

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR  
GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK SALURAN  
ANNULAR DENGAN *HALF LENGTH* DAN *FULL LENGTH*  
*TWISTED TAPE INSERT***

**SKRIPSI**  
**Diajukan sebagai salah satu syarat**  
**untuk memperoleh gelar**  
**Sarjana Teknik**



**Oleh:**

**LATIF USMAN**  
**NIM. I0406034**

**JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS SEBELAS MARET**  
**SURAKARTA**

**2011**

*commit to user*

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR  
GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK SALURAN  
ANNULAR DENGAN *HALF LENGTH* DAN *FULL LENGTH TWISTED TAPE  
INSERT***

Disusun oleh :

LATIF USMAN  
NIM. I 0406034

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Tri Istanto, ST., MT.  
NIP. 197308202000121001

Wibawa Endra J., ST., MT.  
NIP. 197009112000031001

Telah dipertahankan di hadapan Tim Dosen Penguji pada hari Kamis, tanggal 30 Juni 2011

1. Rendy Adhi Rachmanto, ST., MT. .....  
NIP. 197101192000121006
2. Prof. Muh. Nizam, ST., MT., PhD. .....  
NIP. 197007201999031001
3. Zainal Arifin, ST., MT. .....  
NIP. 197303082000031001

Mengetahui:

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Koordinator Tugas Akhir

Didik Djoko Susilo, ST., MT. *commit to user*  
NIP . 197203131997021001

Wahyu Purwo R.,ST, MT.  
NIP. 197202292000121001

## PERSEMBAHAN

Dengan segala kerendahan hati seraya mengucapkan syukur kehadiran Illahi, kupersembahkan tulisan ini kepada :

- ◆ Segala puji bagi Allah, Tuhan semesta Alam, tiada sekutu bagiMu. Hanya kepadaMu aku memohon, hanya kepadaMu aku beriman, dan hanya kepadaMu aku berserah diri.
- ◆ Junjungan nabi besar Muhammad SAW, yang telah mengajarkan kebenaran dan ketauhidan kepada umatnya.
- ◆ Untuk kasih sayang dan cinta yang tak pernah putus Bapak dan Ibu tercinta. Kasih sayang kalian tak akan pernah kulupa sepanjang hidupku.
- ◆ Mr. 3G dan Pak. Bawa, tak pernah lelah untuk membimbing saya.
- ◆ Bangsa dan Negaraku tercinta, Indonesia Raya.

## MOTTO

“Dan Aku tidak menciptakan jin dan manusia melainkan supaya mereka beribadah kepada-Ku.”  
(QS. Adz Dzaariyaat : 56)

“...Sesungguhnya Allah tidak merubah keadaan sesuatu kaum sehingga mereka merubah keadaan yang ada pada diri mereka sendiri...”  
(QS. Ar Ra'd : 11)

“ Allah tidak membebani seseorang melainkan sesuai dengan kemampuannya”  
(QS. Al Baqarah : 86)

“ Maka sesungguhnya bersama kesulitan pasti ada kemudahan, maka bersama kesulitan pasti ada kemudahan”  
(Q.S. Al Insyirah: 5-6)

“ Sebaik-baiknya manusia adalah manusia yang banyak manfaatnya bagi orang-orang di sekitarnya “  
(al Hadist)

“DOING more and DOING better”  
(Mario Teguh Golden Ways)

“Lakukan perubahan dengan 3M ; mulai dari diri sendiri, mulai dari yang kecil dan mulai dari sekarang”  
*commit to user*  
(Aa Gym)

**Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor  
Pipa Konsentrik Saluran Annular dengan *Half Length* dan *Full Length Twisted Tape  
Insert***

Latif Usman

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret

Surakarta, Indonesia

E-mail : Ltf\_mech@yahoo.com

Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran annular dengan *half length* dan *full length twisted tape insert*. Seksi uji adalah sebuah penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium. Dimensi pipa luar; diameter luar 21,87 mm dan diameter dalam 20,67 mm, dan dimensi pipa dalam; diameter luar 15,84 mm dan diameter dalam 14,34 mm. Panjang penukar kalor 2.000 mm dan jarak pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.010 mm. Aliran pada pipa dalam dan *annulus* adalah berlawanan arah. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas yang temperatur masukannya dipertahankan pada 60 °C, sedangkan di *annulus* adalah air dingin pada temperatur kamar. *Twisted tape insert* dengan *twist ratio* 4,0 terbuat dari bahan aluminium strip dengan tebal 0,76 mm dan lebar 12,61 mm yang dipuntir sehingga membentuk pilinan dengan panjang *pitch* 50,35 mm. *Twisted tape insert* dipasang di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds yang sama, penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* di pipa dalam meningkatkan bilangan Nusselt rata-rata berturut-turut 46,56% dan 56,62 % dari pipa dalam tanpa *twisted tape insert (plain tube)*. Pada bilangan Reynolds yang sama, penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* di pipa dalam meningkatkan faktor gesekan rata-rata berturut-turut 2,69 dan 4,17 kali dari *plain tube*. Pada daya pemompaan yang sama, penambahan *full length twisted tape insert* bilangan Nusselt rata-rata turun 7,76%, sedangkan untuk *half length twisted tape insert* bilangan Nusselt naik 2,13% dari *plain tube*. Pada daya pemompaan yang sama, penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* faktor gesekan rata-rata naik berturut-turut 3,35 dan 5,64 kali dari *plain tube*. Nilai unjuk kerja termal rata-rata pipa dalam dengan penambahan *half length* dan *full length twisted insert* berturut-turut adalah 1,02 dan 0,92. Hal ini menunjukkan bahwa *half length twisted tape insert* lebih baik sebagai turbulator untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dalam peningkatan perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama.

Kata kunci : bilangan Nusselt, bilangan Reynolds, faktor gesekan, *full length twisted tape insert*, *half length twisted tape insert*.

**Investigation on Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of The Annular Channel Concentric Tube Heat Exchanger With Full Length and Half Length Twisted Tape Insert**

**Latif Usman**

Mechanical Engineering Department,

Engineering Faculty Sebelas Maret University

Surakarta, Indonesia

E-mail : Ltf\_mech@yahoo.com

Abstract

This research was conducted to examine the characteristics of heat transfer and friction factor in the annular channel concentric tube heat exchanger with half length and full length twisted tape insert. Test section was the single pass concentric tube heat exchanger with inner tube and outer tube made of aluminum. Dimensions of outer tube; outer diameter of 21.87 mm and inner diameter of 20.67 mm, and dimensions of inner tube, outer diameter of 15.84 mm and inner diameter of 14.34 mm. The length of heat exchanger was 2,000 mm and the length of pressure difference measurement in the inner tube was 2,010 mm. Flows in the inner tube and in annulus were in opposite directions. Working fluid in the inner tube was hot water which its inlet temperature was maintained at 60° C, whereas in the annulus was cold water at room temperature. Twisted tape inserts with a twist ratio of 4.0 is made of aluminum strips with a thickness of 0.76 mm and width of 12.61 mm which it was twisted so forming twist with the length of pitch was 50.35 mm. Twisted tape insert installed in the inner tube of the concentric tube heat exchanger.

The results showed that at the same Reynolds number, the addition of half length and full length twisted tape inserts in the inner tube increasing the average Nusselt numbers were 46.24 % and 55.38 % than the inner tube without a twisted tape insert (plain tube), respectively. At the same Reynolds number, the addition of half length and full length twisted tape inserts in the inner tube increased the average friction factor 2.69 and 4.17 times than plain tube, respectively. At the same pumping power, the addition of full length twisted tape insert the average Nusselt number decreased 7.76 %, while for the half length twisted tape inserts Nusselt number

increased 2.13 % than the plain tube. At the same pumping power , the addition of half length and full length twisted tape insert the average friction factor increased 3.35 and 5.64 times than plain tube, respectively. The average thermal performance of inner tube with the addition of half length and full length twisted insert were 1.02 and 0.92, respectively. This showed that the half length twisted tape insert was better as a turbulator for inner tube of the concentric tube heat exchanger in heat transfer rate enhancement at the same pumping power.

Keywords : Nusselt number, Reynolds number, friction factor, full length twisted tape insert, half length twisted tape insert.



## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran ALLAH SWT, Tuhan Yang Maha Esa atas segala limpahan rahmat dan Karunia-Nya sehingga penulis dapat melaksanakan dan menyelesaikan Skripsi “Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Saluran Annular dengan *Half Length* Dan *Full Length Twisted Tape Insert*” ini dengan baik.

Skripsi ini disusun guna memenuhi persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin Universitas Sebelas Maret Surakarta.

Dalam Penyelesaian Skripsi ini tidaklah mungkin dapat terselesaikan tanpa bantuan dari berbagai pihak, baik secara langsung ataupun tidak langsung. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar besarnya kepada semua pihak yang telah membantu dalam menyelesaikan Skripsi ini, terutama kepada:

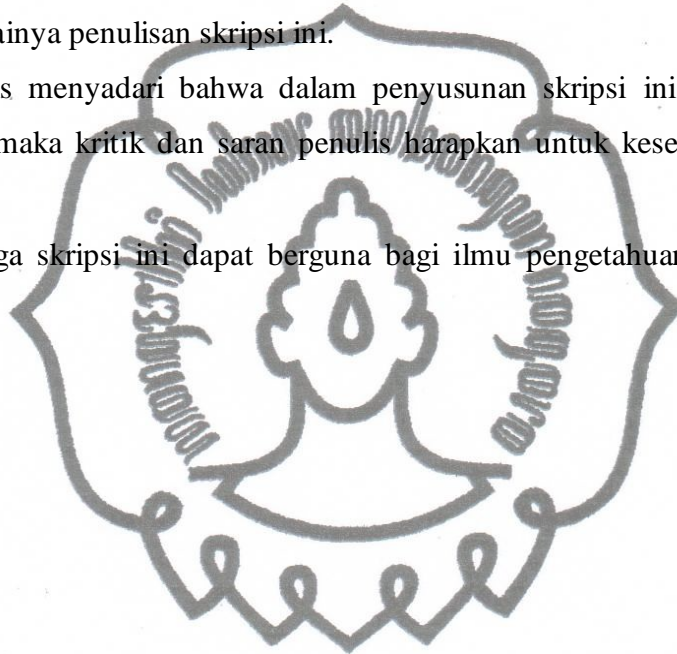
1. Sang Pencipta, Allah SWT, atas segala kenikmatan dan kemudahan yang telah diberikan.
2. Bapak Tri Istanto, S.T.,M.T. selaku pembimbing I yang telah mencurahkan segenap perhatian, bimbingan dan nasehat hingga selesainya penulisan skripsi ini.
3. Bapak Wibawa Endra Juwana, S.T.,M.T. selaku pembimbing II yang senantiasa memberikan arahan dan bimbingan dalam penyusunan skripsi ini.
4. Bapak Didik Djoko Susilo, ST., MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin UNS Surakarta yang baru.
5. Bapak Wahyu Purwo Raharjo, S.T.,M.T. selaku pembimbing akademis yang tak henti – hentinya memberikan bimbingan dan semangat dari awal masuk kuliah sampai sekarang.
6. Seluruh Dosen serta Staf di Jurusan Teknik Mesin UNS, yang telah turut mendidik penulis hingga menyelesaikan studi S1.
7. Bapak, Ibu, atas do’a restu, motivasi dan dukungan material maupun spiritual selama penyelesaian Tugas Akhir.



8. *Team heat exchanger with twisted tape insert*, Wisnu, Septian, Safii, Aris, Broto, dan Wiyoko, terimakasih yang tak terkira untuk kalian semua. *Thank's all*. Aku tak bisa menyelesaikan semua ini tanpa kalian.
9. Temen-temen Teknik Mesin 2006 dan seluruh kakak dan adik angkatan teknik mesin UNS. *Solidarity M forever*.
10. Dyan Astika Parawitasari yang selalu memberikan semangat dan dukungan setiap waktu.
11. Semua pihak yang telah memberikan bantuan moral dan spiritual hingga terselesainya penulisan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna, maka kritik dan saran penulis harapkan untuk kesempurnaan skripsi ini.

Semoga skripsi ini dapat berguna bagi ilmu pengetahuan dan kita semua Amin.



Surakarta, 30 Juni 2011

## DAFTAR ISI

	Halaman
Abstrak .....	v
Kata Pengantar .....	vii
Daftar Isi .....	ix
Daftar Tabel .....	xi
Daftar Gambar .....	xii
Daftar Notasi.....	xiv
Daftar Lampiran .....	xvi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan dan Manfaat .....	4
1.5 Sistematika Penulisan .....	5
<b>BAB II LANDASAN TEORI</b>	
2.1 Tinjauan Pustaka .....	6
2.2 Dasar Teori .....	9
2.2.1 Dasar perpindahan panas .....	9
2.2.2 Aliran Dalam Sebuah Pipa ( <i>Internal Flow in Tube</i> ) .....	10
2.2.2.1 Kondisi Aliran .....	10
2.2.2.2 Kecepatan Rata-rata ( <i>mean velocity</i> ).....	12
2.2.2.3 Temperatur Rata-Rata.....	12
2.2.2.4 Penukar Kalor.....	13
2.2.2.5 Parameter Tanpa Dimensi .....	18
2.2.2.6 Teknik Peningkatan Perpindahan Panas Pada Penukar Kalor.....	19
2.2.2.7 Sisipan Pita Terpilin .....	24
2.2.2.8 Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan .....	31
2.2.2.8.1 Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan	

*commit to user*

di Daerah Aliran Laminar dan Turbulen Melalui Sebuah Pipa Bulat Halus .....	31
2.2.2.8.2 Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Dengan <i>Twisted Tape Insert</i> di Daerah Aliran Laminar .....	33
2.2.2.8.3 Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Dengan <i>Twisted Tape Insert</i> di Daerah Aliran turbulen .....	34
<b>Bab III METODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1 Tempat Penelitian .....	46
3.2 Bahan Penelitian .....	46
3.3 Alat Penelitian .....	46
3.4 Prosedur Penelitian .....	63
3.4.1 Tahap Persiapan .....	63
3.4.2 Tahap Pengujian .....	64
3.5 Metode Analisis Data .....	66
3.6 Diagram Alir Penelitian .....	68
<b>BAB IV DATA DAN ANALISIS</b>	
4.1 Data Hasil Pengujian .....	69
4.2 Perhitungan Data .....	73
4.2.1 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 4 LPM pada variasi tanpa <i>twisted tape insert</i> ( <i>plain tube</i> ) .....	73
4.2.2 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 2 LPM pada variasi <i>full length twisted tape insert</i> .....	79
4.2.3 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 2 LPM pada variasi <i>half length twisted tape insert</i> .....	84

4.3. Analisa Data .....	90
4.3.1 Uji Validitas Penukar Kalor Tanpa <i>Twisted Tape</i>	
<i>Insert (Plain Tube)</i> .....	91
4.3.2 Pengaruh Bilangan Reynolds dan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas. ....	92
4.3.3 Pengaruh Penambahan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap unjuk kerja termal ( $\eta$ ).....	96
4.3.4 Pengaruh Penambahan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap Efektivenes Penukar Kalor. ....	97
4.3.5 Pengaruh Bilangan Reynolds dan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ ).....	99
4.3.6 Pengaruh Bilangan Reynolds dan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap Faktor Gesekan ( $f$ ).....	100
4.3.7 Pengaruh Bilangan Reynolds dan <i>Twisted Tape Insert</i> Terhadap Rasio Faktor Gesekan ( $f/f_p$ ).....	102
4.3.8 Pengaruh besarnya daya pemompaan terhadap bilangan Nusselt ( $Nu$ ) dan faktor gesekan( $f$ ) .....	103
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan .....	105
5.2 Saran.....	106
DAFTAR PUSTAKA.....	107
LAMPIRAN.....	109



**DAFTAR TABEL**

		Halaman
Tabel 3.1	Spesifikasi teknik pompa DAB .....	58
Tabel 4.1.	Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi tanpa <i>twisted tape insert</i> . .....	70
Tabel 4.2.	Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi dengan <i>full length twisted tape insert</i> . .....	71
Tabel 4.3	Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi dengan <i>half length twisted tape insert</i> . .....	72
Tabel 4.4.	Perbandingan antara <i>plain tube</i> dan <i>insert</i> pada daya pemompaan yang sama.....	90

## DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1. Perkembangan profil kecepatan dan perubahan tekanan pada saluran masuk aliran pipa .....	11
Gambar 2.2 Profil temperatur aktual dan rata – rata pada aliran dalam pipa .....	12
Gambar 2.3 arah aliran fluida dan perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah.....	14
Gambar 2.4 arah aliran fluida dan perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah.....	14
Gambar 2.5 Penukar kalor pipa konsentrik .....	16
Gambar 2.6 analogi listrik untuk perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik.....	16
Gambar 2.7 Jenis-jenis peralatan <i>tube insert</i> .....	22
Gambar 2.8 Jenis-jenis <i>twisted tape</i> (a) <i>full-length twisted tape</i> , (b) <i>regularly spaced twisted tape</i> , dan (c) <i>smoothly varying pitch full-length twisted tape</i> .....	25
Gambar 2.9 Berbagai jenis modifikasi <i>twisted tape insert</i> (a) <i>classic twisted tape</i> , (b) <i>perforated twisted tape</i> , (c) <i>notched twisted tape</i> , (d) <i>jagged twisted tape</i> .....	25
Gambar 2.10 <i>Broken twisted tape</i> dengan berbagai <i>twist ratio</i> .....	26
Gambar 2.11 (a) <i>Typical twisted tape</i> , (b) <i>C-CC twisted tape</i> dengan $\theta = 30^\circ$ , (c) <i>C-CC twisted tape</i> dengan $\theta = 60^\circ$ , (d) <i>C-CC twisted tape</i> dengan $\theta = 90^\circ$ .....	26
Gambar 2.12 (a) <i>single twisted tape</i> (ST), (b) <i>twin co-twisted tapes</i> (CoTs) dan (c) <i>twin counter twisted tapes</i> (CTs) .....	27
Gambar 2.13 <i>Twisted tape with centre wing</i> , dan <i>twisted tape with centre wing and alternate-axis</i> .....	28
Gambar 2.14 (a) <i>twisted tape with serrated-edge</i> (STT) at various serration width ratios, $w/W$ , (b) <i>twisted tape with serrated-edge</i> (STT) at various serration width depth ratios, $d/W$ .....	29
Gambar 2.15 (a) <i>Full length twisted tape insert</i> , (b) <i>Regularly spaced twisted tape element</i> , (c) <i>Full length twisted tape with oblique teeth</i> , (d) Detail A dari gambar.....	29
Gambar 2.16 <i>Peripherally-cut twisted tape</i> dan <i>peripherally-cut twisted tape with alternate axis</i> , (a) pandangan depan, (b) pandangan isometrik.....	29
Gambar 2.17 (a) <i>Straight delta-winglet twisted tapes</i> (S-DWT), (b) <i>oblique delta-winglet twisted tapes</i> (O-DWT).....	30
Gambar 2.18 Konfigurasi geometri sebuah <i>twisted tape insert</i> .....	31
Gambar 2.19 Skema pengujian penukar kalor pipa konsentrik dengan <i>twisted tape insert</i> .....	37
Gambar 2.20 Efektivenes penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan arah	43

Gambar 2.21	Skema pengukuran penurunan tekanan pada penukar kalor pipa konsentrik.....	44
Gambar 3.1	Penukar kalor pipa konsentrik satu laluan .....	47
Gambar 3.2	Penukar kalor tanpa <i>twisted tape insert</i> .....	48
Gambar 3.4	Penukar kalor dengan <i>half length twisted tape insert</i> .....	48
Gambar 3.5	Penukar kalor dengan <i>full length twisted tape insert</i> .....	49
Gambar 3.6	(a) <i>Twisted tape insert</i> , (b) <i>Twisted tape insert</i> dalam pipa.....	50
Gambar 3.7	(a) Gambar detail <i>flange</i> (b) <i>Flange</i> setelah dilakukan proses pembubutan.....	51
Gambar 3.8	Instalasi alat penelitian tampak depan. ....	51
Gambar 3.9	Instalasi alat penelitian tampak belakang .....	52
Gambar 3.10	Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak depan.....	53
Gambar 3.11	Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak belakang .....	54
Gambar 3.12	Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak atas.....	55
Gambar 3.13	Lem <i>araldite</i> ; (b) Konektor termokopel dan termokopel tipe K.....	56
Gambar 3.14	Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air masuk dan keluar di <i>inner tube</i> dan <i>outer tube</i> .....	57
Gambar 3.15	Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur dinding luar pipa dalam. ....	57
Gambar 3.16	Pemasangan termokopel pada penukar kalor sejumlah 14 titik pemasangan .....	57
Gambar 3.17	<i>Thermocouple reader</i> .....	57
Gambar 3.18	Pompa sentrifugal.(a) pompa air panas (b) pompa air dingin .....	58
Gambar 3.19	(a) Tangki air dingin (b) tangki air panas .....	58
Gambar 3.20	<i>Flowmeter</i> .....	59
Gambar 3.21	Penjebak air .....	60
Gambar 3.22	Manometer.....	60
Gambar 3.23	<i>Stop kran</i> .....	61
Gambar 3.24	<i>Ball valve</i> . ....	61
Gambar 3.25	<i>Temperature controller</i> .....	62
Gambar 3.26	Pemanas air elektrik. ....	62
Gambar 3.27	<i>Stopwatch</i> .....	62
Gambar 3.28	Timbangan digital. ....	63
Gambar 4.1	Grafik hubungan <i>Nu</i> dengan <i>Re</i> untuk <i>plain tube</i> .....	91
Gambar 4.2.	Grafik hubungan faktor gesekan ( <i>f</i> ) dengan <i>Re</i> untuk <i>plain tube</i> . ....	92
Gambar 4.3	Grafik hubungan antara <i>Nu</i> dengan <i>Re</i> untuk <i>plain tube</i> ,	

	<i>inner tube</i> dengan <i>full length</i> dan <i>half length</i> <i>twisted tape insert</i> .....	93
Gambar 4.4	Grafik hubungan antara $Nu$ dengan $Re$ pada daya pemompaan yang sama.....	95
Gambar 4.5.	Grafik hubungan $\eta$ dengan $Re$ pada daya pemompaan yang sama .....	96
Gambar 4.6	Grafik hubungan $\varepsilon$ penukar kalor dengan $NTU$ .....	98
Gambar 4.7.	Grafik hubungan $\Delta P$ dengan $Re$ pada daya pemompaan yang sama .....	99
Gambar 4.8.	Grafik hubungan $f$ dengan $Re$ .....	101
Gambar 4.9.	Grafik hubungan $f$ dengan $Re$ pada daya pemompaan yang sama .....	102
Gambar 4.10	Grafik hubungan $f/ff$ dengan $Re$ pada daya pemompaan yang sama .....	10

#### DAFTAR NOTASI

$A_c$	= luas penampang melintang aliran ( $m^2$ )
$A_i$	= Luas permukaan dalam pipa dalam ( $m^2$ )
$A_o$	= Luas permukaan luar pipa dalam ( $m^2$ )
$A_s$	= Luas perpindahan panas ( $m^2$ )
$C_{p,c}$	= Panas jenis fluida dingin di <i>annulus</i> ( $kJ/kg.^{\circ}C$ )
$C_{p,h}$	= Panas jenis fluida panas di dalam pipa dalam ( $kJ/kg.^{\circ}C$ )
$C_c$	= Laju kapasitas panas fluida dingin
$C_h$	= Laju kapasitas panas fluida panas
$D_h$	= Diameter hidrolik <i>annulus</i> (m)
$d_o$	= Diameter luar pipa dalam (m)
$d_i$	= Diameter dalam pipa dalam (m)
$f$	= Faktor gesekan
$g$	= Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )
$h_i$	= Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ( $W/m^2.^{\circ}C$ )
$h_o$	= Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di <i>annulus</i> ( $W/m^2.^{\circ}C$ )
$h_s$	= Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dengan



*twisted tape insert* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$h_p$  = Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata tanpa

*twisted tape insert* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$H$  = Panjang *pitch* (m)

$\Delta h$  = Beda ketinggian fluida manometer (m)

$k_m$  = Konduktivitas termal material dinding pipa dalam ( $W/m \cdot ^\circ C$ )

$k_i$  = Konduktivitas termal rata-rata fluida panas di pipa dalam ( $W/m \cdot ^\circ C$ ).

$k_o$  = Konduktivitas termal rata-rata fluida dingin di *annulus* ( $W/m \cdot ^\circ C$ ).

$L$  = Panjang pipa (m)

$L_t$  = Panjang jarak titik pengukuran tekanan di pipa dalam (m)

$\dot{m}_c$  = Laju aliran massa fluida dingin di *annulus* (kg/s)

$\dot{m}_h$  = Laju aliran massa fluida panas di dalam pipa dalam (kg/s)

$Nu_o$  = Bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*

$Nu_i$  = Bilangan Nusselt di sisi pipa dalam

$p$  = keliling terbasahi (*wetted perimeter*) (m)

$Pr$  = Bilangan Prandtl

$p_p$  = Daya pemompaan konstan

$\Delta P$  = Penurunan tekanan (Pa)

$Q_c$  = Laju perpindahan panas di *annulus* (W)

$Q_h$  = Laju perpindahan panas di dalam pipa dalam (W)

$Q_c$  = Laju perpindahan panas di *annulus* (W)

$Re$  = Bilangan Reynolds

$Sw$  = *Swirl number*

$T_{c,i}$  = Temperatur fluida dingin masuk *annulus* ( $^\circ C$ )

$T_{c,o}$  = Temperatur fluida dingin keluar *annulus* ( $^\circ C$ )

$T_{h,i}$  = Temperatur fluida panas masuk pipa dalam ( $^\circ C$ )

- $T_{h,o}$  = Temperatur fluida panas keluar pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{b,i}$  = Temperatur bulk rata-rata fluida di dalam pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{b,o}$  = Temperatur bulk rata-rata fluida dingin di *annulus* ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\overline{T_{w,i}}$  = Temperatur rata-rata dinding dalam pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\overline{T_{w,o}}$  = Temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $t$  = Tebal *twisted tape* (m)  
 $U$  = Koefisien perpindahan panas *overall* ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )  
 $U_i$  = Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )  
 $U_o$  = Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan luar pipa dalam ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )  
 $u_c$  = Kecepatan aksial rata-rata fluida (m/s)  
 $u_{sw}$  = Kecepatan pusaran (*swirl velocity*) (m/s)  
 $V$  = Kecepatan rata-rata fluida di pipa dalam (m/s)  
 $\nu$  = Viskositas kinematik fluida di pipa dalam ( $\text{m}^2/\text{s}$ )  
 $y$  = *Twist ratio*  
 $\Delta T_{LMTD}$  = Beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\Delta T_1, \Delta T_2$  = Perbedaan temperatur antara dua fluida pada sisi *inlet* dan *outlet* penukar kalor ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $\mu$  = Viskositas dinamik (kg/m.s)  
 $\mu_w$  = Viskositas dinamik pada temperatur dinding (kg/m.s)  
 $\alpha$  = Sudut heliks ( $^{\circ}$ )  
 $\rho$  = Densitas fluida di pipa dalam ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )  
 $\varepsilon$  = Efektivenes penukar kalor  
 $\rho_m$  = Densitas fluida manometer ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )  
 $\eta$  = Unjuk kerja termal penukar kalor.



	Halaman
Lampiran A. Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa .....	109
Lampiran B. Hasil perhitungan penukar kalor .....	112
Lampiran C. Perbandingan antara <i>plain tube</i> dan <i>twisted tape insert</i> pada daya pemompaan yang sama.....	122
Lampiran D. Perhitungan Efektivenes dan NTU <i>Plain tube</i> .....	123
Lampiran E. Perhitungan Efektivenes dan NTU <i>full length twisted tape insert</i> .....	123
Lampiran F. Perhitungan Efektivenes dan NTU <i>half length twisted tape insert</i> ,.....	124
Lampiran G. Properties Air..... <i>commit to user</i> .....	125

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang Masalah

Penukar kalor (*heat exchanger*) adalah sebuah alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua atau lebih fluida. Penukar kalor dapat diklasifikasikan menurut arah aliran fluida atau konstruksinya. Penukar kalor secara luas digunakan dalam aplikasi keteknikan. Alat penukar kalor sudah lama dikenal oleh industri-industri yang berhubungan dengan fenomena perpindahan kalor. Perbaikan peningkatan kuantitas perpindahan panas dari semua tipe penukar kalor telah digunakan secara luas dalam industri, diantaranya dalam: proses pengambilan panas kembali (*heat recovery processes*), pendingin udara dan sistem refrigerasi, dan reaktor kimia. Di samping menyimpan energi utama juga dapat dijadikan pilihan untuk mengurangi ukuran dan berat penukar kalor. Pada saat sekarang ini beberapa teknik peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor telah banyak dikembangkan

Seiring dengan perkembangan industri, perkembangan alat penukar kalor juga semakin meningkat. Perkembangan alat penukar kalor sekarang menuju ke arah kebutuhan akan penghematan ruang, tetapi diikuti pula dengan kebutuhan akan peningkatan dalam kemampuan pertukaran kalornya. Bentuk-bentuk alat penukar kalor sudah banyak berkembang untuk memenuhi tuntutan di atas. Perkembangan-perkembangan tersebut mengarah pada efektivitas alat penukar kalor yang semakin tinggi nilainya. Efektivitas perpindahan kalor dari sebuah alat penukar kalor dipengaruhi oleh banyak hal. Salah satunya adalah jenis aliran yang berada di dalam alat penukar kalor. Aliran yang turbulen diketahui memiliki nilai perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan dengan jenis aliran laminar. Dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa diharapkan koefisien perpindahan kalor konveksinya akan meningkat.

Salah satu cara untuk meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa penukar kalor adalah dengan menggunakan sisipan (*insert*), yaitu isian material yang dapat membuat aliran di dalam pipa penukar kalor menjadi lebih turbulen.

*Insert* diharapkan dapat membuat koefisien perpindahan kalor konveksi sebuah alat penukar kalor menjadi lebih tinggi, yang nantinya akan meningkatkan nilai efektivitas dari alat penukar kalor tersebut. Turbulensi aliran fluida memiliki efek positif pada koefisien perpindahan kalor konveksi dari alat penukar kalor. Di sisi lain, semakin turbulen sebuah aliran fluida maka penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi antara sisi masuk dan sisi keluar dari aliran fluida tersebut semakin besar. Penurunan tekanan ini berpengaruh pada besarnya energi yang harus diberikan pompa kepada fluida untuk mengalirkan fluida tersebut atau daya pemompaan (*pumping power*).

Semakin besar penurunan tekanan maka semakin besar daya pemompaan yang diperlukan, dimana hal ini dihubungkan dengan gesekan fluida (*fluid friction*) dan kontribusi penurunan tekanan lain sepanjang lintasan aliran fluida. Adanya penurunan tekanan berarti terdapat kehilangan energi akibat gesekan antara fluida dengan permukaan saluran. Penurunan tekanan fluida mempunyai hubungan langsung dengan perpindahan kalor dalam penukar kalor, operasi, ukuran, dan faktor – faktor lain, termasuk pertimbangan ekonomi. Oleh sebab itu peningkatan koefisien perpindahan kalor konveksi dengan meningkatkan turbulensi aliran dalam pipa harus dikaitkan dengan nilai penurunan tekanan yang dihasilkan akibat peningkatan turbulensi aliran fluida tersebut. Efektivitas optimum dari modifikasi ini adalah perbandingan koefisien perpindahan kalor konveksi yang baik diikuti dengan penurunan tekanan yang kecil.

Salah satu jenis *insert* yang banyak digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor adalah sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*). Pipa dengan *twisted tape insert* telah digunakan secara luas sebagai alat untuk memutar aliran (*swirl flow*) secara kontinu untuk meningkatkan laju perpindahan panas pada sebuah penukar kalor dan banyak diterapkan dalam bidang keteknikan. *Twisted tape insert* dalam sebuah pipa merupakan teknik pasif yang mudah untuk meningkatkan perpindahan panas konveksi yang dihasilkan dengan memutar aliran fluida dalam sebuah penukar kalor. *Twisted tape insert*

sering digunakan dalam penukar kalor karena harganya murah, perawatannya mudah dan ringkas.

Oleh karena itu, penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada sebuah penukar kalor dengan *twisted tape insert* penting untuk dilakukan. Penelitian ini akan menguji pengaruh variasi bilangan Reynolds dan pengaruh penambahan *twisted tape insert* dengan panjang penuh (*full length*) dan setengah penuh (*half length*) di pipa dalam (*inner tube*) penukar kalor pipa konsentrik saluran annular terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.

### 1.2 Perumusan Masalah

Bagaimanakah pengaruh variasi bilangan Reynolds aliran air dan pengaruh penambahan *twisted tape insert* dengan panjang penuh (*full length*) dan setengah penuh (*half length*) di pipa dalam penukar kalor pipa konsentrik saluran annular terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.

