Tekanan pada pipa besar

Pada pipa pendingin juga terjadi penurunan tekanan dan untuk mencari nilai penurunan tekanan perlu dilakukan perhitungan seperti yang telah dilakukan sebelumnya yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,46 Pa dan nilai takanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,46 Pa.

#### 4.1.4.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Harga koefisien perpindahan kalortotal untuk alat penukar kalor pipa ganda jenis aliran berlawanan dengan menggunakan bahan tembaga memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 1822,814 W/m<sup>2</sup>/K.

#### 4.1.5. Simulasi Laju Aliran Massa Berdasarkan Bilangan Reynold 5000

Berdasarkan percobaan simulasi yang telah dilakukan sebelumnya langkah pertama dalam melakukan simulasi alat penukar kalor ini ialah dengan menentukan beberapa parameter atau besarnya bilangan angka yang akan di-input kedalam *software solidwork* supaya sesuai dengan kondisi lingkungan yang diinginkan. Berikut ialah Penentuan besar laju aliran massa berdasarkan bilangan reynold 5000:

Berdasarkan persamaan 2.9 untuk mendapatkan nilai kecepatan aliran pada bilangan reynold 5000 dilakukan perhitungan sebagai berikut:

- Laju alir massapada pipa dalam

$$\dot{m} = 5000 \cdot 958,38 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0779 \cdot (0,282 \cdot 10^{-6})$$

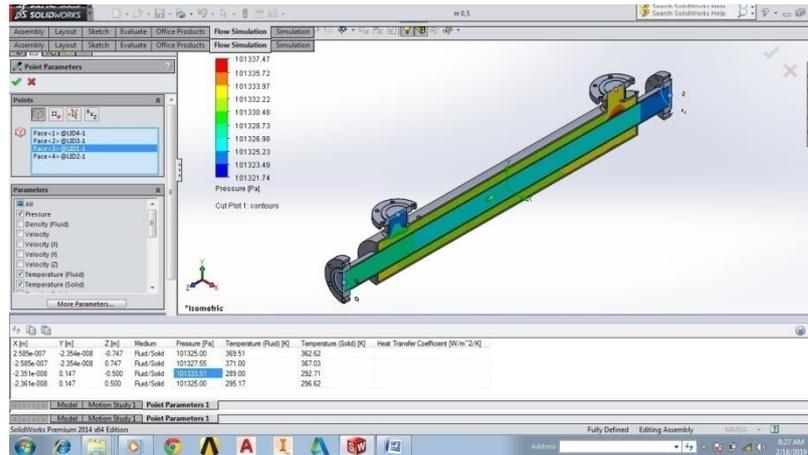
$$\dot{m} = 0,083 \text{ kg/s}$$

- Laju alir massapada pipa luar

$$\dot{m} = 5000 \cdot 998,62 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,0672 \cdot (1,052 \cdot 10^{-6})$$

$$\dot{m} = 0,110 \text{ kg/s}$$

Adapun simuliasalat penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan ini menggunakan jenis material tembaga dengan nilai boundary condition yang diasumsikanyaitu kecepatan aliran masuk dengan nilai laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) pada pipa dalam sebesar 0,083 kg/s dengan asumsi temperature masuk sebesar 373 K sedangkan temperature keluaranya sebesar 359 K dan kecepatan aliran masuk pada pipa luar sebesar 0,110 kg/s dengan asumsi temperature aliran masuknya sebesar 291 K sedangkan temperatur keluaranya sebesar 300 K. Berdasarkan input parameter yang telah dimasukan maka didapatkan hasil simulasi sebagai berikut:



Gambar 4.5. Visualisasi penurunan tekanan dan perpindahan kalor pada  $m$  sebesar 0,083 kg/s dan 0,110 kg/s

#### 4.1.5.1. Penurunan Tekanan

##### 1. Penurunan tekanan pada pipa dalam

Pada hasil simulasi pada pipa annulus menunjukkan adanya penurunan tekanan. Untuk mencari nilai besarnya penurunan tekanan pada pipa annulus perlu dilakukan perhitungan yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,18 Pa dan nilai tekanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,18 Pa.

