



UNIVERSITAS INDONESIA

**KOEFESIEN PERPINDAHAN PANAS MENGGUNAKAN
PROFIL KOTAK PADA ALAT PENUKAR KALOR**

SKRIPSI

AHLUL HALLI

0806368370

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

DEPOK

JANUARI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

**KOEFESIEN PERPINDAHAN PANAS MENGGUNAKAN
PROFIL KOTAK PADA ALAT PENUKAR KALOR**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana teknik

AHLUL HALLI

0806368370

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

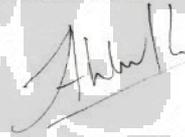
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : Ahlul Halli

NPM : 0806368370

Tanda Tangan :



Tanggal : 13 Januari 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh

Nama : Ahlul Halli

NPM : 080638370

Program Studi : Teknik Mesin

Judul Skripsi : Koefisien perpindahan panas menggunakan profil kotak
pada alat penukar kalor

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, M.Sc

Penguji : Dr. Ir. Sunaryo

Penguji : Ir. Hadi Tresno Wibowo, MT.

Penguji : Ir. Marcus A. Talahatu, MT.

Penguji : Ir. Mukti Wibowo

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 13 Januari 2012

Ucapan Terima Kasih

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT. yang telah memberikan nikmat serta karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan skripsi yang berjudul “ Koefisien perpindahan panas menggunakan profil kotak pada alat penukar kalor.”

Penulis menyadari, bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai masa penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi penulis untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. **Prof. Dr. Ir. Yanuar M.Eng, M.Sc** sebagai dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, memberikan pemikiran-pemikiran yang mencerahkan, serta tenaga dalam penyusunan skripsi ini;
2. **Seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTUI** yang telah banyak membantu selama masa perkuliahan
3. **Ibunda, Ayahanda, Kak Tika, Uni Iyi** yang telah memberikan perhatian serta kasih sayang kepada penulis. My family, my everything.
4. **Afdal, Rika, Lolly (true enemy), Chai, Benk, Shiro, Kober Army, Koye** yang telah membuat hari-hari di perantauan menjadi lebih berarti. Sekali lagi kita masih muda, beda, dan berbahaya.
5. **Teman-teman Kopaskong PPSE 2008** yang telah luar biasa mendukung dan banyak membantu dalam berbagai hal.
6. Teman-teman mahasiswa PPSE 2009, rombongan labor refrigerasi, labor mekanika fluida dan semua pihak yang telah membantu namun tidak dapat disebutkan satu-persatu.

Depok, 13 Januari 2012

Penulis

(Ahlul Halli)

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Ahlul Halli
NPM : 0806368370
Program Studi : Ekstensi 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

KOEFESIEN PERPINDAHAN PANAS MENGGUNAKAN PROFIL KOTAK PADA ALAT PENUKAR KALOR

,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,



(Ahlul Halli)

Abstrak

Nama : Ahlul Halli
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Koefisien Perpindahan Panas Dengan Menggunakan
Profil Kotak Pada Alat Penukar Kalor

Penanganan beban thermal 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 kalor profil bulat, sedangkan pada profil kotak tidak begitu terlihat perbedaannya.

Kata kunci:

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

Abstract

Name : Ahlul Halli
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Heat Transfer Coefficient By Using the Square Profiles At Heat Exchanger

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 W / mK and has dimensions of 1 m length of pipe, outer diameter (\O out) 88.6 mm, and diameter in (\O in) 85 mm and pipe in carbon steel pipe is a conduction heat transfer coefficient of 54 W / mK and has dimensions of 1.2 m length of pipe, outer diameter (\O out) 30 mm, and diameter in (\O 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 box is not so pronounced.

Keywords:

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

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	v
ABSTRAK.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Studi.....	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Metodologi Penelitian.....	2
1.5. Metode Penulisan.....	3
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
BAB 2 DASAR TEORI.....	5
2.1. Perpindahan Panas.....	5
2.2. Beda Temperatur Rata Rata Logaritma	12
2.3. Aliran Fluida.....	14
2.4. Alat Penukar Kalor.....	15
2.5. Lapisan Batas.....	20
BAB 3 PERANGKAT DAN PROSEDUR PENGUJIAN.....	24
3.1. Deskripsi Alat.....	24
3.2. Skematik Alat Uji	25
3.3. Komponen Alat Uji.....	27
3.4. Prosedur Pengujian.....	32
BAB 4 HASIL DAN ANALISA.....	33
4.1. Data Pengukuran	33
4.1.1 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Berlawanan.....	33
4.1.2 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Berlawanan.....	34
4.1.3 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Bulat Aliran Searah.....	34
4.1.4 Data Pengukuran Temperatur dan Debit Profil Pipa Kotak Aliran Searah.....	35
4.2. Pengolahan Data.....	36
4.2.1 Perhitungan Bilangan Reynolds.....	36
4.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor.....	36
4.3. Analisa Data.....	38
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	41
Daftar Pustaka	42

DAFTAR GAMBAR

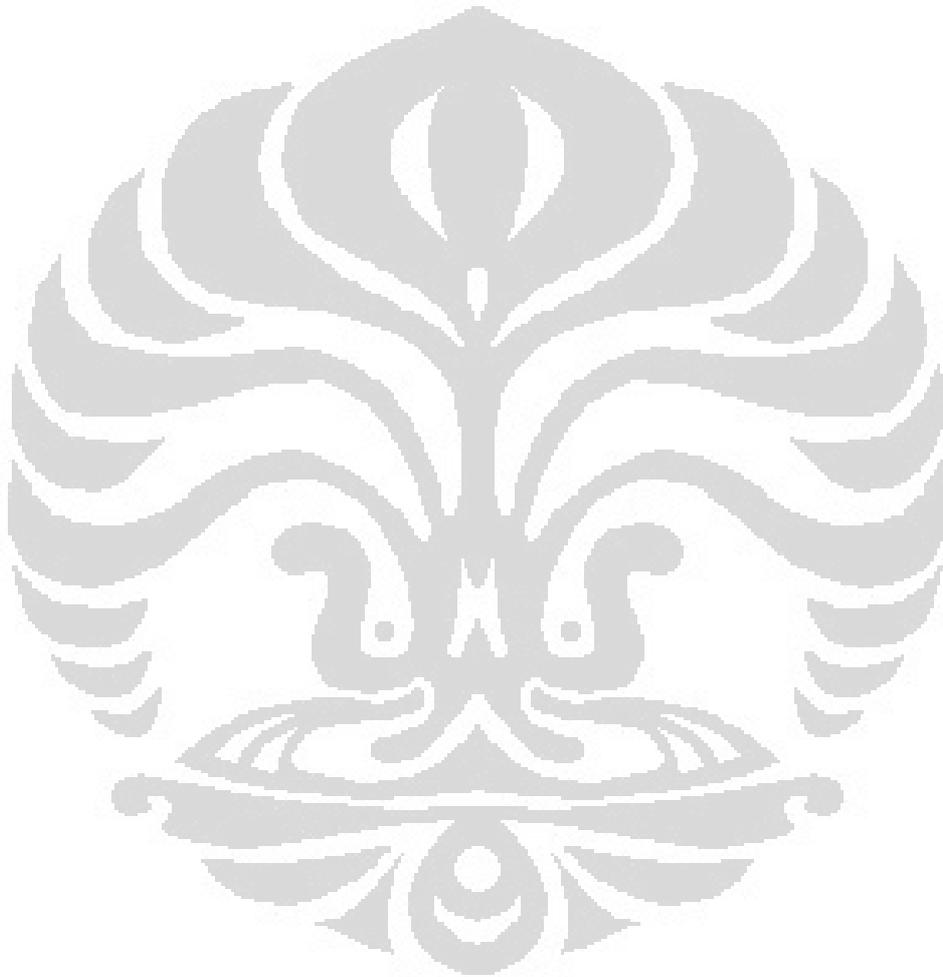
Gambar 2.1. Konduksi Pada Plat	8
Gambar 2.2. Konduksi Pada Silinder Berongga	8
Gambar 2.3. Proses Berkembangnya Aliran di Atas Plat	15
Gambar 2.4. Profil Distribusi Suhu pada <i>Heat Exchanger</i>	18
Gambar 2.5. Cocentric tube annulus <i>Heat Exchanger</i>	19
Gambar 2.6. Parallel Flow	19
Gambar 2.7. Proses Berkembangnya Lapisan Batas Hidrolik	20
Gambar 2.8. Lapisan Batas Thermal	22
Gambar 2.9. Proses Berkembangnya Lapisan Batas Thermal	22
Gambar 3.1. Instalasi Alat Uji Alat Penukar Kalor	25
Gambar 3.2. Skema Alat Uji Counter Flow	26
Gambar 3.3. Skema Alat Uji Parallel Flow	26
Gambar 4.1. Grafik Hubungan antara kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Berlawanan	38
Gambar 4.2. Grafik Hubungan antara kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Searah	38
Gambar 4.3. Grafik Hubungan antara kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat Dengan Aliran Berbeda	39
Gambar 4.4. Grafik Hubungan antara kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Kotak	39