### 1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini masalah dibatasi sebagai berikut ini :

1. Alat penukar kalor berupa pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*) satu laluan dengan bentuk penampang pipa adalah lingkaran dengan lebar celah antar pipa konstan sebesar 2,42 mm, diameter hidrolisk 4,83 mm, dengan panjang penukar kalor 2.000 mm dan jarak antar *pressure tap* sebesar 2.010 mm.
2. Pipa-pipa yang digunakan terbuat dari aluminium dimana *friction factor* diperhatikan. Pada pipa luar (*outer tube*); diameter luar 21,87 mm dan diameter dalam 20,67 mm, dan pipa dalam (*inner tube*); diameter luar 15,84 mm dan diameter dalam 14,34 mm.
3. *Twisted tape insert* berupa aluminium strip yang dipasang pada pipa dalam dengan ukuran *pitch* 50,35 mm dan mempunyai *twist ratio* 4.
4. Arah aliran kedua fluida dalam alat penukar kalor adalah berlawanan arah

(*counter flow*).

5. Pipa luar diisolasi dengan *glasswool isolator* sebanyak 5 lapisan sehingga perpindahan panas ke lingkungan diminimalisasi.
6. Pengujian dilakukan pada posisi penukar kalor mendatar (*horizontal*).
7. Fluida yang digunakan dalam pengujian ini adalah air panas dan air dingin.
8. Parameter yang dibuat konstan yaitu debit aliran air dingin di *annulus* dan temperatur air panas masuk ke pipa dalam sebesar 60°C.
9. Penelitian dilakukan dalam keadaan diam dan pada temperatur kamar.
10. Faktor pengotoran (*fouling factor*) diabaikan.
11. Jumlah titik pembacaan temperatur yang akan diamati pada pengujian ini adalah 14 titik yaitu : 2 titik untuk mengukur temperatur air dingin dan air panas masuk seksi uji dan 2 titik untuk mengukur temperatur air dingin dan air panas keluar dari seksi uji sedangkan 10 titik lagi dipasang di sepanjang dinding luar pipa dalam secara selang-seling.

#### 1.4 Tujuan dan Manfaat

Penelitian ini bertujuan untuk:

1. Mengkaji teknologi peningkatan perpindahan panas secara pasif pada penukar kalor dengan menggunakan sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*).
2. Mengetahui pengaruh bilangan Reynolds aliran air dan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam penukar kalor pipa konsentrik saluran annular terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.
3. Mengetahui pengaruh penambahan *twisted tape insert* panjang penuh (*full length*) dan setengah penuh (*half length*) terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran annular.

Hasil penelitian yang didapat diharapkan memberi manfaat sebagai berikut:

1. Mampu memberikan pengetahuan baru yang berguna dalam ilmu penukar kalor khususnya mengenai metode peningkatan perpindahan panas secara pasif dengan menggunakan *twisted tape insert*.
2. Dapat diterapkan pada penukar kalor untuk meningkatkan perpindahan panas yang murah, perawatan mudah dan ringkas.

### 1.5. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- BAB I : Pendahuluan, menjelaskan tentang latar belakang masalah, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat penelitian, serta sistematika penulisan.
- BAB II : Dasar teori, berisi tinjauan pustaka yang berkaitan dengan pengujian alat penukar kalor dengan *twisted tape insert*, teori tentang metode peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor, aliran dalam sebuah pipa (*internal flow*), dan karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor.
- BAB III : Metodologi penelitian, menjelaskan peralatan yang digunakan, tempat dan pelaksanaan penelitian, langkah-langkah percobaan dan pengambilan data.
- BAB IV : Data dan analisa, menjelaskan data hasil pengujian, perhitungan data hasil pengujian serta analisa hasil dari perhitungan.
- BAB V : Penutup, berisi tentang kesimpulan dan saran.





## BAB II LANDASAN TEORI

### 2.1. Tinjauan Pustaka

Naphon (2006) melakukan penelitian untuk menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda (*double pipes heat exchanger*) tanpa *twisted tape insert*, dan membandingkannya dengan menggunakan *twisted tape insert* dengan berbagai nilai *pitch*. Seksi uji yang digunakan adalah pipa tembaga lurus dengan panjang 2.000 mm dan ukuran diameter pipa dalam (*inner tube*) dan pipa luar (*outer tube*) berturut-turut adalah 8,10 mm dan 9,54 mm. *Twisted tape insert* berupa aluminium strip dengan tebal 1 mm dan panjang 2.000 mm. Dalam pengujian tersebut fluida yang digunakan adalah air panas pada suhu 40°C dan 45°C dan air dingin pada suhu 15°C dan 20°C, dan *twisted tape insert* dibuat 2 variasi *pitch* yaitu 2,5 mm dan 3,0 mm. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *twisted tape insert* mempunyai pengaruh yang besar terhadap peningkatan laju perpindahan panas, akan tetapi penurunan tekanan yang terjadi juga bertambah besar. Semakin besar bilangan Reynolds maka laju perpindahan panas semakin tinggi, dimana *twisted tape insert* dengan *pitch* 2,5 cm mempunyai laju perpindahan panas yang paling tinggi. Hal ini juga

terjadi pada koefisien perpindahan panas, semakin tinggi bilangan Reynolds maka koefisien perpindahan panas, semakin tinggi pula, dimana *twisted tape insert* dengan *pitch* 2,5 cm mempunyai koefisien perpindahan panas yang paling tinggi. Sedangkan semakin tinggi bilangan Reynolds maka faktor gesekan (*friction factor*) juga akan semakin tinggi. Pada penelitian ini terlihat jelas pengaruh ada tidaknya *twisted tape insert* terhadap faktor gesekan, akan tetapi perbedaan *pitch* tidak mempunyai pengaruh yang berarti pada faktor gesekan.

Noothong dkk (2006) melakukan penelitian untuk menyelidiki pengaruh *twisted tape insert* pada penukar kalor pipa konsentrik. Pipa terbuat dari bahan *plexiglas* yang dihubungkan dengan *flange* pada interval 1 m. Diameter dalam pipa luar (*outer tube*) 50 mm dan lintasan aliran di *annulus* 20 mm dalam arah radial dari pusat pipa dalam. Air sebagai fluida dingin dipompa dari mesin pendingin dengan kapasitas 0,3 mm<sup>3</sup>, sedangkan pemanas elektrik dikontrol sesuai tegangan listrik masukannya. Udara panas mengalir di pipa dalam (*inner tube*) dari sebuah blower kapasitas 7,5 kW dengan variasi bilangan Reynolds 2.000-12.000. *Twisted tape* terbuat dari *stainless steel strip* dengan tebal 1 mm dan lebar 19,5 mm dengan *twist ratio* ( $y$ );  $y = 0,6$  dan 0,8. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kenaikan laju perpindahan panas karena *twisted tape insert* dipengaruhi secara kuat karena *twisted tape* menimbulkan gerakan berputar (*swirl motion*) atau gerakan vortek (*vortex motion*). Bilangan Nusselt maksimum dengan *twist ratio* ( $y$ ) = 5 adalah 188% dan untuk  $y = 7$  adalah 159% lebih tinggi dibandingkan dengan pipa tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*). Faktor gesekan (*friction factor*) turun seiring dengan penambahan kecepatan aliran atau bilangan Reynolds, tetapi peningkatan efisiensi perpindahan panasnya akan menjadi lebih tinggi. Penukar kalor dengan *twisted tape insert*  $y = 5$  mempunyai peningkatan efisiensi perpindahan panasnya paling tinggi dibandingkan penukar kalor dengan *twisted tape insert*  $y = 7$  dan *plain tube*.

Yadav (2009) menyelidiki pengaruh dari *half length twisted tape turbulator* terhadap karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan di dalam penukar kalor pipa ganda *U-bend*. Pada pengujian tersebut aliran diputar

(*swirling flow*) menggunakan *half length twisted tape* yang disisipkan ke pipa dalam (*inner tube*) penukar kalor. Penukar kalor mempunyai panjang 2 meter untuk masing-masing lengannya, dan panjang belokan 0,465 meter pada sisi *U-bend*-nya. Penukar kalor terbuat dari pipa *stainless steel* dengan ukuran diameter dalam pipa dalam 2,11 cm, dan diameter luarnya 2,5 cm, sedangkan diameter dalam pipa *annulus* 5 cm. Seksi uji diisolasi dengan *asbestos*. Penukar kalor ini menggunakan oli sebagai fluida panas dengan laju aliran volume 4 -30 liter/menit (LPM) yang mengalir pada pipa dalam, sedangkan air sebagai fluida dingin dengan laju aliran volume 15 LPM yang mengalir pada pipa *annulus*. *Twisted tape* dibuat dengan tebal 0,8 mm terbuat dari *strip stainless steel* yang mempunyai lebar 1 mm lebih kecil dari diameter pipa dalam pada seksi uji. Dua variasi yang digunakan dalam pengujian ini yaitu, penukar kalor tanpa *twisted tape insert* (*plain heat exchanger*) dan yang kedua penukar kalor dengan *half length twisted tape insert* pada kedua lengan *U-bend*-nya. Hasil penelitian menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas dengan menggunakan *half length twisted tape insert* naik 40% dibandingkan dengan *plain heat exchanger*, hal tersebut dilakukan dengan laju aliran massa yang sama. Kemudian unjuk kerja penukar kalor dengan *twisted tape insert* juga lebih baik daripada *plain heat exchanger*, akan tetapi penurunan tekanan penukar kalor dengan *twisted tape insert* juga semakin tinggi. Unjuk kerja termal *plain heat exchanger* 1,3 - 1,5 kali lebih baik daripada menggunakan *twisted tape insert*.

Eimasa dkk (2009) melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh panjang *twisted tape insert* terhadap laju perpindahan panas konveksi pada pipa penampang bulat konsentrik. *Twisted tape insert* yang digunakan mempunyai *twist ratio* ( $y/w$ ) = 4, sedangkan variasi rasio panjang *twisted tape* (LR) yang digunakan adalah 0,29, 0,43, 0,57, dan 1. Pengujian tersebut dilakukan pada bilangan Reynolds 4.000-20.000. *Twisted tape insert* terbuat dari bahan aluminium dengan tebal ( $\delta$ ) = 0,8 mm dan lebar ( $w$ ) 46 mm. Pipa bulat terbuat dari bahan tembaga dengan panjang ( $L$ ) = 1.250 mm, diameter dalam ( $D$ ) = 47,5 mm, diameter luar ( $D_o$ ) = 50,5 mm dan tebal ( $t$ ) = 1,5 mm. Fluida kerja berupa

udara dingin yang suhunya dijaga konstan pada 25°C dihisap oleh blower 7,5 kW yang dipasang pada sisi keluar seksi uji. Pada dinding luar pipa dipasang pemanas elektrik untuk memanaskan dinding luar pipa, kemudian suhu dinding diukur dengan termokopel tipe K yang dipasang pada dinding dengan jarak seragam sebanyak 15 titik pembacaan suhu. Manometer U, dengan fluida manometer yang digunakan mempunyai SG = 0,826, dipasang untuk mengukur penurunan tekanan. Sebagai validasi pengujian dilakukan tanpa adanya *twisted tape insert* (*plain tube*) kemudian hasilnya dibandingkan dengan persamaan Dittus-Boelter dan Gnielinski. Hasil perbandingan menunjukkan bahwa pengujian *plain tube* mendekati persamaan Dittus-Boelter dan Gnielinski dengan kesalahan (*error*)  $\pm 5,7\%$ . Sedangkan untuk faktor gesekan dilakukan perbandingan dengan persamaan Petukov dan Blasius, dari perbandingan tersebut menunjukkan bahwa pengujian *plain tube* mendekati persamaan Petukov dan Blasius dengan *error* lebih tinggi yaitu  $\pm 10,7\%$ . Hal ini merupakan hasil yang baik untuk pengujian dengan tambahan *twisted tape insert*. Sedangkan pada pengujian dengan *twisted tape insert*, semakin tinggi bilangan Reynolds maka laju perpindahan panas semakin besar. Untuk variasi panjang *twisted tape insert*, semakin panjang *twisted tape insert* maka laju perpindahan panas semakin besar. Akan tetapi penurunan tekanan juga semakin besar seiring dengan semakin tinggi bilangan Reynolds dan semakin panjang *twisted tape insert*.

## 2.2. Dasar Teori

### 2.2.1. Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur di antara benda dan material. Dari termodinamika telah diketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor/panas (*heat*), sedangkan ilmu perpindahan panas tidak hanya menjelaskan bagaimana energi panas itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Sebagai contoh pada peristiwa pendinginan yang berlangsung

pada suatu batangan baja panas yang dicelupkan ke dalam air. Dengan termodinamika, hanya dapat meramalkan suhu kesetimbangan akhir dari sistem kesetimbangan baja dan air itu. Namun termodinamika tidak akan dapat menunjukkan berapa lama waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kesetimbangan itu. Sebaliknya, ilmu perpindahan panas dapat membantu meramalkan suhu batangan baja ataupun air sebagai fungsi waktu.

Ada tiga macam cara perpindahan panas bila dilihat dari cara perpindahannya, yaitu konduksi (hantaran), konveksi (aliran), dan radiasi (pancaran).

### **1. Perpindahan panas secara konduksi**

Konduksi adalah perpindahan panas melalui zat tanpa disertai perpindahan partikel-partikel zat tersebut yang umumnya terjadi pada zat padat.

### **2. Perpindahan panas secara konveksi**

**Konveksi adalah perpindahan panas akibat adanya gerakan/perpindahan molekul dari tempat dengan temperatur tinggi ke tempat yang temperaturnya lebih rendah disertai dengan perpindahan partikel-partikel zat perantaranya.**

### **3. Perpindahan panas secara radiasi**

Radiasi adalah perpindahan panas dengan cara pancaran gelombang cahaya dan tidak memerlukan zat perantara karena gelombang cahaya dapat merambat pada ruang hampa.

## **2.2.2 Aliran Dalam Sebuah Pipa (*Internal Flow in Tube*)**

### **2.2.2.1 Kondisi aliran**

Daerah aliran di dekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (*entrance region*). Terdapat aliran laminar di dalam sebuah pipa bulat dengan jari – jari  $r_o$ , dimana fluida memasuki pipa dengan kecepatan yang seragam. Ketika fluida bergerak melewati pipa, efek viskos menyebabkannya

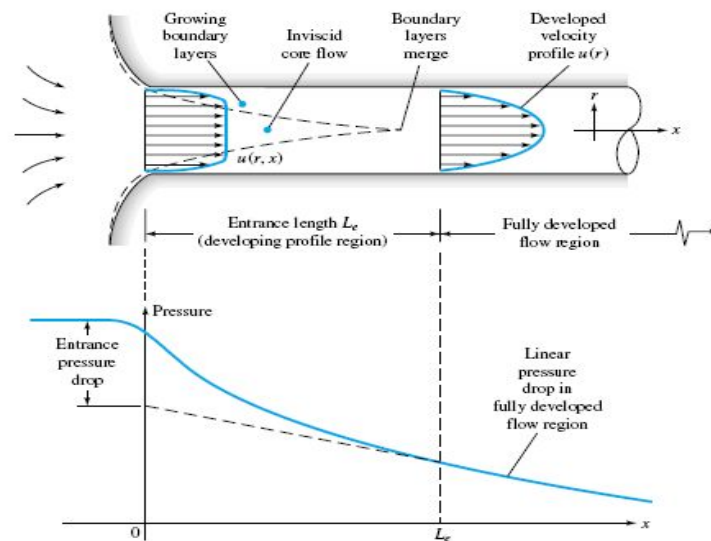
tetap menempel pada dinding pipa (kondisi lapisan batas tanpa-slip) dan lapisan batas (*boundary layer*) akan berkembang dengan meningkatnya  $x$ . Jadi, sebuah lapisan batas dimana efek viskos menjadi penting timbul di sepanjang dinding pipa sedemikian rupa sehingga profil kecepatan awal berubah menurut jarak sepanjang pipa,  $x$ , sampai fluida mencapai ujung akhir dari panjang daerah masuk, dimana setelah di luar itu profil kecepatan tidak berubah lagi menurut  $x$ . Aliran ini yang disebut dengan aliran kembang penuh (*fully developed flow*), dan jarak dari arah masukan hingga terjadinya kondisi ini disebut dengan " *hydrodynamic entry length* ",  $L_h$ . Profil kecepatan pada daerah aliran kembang penuh berbentuk parabola untuk aliran laminar, sedangkan untuk aliran turbulen berbentuk lebih datar karena aliran berputar pada arah pipa.

