

**PENGARUH VARIASI PANJANG *STATIC TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *OIL COOLER*
JENIS *COUNTER FLOW***

SKRIPSI

Konsentrasi Konversi Energi
Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh :

**IBNU IRAWAN
NIM. 0510623039-62**

KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

MALANG

2010

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH VARIASI PANJANG *STATIC TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *OIL COOLER*
JENIS *COUNTER FLOW***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

IBNU IRAWAN
NIM. 0510623039-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1001

Dosen Pembimbing II

Prof. DR.Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.,Sc
NIP. 19490911 198403 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH VARIASI PANJANG *STATIC TWISTED TAPE* TERHADAP LAJU
PERPINDAHAN KALOR DAN PENURUNAN TEKANAN PADA *OIL COOLER*
JENIS *COUNTER FLOW***

SKRIPSI

KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

IBNU IRAWAN
NIM. 0510623039-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada tanggal 04 Maret 2010

Dosen Penguji :

Penguji Skripsi I

Penguji Skripsi II

Ir. Marsoedi Wirohardjo, MMT
NIP. 19450307 197603 1 001

Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST, M.Eng.
NIP. 19740121 199903 1 001

Penguji Komprehensif

Ir. Imam Zaky, MT.
NIP. 19450918 197702 1 001

Mengetahui :

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT
NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah puji syukur saya ucapkan kehadirat Allah SWT atas segala limpahan rahmat dan hidayah-Nya sehingga skripsi saya yang berjudul: “Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Terhadap Laju Perpindahan Kalor dan Penurunan Tekanan Pada *Oil Cooler* Jenis *Counter Flow*” dapat terselesaikan dengan baik.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah banyak membantu hingga selesainya skripsi ini, terutama kepada :

1. Bapak Dr. H. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
2. Bapak Anindito, ST., MT., Dr.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT, selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya dan selaku Dosen Pembimbing satu yang telah banyak memberikan bimbingan, masukan, dan saran dalam menyusun skripsi ini.
4. Bapak Prof. Dr.Ir.Rudy Soenoko, M.Eng.Sc., selaku Dosen Pembimbing dua yang juga banyak memberikan bimbingan, masukan, dan saran dalam menyusun skripsi ini.
5. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng, selaku Kepala Laboratorium Mesin-Mesin Fluida & teman-teman asisten selama di Laboratorium Mesin-Mesin Fluida serta seluruh Mahasiswa Mesin Universitas Brawijaya, khususnya Mahasiswa Mesin 2005 yang telah banyak memberikan dukungan dalam penulisan skripsi ini.
6. Ayah (M. Hannan) dan Ibu (Subaidah) serta tunangan saya (Arini) yang sangat saya sayangi, yang telah memberikan seluruh dukungan secara lahir dan batin dalam penulisan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna, untuk itu penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari semua pihak demi kesempurnaan skripsi ini. Akhir kata semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Amin

Malang, Februari 2010

Penyusun

DAFTAR ISI

Kata Pengantar	i
Daftar Isi	ii
Daftar Tabel	v
Daftar Gambar	vi
Daftar Simbol	viii
Daftar Lampiran	ix
Ringkasan	x
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Energi Kalor.....	5
2.3 Perpindahan Kalor.....	6
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi.....	6
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi.....	7
2.4 Analisa Aliran.....	9
2.4.1 Aliran Laminar.....	9
2.4.2 Aliran Turbulen.....	10
2.4.3 Proses Berkembangnya aliran.....	11
2.5 Aliran dalam pipa.....	12
2.5.1 Lapisan Batas.....	12
2.5.1.1 Lapisan Batas Hidrodinamik.....	12
2.5.1.2 Lapisan Batas <i>Thermal</i>	14
2.5.2 Angka <i>Prandtl</i> (Pr).....	15
2.4.7 Angka <i>Reynold</i> (Re).....	15
2.4.8 Angka <i>Nusselt</i> (Nu).....	16

2.6 Heat Exchanger.....	17
2.6.1 Concentric Double Tube Heat Exchanger.....	17
2.6.2 Counter Flow Heat Exchanger	18
2.7 Analisa Pada Heat Exchanger	19
2.7.1 LMTD (Log Mean Temperature Difference)	21
2.7.2 Efektivitas.....	22
2.8 Aliran Vortex.....	24
2.9 Static Twisted Tape.....	25
2.10 Oil Cooler.....	27
2.11 Hipotesa	27

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian	28
3.2 Variabel Penelitian.....	28
3.3 Alat – Alat Penelitian.....	29
3.3.1 Alat Utama	29
3.3.2 Peralatan Bantu Pengujian	30
3.4 Tempat Penelitian.....	34
3.5 Prosedur Penelitian.....	34
3.6 Diagram Alir Penelitian.....	35

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data	36
4.1.1 Data Hasil Pengujian.....	36
4.1.2 Contoh Perhitungan.....	37
4.2. Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Laju Perpindahan Kalor	41
4.3. Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Penurunan Tekanan	43
4.4 Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Efektivitas	44



BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan..... 46
5.2 Saran 46

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



DAFTAR TABEL

No. Tabel	Judul Tabel	Halaman
Tabel 4.1	Data hasil pengujian alat penukar kalor tanpa penghalang	36
Tabel 4.2	Data hasil pengujian dengan panjang <i>static twisted tape</i> 600 mm	36
Tabel 4.3	Data hasil pengujian dengan panjang <i>static twisted tape</i> 800 mm	36
Tabel 4.4	Data hasil pengujian dengan panjang <i>static twisted tape</i> 1000 mm	37



DAFTAR GAMBAR

No. Gambar	Judul Gambar	Halaman
Gambar 2.1	Hubungan <i>twist ratio</i> terhadap <i>Nusselt number</i> pada <i>twisted tape insertion on heat transfer</i>	4
Gambar 2.2	Transfer energi kalor pada sistem dengan control volume	5
Gambar 2.3	Perpindahan kalor konduksi	6
Gambar 2.4	Perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin	8
Gambar 2.5	Aliran laminar	10
Gambar 2.6	Aliran turbulen	10
Gambar 2.7	Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran <i>eksternal</i>)	12
Gambar 2.8	Lapisan batas hidrodinamik	13
Gambar 2.9	Lapisan batas termal	14
Gambar 2.10	<i>Concentric double tube heat exchanger</i>	18
Gambar 2.11	<i>Counter flow heat exchanger</i>	18
Gambar 2.12	Distribusi temperatur pada <i>Counter flow heat exchanger</i>	19
Gambar 2.13	Hambatan <i>thermal</i> pada <i>concentric double tube heat exchanger</i>	20
Gambar 2.14	Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i>	22
Gambar 2.15	Geometri <i>Vortex</i> menurut besar bilangan <i>Reynolds</i>	24
Gambar 2.16	<i>Vortex</i> 2 dimensi	25
Gambar 2.17	<i>Static twisted tape</i>	26
Gambar 3.1	Susunan instalasi pengujian	29
Gambar 3.2	Turbulator	30
Gambar 3.3	<i>Digital thermometer</i> dengan <i>thermocouple 2 chanel type K</i>	31
Gambar 3.4	<i>Digital thermometer</i> dengan <i>thermocouple 1 chanel type K</i>	31
Gambar 3.5	<i>Thermocontroller</i> dengan <i>thermocouple 1 chanel type K</i>	32
Gambar 3.6	<i>Magnetic contactor</i>	32
Gambar 3.7	Pompa	33
Gambar 3.8	<i>Flowmeter</i>	33
Gambar 3.9	Diagram alir penelitian	35
Gambar 4.2	Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit fluida Oli Panas Terhadap Laju Perpindahan Kalor	41

Gambar 4.3	Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Penurunan Tekanan	43
Gambar 4.4	Grafik Pengaruh Variasi Panjang <i>Static Twisted Tape</i> Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Efektivitas	44



DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan	Simbol
Temperatur	°C	T
Densitas	Kg/m^3	ρ
Laju aliran masa fluida	Kg/s	\dot{m}
Kalor spesifik pada tekanan konstan	J/kg.K	C_p
Koefisien perpindahan panas Konveksi	$\text{W/ m}^2 \text{K}$	h
Konduktivitas thermal	W/ m K	k
Bilangan Prandt	-	Pr
Bilangan Reynolds	-	Re
Bilangan Nusselt	-	Nu
Laju Perpindahan panas	W	Q
Koefisien Perpindahan Panas menyeluruh	$\text{Watt/m}^2 \text{°C}$	U
Luas permukaan	m^2	A
Diameter hidrolis	m	δ
Viskositas dinamik fluida	kg/m.s	μ
Viskositas kinematik	m^2/s	
Difusivitas termal fluida	m^2/s	
Log mean temperature different	°C	T_{lmd}
Efektivitas	%	
Panas spesifik fluida	J/kg.°C	c
Jumlah satuan perpindahan kalor	-	NTU
Diameter pipa	m	D
Panjang pipa	m	L
Faktor gesekan	-	f
Pressure drop	N/m^2	P
Volume alir fluida	m^3/s	\dot{V}
Kecepatan rata-rata fluida	m/s	V_m

DAFTAR LAMPIRAN

- | No. | Judul |
|-------------|--|
| Lampiran 1. | Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan tanpa turbulator |
| Lampiran 2. | Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan <i>static twisted tape</i> panjang 600 mm |
| Lampiran 3. | Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan <i>static twisted tape</i> panjang 800 mm |
| Lampiran 4. | Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan <i>static twisted tape</i> panjang 1000 mm |
| Lampiran 5. | Data hasil interpolasi oli |
| Lampiran 6. | Sifat-sifat air (zat cair jenuh) |
| Lampiran 7. | Ukuran <i>static twisted tape</i> |
| Lampiran 8. | Grafik hubungan antara NTU dengan efektifitas |
| Lampiran 9. | Data hasil interpolasi air |



RINGKASAN

Ibnu Irawan, 2010, Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya; **Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Terhadap Laju Perpindahan Kalor Dan Penurunan Tekanan Pada *Oil Cooler* Jenis *Counter Flow***; Pembimbing : Ir. I Made Gunadiarta, MT; Prof. DR.Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.,Sc.

Ilmu pengetahuan dan teknologi pada saat ini mengalami perkembangan pesat yang bertujuan untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif. Banyak sekali cabang ilmu pengetahuan teknologi salah satunya adalah bidang engineering atau rekayasa, didalam bidang itu sendiri terdapat beberapa ilmu diantaranya yang berhubungan dengan *heat exchanger*. Salah satu cara peningkatan laju perpindahan kalor yang sederhana adalah dengan menciptakan olakkan dalam aliran fluida dengan cara memasang suatu penghalang pada aliran fluida berbentuk ulir atau disebut dengan *static twisted tape*. Penggunaan *static twisted tape* yang dipasang dalam *tube* alat penukar kalor yaitu untuk meningkatkan kecepatan fluida kerja. Dengan meningkatnya kecepatan fluida kerja maka bilangan *reynold* akan semakin besar, sehingga laju perpindahan kalor dan efektifitasnya semakin besar. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *oil cooler* jenis *counter flow*.

Metode yang dipakai adalah *experimental research*. Pengambilan data temperatur dilakukan dengan menggunakan *termokopel* dan ditampilkan nilainya oleh termometer digital. Penelitian ini menggunakan variabel bebas debit oli panas (8 l/menit; 9 l/menit; 10 l/menit; 11 l/menit; 12 l/menit), variabel terkontrolnya adalah panjang *static twisted tape* (1000 mm, 800 mm, 600 mm) dan variabel terikatnya laju perpindahan kalor, penurunan tekanan dan efektifitas.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin panjang *static twisted tape* dan semakin besarnya debit maka laju perpindahan kalor dan *pressure drop* juga semakin meningkat. Panjang *static twisted tape* 1000 mm mempunyai nilai laju perpindahan kalor paling tinggi sebesar 3661,40 Watt dan *pressure drop* sebesar 1106,98 Pa untuk debit 12 liter/menit dibandingkan dengan panjang *static twisted tape* 800 mm sebesar 2939,12 Watt dan *pressure drop* sebesar 835,60 Pa, maupun yang panjang 600 mm sebesar 2433,55 Watt dan *pressure drop* sebesar 835,60 Pa. Untuk nilai laju perpindahan kalor terendah terdapat pada tanpa pemasangan *static twisted tape* sebesar 1482,77 Watt dan *pressure drop* sebesar 253,23 Pa pada debit 12 liter/menit.

Kata kunci : *static twisted tape*, laju perpindahan kalor, penurunan tekanan (*pressure drop*), *oil cooler*.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ilmu pengetahuan dan teknologi pada saat ini mengalami perkembangan pesat yang bertujuan untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif. Banyak sekali cabang ilmu pengetahuan teknologi salah satunya adalah bidang engineering atau rekayasa, didalam bidang itu sendiri terdapat beberapa ilmu diantaranya yang berhubungan dengan *heat exchanger*.

Alat penukar kalor atau *heat exchanger* merupakan alat yang cukup banyak digunakan dalam dunia industri. Alat ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan temperatur fluida yang digunakan untuk berbagai keperluan dan berbagai proses yang terjadi dalam dunia industri. Dalam perencanaannya dibutuhkan pengetahuan tentang ilmu perpindahan kalor agar dapat dilakukan rekayasa terhadap suatu alat penukar kalor sehingga didapatkan suatu desain alat penukar kalor yang mempunyai efektivitas yang tinggi serta dimensi yang relatif lebih kecil yang pada akhirnya dapat menghemat energi dan memperkecil biaya produksi.

Penukar panas adalah suatu alat yang menghasilkan perpindahan panas dari suatu fluida ke fluida lainnya. Contoh peralatan perpindahan panas yang menggunakan pencampuran fluida-fluida secara langsung adalah pemanas air-pengisi-ketel terbuka (*open feed-water heater*), panas-lanjut (*de-superheater*) dan *jet kondensor*. Tetapi yang lebih lazim adalah penukar panas dimana satu fluida terpisah dari fluida lainnya oleh suatu dinding atau sekat yang dilalui oleh panas. Penukar panas jenis ini disebut *rekuperator*. Alat ini terdapat dalam berbagai bentuk dari pipa-didalam-pipa dengan beberapa foot persegi permukaan perpindahan panas sampai kondensor dan evaporator permukaan yang rumit dengan beribu-ribu foot persegi permukaan perpindahan panas. (Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas, 1997).

Terdapat berbagai cara untuk meningkatkan efektivitas alat penukar kalor antara lain dengan meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi, meningkatkan luas permukaan alat penukar kalor, dan memperbesar perbedaan suhu, dalam aplikasinya alat penukar kalor biasanya direncanakan untuk dapat berkerja memindahkan kalor sampai pada suhu yang sudah ditentukan sehingga usaha yang dapat dilakukan adalah meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi dan memperbesar luas permukaan alat penukar kalor.