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1. Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Berlawanan.....	33
Tabel 4.2. Hasil Pengukuran Pipa Bulat Besar Aliran Berlawanan....	33
Tabel 4.3. Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Berlawanan.....	34
Tabel 4.4. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.....	34
Tabel 4.5. Hasil Pengukuran Pipa Bulat Kecil Aliran Searah.....	34
Tabel 4.6. Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.....	35
Tabel 4.7. Hasil Pengukuran Pipa Kotak Kecil Aliran Searah.....	35
Tabel 4.8 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.....	35
Tabel 4.9 Nilai Nu untuk aliran laminar.....	36
Tabel 4.10 Nilai Re dan h Pada Aliran Searah.....	37
Tabel 4.11 Nilai Re dan h Pada Aliran Searah.....	37

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1.....	<i>Properties of Water (Refprop Software)</i>
Lampiran 2.....	Gambar Alat Penukar Kalor Penampang Bulat
Lampiran 3.....	Gambar Alat Penukar Kalor Penampang Kotak
Lampiran 4.....	Properties Fisika Air



BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sejak menggulirnya isu 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 sistem 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 disain 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 temperatur 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 energi 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

Penelitian ini dilakukan untuk mendapatkan karakteristik koefisien perpindahan panas pada dua profil yang berbeda. Mencari perbedaan koefisien perpindahan panas yang dihasilkan oleh dua penampang profil yang berbeda, di tinjau dari pengaruh laju aliran dan perubahan nilai bilangan Reynolds.

1.3 Batasan Masalah

Penulisan ini hanya membahas mengenai koefisien perpindahan panas pada pipa profil kotak dan profil bulat dengan menggunakan fluida kerja yaitu air murni. Serta membahas perbandingan koefisien perpindahan panas pada dua aliran yang berbeda, yaitu aliran searah dan aliran berlawanan arah.

1.4 Metodologi 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 Metode Penulisan

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

- 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.

- 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.

- 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.

- 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.

- 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

Sistematika penulisan skripsi ini terdiri dari:

Bab 1 Pendahuluan

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

Bab 2 Tinjauan Pustaka

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 Analisa Data dan Perhitungan

Bab ini berisi tentang proses evaluasi data yang dilakukan, membahas tentang proses-proses perhitungan data, pembuatan grafik serta menganalisa data percobaan yang telah didapat.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran

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 II 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 (*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 perindahan kalor. Umumnya perindahan kalor berlangsung sekaligus dengan ketiga cara ini. Perpindahan kalor melalui cara pertama disebut perpindahan kalor melalui konduksi. Cara kedua perindahan kalor melalui konveksi dan cara ketiga melalui radiasi.

2.1.1 *Heat capacity* (Cp)

Suatu material akan meningkat temperaturnya 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 :

$$C = \frac{dQ}{dT}$$

Keterangan :

C = *Heat capacity* (J/mol-K atau Kal/mol-K)
 dQ = Energi yang diserap
 dT = Perubahan suhu

2.1.2 Konduktifitas *Thermal*

Konduksi *thermal* 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 *thermal*. Besarnya panas yang dipindahkan ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$q = -k \frac{dT}{dx}$$

Dimana :

q	= aliran panas (Btu/ft ² -h)
k	= konduktifitas <i>thermal</i> (W/m-K) atau (Btu/ft-h- ⁰ 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 :

$$\dot{Q} = kA \left(-\frac{dT}{dx} \right) \quad (2.1)$$

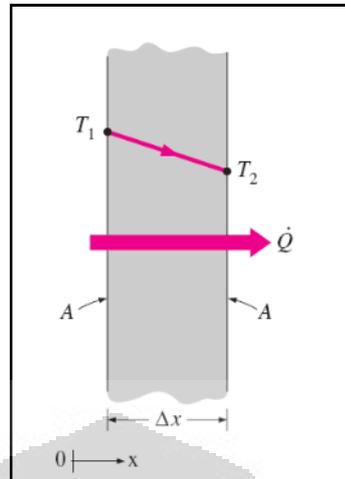
dimana :

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

k = konduktivitas *thermal* bahan (W/m. K) ;

A = luas penampang tegak lurus terhadap arah aliran kalor (m²) ;

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.

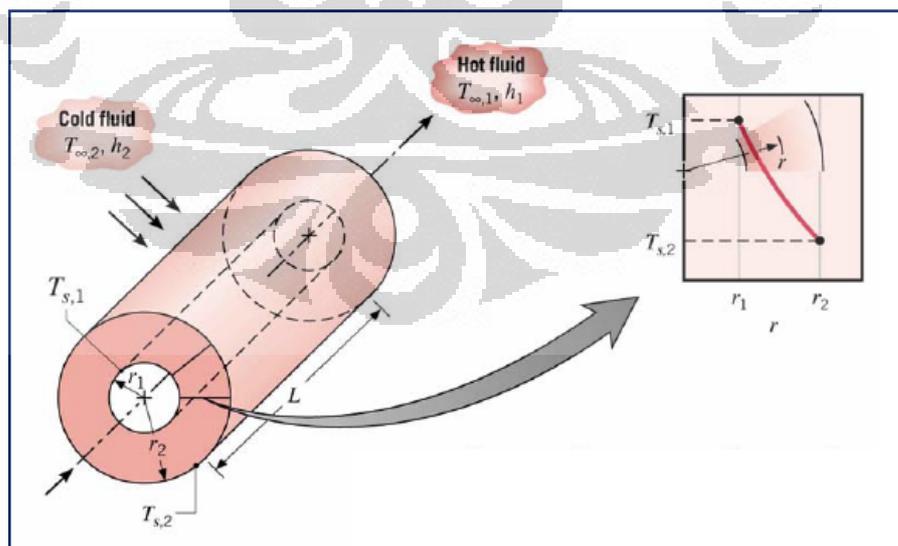


Gambar 2.1 Konduksi pada plat (Cengel, Y. A., 2003)

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 *thermal* silinder (k). Aliran kalor hanya berlangsung ke arah radial (arah r) saja. Luas bidang aliran kalor dalam system silinder ini adalah

$$A = 2\pi rL \quad (2.2)$$



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

Sehingga hukum Fourier konduksi kalor untuk silinder berongga menjadi :

$$q_k = kA \left(-\frac{dT}{dr} \right) = -k2\pi rL \frac{dT}{dr} \quad (2.3)$$

Kondisi batas (*Boundary Condition, BC*) :

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

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

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

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

$$q_k = k2\pi L \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(r_2/r_1)} \quad (2.4)$$

2.1.4 Konveksi

Konveksi kalor terjadi karena partikel zat yang bertemperatur lebih tinggi berpindah tempat secara mengalir sehingga dengan sendirinya terjadi perindahan 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 $T_s > T$:

$$q_{konv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

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 = Temperatur fluida (K)

2.1.5 Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi

Pada hukum Newton pendinginan, koefisien h adalah koefisien perpindahan kalor konveksi dimana merupakan konstanta proporsionalitas pada persamaan pada hukum Newton pendinginan. Pada persamaan 2.5 yang mungkin serupa dengan Hukum Fourier tentang konduksi kalor. Namun, koefisien “ h ” merupakan koefisien yang sama sekali berbeda dengan konduktivitas *thermal* “ 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, $T = (T_s - T)$, dimana $h = f$ (geometri, gerakan fluida, sifat fluida, 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 kecil parameter tak berdimensi.