##### 2. Penurunan Tekanan pada pipa besar

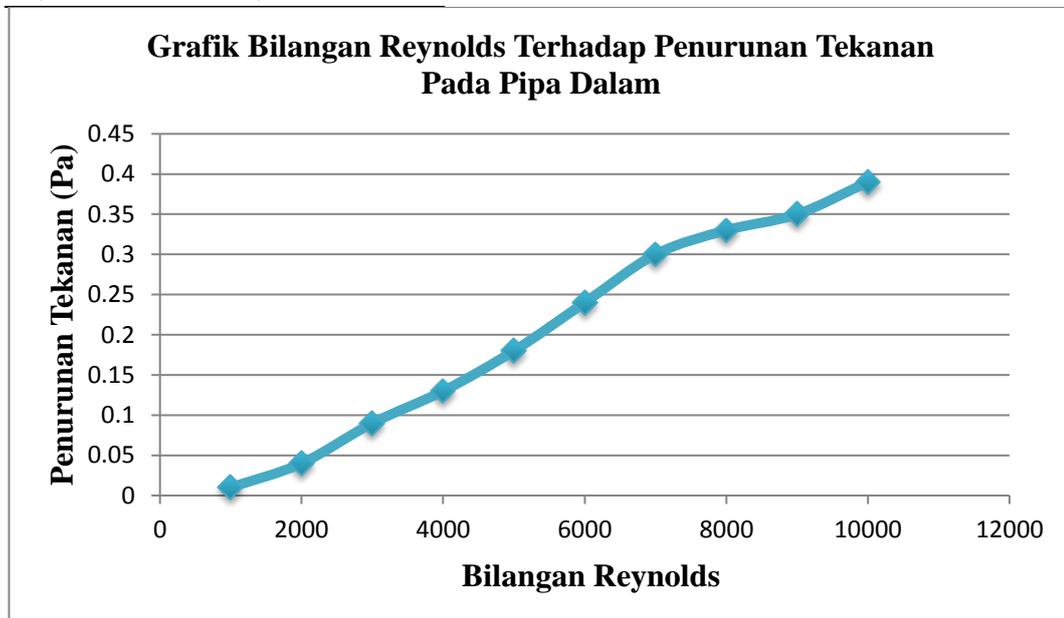
Pada pipa pendingin juga terjadi penurunan tekanan dan untuk mencari nilai penurunan tekanan perlu dilakukan perhitungan seperti yang telah dilakukan sebelumnya yaitu nilai pressure maksimal dikurang nilai pressure minimal. Pada inlet pipa besar tercatat nilai pressure maksimal sebesar 101325,70 Pa dan nilai tekanan minimal sebesar 101325 Pa maka didapat nilai penurunan tekanan sebesar 0,70 Pa.

#### 4.1.5.2. Nilai Koefisien Perpindahan Kalor Total ( $U_c$ )

Harga koefisien perpindahan kalortotal untuk alat penukar kalor pipa ganda jenis aliran berlawanan dengan menggunakan bahan tembaga memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 2114,551 W/m<sup>2</sup>/K.

Tabel 4.1. Nilai Perbandingan Antara Laju Aliran Massa dengan Penurunan Tekanan Pada Pipa Dalam.

Laju Aliran Massa	Pressure Drop
0.016	0.01
0.033	0.04
0.049	0.09
0.066	0.13
0.083	0.18
0.099	0.24
0.116	0.30
0,113	0,33
0,149	0,35
0,165	0,39

