



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS  
PADA PIPA BULAT**

**SKRIPSI**

**RINO ARDIANTO  
0806368843**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
DEPOK  
JANUARI 2012**



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS  
PADA PIPA BULAT**

**SKRIPSI**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik**

**RINO ARDIANTO  
0806368843**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
KEKHUSUSAN PROGRAM PENDIDIKAN SARJANA EKSTENSI  
DEPOK  
JANUARI 2012**

## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,  
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk  
telah saya nyatakan dengan benar.**

**Nama : Rino Ardianto**

**NPM : 0806368843**

**Tanda Tangan :**



**Tanggal : 13 Januari 2012**

## HALAMAN PENGESAHAN


Skripsi ini diajukan oleh :  
Nama : Rino Ardianto  
NPM : 0806368843  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Yanuar, M.Eng Msc (  )

Penguji : Ir. Marcus Alberth Talahatu, MT (  )

Penguji : Ir. Hadi Tresno Wibowo, MT (  )

Penguji : Ir. Mukti Wibowo (  )

Penguji : Dr. Ir. Sunaryo (  )

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 13 Januari 2012

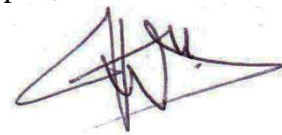
## KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT karena atas berkat rahmat dan karunia-Nya saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar sarjana teknik mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa dalam proses pembuatan hingga selesainya skripsi ini banyak pihak yang telah membantu dan menyemangati saya dalam pembuatan skripsi ini. Oleh karena itu saya mengucapkan terima kasih kepada :

1. Prof. Dr. Ir. Yanuar, M.Eng Msc., selaku dosen pembimbing yang telah bersedia meluangkan waktu untuk memberi arahan, bimbingan dan persetujuan sehingga skripsi ini dapat terselesaikan dengan baik.
2. Seluruh staf pengajar Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang telah memberikan dan mengajarkan ilmunya, sehingga penulis mampu menyelesaikan skripsi ini dengan bermacam ilmu yang telah didapat.
3. Seluruh staf karyawan Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang telah membantu dalam proses penelitian ini.
4. Kedua Orangtua Suharto dan Suwanti dan adik-adik ku terima kasih kalian telah mendukung baik secara moril dan materil selama ini. Skripsi ini kupersembahkan untuk kalian.
5. Ahlul Haili saudara seperjuangan dalam mengerjakan penelitian ini.
6. Teman-teman seperjuangan PPSE Teknik Mesin UI angkatan 2008 atas doa dan bantuannya.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 13 Januari 2012



Rino Ardianto

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI  
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

---

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Rino Ardianto  
NPM : 0806368843  
Program Studi : Teknik Mesin  
Departemen : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik  
Jenis Karya : Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif** (*Non-exclusive Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

**KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS PADA PIPA BULAT**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 13 Januari 2012

Yang menyatakan,



(Rino Ardianto)

## ABSTRAK

Nama : Rino Ardianto  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat

Penanganan beban termal pada dunia industri sangat diperlukan. Sistem alat penukar kalor bisa dikembangkan pada sisi fluida yang digunakan dan desain pipa yang digunakan. Respon dalam bidang thermal adalah maraknya kembali perhatian akan pentingnya alat penukar kalor (*heat exchanger*). Sebuah alat penukar kalor yang baik harus ditunjang oleh koefisien perpindahan panas yang baik. Koefisien perpindahan panas sendiri di pengaruhi oleh bilangan Reynolds. Dalam penelitian ini, dilakukan rancang bangun sebuah alat penukar kalor tipe *double pipe* dengan variasi pada pipa air panas, dimana pada pipa luar adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 88.6 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 85 mm dan pipa dalam adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1.2 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 30 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 28 mm. Berdasarkan pengujian didapatkan grafik kenaikan nilai koefisien perpindahan kalor sebanding dengan kenaikan bilangan Reynolds. Profil kotak memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan profil bulat. Pada perbedaan jenis aliran sangat berpengaruh terhadap nilai koefisien perpindahan panas profil bulat, sedangkan pada profil kotak tidak begitu terlihat perbedaannya.

Kata kunci:

Alat penukar kalor, koefisien perpindahan panas, bilangan Reynolds, termal, *double pipe*.

## ABSTRACT

Nama : Rino Ardianto  
Program Studi : Mechanical Engineering  
Judul Skripsi : Heat Transfer Coefficient In Round Pipe

Handling of thermal load on the industrial world is indispensable. Heat exchanger system can be developed on the side of the fluid used and the design of pipe used. Response in the thermal field is widespread concern about the importance of re-heat exchanger (heat exchanger). A good heat exchanger must be supported by a good heat transfer coefficient. Heat transfer coefficient itself is influenced by the Reynolds number. In this study, carried out design and construction of an appliance type double pipe heat exchanger with a variation on the hot water pipes, where the outer pipe is carbon steel pipe has a conduction heat transfer coefficient of  $54 \text{ W / mK}$  and has dimensions of 1 m length of pipe, outer diameter ( $\varnothing$  out) 88.6 mm, and diameter in ( $\varnothing$  in) 85 mm and pipe in carbon steel pipe is a conduction heat transfer coefficient of  $54 \text{ W / mK}$  and has dimensions of 1.2 m length of pipe, outer diameter ( $\varnothing$  out) 30 mm, and diameter in ( $\varnothing$  in) 28 mm. Based on the obtained testing the graph increases the heat transfer coefficient is proportional to the increase in Reynolds number. Profiles box has a heat transfer coefficient values are higher if compared to the rounded profile. In different types of flow greatly affect the heat transfer coefficient value rounded profile, whereas the profile square is not so pronounced.

Keywords:

Heat exchanger, heat transfer coefficient, the Reynolds number, thermal, double pipe.



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
HALAMAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH.....	v
ABSTRAK.....	vi
ABSTRACT.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xi
DAFTAR GRAFIK.....	xii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiii
DAFTAR NOTASI.....	xiv
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang.....	1
2.2 Tujuan Studi.....	2
3.3 Batasan Masalah.....	2
4.4 Metode Penelitian.....	2
5.5 Metodologi Penulisan.....	2
6.6 Sistematika Penulisan.....	3
<b>BAB 2 DASAR TEORI.....</b>	<b>5</b>
2.1 Perpindahan Kalor.....	5
2.1.1 Heat Capacity.....	5
2.1.2 Konduktifitas Termal.....	6
2.1.3 Konduksi.....	6
2.1.4 Konveksi.....	9
2.1.5 Koefisien Perpindahan Kalor Secara Konveksi.....	9
2.2 Aliran Fluida.....	11
2.2.1 Bilangan Reynolds.....	11
2.2.2 Aliran Laminar.....	12
2.2.3 Aliran Turbulen.....	12
2.2.4 Aliran Transisi.....	13
2.3 Alat Penukar Kalor ( <i>Heat Exchanger</i> ).....	13
2.3.1 Klasifikasi Alat Penukar Kalor.....	14
2.4 Lapisan Batas ( <i>Boundary Layer</i> ).....	18
2.4.1 Lapisan Batas Hidrolik.....	18
2.4.2 Lapisan Batas Termal.....	20
<b>BAB 3 PERANGKAT DAN ASPEK PENGUJIAN.....</b>	<b>22</b>
3.1 Deskripsi Alat.....	22
3.2 Skematik Alat Uji.....	23
3.3 Komponen Alat Uji.....	24
3.3 Prosedur Pengujian.....	28

<b>BAB 4 PENGOLAHAN DAN ANALISA DATA.....</b>	<b>30</b>
4.1 Data Pengukuran.....	30
4.1.1 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Berlawanan.....	31
4.1.2 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Berlawanan.....	31
4.1.3 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Searah.....	31
4.1.4 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Searah.....	32
4.2 Pengolahan Data.....	33
4.2.1 Perhitungan Bilangan Reynold.....	33
4.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas.....	33
4.3 Analisa Data.....	35
<b>BAB 5 PENUTUP.....</b>	<b>38</b>
5.1. Kesimpulan.....	38
5.2. Saran.....	38
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>39</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>40</b>

## DAFTAR GAMBAR

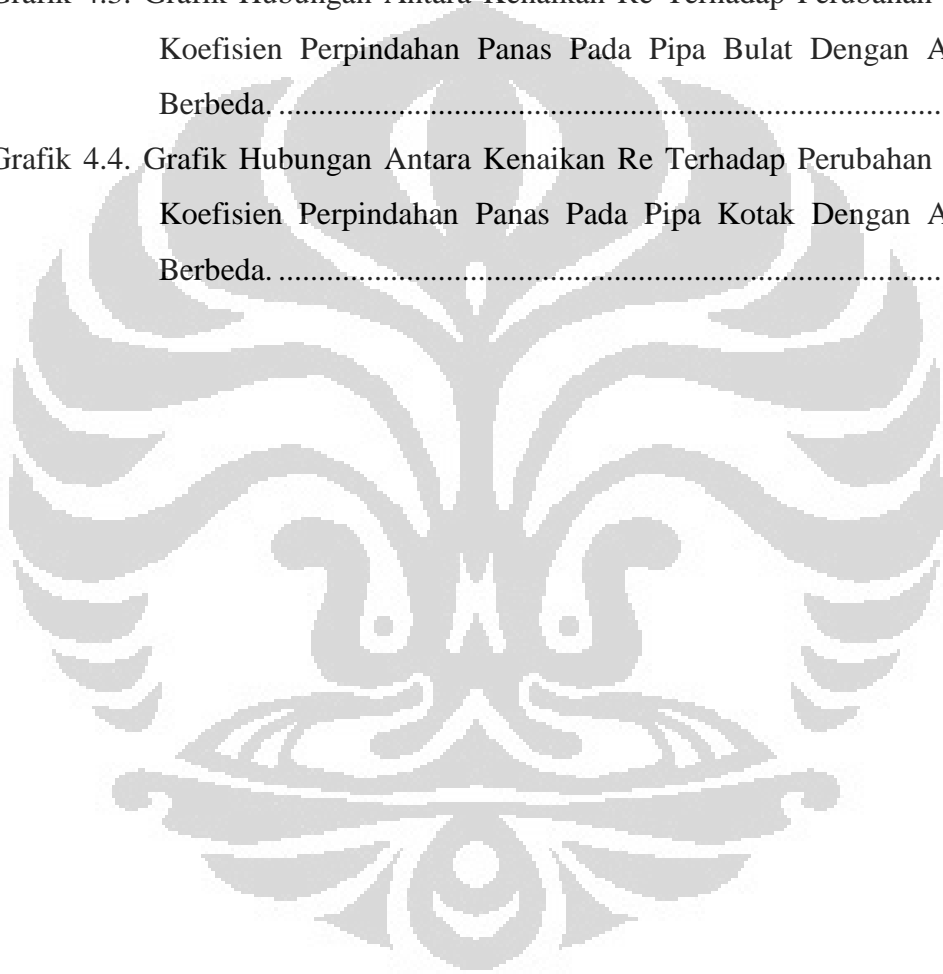
Gambar 2.1. Konduksi pada plat.....	7
Gambar 2.2 Konduksi pada silinder berongga.....	8
Gambar 2.3. Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran <i>eksternal</i> ).....	13
Gambar 2.4. Profil Distribusi Suhu pada Heat Exchanger (a) Condenser Reboiler; (b) salah satu fluida terkondensasi atau terevaporasi; (c) Counterflow; (d) Paralel Flow .....	16
Gambar 2.5. <i>Concentric tube annulus heat exchanger</i> .....	17
Gambar 2.6. Tipe Aliran Pada Alat Penukar Kalor .....	18
Gambar 2.7. Proses berkembangnya lapisan batas hidrolis.....	19
Gambar 2.8. Lapisan Batas Thermal.....	20
Gambar 2.9. Proses berkembangnya lapisan batas .....	20
Gambar 3.1. Instalasi Alat Uji Alat Penukar Kalor .....	23
Gambar 3.2. Skema Alat Uji Alat Penukar Kalor ( <i>Counter Flow</i> ).....	24
Gambar 3.3. Skema Alat Uji Alat Penukar Kalor ( <i>Parallel Flow</i> ).....	24
Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal.....	25
Gambar 3.5. Elemen Pemanas.....	25
Gambar 3.6. Termometer .....	26
Gambar 3.7. Tangki Air .....	26
Gambar 3.8. Katup Bola.....	27
Gambar 3.9. Selang Air Tahan Panas.....	27
Gambar 3.10. Gelas Ukur.....	27
Gambar 3.11. Stopwatch.....	28

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1. Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Berlawanan .....	30
Tabel 4.2. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.....	30
Tabel 4.3. Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Berlawanan. ....	31
Tabel 4.4. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.....	31
Tabel 4.5. Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Searah.....	31
Tabel 4.6. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.....	32
Tabel 4.7. Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Searah. ....	32
Tabel 4.8. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.....	32
Tabel 4.9. Nilai $Nu$ untuk aliran laminar .....	33
Tabel 4.10. Nilai $Re$ dan $h$ Pada Aliran Berlawanan. ....	34
Tabel 4.11. Nilai $Re$ dan $h$ Pada Aliran Searah.....	34
Tabel 4.12. Nilai $Re$ dan $h$ Pada Profil Bulat.....	34
Tabel 4.13. Nilai $Re$ dan $h$ Pada Profil Kotak.....	35

## DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1. Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Berlawanan. ....	35
Grafik 4.2. Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Searah.....	36
Grafik 4.3. Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat Dengan Aliran Berbeda.....	36
Grafik 4.4. Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Kotak Dengan Aliran Berbeda.....	37



## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Propertis Air .....	40
Lampiran 3. Gambar Profil Bulat .....	41
Lampiran 4. Gambar Profil Segi Empat.....	42
Lampiran 5. Gambar Meja Kerja .....	43



## DAFTAR NOTASI

Koefisien Perpindahan Panas	= $h$	( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
Temperatur fluida	= $T$	( $^{\circ}\text{C}$ )
Waktu	= $t$	(s)
Volume fluida	= $\text{Vol}$	(ml)
Kecepatan aliran fluida	= $V$	(m/s)
Diameter pipa	= $D_{in}$	(mm)
Luas permukaan aliran	= $A$	( $\text{m}^2$ )
Debit fluida	= $Q$	( $\text{m}^3/\text{s}$ )
Kecepatan gravitasi	= $g$	( $\text{m}/\text{s}^2$ )
Viskositas Kinematik	= $\nu$	( $\text{m}^2/\text{s}$ )
Viskositas dinamik	= $\mu$	( $\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$ )
Massa jenis	= $\rho$	( $\text{kg m}^{-3}$ )
Massa	= $m$	(kg)
Bilangan Reynolds	= $\text{Re}$	

# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Sejak bergulirnya isu pemanasan global akan menipisnya cadangan energi fosil di dunia dewasa ini, mendorong pengguna energi terutama yang mengkonsumsi energi dalam skala besar untuk segera mengantisipasinya dengan membenahi system thermalnya. Banyak langkah yang di tempuh seperti rekayasa pemanfaatan energi lain sebagai energi alternatif pengganti energi fosil dengan lompatan energi yang canggih. Penanganan beban termal pada dunia industri sangat diperlukan. Sistem alat penukar kalor bisa dikembangkan pada sisi fluida yang digunakan dan desain pipa yang digunakan. Respon dalam bidang thermal adalah maraknya kembali perhatian akan pentingnya alat penukar kalor (heat exchanger).