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

a) 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 :

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2.6)$$

Dimana :

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

b) Bilangan Nusselt

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

$$Nu = \frac{q''(\text{konveksi})}{q''(\text{konduksi})} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} \quad (2.7)$$

Bilangan Nusselt untuk aliran dalam pipa dapat di tuliskan :

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (2.8)$$

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 : konduktifitas kalor fluida (W/m.K)

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

c) Bilangan Prandtl

Bilangan Prandtl merupakan rasio kinematik viskositas (ν) fluida dengan difusivitas kalor (α), dimana bilangan Prandtl merupakan properties termodinamika dari fluida.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.9)$$

Dimana :

Pr : Bilangan Prandtl

ν : viskositas kinematik fluida (m^2/s)

α : *thermal diffusivity* (m^2/s)

c_p : kalor spesifik (J/kg °K)

μ : viskositas dinamik fluida (N s/m²)

k_f : konduktifitas kalor fluida (W/m.K)

2.2. Beda Temperatur Rata Rata Logaritama (LMTD)

Nilai koefisien perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor dapat diperoleh dengan perhitungan menggunakan metode selisih suhu rata - rata logaritmik (*Logarithmic Mean Temperature Difference* = LMTD) atau dengan *number of transfer unit* (NTU). Efektifitas penukar kalor secara umum untuk aliran lawan arah (*counter flow*) didefinisikan sebagai berikut:

$$= \frac{1 - \exp \left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}} \right) \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 - \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \exp \left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}} \right) \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]} \quad (2.10)$$

dengan $C=mc_p$, adalah laju kapasitas ($W/^\circ K$), dengan m , massa fluida (kg/s), C_p , panas jenis(J/kg.K), UA/C_{\min} adalah jumlah satuan perpindahan kalor yang sering disebut dengan *number of transfer unit* atau NTU, dan $C=C_{\min}/C_{\max}$. Harga efektivitas untuk penukar kalor jenis *shell and tube* adalah sebagai berikut:

$$= 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \left(\frac{1 + \exp \left[-N(1 + C^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-N(1 + C^2)^{1/2} \right]} \right) \right\}^{-1} \quad (2.11)$$

Harga efektivitas untuk penukar kalor aliran sejajar adalah sebagai berikut:

$$= \frac{1 - \exp \left[\left(-\frac{UA}{C_{\min}} \right) \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (2.12)$$

Laju perpindahan panas dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Q = U.A.\Delta T_m \quad (2.13)$$

Untuk pendekatan LMTD:

$$\Delta T_m = LMTD = (\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) / \ln(\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}) \quad (2.14)$$

dimana ΔT_{\max} adalah beda suhu lokal max, dan ΔT_{\min} adalah beda suhu lokal minimal antara dua aliran fluida pada inlet dan outlet HE. Distribusi suhu sepanjang HE ditunjukkan Gambar 1. Beda suhu konstan untuk aliran panas dan dingin jika yang terjadi adalah kondensasi di satu aliran dan evaporasi pada aliran lainnya.

2.3. Aliran Fluida

Aliran fluida dapat dikategorikan:

1. Aliran laminar

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

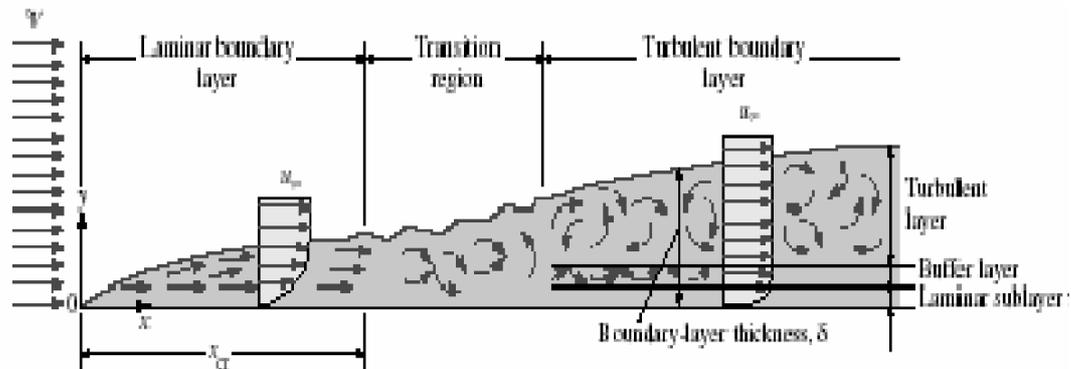
Aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan dengan satu lapisan meluncur secara lancar . Dalam aliran laminar ini viskositas berfungsi untuk meredam kecendrungan terjadinya gerakan relative antara lapisan.

2. 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 *Reynolds* antara 2300 – 4000. Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.3



Gambar 2.3 Proses berkembangnya aliran di atas plat aliran *eksternal*
(Cengel, Y. A, 2003)

Aliran dimana pergerakan dari partikel – partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami percampuran serta putaran partikel antar lapisan, yang mengakibatkan saling tukar momentum dari satu bagian fluida kebagian 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.

3. Aliran transisi

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

2.4. Alat Penukar Kalor

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.

2.4.1 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

6. Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran

a. Aliran dengan satu *pass*

1) Aliran berlawanan 4) Aliran paralel

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*

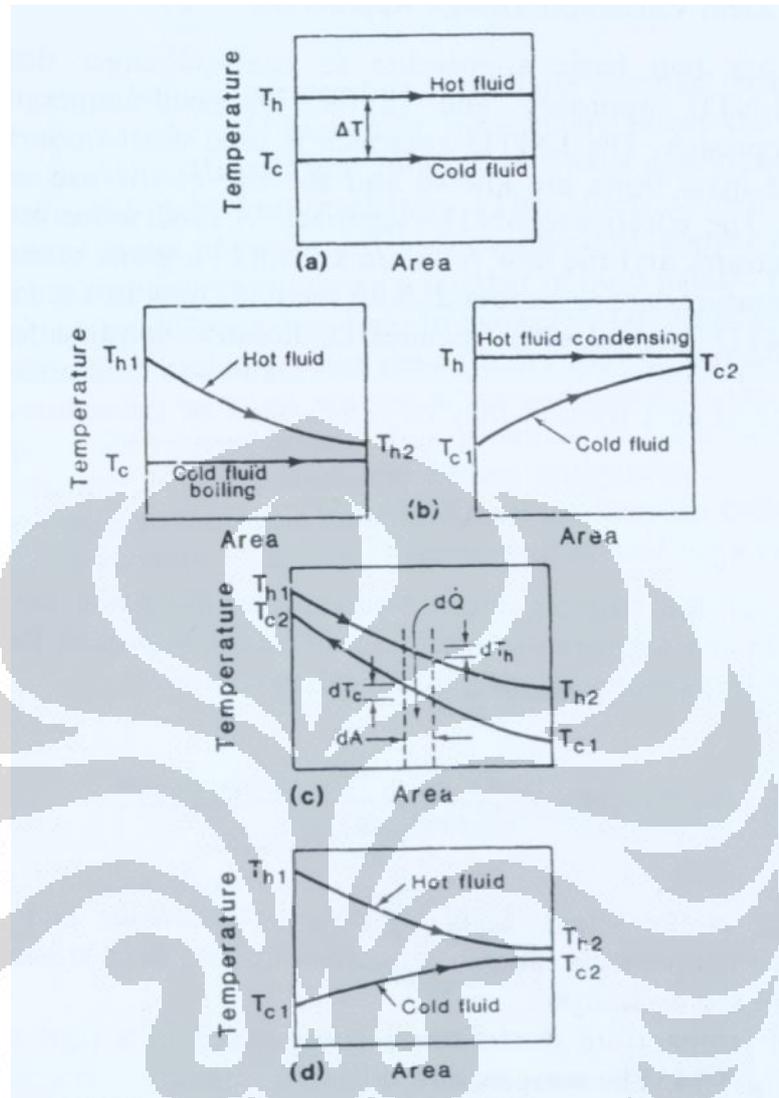
· Aliran paralel yang berlawanan (*M pass* pada *shell* dan *N pass* pada *tube*)