Penggunaan *static twisted tape* yang dipasang dalam *tube* alat penukar kalor yaitu untuk meningkatkan kecepatan fluida kerja. Dengan meningkatnya kecepatan fluida kerja maka bilangan *reynold* akan semakin besar, sehingga laju perpindahan kalor dan efektifitasnya semakin besar.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

Bagaimana pengaruh variasi panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *oil cooler* jenis *counter flow* ?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan lebih spesifik, maka dibuat batasan masalah sebagai berikut :

1. Kondisi aliran fluida diasumsikan *steady state*.
2. Digunakan pipa jenis *double pipe heat exchanger* dengan arah aliran *counter flow*.
3. Digunakan fluida oli bekas, dimana aliran fluida oli panas terdapat di pipa bagian dalam dan fluida air terdapat di pipa bagian luar.
4. Di asumsikan tidak ada perpindahan kalor kelingkuangan dan konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan.
5. Temperatur oli masuk dibuat konstan 50 °C dengan toleransi 1 °C.
6. Temperatur air dingin masuk pada pipa luar sebesar 25 °C dengan toleransi 1 °C.
7. Penukar kalor yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan pada bagian dalam dan pipa PVC pada bagian luar.
8. *Pitch* dan sudut *static twisted tape* dibuat sama.
9. Panjang *static twisted tape* divariasikan 1000mm, 800mm, dan 600mm.
10. Debit fluida dingin dibuat konstan sebesar 12 litter/menit sedangkan debit fluida panas divariasikan dari 8 liter/menit hingga 12 litter/menit dengan kenaikan masing-masing 1 litter/menit.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *oil cooler* jenis *counter flow*.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah :

1. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang perpindahan panas untuk macam-macam heat exchanger.
2. Sebagai referensi penelitian selanjutnya terutama mengenai bidang engineering atau rekayasa yang berhubungan dengan *heat exchanger*.
3. Membantu memecahkan permasalahan-permasalahan yang sering dihadapi dalam melakukan perancangan atau pemilihan alat penukar kalor yang optimal.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

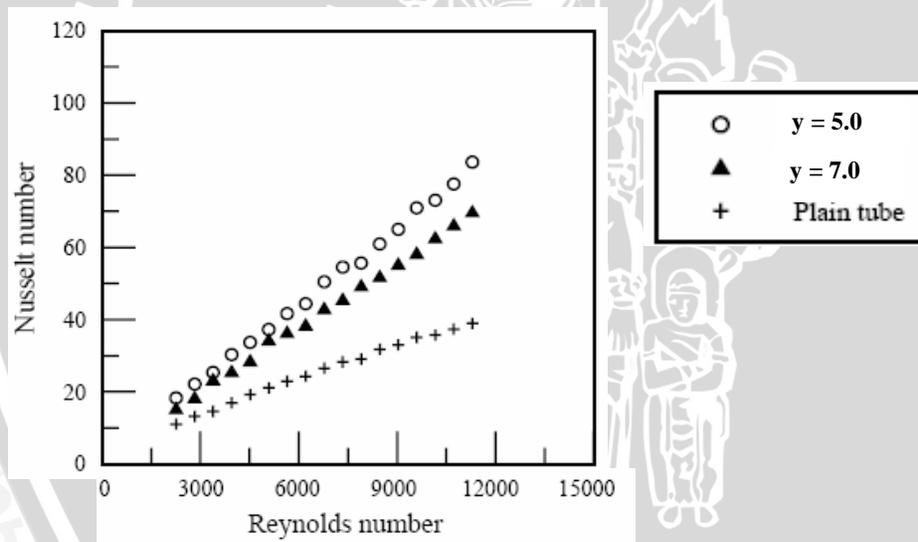


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Watcharin, Smith dan Pongjet (2006) melakukan penelitian *experimental* terhadap pengaruh pemasangan *twisted tape insert* dan karakteristik arus gesekan dalam dua pipa konsentris pada *Heat Exchanger*. Hasil percobaan yang menunjukkan peningkatan *heat transfer rate of twisted-tape insert* diketahui menjadi sangat meningkat karena dipengaruhi oleh pusaran. Dalam percobaannya, *twisted tape* ditempatkan di dalam tabung reaksi dengan *heat exchanger twist ratios*, $y = 5,0$ dan $7,0$ yang menghasilkan angka *nuselt* meningkat sekitar 188 % untuk $y = 5,0$ dan 159 % untuk $y = 7,0$, bila dibandingkan dengan tanpa *twisted tape*. Ini menunjukkan bahwa lebih kecil dari lilitan ratio, maka semakin tinggi angka Nusselts terlihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.1 Hubungan *twist ratio* terhadap *Nusselt number* pada *twisted tape insertion on heat transfer*.

Sumber : Watcharin, Smith dan Pongjet, 2006

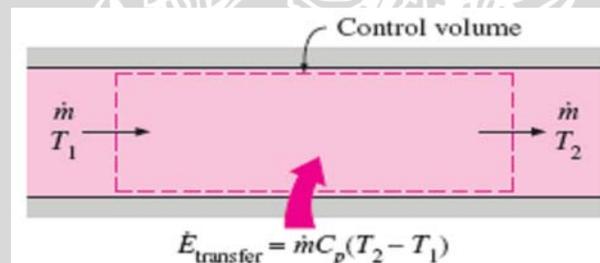
Arifin, Teknik Mesin Universitas Brawijaya (2008) melakukan penelitian terhadap pengaruh variasi diameter kawat *helical turbulator* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *counterflow heat exchanger*, penelitian dilakukan dengan memvariasikan diameter kawat *helical turbulator* sebesar 0,5mm, 1 mm dan 1,4 mm, alat ini di lekatkan pada dinding tabung bagian dalam (*inner tube*) dari alat penukar kalor yang di aliri oleh air panas. dari hasil penelitian

tersebut disimpulkan bahwa dengan adanya *helical turbulator* menyebabkan laju perpindahan kalor yang terjadi cenderung meningkat dibandingkan dengan tanpa *turbulator*, semakin besar diameter kawat *helical turbulator* yang dipasang maka laju perpindahan kalor akan semakin meningkat. Disamping itu peningkatan *pressure drop* berbanding lurus dengan besar diameter kawat *helical turbulator* dan debit aliran.

2.2 Energi Kalor

Energi kalor merupakan salah satu bentuk energi yang dapat berpindah dari sistem satu ke sistem yang lain sebagai akibat adanya perbedaan temperatur (Çengel, 2003:2).

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu saluran dimana terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama dengan laju aliran massa fluida keluar atau $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, jika fluida tersebut tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditansfer akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilihat pada gambar 2.2 dibawah ini.



Gambar 2.2 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*
Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* 2003: 13

Besarnya laju energi kalor pada sistem tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p \Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:13}) \quad (2-1)$$

Dimana : \dot{Q} = laju energi kalor (W)

\dot{m} = laju aliran massa fluida (kg/s)

C_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.°C)

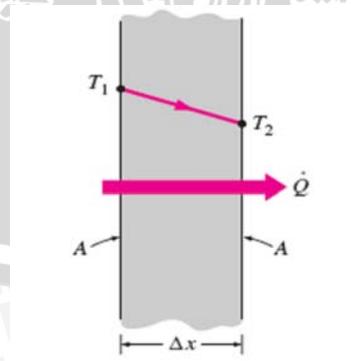
T = Perubahan temperatur (°C)

2.3 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai *transfer* energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur, *transfer* energi ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti setelah kedua sistem mencapai temperatur yang sama, perbedaan temperatur merupakan syarat utama untuk terjadinya perpindahan kalor, jika kedua sistem mempunyai temperatur yang sama maka tidak akan ada perpindahan kalor pada kedua sistem tersebut.

2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi didefinisikan sebagai suatu proses perpindahan kalor melalui lapis benda padat. Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi baik pada benda padat, benda cair maupun gas. Pada benda cair dan gas perpindahan kalor konduksi terjadi karena adanya tumbukan (*collision*) serta *difusi* pada molekul selama mengalami gerak acak akibat kenaikan temperatur, sedangkan pada benda padat perpindahan kalor konduksi terjadi karena kombinasi getaran molekul pada kisi-kisinya serta perpindahan energi oleh elektron bebas, dimana pada saat dipanaskan, gerakan dari atom dan elektron bebas yang sebelumnya bergetar dengan setimbang akan berubah menjadi getaran yang lebih besar sehingga menumbuk atom-atom dan elektron disekitarnya. Interaksi antar atom maupun elektron tersebut menyebabkan adanya *transfer* energi dari atom yang satu ke atom yang lain, sehingga kalor akan merambat dalam substansi tersebut secara atomik. Perpindahan kalor konduksi melalui sebuah dinding dapat dilihat pada gambar 2.3 di bawah ini.



Gambar 2.3 Perpindahan kalor konduksi

Sumber : Çengel, *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, 2001:18

Laju perpindahan kalor konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822 yaitu besarnya laju perpindahan kalor konduksi proporsioanal terhadap luas permukaan yang dilalui kalor, perbedaan temperatur, dan konduktivitas *thermal* material, namun berbanding terbalik terhadap ketebalan dari permukaan yang dilalui oleh kalor, sehingga dapat dinyatakan :

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x} \quad (\text{Çengel, 2003:18}) \quad (2-2)$$

Dimana : \dot{Q}_{cond} = Laju perpindahan kalor konduksi (W)

k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$T_2 - T_1$ = Perbedaan temperatur permukaan perpindahan kalor (°C)

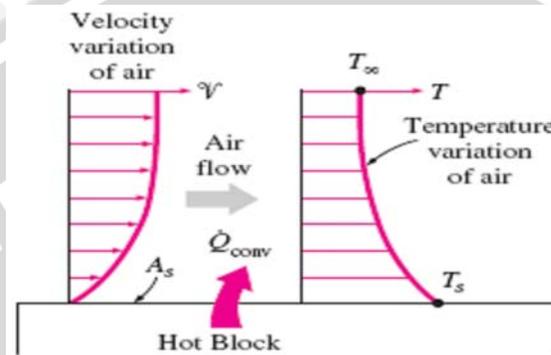
Δx = Ketebalan permukaan perpindahan kalor pada arah x (m)

Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang menyatakan kemampuan suatu material untuk menghantarkan kalor, konduktivitas *thermal* di definisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh setiap unit tebal dari material per unit area per unit perbedaan temperatur.

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah mekanisme perpindahan kalor melalui lapis fluida, baik itu fluida cair atau gas. Semakin cepat gerakan fluida maka akan semakin besar laju perpindahan kalor konveksinya, Atas dasar suatu proses pendinginan balok panas yang ditiupkan udara dingin maka proses perpindahan kalor konveksi akan terjadi melalui beberapa tahap, pertama energi kalor akan mengalir secara konduksi dari permukaan benda padat ke partikel-partikel lapisan fluida yang berbatasan, kemudian energi ini akan terbawa menjauh dari permukaan benda padat melalui mekanisme konveksi, dimana terdapat dua proses yang terjadi secara bersamaan yaitu kombinasi dari efek konduksi didalam fluida akibat gerakan acak antar partikel-partikel fluida yang terjadi secara mikroskopis sehingga partikel fluida yang memiliki energi lebih tinggi akan memindahkan sebagian energinya pada partikel fluida yang memiliki energi lebih rendah, serta adanya gerakan fluida secara makroskopis yang akan menggantikan fluida yang telah panas di sekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin.

Semakin cepat fluida bergerak maka laju perpindahan kalor juga akan semakin tinggi, adanya gerakan fluida akan semakin cepat menggantikan fluida yang telah panas disekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin atau sebaliknya sehingga dihasilkan temperatur fluida yang lebih dingin atau lebih panas pada lapisan lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan panas, hal ini menyebabkan laju perpindahan kalor akan semakin tinggi.



Gambar 2.4 Perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin

Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* 2003:26

Perpindahan kalor konveksi akan melibatkan perpindahan massa dari fluida, dengan tidak adanya gerakan fluida maka perpindahan kalor yang terjadi merupakan murni perpindahan kalor konduksi.

Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

1. Konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur, proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*).

2. Konveksi paksa (*forced convection*)

Pada konveksi paksa fluida dipaksa bergerak oleh adanya gaya atau energi dari luar, misalnya oleh pompa atau kipas (*fan*). *transfer* kalor yang dihasilkan akan lebih tinggi dari konveksi bebas.

Berdasarkan hukum pendinginan Newton, besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (\text{Çengel, 2003:335}) \quad (2-3)$$

Dimana : \dot{Q}_{conv} = Laju perpindahan kalor konveksi (W)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_s = Temperatur permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

T = Temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

Perpindahan kalor konveksi akan tergantung pada berbagai propertis dari fluida antara lain viskositas dinamik fluida (μ), konduktivitas *thermal* fluida (k_f), densitas fluida (ρ), kapasitas kalor (C_p), serta kecepatan fluida (v), disamping itu Perpindahan kalor konveksi juga akan tergantung pada geometri dan kekasaran dari permukaan benda padat, serta tipe dari aliran fluida (laminar atau turbulen), hal-hal tersebut diatas akan menentukan besarnya koefisien perpindahan kalor konveksi (h).

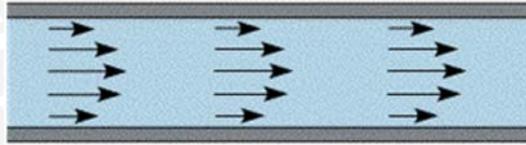
2.4 Analisa Aliran

Seperti yang telah dijelaskan diatas bahwa pada perpindahan kalor konveksi sangat tergantung pada berbagai hal diantaranya keadaan aliran fluida yaitu apakah aliran tersebut bersifat laminar atau bersifat turbulen. Keadaan aliran tersebut dapat ditentukan dari besarnya angka *Reynold* dari aliran fluida tersebut.

2.4.1 Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan dengan gerakan yang teratur (*highly-ordered motion*), masing-masing partikel fluida bergerak mengikuti lintasan tertentu serta tetap ada dalam masing-masing lapisan dengan urutan yang teratur tanpa saling mendahului sehingga aliran laminar memiliki *streamline* yang tidak saling bercampur, kecepatan fluida dapat berbeda antara *streamline* yang satu dengan yang lain. Perpindahan kalor dan momentum terjadi secara konduksi molekuler didalam fluida maupun antara fluida dengan dinding, tidak terdapat arus percampuran yang mengangkut energi yang tersimpan dalam partikel-partikel fluida tersebut melintasi garis-garis aliran, kecenderungan aliran laminar menjadi turbulen masih dapat

diredam oleh gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerak relatif lapisan-lapisan fluida. Aliran laminar dapat dilihat seperti pada gambar 2.5 di bawah ini.



Gambar 2.5 Aliran laminar

Sumber : www.freshgasflow.com/physics/flow/laminar_turbulent_flow.html

Besar angka *Reynold* untuk aliran laminar adalah :

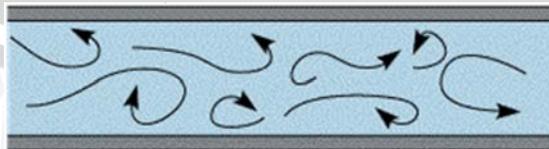
$Re < 5 \cdot 10^5$ untuk aliran diatas plat (aliran eksternal). (Çengel, 2003:372)

$Re < 2300$ untuk aliran didalam pipa (aliran internal). (Çengel, 2001:512)

2.4.2 Aliran turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak (*zig-zag*) dengan sangat cepat (*highly-disordered motion*) dengan kecepatan yang berfluktuasi, pada aliran turbulen mekanisme perpindahan kalor dan momentum dengan cara konduksi molekuler diubah serta dibantu oleh banyak sekali pusaran-pusaran (*eddy*) atau olakan-olakan yang membawa gumpalan-gumpalan makroskopik fluida melintasi garis-garis aliran sehingga tidak terbentuk lapisan-lapisan fluida karena tiap-tiap *streamline* akan saling bercampur, partikel-partikel gumpalan-gumpalan fluida tersebut berperan sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut, semakin cepat gerakan fluida tersebut maka akan semakin besar energi yang dapat di-*transfer*.