Alat penukar kalor (heat exchanger) merupakan salah satu alat yang cukup banyak di aplikasikan baik dalam dunia industri maupun lingkungan sekitar, alat ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan temperature fluida. Salah satu contoh adalah pendinginan dari sudu turbin gas modern. Pendinginan yang tidak memadai dari sudu sudu akan menyebabkan kerusakan pada mesin , desain penukar panas yang tidak baik dapat menyebabkan hot spot yang dapat melelehkan sudu sudu turbin dan *over cooling* dapat mengakibatkan tegangan panas tinggi dan menyebabkan kerusakan. Untuk mengoptimalkan penggunaan energy pada alat penukar kalor sangat ditentukan oleh prediksi angka koefisien perpindahan panasnya, karena semakin baik angka koefisien panas perpindahan panas maka dapat di pastikan penggunaan energi akan optimal.

Dalam penelitian ini digunakan sebuah alat permodelan pada alat penukar kalor tipe *double pipe* dimana pada pipa luar adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 88.6 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 85 mm dan pipa dalam adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1.2 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 30 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 28 mm .



## **1.2 Tujuan Studi**

Tujuan dari penelitian ini yaitu:

1. Untuk mengetahui karakteristik perbedaan koefisien perpindahan panas terhadap profil bulat dan segi empat sama sisi yang memiliki diameter hidrolis sama pada alat penukar kalor dengan aliran searah dan berlawanan.
2. Untuk mengetahui pengaruh peningkatan bilangan Reynolds terhadap laju perpindahan panas pada alat penukar kalor.

## **1.3 Batasan Masalah**

Penulisan ini hanya membahas mengenai koefisien perpindahan panas pada pipa profil bulat dan profil segi empat sama sisi dengan menggunakan fluida kerja yaitu air murni.

## **1.4 Metode Penelitian**

Metode penelitian yang digunakan adalah dengan melakukan penelitian secara langsung di laboratorium. Penelitian meliputi pengujian langsung dan tidak langsung. Pengujian langsung adalah pengujian untuk mendapatkan variabel yang dapat diketahui dengan cara mengukur nilainya seperti debit aliran, dan perbedaan temperatur inlet dan outlet. Sedangkan pengujian tidak langsung adalah mendapatkan variabel dengan cara mengolahnya melalui berbagai formula yang ada sehingga didapatkan hasil dari variabel yang digunakan pada pengujian langsung seperti kapasitas aliran, kecepatan aliran, koefisien perpindahan panas konveksi, koefisien perpindahan panas konduksi dan bilangan Reynolds. Studi dilakukan dengan membuat program untuk perhitungan data dan melakukan simulasi, yang kemudian dilanjutkan dengan evaluasi data- data dari jurnal yang telah dipublikasi, dan pembuatan perangkat pengujian.

## **1.5 Metodologi Penulisan**

Dalam penulisan tugas akhir ini, penulis melakukan beberapa metode, yaitu:

1. Konsultasi dengan dosen pembimbing.

Tujuan daripada konsultasi dengan dosen pembimbing untuk merumuskan tema yang akan dibahas dalam skripsi serta alat uji yang harus dibuat untuk mendukung penelitian pada tema skripsi tersebut dan memperoleh informasi mengenai dasar teori yang digunakan dalam pengolahan data yang akan dilakukan serta hasil yang hendak diperoleh dari penelitian tersebut.

2. Membuat alat uji di laboratorium.

Membuat alat uji laboratorium sesuai dengan rancangan awal yang telah dikonsultasikan dengan dosen pembimbing serta mengenai bahan-bahan yang akan digunakan dalam penelitian tersebut.

3. Pengumpulan data.

Data-data yang diperoleh dari penelitian tersebut selanjutnya dibandingkan dengan dasar teori yang telah dijelaskan oleh dosen pembimbing, data-data dan keterangan didapat dari studi percobaan (data percobaan), studi literature (dari sumber-sumber yang berhubungan dengan penelitian) serta melakukan diskusi dengan team skripsi dan dosen pembimbing.

4. Pengolahan data

Data mentah dari penelitian kemudian dimasukkan ke dalam persamaan-persamaan yang terdapat pada dasar teori sehingga didapatkan data yang dibutuhkan yang kemudian digunakan untuk melakukan analisis dan proses selanjutnya.

5. Analisis data

Data-data dari pengolahan digunakan untuk mengetahui nilai pressure drop dan koefisien perpindahan panas konveksi pada pipa spiral dan pipa bulat dengan menggunakan fluida yang sama, yaitu air murni.

## 1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan laporan tugas akhir ini dibagi menjadi beberapa bab agar maksud dan tujuan yang ingin disampaikan oleh penulis dapat tercapai dengan baik, yaitu :

## BAB 1 PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan studi, batasan masalah, metode penelitian, metodologi penulisan dan sistematika penulisan.

## BAB 2 DASAR TEORI

Bab ini berisi tentang teori- teori atau hal- hal yang menjadi pendukung dalam studi yang dilakukan, seperti mekanika fluida, perpindahan kalor dan massa, sistem fluida, pengetahuan tentang alat penukar kalor (heat exchanger).

## BAB 3 PERANGKAT DAN ASPEK PENGUJIAN

Bab ini berisi tentang skematik alat pengujian yang direncanakan untuk dibangun, pemilihan alat- alat yang digunakan, serta kondisi pengujian yang direncanakan akan dilakukan.

## BAB 4 PENGOLAHAN DAN ANALISA DATA

Bab ini berisi tentang proses evaluasi data yang dilakukan, yaitu dengan perhitungan pada *software* Matlab dan simulasi pada *software* Fluent, serta perbandingan hasilnya dengan hasil pengukuran.

## BAB 5 PENUTUP

Bab ini berisi tentang kesimpulan yang diperoleh dari hasil studi yang dilakukan dan saran atau masukan untuk pelaksanaan proses studi sejenis di masa yang akan datang.

## BAB 2 DASAR TEORI

### 2.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor (*heat transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu diantara benda atau material. Dimana energi yg dipindah itu dinamakan kalor atau kalor (*heat*). Kalor telah diketahui dapat berpindah dari tempat dengan temperatur lebih tinggi ke tempat dengan temperatur lebih rendah. Hukum percampuran kalor juga terjadi karena kalor itu berpindah, sedangkan pada kalorimeter, perpindahan kalor dapat terjadi dalam bentuk pertukaran kalor dengan luar sistem. Jadi pemberian atau pengurangan kalor tidak saja mengubah temperatur atau fasa zat suatu benda secara lokal, melainkan kalor itu merambat ke atau dari bagian lain benda atau tempat lain.

Menurut penelitian, perpindahan tenaga kalor dapat dibagi dalam beberapa golongan cara perpindahan. Kalor itu dapat merambat dari suatu bagian ke bagian lain melalui zat atau benda yang diam. Kalor juga dapat dibawa oleh partikel-partikel zat yang mengalir. Pada radiasi kalor, tenaga kalor berpindah melalui pancaran yang merupakan juga satu cara perpindahan kalor. Umumnya perpindahan kalor berlangsung sekaligus dengan ketiga cara ini. Perpindahan kalor melalui cara pertama disebut perpindahan kalor melalui konduksi. Cara kedua perpindahan kalor melalui konveksi dan cara ketiga melalui radiasi.

#### 2.1.1 *Heat Capacity* (Cp)

Suatu material akan meningkat temperturnya apabila dipanaskan dengan menyerap sejumlah energi. Sifat tersebut dinamakan heat capacity yaitu kemampuan suatu material untuk menyerap panas dari lingkungan dengan menyerap sejumlah energi untuk menghasilkan kenaikan suhu sebesar 1 derajat. Secara matematik, heat capacity terdapat pada persamaan berikut :

$$Cp = \frac{dQ}{dT} \quad (2.1)$$

Keterangan :

C = Heat capacity (J/mol-K atau Kal/mol-K)

dQ = Energi yang diserap

dT = Perubahan suhu

### 2.1.2 Konduktifitas Termal

Konduksi termal merupakan fenomena perpindahan panas dari substansi bersuhu tinggi ke suhu yang lebih rendah. Sifat tersebut menunjukkan kemampuan suatu material untuk memindahkan panas atau disebut konduktifitas termal. Besarnya panas yang dipindahkan ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Dimana : q = aliran panas (Btu/ft<sup>2</sup>-h)

k = konduktifitas termal (W/m-K) atau (Btu/ft-h-<sup>0</sup>F)

dT = perubahan temperatur

x = panjang lintasan konduksi

### 2.1.3 Konduksi

Kalor dari suatu bagian benda bertemperatur lebih tinggi akan mengalir melalui zat benda itu ke bagian lainnya yang bertemperatur lebih rendah. Zat atau partikel zat dari benda yang dilalui kalor ini sendiri tidak mengalir sehingga tenaga kalor berpindah dari satu partikel ke lain partikel dan mencapai bagian yang dituju. Perpindahan kalor cara ini disebut konduksi; arus panasnya adalah arus kalor konduksi dan zatnya itu mempunyai sifat konduksi kalor. Konduksi kalor ini bergantung kepada zat yang dilaluinya dan juga kepada distribusi temperatur dari bagian benda. Berlangsungnya konduksi kalor melalui zat dapat diketahui oleh perubahan temperatur yang terjadi.

Ditinjau dari sudut teori molekuler, yakni benda atau zat terdiri dari molekul, pemberian kalor pada zat menyebabkan molekul itu bergetar. Getaran ini makin bertambah jika kalor ditambah, sehingga tenaga kalor berubah menjadi tenaga getaran. Molekul yang bergetar ini tetap pada tempatnya tetapi getaran yang lebih hebat ini akan menyebabkan getaran yang lebih kecil dari molekul di sampingnya, bertambah getarannya, dan demikian seterusnya sehingga akhirnya getaran molekul pada bagian lain benda akan lebih hebat. Sebagai akibatnya,

temperatur pada bagian lain benda itu akan naik dan kita lihat bahwa kalor berpindah ke tempat lain.

Jadi pada konduksi kalor, tenaga kalor dipindahkan dari satu partikel zat ke partikel di sampingnya, berturut-turut sampai mencapai bagian lain zat yang bertemperatur lebih rendah.

a) Laju Perpindahan Kalor Konduksi

Persamaan umum laju konduksi untuk perpindahan kalor dengan cara konduksi dikenal dengan hukum Fourier (Fourier's Law) dimana "Laju perpindahan kalor konduksi pada suatu plat (Gambar 2.1) sebanding dengan beda temperature diantara dua sisi plat dan luasan perpindahan kalor, tetapi berbanding terbalik dengan tebal", yang dirumuskan seperti dibawah :

$$\dot{Q} = kA \left( -\frac{dT}{dx} \right) \quad (2.3)$$

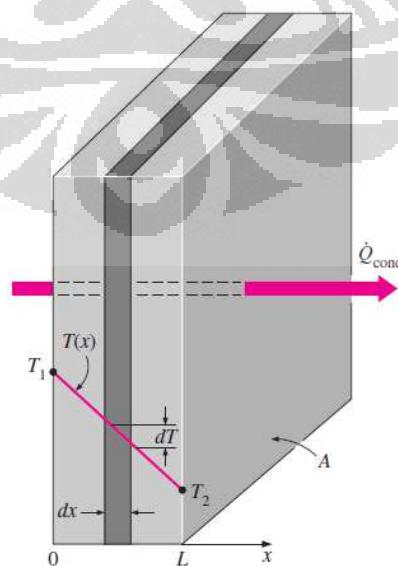
dimana :

$\dot{Q}$  = laju perpindahan kalor konduksi (Watt) ;

$k$  = konduktivitas termal bahan (W/m. K) ;

$A$  = luas penampang tegak lurus terhadap arah aliran kalor ( $m^2$ ) ;

$dT/dx$  = gradien temperatur (perubahan temperatur terhadap arah  $x$ ) (K/m). Tanda negatif (-) diselipkan dalam hukum Fourier yang menyatakan bahwa kalor berpindah dari media bertemperatur tinggi ke media yang bertemperatur lebih rendah.