· Aliran *split*

· Aliran dibagi (*devided*)

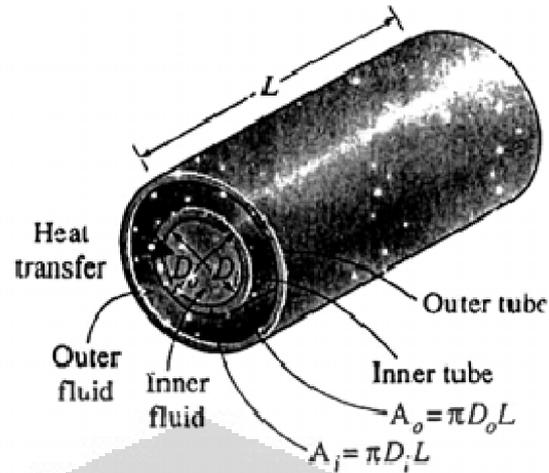
3) *Multipass* plat

· *N* – paralel plat *multipass*



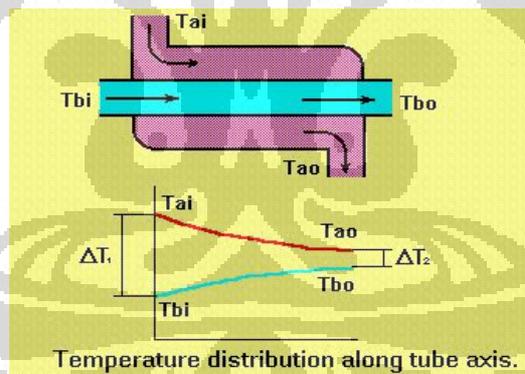
Gambar 2.4. Profil Distribusi Suhu pada Heat Exchanger (a) Condenser Reboiler; (b) salah satu fluida terkondensasi atau terevaporasi; (c) Counterflow; (d) Paralel Flow

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*

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.



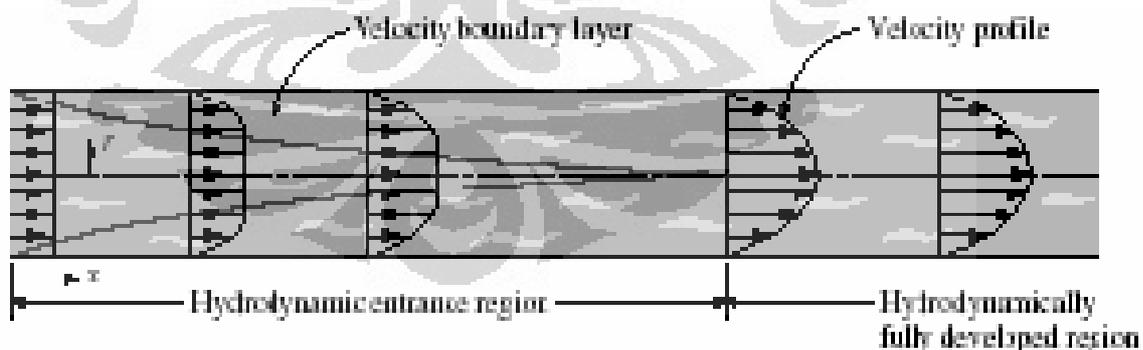
Gambar 2.6 *Parallelflow*

2.5. Lapisan Batas

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.

2.5.1 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 hidrolik 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 hidrolik

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:

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

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

Dimana :

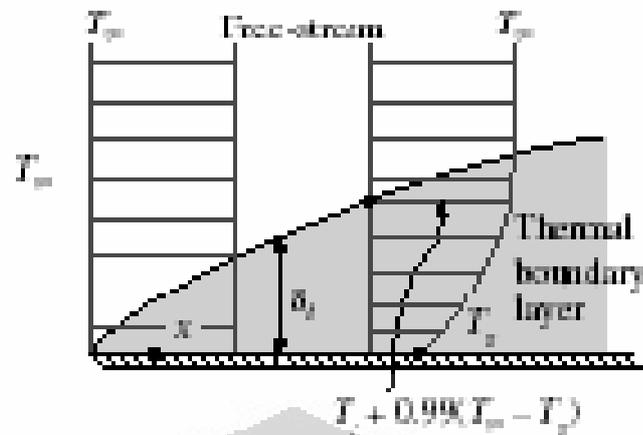
D = Diameter pipa (m)

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.

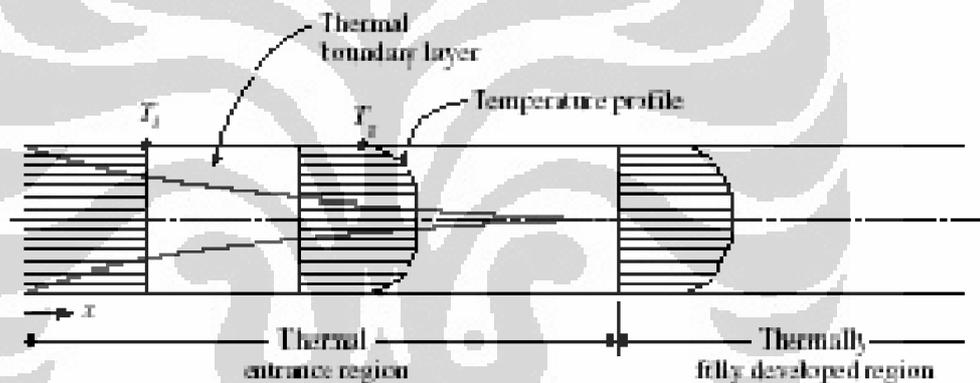
2.5.2 Lapisan Batas *Thermal*

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

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



Gambar 2.9 Proses berkembangnya lapisan batas *thermal*

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

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

Pada aliran turbulen lokasi terjadinya aliran berkembang penuh secara *thermal* 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 *thermal* 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 PROSEDUR 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.