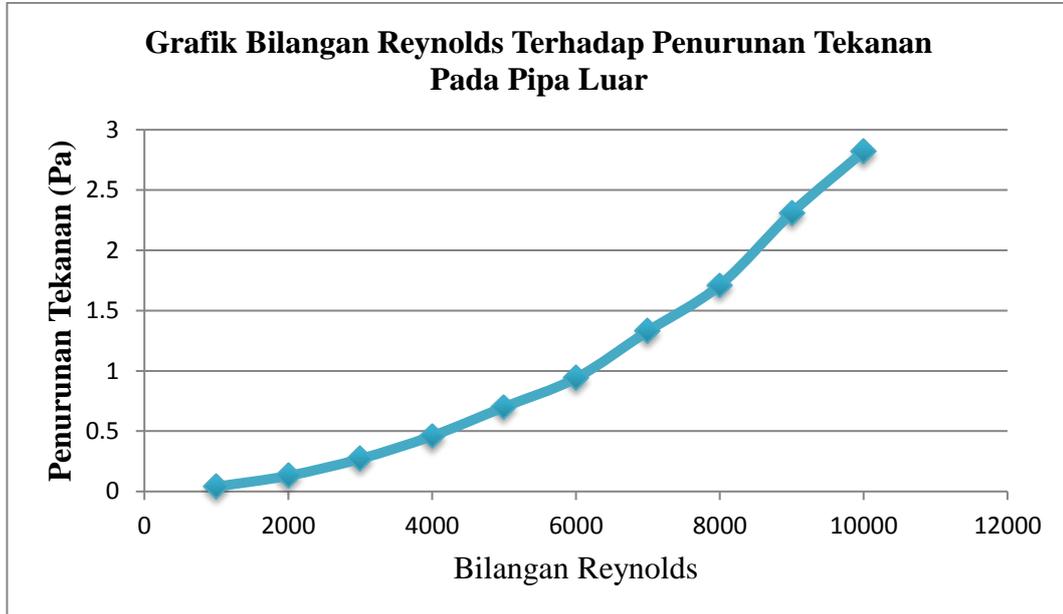


Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Bilangan Reynold terhadap Penurunan Tekanan Pada Pipa Dalam

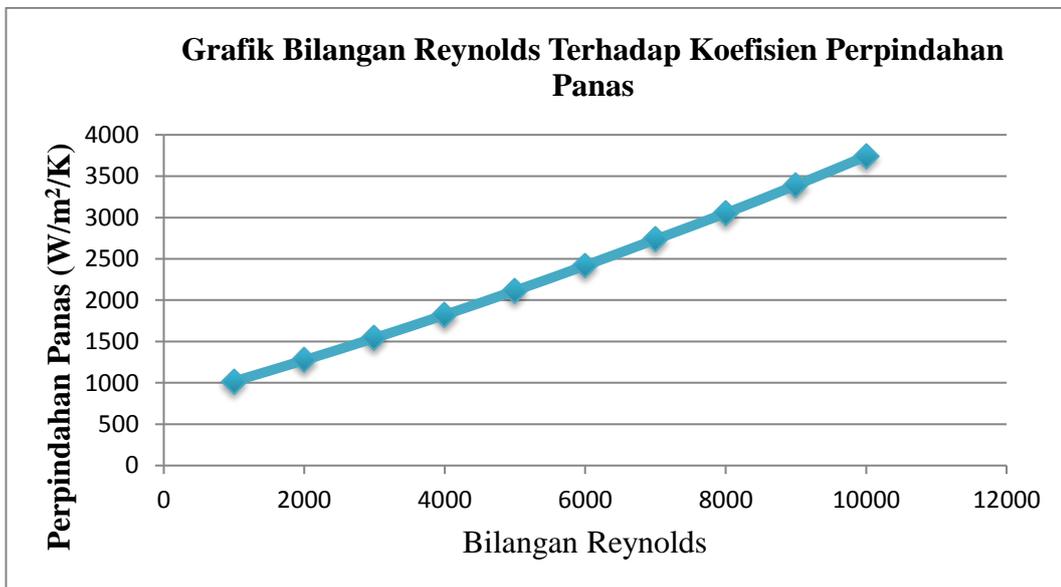
Tabel 4.2. Nilai Perbandingan Antara Laju Aliran Massa Terhadap Penurunan Tekanan Pada Pipa Luar.

Laju Aliran Massa	Penurunan Tekanan
0.022	0.04
0.044	0.13
0.066	0.27
0.088	0.46
0.11	0.70
0.13	0.94
0.15	1.33

0,17	1,71
0,19	2,31
0,22	2,82



Gambar 4.7 Grafik Laju Bilangan Reynold Terhadap Penurunan Tekanan Pada Pipa Luar



Gambar 4.8. Grafik Perbandingan Bilangan Reynold Terhadap Koefisien Perpindahan Panas

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi kesimpulan yang diperoleh setelah melakukan simulasi pada desain yang telah dibuat dan saran-saran yang perlu diperhatikan yang nantinya dapat menyempurnakan kembali simulasi pada desain tersebut sehingga diperoleh hasil yang lebih baik pada laporan ini.