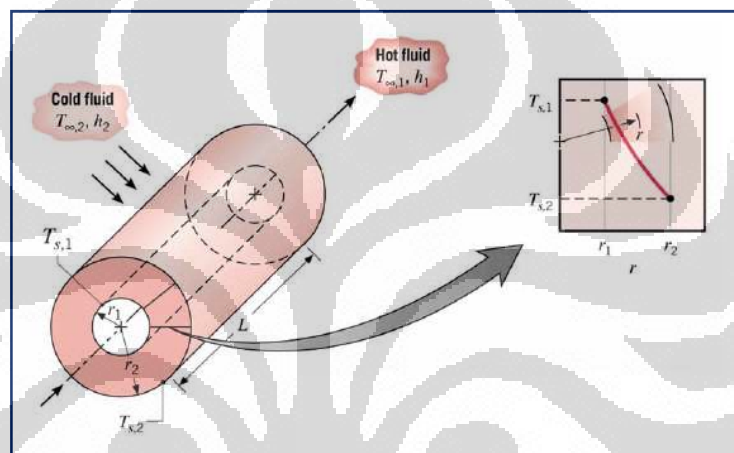


Gambar 2.1 Konduksi pada plat (Cengel, Y. A., 2003)

b) Laju perpindahan kalor pada silinder berongga

Pada Gambar 2.2 merupakan silinder panjang berongga dengan jari-jari dalam ( $r_1$ ), jari-jari luar ( $r_2$ ) dan panjang ( $L$ ) dialiri kalor sebesar  $q$ . Temperatur permukaan dalam ( $T_1$ ) dan temperature permukaan luar ( $T_2$ ), konduktivitas termal silinder ( $k$ ). Aliran kalor hanya berlangsung ke arah radial (arah  $r$ ) saja. Luas bidang aliran kalor dalam system silinder ini adalah

$$A = 2\pi rL \quad (2.4)$$



Gambar 2.2 Konduksi pada silinder berongga (Incropera & DeWitt, 2007)

Sehingga hukum Fourier konduksi kalor untuk silinder berongga menjadi :

$$q_k = kA \left( -\frac{dT}{dr} \right) = -k2\pi rL \frac{dT}{dr} \quad (2.5)$$

Kondisi batas (*Boundary Condition, BC*) :

(i)  $r = r_1 \quad T = T_1$

(ii)  $r = r_2 \quad T = T_2$

Dengan kondisi batas di atas, persamaan aliran kalor untuk koordinat silinder adalah :

$$q_k \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -k2\pi L \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$q_k = k2\pi L \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.6)$$

#### 2.1.4 Konveksi

Konveksi kalor terjadi karena partikel zat yang bertemperatur lebih tinggi berpindah tempat secara mengalir sehingga dengan sendirinya terjadi perpindahan kalor melalui perpindahan massa. Aliran zat atau fluida, dapat berlangsung sendiri sebagai akibat perbedaan massa jenis karena perbedaan temperatur, dan dapat juga sebagai akibat paksaan melalui pompa kompresor, sehingga kita mengenal aliran zat atau fluida bebas dan paksaan. Dimana konveksi kalor pada aliran bebas disebut konveksi bebas dan pada aliran paksaan disebut konveksi paksaan.

Persamaan perpindahan kalor konveksi dikenal sebagai hukum Newton untuk pendinginan (Newton's Law of Cooling) dimana untuk semua mekanisme transfer kalor, jika beda temperatur antara benda dan sekitarnya adalah kecil, maka laju pendinginan sebuah benda hampir sebanding dengan beda temperatur, yang dirumuskan sebagai berikut:

Jika  $T_s > T_\infty$ :

$$q_{konv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.7)$$

Dimana :

$q_{Konv}$  = Laju perpindahan kalor konveksi (Watt)

$h$  = Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $W/m^2 \cdot K$ )

$A$  = Luas permukaan perpindahan kalor ( $m^2$ )

$T_s$  = Temperatur permukaan (K)

$T_\infty$  = Temperatur fluida (K)

#### 2.1.5 Koefisien Perpindahan Kalor Secara Konveksi

Pada hukum Newton pendinginan, koefisien  $h$  adalah koefisien perpindahan kalor konveksi dimana merupakan konstanta proporsionalitas pada persamaan pada hukum Newton pendinginan. Pada persamaan 2.6 yang mungkin serupa dengan Hukum Fourier tentang konduksi kalor. Namun, koefisien "h" merupakan koefisien yang sama sekali berbeda dengan konduktivitas termal "k" yang muncul sebagai konstanta proporsionalitas dalam hukum Fourier. Secara khusus,  $h$  bukanlah merupakan properties dari material. Melainkan nilai koefisien  $h$  bergantung pada geometri, properties fluida, gerak, dan dalam beberapa kasus



perbedaan suhu,  $\Delta T = (T_s - T_\infty)$ , dimana  $h = f$  (geometri, gerakan fluida, sifat fluida,  $\Delta T$ )

Dalam menentukan nilai dari koefisien perpindahan kalor konveksi perlu diperhatikan beberapa parameter tak berdimensi (dimensionless parameter) dimana:

- Sejumlah besar parameter dibutuhkan untuk menjelaskan perpindahan kalor.
- Parameter tersebut dapat dikelompokkan bersama untuk membentuk suatu nilai parameter tak berdimensi.

Dalam hal ini, memberikan persamaan umum menjadi lebih sederhana dimana koefisien perpindahan kalor dapat dihitung. Adapun parameter tak berdimensi seperti bilangan Nusselt, dan bilangan Prandtl biasa digunakan dalam menentukan nilai dari koefisien perpindahan kalor.

a) Bilangan Nusselt

Bilangan Nusselt (Nu) yang dapat didefinisikan sebagai rasio perpindahan kalor konveksi fluida dengan perpindahan kalor konduksi fluida dalam kondisi yang sama. Sehingga bilangan Nusselt :

$$Nu = \frac{q''(\text{konveksi})}{q''(\text{konduksi})} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} \quad (2.8)$$

Bilangan Nusselt untuk aliran dalam pipa dapat di tuliskan :

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (2.9)$$

Dimana :

Nu : Bilangan Nusselt

h : Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ )

L : panjang (m)

D : diameter pipa (m)

$k_f$  : konduktivitas kalor fluida ( $\text{W/m.K}$ )

Dengan bilangan Nusselt, koefisien perpindahan kalor dengan mudah dapat dihitung.

b) Bilangan Prandtl

Bilangan Prandtl merupakan rasio kinematik viskositas ( $\nu$ ) fluida dengan difusivitas kalor ( $\alpha$ ), dimana bilangan Prandtl merupakan properties termodinamika dari fluida.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.10)$$

Dimana :

- Pr : Bilangan Prandtl
- $\nu$  : viskositas kinematik fluida ( $m^2/s$ )
- $\alpha$  : *thermal diffusivity* ( $m^2/s$ )
- $c_p$  : kalor spesifik ( $J/kg \cdot ^\circ K$ )
- $\mu$  : viskositas dinamik fluida ( $N \cdot s/m^2$ )
- $k_f$  : konduktifitas kalor fluida ( $W/m \cdot K$ )

## 2.2 Aliran Fluida

Aliran fluida pada dasarnya dapat dibagi menjadi dua menjadi aliran luar dan aliran dalam, pada kedua jenis aliran tersebut terdapat bilangan yang tak berdimensi untuk menentukan jenis aliran apakah aliran tersebut laminier, turbulen atau transisi.

### 2.2.1 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynold merupakan besaran fisis yang tidak berdimensi. Bilangan ini dipergunakan sebagai acuan dalam membedakan aliran laminier dan turbulen di satu pihak, dan di lain pihak dapat dimanfaatkan sebagai acuan untuk mengetahui jenis-jenis aliran yang berlangsung dalam air. Hal ini didasarkan pada suatu keadaan bahwa dalam satu tabung/pipa atau dalam satu tempat mengalirnya air, sering terjadi perubahan bentuk aliran yang satu menjadi 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. Kecepatan kritis ini pada umumnya akan dipengaruhi oleh usayaran pipa, jenis zat cair yang lewat dalam pipa tersebut.

Terdapat empat besaran yang menentukan apakah aliran tersebut digolongkan aliran laminier ataukah aliran turbulen. Keempat besaran tersebut adalah besaran massa jenis air, kecepatan aliran, kekentalan, dan diameter pipa.

Kombinasi dari keempatnya akan menentukan besarnya bilangan Reynold. Bilangan Reynolds merupakan rasio inersia dan viskositas dalam aliran. Bilangan Reynolds digunakan untuk menentukan aliran fluida apakah laminar, turbulen, dan transisi. Untuk menentukan nilai dari Reynolds number (Re) untuk aliran dalam pipa digunakan :

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2.11)$$

Dimana :

- Re : Bilangan Reynolds  
 G : kecepatan aliran massa ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )  
 D : diameter pipa (m)  
 $\mu$  : viskositas dinamik fluida ( $\text{Ns/m}^2$ )

### 2.2.2 Aliran Laminer

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan, dimana pertukaran momentum dan massa yang terjadi secara molekular dalam skala submikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan relatif tinggi menuju lapisan yang lain yang memiliki kecepatan lebih rendah. Partikel-partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti lintasan yang teratur dan memiliki kecepatan yang tetap. Kecenderungan aliran laminar menjadi turbulen diredam dengan gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerak relatif lapisan-lapisan fluida. Besar bilangan *Reynold* untuk aliran laminar adalah :

- $Re < 5 \cdot 10^5$  untuk aliran eksternal
- $Re < 2300$  untuk aliran internal

Aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan dengan satu lapisan meluncur secara lancar . Dalam aliran laminar ini viskositas berfungsi untuk meredam kecendrungan terjadinya gerakan relative antara lapisan.

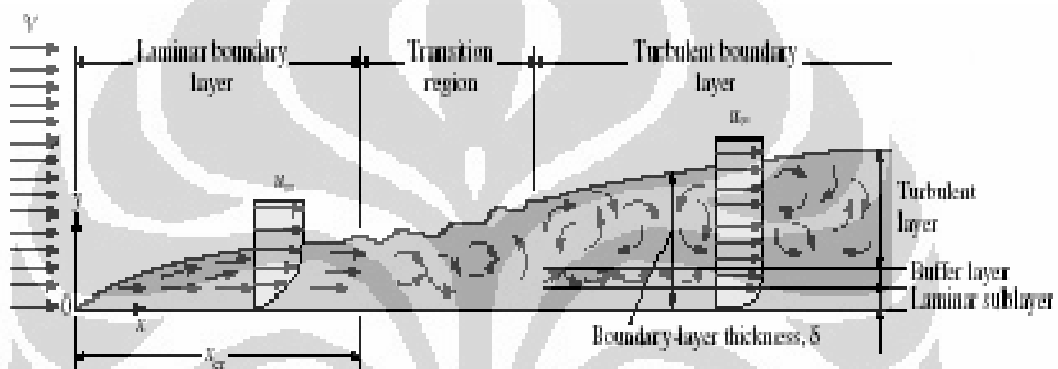
### 2.2.3 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan-gumpalan fluida. Pada aliran turbulen tidak terlihat lagi adanya lapisan

fluida (lamina-lamina) sehingga aliran fluida dianggap sebagai bongkahan fluida yang bergerak secara acak. Besar bilangan *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

- $Re > 5 \cdot 10^5$  untuk aliran eksternal
- $Re > 4000$  untuk aliran internal.

Aliran akan mengalami proses transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen sebelum aliran tersebut turbulen. Pada aliran internal, aliran transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi pada bilangan *Reynold* antara 2300 – 4000. Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.3



Gambar 2.3 Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran *eksternal*) (Incropera & DeWitt, 2007).

Aliran dimana pergerakan dari partikel – partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami pencampuran serta putaran partikel antar lapisan, yang mengakibatkan saling tukar momentum dari satu bagian fluida ke bagian fluida yang lain dalam skala yang besar. Dalam keadaan aliran turbulen maka turbulensi yang terjadi membangkitkan tegangan geser yang merata diseluruh fluida sehingga menghasilkan kerugian – kerugian aliran.

#### 2.2.4 Aliran Transisi

Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran Turbulen.

### 2.3 Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar

kedua fluida tersebut tidak bercampur. Dalam prakteknya *Heat Exchanger* antara lain ditujukan untuk:

- Memperoleh aliran fluida pada temperature yang tepat untuk proses selanjutnya;
- Untuk mengkondensasikan uap (condenser);
- Untuk menguapkan fluida (evaporator);
- Untuk memanfaatkan panas buang.