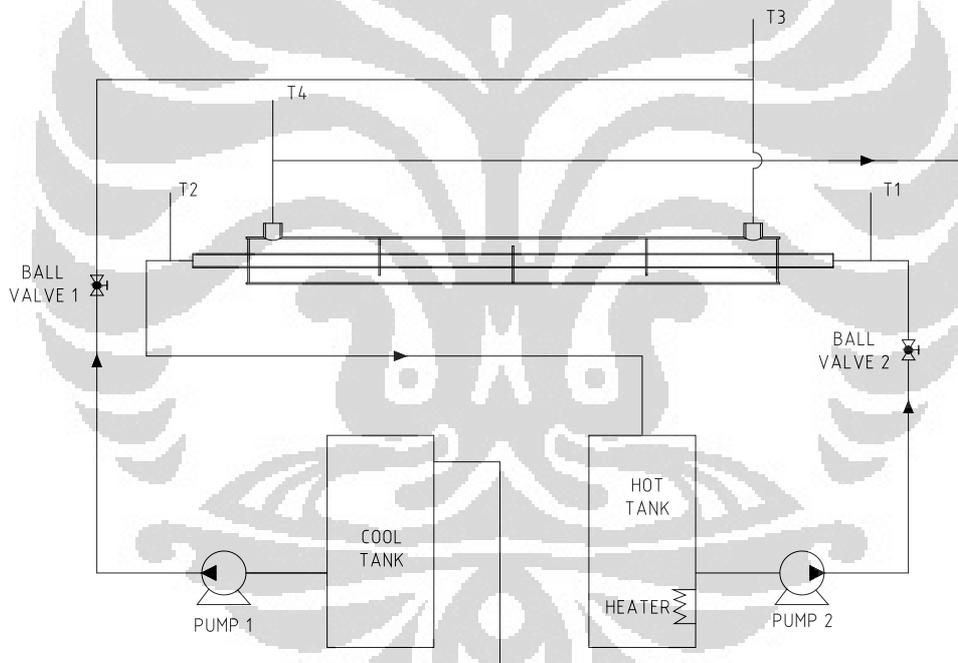
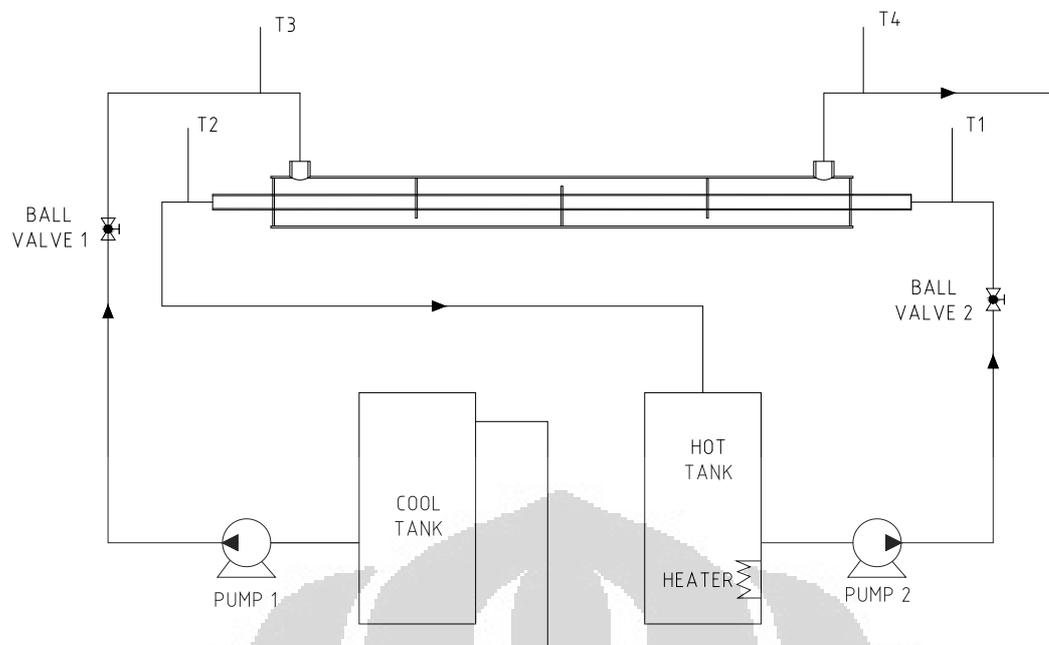
Alat pengujian yang digunakan seperti terlihat pada gambar 3.1 dimana alat uji adalah sebuah alat permodelan pada alat penukar kalor tipe *double pipe* dimana pada pipa luar adalah pipa baja karbon memiliki koefisien perpindahan kalor konduksi 54 W/m.K dan memiliki dimensi panjang pipa 1 m, diameter 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*)

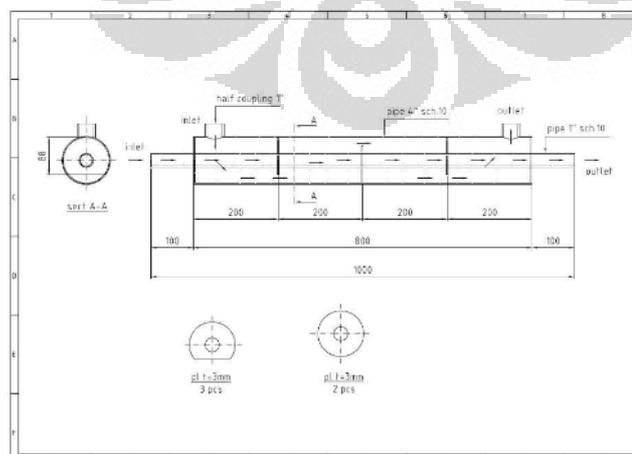
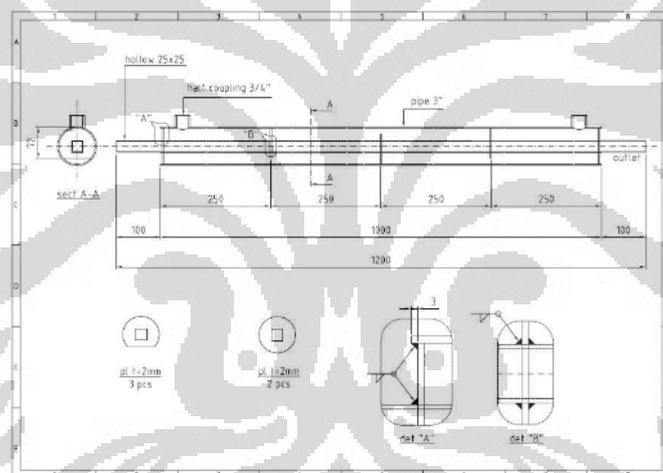
Gambar 3.3 Skema Alat Uji Alat Penukar Kalor (*parallel flow*)

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 Kalar**

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



Gambar 3.4. Profil kotak dan profil bulat

- **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 3.5. 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 3.6. 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 3.7. 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 3.8. Tangki air

- **Katup Bola**

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



Gambar 3.9. 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 3.10 Selang air tahan panas

- **Gelas Ukur**

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



Gambar 3.11. 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 stabil, pada penelitian ini temperatur yang ingin di capai adalah 80 °C.

4. Menghidupkan kedua pompa hingga air mengalir melalui 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 katupnya adalah 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° .
6. Setiap variasi bukaan katup, dibiarkan beberapa saat sampai kondisi aliran dan temperatur setabil.
7. Setelah kondisi stabil 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. Untuk variasi bukaan katup yang berbeda, ulangi prosedur No.5 – 9 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 ³ /s)	T ₁ in (°C)	T ₂ out (°C)	T rata ²	T
1	31	5.17x10 ⁻⁴	75	72	73.5	-3
2	31	5.17x10 ⁻⁴	74	70	72	-4
3	31	5.17x10 ⁻⁴	74	69	71.5	-5
4	31	5.17x10 ⁻⁴	74	69	71.5	-5
5	31	5.17x10 ⁻⁴	72	67	69.5	-5
6	31	5.17x10 ⁻⁴	71	66	68.5	-5

Tabel 4.2 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m ³ /s)	T ₃ in (°C)	T ₄ out (°C)	T rata ²	T
1	3	5.00x10 ⁻⁵	30	42	36	12
2	11	1.83x10 ⁻⁴	31	39	35	8
3	26.5	4.42x10 ⁻⁴	32	38	35	6
4	27.5	4.58x10 ⁻⁴	32	37	34.5	5
5	28	4.67x10 ⁻⁴	34	35	34.5	1
6	29	4.83x10 ⁻⁴	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 ³ /s)	T ₁ in (°C)	T ₂ out (°C)	T rata ²	T
1	31	5.17x10 ⁻⁴	76	73	74.5	-3
2	31	5.17x10 ⁻⁴	74	71	72.5	-3
3	31	5.17x10 ⁻⁴	74	70	72	-4
4	31	5.17x10 ⁻⁴	72	69	70.5	-3
5	31	5.17x10 ⁻⁴	72	68	70	-4
6	31	5.17x10 ⁻⁴	70	65	67.5	-5

Tabel 4.4 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Berlawanan.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m ³ /s)	T ₃ in (°C)	T ₄ out (°C)	T rata ²	T
1	3	5.00x10 ⁻⁵	30	39	34.5	9
2	11	1.83x10 ⁻⁴	31	35	33	4
3	26.5	4.42x10 ⁻⁴	32	35	33.5	3
4	27.5	4.58x10 ⁻⁴	32	34	33	2
5	28	4.67x10 ⁻⁴	33	36	34.5	3
6	29	4.83x10 ⁻⁴	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 ³ /s)	T ₁ in (°C)	T ₂ out (°C)	T rata ²	T
1	31	5.17x10 ⁻⁴	78	75	76.5	-3
2	31	5.17x10 ⁻⁴	77	73	75	-4
3	31	5.17x10 ⁻⁴	76	71	73.5	-5
4	31	5.17x10 ⁻⁴	76	67	71.5	-9
5	31	5.17x10 ⁻⁴	76	66	71	-10
6	31	5.17x10 ⁻⁴	76	66	71	-10

Tabel 4.6 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.