#### 5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan pada bab sebelumnya dapat diambil kesimpulan bahwa:

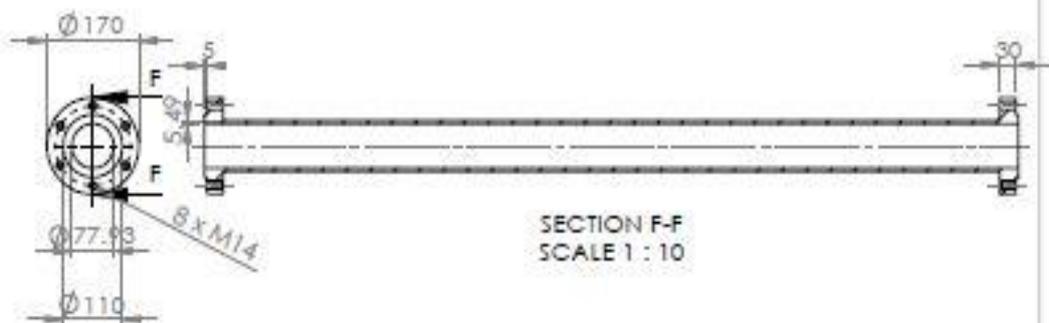
1. Besar atau kecilnya koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh laju aliran massa dan bentuk geometri bagian dalam pipa yang mana hal ini menyebabkan aliran fluida menjadi turbulen sehingga menyebabkan penurunan tekanan serta koefisien perpindahan panas menjadi lebih besar.
2. Pipa dalam mengalami penurunan tekanan yang relative lebih kecil dibanding pipa luar. Hal ini disebabkan dari bentuk bagian dalam pipa itu sendiri yang mana pada pipa dalam tidak terdapat hambatan pada bagian dalam pipa sehingga alirannya cenderung laminar menyebabkan penurunan tekanannya relatif kecil.
3. Tekanan terbesar terjadi pada saluran masuk fluida pendingin pada pipa luar hal ini dikarenakan dari pengaruh durasi aliran fluida melewati pipa dalam akan lebih berkelok dan menyebabkan aliran menjadi lebih turbulen sehingga pipa luar mengalami penurunan tekanan lebih besar dari pipa dalam.

#### 5.2. Saran

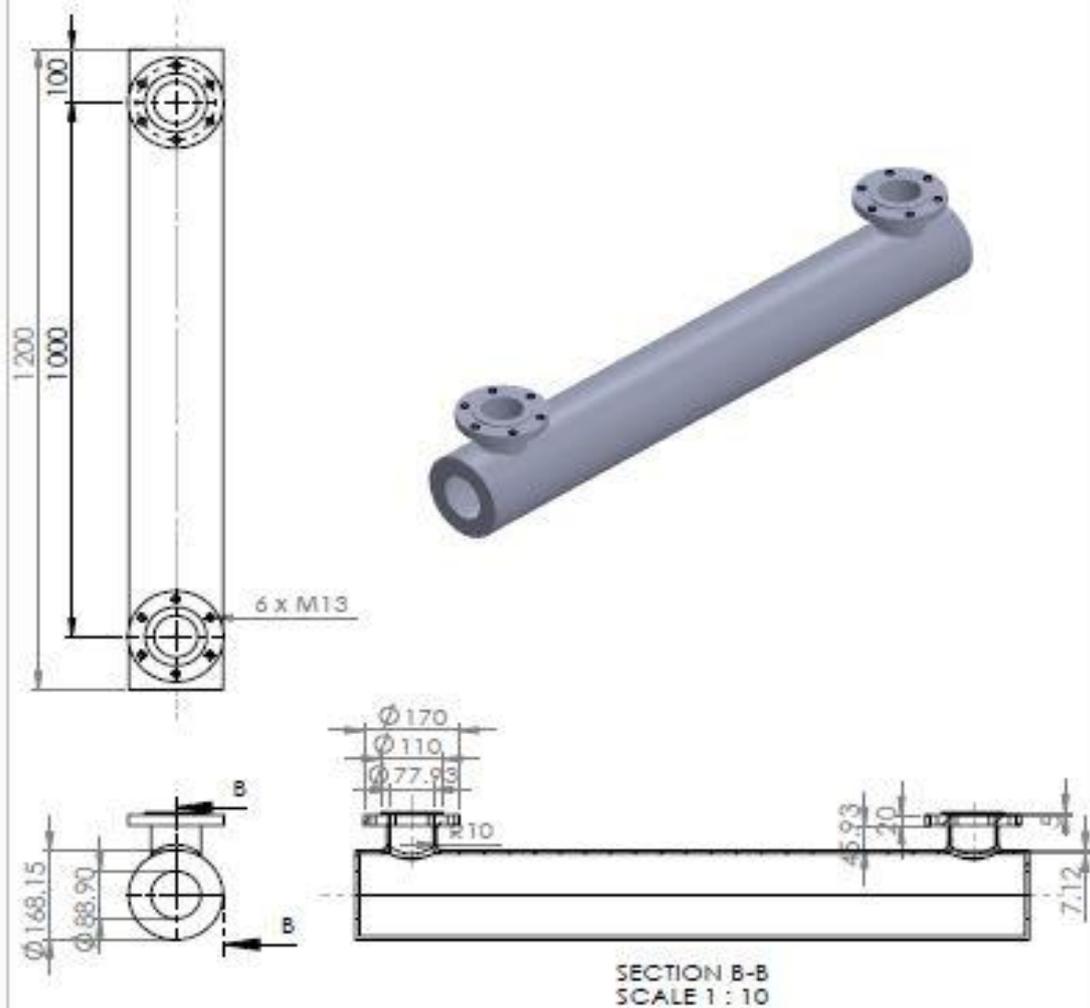
Dari simulasi dan penulisan laporan yang telah dilakukan terdapat kekurangan dalam proses penyusunan laporan. Adapun kekurangan yang ditemukan dalam penulisan ini yaitu pada saat proses menjalankan simulasi (*running*) sebaiknya menggunakan laptop maupun computer dengan spesifikasi yang cukup mumpuni supaya mendapatkan hasil simulasi yang lebih akurat dan efisien terhadap waktu lamanya proses simulasi.