### 2.3.1 Klasifikasi Alat Penukar Kalor

Melihat begitu banyaknya jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*), maka dapat diklasifikasikan berdasarkan bermacam-macam pertimbangan yaitu :

#### 1. Klasifikasi berdasarkan proses perpindahan panas.

- a. Tipe kontak tidak langsung
  - Tipe dari satu fase
  - Tipe dari banyak fase
  - Tipe yang ditimbun (*storage type*)
  - Tipe *fluidized bed*
- b. Tipe kontak langsung
  - 1) *Immiscible fluids*
  - 2) *Gas liquid*
  - 3) *Liquid vapor*

#### 2. Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir

- a. Dua jenis fluida
- b. Tiga jenis fluida
- c. N – Jenis fluida (N lebih dari tiga)

#### 3. Klasifikasi berdasarkan kompaknya permukaan

- a. Tipe penukar kalor yang kompak, Density luas permukaan  $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- b. Tipe penukar kalor yang tidak kompak, Density luas permukaan  $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$

#### 4. Klasifikasi berdasarkan mekanisme perpindahan panas

- a. Dengan cara konveksi, satu fase pada kedua sisi alirannya
- b. Dengan cara konveksi pada satu sisi aliran dan pada sisi yang lainnya terdapat cara konveksi 2 aliran

c. Dengan cara konveksi pada kedua sisi alirannya serta terdapat 2 *pass* aliran masingmasing

d. Kombinasi cara konveksi dan radiasi

## 5. Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran

### a. Aliran dengan satu *pass*

1) Aliran berlawanan 4) Aliran parallel

2) Aliran melintang 5) Aliran split

3) Aliran yang dibagi (*divided*)

### b. Aliran *multipass*

1) Permukaan yang diperbesar (*extended surface*)

· Aliran *counter* menyilang

· Aliran paralel menyilang

· Aliran *compound*

2) *Shell and tube*

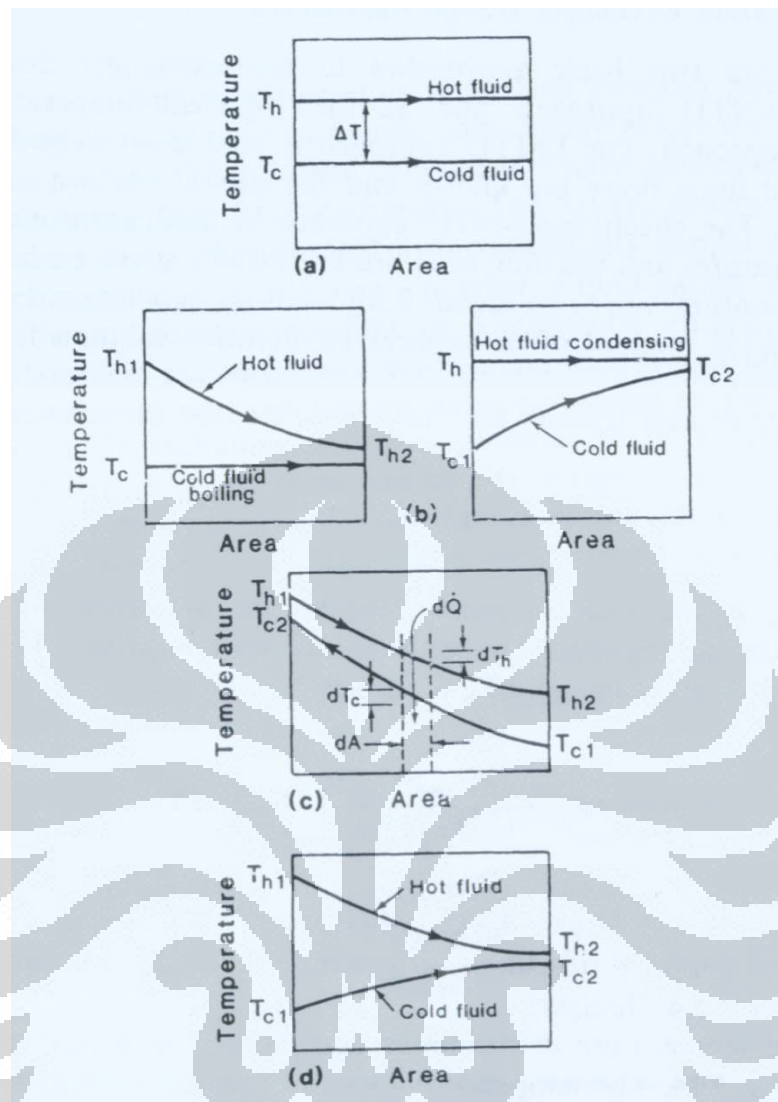
· Aliran paralel yang berlawanan (M *pass* pada *shell* dan N *pass* pada *tube*)

· Aliran *split*

· Aliran dibagi (*devided*)

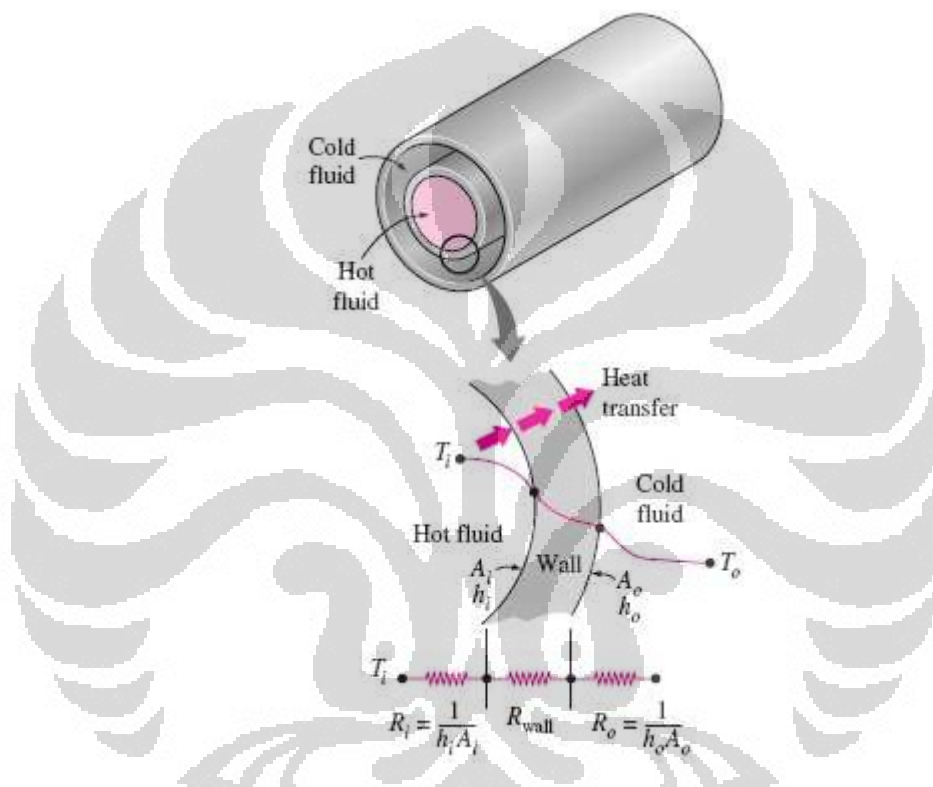
3) *Multipass* plat

· N – paralel plat *multipass*



Gambar 2.4 Profil Distribusi Suhu pada Heat Exchanger (a) Condenser Reboiler; (b) salah satu fluida terkondensasi atau terevaporasi; (c) Counterflow; (d) Paralel Flow. (Incropera & DeWitt, 2007)

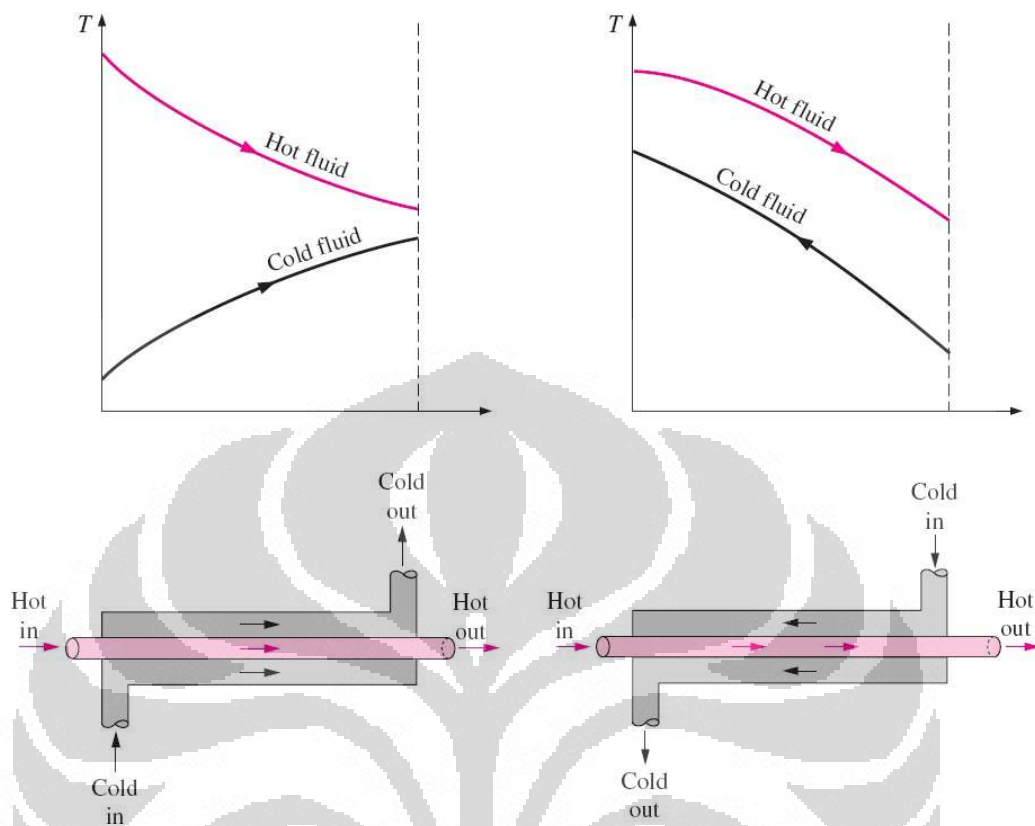
Salah satu jenis dari alat penukar kalor yang memiliki sederhana konstruksi adalah *Concentric tube annulus heat exchanger*, alat penukar kalor yang terdiri dari pipa kecil (*inner tube*) yang terletak dalam pipa yang lebih besar (*outer tube*) seperti terlihat pada gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 *Concentric tube annulus heat exchanger* (Cengel, Y. A., 1994).

Sedangkan menurut arah alirannya ada alat penukar kalor aliran searah, berlawanan arah, dan arah melintang. Dalam penelitian ini dipilih alat penukar kalor aliran sama arah (*parallelflow heat exchanger*), yaitu alat penukar kalor dengan arah aliran fluida dingin sama dengan arah aliran fluida panas dengan saluran yang berbeda seperti terlihat pada gambar (2.6).





Gambar 2.6 Tipe Aliran Pada Alat Penukar Kalor (Cengel, Y. A., 1994).

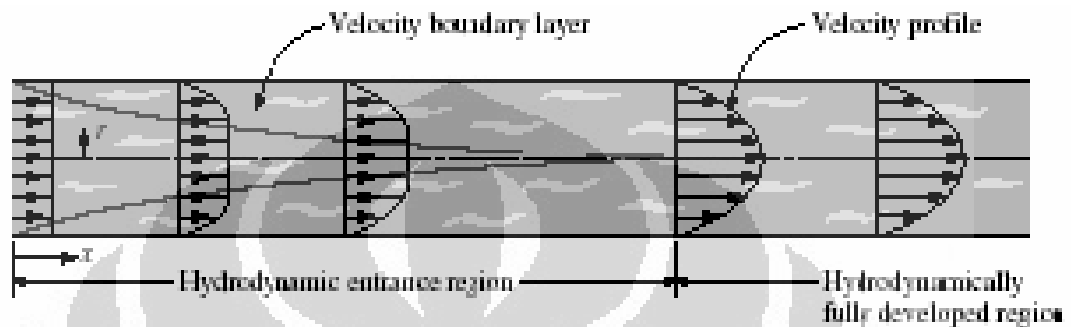
## 2.4 Lapisan Batas (*Boundary Layer*)

Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut menutupi daerah dimana pada daerah tersebut terdapat gradien suhu atau gradien kecepatan yang besar.

### 2.4.1 Lapisan Batas Hidrolik

Lapisan batas hidrolik merupakan suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh adalah saat suatu aliran melewati sebuah pelat datar yang ditempatkan dengan permukaannya sejajar terhadap aliran. Pada tepi depan plat, hanya partikel-partikel fluida yang langsung bersinggungan dengan permukaan tersebutlah yang menjadi lambat gerakannya. Sedangkan fluida selanjutnya akan terus bergerak dengan kecepatan aliran bebas (*free stream*) yang tidak terganggu di depan plat. Gaya-gaya geser menyebabkan semakin banyak fluida yang terhambat akibat majunya fluida sepanjang plat, dan

tebal lapisan batas meningkat. Pada aliran dalam pipa kecepatan aliran fluida berubah dari kecepatan 0 pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Jika tebal lapisan batas hidrolis sudah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa tersebut disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*). Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.7



Gambar 2.7 Proses berkembangnya lapisan batas hidrolis (Incropera & DeWitt, 2007).