Aliran turbulen akan dapat memindahkan lebih banyak energi kalor dibanding dengan aliran laminar, karena sebagian besar partikel fluida akan dapat saling bercampur dan berinteraksi untuk selanjutnya men-*transfer* energi kalor pada partikel-partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media, dimana temperatur pada daerah tersebut lebih rendah. Aliran turbulen dapat dilihat seperti pada gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6 Aliran turbulen

Sumber : www.freshgasflow.com/physics/flow/laminar_turbulent_flow.html

Besar angka *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

$Re > 5 \cdot 10^5$ untuk aliran diatas plat (aliran eksternal). (Çengel, 2003:372)

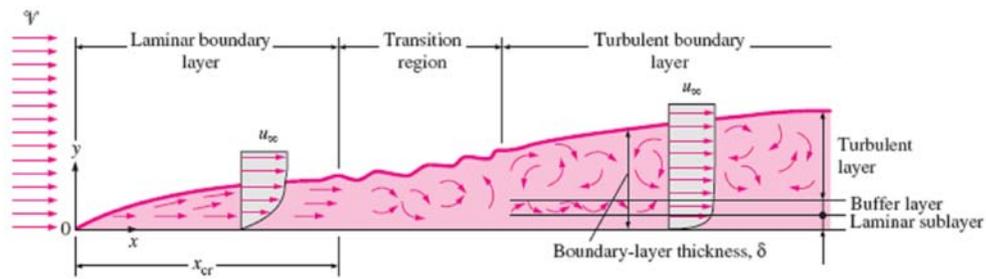
$Re > 4000$ untuk aliran didalam pipa (aliran internal).

$2300 < Re < 4000$ untuk aliran transisi didalam pipa. (Çengel, 2001:512)

2.4.3 Proses Berkembangnya Aliran

Berdasarkan aliran fluida berviskositas yang melewati suatu permukaan plat yang diam, fluida yang mengalir dianggap terdiri dari lapisan-lapisan yang saling berdekatan dan bertumpukan satu dengan yang lain, kecepatan partikel fluida pada lapisan pertama yang berdekatan langsung dengan dinding plat akan sama dengan nol atau cenderung melekat pada dinding plat (*no-slip condition*), hal ini disebabkan oleh adanya gesekan yang tinggi serta adanya viskositas dari fluida tersebut, hal tersebut menyebabkan fluida yang berdekatan dengan lapisan fluida pertama akan menjadi lambat gerakannya akibat adanya faktor gesekan dari kedua partikel lapisan fluida karena kedua partikel memiliki kecepatan yang berbeda, kemudian lapisan fluida ini akan menurunkan kecepatan partikel fluida pada lapisan selanjutnya, begitu seterusnya sampai pada suatu lapisan dimana kecepatan fluida mendekati kecepatan aliran bebas u_{∞} , sehingga kecepatan fluida akan bervariasi dari nol pada $y = 0$ dan mendekati u_{∞} (*free stream velocity*) pada $y = \delta$, profil kecepatan didekat tepi paling depan plat datar (*leading edge*) merupakan profil yang khas untuk lapisan batas laminar, namun aliran di dalam lapisan batas akan tetap laminar hanya sepanjang jarak tertentu dari tepi paling depan plat datar (*leading edge*) dan kemudian menjadi turbulen. Dalam fluida yang mengalir senantiasa terdapat gangguan-gangguan serta gelombang-gelombang kecil, tetapi selama gaya-gaya viskos besar maka gaya-gaya tersebut akan mencegah timbulnya gangguan-gangguan. Dengan menebalnya lapisan batas laminar, perbandingan gaya-gaya viskos terhadap gaya-gaya inersia menurun dan akhirnya mencapai suatu titik dimana gangguan-gangguan tersebut akan semakin besar dan tumbuh bersama waktu, lapisan batas menjadi tidak stabil dan mulailah peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen. Terbentuklah pusaran-pusaran yang memusnahkan keteraturan gerakan lapisan batas. Gerakan laminar hanya bertahan dalam suatu lapisan tipis yang berdekatan langsung dengan permukaan. Bagian ini disebut lapisan bawah laminar (*laminar sublayer*), sedangkan wilayah di antara lapisan bawah laminar dan bagian lapisan batas yang sepenuhnya turbulen (*turbulent layer*) dinamakan lapisan

penyangga (*buffer layer*), struktur aliran di dalam lapisan batas turbulen ditunjukkan pada gambar 2.7 dibawah ini.



Gambar 2.7 Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran *eksternal*)

Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:339

2.5 Aliran Dalam Pipa

Jika suatu fluida dengan viskositas tertentu mengalir dalam pipa maka pada aliran fluida tersebut akan terbentuk lapisan batas kecepatan serta lapisan batas *thermal*. Profil kecepatan fluida yang mengalir dalam pipa akan terbentuk dari kecepatan nol pada permukaan pipa hingga mencapai kecepatan maksimum pada pusat pipa. Pada profil temperatur fluida, jika temperatur permukaan dinding pipa lebih besar dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari temperatur T_s pada permukaan dinding pipa hingga menjadi minimum pada pusat pipa, sedangkan jika temperatur permukaan dinding pipa lebih kecil dari temperatur fluida maka temperatur fluida pada arah melintang akan berubah dari T_s pada permukaan dinding pipa hingga menjadi maksimum pada pusat pipa.

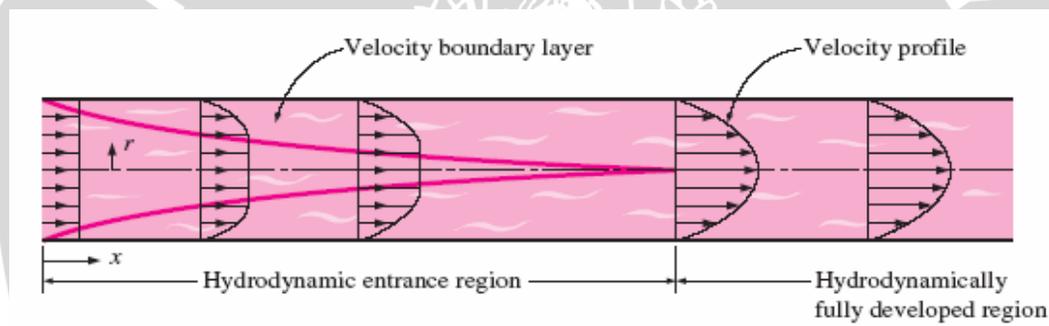
2.5.1 Lapisan Batas

Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut meliputi daerah dimana disekitar daerah tersebut terdapat perbedaan gradien temperatur atau gradien kecepatan yang besar.

2.5.1.1 Lapisan Batas Hidrodinamik

Lapisan batas hidrodinamik merupakan suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida, pada saat fluida mengalir dengan kecepatan yang *uniform* pada sebuah pipa yang permukaannya sejajar terhadap arah aliran fluida tersebut, seperti yang terjadi pada aliran eksternal, partikel-partikel fluida pada lapisan yang bersinggungan langsung dengan permukaan pipa akan menjadi lambat gerakannya akibat terjadinya gesekan pada permukaan pipa, lapisan tersebut menyebabkan partikel-partikel fluida yang berada pada lapisan-lapisan yang berdekatan akan ikut menjadi lambat gerakannya akibat gesekan terhadap lapisan fluida tersebut, sebagai akibat dari

penurunan kecepatan tersebut maka kecepatan fluida pada tengah pipa akan meningkat mengingat laju aliran massa yang mengalir sepanjang pipa selalu konstan, sebagai akibat dari hal tersebut maka akan terbentuk lapisan batas kecepatan (*velocity boundary layer*) pada aliran fluida sepanjang pipa yaitu daerah dimana efek dari gaya geser viskos masih dapat dirasakan, tebal lapisan batas ini akan terus meningkat sepanjang aliran fluida hingga lapisan batas kecepatan tersebut mencapai pusat pipa. Tebal lapisan batas hidrodinamik di dalam pipa didefinisikan sebagai jarak antara titik yang mempunyai kecepatan 99% kecepatan arus bebas (*free stream velocity*) terhadap permukaan pipa sehingga dapat dinyatakan dengan $u = 0.99 u_{\infty}$ dimana u adalah kecepatan fluida pada titik tertentu dengan arah melintang terhadap permukaan pipa dan u_{∞} adalah kecepatan arus bebas (*free stream velocity*) dari aliran fluida pada pipa tersebut (Çengel,2003:341). Pertumbuhan lapisan batas hidrodinamik serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8 Lapisan batas hidrodinamik

Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:423

Pada aliran laminar, posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh akan semakin jauh dari posisi masuknya fluida, sedangkan untuk aliran turbulen posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh memiliki jarak yang lebih pendek daripada aliran laminar. 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.

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

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

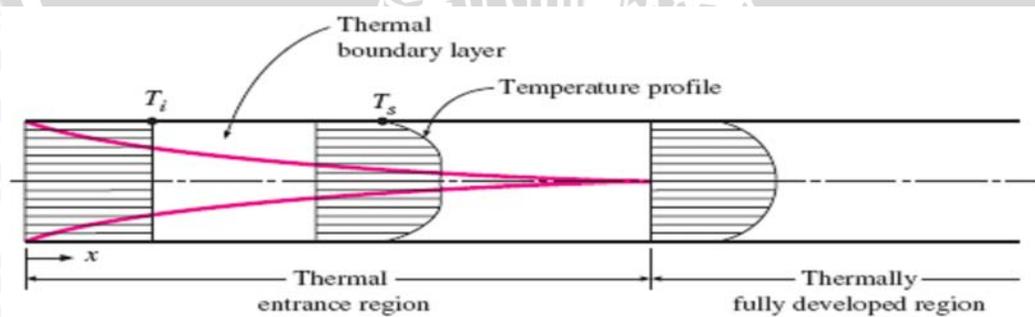
(Çengel, 2003:425)

Dimana : D = Diameter pipa (m)

Re = Angka Reynold

2.5.1.2 Lapisan Batas *Thermal*

Lapisan batas *thermal* merupakan daerah di mana terdapat gradien suhu dalam aliran terhadap arah normal permukaan (Holman, 1984:208). Gradien suhu itu terjadi akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding, ketika fluida yang mengalir di dalam pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida pada penampang berubah dari T_s pada permukaan dinding sampai maksimum (atau minimum dalam kasus pemanasan) pada pusat pipa. 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. Tebal lapisan batas *thermal* pada setiap lokasi sepanjang saluran didefinisikan sebagai jarak dari permukaan saluran yang memiliki temperatur T_s dengan titik dengan temperatur T yang memenuhi persamaan berikut $(T - T_s) = 0.99 (T_{\infty} - T_s)$ dimana T_{∞} adalah temperatur dari arus bebas, pada kasus khusus dimana $T_s = 0$ maka tebal lapisan batas *thermal* merupakan jarak dari permukaan saluran dengan titik yang memiliki temperatur $T = 0.99 T_{\infty}$ (Çengel,2003:341). Pertumbuhan lapisan batas termal dan profil suhu dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.9 dibawah ini.



Gambar 2.9 Lapisan batas termal

Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:424

Jarak antara masuknya aliran dimana lapisan batas *thermal* berkembang hingga mencapai pusat pipa dinamakan *thermal entry length* (L_t), pada aliran laminar dan turbulen besarnya L_t dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$L_t, \text{ laminar} = 0,05 \text{ Re Pr } D$$

$$L_t, \text{ turbulen} = 10 D \quad (\text{Çengel, 2003:425})$$

2.5.2 Angka Prandtl (Pr)

Angka *Prandtl* merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dengan lapisan batas *thermal* yaitu menyatakan perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas *thermal*. Viskositas kinematik fluida menunjukkan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul-molekul dari fluida tersebut sedangkan difusivitas termal merepresentasikan seberapa cepat kalor berdifusi di dalam suatu fluida, dimana difusivitas termal didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dikonduksikan dibanding dengan kalor yang dapat tersimpan dalam material tersebut (Çengel, 2003:23).

Perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida, kedua laju difusi ini akan menentukan seberapa tebal lapisan batas *thermal* pada suatu medan aliran fluida, sehingga angka *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dengan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/C_p \cdot \rho} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{Holman, 1984:213}) \quad (2-4)$$

Dimana: α = Difusivitas termal fluida (m^2/s)

C_p = Panas spesifik pada tekanan konstan ($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

k = Konduktivitas termal fluida ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)

μ = Viskositas dinamik fluida ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

2.5.3 Angka Reynold (Re)

Angka *Reynold* merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos digunakan sebagai kriteria yang menunjukkan apakah aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1984:195). Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran tertentu, aliran fluida dapat berupa aliran laminar yang bergerak secara teratur dan *streamline*, serta aliran turbulen yang bergerak tidak teratur (acak), pola aliran fluida ini tergantung dari perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang dinyatakan dengan angka *Reynold*, jika angka *Reynold* rendah maka gaya viskos dapat menghambat gaya inersia

akibat kecepatan fluida sehingga aliran fluida menjadi laminar, jika angka *Reynold* tinggi maka gaya inersia yang berhubungan dengan densitas dan kecepatan fluida nilainya relatif lebih besar terhadap gaya viskos, gaya viskos tidak dapat menahan fluktuasi fluida yang cepat dan acak, hal ini menimbulkan turbulensi pada aliran tersebut. Secara matematis besarnya angka *Reynold* untuk aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_m D_h}{\nu} \quad D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (\text{Çengel, 2003:442 dan 444}) \quad (2-5)$$

Dimana: V_m = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)

D_h = diameter hidrolis pipa (m)

ν = Viskositas kinematik fluida (m²/s)

μ = Viskositas dinamik (kg/m.s)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

A_c = luas penampang pipa (m²)

P = Perimeter yang basah (m)

2.5.4 Angka Nusselt (Nu)

Angka *Nusselt* merupakan kelompok angka yang didapat dari pengukuran eksperimental terdiri dari angka *Reynold*, angka *Prandtl* dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan pola aliran. Angka *Nusselt* menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama (Çengel, 2001:351). Semakin besar angka *Nusselt* maka perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif, Laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses koveksi dan konduksi adalah sebagai berikut.

$$\dot{q}_{conv} = h \Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-6)$$

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-7)$$

Sehingga rasionya

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \Delta T / \delta} = \frac{h \delta}{k} = Nu \quad (\text{Çengel,2003:336}) \quad (2-8)$$

Dimana : = geometri benda dari mana panas mengalir (m)

Sedangkan hubungan angka *Reynold* dan angka *Prandlt* terhadap angka *Nuselt* untuk aliran dalam pipa dapat dinyatakan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (Pr < 0.5) \quad (\text{Çengel, 2003:437}) \quad (2-9)$$

Dimana : Nu = Angka *Nuselt*

Re = Angka *Reynold*

Pr = Angka *Prandtl*

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

μ_s = Viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan (kg.m/s)

μ_b = Viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* (kg.m/s)

- Untuk aliran turbulen

Untuk aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) dalam tabung licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad \left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad (\text{Çengel, 2003:441}) \quad (2-10)$$

Dimana : $n = 0,4$ untuk kasus pemanasan ; $n = 0,3$ untuk kasus pendinginan

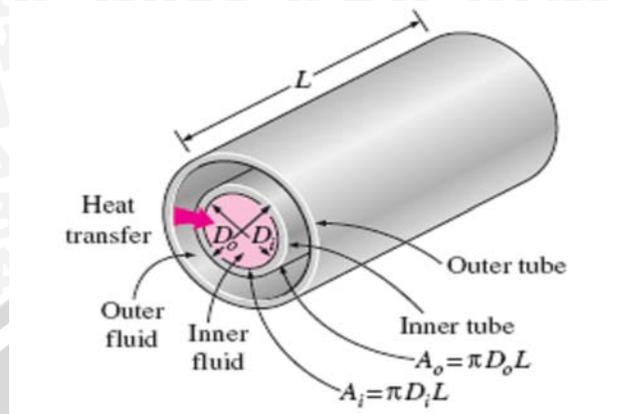
2.6 Heat Exchanger

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai perbedaan temperatur serta dapat menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Çengel, 2003:667). Berdasarkan arah aliran alat penukar kalor dapat dibagi menjadi 3, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*).