Percobaan	T (cool)					
	Debit (L/min)	Debit (m ³ /s)	T ₃ in (°C)	T ₄ out (°C)	T rata ²	T
1	3	5.00x10 ⁻⁵	29	39	34	10
2	11	1.83x10 ⁻⁴	29	36	32.5	7
3	26.5	4.42x10 ⁻⁴	30	34	32	4
4	27.5	4.58x10 ⁻⁴	31	32	31.5	1
5	28	4.67x10 ⁻⁴	31	32	31.5	1
6	29	4.83x10 ⁻⁴	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 ³ /s)	T ₁ in (°C)	T ₂ out (°C)	T rata ²	T
1	31	5.17x10 ⁻⁴	78	76	77	-2
2	31	5.17x10 ⁻⁴	78	75	76.5	-3
3	31	5.17x10 ⁻⁴	77	72	74.5	-5
4	31	5.17x10 ⁻⁴	74	72	73	-2
5	31	5.17x10 ⁻⁴	73	70	71.5	-3
6	31	5.17x10 ⁻⁴	72	69	70.5	-3

Tabel 4.8 Hasil Pengukuran Pipa Besar Aliran Searah.

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

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

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

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

Dan A adalah luas penampang pipa (m²)

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

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

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

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

4.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor

- Untuk aliran turbulen nilai h adalah :

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

- Untuk aliran laminar nilai h adalah :

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

Tabel 4.9 Nilai Nu untuk aliran laminar

D_i/D_o	Nu_i	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 :

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

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

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.

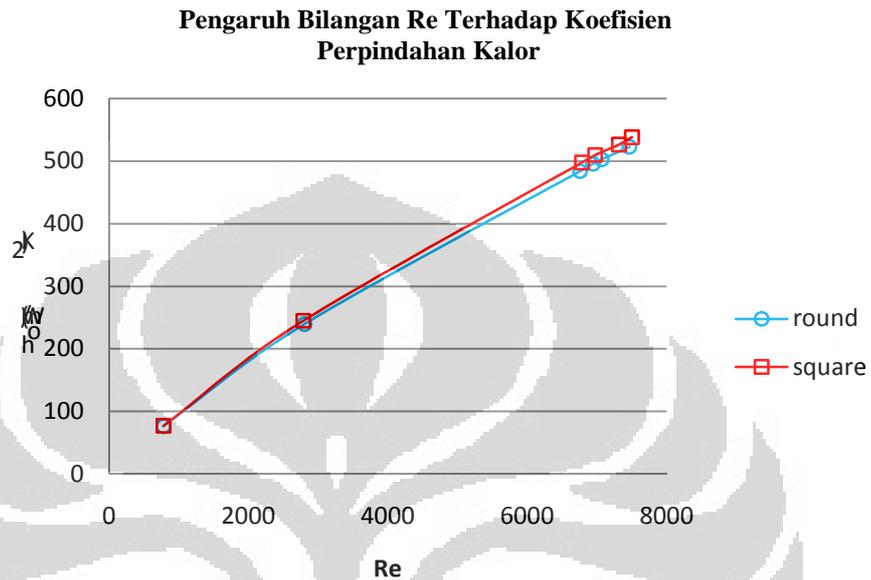
Percobaan	Profil Bulat		Profil Kotak	
	Re	h_o (W/m ² .K)	Re	h_o (W/m ² .K)
1	780	76.10	784	77.23
2	2805	239.55	2789	245.01
3	6757	484.03	6787	497.98
4	6944	495.74	6973	509.97
5	7070	502.94	7316	526.45
6	7467	523.19	7502	538.33

Tabel 4.11 Nilai Re dan h Pada Aliran Searah.

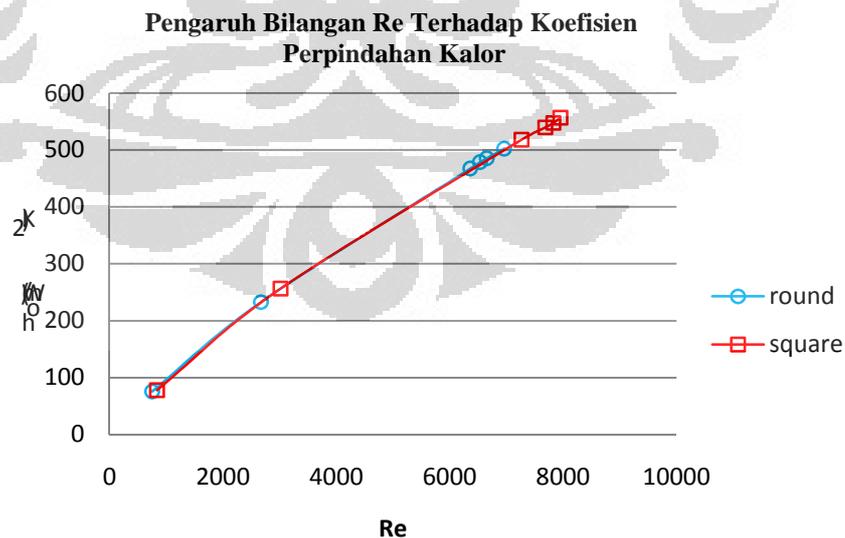
Percobaan	Profil Bulat		Profil Kotak	
	Re	h_o (W/m ² .K)	Re	h_o (W/m ² .K)
1	750	75.73	839	77.87
2	2669	232.70	3017	256.45
3	6364	467.43	7268	518.18
4	6537	478.63	7687	539.67
5	6655	485.57	7827	547.51
6	6964	502.38	7954	556.93

4.3 Analisa Data

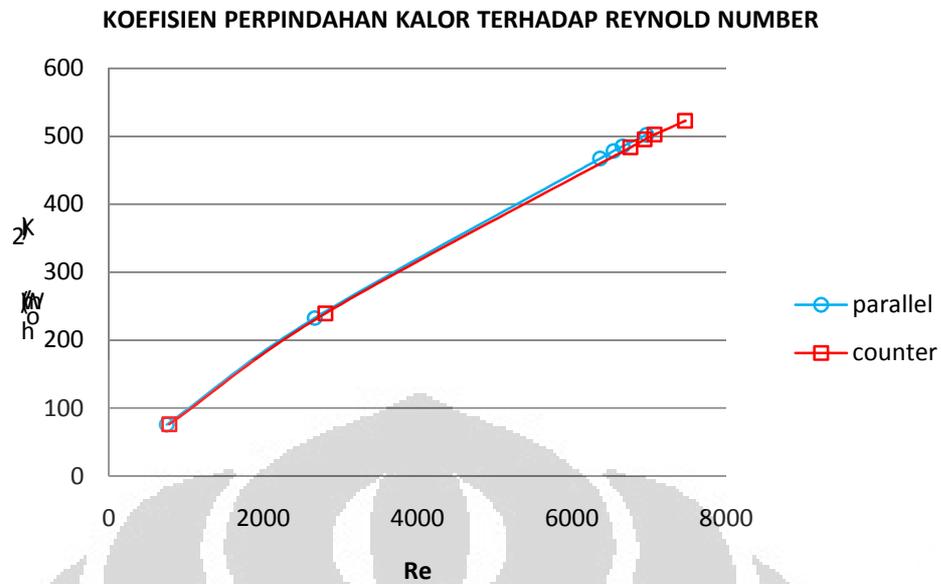
Setelah mendapat kan hasil perhitungan langkah selanjutnya adalah menganalisa pengaruh bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan kalor untuk setiap profil dan jenis aliran fluidanya.