Untuk aliran dalam pipa parameter tak berdimensi yang paling penting adalah bilangan Reynolds,  $Re$ , yaitu menyatakan perbandingan antara efek inersia dan viskos dalam aliran. Bilangan Reynolds untuk pipa bulat didefinisikan:

$$Re = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D}{\mu} \quad (2.1)$$

dimana :

- $Re$  = bilangan Reynolds
- $\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )
- $\mu$  = viskositas dinamik fluida ( $\text{kg/m.s}$ )
- $u_m$  = kecepatan rata – rata fluida ( $\text{m/s}$ )
- $D$  = diameter dalam pipa ( $\text{m}$ )



**Gambar 2.1** Perkembangan profil kecepatan dan perubahan tekanan pada saluran masuk aliran pipa (White, 2001)

Untuk aliran yang melewati pipa tidak bulat, bilangan Reynolds dihitung berdasarkan diameter hidrolis, yang didefinisikan :

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (2.2)$$

dimana :

- $D_h$  = diameter hidrolis (m)
- $A_c$  = luas penampang melintang aliran ( $m^2$ )
- $p$  = keliling terbasahi (*wetted perimeter*) (m)

Aliran fluida di dalam sebuah pipa mungkin merupakan aliran laminar atau aliran turbulen. Kisaran bilangan Reynolds dimana akan diperoleh daerah aliran laminar, transisi atau turbulen tidak dapat ditentukan dengan tepat. Daerah aliran transisi dari aliran laminar ke turbulen mungkin berlangsung pada berbagai bilangan Reynolds, tergantung pada berapa besar aliran terganggu oleh getaran pipa, kekasaran permukaan, dan hal-hal sejenis lainnya. Untuk praktek pada umumnya, nilai bilangan Reynolds untuk aliran laminar, transisi, dan turbulen adalah sebagai berikut :

$$Re < 2.300 \quad \text{aliran laminar} \quad (2.3)$$

$$2.300 \leq Re \leq 10.000 \quad \text{aliran transisi} \quad (2.4)$$

$$Re > 10.000 \quad \text{aliran turbulen} \quad (2.5)$$

Pada pipa yang sangat halus dengan kondisi tanpa gangguan aliran dan tanpa getaran pada pipa, aliran laminar dapat dipertahankan sampai pada bilangan Reynolds yang tinggi. Pada aliran berkembang penuh, nilai bilangan Reynolds untuk terjadinya aliran turbulen adalah  $Re \approx 2.300$ .

### 2.2.2.2 Kecepatan rata – rata (*mean velocity*)

Karena kecepatan selalu bervariasi sepanjang masukan pipa, maka digunakan kecepatan rata – rata ( $u_m$ ) untuk menyelesaikan permasalahan mengenai aliran dalam pipa. Ketika kecepatan rata – rata ( $u_m$ ) dikalikan dengan massa jenis air ( $\rho$ ) dan luasan pipa ( $A$ ), maka akan didapat nilai laju aliran massa air ( $\dot{m}$ ) yang melalui pipa. Laju aliran massa air didefinisikan sebagai banyak sedikitnya massa air yang dialirkan tiap satuan waktu. Dituliskan dalam persamaan (2.6) di bawah ini:

$$\dot{m} = \rho u_m A \quad (2.6)$$

### 2.2.2.3 Temperatur rata – rata

Ketika fluida yang mengalir pada pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida pada setiap penampang pipa berubah dari  $T_s$  pada permukaan dinding ke maksimum (atau minimum pada proses pemanasan) pada pusat pipa. Untuk menyelesaikan permasalahan aliran fluida dalam pipa, maka digunakan temperatur rata-rata ( $T_m$ ) yang tetap seragam pada setiap penampang pipa. Tidak seperti kecepatan fluida, temperatur rata – rata ( $T_m$ ) akan berubah sewaktu – waktu ketika fluida dipanaskan atau didinginkan.



**Gambar 2.2** Profil temperatur aktual dan rata – rata pada aliran dalam pipa (Cengel, 2003)



Temperatur rata – rata ( $T_m$ ) fluida berubah selama pemanasan atau pendinginan, sehingga sifat fluida pada aliran dalam pipa biasanya dihitung pada temperatur bulk rata – rata fluida (*bulk mean temperature*), yang merupakan rata – rata dari temperatur rata – rata sisi masuk ( $T_{m,i}$ ) dan temperatur rata – rata sisi keluar ( $T_{m,o}$ ), yaitu :

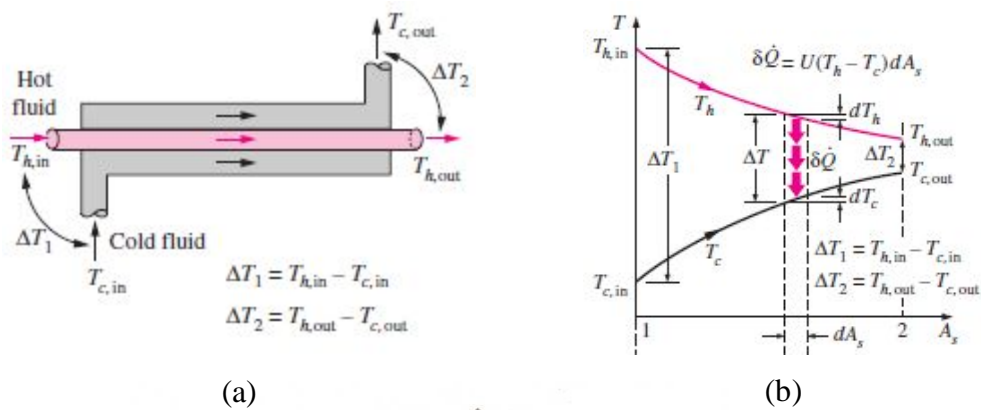
$$T_b = \frac{(T_{m,i} + T_{m,o})}{2} \quad (2.7)$$

#### 2.2.2.4 Penukar Kalor

Penukar kalor adalah alat yang berfungsi untuk mengubah temperatur fluida dengan cara mempertukarkan panas dengan fluida lainnya, baik melalui suatu dinding pembatas maupun tanpa dinding pembatas. Mekanisme perpindahan panas dalam penukar kalor berlangsung secara konduksi (pada dinding pipa) dan konveksi (pada aliran fluida kerja). Penukar kalor dapat diklasifikasikan berdasarkan beberapa hal, diantara klasifikasi tersebut adalah berdasarkan arah alirannya dan keringkasannya (*compactness*). Sebagai contoh : berdasarkan arah aliran, yaitu penukar kalor aliran searah (*parallel flow heat exchanger*) dan berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*), sedangkan berdasarkan keringkasan, yaitu penukar kalor pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*).

##### a. Penukar kalor aliran searah.

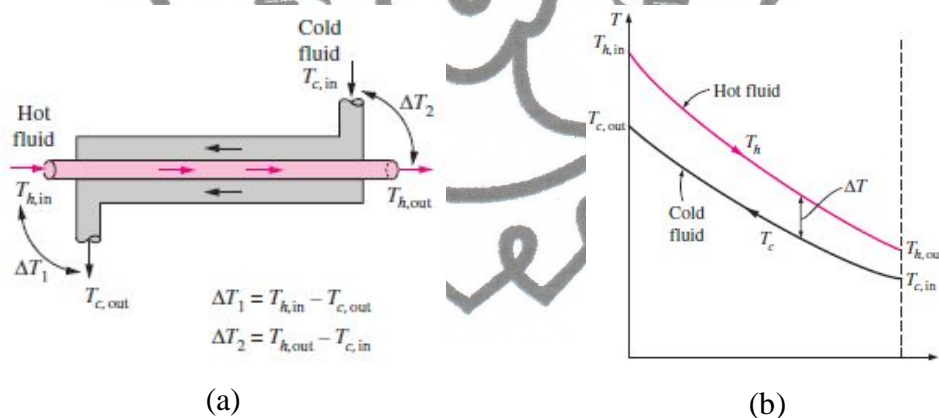
Aliran fluida yang didinginkan (fluida panas) mengalir searah dengan fluida yang mendinginkan (fluida dingin).



**Gambar 2.3** (a) arah aliran fluida, dan (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah

b. Penukar kalor aliran berlawanan arah

Aliran fluida yang didinginkan (fluida panas) mengalir berlawanan arah dengan fluida yang mendinginkan (fluida dingin).



**Gambar 2.4** (a) arah aliran fluida, dan (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah

Dalam sebuah penukar kalor yang diisolasi dengan baik, laju perpindahan panas dari fluida panas sama dengan laju perpindahan panas ke fluida dingin. Sehingga,  $Q_h = Q_c$

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \tag{2.8}$$

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.9)$$

dimana :

$Q_c$  = laju perpindahan panas di *annulus* (W)

$\dot{m}_c$  = laju aliran massa fluida dingin di *annulus* (kg/s)

$C_{p,c}$  = panas jenis fluida dingin di *annulus* (kJ/kg.°C)

$T_{c,i}$  = temperatur fluida dingin masuk *annulus* (°C)

$T_{c,o}$  = temperatur fluida dingin keluar *annulus* (°C)

$Q_h$  = laju perpindahan panas di dalam pipa dalam (W)

$\dot{m}_h$  = laju aliran massa fluida panas di dalam pipa dalam (kg/s)

$C_{p,h}$  = panas jenis fluida panas di dalam pipa dalam (kJ/kg.°C)

$T_{h,i}$  = temperatur fluida panas masuk pipa dalam (°C)

$T_{h,o}$  = temperatur fluida panas keluar pipa dalam (°C)

Dalam analisa sebuah penukar kalor, metode LMTD (*log mean temperature difference*) sangat sesuai untuk menentukan ukuran dari penukar kalor jika seluruh temperatur masuk dan keluar penukar kalor diketahui. Dalam metode LMTD, laju perpindahan panas ditentukan dari :

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.10)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.11)$$

dimana :

$Q$  = laju perpindahan panas (W)

$U$  = koefisien perpindahan panas overall (W/m<sup>2</sup>.°C)

$A_s$  = luas perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

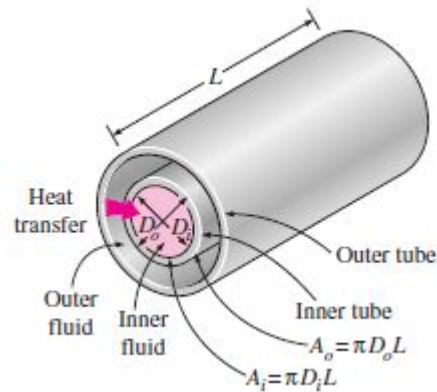
$\Delta T_{LMTD}$  = beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

$\Delta T_1, \Delta T_2$  = perbedaan temperatur antara dua fluida pada sisi *inlet* dan *outlet* penukar kalor (°C).

Nilai-nilai  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  untuk penukar kalor aliran searah dan berlawanan arah berturut-turut dapat dilihat pada gambar 2.3(b) dan 2.4(b).

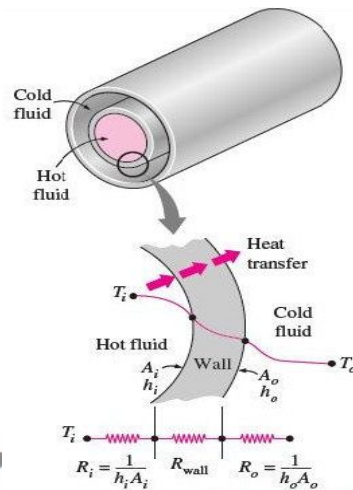
c. Penukar kalor pipa konsentrik.

Pada penukar kalor ini terdapat dua buah pipa, yaitu pipa dalam (*inner tube*) dan pipa luar (*outer tube*). Pipa dalam digunakan untuk melewatkan fluida panas, sedangkan fluida dingin dilewatkan melalui ruang (yang disebut *annulus*) yang dibentuk oleh kedua pipa yang konsentrik tersebut.



**Gambar 2.5** Penukar kalor pipa konsentrik

Perpindahan panas yang terjadi berawal secara konveksi dari fluida panas ke dinding dalam pipa dalam. Dari dinding dalam diteruskan secara konduksi ke dinding luar pipa dalam. Perpindahan panas akan dilanjutkan secara konveksi dari dinding luar pipa dalam ke fluida dingin yang ada pada *annulus*. Proses perpindahan panas pada penukar kalor ini dapat dianalogikan dengan jaringan tahanan listrik seperti gambar 2.6 di bawah. Perpindahan panas menyeluruh dihitung dengan membagi beda temperatur total dengan jumlah total tahanan termal.



**Gambar 2.6** Analogi listrik untuk perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik

Tahanan termal total pada penukar kalor konsentrik pada gambar 2.6 menjadi :

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (2.12)$$

dimana :

$h_i$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam (W/m<sup>2</sup>.°C)

$h_o$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di *annulus* (W/m<sup>2</sup>.°C)

$A_i$  = luas permukaan dalam pipa dalam (m<sup>2</sup>)

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$A_o$  = luas permukaan luar pipa dalam (m<sup>2</sup>)

$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L$$

$D_o$  = diameter luar pipa dalam (m)

$D_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)

$k$  = konduktivitas termal material dinding pipa dalam (W/m.°C)

$L$  = panjang pipa (m)

Dalam analisis penukar kalor, adalah tepat untuk menggabungkan semua tahanan termal dalam lintasan panas dari fluida panas ke fluida dingin dalam satu tahanan total,  $R$ , dan untuk menyatakan laju perpindahan panas antara dua fluida sebagai berikut :

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.13)$$

Dimana  $U$  adalah koefisien perpindahan panas *overall*, dengan satuan ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ), dan  $\Delta T_{LMTD}$  adalah beda temperatur rata-rata logaritmik (*logarithmic mean temperature different*) ( $^\circ C$ ). Diperoleh nilai :

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (2.14)$$

### 2.2.2.5 Parameter Tanpa Dimensi

Pada penukar kalor metode perpindahan panas yang terjadi utamanya adalah konveksi dan konduksi. Persamaan perpindahan panas konveksi berkaitan dengan variabel penting yang dinamakan parameter tanpa dimensi (*dimensionless*). Parameter tanpa dimensi dalam kaitannya dengan perpindahan panas konveksi adalah :

#### a. Bilangan Reynolds (*Reynolds Number*)

Bilangan Reynolds ( $Re$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara gaya inersia dengan gaya kekentalan, di dalam lapis batas kecepatan. Untuk kontrol volume yang berbeda pada lapis batas ini, gaya inersia diasosiasikan dengan sebuah kenaikan momentum dari fluida yang bergerak melewati kontrol volume. Gaya inersia dalam bentuk  $\partial[(\rho u)u]/\partial x$  dapat didekati dengan persamaan:  $F_I = \rho V^2/L$ . Gaya kekentalan diwakili dengan gaya geser dalam bentuk  $\partial\tau_{yx}/\partial y = \partial[\mu(\partial u/\partial y)]/\partial y$ , dapat didekati dengan persamaan:  $F_s = \mu V/L^2$ . Perbandingan kedua gaya tersebut dapat ditulis:

$$\frac{F_I}{F_s} = \frac{\rho V^2/L}{\mu V/L^2} = \frac{\rho V L}{\mu} = Re_L \quad (2.15)$$

Untuk harga  $Re$  yang tinggi, gaya inersia akan lebih berpengaruh daripada gaya kekentalan. Untuk harga  $Re$  yang rendah, gaya kekentalan akan lebih berpengaruh dari gaya inersia.

b. Bilangan Prandtl (*Prandtl number*)

Bilangan Prandtl ( $Pr$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara diffusivitas momentum,  $\nu$  ( $m^2/s$ ), dengan diffusivitas termal,  $\alpha$  ( $m^2/s$ ). Bilangan Prandtl menyediakan sebuah pengukuran kerelatifan efektivitas momentum dan transfer energi dengan cara difusi di dalam kecepatan dan temperatur lapis batas. Bilangan Prandtl untuk gas hampir serupa, dalam kasusnya transfer energi dan momentum dengan difusi dapat dibandingkan (Incropera, 1992). Nilai  $Pr$  sangat dipengaruhi oleh pertumbuhan relatif kecepatan dan temperatur lapis batas.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.16)$$

c. Bilangan Nusselt (*Nusselt Number*)

Bilangan Nusselt ( $Nu$ ) adalah bilangan tanpa dimensi yang menyatakan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) terhadap konduktivitas termal fluida ( $k$ ). Bilangan ini menyediakan sebuah perhitungan tentang perpindahan panas konveksi yang terjadi pada permukaan. Bilangan Nusselt dirumuskan:

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k} \quad (2.17)$$

Bilangan  $Nu$  merupakan fungsi universal dari bilangan  $Re$ , dan bilangan  $Pr$ . Apabila  $Re$  dan  $Pr$  diketahui, maka dapat digunakan untuk menghitung nilai  $Nu$  untuk fluida, nilai kecepatan, dan skala panjang yang berbeda.

### 2.2.2.6 Teknik Peningkatan Perpindahan Panas pada Penukar Kalor

Penyuar kalor (*heat exchanger*) mempunyai banyak aplikasi di industri dan bidang rekayasa. Prosedur desain dari suatu penyuar kalor sangat rumit, diperlukan analisis yang tepat untuk memperkirakan laju perpindahan panas dan penurunan tekanan (*pressure drop*) selain persoalan seperti unjuk kerja dan aspek ekonomis dari peralatan. Tantangan utama dalam perancangan penyuar kalor adalah membuat penyuar kalor kompak dan menghasilkan laju perpindahan panas tinggi menggunakan daya pemompaan (*pumping power*) yang minimum. Teknik untuk meningkatkan perpindahan panas berhubungan dengan beberapa aplikasi keteknikan. Dalam tahun-tahun terakhir ini, karena biaya energi dan material yang tinggi, maka diusahakan menghasilkan peralatan penyuar kalor yang lebih efisien.