2.6.1 Concentric Double Tube Heat Exchanger

Salah satu jenis dari alat penukar kalor (*heat exchanger*) menurut konstruksinya adalah *concentric double tube heat exchanger*, alat penukar kalor ini terdiri dari pipa dalam (*inner tube*) yang terletak dalam pipa luar yang lebih besar (*outer tube*)

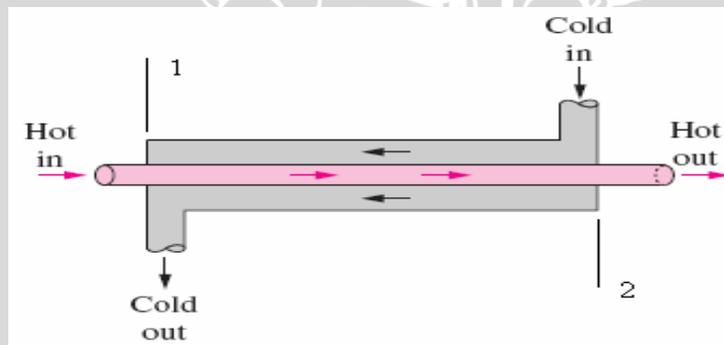
dengan posisi titik pusat dari kedua pipa berada pada satu garis sumbu seperti terlihat pada gambar 2.10 dibawah ini.



Gambar 2.10 Concentric double tube heat exchanger
 Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* 2003:672

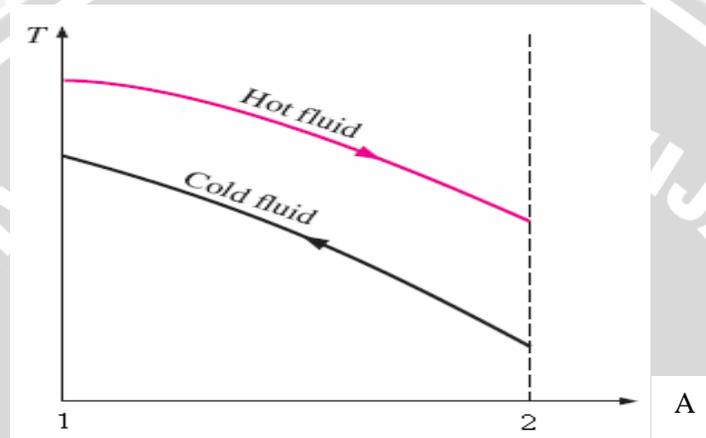
2.6.2 Counter Flow Heat Exchanger

Salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) berdasar arah aliran fluidanya adalah alat penukar kalor aliran berlawanan arah (*counterflow heat exchanger*), *counterflow heat exchanger* didefinisikan sebagai alat penukar kalor dengan arah aliran fluida dingin berlawanan dengan arah aliran fluida panas (atau sebaliknya) pada saluran yang berbeda, seperti terlihat pada gambar 2.11 dibawah ini:



Gambar 2.11 Counter flow heat exchanger
 Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:570

Pada alat penukar kalor dengan tipe aliran lawan arah (*counterflow heat exchanger*), temperatur akhir fluida dingin yang keluar dapat melampaui temperatur akhir fluida panas yang keluar dari *heat exchanger* karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa, sehingga untuk men-transfer sejumlah kalor yang sama diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan menggunakan aliran searah (*parallel flow*), distribusi temperatur pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada gambar 2.12 di bawah ini.



Gambar 2.12 Distribusi temperatur pada *Counter flow heat exchanger*
 Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:683

2.7 Analisa Pada Heat Exchanger

Besarnya laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dapat ditentukan melalui persamaan berikut :

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (\text{Çengel, 2003:680}) \quad (2-11)$$

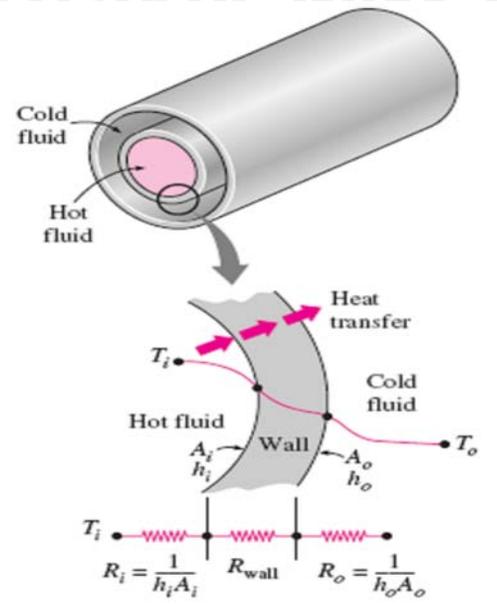
Dimana : \dot{Q} = laju perpindahan kalor (W)

U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

A = luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi ($^\circ\text{C}$)

Pada *concentric double tube heat exchanger* terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin maka ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada gambar 2.13 berikut:



Gambar 2.13 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
 Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:671

Dalam transfer kalor tersebut terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam (*inner tube*), perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar (*outer tube*) dengan permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), sehingga dapat dinyatakan:

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k l} + \frac{1}{h_o A_o}$$

→(Çengel, 2003:672) (2-12)

Dimana:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

→(Çengel, 2003:672) (2-13)

Sehingga:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

→(Çengel, 2003:672) (2-14)

Dimana : \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (Watt)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Watt/m²°C)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (Watt/m² °C)

A = Luas permukaan pipa (m²)

D = Diameter pipa (m)

k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

L = Panjang pipa (m)

i = Pipa dalam bagian dalam

o = Pipa dalam bagian luar

Sehingga laju perpindahan kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (\text{Holman, 1997:482}) \quad (2-15)$$

Dimana : T_h = Temperatur fluida panas (°C)

T_c = Temperatur fluida dingin (°C)

2.7.1 Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin sepanjang alat penukar kalor akan bervariasi, untuk tahanan *thermal* yang konstan, laju perpindahan kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya tergantung dari perbedaan temperatur kedua fluida sehingga diperlukan suatu pendekatan yang akurat untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur rata-rata (*mean temperature difference*, ΔT_m) dari kedua fluida tersebut untuk digunakan dalam persamaan $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$.

Untuk menentukan besarnya ΔT_m salah satu metode yang digunakan adalah metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*), dalam metode ini laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-16)$$

Dimana : $T_{lm} = \log \text{ mean temperature difference } (^{\circ}\text{C})$

$A_s = \text{luas permukaan perpindahan kalor } (\text{m}^2)$

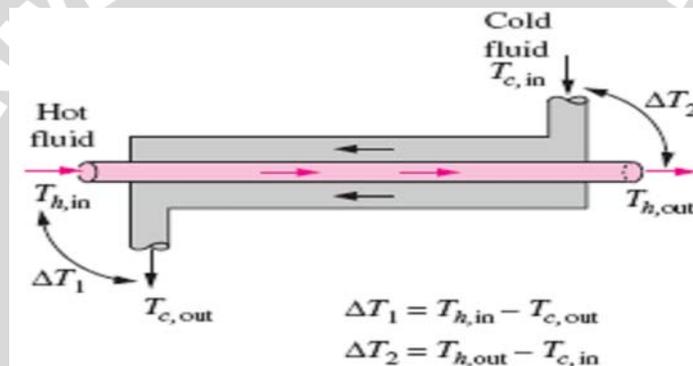
Nilai T_{lm} dari suatu alat penukar kalor akan berbeda-beda tergantung jenis dari alat penukar kalor yang digunakan. Adapun rumus T_{lm} untuk *counterflow heat exchanger* adalah sebagai berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-17)$$

Dimana : $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ (K)

$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$ (K)

Ekspresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 2.14 berikut ini.



Gambar 2.14 Ekspresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger*
 Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003:682

Metode LMTD dapat dengan mudah digunakan jika temperatur masuk dan keluar dari kedua fluida pada alat penukar kalor diketahui atau dapat dicari dari hukum kesetimbangan energi, misalnya diinginkan perbedaan temperatur rata-rata fluida dalam alat penukar kalor sebesar T_{lm} , maka kita dapat menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) kemudian kita dapat menentukan luas permukaan perpindahan kalor (A_s) dari alat yang kita rencanakan, oleh karena itu metode LMTD sangat tepat digunakan untuk memprediksikan ukuran dari *heat exchanger* yang digunakan.

2.7.2 Efektivitas

Keefektifan alat penukar kalor didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan kalor yang sebenarnya (nyata) terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin sehingga efektivitas () dari alat penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-18)$$

Perpindahan kalor nyata (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-19)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad \text{dan} \quad C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$$

Dimana : \dot{Q} = Perpindahan kalor nyata (W)

\dot{m}_h = Laju massa fluida panas (kg/s)

\dot{m}_c = Laju massa fluida dingin (kg/s)

$C_{p,c}$ dan $C_{p,h}$ = Kalor spesifik fluida panas dan dingin (J/(kg.°C))

$T_{c,in}$ dan $T_{c,out}$ = Temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar (°C)

$T_{h,in}$ dan $T_{h,out}$ = Temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar (°C)

C_c dan C_h = Kapasitas kalor fluida panas dan dingin (W/°C)

Perpindahan kalor maksimum akan didapat jika salah satu fluida mengalami perubahan temperatur sebesar perbedaan temperatur maksimum yang terdapat pada alat penukar kalor tersebut, fluida yang mungkin mengalami perubahan temperatur maksimum adalah fluida yang $\dot{m}c$ -nya minimum, jika fluida yang $\dot{m}c$ -nya maksimum dipilih sebagai fluida yang mengalami perubahan temperatur maksimum maka tentulah fluida yang $\dot{m}c$ -nya minimum akan harus mengalami perubahan temperatur yang lebih besar dari maksimum, dan tentu saja ini tidak mungkin karena neraca energi mensyaratkan bahwa energi yang dilepas oleh fluida yang satu akan sama dengan energi yang diterima oleh fluida yang lain. Jadi, perpindahan kalor maksimum yang mungkin pada alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Çengel, 2003:691}) \quad (2-20)$$

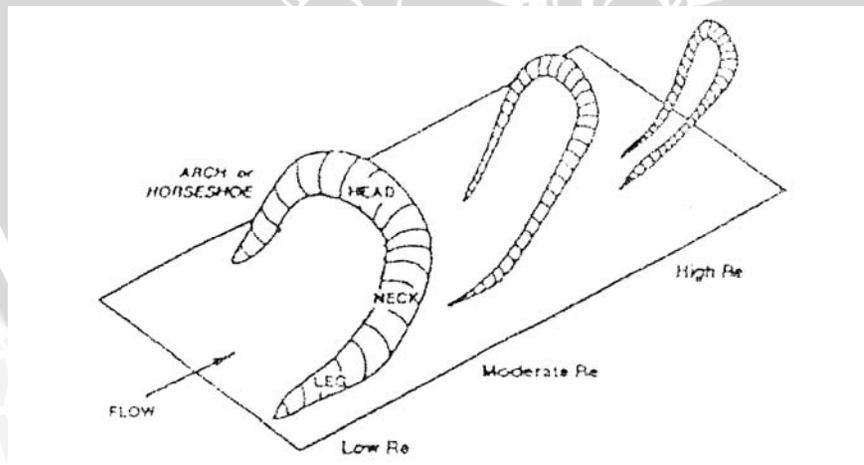
sehingga efektivitas dari suatu alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_h(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{Çengel, 2003:693}) \quad (2-21)$$

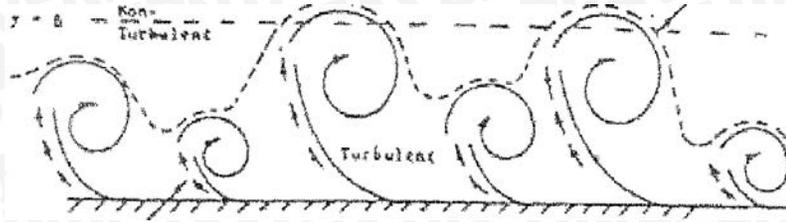
2.8 Aliran Vortex

Vortex merupakan suatu aliran fluida yang berputar (*spinning*), seringkali aliran *vortex* mempunyai tipe aliran turbulen. Aliran fluida akan berputar dengan cepat (*swirling rapidly*) disekitar pusat pusaran. Pada pusat pusaran kecepatan fluida dan banyaknya rotasi dari partikel fluida memiliki nilai yang paling besar dan menurun seiring dengan jarak fluida terhadap pusat pusaran. Partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu, gradien kecepatan ini akan menyebabkan puntiran (torsi). Torsi ini akan menyebabkan terjadinya *vortices* pada fluida tersebut. Menurut proses pembentukannya *vortex* dibagi menjadi 2 macam yaitu *vortex* bebas (*free vortex*) dan *vortex* paksa (*forced vortex*). *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya, sebagai contoh yaitu pusaran air disungai dan pusaran di belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar. Contohnya yaitu fluida dalam suatu wadah diputar dengan pipa silinder.

Sesungguhnya *vortex* berwujud tiga dimensi dan dapat berubah menurut nilai bilangan *Reynold*. Pada bilangan *Reynold* yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan *Reynold* maka *vortex* akan semakin meruncing



Gambar 2.15 Geometri *Vortex* menurut besar bilangan *Reynolds*
Sumber : Çengel, 2003: 607



Gambar 2.16 : *Vortex* 2 dimensi
 Sumber : Çengel, 2003: 619

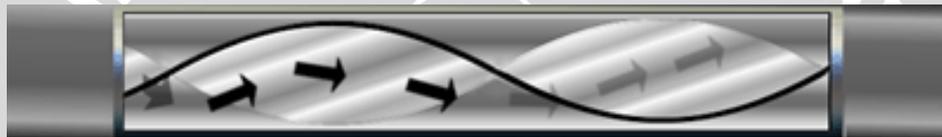
Berikut adalah propertis dari aliran *vortex*:

- Pada aliran *vortex* tekanan fluida yang paling rendah terdapat pada pusat pusaran dimana fluida pada daerah tersebut memiliki kecepatan maksimum, dan kemudian tekanan akan meningkat seiring dengan semakin jauhnya jarak lapisan fluida terhadap pusat pusaran.
- Pada pusat pusaran setiap aliran *vortex* memiliki *vortex line*, dan setiap partikel pada aliran *vortex* akan beredar atau berputar (*circulating*) disekitar *vortex line*.
- Dua atau lebih aliran *vortex* yang mempunyai arah pusaran yang paralel serta beredar atau berputar (*circulating*) pada arah yang sama akan bergabung menjadi satu *vortex* yang lebih besar, besar pusaran tersebut merupakan jumlah dari tiap tiap pusaran yang menyusunnya
- Aliran *vortex* mengandung banyak energi akibat adanya pusaran (*circular motion*) dari fluida, pada fluida ideal energi ini tidak akan musnah dan aliran *vortex* akan terus berlangsung. pada fluida nyata memiliki viskositas yang menyebabkan energi tersebut melemah sehingga pada suatu saat aliran *vortex* akan berhenti.