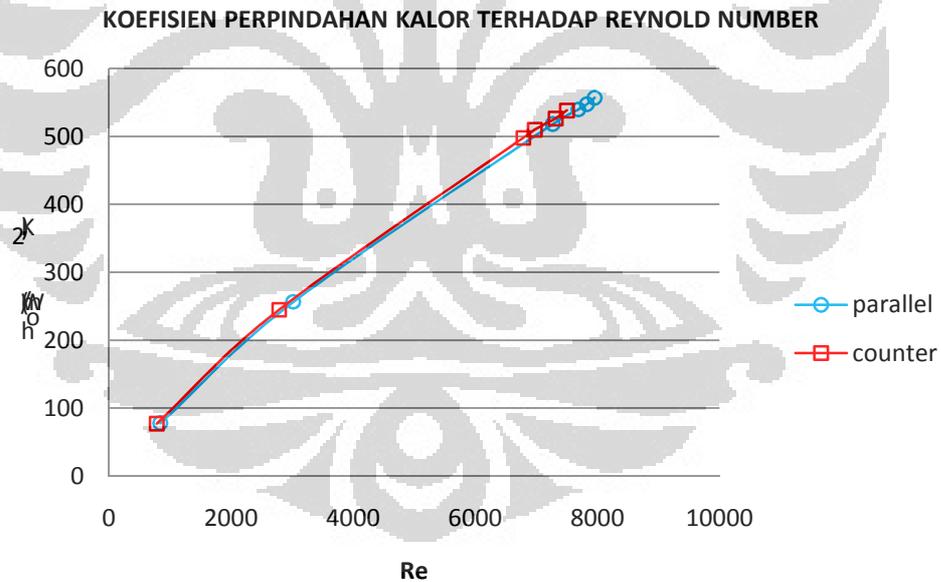
Grafik 4.1 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Aliran Berlawanan.



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

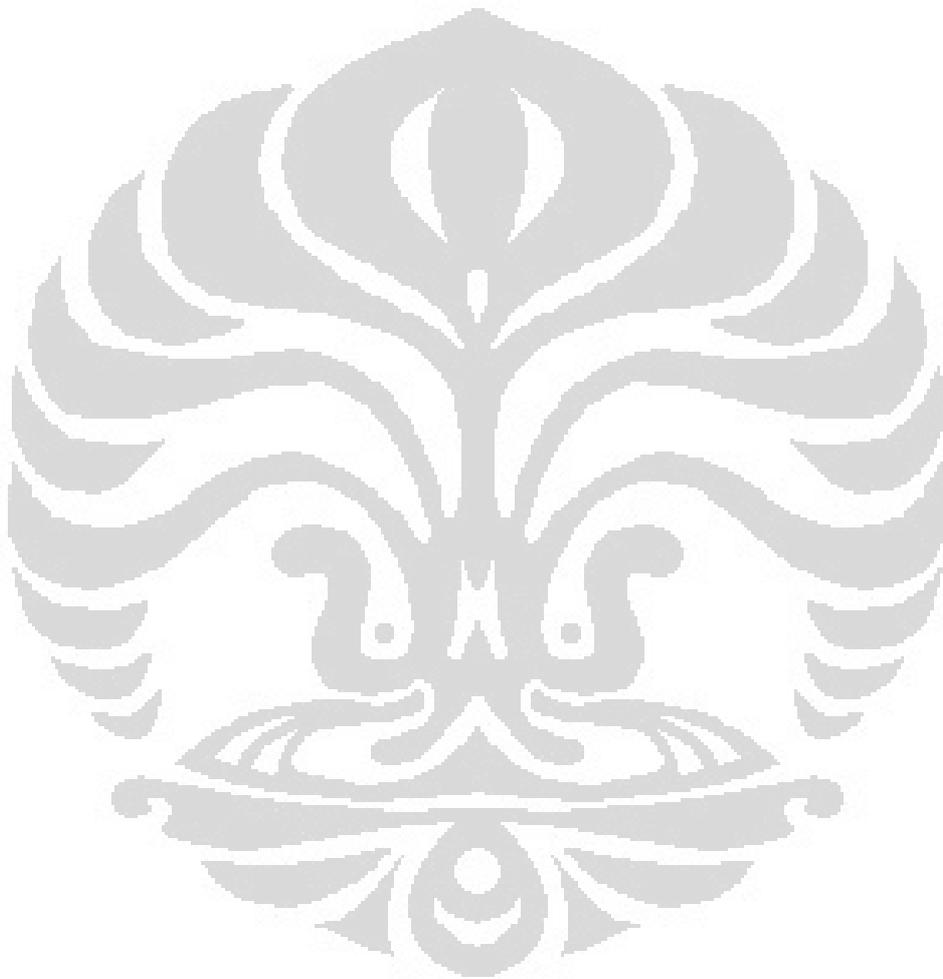


Grafik 4.3 Grafik Hubungan Antara Kenaikan Re Terhadap Perubahan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Pada Pipa Bulat Dengan Aliran Berbeda.



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

Dari kedua grafik diatas (grafik 4.1 dan 4.2) 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 sangat berpengaruh terhadap nilai koefisien perpindahan kalor profil bulat, sedangkan pada profil kotak tidak begitu terlihat perbedaannya.



BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa

- Makin besar aliran fluida yang mengalir pada pipa makin besar pula bilangan Reynolds yang dihasilkan.
- Semakin besar bilangan Reynolds yang mengalir pada aliran fluida alat penukar kalor semakin besar pula nilai koefisien perpindahan kalornya.
- Pengaruh bentuk profil juga berpengaruh terhadap nilai perpindahan kalornya meskipun memiliki diameter hidraulik yang sama, profil kotak memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan profil bulat.
- Variasi jenis aliran tidak memberikan perbedaan yang signifikan terhadap nilai koefisien perpindahan kalor, dari penelitian ini aliran searah memiliki nilai lebih besar dibandingkan dengan aliran berlawanan terhadap koefisien perpindahan kalornya.

5.2 Saran

Adapun beberapa saran yang dapat dipertimbangkan yang mungkin bermanfaat untuk penelitian selanjutnya adalah :

- Untuk pengukuran yang lebih akurat pada pengukuran temperatur disarankan untuk menggunakan termokopel.
- Untuk mendapatkan data debit yang akurat maka disarankan untuk menggunakan flow meter.
- Pada proses pengaturan variasi debit aliran menggunakan katup yang lebih akurat lagi.
- Untuk mempertahankan temperature air dingin tetap stabil disarankan menggunakan *cooling tower*, agar perpindahan panasnya lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (1994). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (2nd ed.). United States of America: McGraw-Hill. *Fluent 6.3 Tutorial Guide*. (2006). Lebanon: Fluent Inc.

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

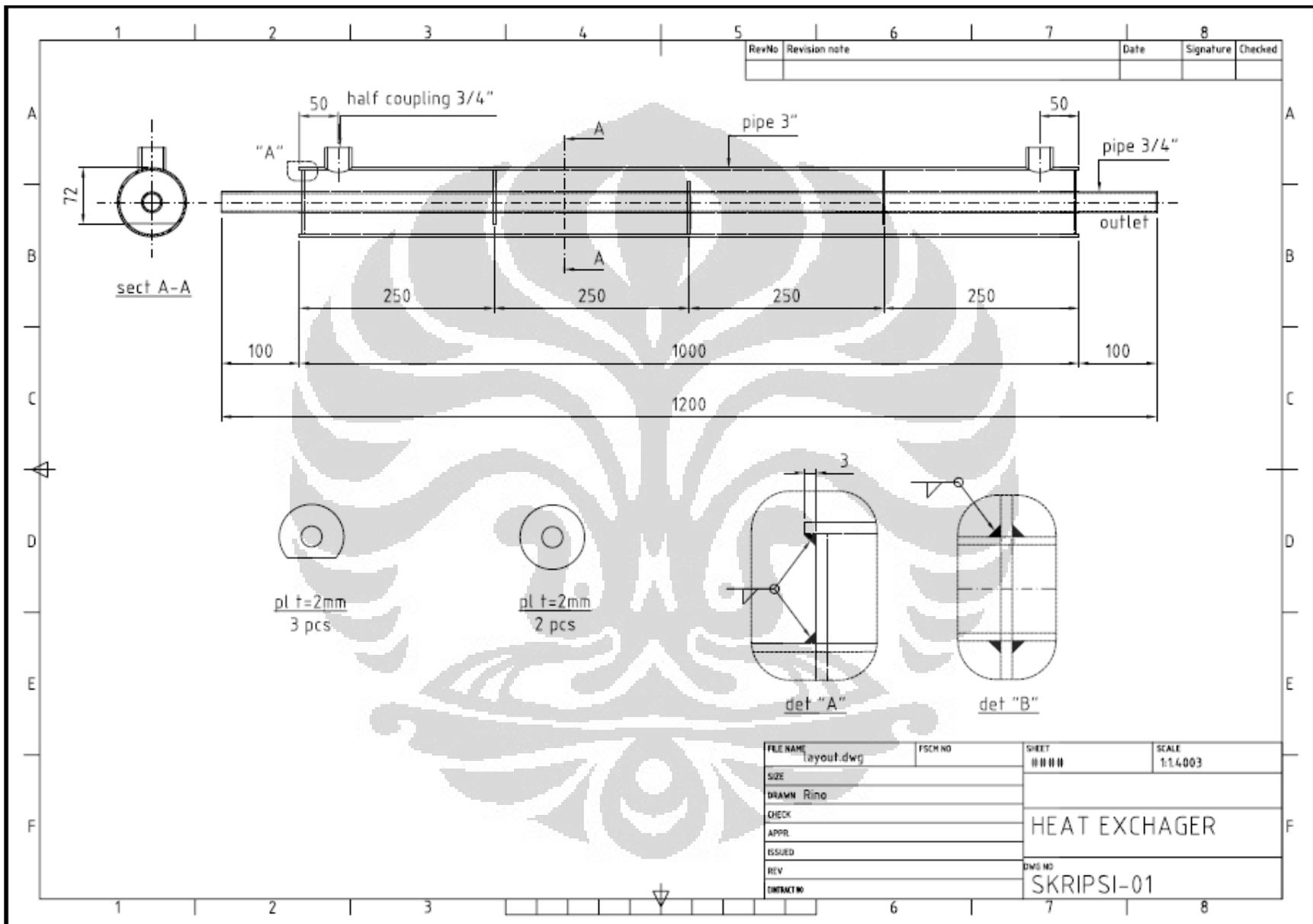
bangkitwidayat.wordpress.com/2010/04/16/mendesain-shell-and-tube-heat-exchanger/