Jika sebuah penyuar kalor sudah berumur, tahanan terhadap perpindahan panas meningkat oleh karena pengotoran (*fouling*) atau terbentuknya kerak (*scaling*). Masalah-masalah ini lebih umum untuk penyuar kalor-penyuar kalor yang digunakan dalam aplikasi kelautan dan dalam industri-industri kimia. Dalam beberapa aplikasi khusus, seperti penyuar kalor yang berhubungan dengan fluida-fluida yang mempunyai konduktivitas termal rendah (gas dan minyak) dan instalasi desalinasi, perlu untuk meningkatkan laju perpindahan panas. Laju perpindahan panas dapat diperbaiki dengan menggunakan sebuah gangguan dalam aliran fluida (memecah viskos dan lapis batas termal), tetapi dalam proses daya pemompaan dapat meningkat secara signifikan dan akhirnya biaya pemompaan menjadi tinggi. Sehingga, untuk mencapai laju perpindahan panas yang diinginkan dalam sebuah penyuar kalor pada sebuah daya pemompaan yang ekonomis, beberapa teknik telah ditawarkan dalam tahun-tahun terakhir ini.

**Dalam dekade terakhir ini, teknologi peningkatan perpindahan panas telah dipakai secara luas pada aplikasi-aplikasi penyuar kalor; dalam bidang refrigerasi, otomotif dan proses industri. Tujuan dari meningkatkan perpindahan panas adalah mendorong atau mengakomodasi fluk-fluk kalor yang tinggi. Ini menghasilkan pengurangan ukuran penyuar kalor, dimana secara umum menghasilkan biaya yang lebih rendah. Peningkatan perpindahan panas memungkinkan penyuar kalor beroperasi pada**



**kecepatan yang lebih rendah, tetapi masih menghasilkan koefisien perpindahan panas yang nilainya sama atau lebih besar. Ini berarti bahwa pengurangan penurunan tekanan berhubungan dengan biaya operasi yang lebih kecil bisa dicapai. Semua keuntungan ini membuat teknologi peningkatan perpindahan panas menarik dalam aplikasi penukar kalor.**

Secara umum, teknik-teknik peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor dapat diklasifikasikan dalam 3 kategori :

a. Metode aktif (*active method*)

Metode ini melibatkan beberapa daya masukan dari luar (*external power input*) untuk meningkatkan perpindahan panas, dan tidak menunjukkan banyak potensi yang berhubungan dengan kerumitan dalam desain. Daya luar tidak mudah untuk disediakan dalam beberapa aplikasi. Beberapa contoh metode aktif adalah pulsasi yang ditimbulkan oleh *cam* dan *reciprocating plungers*, penggunaan medan magnet untuk mengganggu partikel-partikel kecil ringan dalam sebuah aliran yang sedang mengalir.

b. Metode pasif (*passive method*)

Metode ini tidak memerlukan daya masukan luar, dan tambahan daya yang diperlukan untuk meningkatkan perpindahan panas diambil dari daya yang tersedia dalam sistem, dimana akhirnya memicu ke arah penurunan tekanan fluida. Industri penukar kalor telah bekerja keras untuk memperbaiki kontak termal (meningkatkan koefisien perpindahan panas) dan mengurangi daya pemompaan untuk memperbaiki efisiensi termohidrolik dari penukar kalor. Salah satu peningkatan perpindahan kalor secara konveksi yang paling populer saat ini adalah dengan membangkitkan turbulensi pada suatu aliran dalam pipa. Pembangkitan turbulensi dilakukan dengan memberikan usikan terhadap aliran yang salah satunya dengan cara menyisipkan *twisted tape* pada aliran dalam pipa. Turbulensi pada aliran menyebabkan munculnya komponen-komponen kecepatan radial disamping komponen kecepatan aksial yang sudah ada.

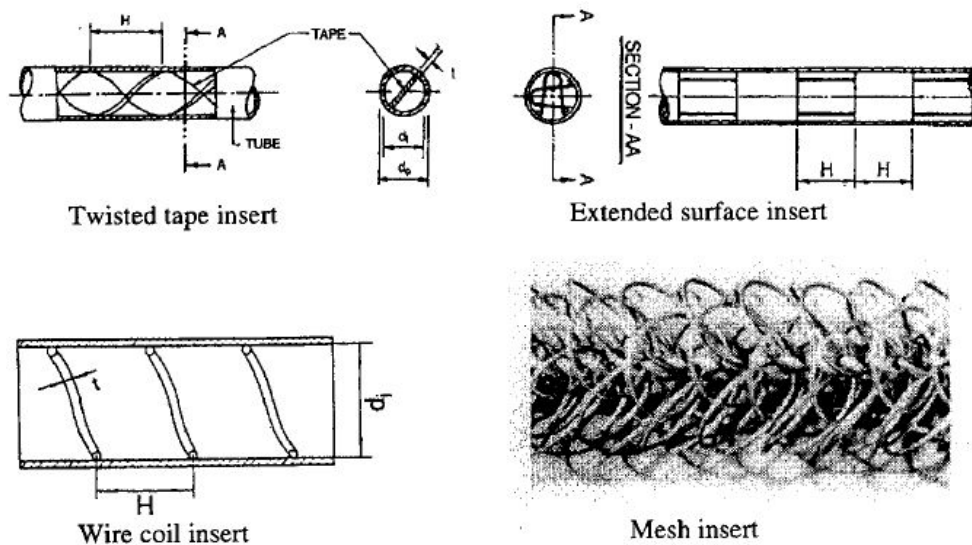
c. Metode gabungan (*compound method*)

Metode gabungan adalah sebuah metode *hibrid* dimana kedua metode baik metode aktif dan pasif digunakan. Metode gabungan melibatkan desain yang kompleks sehingga dibatasi aplikasinya.

Teknik peningkatan perpindahan panas (metode aktif, pasif dan kombinasi metode aktif dan pasif) biasa digunakan dalam berbagai bidang seperti; industri-industri proses, pemanasan dan pendinginan dalam evaporator, pembangkit daya termal, peralatan pengkondisian udara, refrigerator, radiator untuk kendaraan ruang angkasa, *automobiles* dan lain-lain. Metode pasif, dimana sisipan (*insert*) digunakan dalam lintasan aliran untuk meningkatkan laju perpindahan panas, menguntungkan dibandingkan dengan metode aktif, karena proses manufaktur *insert* sederhana dan teknik ini dapat secara mudah diterapkan ke suatu penukar kalor. Dalam desain alat penukar kalor kompak, teknik-teknik pasif dalam meningkatkan perpindahan panas memainkan peranan yang penting jika konfigurasi *insert* pasif yang sesuai dapat dipilih berdasarkan kondisi kerja penukar kalor (kondisi aliran dan perpindahan panas).

*Twisted tape, wire coils, ribs, fins, dimples, mesh insert* adalah alat-alat untuk meningkatkan perpindahan panas secara pasif yang paling sering digunakan. Berdasar penelitian akhir-akhir ini, *twisted tape* dan *wire coils* dikenal sebagai alat peningkatan perpindahan panas yang ekonomis. *Twisted tape insert* sesuai untuk daerah aliran laminar dan *wire coils insert* sesuai untuk aliran turbulen. Kelakuan termohidrolik dari sebuah *insert* pada dasarnya tergantung dari kondisi aliran (laminar atau turbulen) selain daripada konfigurasi *insert*.

Untuk penukar kalor-penukar kalor cangkang dan pipa (*shell and tube*), teknologi *tube insert* adalah salah teknologi peningkatan perpindahan panas yang paling umum. Dengan teknologi *tube insert*, penambahan luasan perpindahan panas dapat diabaikan, sehingga penghematan biaya secara signifikan menjadi mungkin. Peralatan *tube insert* meliputi *twisted tape insert, wire coil insert, extended surface insert, mesh insert* dan lain-lain, seperti terlihat pada gambar 2.7.



**Gambar 2.7** Jenis-jenis peralatan *tube insert*

*Twisted tape insert* menyebabkan aliran menjadi spiral sepanjang panjang pipa. *Twisted tape insert* secara umum tidak mempunyai kontak termal yang baik dengan dinding pipa. *Wire coil insert* terdiri dari sebuah pegas spiral pilin (*helical coiled spring*) yang berfungsi sebagai sebuah kekasaran yang tidak menyatu (*non-integral roughness*). *Extended surface insert* adalah bentuk ekstrusi yang dimasukkan ke dalam pipa. Pipa kemudian dikencangkan untuk memberikan kontak termal yang baik antara dinding dan *insert*. *Insert* mengurangi diameter hidrolis dan bertindak sebagai permukaan yang diperluas. *Mesh insert* dibuat dari sebuah matrik dari filamen kawat yang tipis, dimana dapat mengganggu keseluruhan medan temperatur dan kecepatan dalam pipa. Unjuk kerja dan biaya adalah dua faktor utama yang memainkan peranan penting dalam pemilihan teknik-teknik pasif peningkatan perpindahan panas. Secara umum, *twisted tape insert* dan *wire coil insert* dipakai secara lebih luas dan lebih disukai dalam tahun-tahun belakangan ini dibandingkan metode-metode yang lain, mungkin karena teknik-teknik seperti *extended surface insert* relatif tinggi dan *mesh insert* karena menghasilkan masalah penurunan tekanan yang tinggi dan masalah pengotoran.

Secara umum, beberapa jenis *insert* ditempatkan dalam saluran aliran untuk menambah perpindahan panas, dan ini akan mengurangi diameter hidrolis

saluran aliran. Peningkatan perpindahan panas dalam aliran pada sebuah pipa oleh *insert* seperti *twisted tape*, *wire coils*, *ribs* dan *dimples* utamanya karena halangan aliran (*flow blockage*) membagi aliran dan aliran sekunder (*secondary flow*). Halangan aliran menaikkan penurunan tekanan dan memicu efek-efek viskos karena luas aliran bebas yang berkurang. Halangan juga menaikkan kecepatan aliran dan dalam beberapa situasi memicu aliran sekunder secara signifikan. Aliran sekunder selanjutnya memberikan kontak termal yang lebih baik antara permukaan dan fluida, karena aliran sekunder menciptakan pusaran (*swirl*) dan menghasilkan percampuran fluida memperbaiki gradien temperatur dimana pada akhirnya memicu koefisien perpindahan panas yang tinggi.

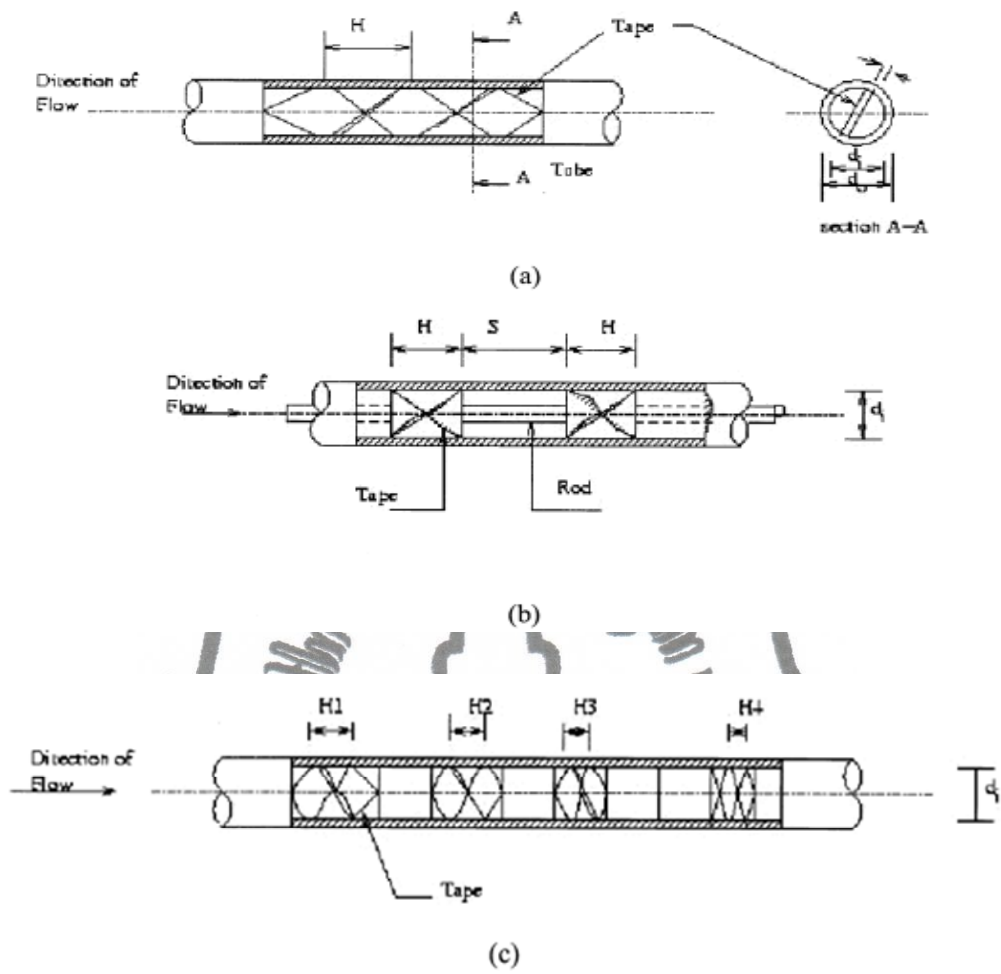
Aliran laminar dan turbulen umum terjadi dalam aplikasi penukar kalor. Dalam sebuah aliran turbulen, tahanan termal yang berpengaruh dibatasi oleh lapisan bawah viskos yang tipis (*thin viscous sublayer*). *Wire coil insert* lebih efektif dalam aliran turbulen dibandingkan dengan *twisted tape*, karena *wire coil* mencampur aliran dalam lapisan bawah viskos di dekat dinding secara cukup efektif, sedangkan *twisted tape* tidak dapat mencampur dengan baik aliran di lapisan bawah viskos. Untuk aliran laminar, tahanan termal yang berpengaruh dibatasi oleh sebuah daerah yang lebih tebal dibandingkan dengan aliran turbulen. Sehingga, *wire coil insert* tidak efektif dalam aliran laminar karena tidak dapat mencampur aliran limbak (*bulk flow*) secara baik, dan hal ini berkebalikan dengan *twisted tape insert*. Oleh karena itu, *twisted tape* secara umum lebih disukai dalam aliran laminar. Bagaimanapun, ini hanya analisa awal, dan faktor lain seperti jenis fluida, mungkin juga mempengaruhi unjuk kerja. Fluida yang berbeda dengan bilangan Prandtl yang berbeda dapat mempunyai ketebalan lapis batas yang berbeda. Sehingga, pemilihan yang tepat seharusnya berdasarkan pada unjuk kerja termal dan hidrolis.

Peningkatan perpindahan panas yang dihasilkan oleh *twisted tape insert* dan *wire coil insert* adalah fungsi dari bilangan Reynolds dan sudut pilin (*helix angle*). Untuk *twisted tape insert* dan *wire coil insert* rasio peningkatan perpindahan panas meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds dan sudut

pilin. Akan tetapi, untuk sudut pilin dan rasio ketebalan yang sama, *twisted tape insert* menunjukkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik daripada *wire coil insert*. Ini mungkin disebabkan fakta bahwa *twisted tape insert* mengganggu keseluruhan medan aliran, sedangkan *wire coil insert* sebagian besar mengganggu aliran di dekat dinding. Sebagai tambahan, sifat fluida juga mempunyai pengaruh terhadap peningkatan unjuk kerja. Rasio peningkatan perpindahan panas lebih tinggi untuk fluida dengan bilangan Prandtl yang lebih tinggi. Secara fisik, mungkin karena fakta bahwa fluida-fluida dengan bilangan Prandtl tinggi mempunyai tebal lapis batas yang lebih tipis dibandingkan dengan fluida-fluida yang mempunyai bilangan Prandtl rendah. Sehingga, gangguan yang diakibatkan oleh *tube insert* lebih efisien untuk meningkatkan perpindahan panas. Bagaimanapun, kenaikan perpindahan panas sering dihubungkan dengan kerugian penurunan tekanan. Dapat disimpulkan bahwa *wire coil insert* menghasilkan penurunan tekanan yang lebih rendah dibandingkan *twisted tape insert*.