2.9 *Static Twisted tape*

Static twisted tape dipasang satu garis sumbu dengan pipa dalam (*inner tube*) dimana titik pusat pipa dalam berimpit dengan titik pusat dari *Static twisted tape*. Alat ini merupakan suatu penghalang pada aliran fluida di dalam pipa yang digunakan untuk mengubah arah orientasi aliran fluida menjadi berputar (*vortex*) serta seolah-olah semakin diarahkan menuju dinding pipa akibat adanya gaya sentrifugal dari aliran fluida yang menyusuri penampang alat tersebut, sehingga menimbulkan olakan-olakan yang merubah aliran fluida menjadi acak (*turbulen*) dengan tujuan agar sebagian besar partikel-partikel fluida dapat saling bercampur dan berinteraksi dengan dinding pipa dalam (*inner tube*) untuk memindahkan kalor.

Seperti yang telah disinggung diatas bahwa aliran turbulen akan dapat memindahkan lebih banyak energi kalor dibanding dengan aliran laminar, karena sebagian besar partikel fluida dapat saling bercampur dan berinteraksi untuk selanjutnya men-*transfer* energi kalor pada partikel-partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media, dimana temperatur pada daerah tersebut lebih rendah. Hal ini akan menyebabkan laju perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif sehingga pada angka *Reynold* yang hampir sama, dengan pemasangan alat ini akan didapatkan peningkatan terhadap angka *Nusselt*; dari peningkatan parameter-parameter tersebut maka koefisien perpindahan konveksi juga akan meningkat pula. *Static twisted tape* yang di pasang pada pipa dalam (*inner tube*) dari suatu *heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 2.17 dibawah ini.



Gambar 2.17 : *Static twisted tape*
 Sumber : <http://www.alcotwin.com/products.html>

Dengan adanya pusaran dan olakan-olakan (*vortex*) pada aliran fluida maka akan meningkatkan difusivitas termal, sehingga akan meningkatkan transfer kalor pada aliran tersebut. Pada aliran yang sepenuhnya turbulen terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas termal pusaran (*eddy thermal conductivity*) dimana sifat-sifat pada pusaran ini nilainya mungkin sampai sepuluh kali lebih besar dari nilai molekular (Holman, 1997: 220). Adapun hubungan antara difuisvitas termal dan laju perpindahan kalor dapat dilihat pada persamaan berikut ini:

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_{turb} = -\rho C_p \epsilon_M \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{Holman, 1984:204}) \quad (2-22)$$

Dimana : $\left(\frac{Q}{A}\right)_{turb}$ = flux kalor pada aliran turbulen (W/m²)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

C_p = kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.°C)

ϵ_M = difusivitas pusaran (m²/s)

$\frac{\partial T}{\partial y}$ = gradient temperatur pada arah sumbu y (°C/m)

Berdasarkan persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa terjadinya pusaran dalam suatu aliran akan meningkatkan laju perpindahan kalor.

2.10 Oil cooler

Oil cooler adalah merupakan alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk mendinginkan oli (pelumas mesin) agar temperatur oli di dalam mesin tidak terlalu panas. Berdasarkan arah aliran *oil cooler* dapat dibagi menjadi 3, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*).

Oli adalah salah satu penopang utama dari kerja sebuah mesin. Oli juga menentukan performa dan daya tahan dari mesin. Semakin baik kualitas oli yang digunakan, semakin baik pula performa dan daya tahan mesin. Fungsi utama oli adalah sebagai pelumas dan pendingin. Sebagai pelumas, oli melumasi (*lubricating*) seluruh komponen bergerak di dalam mesin untuk mencegah terjadinya kontak langsung antar komponen yang terbuat dari logam. Sebagai pendingin, oli harus mampu mengurangi panas yang ditimbulkan oleh gesekan antar komponen yang bergerak pada mesin.

Secara sederhana, cara kerja *oil cooler* adalah oli sebelum bekerja untuk melumasi komponen-komponen yang bergerak di dalam mesin. Oli terlebih dahulu didinginkan dengan menggunakan *oil cooler*. Setelah adanya *oil cooler* maka kinerja dari mesin dapat meningkat.

2.11 Hipotesa

Dengan semakin meningkatnya panjang *static twisted tape*, akan menimbulkan pusaran dan olakan-olakan (*vortex*) yang lebih kuat dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh akan meningkat sehingga laju perpindahan kalor yang ditransfer juga akan semakin meningkat, namun disisi lain penurunan tekanan (*pressure drop*) yang ditimbulkan juga akan semakin meningkat.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental nyata (*true experimental research*). Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh dari suatu perlakuan atau desain baru terhadap suatu proses atau peristiwa. Dengan cara ini akan di uji pengaruh panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada alat penukar kalor jenis *counter flow*.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini ada tiga macam yaitu:

1. Variabel bebas (*independent variable*)

Variabel bebas adalah variabel yang bebas ditentukan nilainya oleh peneliti sebelum melakukan penelitian. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah:

- Debit fluida panas (oli) pada pipa dalam divariasikan dari 8 liter/menit hingga 12 liter/menit dengan kenaikan masing-masing 1 liter/menit

2. Variabel terikat (*dependent variable*)

Variabel terikat adalah variabel hasil yang besarnya tidak dapat ditentukan oleh peneliti, nilai dari variabel ini tergantung pada nilai dari variabel bebasnya. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah:

- Laju perpindahan kalor
- Penurunan tekanan
- Efektifitas

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan.

Variabel yang dikontrol dalam penelitian ini adalah:

- Panjang *static twisted tape* (l) sebesar 600 mm, 800 mm, dan 1000 mm.

3.3 Alat-alat Penelitian

Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian ini terdiri dari beberapa jenis, yaitu peralatan utama yang akan diambil data-data yang diperlukan, serta peralatan tambahan yang digunakan untuk mencatat data dan mengkondisikan pengujian.

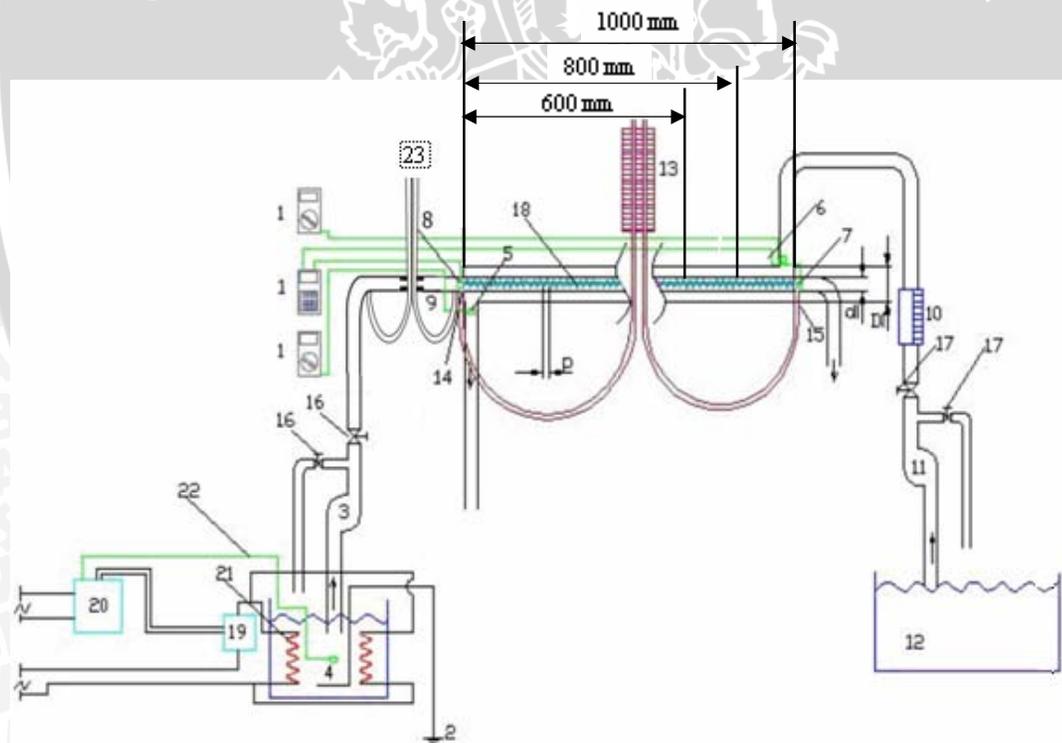
3.3.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *concentric double tube heat exchanger* dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Pipa dalam (*inner tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan CEM ASTM B88 TYPE M dimana diameter dalam (D_i) 26.4 mm, tebal pipa 1 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.
- Pipa luar (*outer tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan PVC (*polivinyll chloride*) dengan diameter dalam (D_o) 46 mm, tebal pipa 1.5 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.

Susunan instalasi pengujian yang digunakan adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1 Susunan instalasi pengujian

Keterangan gambar:

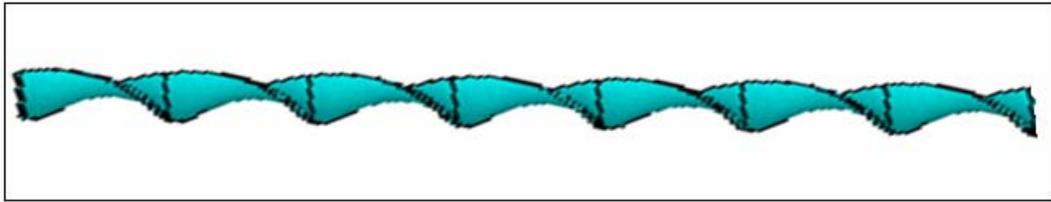
1. *Digital thermometer*
2. *Ground*
3. *Pompa untuk oli panas*
4. *Bak oli panas*

5. *Thermocouple*
6. *Thermocouple*
7. *Thermocouple*
8. *Thermocouple*
9. *orifice*
10. *Flowmeter*
11. Pompa untuk air dingin
12. Bak air dingin
13. Manometer
14. Pengukuran tekanan masuk
15. Pengukuran tekanan keluar

16. keran pengatur debit air panas
 17. keran pengatur debit air dingin
 18. *static twisted tape*
 19. *Magnetic contactor*
 20. *Thermocontrol*
 21. *Heater*
 22. *Thermocouple*
 23. Manometer
- p = jarak pitch
 Di = diameter dalam pipa air dingin
 di = diameter dalam pipa oli panas

2. Specimen Uji

Specimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *static twisted tape* yang terbuat dari bahan besi pada. Bentuk dari alat tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Turbulator

3.3.2 Peralatan Bantu Pengujian

Adapun peralatan bantu pengujian terdiri dari sensor dan peralatan pendukung lainnya.

a) Sensor

- *Thermocouple* digunakan untuk mengubah suatu besaran fisis berupa temperatur menjadi bentuk listrik berupa beda potensial, *thermocouple* yang digunakan adalah *thermocouple* dengan tipe K.

b) Peralatan pendukung

- *Digital thermometer*, Alat ini berfungsi mengubah data listrik dari *thermocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*, alat ini juga dapat menyimpan data hasil pengukuran. Ada dua jenis *digital thermometer* yang digunakan dalam penelitian ini, adapun spesifikasi dari *digital thermometer* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - *Digital thermometer* pada aliran pipa oli panas
 - Merek : APPA-55 II

- *Maximum Reading rate* : 1 sec/reading
- *Ketelitian pembacaan* : 0.1 °C
- *Measurement range* : -99.9 °C – 999.9 °C
- *Input thermocouple* : 2 chanel type K



Gambar 3.3 : *Digital thermometer dengan thermocouple 2 chanel type K*

- *Digital thermometer pada aliran pipa air dingin*
 - *Merek* : PROACE M890G
 - *Reading rate* : 1 sec/reading
 - *Ketelitian pembacaan* : 1 °C
 - *Measurement range* : -40 °C – 1000 °C
 - *Input thermocouple* : 1 chanel type K



Gambar 3.4: *Digital thermometer dengan thermocouple 1 chanel type K*

- *Thermocontroller*, berfungsi untuk menjaga temperatur oli panas tetap konstan pada temperatur tertentu dengan cara mengatur kerja dari *magnetic contactor*. adapun spesifikasi dari *thermocontroller* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - *Merek* : RKC MF-65B1M-M
 - *Range pengaturan* : 0 °C - 399 °C
 - *Ketelitian pembacaan* : 1 °C
 - *Input thermocouple* : 1 chanel type K



Gambar 3.5 : *Thermocontroller* dengan *thermocouple* 1 chanel type K

- *Magnetic contactor*, berfungsi untuk memutuskan atau menyambung aliran listrik menuju *heater*, kinerja alat ini diatur oleh *thermocontroller* yang terhubung dengan *thermocouple* sebagai sensor temperatur, adapun spesifikasi dari *thermocontroller* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - Merek : TELE
 - Type : S-N10



Gambar 3.6 : *Magnetic contactor*

- *Heater*, menkonversikan energi listrik menjadi energi panas, *heater* digunakan untuk memanaskan oli pada reservoir oli panas sampai dengan temperatur tertentu
- *Manometer*, digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar pipa yang dialiri oli panas, digunakan 2 buah manometer yang masing-masing terhubung ke saluran masuk oli panas dan saluran keluar oli panas, sedangkan ujung manometer yang lain terbuka ke atmosfer, perbedaan tekanan tersebut ditunjukkan oleh perbedaan ketinggian permukaan air dari kedua buah manometer yang digunakan.
- Pompa, digunakan untuk mengalirkan fluida pada pipa dalam maupun pipa luar dari *heat exchanger*, spesifikasi pompa untuk air dingin serta air panas yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Pompa pada aliran pipa oli panas:
 - Merek : KYOMIZU
 - Daya : 0,125 kW
 - Kapasitas : 42 L/menit
 - Head : 37 m
- Pompa pada aliran pipa air dingin:
 - Merek : KYOMIZU
 - Daya : 0,125 kW
 - Kapasitas : 42 L/menit
 - Head : 37 m



Gambar 3.7 : Pompa

- *Flowmeter*, Alat ini digunakan untuk mengetahui debit aliran yang mengalir pada pipa luar maupun pipa dalam dari *heat exchanger* agar lebih mudah untuk menjaga debit aliran selalu konstan pada debit tertentu.



Gambar 3.8 : *Flowmeter*

3.4 Tempat Penelitian

Penelitian mengenai pengaruh variasi panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *oil cooler* jenis *counter flow* ini dilakukan di Laboratorium Fluida, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.