<http://en.wikipedia.org/wiki/Chlorodifluoromethane>, diakses terakhir pada 12-11-2010

LAMPIRAN

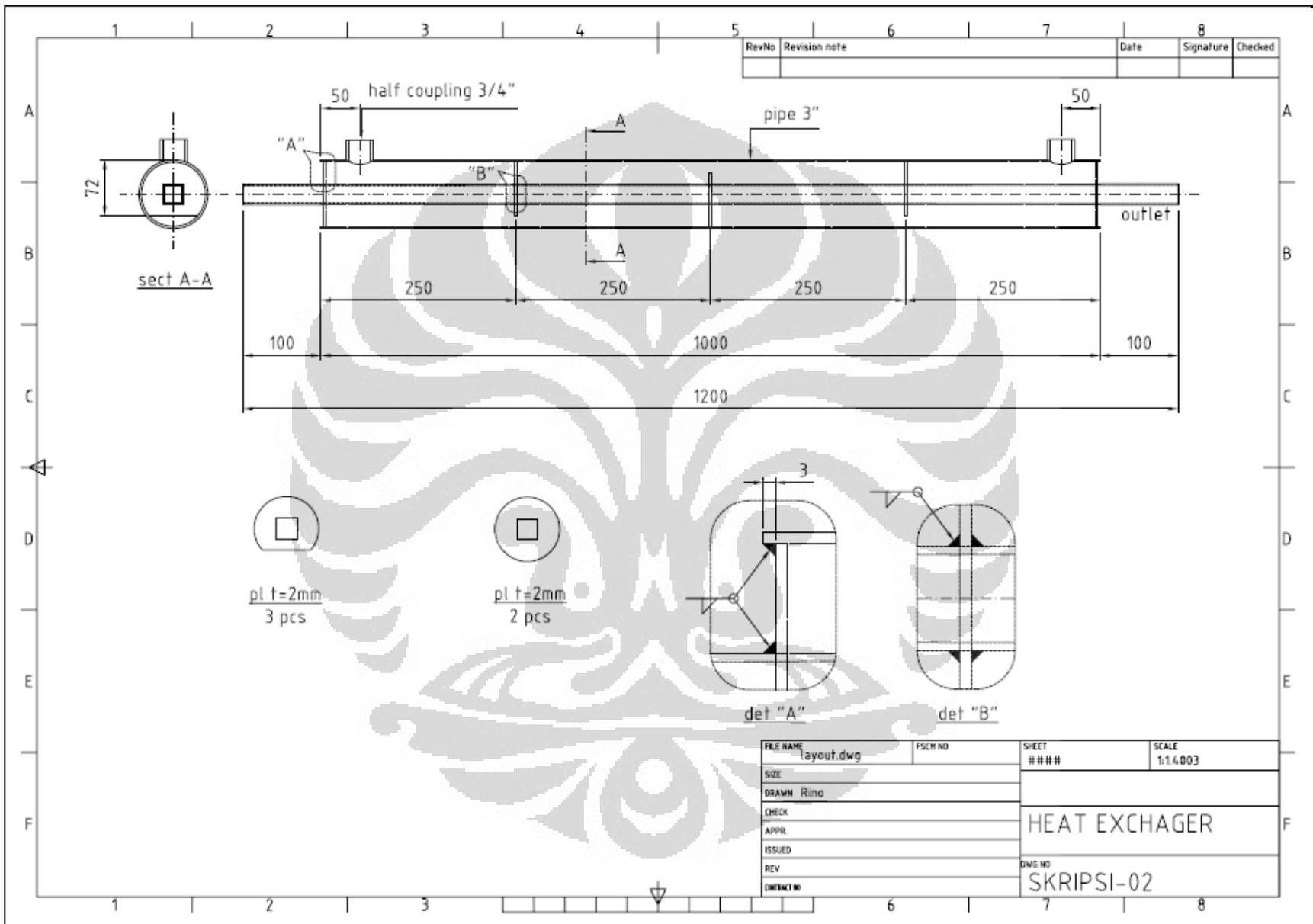
Properties of Water (Refprop Software)

Temperature (°C)	Density (kg/m ³)	Cv (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm ² /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	4.0714	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



RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

FILE NAME layout.dwg	FSCH NO	SHEET 0000	SCALE 1:14.003
SIZE		HEAT EXCHAGER	
DRAWN Rino			
CHECK			
APPR			
ISSUED			
REV		DWG NO SKRIPSI-01	



■ TABEL B. 1

Properti Fisika dari Air (Satuan BG)^a

Temperatur (*F)	Densitas, ρ (slugs/ft ³)	Berat Jenis ^b , γ (lb/ft ³)	Viskositas Dinamik, μ (lb - s/ft ²)	Viskositas Kinematik, ν (ft ² /s)	Tegangan Permukaan ^c , σ (lb/ft)	Tekanan Uap, P_v [lb/in ² (abs)]	Kecepatan Suara ^d , 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

^aDidasarkan atas data dari *Handbook of Chemistry and Physics*, 69th Ed., CRC Press, 1988. Bila perlu, nilai-nilai diperoleh melalui interpolasi.

^bKerapatan dan Berat Jenis berkaitan dalam persamaan $\gamma = \rho g$. Untuk tabel ini, $g = 32,174 \text{ ft/s}^2$.

^cBersentuhan dengan udara.

^dDari R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., New York, 1984.

■ TABEL B. 2

Properti Fisika dari Air (Satuan SI)^a

Temperatur (*C)	Densitas, ρ (kg/M ³)	Berat Jenis ^b , γ (kN/m ³)	Viskositas Dinamik, μ (N - s/m ²)	Viskositas Kinematik, ν (m ² /s)	Tegangan Permukaan ^c , σ (N/m)	Tekanan Uap, P_v [N/m ² (abs)]	Kecepatan Suara ^d , 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

^aDidasarkan atas data dari *Handbook of Chemistry and Physics*, 69th Ed., CRC Press, 1988.

^bDensitas dan Berat jenis berhubungan melalui persamaan $\gamma = \rho g$. Untuk tabel ini, $g = 9,807 \text{ M/S}^2$.

^cBersentuhan dengan udara.

^dDari R. D. Blevins, *Applied Fluid Dynamics Handbook*, Van Nostrand Reinhold Co., Inc., New York, 1984.