## DAFTAR PUSTAKA

- Kevin sanjaya 2014, Penukar kalor (*heat exchanger type shell and tube*), Jakarta
- M. awaaludin 2007, analisis perpindahan kalor pada *heat exchanger* pipa ganda dengan sirip berbentuk *delta wing*, semarang
- Holman, J. P., 1991, *Perpindahan Kalor*, Ed. 6, Jakarta: Erlangga.
- Sitompul, T.M, 1993, *Alat Penukar Kalor*, Citra Niaga Rajawali, Jakarta.
- Dwi Arif Santoso, 2017, Jurnal Ilmiah komputasi, Volume 16 No :2, Depok.
- Dassault SystemesSolidwork Corporation, 2011, *Solidwork Essentials*, Massachusetts.
- Muhamad Ali, 2014, pembelajaran perancangan system control pid, yogyakarta.
- Audri Deacy Cappenberg, 2015, analisa kinerja alat penukar kalor jenis pipaganda, Jakarta.
- AdityaHidayanto, 2009, pengujian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan, Surakarta.
- Andi Saidah, dkk, 2015, jurnal kajian teknik mesin, Jakarta.
- MustazaMa'a, 2013, Karakteristik Perpindahan Panas pada Double Pipe Heat Exchanger,perbandingan aliran parallel dan counter flow, Vol 1 No.2, Riau.



	Pipa luar Alat Penukar Kalor	Tembaga		Pipa 3 inch Sch 40	
No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	
				Keterangan	
Kekasaran permukaan dalam micrometer	Toleransi ukuran dalam micro meter			Toleransi bentuk dan posisi menurut:	
	Skala : 1:10	Di gambar: Agus Sulstadi		Peringatan:	
	Satuan ukuran: mm	Npm : 1507230105			
	Tanggal: 18-03-2019	Dilihat: Khalul Umurani, S.T.,M.T.			
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara				No. 1	A4



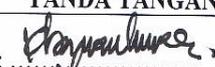
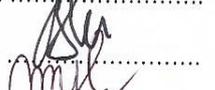
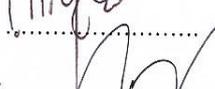
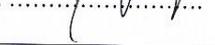
SECTION B-B  
SCALE 1 : 10

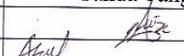
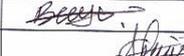
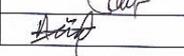
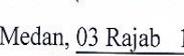
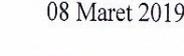
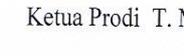
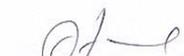
	Pipa luar Alat Penukar Kalor	Tembaga		Pipa 6 inch Sch 40	
No	Jumlah	Nama	Bahan	Normalisasi	
				Keterangan	
Kekasaran permukaan dalam mikrometer	Toleransi ukuran dalam mikro meter			Toleransi bentuk dan posisi menurut:	
	Skala : 1:10	Dikambar: Agus Sulstadi		Peringatan:	
	Satuan ukuran: mm	Npm: 1507230105			
	Tanggal: 18-03-2019	Dilihat: Khalrul Umuranl, S.T.,M.T.			
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara				No. 2	A4



**DAFTAR HADIR SEMINAR  
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK – UMSU  
TAHUN AKADEMIK 2018 – 2019**

Peserta Seminar  
 Nama : Agus Sulistiadi  
 NPM : 1507230105  
 Judul Tugas Akhir : Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Double Pipa Aliran Berlawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Pressure – Drop.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T	
Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T	
Pemanding – I : M. Yani.S.T.M.T	
Pemanding – II : <del>Bekti Suroso.S.T.M.Eng</del> Dr. Eng. Rokhmah Anef Siregar	