Profil kecepatan aliran laminar pada daerah aliran berkembang penuh (*fully developed region*) berbentuk parabolik sedangkan pada aliran turbulen profil kecepatan akan menjadi lebih datar karena terdapat pusaran-pusaran fluida pada arah radial. Jika jarak masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara hidrolis (*hydrodynamic entrance region*) adalah  $L_h$ , maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut:

$$L_{h, \text{ laminar}} \approx 0,05 \text{ Re } D$$

$$L_{h, \text{ turbulen}} \approx 10 D$$

Dimana :

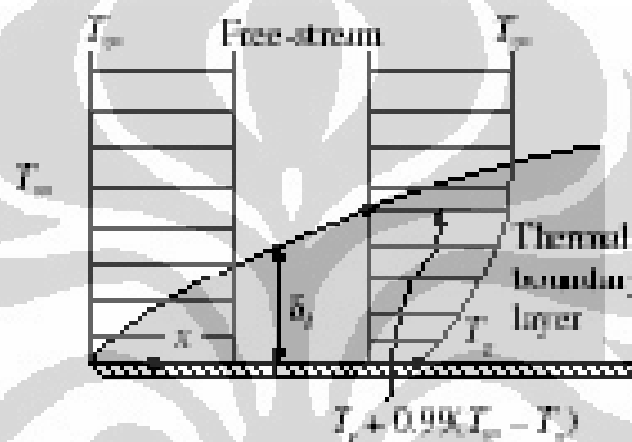
$D$  = Diameter pipa (m)

$\text{Re}$  = Angka Reynold

Pada aliran laminar kecepatan pada permukaan sangat kecil disebabkan oleh gesekan dengan permukaan. Akibatnya laju perpindahan kalor juga akan kecil karena aliran massa yang menyerap energi kalor hanya sedikit. Berbeda dengan aliran turbulen dimana aliran massa tidak hanya searah saluran tapi juga berpusar membentuk gumpalan-gumpalan, sehingga energi kalor yang dipindah lebih besar meskipun kecepatan searah panjang pipa sama.

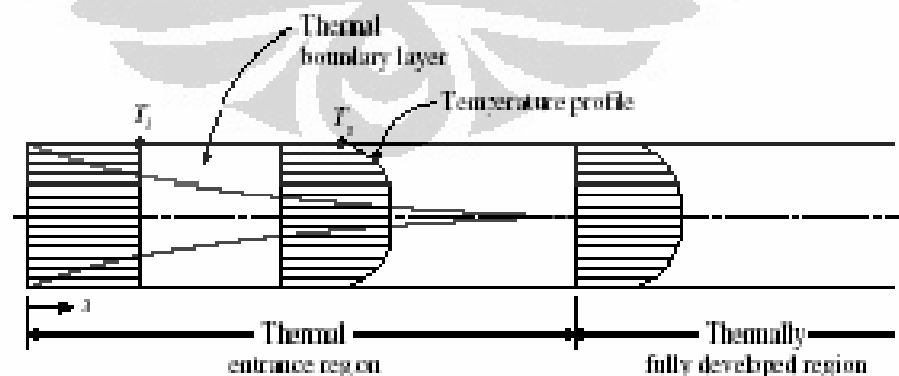
### 2.4.2 Lapisan Batas Termal

Temperatur fluida berubah pada arah melintang pipa pada aliran dalam pipa yang dipanaskan atau didinginkan dari luar. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa. Sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa. Semakin tebal lapisan batas thermal pada jarak searah sumbu  $x$  yang sama, menunjukkan bahwa temperatur bebas semakin sulit terbentuk disebabkan karena pengaruh perpindahan kalor yang besar antar lapisan.



Gambar 2.8 Lapisan Batas Thermal (Incropera & DeWitt, 2007).

Jika tebal lapisan batas termal telah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*) secara termal seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.9 Proses berkembangnya lapisan batas *thermal* (Incropera & DeWitt, 2007).

Jika  $L_t$  adalah jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara termal (*thermal entrance region*), maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat ditunjukkan sebagai berikut.

- $L_{t \text{ laminar}} \approx 0,05 \text{ Re Pr } D$
- $L_{t \text{ turbulen}} \approx 10 D$  (Cengel, 2003:425)

Pada aliran turbulen lokasi terjadinya aliran berkembang penuh secara termal pada kecepatan sedang sampai tinggi jaraknya dari sisi masuk akan lebih pendek daripada aliran laminar. Karena pusaran yang terjadi pada aliran turbulen menyebabkan panas cepat tercampur antara bagian tengah aliran dengan bagian yang bersinggungan dengan permukaan pipa sehingga batas beda temperatur akan lebih cepat bertemu dan profil termal yang terbentuk akan lebih tumpul. Gesekan fluida dengan permukaan pipa mempengaruhi profil kecepatan fluida melalui pipa. Pada daerah *hydrodynamically developed*, profil kecepatan akan konstan. Pendapat yang sama dapat diberikan untuk koefisien perpindahan kalor pada daerah *thermally developed*.

## BAB 3

### PERANGKAT DAN ASPEK PENGUJIAN

#### 3.1 Deskripsi Alat

Penelitian koefisien perpindahan kalor ini menggunakan alat uji dirancang sendiri berdasarkan dasar teori dan pengalaman dari dosen pembimbing. Alat uji ini dirancang sebagai alat uji dengan skala laboratorium, yaitu penggunaan alat yang hanya ditunjukkan untuk penelitian dan pengambilan data dari sampel fluida yang akan dilakukan penelitian.

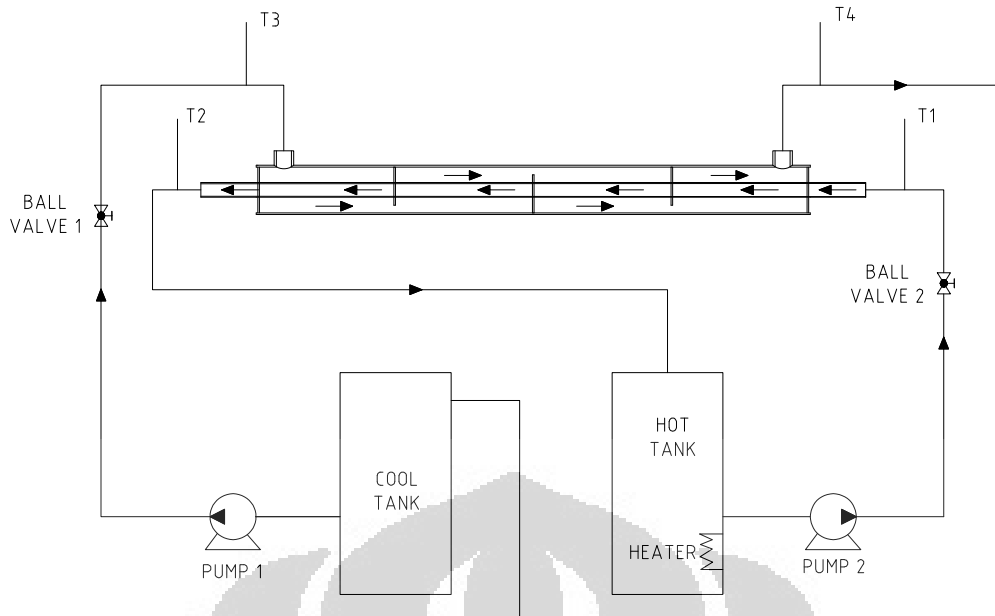
Alat pengujian yang digunakan seperti terlihat pada gambar 3.1 dimana alat uji adalah sebuah alat permodelan pada alat penukar kalor tipe *double pipe* dimana pada pipa luar adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 88.6 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 85 mm dan pipa dalam adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1.2 m, diameter luar ( $\emptyset$  out) 30 mm, dan diameter dalam ( $\emptyset$  in) 28 mm . Alat ini dihubungkan dengan pompa sentrifugal, dimana pompa digunakan untuk menghisap air yang ada didalam tangki untuk dialirkan air dalam pipa karbon. Pada alat uji dipasang empat buah termometer pada sisi masuk dan keluar dari fluida kerja untuk mengetahui perubahan temperatur yang terjadi pada alat uji.



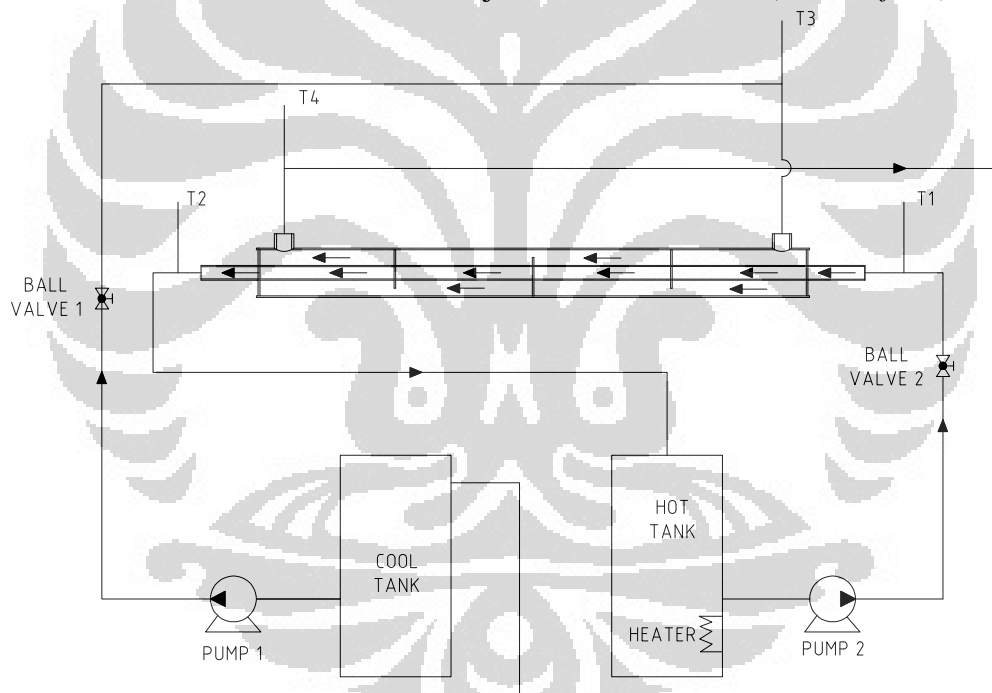
Gambar 3.1 Instalasi Alat Uji Alat Penukar Kalor

### 3.2 Skematik Alat Uji

Untuk mendapatkan data-data yang diperlukan dalam perhitungan koefisien perpindahan kalor pada alat penukar kalor maka perlu dilakukan pengujian pada perangkat alat uji tersebut. Dimana nantinya data-data yang diperoleh dari hasil pengujian selanjutnya akan diolah lagi untuk menghitung besarnya koefisien perpindahan kalor pada alat penukar kalor. Adapun skematik alat uji yang digunakan terdiri dari aliran paralel (*parallel flow*) dan berlawanan arah (*counter flow*) yaitu seperti yang terlihat pada gambar 3.2 dan gambar 3.3 dibawah ini.



Gambar 3.2 Skema Alat Uji Alat Penukar Kalor (*counter flow*).



Gambar 3.3 Skema Alat Uji Alat Penukar Kalor (*parallel flow*).

### 3.3 Komponen Alat Uji

Komponen-komponen yang akan digunakan pada perangkat alat uji dipilih dan disesuaikan sesuai dengan kondisi pengujian yang akan dilakukan. Oleh karena itu dalam penentuan spesifikasi komponen didasarkan pada perhitungan yang telah dilakukan dan disesuaikan pada kondisi pengujian yang akan dilakukan

sehingga spesifikasi komponen dapat memenuhi kebutuhan yang diperlukan pada saat pengujian. Berikut ini ialah komponen dari alat uji.

- **Alat Penukar Kalor**

Komponen alat penukar kalor *doubel pipe* sesuai dengan deskripsi alat diatas.

- **Pompa Sentrifugal**

Pompa sentrifugal digunakan untuk memindahkan fluida kerja dari bak penampungan ke alat penukar kalor sesuai dengan kapasitas pompa tersebut. Pada pengujian kali ini kami menggunakan dua buah pompa sentrifugal masing-masing memiliki daya 120 W dan 100 W yang terhubung pada alat penukar kalor. Masing-masing digunakan untuk memompa fluida panas dan fluida dingin.



Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal.

- **Elemen Pemanas**

Elemen pemanas yang digunakan pada pengujian ini terdiri dari dua buah elemen pemanas yang memiliki kapasitas masing-masing 2000 W dan 3000 W. Elemen pemanas ini berfungsi untuk memanaskan air sebagai fluida kerja hingga mencapai temperatur 80 °C.

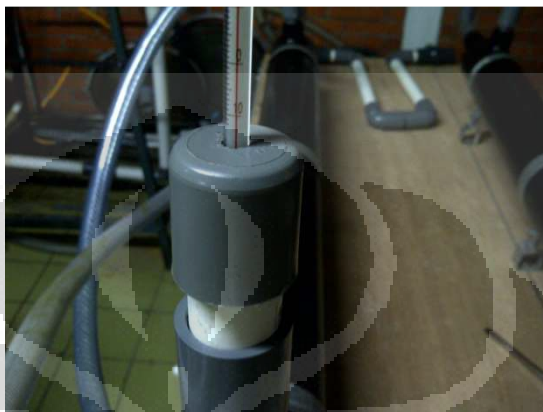


Gambar 3.5 Elemen Pemanas.



- **Termometer**

Termometer berfungsi untuk mengukur temperatur pada inlet dan outlet baik itu fluida panas dan fluida pendingin. Termometer yang digunakan dalam pengujian ini menggunakan termometer air raksa yang berjumlah empat buah.



Gambar 3.6 Termometer.

- **Tanki Air**

Tanki air pada pengujian ini berfungsi sebagai penampung air sebagai fluida kerja. Pada pengujian ini menggunakan dua buah tanki air dengan kapasitas 100 liter.



Gambar 3.7 Tangki Air.

- **Katup Bola**

Katup bola pada pengujian ini berfungsi untuk memvariasikan debit aliran yang memasuki alat penukar kalor.

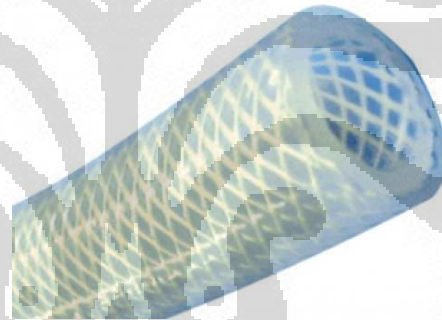


Gambar 3.8 Katup Bola.