#### 2.2.2.7 Sisipan Pita Terpilin (*Twisted Tape Insert*)

*Twisted tape* menimbulkan aliran spiral sepanjang panjang pipa. Gambar 2.8 menunjukkan 3 jenis konfigurasi *twisted tape* dengan  $180^\circ$  *twisted pitch*. Geometri *twisted tape insert* mengalami perkembangan dengan berbagai modifikasi untuk mengoptimalkan peningkatan perpindahan panas, seperti terlihat pada gambar 2.9 sampai dengan gambar 2.17.



**Ga**  
**mbar 2.8** Jenis-jenis twisted tape (a) full-length twisted tape, (b) regularly spaced twisted tape, dan (c) smoothly varying pitch full-length twisted tape



(a) classic twisted tape



(b) perforated twisted tape

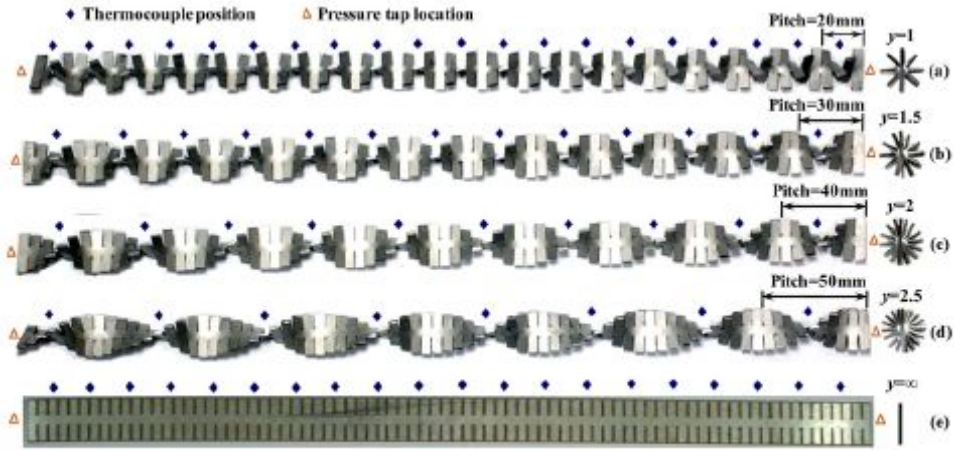


(c) notched twisted tape

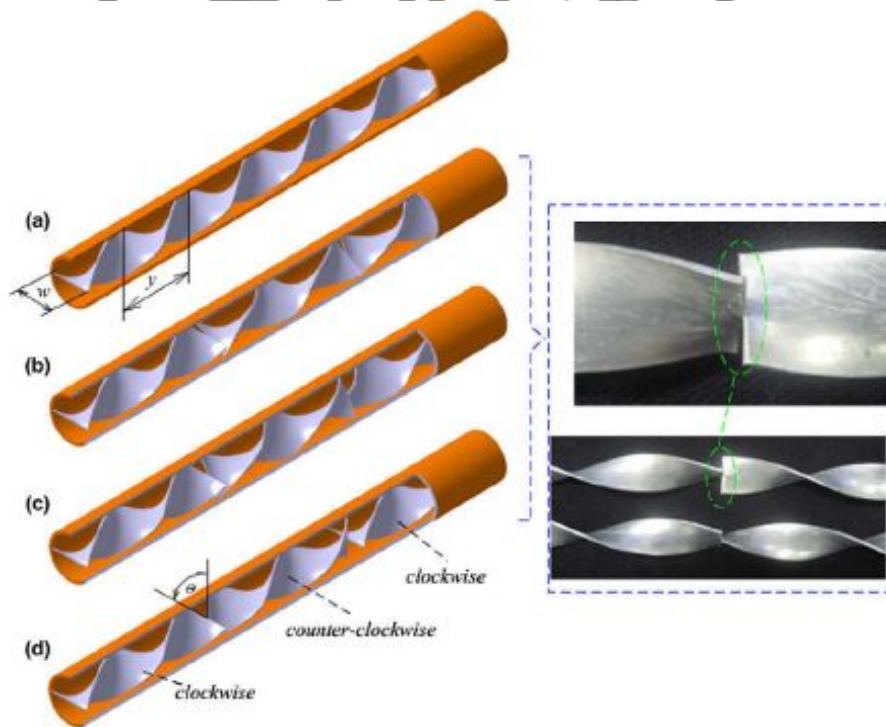


(d) jagged twisted tape

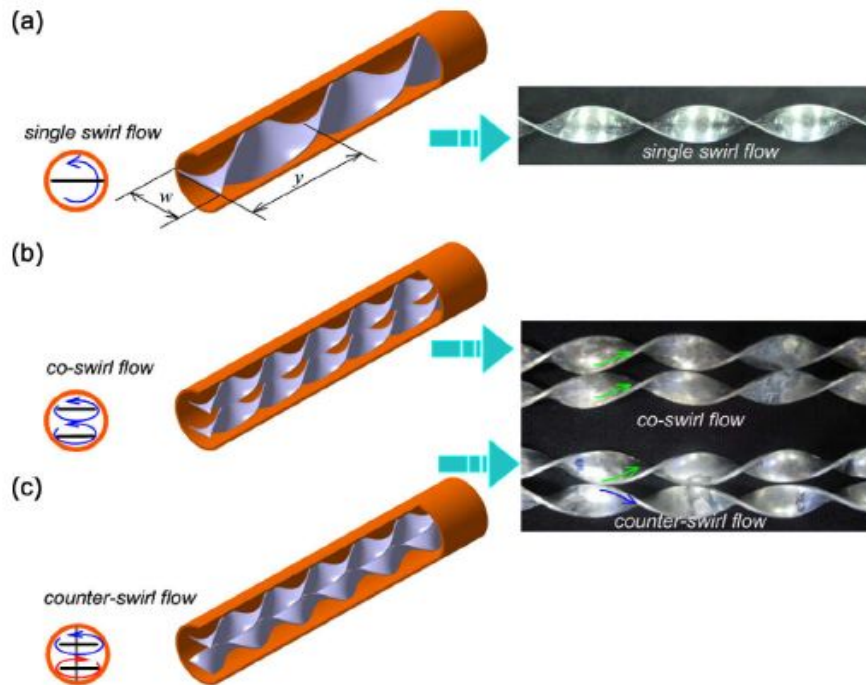
**Gambar 2.9** Berbagai jenis modifikasi *twisted tape insert* (a) *classic twisted tape*, (b) *perforated twisted tape*, (c) *notched twisted tape*, (d) *jagged twisted tape*



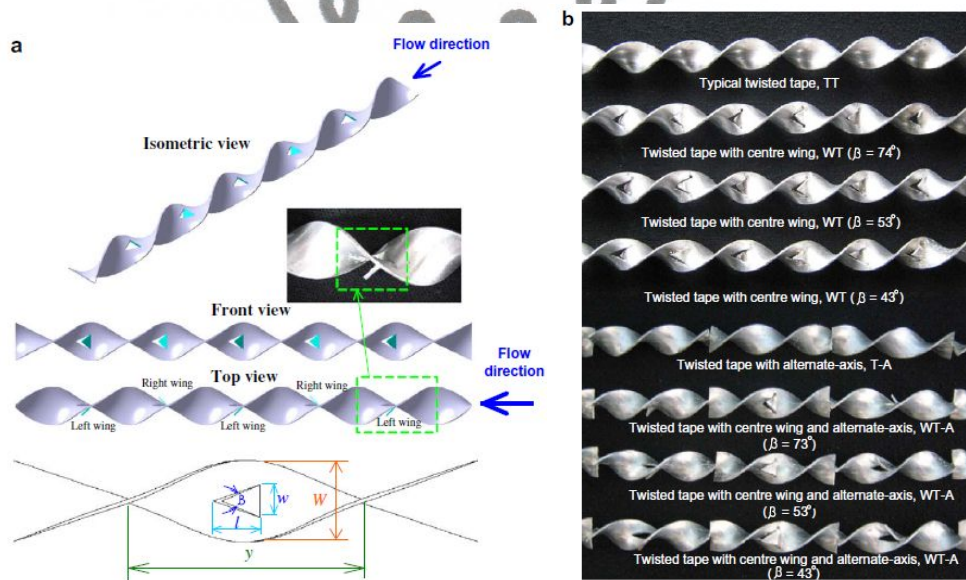
**Gambar 2.10** *Broken twisted tape* dengan berbagai *twist ratio*



**Gambar 2.11** (a) *Typical twisted tape*, (b) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 30^\circ$ , (c) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 60^\circ$ , (d) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 90^\circ$



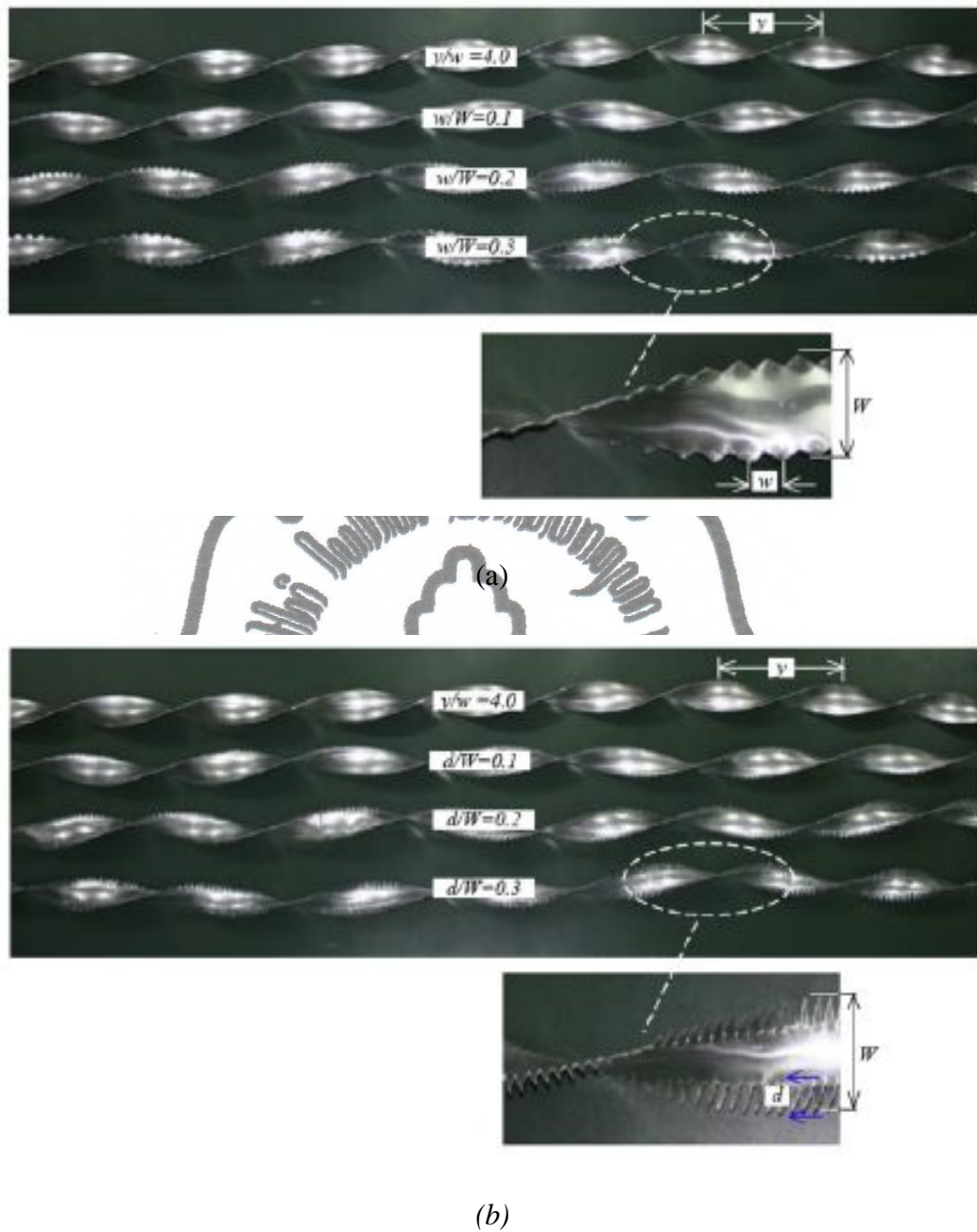
Gambar 2.12 (a) single twisted tape (ST), (b) twin co-twisted tapes (CoTs) dan (c) twin counter twisted tapes (CTs)



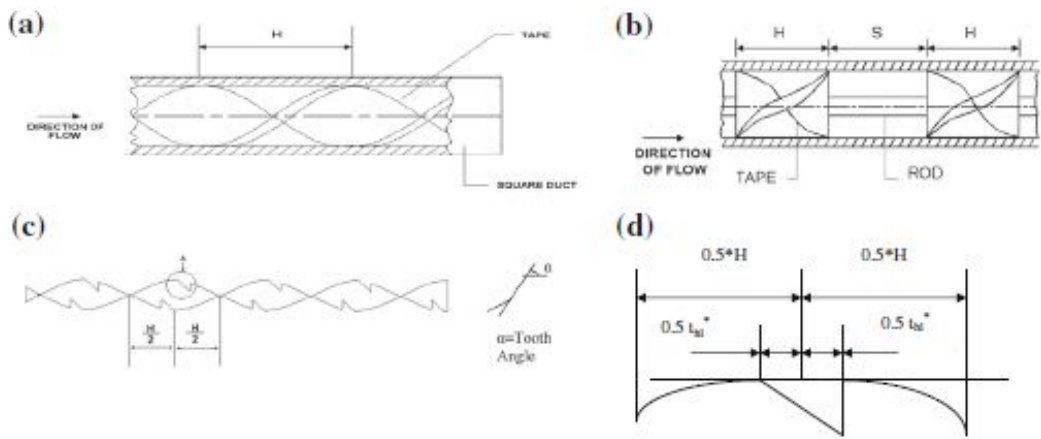
Gambar 2.13 Twisted tape with centre wing, dan twisted tape with centre wing and alternate-axis

commit to user

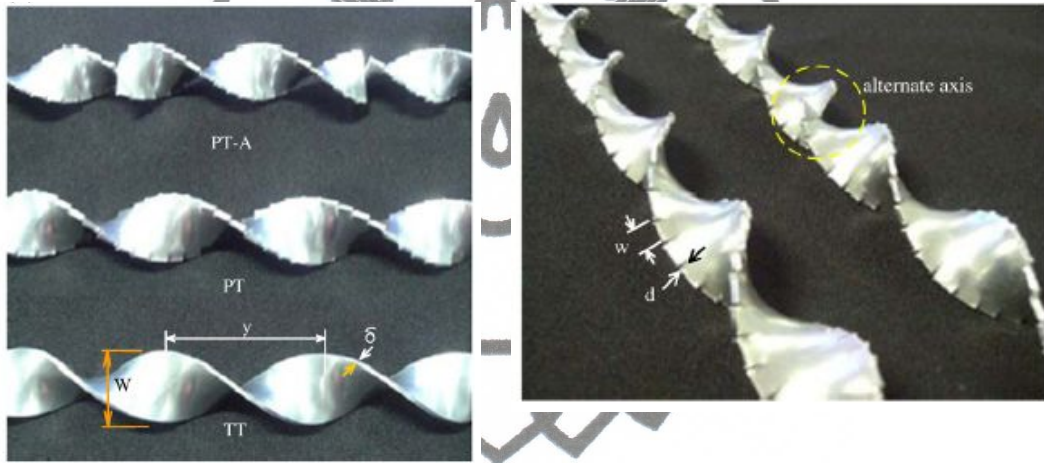




**Gambar 2.14** (a) twisted tape with serrated-edge (STT) at various serration width ratios,  $w/W$ , (b) twisted tape with serrated-edge (STT) at various serration width depth ratios,  $d/W$



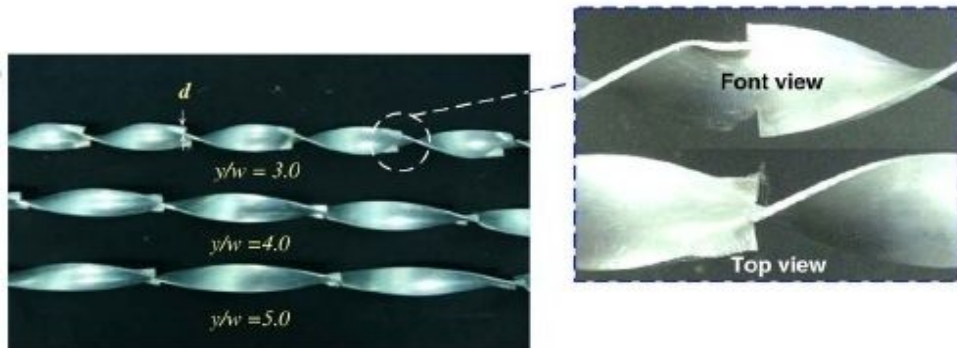
**Gambar 2.15** (a) Full length twisted tape insert, (b) Regularly spaced twisted tape element, (c) Full length twisted tape with oblique teeth, (d) Detail A dari gambar

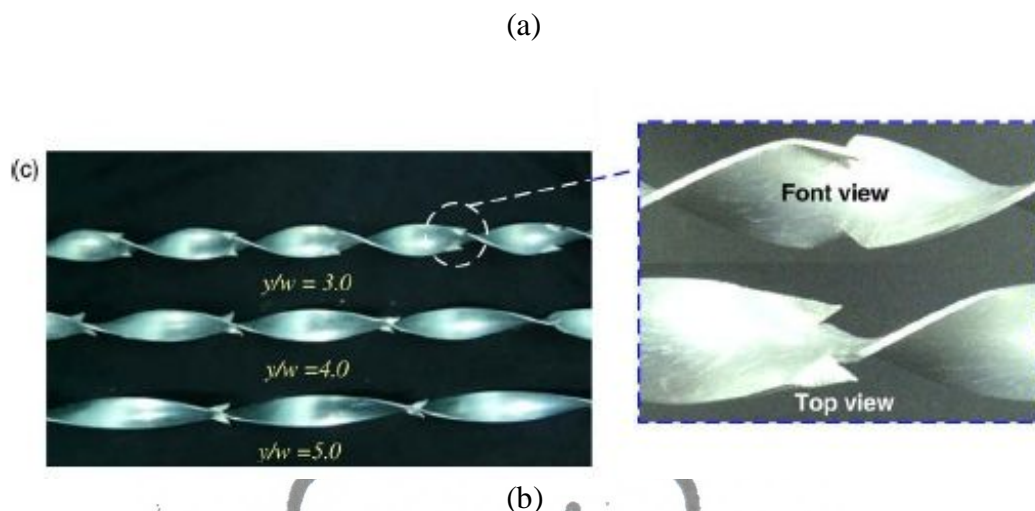


(a)

(b)

**Gambar 2.16** Peripherally-cut twisted tape dan peripherally-cut twisted tape with alternate axis, (a) pandangan depan, (b) pandangan isometrik





**Gambar 2.17** (a) *Straight delta-winglet twisted tapes (S-DWT)*, (b) *oblique delta-winglet twisted tapes (O-DWT)*

Parameter-parameter pada *twisted tape insert* :

**a. Twist pitch**

*Twist pitch* didefinisikan sebagai jarak antara 2 titik pada bidang yang sama, diukur sejajar terhadap sumbu *twisted tape*.