	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1507230094	MHO ALFIAN RIZKY	
2	1507230176	ASI MAULANIA	
3	1507230014	JERRY RAMADANI SYAPITRA	
4	1507230001	MHO SYAHIDANA AMIN	
5	1507230109	Rokumoli	
6	1507230021	BAYU PRATAMA	
7	1307230299	Abdi Saputra.	
8	1307230262	Arie Indra Wirantara	
9	1307230275	BAMBANG KATRESNAN	
10	1407230204	Agung Tribowo	

Medan, 03 Rajab 1440 H  
08 Maret 2019 M

Ketua Prodi T. Mesin

  
Affandi.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

---

NAMA : Agus Sulistiadi  
NPM : 1507230105  
Judul T.Akhir : Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Double Pipa Aliran Ber-  
Lawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Pressure Drop.

Dosen Pembimbing - I : Khairul Umurani.S.T.M.T  
Dosen Pembimbing - II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen pembanding - I : M.Yani.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng

**KEPUTUSAN**

- Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)
- 2 Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

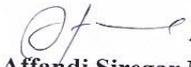
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

- 3 Harus mengikuti seminar kembali

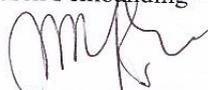
Perbaikan :  
.....  
.....  
.....  
.....

Medan 04 Rajab 1440 H  
08 Maret 2019 M

Diketahui :  
Ketua Prodi T.Mesin

  
Affandi Siregar.M.T

Dosen Pembanding - I

  
M.Yani.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

---

NAMA : Agus Sulistiadi  
NPM : 1507230105  
Judul T.Akhir : Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor Double Pipa Aliran Ber-  
Lawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan Pressure Drop.

Dosen Pembimbing - I : Khairul Umurani.S.T.M.T  
Dosen Pembimbing - II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen pembeding - I : M. Yani.S.T.M.T  
Dosen Pembeding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng

**KEPUTUSAN**

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)  
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

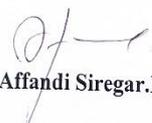
.....  
.....  
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali  
Perbaikan :

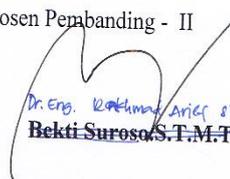
.....  
.....  
.....

Medan 04 Rajab 1440 H  
08 Maret 2019 M

Diketahui :  
Ketua Prodi T.Mesin

  
**Affandi Siregar.M.T**

Dosen Pembeding - II

  
Dr. Eng. ~~Bekti Suroso~~ Arief Siregar  
**Bekti Suroso.S.T.M.T**

### LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR

#### Simulasi Numerik Alat Penukar Kalor *Double Pipe* Aliran Berlawanan Terhadap Perpindahan Panas Dan *Pressure Drop*

Nama : Agus Sulistiadi  
NPM : 1507230105

Dosen Pembimbing 1 : Khairul Umurani, S.T., M.T.  
Dosen Pembimbing 2 : Sudirman Lubis, S.T., M.T.

No	Hari/Tanggal	Kegiatan	Paraf
		- Pemberian penjelasan tugas.	ke
		- Perbaiki Pembahasan	4
		- Perbaiki Argumen pustaka	4
		- Perbaiki Metode	4
		- Lanjut ke subbab 2	4
		- Perbaiki soal	ke
		- tambahkan data pustaka Ali.	
		- Ali, Jurnal	ke

## DAFTAR RIWAYAT HIDUP



### A. DATA PRIBADI

1. Nama : AGUS SULISTIADI
2. JenisKelamin : Laki-laki
3. Tempat, TanggalLahir : Sei musam, 08 November 1995
4. Kewarganegaraan : Indonesia
5. Status : Belum Menikah
6. Agama : Islam
7. Alamat : Jl. Abdul Hakim Gg. Wakaf No.9 Medan
8. No. Hp : 0823 8682 8358
9. Email : [agussulistiadi10@gmail.com](mailto:agussulistiadi10@gmail.com)

### B. RIWAYAT PENDIDIKAN

NO	PENDIDIIKAN FORMAL	TAHUN
1	SDN	2001 - 2007
2	SMPN 07 TAPUNG	2007 - 2011
3	SMAN 1 TAPUNG	2011 - 2014
4	Universias Muhammadiyah Sumatera Utara	2015 - 2019