3.5 Prosedur Penelitian

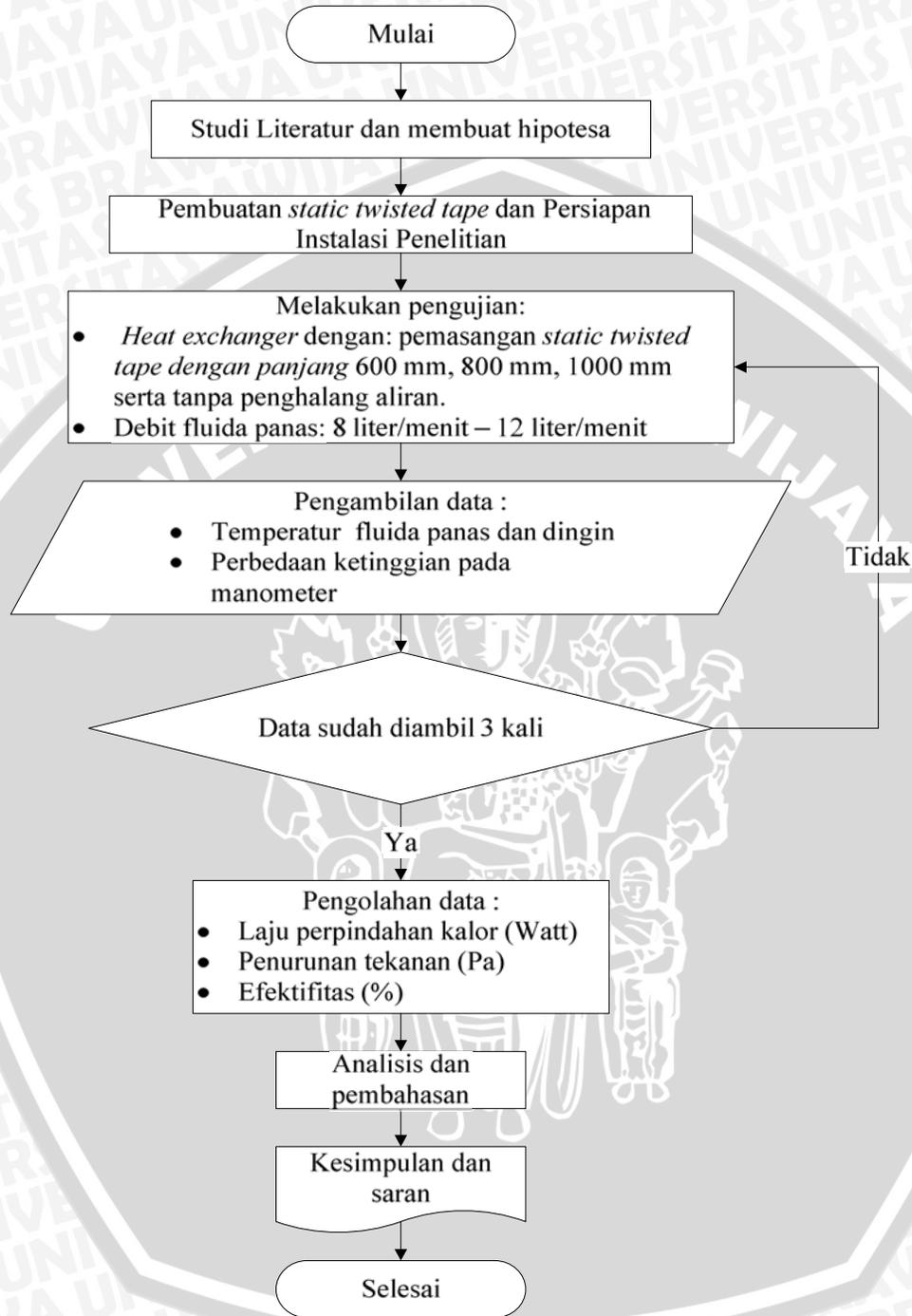
Prosedur penelitian meliputi Persiapan yaitu :

1. Menyiapkan instalasi penelitian dengan berbagai variasi panjang dari *static twisted tape*.
2. Memanaskan oli menggunakan *heater* sampai dengan temperatur 50 °C, sebagai persiapan oli panas.
3. Pengecekan kondisi alat ukur meliputi manometer dan sensor beserta alat pendukungnya.

Pelaksanaan percobaan :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan tidak memasang penghalang aliran pada *inner tube*.
2. Menghidupkan kedua pompa dan mengatur debit air dingin maupun oli panas sesuai dengan ketentuan.
3. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar air dingin maupun oli panas untuk tiap-tiap variasi debit oli panas.
4. Mengambil data perbedaan ketinggian permukaan air dari kedua *pietzometer* untuk tiap variasi debit oli panas.
5. Mengulangi langkah 1 sampai 4 dengan memasang berbagai variasi panjang *static twisted tape* yang telah ditentukan pada *inner tube*.
6. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh variasi *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor, penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dihubungkan dengan dasar teori.
7. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.9 Diagram alir penelitian

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian pengaruh panjang *static twisted tape* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada lampiran 1 dan 2:

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan tanpa pemasangan *static twisted tape* yang ditunjukkan dalam tabel 4.1

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa penghalang aliran

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	q (Watt)	U (W/m ² oC)
	Q (L/mnt)	Tin (oC)	Tout (oC)	q (Watt)	Q (L/mnt)	Tin (oC)	Tout (oC)	q (Watt)				
1	8	50	45,33	794,31	16	24,17	24,83	740,28	217,36	20,93	767,29	788,06
2	9	50	45,33	893,60	16	24,00	24,83	925,37	222,86	20,79	909,48	907,16
3	10	50	45,00	1062,96	16	24,00	25,00	1110,42	231,14	22,28	1086,69	1076,21
4	11	50	44,50	1284,65	16	24,17	25,33	1295,39	244,95	24,67	1290,02	1287,34
5	12	50	44,17	1485,19	16	24,33	25,67	1480,34	253,23	26,34	1482,77	1485,21

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan dengan pemasangan panjang *static twisted tape* 600 mm yang ditunjukkan dalam tabel 4.2

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan panjang 600 mm

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	q (Watt)	U (W/m ² oC)
	Q (L/mnt)	Tin (°C)	Tout (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	Tin (°C)	Tout (°C)	q (Watt)				
1	8	50	41,17	1488,59	16	24,00	25,33	1467,69	507,01	39,43	1478,14	1557,3066
2	9	50	40,83	1736,46	16	24,17	25,67	1651,44	567,69	41,19	1693,95	1804,6808
3	10	50	40,83	1929,40	16	24,17	25,83	1835,84	622,81	41,19	1882,62	2153,0342
4	11	50	40,33	2235,40	16	24,33	26,33	2203,85	667,02	43,73	2219,63	2635,1863
5	12	50	40,17	2479,67	16	24,50	26,67	2387,43	713,92	44,77	2433,55	2976,3344

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan dengan pemasangan panjang *static twisted tape* 800 mm yang ditunjukkan dalam tabel 4.3

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan panjang 800 mm

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	q (Watt)	U (W/m ² oC)
	Q (L/mnt)	Tin (°C)	Tout (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	Tin (°C)	Tout (°C)	q (Watt)				
1	8	50	40,33	1704,31	16	24,00	25,50	1652,12	609,14	45,87	1678,21	1728,8485
2	9	50	39,83	2013,06	16	24,00	25,83	2020,93	741,57	48,26	2016,99	2085,6307
3	10	50	39,17	2377,94	16	24,17	26,33	2388,93	799,66	51,79	2383,43	2511,0901
4	11	50	39,17	2615,73	16	24,33	26,67	2572,51	810,69	52,12	2594,12	2763,9572
5	12	50	38,83	2937,94	16	24,50	27,17	2940,30	835,60	54,10	2939,12	3180,1811

- Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan dengan pemasangan panjang *static twisted tape* 1000 mm yang ditunjukkan dalam tabel 4.4

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan panjang 1000 mm

No	acted fluid (oli)				acting fluid (air)				P (Pa)	(%)	q (Watt)	U (W/m ² oC)
	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)	Q (L/mnt)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	q (Watt)				
1	8	50	37,83	2126,65	16	24,17	26,17	2204,58	979,35	58,23	2165,62	2281,6077
2	9	50	37,83	2392,49	16	24,17	26,33	2388,93	995,91	58,23	2390,71	2546,9879
3	10	50	37,67	2693,17	16	25,00	27,50	2753,63	1015,28	61,01	2723,40	3114,5892
4	11	50	36,83	3153,51	16	25,17	28,00	3121,23	1076,29	65,62	3137,37	3724,7473
5	12	50	36,00	3647,30	16	24,83	28,17	3675,49	1106,98	68,90	3661,40	4478,0439

4.1.2 Contoh perhitungan

Berikut ini adalah contoh perhitungan data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan panjang *static twisted tape* 1000 mm :

$$\text{Debit air dingin } (\dot{V}_c) = 16 \text{ L/menit}$$

$$\text{Debit oli panas } (\dot{V}_h) = 12 \text{ L/menit}$$

Perhitungan laju perpindahan kalor (q) :

Besarnya energi kalor melalui sebuah sistem tertutup dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{pers. 2.1})$$

$$= m \cdot (C_{p_{in}} \cdot T_{in} - C_{p_{out}} \cdot T_{out})$$

$$= \dot{Q} \cdot (C_{p_{in}} \cdot T_{in} - C_{p_{out}} \cdot T_{out})$$

Dengan menggunakan oli panas sebagai acuan, maka besarnya propertis berupa kapasitas kalor dari fluida panas dicari dengan menggunakan suhu rata-rata fluida sehingga :

Temperatur rata-rata fluida dingin (T_{fc}):

$$T_{fc} = (T_{c,in} + T_{c,out})/2$$

$$= (24,83 + 28,17)/2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 26,50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatur rata-rata fluida panas (T_{fh}):

$$T_{fh} = (T_{h,in} + T_{h,out})/2$$

$$= (50 + 36,00)/2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 43,00 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Propertis fluida panas didapatkan berdasarkan temperatur rata-rata fluida panas (T_{fn}), dengan melakukan interpolasi terhadap tabel *properties of saturated water* didapatkan:

$$\begin{aligned} \text{Interpolasi properti massa jenis air () pada temperatur } T_{fc} &= 26,50 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= \{[(995,80-997,40) \cdot (26, 50-21,11)]/(26,67-21,11)\} + 997,40 \\ &= 995,85 \text{ Kg/m}^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Interpolasi properti massa jenis oli () pada temperatur } T_{fn} &= 43,00 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 844,20 \text{ Kg/m}^3. \end{aligned}$$

Sehingga besarnya laju perpindahan kalor pada aliran oli (q_h) dan aliran air (q_c) :

$$\begin{aligned} q_h &= \dot{Q}_h \cdot (C_{p_{h,in}} \cdot T_{h,in} - C_{p_{h,out}} \cdot T_{h,out}) \\ &= 844,20 \times (12 / 60000) \times ((1329,06 \times 50) - (1245,86 \times 36,00)) \\ &= 3647,30 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_c &= \dot{Q}_c \cdot (C_{p_{c,out}} \cdot T_{c,out} - C_{p_{c,in}} \cdot T_{c,in}) \\ &= 995,85 \times (16 / 60000) \times ((4175,82 \times 28,17) - (4179 \times 24,83)) \\ &= 3675,49 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Besarnya laju perpindahan kalor yang terjadi pada *oil cooler* dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

Berdasarkan hukum kekekalan energi, maka besarnya laju perpindahan kalor yang terdapat di dalam *oil cooler* adalah tetap yaitu $q_h = q_c = q$. Pada kenyataannya terdapat perbedaan yang tidak terlalu signifikan antara q_h dan q_c . Oleh karena itu untuk menentukan q diperoleh dari nilai rata-rata q_h dan q_c yaitu sebagai berikut :

$$\begin{aligned} q &= \frac{(q_h + q_c)}{2} \\ &= \frac{(3647,30 + 3675,49)}{2} \\ &= 3661,40 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Perhitungan *Log Mean Temperature Difference* (T_m)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(50 - 28,17) - (36,00 - 24,83)}{\ln[(50 - 28,17)/(36,00 - 24,83)]} \\
 &= 15,908 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

$$U = \frac{q}{A \times \Delta T_m}$$

Jika,

$$U \cdot A = \frac{1}{(h_i \cdot A_i)^{-1} + \ln(d_o / d_i)(2\pi k L)^{-1} + (h_o \cdot A_o)^{-1}}$$

maka,

$$A = \frac{1}{(A_i)^{-1} + (2\pi L)^{-1} + (A_o)^{-1}}$$

$$= \frac{1}{(\pi \cdot d_i \cdot L)^{-1} + (2\pi L)^{-1} + (\pi \cdot d_o \cdot L)^{-1}}$$

$$= \frac{1}{(\pi \cdot 0,0264 \cdot 1)^{-1} + (2 \cdot \pi \cdot 1)^{-1} + (\pi \cdot 0,0284 \cdot 1)^{-1}}$$

$$= 0,0427 \text{ m}^2$$

sehingga,

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{3661,40}{0,0427 \times 19,16} \\
 &= 4478,04 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Perhitungan penurunan tekanan (*pressure drop*) :

Besarnya penurunan tekanan pada aliran *acted fluid* (oli) dihitung dengan persamaan :

$$\Delta P = P_1 - P_2$$

$$= \rho \cdot g \cdot z$$

$$= 844,20 \times 9,81 \times (13,37/100)$$

$$= 1106,98 \text{ Pascal}$$

Perhitungan Efektivitas

Berdasarkan rumus pada (Pers. 2-18) maka besarnya efektivitas pada *oil cooler* :

$$\text{Efektivitas } \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

$$= \frac{q}{q_{\max}}$$

Sedangkan

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})$$

Dan

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad ; \quad C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$$

Sehingga

$$C_c = 0,266 \times 4175,82 = 1108,93 \text{ Watt/}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 0,169 \times 1245,86 = 210,35 \text{ Watt/}^\circ\text{C}$$

Dalam kasus ini C_{\min} terjadi pada aliran oli panas (210,35 Watt / °C), sehingga laju kalor maksimum adalah :

$$\begin{aligned} q_{\max} &= C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 210,35 (50 - 24,83) = 5293,86 \text{ Watt} \end{aligned}$$

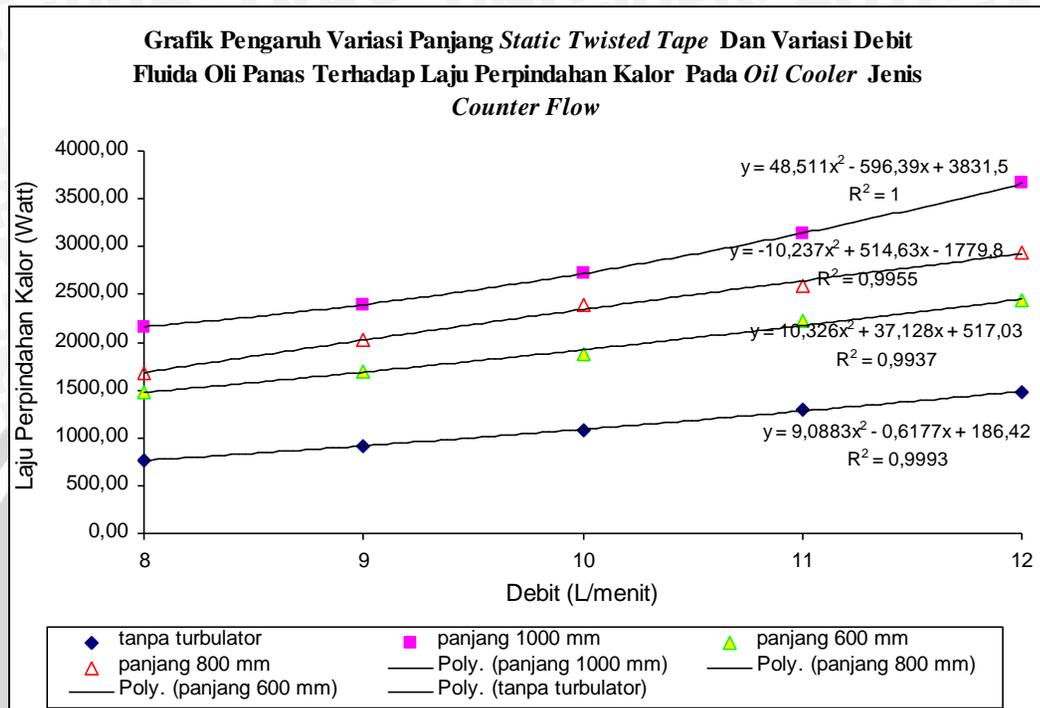
Dengan menggunakan oli panas sebagai acuan, maka perpindahan kalor nyata (q) sebesar : 3661,40 Watt

Jadi besarnya efektivitas dari alat penukar kalor ini adalah :

$$\begin{aligned} \text{Efektivitas } \epsilon &= \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \\ &= \frac{q}{q_{\max}} \\ &= \frac{3661,40}{5293,86} \\ &= 0,6890 \\ &= 68,9 \% \end{aligned}$$

Untuk panjang *static twisted tape* 800 mm; 600 mm dan tanpa pemasangan *static twisted tape* tahap perhitungannya adalah sama; hasilnya dicantumkan pada tabel 4.1; 4.2 dan 4.3.