**b. Twist ratio**

*Twist ratio* didefinisikan sebagai perbandingan *pitch* terhadap diameter dalam pipa.

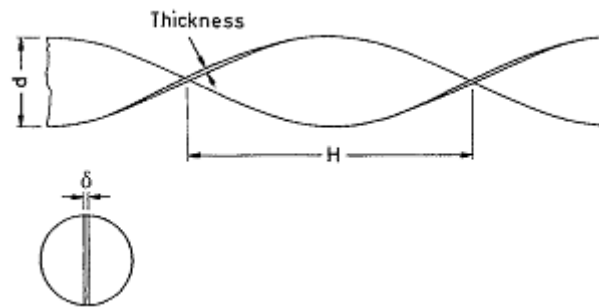
$$y = \frac{H}{d_i} \quad (2.18)$$

dimana ;  $y$  adalah *pitch ratio*,  $H$  adalah panjang *pitch twisted tape* dan  $d_i$  adalah diameter dalam pipa.

Atau parameter alternatif, menggunakan sudut heliks (*helix angle*), dinyatakan sebagai :

$$\tan \alpha = \frac{\pi \cdot d_i}{2 \cdot H} = \frac{2}{2y} \quad (2.19)$$

Konfigurasi geometri sebuah *twisted tape insert* ditunjukkan pada gambar 2.18. Pada gambar 2.18,  $H$  adalah *twist pitch*,  $d$  adalah diameter dalam pipa atau lebar tape (*tape width*), dan  $\delta$  adalah ketebalan *tape*.



**Gambar 2.18** Konfigurasi geometri sebuah *twisted tape insert*

## 2.2.2.8 Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan

### 2.2.2.8.1. Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Daerah

#### Aliran Laminar dan Turbulen melalui sebuah Pipa Bulat Halus

Untuk aliran laminar berkembang penuh (*fully developed*), dalam sebuah pipa bulat halus tanpa *insert*, bilangan Nusselt ( $Nu$ ) mempunyai nilai yang konstan dibawah kondisi temperatur dinding yang konstan (*constant wall temperature*) sebagai berikut :

$$Nu = 3,657 \quad (2.20)$$

dan faktor gesekan Darcy (*Darcy friction factor*),  $f$ , untuk aliran ini diprediksikan dengan persamaan :

$$f = 64/Re \quad (2.21)$$

Dalam aliran laminar, faktor gesekan adalah hanya fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ), dimana tidak tergantung pada kekasaran.

Untuk pipa halus, faktor gesekan dalam aliran turbulen dapat ditentukan dari persamaan Petukhov pertama (*first Petukhov equation*) :

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.22)$$

Untuk aliran turbulen berkembang penuh dalam pipa bulat halus, bilangan Nusselt dapat diprediksikan dengan korelasi Dittus-Boelter :

$$Nu = 0,023.Re^{0,8}.Pr^n \quad (2.23)$$

Persamaan Dittus-Boelter berlaku untuk nilai-nilai;  $0,7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re \geq 10.000$ , dan  $L/D \geq 10$ . Untuk proses pemanasan,  $n = 0,4$  sedangkan proses pendinginan,  $n = 0,3$ . Sifat-sifat fluida dievaluasi pada temperatur fluida rata-rata bulk (*bulk mean fluid temperature*),  $T_b = (T_i + T_e)/2$ . Ketika perbedaan temperatur antara fluida dan dinding pipa sangat besar, perlu menggunakan sebuah faktor koreksi untuk menghitung perbedaan viskositas didekat dinding pipa dan di pusat pipa.

Korelasi Dittus-Boelter sederhana, tetapi memberikan kesalahan hingga 25%. Kesalahan ini dapat dikurangi hingga kurang dari 10% dengan menggunakan korelasi yang lebih kompleks tetapi akurat seperti menggunakan persamaan Petukhov kedua (*second Petukhov equation*), sebagai berikut :

$$Nu = \frac{(f/8).Re.Pr}{1,07 + 12,7.(f/8)^{1/2}.(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.24)$$

Persamaan Petukhov kedua berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ . Akurasi persamaan ini pada bilangan Reynolds yang rendah diperbaiki dengan modifikasi oleh Gnielinski :

$$Nu = \frac{(f/8).(Re-1000).Pr}{1 + 12,7.(f/8)^{1/2}.(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.25)$$

Persamaan Gnielinski berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ , dimana faktor gesekan,  $f$ , dapat ditentukan dari hubungan yang sesuai seperti persamaan Petukhov pertama (persamaan 2.23). Persamaan Gnielinski lebih disukai dalam perhitungan. Pada persamaan (2.25) dan (2.26) sifat-sifat fluida dievaluasi pada temperatur fluida rata-rata bulk.

Tidak seperti aliran laminar, faktor gesekan dan koefisien konveksi dalam aliran turbulen adalah fungsi dari kekasaran permukaan. Faktor gesekan dalam aliran turbulen berkembang penuh tergantung pada bilangan Reynolds dan kekasaran relatif,  $\varepsilon/D$  (*relative roughness*,  $\varepsilon/D$ ). Colebrook mengkombinasikan semua data faktor gesekan untuk aliran transisi dan turbulen dalam pipa-pipa

halus dan kasar ke dalam sebuah persamaan implisit yang dikenal sebagai persamaan Colebrook, sebagai berikut :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.26)$$

Kesulitan dalam penggunaannya adalah bahwa rumus ini berbentuk implisit dalam ketergantungannya terhadap  $f$ . Artinya, untuk suatu kondisi yang diberikan ( $Re$  dan  $\varepsilon/D$ ), tidaklah mungkin mencari penyelesaian untuk  $f$  tanpa melakukan suatu metode iterasi. Dengan penggunaan *Excel* atau aplikasi komputer matematis, perhitungan seperti itu tidaklah sulit. Miller (1996) menyarankan bahwa iterasi tunggal akan memberikan hasil dalam 1% jika perkiraan awal dihitung dari:

$$f_o = 0,25 \cdot \left[ \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2 \quad (2.27)$$

Moody menggambarkan persamaan Colebrook dalam sebuah diagram yang dikenal dengan Diagram Moody, dimana meskipun diagram ini dibentuk untuk pipa bulat, tetapi dapat juga digunakan untuk pipa tidak bulat dengan mengganti diameter pipa dengan diameter hidrolis. Untuk aliran turbulen dalam pipa-pipa halus juga dapat dihitung dengan persamaan Blasius :

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad 4 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4 \quad (2.28)$$

#### 2.2.2.8.2 Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan *Twisted Tape Insert* di Daerah Aliran Laminar

Korelasi berikut digunakan untuk memperkirakan koefisien perpindahan panas dan faktor gesekan di daerah laminar untuk *twisted tape insert*. Manglik dan Bergles (1993) mengembangkan sebuah korelasi untuk kasus temperatur dinding konstan untuk aliran berkembang penuh berdasarkan data sebelumnya dan data penelitian mereka sendiri. Korelasi untuk perpindahan panas di daerah laminar sebagai berikut :

$$Nu = 4,162 [6,413 \times 10^{-9} (Sw \cdot Pr^{0,391})^{3,385}]^{0,2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.29)$$

dimana :

$Nu$  = bilangan Nusselt

$Sw$  = *swirl number*, ini merupakan harga dari gerakan pusaran (*swirl*) dalam pipa.

$$Sw = Re / \sqrt{y}$$

$y$  = *twist ratio*

$Pr$  = bilangan Prandtl

$\mu$  = viskositas dinamik (kg/m.s)

$\mu_w$  = viskositas dinamik pada temperatur dinding (kg/m.s)

Berdasar data yang sama, sebuah korelasi untuk faktor gesekan telah dikembangkan :

$$(f \cdot Re_d)_{sw} = 15,767 \left( \frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right) (1 + 10^{-6} Sw^{2,25})^{1/6} \quad (2.30)$$

dimana :

$f$  = faktor gesekan

$Re_d$  = bilangan Reynolds berdasarkan diameter dalam pipa

$t$  = tebal *twisted tape insert* (m)

$d_i$  = diameter dalam pipa (m)

Faktor gesekan dan bilangan Reynolds berdasarkan kecepatan pusaran (*swirl velocity*)

$$u_{sw} = u_c (1 + \tan^2 \alpha)^{1/2} \quad (2.31)$$

dimana :

$u_{sw}$  = kecepatan pusaran (*swirl velocity*) (m/s)

$u_c$  = kecepatan aksial rata-rata fluida (m/s)

$\alpha$  = sudut heliks ( $^\circ$ )

Kondisi-kondisi eksperimental untuk mengembangkan korelasi-korelasi di atas adalah sebagai berikut : air ( $3 \leq Pr \leq 6,5$ ) dan ethylene glycol ( $68 \leq Pr \leq 100$ ) adalah digunakan sebagai fluida-fluida uji, tiga *twist ratio* berbeda ( $y = 3,0, 4,5,$  dan  $6,0$ ) yang diuji, bilangan Reynolds dari 300 sampai 30.000, dimana meliputi daerah laminar, transisi dan turbulen. Rata-rata ketidakpastian (*uncertainties*)  $Nu$

dan  $f$  berturut-turut adalah  $\pm 4,1\%$  dan  $\pm 4,5\%$ . Korelasi ini aktualnya meliputi data untuk *ethylene glycol* dan *polybutene* ( $1.000 \leq Pr \leq 7.000$ ) dari Marner dan Bergles.

### 2.2.2.8.3 Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan *Twisted Tape Insert* di Daerah Turbulen

Berdasarkan eksperimen yang sama, Manglik dan Bergles (1993) juga mengembangkan korelasi untuk *twisted tape insert* dalam daerah turbulen. Cakupan eksperimen sama seperti keadaan di daerah laminar. Korelasi berdasarkan metode *asymtotic*, dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Korelasi perpindahan panas sebagai berikut :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[ 1 + 0,769 \cdot \frac{2di}{H} \right] \left( \frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left( \frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \quad (2.32)$$

Dimana :

$Re$  = bilangan Reynolds

$Pr$  = bilangan Prandtl

$t$  = tebal *twisted tape* (m)

$d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)

$H$  = panjang *pitch* (m)

### 2.2.2.8.4 Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Dengan *Twisted Tape Insert*

Untuk aliran-aliran fluida dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik, seperti terlihat pada gambar 2.19, laju perpindahan panas dari fluida panas di dalam pipa dalam (*inner tube*) dapat dinyatakan sebagai :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = h_i \cdot A_i \cdot (T_{b,i} - T_{w,i}) \quad (2.33)$$

dimana :

$Q_h$  = laju perpindahan panas di dalam pipa dalam (W)

$\dot{m}_h$  = laju aliran massa fluida panas di dalam pipa dalam (kg/s)

$C_{p,h}$  = panas jenis fluida panas di dalam pipa dalam (kJ/kg.°C)

$T_{h,i}$  = temperatur fluida panas masuk pipa dalam (°C)



$T_{h,o}$  = temperatur fluida panas keluar pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h_i$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam  
( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )

$A_i$  = luas permukaan dalam pipa dalam ( $\text{m}^2$ )

$A_i = \pi d_i L$

$d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)

$L$  = panjang pipa dalam (m)

$T_{b,i}$  = temperatur bulk rata-rata fluida di dalam pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{w,i}$  = temperatur rata-rata dinding dalam pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )

Laju perpindahan panas dari fluida dingin di *annulus* :

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = h_o A_o (T_{w,o} - T_{b,o}) \quad (2.34)$$

dimana :

$Q_c$  = laju perpindahan panas di *annulus* (W)

$\dot{m}_c$  = laju aliran massa fluida dingin di *annulus* (kg/s)

$C_{p,c}$  = panas jenis fluida dingin di *annulus* (kJ/kg. $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,i}$  = temperatur fluida dingin masuk *annulus* ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,o}$  = temperatur fluida dingin keluar *annulus* ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h_o$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di *annulus*  
( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )

$A_o$  = luas permukaan luar pipa dalam ( $\text{m}^2$ )

$A_o = \pi d_o L$

$d_o$  = diameter luar pipa dalam (m)

$L$  = panjang pipa dalam (m)

$T_{w,o}$  = temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{b,o}$  = temperatur bulk rata-rata fluida dingin di *annulus* ( $^{\circ}\text{C}$ )

Nilai  $T_{w,o}$  dan  $T_{b,o}$  dicari dari persamaan berikut :

$$\bar{T}_{w,o} = \frac{\sum T_{w,o}}{n} \quad (2.35)$$

$$T_{b,o} = (T_{c,o} + T_{c,i})/2 \quad (2.36)$$

dimana  $\sum T_{w,o}$  adalah jumlah temperatur-temperatur dinding luar pipa dalam, dan  $n$  adalah jumlah titik pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam. Perbedaan antara laju aliran panas dari persamaan (2.34) dan (2.35) menunjukkan ketidaksetimbangan energi (*Heat balance error*).