- **Pipa, Selang dan Fitting**

Pipa dalam pengujian ini berfungsi sebagai penghantar aliran air sebagai fluida kerja baik itu dari tangki air panas maupun dari tangki air dingin.

Pipa yang digunakan adalah pipa PVC dengan diameter nominal  $\frac{3}{4}$  inch.



Gambar 3.9 Selang Air Tahan Panas.

- **Gelas Ukur**

Gelas ukur pada pengujian ini berfungsi untuk mengukur debit aliran baik itu air panas maupun air dingin.



Gambar 3.10 Gelas Ukur.

- **Stopwatch**

Stopwatch pada penelitian ini digunakan untuk menghitung waktu pada saat pengukuran debit air.



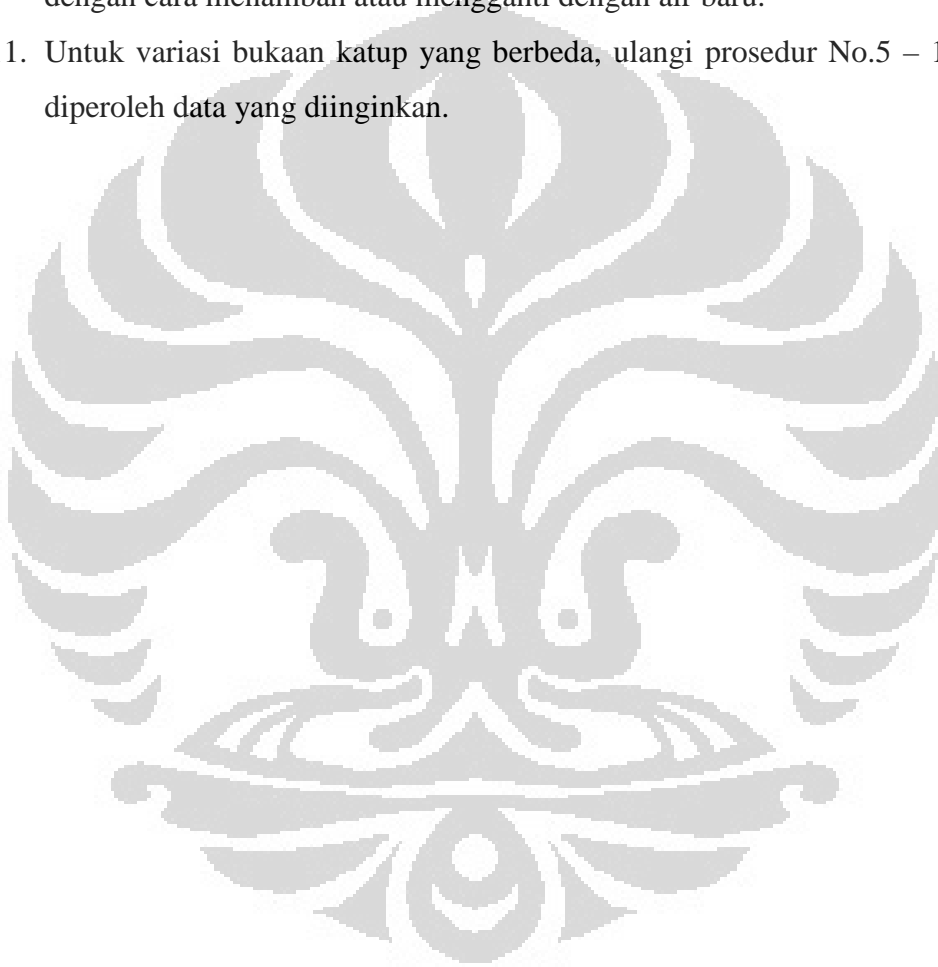
Gambar 3.11 Stopwatch.

### 3.4 Prosedur Pengujian

Pengujian yang dilakukan pada alat penukar kalor *double pipe* dengan menggunakan air murni sebagai fluida kerjanya pada temperatur ruangan. Berikut secara terperinci prosedur pengujian pada alat penukar kalor :

1. Mengisi kedua tangki dengan fluida air murni.
2. Hidupkan elemen pemanas pada tanki panas.
3. Tunggu hingga temperatur yang diinginkan tercapai dan setabil, pada penelitian ini temperatur yang ingin di capai adalah 80 °C.
4. Menghidupkan kedua pompa hingga air mengalir melauai alat penukar kalor dan kembali mengisi tanki dan terjadi sirkulasi aliran.
5. Mengatur debit aliran yang masuk pada pipa air dingin dengan memvariasikan bukaan katup bola, pada pengujian ini variasi bukaan katup nya adalah 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°.
6. Setiap variasi bukaan katup, dibiarkan beberapa saat sampai kondisi aliran dan temperatur setabil.
7. Setelah kondisi setabil maka mulailah dilakukan pencatatan data, dimulai dari debit aliran kemudian pencatatan terhadap perubahan temperatur yang terjadi.
8. Proses pencatatan data meliputi :
  - Debit pada aliran pipa kecil dengan bukaan katup full.
  - Debit pada aliran pipa besar dengan variasi bukaan tertentu.
  - Temperatur inlet pipa kecil.

- Temperatur outlet pipa kecil.
  - Temperatur inlet pipa besar.
  - Temperatur outlet pipa besar.
9. Setelah pencatatan data selesai untuk satu variasi bukaan katup, maka pengujian dilanjutkan untuk variasi bukaan katup yang berbeda.
  10. Sebelum melakukan pencatatan data untuk variasi katup berikutnya, temperatur air dingin di biarkan hingga mencapai temperatur ruangan kembali dengan cara menambah atau mengganti dengan air baru.
  11. Untuk variasi bukaan katup yang berbeda, ulangi prosedur No.5 – 10 hingga diperoleh data yang diinginkan.



## BAB 4 PENGOLAHAN DAN ANALISA DATA

### 4.1 Data Pengukuran

Dari pengujian yang telah dilakukan terhadap alat penukar kalor diperoleh data mentah berupa perbedaan temperatur pada sisi inlet dan outlet pada pipa kecil dan besar, volume fluida kerja, waktu yang diperlukan untuk mendapatkan volume fluida kerja. Dari data-data yang diperoleh tersebut nantinya digunakan untuk memperoleh nilai bilangan Reynolds (Re) dan nilai koefisien perpindahan kalor dari alat penukar kalor yang di uji.

#### 4.1.1 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Berlawanan.

Tabel 4.1 Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (hot)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>1</sub> in (°C)	T <sub>2</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	75	72	73.5	-3
2	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	70	72	-4
3	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	69	71.5	-5
4	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	69	71.5	-5
5	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	72	67	69.5	-5
6	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	71	66	68.5	-5

Tabel 4.2 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>3</sub> in (°C)	T <sub>4</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	3	5.00x10 <sup>-5</sup>	30	42	36	12
2	11	1.83x10 <sup>-4</sup>	31	39	35	8
3	26.5	4.42x10 <sup>-4</sup>	32	38	35	6
4	27.5	4.58x10 <sup>-4</sup>	32	37	34.5	5
5	28	4.67x10 <sup>-4</sup>	34	35	34.5	1
6	29	4.83x10 <sup>-4</sup>	33	38	35.5	5

#### 4.1.2 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Berlawanan.

Tabel 4.3 Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (hot)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>1</sub> in (°C)	T <sub>2</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	76	73	74.5	-3
2	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	71	72.5	-3
3	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	70	72	-4
4	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	72	69	70.5	-3
5	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	72	68	70	-4
6	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	70	65	67.5	-5

Tabel 4.4 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>3</sub> in (°C)	T <sub>4</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	3	5.00x10 <sup>-5</sup>	30	39	34.5	9
2	11	1.83x10 <sup>-4</sup>	31	35	33	4
3	26.5	4.42x10 <sup>-4</sup>	32	35	33.5	3
4	27.5	4.58x10 <sup>-4</sup>	32	34	33	2
5	28	4.67x10 <sup>-4</sup>	33	36	34.5	3
6	29	4.83x10 <sup>-4</sup>	33	35	34	2

#### 4.1.3 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Searah.

Tabel 4.5 Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Searah.

Percobaan	T (hot)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>1</sub> in (°C)	T <sub>2</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	78	75	76.5	-3
2	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	77	73	75	-4
3	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	76	71	73.5	-5
4	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	76	67	71.5	-9
5	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	76	66	71	-10
6	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	76	66	71	-10

Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>3</sub> in (°C)	T <sub>4</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	3	5.00x10 <sup>-5</sup>	29	39	34	10
2	11	1.83x10 <sup>-4</sup>	29	36	32.5	7
3	26.5	4.42x10 <sup>-4</sup>	30	34	32	4
4	27.5	4.58x10 <sup>-4</sup>	31	32	31.5	1
5	28	4.67x10 <sup>-4</sup>	31	32	31.5	1
6	29	4.83x10 <sup>-4</sup>	32	32	32	0

## 4.1.4 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Searah.

Tabel 4.7 Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Searah.

Percobaan	T (hot)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>1</sub> in (°C)	T <sub>2</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	78	76	77	-2
2	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	78	75	76.5	-3
3	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	77	72	74.5	-5
4	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	74	72	73	-2
5	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	73	70	71.5	-3
6	31	5.17x10 <sup>-4</sup>	72	69	70.5	-3

Tabel 4.8 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m <sup>3</sup> /s)	T <sub>3</sub> in (°C)	T <sub>4</sub> out (°C)	T rata <sup>2</sup>	Δ T
1	3	5.00x10 <sup>-5</sup>	31	45	38	14
2	11	1.83x10 <sup>-4</sup>	32	42	37	10
3	26.5	4.42x10 <sup>-4</sup>	33	41	37	8
4	27.5	4.58x10 <sup>-4</sup>	34	42	38	8
5	28	4.67x10 <sup>-4</sup>	34	42	38	8
6	29	4.83x10 <sup>-4</sup>	36	38	37	2

## 4.2 Pengolahan Data

Dari data mentah yang diperoleh dari hasil penelitian maka langkah selanjutnya adalah melakukan perhitungan.

### 4.2.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{V D_h}{\nu}$$

Dimana  $V$  adalah kecepatan rata-rata dalam pipa (m/s)

$$V = \frac{Q}{A}$$

Dan  $A$  adalah luas penampang pipa ( $\text{m}^2$ )

$$A = \frac{\pi (D_h)^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (0.028)^2}{4} = 6.15 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{5.17 \times 10^{-4}}{6.15 \times 10^{-4}} = 0.84 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{0.84 \times 0.028}{3.94 \times 10^{-7}} = 59,502$$

### 4.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas

- Untuk aliran turbulen nilai  $h$  adalah :

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{k} = 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.3}$$

- Untuk aliran laminar nilai  $h$  adalah :

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{k} = \text{Nilai di tabel 4.9}$$

Tabel 4.9 Nilai  $\text{Nu}$  untuk aliran laminar

$D_i/D_o$	$\text{Nu}_i$	$\text{Nu}_o$
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86



Untuk nilai bilangan Reynolds 59,502 maka persamaan Nu untuk aliran turbulen, maka :

$$Nu = \frac{h \cdot 0.028}{0.67} = 0.023 (59,502)^{0.8} (2.31)^{0.3}$$

$$h = 4,709.31 \text{ ( W/ m}^2 \cdot \text{K)}$$

Tabel berikut ini adalah tabel yang menyatakan hasil perhitungan dari bilangan Reynold (Re) dan koefisien perpindahan kalor pada aliran searah dan berlawanan dengan variasi profil bulat dan kotak.

Tabel 4.10 Nilai Re dan  $h$  Pada Aliran Berlawanan.

Percobaan	Profil Bulat		Profil Kotak	
	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)
1	780	76.10	784	77.23
2	2805	239.55	2789	245.01
3	6757	484.03	6787	497.98
4	6944	495.74	6973	509.97
5	7070	502.94	7316	526.45
6	7467	523.19	7502	538.33

Tabel 4.11 Nilai Re dan  $h$  Pada Aliran Searah.

Percobaan	Profil Bulat		Profil Kotak	
	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)
1	750	75.73	839	77.87
2	2669	232.70	3017	256.45
3	6364	467.43	7268	518.18
4	6537	478.63	7687	539.67
5	6655	485.57	7827	547.51
6	6964	502.38	7954	556.93

Tabel 4.12 Nilai Re dan  $h$  Pada Profil Bulat.