4.2 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Laju Perpindahan Kalor.



Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit fluida Oli Panas Terhadap Laju Perpindahan Kalor

Gambar 4.2 adalah Grafik hubungan antara panjang *static twisted tape* dan variasi debit fluida oli panas terhadap laju perpindahan kalor, dapat dilihat bahwa laju perpindahan kalor terkecil terjadi pada debit 8 L/menit pada variasi tanpa turbulator yaitu sebesar 767,29 Watt. Pada panjang *static twisted tape* 1000 mm memiliki nilai laju perpindahan kalor tertinggi yaitu 3647,30 watt dengan debit 12 L/menit dibandingkan dengan panjang *static twisted tape* 600 mm dan 800 mm. Peningkatan laju kalor ini menunjukkan bahwa penggunaan *static twisted tape* menyebabkan terjadinya peningkatan laju perpindahan kalor dibandingkan dengan tanpa penghalang. Peningkatan laju perpindahan kalor juga sebanding dengan kenaikan variasi debit aliran fluida panas.

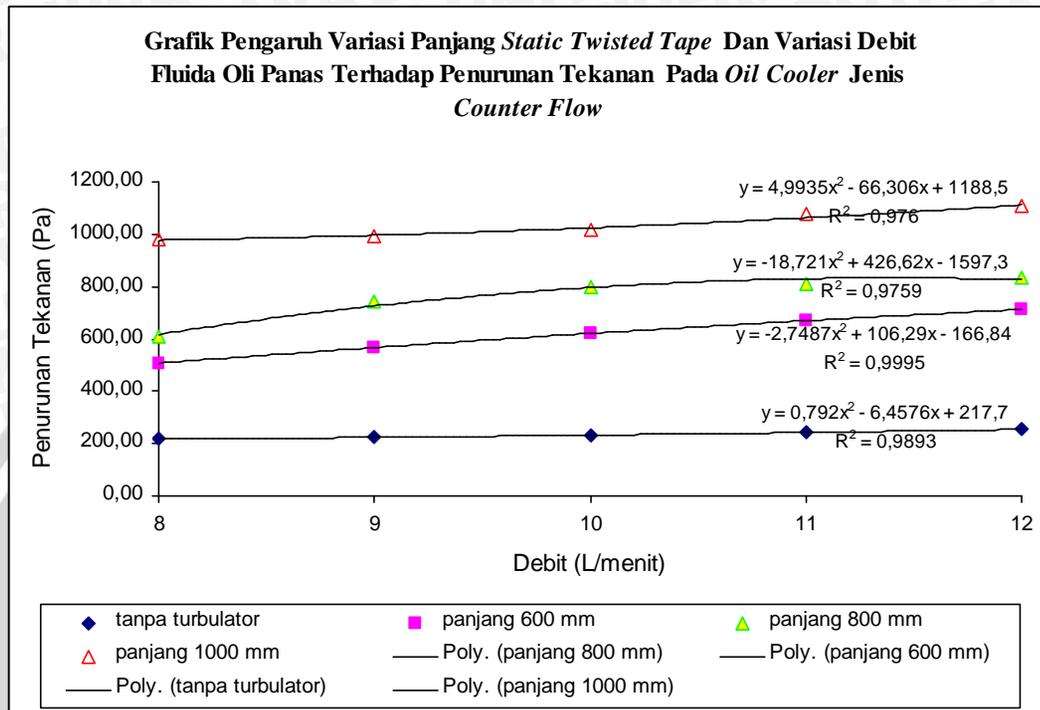
Pada grafik diatas dapat dilihat bahwa pada debit aliran fluida oli panas yang sama terdapat kecenderungan peningkatan laju perpindahan kalor pada tiap-tiap variasi panjang *static twisted tape*, hal ini disebabkan pemasangan *static twisted tape* pada

aliran fluida oli panas akan mengalami olakan-olakan. Bila olakan ini telah menjadi pusaran maka aliran akan menjadi turbulen. Karena pada aliran turbulen, pusaran yang terjadi akan mengakibatkan pencampuran antara fluida yang lebih panas pada daerah dekat pipa dalam (*inner tube*) dengan fluida yang lebih dingin pada *outer tube*.

Adanya gerakan fluida akan semakin cepat menggantikan fluida panas menjadi dingin di sekitar permukaan dinding pipa dalam (*inner tube*). Sesuai dengan rumus $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$ (pers.2-1) laju energi kalor akan sebanding dengan perbedaan temperatur antara kedua benda yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, sehingga hal tersebut menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi.

Pada variasi debit, laju perpindahan kalor meningkat seiring dengan semakin besarnya debit. Peningkatan laju perpindahan kalor ini disebabkan meningkatnya kecepatan rata-rata aliran sebagai akibat meningkatnya debit sehingga meningkatkan turbulensi akibat semakin besarnya angka *Reynold*. Berdasarkan persamaan $Re = \frac{V \cdot \delta}{\nu}$, angka *Reynold* berbanding lurus dengan kecepatan fluida dan kecepatan fluida berbanding lurus dengan besarnya debit. Semakin tinggi angka *Reynold* akan menyebabkan lapisan batas yang terbentuk sebelumnya menjadi semakin tipis dan gradien temperatur ($\frac{dT}{dx}$) pada lapisan batas semakin besar, sehingga dengan menebalnya lapisan batas akan menyebabkan semakin besarnya aliran turbulen dan meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi. Hal ini akan membuat laju perpindahan kalor akan semakin meningkat sesuai dengan (pers 2-1).

4.3 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Penurunan Tekanan.



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Penurunan Tekanan.

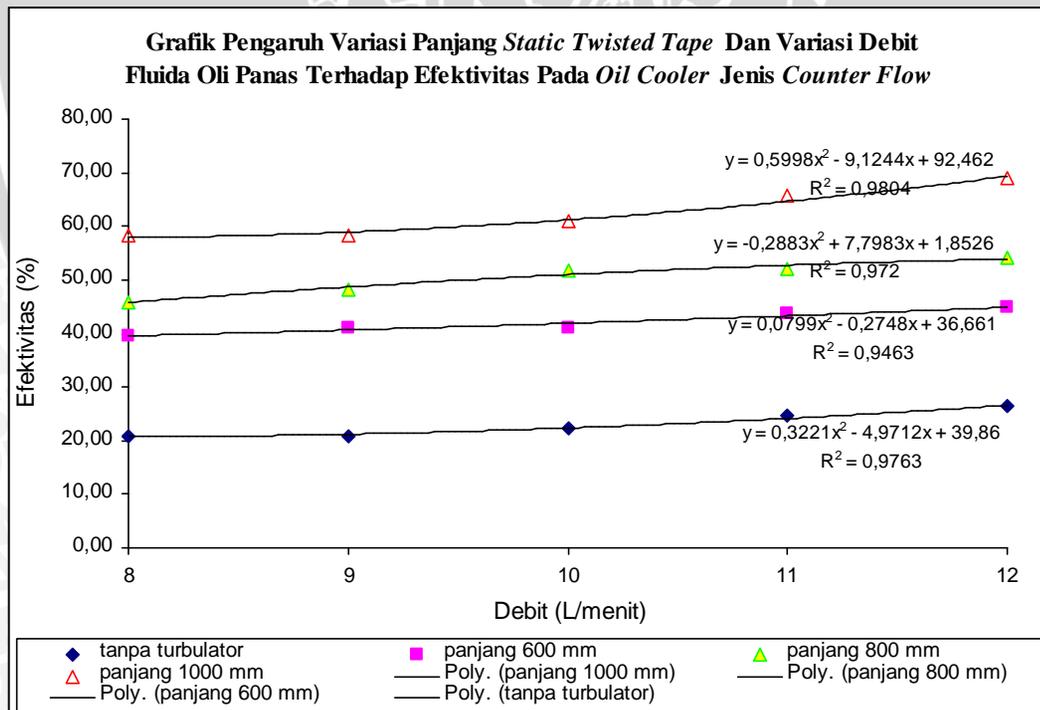
Gambar 4.3 adalah grafik hubungan antara variasi panjang *static twisted tape* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa dalam (*inner tube*) yang ditimbulkan akibat adanya *static twisted tape* maupun tanpa pemasangan *static twisted tape* pada tiap-tiap variasi debit fluida panas. Pada gambar 4.3 dapat dilihat bahwa *pressure drop* berbanding lurus dengan semakin besarnya panjang *static twisted tape* dan meningkatnya debit oli panas.

Penurunan tekanan (*pressure drop*) terkecil selalu terjadi pada pengujian alat penukar kalor tanpa pemasangan *static twisted tape*, hal ini terjadi karena besarnya *pressure drop* yang dihasilkan hanya disebabkan oleh *major losses*. Akibatnya nilainya akan selalu lebih kecil dibandingkan dengan pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* yang *pressure drop*nya dipengaruhi oleh *minor losses* dan *major losses*.

Sedangkan pengaruh semakin besarnya panjang dari *static twisted tape* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) lebih disebabkan oleh meningkatnya koefisien kerugian dengan dinding pipa dalam. Dengan semakin besarnya panjang *static twisted tape* mengakibatkan laju aliran fluida semakin meningkat sehingga gesekan dengan dinding pipa dalam maupun dengan *static twisted tape* juga akan semakin meningkat, maka penurunan tekanan yang terjadi pada saluran juga akan semakin meningkat.

Dari gambar 4.2 dan gambar 4.3 dapat ditarik kesimpulan bahwa pemasangan *static twisted tape* dengan panjang 1000 mm merupakan panjang yang paling efektif karena peningkatan laju perpindahan kalor yang ditimbulkan lebih jauh dibandingkan dengan *static twisted tape* 800 mm dan 600 mm yang berdekatan nilai laju perpindahan kalornya. Disamping itu juga penurunan tekanan yang ditimbulkan jauh berbeda dengan *static twisted tape* 800 mm dan 600 mm.

4.4 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Efektivitas.



Gambar 4.4 Grafik Pengaruh Variasi Panjang *Static Twisted Tape* Dan Variasi Debit Fluida Oli Panas Terhadap Efektivitas.

Gambar 4.4 adalah grafik hubungan antara variasi panjang *static twisted tape* terhadap efektivitas pada tiap-tiap variasi debit fluida oli panas. Pada variasi debit yang sama dengan pemasangan *static twisted tape* menyebabkan peningkatan efektivitas dari alat penukar kalor dibandingkan dengan tanpa pemasangan *static twisted tape*.

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

(pers. 2-18) dengan semakin besarnya panjang *static twisted tape*, pada debit aliran fluida oli panas yang sama, laju perpindahan kalor nyata yang ditimbulkan pada masing-masing pengujian menjadi lebih tinggi. Hal ini akan mengakibatkan peningkatan efektivitas pada masing-masing variasi debit pengujian. Pada gambar 4.4 dapat dilihat bahwa efektivitas paling baik oleh *static twisted tape* dengan panjang 1000 mm. Untuk pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* panjang 800 mm tidak terlalu jauh berbeda dengan pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* panjang 600 mm (gambar 4.4).

Debit fluida yang semakin besar mengakibatkan semakin meningkatnya efektivitas pada masing-masing pengujian dengan berbagai panjang *static twisted tape*. Hal ini disebabkan dengan adanya peningkatan debit fluida maka gerakan fluida yang acak serta adanya gerakan fluida kearah radial akan mengakibatkan sebagian besar partikel fluida akan dapat saling bercampur dan berinteraksi untuk selanjutnya men-*transfer* energi kalor pada partikel-partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media. Berdasarkan hal tersebut temperatur yang rendah menyebabkan fluida panas semakin efektif dalam men-*transfer* kalor. Semakin meningkatnya perbedaan temperatur fluida panas maka efektivitas alat penukar kalor akan semakin meningkat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan grafik pada bab IV terlihat bahwa variasi panjang *static twisted tape* dan variasi debit fluida oli panas memiliki pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada *oil cooler* jenis *counter flow* dapat disimpulkan bahwa:

- Semakin besar panjang *static twisted tape* yang dipasang pada *inner tube* alat penukar kalor dan dengan semakin bertambahnya debit aliran fluida panas, pada masing-masing pengujian dengan variasi debit fluida oli panas yang sama akan meningkatkan laju perpindahan kalor, *pressure drop*, dan efektivitas.
- Panjang *static twisted tape* yang paling baik didapatkan pada panjang *static twisted tape* 1000 mm, dimana laju perpindahan kalornya sebesar 3661,40 watt dan menimbulkan penurunan tekanan sebesar 1106,98 Pa.