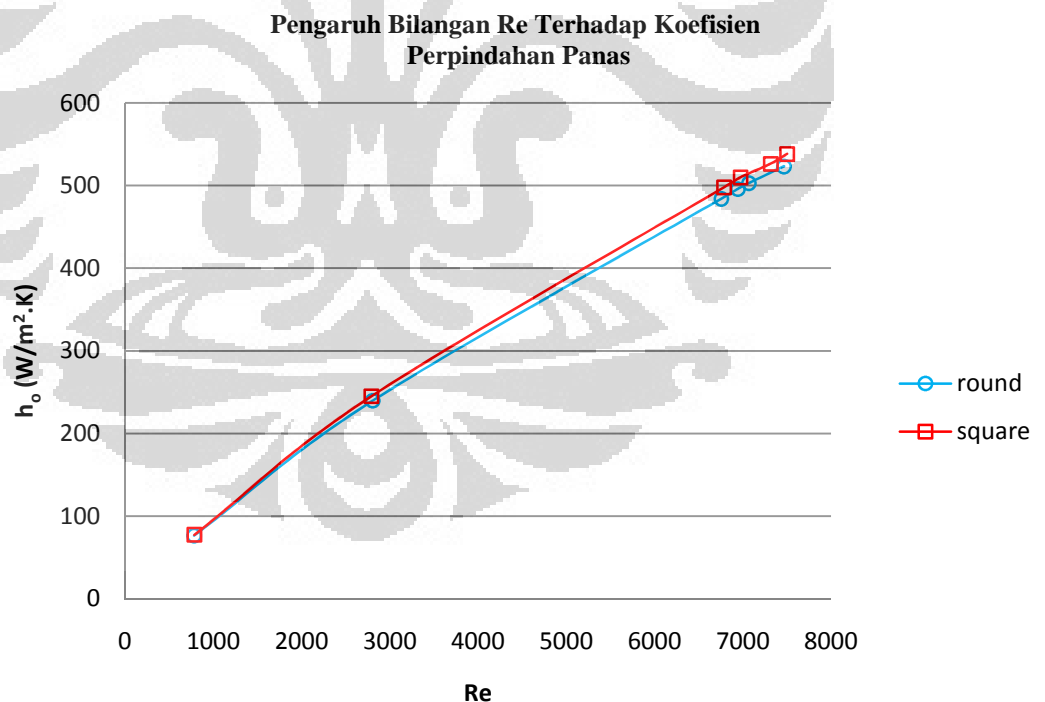
Percobaan	Parallel Flow		Counter Flow	
	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)
1	750	75.73	780	76.10
2	2669	232.70	2805	239.55
3	6364	467.43	6757	484.03
4	6537	478.63	6944	495.74
5	6655	485.57	7070	502.94
6	6964	502.38	7467	523.19

Tabel 4.13 Nilai Re dan  $h$  Pada Profil Kotak.

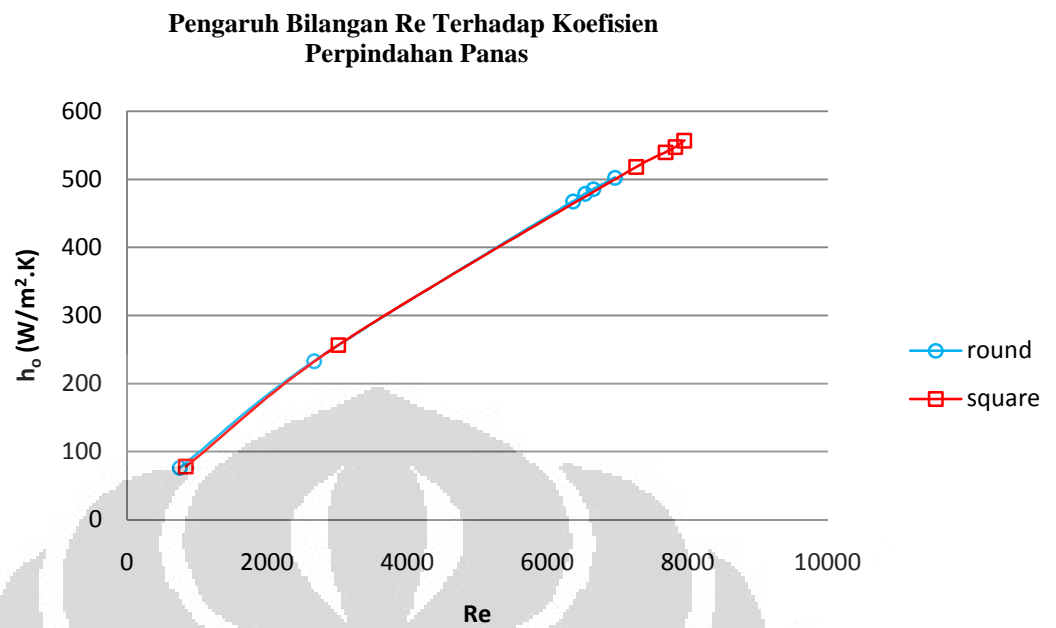
Percobaan	Parallel Flow		Counter Flow	
	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)	Re	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> .K)
1	839	77.87	784	77.23
2	3017	256.45	2789	245.01
3	7268	518.18	6787	497.98
4	7687	539.67	6973	509.97
5	7827	547.51	7316	526.45
6	7954	556.93	7502	538.33

### 4.3 Analisa Data

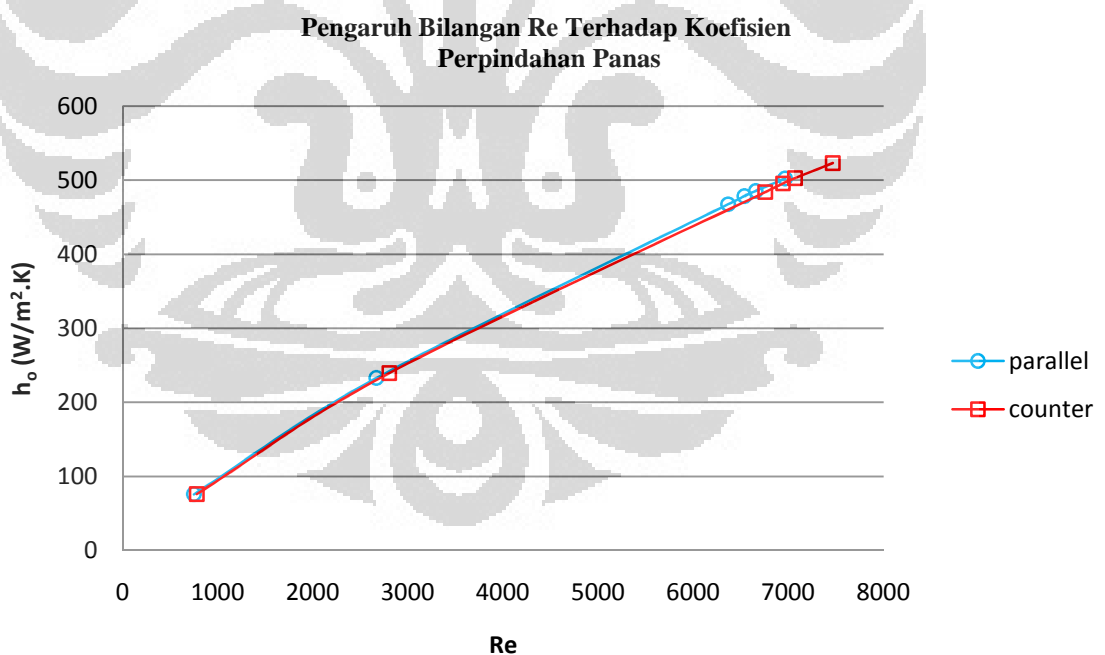
Setelah mendapat kan hasil perhitungan langkah selanjutnya adalah menganalisa pengaruh bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan kalor untuk setiap profil dan jenis aliran fluidanya.



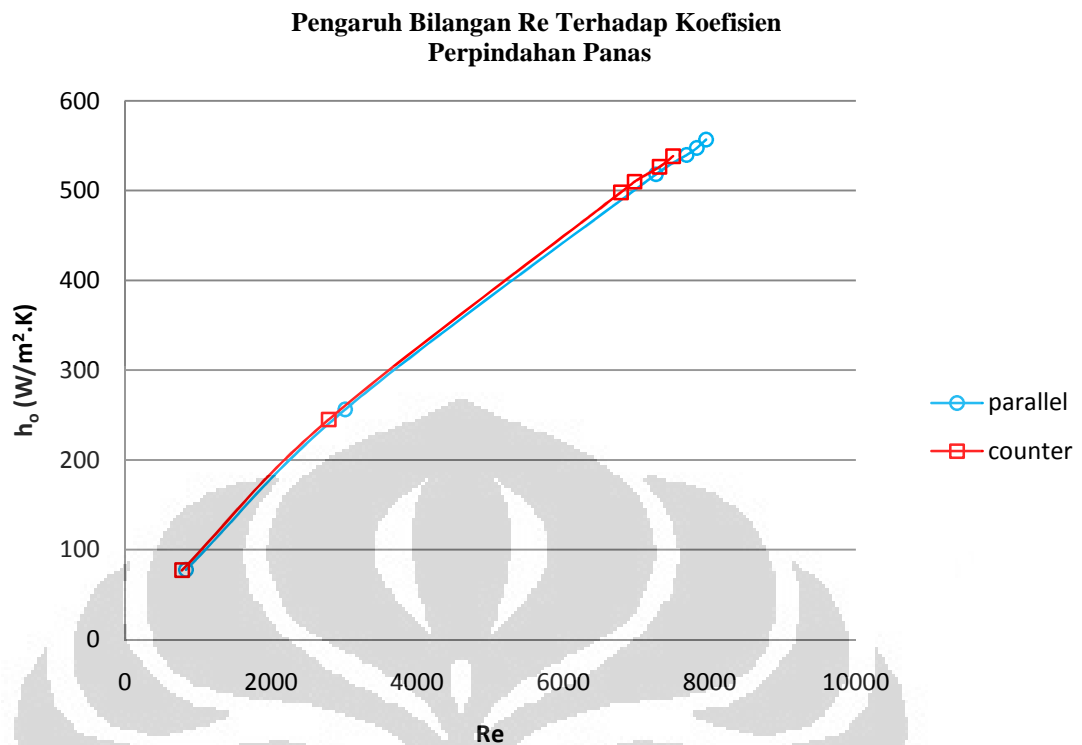
Grafik 4.1 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Berlawanan.



Grafik 4.2 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Searah.



Grafik 4.3 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat Dengan Aliran Berbeda.



Grafik 4.4 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Kotak Dengan Aliran Berbeda.

Dari grafik diatas terlihat kenaikan nilai koefisien perpindahan panas sebanding dengan kenaikan bilangan Reynolds. Profil kotak memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan profil bulat. Pada perbedaan jenis aliran, Aliran berlawanan pada alat penukar kalor memiliki nilai koefisien perpindahan panas ( $h$ ) lebih tinggi pada pipa segi empat dan lebih rendah pada pipa bulat dibanding kan dengan aliran searah.

## **BAB 5 PENUTUP**

### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa

- Semakin besar bilangan Reynolds yang mengalir pada aliran fluida alat penukar kalor semakin besar pula nilai koefisien perpindahan panasnya.
- Nilai koefisien perpindahan panas ( $h$ ) pipa segi empat lebih besar dibandingkan dengan pipa bulat.
- Aliran berlawanan pada alat penukar kalor memiliki nilai koefisien perpindahan panas ( $h$ ) lebih tinggi pada pipa segi empat dan lebih rendah pada pipa bulat dibandingkan dengan aliran searah.

### **5.2 Saran**

Dari penelitian ini ada beberapa saran yang perlu dipertimbangkan untuk penelitian selanjutnya, antara lain adalah sebagai berikut :

- Data-data yang di ambil pada saat pengujian akan lebih akurat apabila menggunakan peralatan kalibrasi (manometer) yang lebih sensitif atau presisi;
- Untuk mendapatkan data yang akurat dari suatu penelitian perlu digunakan jenis pompa yang lebih memiliki kestabilan putaran, baik dalam kondisi putaran rendah/tinggi atau saat fluida dalam siklus mengalami tekanan maksimum;
- Proses pengaturan laju aliran untuk mendapatkan bilangan Reynolds yang digunakan diatur dengan menggunakan ball valves, alangkah baiknya jika diganti dengan menggunakan adjustable valves (katup putar) untuk mendapatkan pengaturan laju aliran yg lebih tepat.
- Pemasangan tap pada alat uji agar lebih presisi, karena berpengaruh pada manometer.

## DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (1994). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (2nd ed.). United States of America: McGraw-Hill.
- Fox, Robert W., McDonald, Alan T. & Pritchard, Philip J. (2003). *Introduction to Fluid Mechanics* (6th ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- G. Collier, John dan R. Thome, John. (1994). *Convective Boiling and Condensation* (3rd ed.). United Kingdom: Oxford University Press.
- Gilat, Amos. (2004). *Matlab: An Introduction with Applications*. United States of America: John Wiley & Sons.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- Kandiklar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M. R. (2006). *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. India: Elsevier.
- Yanuar, Budiarmo, Gunawan, and M Baqi “*Velocity distribution of mud slurry in curved spiral pipes*” *Journal of Mechanical Science and Technology*. (JMST) Springer (in process)
- novhan -natanagara.blogspot.com/2011/06/penempatan-fluida-pada-she-tube-side.html
- bangkitwidayat.wordpress.com/2010/04/16/mendesain-shell-and-tube-heat-exchanger/
- <http://en.wikipedia.org/wiki/Chlorodifluoromethane>, diakses terakhir pada 12-11-201

## Lampiran 1. Tabel Propertis Air

■ TABEL B. 1

Properti Fisika dari Air (Satuan BG)<sup>a</sup>

Temperatur (°F)	Densitas, $\rho$ (slugs/ft <sup>3</sup> )	Berat Jenis <sup>b</sup> , $\gamma$ (lb/ft <sup>3</sup> )	Viskositas Dinamik, $\mu$ (lb - s/ft <sup>2</sup> )	Viskositas Kinematik, $\nu$ (ft <sup>2</sup> /s)	Tegangan Permukaan <sup>c</sup> , $\sigma$ (lb/ft)	Tekanan Uap, $P_v$ [lb/in <sup>2</sup> (abs)]	Kecepatan Suara <sup>d</sup> , $c$ (ft/s)
32	1,940	62,42	3,732 E - 5	1,924 E - 5	5,18 E - 3	8,854 E - 2	4603
40	1,940	62,43	3,228 E - 5	1,664 E - 5	5,13 E - 3	1,217 E - 1	4672
50	1,940	62,41	2,730 E - 5	1,407 E - 5	5,09 E - 3	1,781 E - 1	4748
60	1,938	62,37	2,344 E - 5	1,210 E - 5	5,03 E - 3	2,563 E - 1	4814
70	1,936	62,30	2,037 E - 5	1,052 E - 5	4,97 E - 3	3,631 E - 1	4871
80	1,934	62,22	1,791 E - 5	9,262 E - 6	4,91 E - 3	5,069 E - 1	4819
90	1,931	62,11	1,500 E - 5	8,233 E - 6	4,86 E - 3	6,979 E - 1	4960
100	1,927	62,00	1,423 E - 5	7,383 E - 6	4,79 E - 3	9,493 E - 1	4995
120	1,918	61,71	1,164 E - 5	6,067 E - 6	4,67 E - 3	1,692 E + 0	5049
140	1,908	61,38	9,743 E - 6	5,106 E - 6	4,53 E - 3	2,888 E + 0	5091
160	1,896	61,00	8,315 E - 6	4,385 E - 6	4,40 E - 3	4,736 E + 0	5101
180	1,883	60,58	7,207 E - 6	3,827 E - 6	4,26 E - 3	7,507 E + 0	5195
200	1,869	60,12	6,342 E - 6	3,393 E - 6	4,12 E - 3	1,152 E + 1	5089
212	1,860	59,83	5,886 E - 6	3,165 E - 6	4,04 E - 3	1,469 E + 1	5062

<sup>a</sup>Didasarkan atas data dari *Handbook of Chemistry and Physics*, 69th Ed., CRC Press, 1988. Bila perlu, nilai-nilai diperoleh melalui interpolasi.<sup>b</sup>Kerapatan dan Berat Jenis berkaitan dalam persamaan  $\gamma = \rho g$ . Untuk tabel ini,  $g = 32,174 \text{ ft/S}^2$ .<sup>c</sup>Bersentuhan dengan udara.<sup>d</sup>Dari R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., New York, 1984

■ TABEL B. 2

Properti Fisika dari Air (Satuan SI)<sup>a</sup>

Temperatur (°C)	Densitas, $\rho$ (kg/M <sup>3</sup> )	Berat Jenis <sup>b</sup> , $\gamma$ (kN/m <sup>3</sup> )	Viskositas Dinamik, $\mu$ (N - s/m <sup>2</sup> )	Viskositas Kinematik, $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	Tegangan Permukaan <sup>c</sup> , $\sigma$ (N/m)	Tekanan Uap, $P_v$ [N/m <sup>2</sup> (abs)]	Kecepatan Suara <sup>d</sup> , $c$ (m/s)
0	999,9	9,806	1,787 E - 3	1,787 E - 6	7,56 E - 2	6,105 E + 2	1403
5	1000,0	9,807	1,519 E - 3	1,519 E - 6	7,49 E - 2	8,722 E + 2	1427
10	999,7	9,804	1,307 E - 3	1,307 E - 6	7,42 E - 2	1,228 E + 3	1447
20	998,2	9,789	1,002 E - 3	1,004 E - 6	7,28 E - 2	2,338 E + 3	1481
30	995,7	9,765	7,975 E - 4	8,009 E - 7	7,12 E - 2	4,243 E + 3	1507
40	992,2	9,731	6,529 E - 4	6,580 E - 7	6,96 E - 2	7,376 E + 3	1526
50	988,1	9,690	5,468 E - 4	5,534 E - 7	6,79 E - 2	1,233 E + 4	1541
60	983,2	9,642	4,665 E - 4	4,745 E - 7	6,62 E - 2	1,992 E + 4	1552
70	977,8	9,589	4,042 E - 4	4,134 E - 7	6,44 E - 2	3,116 E + 4	1555
80	971,8	9,530	3,547 E - 4	3,650 E - 7	6,26 E - 2	4,734 E + 4	1555
90	965,3	9,467	3,147 E - 4	3,260 E - 7	6,08 E - 2	7,010 E + 4	1550
100	958,4	9,399	2,818 E - 4	2,940 E - 7	5,89 E - 2	1,013 E + 5	1543

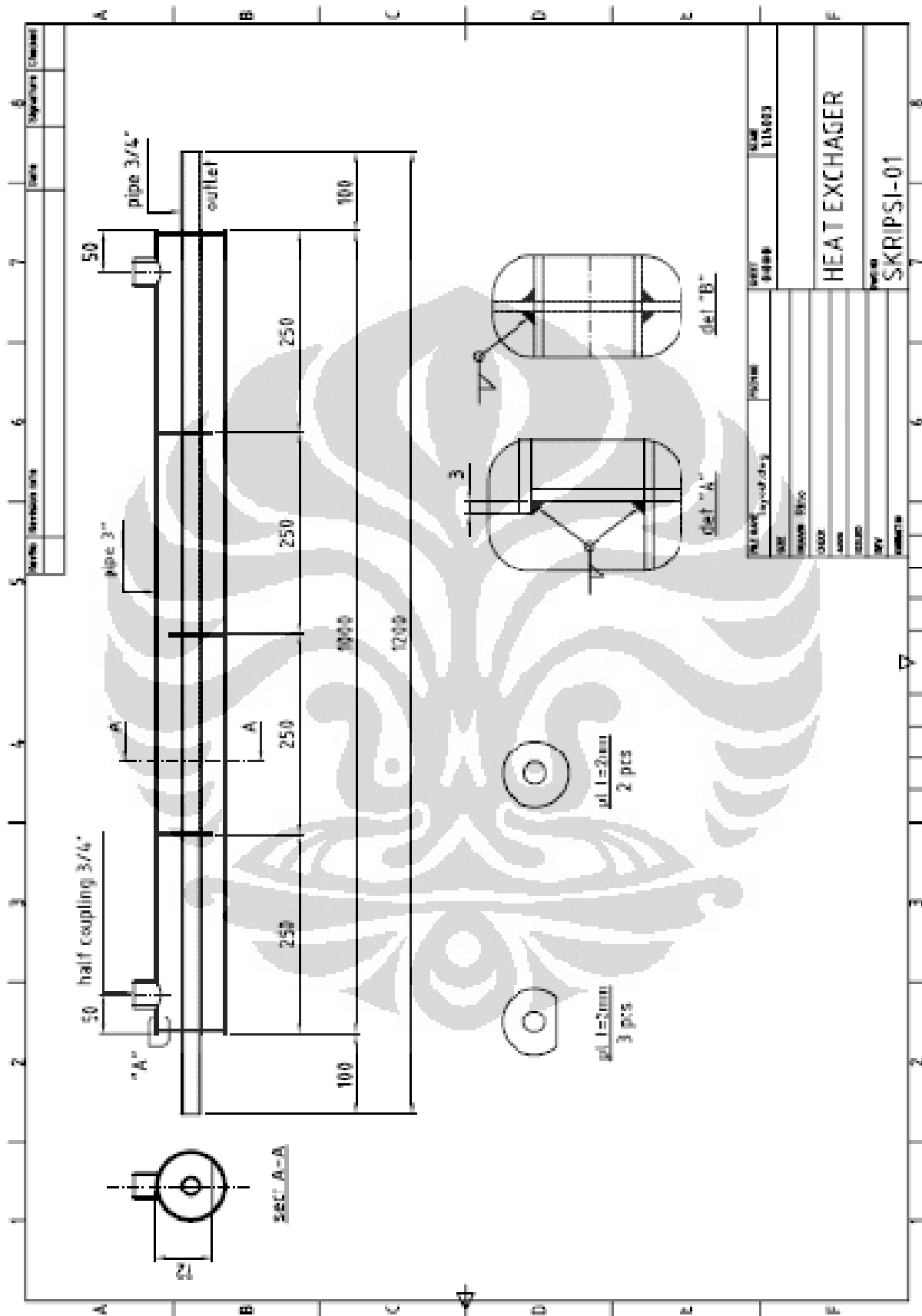
<sup>a</sup>Didasarkan atas data dari *Handbook of Chemistry and Physics*, 69th Ed., CRC Press, 1988.<sup>b</sup>Densitas dan Berat jenis berhubungan melalui persamaan  $\gamma = \rho g$ . Untuk tabel ini,  $g = 9,807 \text{ M/S}^2$ .<sup>c</sup>Bersentuhan dengan udara.<sup>d</sup>Dari R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., New York, 1984.

Properties of Water (Ref:ref Software)

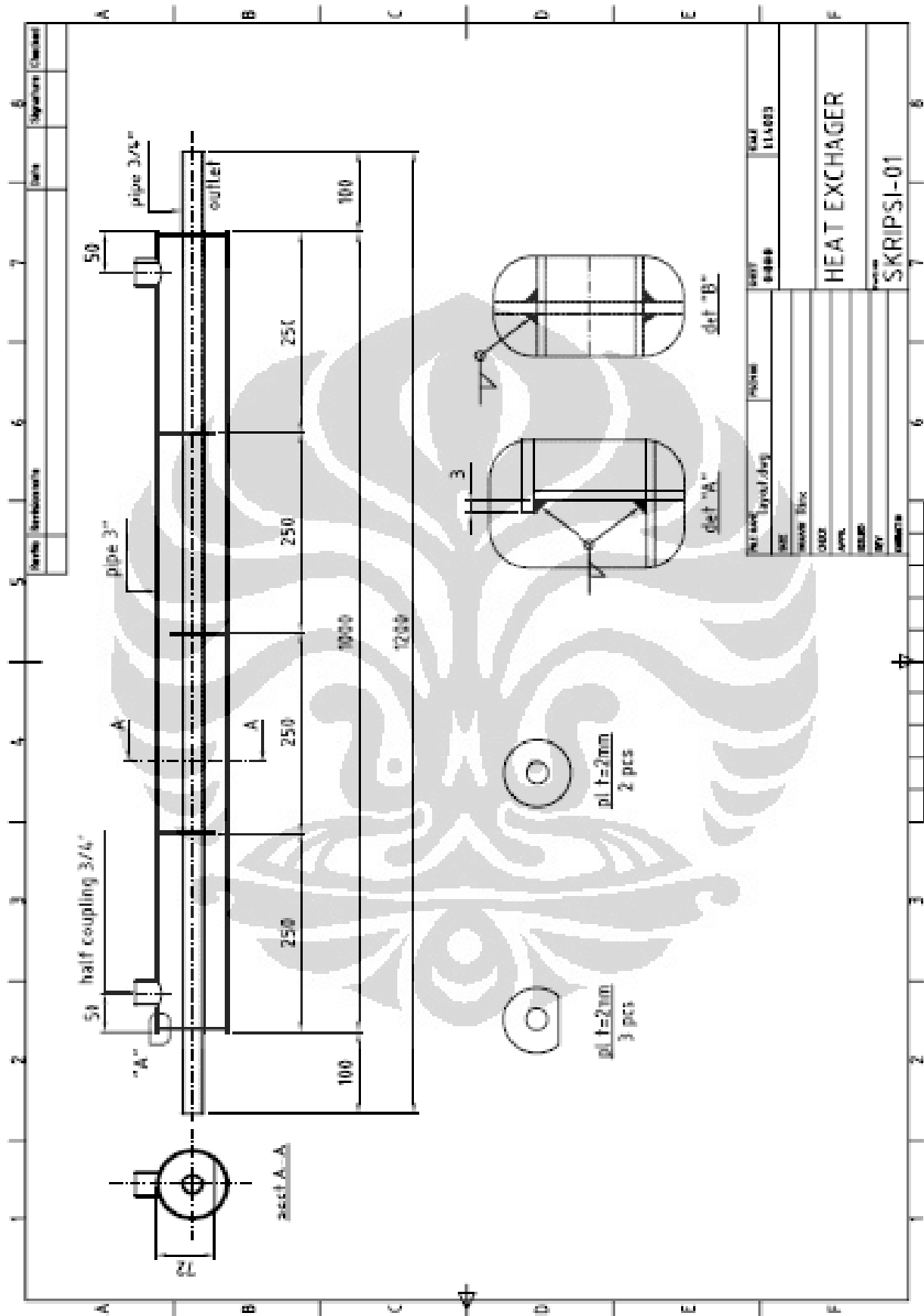
Temperature (°C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Cv (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm <sup>2</sup> /s)	Prandtl
74.5	975.11	3.9018	4.193	0.66641	0.0003802	0.0038991	2.3922
72	976.58	3.9148	4.1914	0.66461	0.0003931	0.0040248	2.4788
71	977.16	3.92	4.1908	0.66386	0.0003984	0.0040772	2.515
69.5	978.02	3.9278	4.1899	0.6627	0.0004067	0.004158	2.5711
68	978.86	3.9356	4.1891	0.6615	0.0004152	0.0042417	2.6294
63	981.59	3.9614	4.1865	0.65718	0.000446	0.0045437	2.8413
40.5	991.98	4.074	4.1797	0.63129	0.0006469	0.0065211	4.283
35	993.99	4.0961	4.1795	0.62328	0.0007193	0.0072366	4.8235
36.5	993.47	4.0895	4.1795	0.62553	0.0006983	0.0070289	4.6657
38.5	992.74	4.0805	4.1795	0.62845	0.0006718	0.0067671	4.4678
39.5	992.37	4.076	4.1796	0.62988	0.0006592	0.0066422	4.3738
39	992.55	4.0782	4.1796	0.62917	0.0006654	0.0067041	4.4204



Lampiran 3. Gambar Profil Bulat



Lampiran 4. Gambar Profil Segi Empat



Lampiran 5. Gambar Meja Kerja