5.2 Saran

- Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan alat ukur temperatur dengan ADC dan *digital flowmeter* untuk memperoleh data yang lebih valid.
- Penelitian lebih lanjut dapat dilakukan diluar variasi yang sudah dilakukan seperti penggunaan penghalang lain dan variasi viskositas, arah aliran.
- Pengujian selanjutnya, disarankan untuk mengambil data temperatur dinding pipa agar didapatkan besarnya koefisien perpindahan kalor konveksi.serta jika dikembangkan lebih lanjut dapat dicari angka Nusselt untuk masing-masing kondisi pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y.A; 2003: *Heat Transfer A Practical Approach*; McGraw Hill Companies, Amerika.
- Cengel, Y.A; 2001: *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*; McGraw Hill Companies, Amerika.
- Fahrudin, Arifin; 2008: *Pengaruh Variasi Diameter Kawat Helical Turbulator dan Variasi Debit Fluida Pendingin Terhadap Laju Perpindahan Kalor Dan Pressure Drop Pada Heat Exchanger*; Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Malang.
- Holman, J.P; 1984: *Perpindahan Kalor*; Erlangga, Jakarta.
- Kreith, Frank; 1997: *Prinsip-Prinsip Perpindahan kalor*; Edisi Ketiga; Erlangga, Jakarta.
- Leinhard, John H; 2005: *A Heat Transfer Textbook*; 3rd edition; Phlogiston Press, Massachusetts.
- Noothong, Watcharin; Eiamsa, Smith and Pongjet Promvonge; 2006: *Effect of Twisted-tape Inserts on Heat Transfer in a Tube*; The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006), Thailand.
- Oslon, Reuber M dan Steven J Wright; 1993: *Dasar-Dasar Mekanika Fluida Teknik*; Gramedia Pustaka Umum, Jakarta.
- www.alcotwin.com/products.html
- www.freshgasflow.com/physics/flow/laminar_turbulent_flow.html

LAMPIRAN 1

Data pengujian alat penukar kalor aliran berlawanan tanpa turbulator

Debit air panas : 8 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45	24	24,5	2,6
2	50	45,5	24	24,5	2,7
3	50	45,5	24,5	25,5	2,6
Rata-rata	50,00	45,33	24,17	24,83	2,633333333

Debit air panas : 9L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45,5	24	24,5	2,7
2	50	45,5	24	25	2,7
3	50	45	24	25	2,7
Rata-rata	50,00	45,33	24,00	24,83	2,70

Debit air panas :10L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	45	24	25	2,9
2	50	45	24	25	2,8
3	50	45	24	25	2,7
Rata-rata	50,00	45,00	24,00	25,00	2,80

Debit air panas : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	44	24	25	3
2	50	44,5	24,5	25,5	3
3	50	45	24	25,5	2,9
Rata-rata	50,00	44,50	24,17	25,33	2,97

Debit air panas : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	44,5	24	25	3
2	50	44	24,5	25,5	3,1
3	50	44	24,5	26,5	3,1
Rata-rata	50,00	44,17	24,33	25,67	3,07

LAMPIRAN 2

Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* panjang 600 mm

Debit air panas : 8 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	41	24	25,5	6,3
2	50	41,5	24	25	6,1
3	50	41	24	25,5	6
Rata-rata	50,00	41,17	24,00	25,33	6,13

Debit air panas : 9L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	41	24	25,5	7
2	50	40,5	24,5	25,5	6,9
3	50	41	24	26	6,7
Rata-rata	50,00	40,83	24,17	25,67	6,87

Debit air panas : 10L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40,5	24	26	7,6
2	50	41	24	25,5	7,5
3	50	41	24,5	26	7,5
Rata-rata	50,00	40,83	24,17	25,83	7,53

Debit air panas : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40	24	26	8,2
2	50	40,5	24,5	26,5	8
3	50	40,5	24,5	26,5	8
Rata-rata	50,00	40,33	24,333	26,33	8,07

Debit air panas : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40	24	26,5	8,7
2	50	40	25	26,5	8,7
3	50	40,5	24,5	27	8,5
Rata-rata	50,00	40,17	24,5	26,67	8,63

LAMPIRAN 3

Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* panjang 800 mm

Debit air panas : 8 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40,5	24	25,5	7,5
2	50	40,5	24	25,5	7,3
3	50	40	24	25,5	7,3
Rata-rata	50,00	40,33	24,00	25,50	7,366666667

Debit air panas : 9L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	40	24	25,5	9
2	50	40	24	26	9
3	50	39,5	24	26	8,9
Rata-rata	50,00	39,83	24,00	25,83	8,97

Debit air panas : 10L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	39	24	26	9,8
2	50	39	24,5	26,5	9,7
3	50	39,5	24	26,5	9,5
Rata-rata	50,00	39,17	24,17	26,33	9,67

Debit air panas : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	39	24	26,5	9,8
2	50	39	24,5	26,5	9,8
3	50	39,5	24,5	27	9,8
Rata-rata	50,00	39,17	24,333	26,67	9,80

Debit air panas : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	39	24,5	27	10
2	50	39	24,5	27	10
3	50	38,5	24,5	27,5	10,3
Rata-rata	50,00	38,83	24,5	27,17	10,10

LAMPIRAN 4

Data pengujian alat penukar kalor dengan pemasangan *static twisted tape* panjang 1000 mm

Debit air panas : 8 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	38	24	26	11,8
2	50	38	24	26	11,7
3	50	37,5	24,5	26,5	12
Rata-rata	50,00	37,83	24,17	26,17	11,83333333

Debit air panas : 9L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	37,5	24	26,5	12,2
2	50	38	24,5	26,5	12
3	50	38	24	26	11,9
Rata-rata	50,00	37,83	24,17	26,33	12,03

Debit air panas : 10L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	38	25	27,5	12,4
2	50	37,5	25	27,5	12,1
3	50	37,5	25	27,5	12,3
Rata-rata	50,00	37,67	25,00	27,50	12,27

Debit air panas : 11 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	36,5	25,5	28	12,9
2	50	37	25	28	13
3	50	37	25	28	13,1
Rata-rata	50,00	36,83	25,167	28,00	13,00

Debit air panas : 12 L/menit

Pengulangan	Suhu oli panas (°C)		Suhu air Dingin (°C)		Perbedaan tekanan oli (cm)
	Masuk	Keluar	Masuk	Keluar	
1	50	35,5	24,5	28	13
2	50	36	25	28,5	13,5
3	50	36,5	25	28	13,6
Rata-rata	50,00	36,00	24,833	28,17	13,37

LAMPIRAN 5

Data hasil interpolasi oli

Data hasil interpolasi tanpa *twisted tape*

Debit oil (L/menit)	T oil in (°C)	T oil out (°C)	T oil rata2 (°C)	oil (kg/m ³)	Cp oil in (J/kg)	Cp oil out (J/kg)
8	50.00	45.33	47.67	841.40	1329.06	1309.69
9	50.00	45.33	47.67	841.40	1329.06	1309.69
10	50.00	45.00	47.50	841.50	1329.06	1308.31
11	50.00	44.50	47.25	841.65	1329.06	1306.24
12	50.00	44.17	47.08	841.75	1329.06	1304.85

Data hasil interpolasi dengan *static twisted tape* panjang 1000 mm

Debit oil (L/menit)	T oil in (°C)	T oil out (°C)	T oil rata2 (°C)	oil (kg/m ³)	Cp oil in (J/kg)	Cp oil out (J/kg)
8	50.0	37.83	43.92	843.65	1329.06	1256.76
9	50.0	37.83	43.92	843.65	1329.06	1256.76
10	50.0	37.67	43.83	843.70	1329.06	1255.76
11	50.0	36.83	43.42	843.95	1329.06	1250.81
12	50.0	36.00	43.00	844.20	1329.06	1245.86

Data hasil interpolasi dengan *static twisted tape* panjang 800 mm

Debit oil (L/menit)	T oil in (°C)	T oil out (°C)	T oil rata2 (°C)	oil (kg/m ³)	Cp oil in (J/kg)	Cp oil out (J/kg)
8	50.0	40,33	45,17	842,90	1329,06	1271,612
9	50.0	39,83	44,92	843,05	1329,06	1268,641
10	50.0	39,17	44,58	843,25	1329,06	1264,679
11	50.0	39,17	44,58	843,25	1329,06	1264,679
12	50.0	38,83	44,42	843,35	1329,06	1262,698

Data hasil interpolasi dengan *static twisted tape* panjang 600 mm

Debit oil (L/menit)	T oil in (°C)	T oil out (°C)	T oil rata2 (°C)	oil (kg/m ³)	Cp oil in (J/kg)	Cp oil out (J/kg)
8	50.0	41,17	45,58	842,65	1329,06	1292,402
9	50.0	40,83	45,42	842,75	1329,06	1291,018
10	50.0	40,83	45,42	842,75	1329,06	1291,018
11	50.0	40,33	45,17	842,90	1329,06	1288,943
12	50.0	40,17	45,08	842,95	1329,06	1288,252

LAMPIRAN 6
Sifat-sifat air (zat cair jenuh)

Daftar A-9 Sifat-sifat air (zat-cair jenuh)†

T ^F	T ^{°C}	c_p kJ/kg·°C	ρ kg/m ³	μ kg/m·s	k W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta T_c}{\mu}$ $\frac{\mu^2}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$
32	0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-4}$	0,566	13,25	$1,91 \times 10^6$
40	4,44	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$6,34 \times 10^6$
50	10	4,195	999,2	1,31	0,585	9,40	$1,08 \times 10^7$
60	15,56	4,186	998,6	1,12	0,595	7,88	$1,46 \times 10^7$
70	21,11	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,91 \times 10^7$
80	26,67	4,179	995,8	8,6	0,614	5,95	$2,48 \times 10^7$
90	32,22	4,174	994,9	7,65	0,623	5,12	$3,3 \times 10^7$
100	37,78	4,174	993,0	6,82	0,630	4,53	$4,19 \times 10^7$
110	43,33	4,174	990,6	6,16	0,637	4,04	$4,89 \times 10^7$
120	48,89	4,174	988,8	5,62	0,644	3,64	$5,66 \times 10^7$
130	54,44	4,179	985,7	5,13	0,649	3,30	$6,48 \times 10^7$
140	60	4,179	983,3	4,71	0,654	3,01	$7,32 \times 10^7$
150	65,56	4,183	980,3	4,3	0,659	2,73	$8,14 \times 10^7$
160	71,11	4,186	977,3	4,01	0,665	2,53	$8,85 \times 10^7$
170	76,67	4,191	973,7	3,73	0,668	2,33	$1,09 \times 10^8$
180	82,22	4,195	970,2	3,47	0,673	2,16	
190	87,78	4,199	966,7	3,27	0,675	2,03	
200	93,33	4,204	963,2	3,06	0,678	1,90	
220	104,4	4,216	955,1	2,67	0,684	1,66	
240	115,6	4,229	946,7	2,44	0,685	1,51	
260	126,7	4,250	937,2	2,19	0,685	1,36	
280	137,8	4,271	928,1	1,98	0,685	1,24	
300	148,9	4,290	918,0	1,86	0,684	1,17	
350	176,7	4,371	890,4	1,57	0,677	1,02	
400	204,4	4,467	859,4	1,36	0,665	1,00	
450	232,2	4,585	825,7	1,20	0,646	0,95	
500	260	4,731	785,2	1,07	0,616	0,83	
550	287,7	5,024	735,5	$9,51 \times 10^{-4}$			
600	315,6	5,703	678,7	8,68			

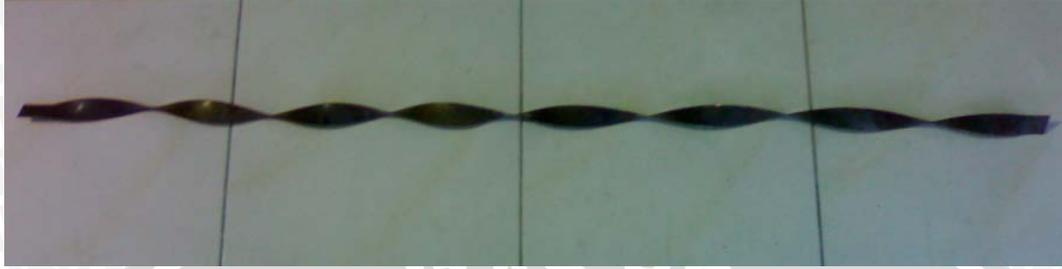
† Adaptasi dari A. I. Brown dan S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer," ed ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958



LAMPIRAN 7

Ukuran *static twisted tape*

Static twisted tape dengan panjang 1000 mm



Static twisted tape dengan panjang 800 mm

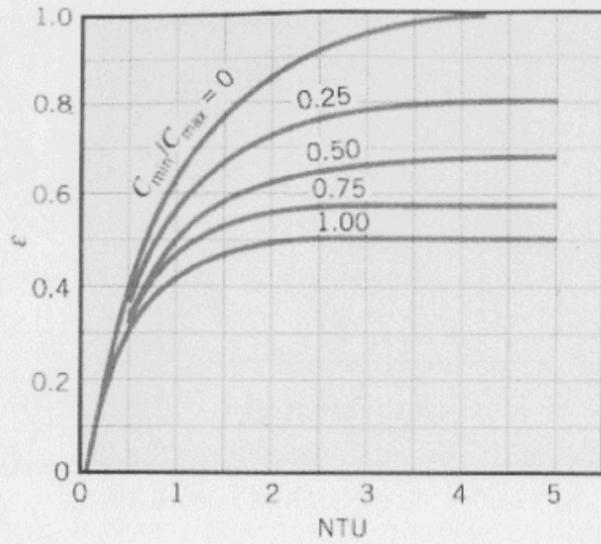


Static twisted tape dengan panjang 600 mm

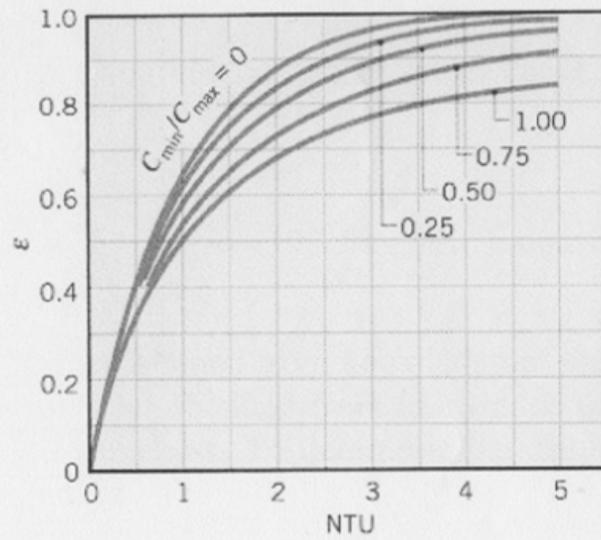


LAMPIRAN 8

Grafik hubungan antara NTU dengan efektifitas



Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger



Effectiveness of a counter-flow heat exchanger

LAMPIRAN 9

Data hasil interpolasi air tanpa *twisted tape*

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	24,17	24,83	24,50	996,42	4179,000	4179,000
16	24,00	24,83	24,42	996,45	4179,000	4179,000
16	24,00	25,00	24,50	996,42	4179,000	4179,000
16	24,17	25,33	24,75	996,35	4179,000	4179,000
16	24,33	25,67	25,00	996,28	4179,000	4179,000

Data hasil interpolasi air dengan *static twisted tape* panjang 1000 mm

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	24,17	26,17	25,17	996,23	4179,00	4176,72
16	24,17	26,33	25,25	996,21	4179,00	4176,65
16	25,00	27,50	26,25	995,92	4179,00	4176,12
16	25,17	28,00	26,58	995,82	4179,00	4175,90
16	24,83	28,17	26,50	995,85	4179,00	4175,82

Data hasil interpolasi air dengan *static twisted tape* panjang 800 mm

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	24,00	25,50	24,75	996,35	4179	4177,024
16	24,00	25,83	24,92	996,30	4179	4176,874
16	24,17	26,33	25,25	996,21	4179	4176,649
16	24,33	26,67	25,50	996,14	4179	4176,499
16	24,50	27,17	25,83	996,04	4179	4176,274

Data hasil interpolasi air dengan *static twisted tape* panjang 600 mm

Debit air (L/menit)	T air in (°C)	T air out (°C)	T air rata2 (°C)	air (kg/m3)	Cp air in (J/kg)	Cp air out (J/kg)
16	24,00	25,33	24,67	996,38	4179,000	4177,099
16	24,17	25,67	24,92	996,30	4179,000	4176,949
16	24,17	25,83	25,00	996,28	4179,000	4176,874
16	24,33	26,33	25,33	996,18	4179,000	4176,649
16	24,50	26,67	25,58	996,11	4179,000	4176,499