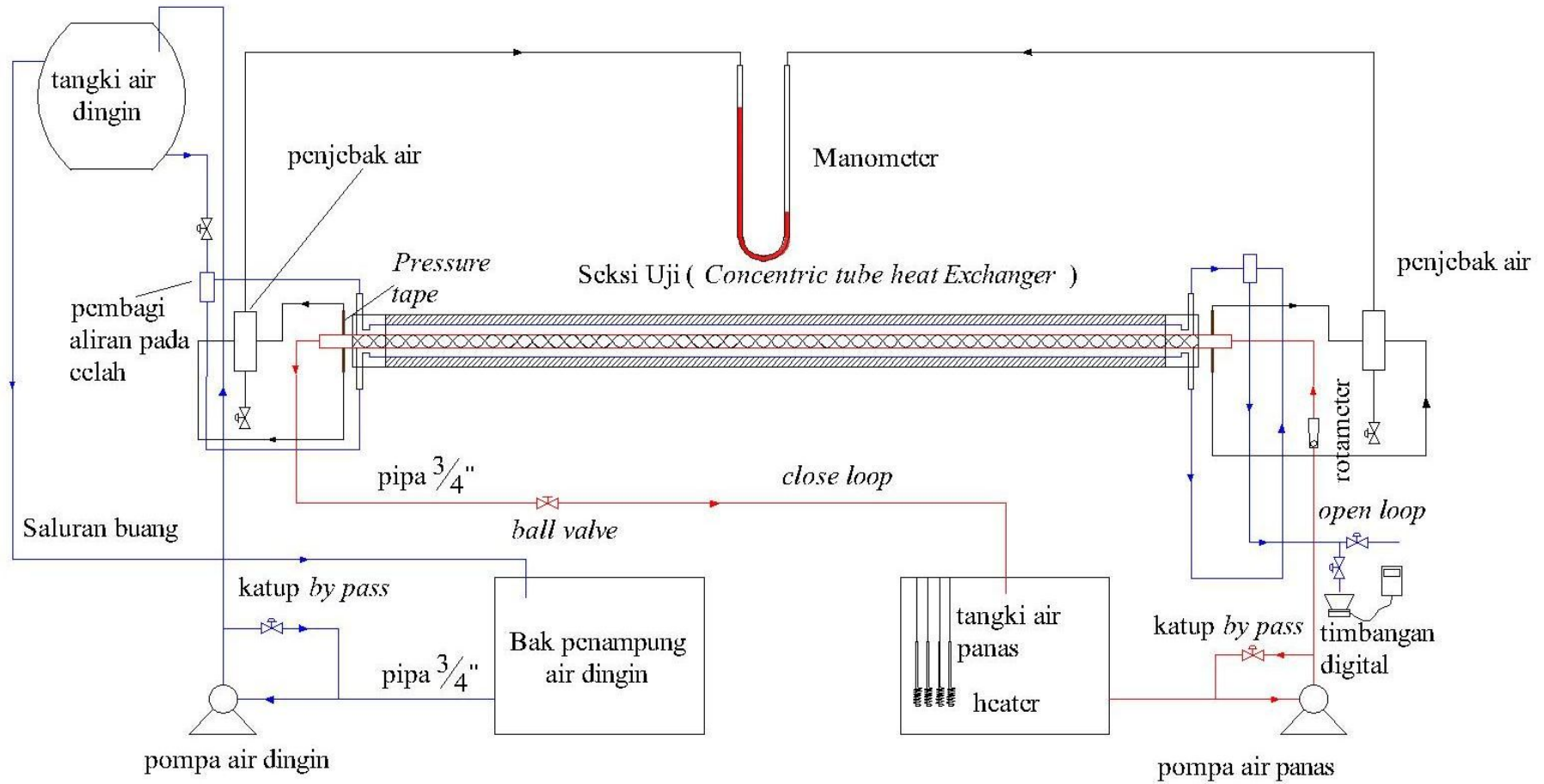
$$\text{heat balance error} = |Q_h - Q_c| \quad (2.37)$$

dimana dapat diabaikan jika penukar kalor diisolasi dengan baik. Persentase ketidaksetimbangan energi dari penukar kalor dinyatakan sebagai berikut :

$$\% \text{heat balance error} = \left| \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \right| \times 100\% \quad (2.38)$$

Koefisien perpindahan panas rata-rata di *annulus* ( $h_o$ ) dapat ditentukan dari persamaan (2.35) :

$$h_o = \frac{m_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{A_o \cdot (T_{w,o} - T_{b,o})} \quad (2.39)$$



**Gambar 2.19** Skema pengujian penukar kalor pipa konsentrik dengan *twisted tape insert*

Bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*,  $Nu_o$  dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_h}{k_o} \quad (2.40)$$

dimana :

$Nu_o$  = bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*

$h_o$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi *annulus*  
(W/m<sup>2</sup>.°C)

$D_h$  = diameter hidrolik *annulus* (m)

$k_o$  = konduktivitas termal rata-rata fluida dingin di *annulus* (W/m.°C).

Persamaan (2.34) dapat juga dinyatakan dengan parameter koefisien perpindahan panas overall untuk sisi dalam pipa dalam :

$$Q_h = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.41)$$

dimana :

$Q_h$  = laju perpindahan panas di dalam pipa dalam (W)

$U_i$  = koefisien perpindahan panas overall berdasarkan permukaan dalam pipa dalam (W/m<sup>2</sup>.°C)

$A_i$  = luas permukaan dalam pipa dalam (m<sup>2</sup>)

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$\Delta T_{LMTD}$  = beda temperatur rata-rata logaritmik (*logaritmik mean temperature different*) (°C)

Untuk penukar kalor pipa konsentrik dengan arah aliran kedua fluida berlawanan arah (*counter-flow*), nilai beda temperatur rata-rata logaritmik dinyatakan sebagai berikut :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))} \quad (2.42)$$

Koefisien perpindahan panas overall,  $U_i$ , sistem pada penukar kalor konsentrik ini dinyatakan dengan :

$$U_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{d_i \cdot \ln(d_o / d_i)}{2k_i} + \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (2.43)$$

Dari persamaan (2.34), (2.42) dan (2.43), maka nilai  $U_i$  dapat dihitung :

$$U_i = \frac{m_h \cdot c_p \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2.44)$$

$$U_i = \frac{m_h \cdot c_p \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{\pi \cdot d_i \cdot L \cdot \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))}} \quad (2.46)$$

Dengan diperoleh nilai  $h_o$  dari persamaan (2.40) dan  $U_i$  dari persamaan (2.45), maka koefisien perpindahan panas rata-rata di sisi pipa dalam,  $h_i$  dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.43).

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o / d_i)}{2k_i} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (2.46)$$

dimana  $k_i$  adalah konduktivitas termal material pipa dalam.

Bilangan Nusselt rata-rata pada sisi pipa dalam,  $Nu_i$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} \quad (2.47)$$

dimana,  $k_i$  adalah konduktivitas termal rata-rata fluida di pipa dalam, dihitung dari sifat fluida pada temperatur bulk rata-rata.

Bilangan Reynolds ( $Re$ ) aliran fluida di pipa dalam, dihitung dengan persamaan :

$$Re = \frac{V \cdot d_i}{\nu} \quad (2.48)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} \quad (2.49)$$

dimana :

$Re$  = bilangan Reynolds

$V$  = kecepatan rata-rata fluida di pipa dalam (m/s)

$d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)

$\nu$  = viskositas kinematis fluida di pipa dalam (m<sup>2</sup>/s)

$\rho$  = densitas fluida di pipa dalam (kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$  = viskositas dinamik fluida di pipa dalam (kg/m.s)

Dalam analisis penukar kalor, sering menggabungkan perkalian laju aliran massa dengan panas jenis fluida ke dalam besaran yang disebut laju kapasitas panas (*heat capacity rate*),  $C$ , dan didefinisikan untuk aliran fluida panas dan dingin berturut-turut sebagai berikut :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \quad (2.50)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \quad (2.51)$$

Laju kapasitas panas dari sebuah aliran fluida menyatakan laju perpindahan panas yang diperlukan untuk mengubah temperatur aliran fluida sebesar  $1^\circ\text{C}$  ketika mengalir melalui penukar kalor. Dalam sebuah penukar kalor, fluida dengan laju kapasitas panas besar akan mengalami perubahan temperatur yang kecil, dan fluida dengan laju kapasitas panas yang kecil akan mengalami perubahan temperatur yang besar. Dengan definisi laju kapasitas panas diatas, maka persamaan (2.34) dan (2.35) berturut-turut dapat dinyatakan juga dengan :

$$Q_h = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.52)$$

$$Q_c = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.53)$$

Metode *LMTD* mudah digunakan dalam analisis penukar kalor jika temperatur-temperatur masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin diketahui atau dapat ditentukan dari kesetimbangan energi. Jika  $\Delta T_{LMTD}$ , laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas *overall* tersedia, maka luas permukaan perpindahan panas dari penukar kalor dapat ditentukan dari persamaan  $Q = U.A_s \cdot \Delta T_{LMTD}$ . Jenis masalah kedua yang dihadapi dalam analisis penukar kalor adalah menentukan laju aliran panas dan temperatur keluaran dari fluida panas dan fluida dingin untuk laju aliran massa dan temperatur-temperatur masukan telah ditentukan ketika jenis dan ukuran dari penukar panas ditentukan. Metode *LMTD* masih dapat digunakan untuk masalah ini, tetapi prosedur penyelesaian memerlukan iterasi dan tidak praktis. Untuk menghindari iterasi penyelesaian masalah ini dapat menggunakan metode  $\epsilon$ -*NTU* (*Effectiveness-NTU*) dimana akan menyederhanakan analisis penukar kalor.

Metode ini berdasarkan sebuah parameter tanpa dimensi yang disebut efektivitas penukar kalor,  $\varepsilon$ , didefinisikan sebagai :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{maks}} = \frac{\text{laju perpindahan panas aktual}}{\text{laju perpindahan panas maksimum yang mungkin}} \quad (2.54)$$

Laju perpindahan panas aktual dalam sebuah penukar kalor dapat ditentukan dari kesetimbangan energi pada fluida panas dan fluida dingin dan dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$Q = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.55)$$

Dimana  $C_c$  dan  $C_h$  berturut-turut adalah laju kapasitas panas fluida dingin dan fluida panas. Untuk menentukan laju perpindahan panas yang mungkin dalam sebuah penukar kalor, maka perbedaan temperatur harus maksimum antara temperatur masuk fluida panas dan fluida dingin dalam penukar kalor. Sehingga :

$$\Delta T_{mak} = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (2.56)$$

Perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor akan mencapai nilai maksimum ketika (1) fluida dingin dipanaskan ke temperatur masukan fluida panas, atau (2) fluida panas didinginkan ke temperatur masukan dari fluida dingin. Fluida dengan laju kapasitas panas yang lebih kecil akan mengalami perubahan temperatur yang besar. Sehingga, laju perpindahan panas maksimum dalam sebuah penukar kalor adalah :

$$Q_{maks} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.57)$$

dimana  $C_{min}$  adalah nilai laju kapasitas panas yang lebih kecil, jika :

$$C_c > C_h \quad , \text{ maka } C_h = C_{min} \quad (2.58)$$

$$C_c < C_h \quad , \text{ maka } C_c = C_{min} \quad (2.59)$$

Menentukan  $Q_{maks}$  memerlukan ketersediaan data temperatur masuk fluida panas dan dingin dan laju aliran kedua fluida tersebut, dimana biasanya sudah ditentukan. Sehingga jika efektivitas dari penukar kalor telah diketahui, laju perpindahan panas aktual  $Q$  dapat ditentukan dari persamaan :

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{maks} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.60)$$

Sehingga efektivitas penukar kalor dapat digunakan untuk menentukan laju perpindahan panas tanpa mengetahui temperatur keluaran fluida-fluida. Efektivitas dari sebuah penukar kalor tergantung pada geometri penukar kalor dan juga susunan aliran. Untuk penukar kalor pipa konsentrik aliran berlawanan arah (*counter flow*) korelasi untuk  $\varepsilon$  dinyatakan sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{U \cdot A_s}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \exp\left[-\frac{U \cdot A_s}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]} \quad (2.61)$$

Hubungan efektivitas penukar kalor biasanya melibatkan kelompok tanpa dimensi  $UA_s/C_{\min}$ . Besaran ini disebut *number of transfer units* (NTU) dan dinyatakan sebagai berikut :

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{\min}} = \frac{U \cdot A_s}{(m \cdot C_p)_{\min}} \quad (2.62)$$

Dimana  $U$  adalah koefisien perpindahan panas *overall*, dan  $A_s$  adalah luas permukaan perpindahan panas dari penukar kalor. NTU sebanding dengan  $A_s$ . Sehingga untuk nilai-nilai  $U$  dan  $C_{\min}$  tertentu, nilai NTU adalah ukuran dari luas permukaan perpindahan panas,  $A_s$ . Sehingga, semakin besar NTU, semakin besar penukar kalor.

Dalam analisis penukar kalor, juga didefinisikan besaran tanpa dimensi lain yang disebut rasio kapasitas (*capacity ratio*),  $c$ , sebagai berikut :

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.63)$$

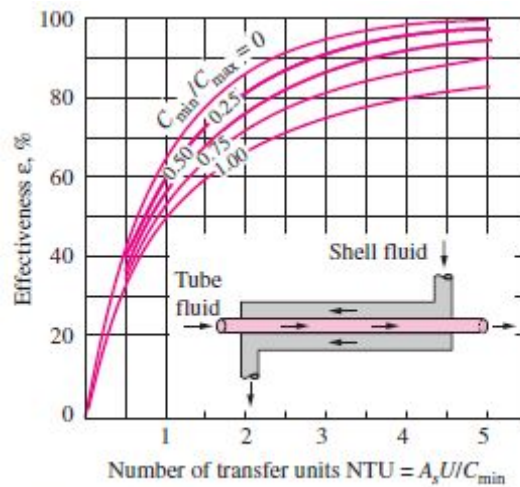
Dapat dilihat bahwa efektivitas dari sebuah penukar kalor adalah fungsi dari NTU dan rasio kapasitas,  $c$ . Untuk penukar kalor pipa konsentrik aliran berlawanan arah (*counter flow*) korelasi untuk  $\varepsilon$  dapat ditulis ulang dengan menggabungkan persamaan (2.62), (2.63) dan (2.64) sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1-c)]} \quad (2.64)$$

Jika besaran  $c = C_{\min}/C_{\max}$  dan  $NTU = UA_s/C_{\min}$  telah dievaluasi, efektivitas  $\varepsilon$  dapat ditentukan dari grafik atau menggunakan korelasi untuk jenis penukar kalor



tertentu. Kemudian laju perpindahan panas  $Q$  dan temperatur keluaran  $T_{h,o}$  dan  $T_{c,o}$  dapat ditentukan, sehingga tidak memerlukan proses iterasi.



**Gambar 2.20.** Efektivenes penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan arah

Alternatif lain, dapat juga ditentukan dari metode  $\epsilon$ -NTU dengan pertama kali mengevaluasi efektifnes  $\epsilon$  dari persamaan (2.54), dan kemudian NTU dapat ditentukan dari hubungan untuk jenis penukar kalor tertentu. Untuk penukar kalor pipa konsentrik aliran berlawanan arah (*counter flow*) korelasi untuk NTU sebagai berikut :

$$NTU = \frac{1}{c-1} \ln \left( \frac{\epsilon-1}{\epsilon \cdot c-1} \right) \quad (2.65)$$

Dalam prakteknya, untuk menyatakan penurunan tekanan untuk semua jenis *internal flow* ( aliran laminar atau turbulen, pipa bulat atau tidak bulat, permukaan halus atau kasar) dengan persamaan :

$$\Delta P = f \frac{L_t \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot d_i} \quad (2.66)$$

dimana besaran tanpa dimensi  $f$  adalah faktor gesekan Darcy (*Darcy friction factor*). Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang terjadi pada aliran di pipa dalam ditentukan dari perbedaan ketinggian fluida dalam manometer pipa U, dimana  $\Delta P$  dinyatakan dengan persamaan :

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h \quad (2.67)$$

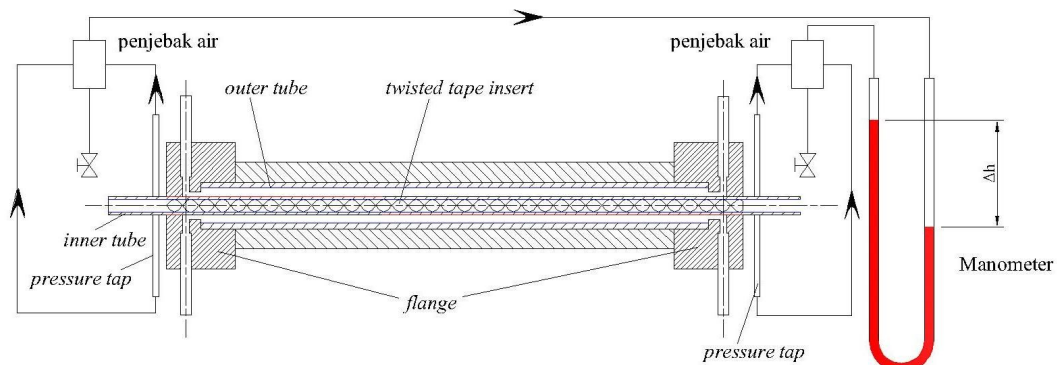
dimana :

$\Delta P$  = penurunan tekanan (Pa)

$\rho_m$  = densitas fluida manometer ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi ( $\text{m/s}^2$ )

$\Delta h$  = beda ketinggian fluida manometer (m)



**Gambar 2.21** Skema pengukuran penurunan tekanan pada penukar kalor pipa konsentrik

Sehingga faktor gesekan ( $f$ ) dihitung menggunakan persamaan (2.67) sebagai berikut :

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_t}{d_i}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)} \quad (2.68)$$

dimana :

$f$  = faktor gesekan

$\Delta P$  = penurunan tekanan (Pa)

$L_t$  = panjang jarak titik pengukuran tekanan di pipa dalam (m)

$d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)

$\rho$  = densitas fluida di pipa dalam ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  = kecepatan rata-rata fluida di pipa dalam (m/s)

Jika penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) telah diketahui, maka daya pemompaan (*pumping power*),  $\dot{W}_{\text{pump}}$ , dapat ditentukan dari :

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (2.69)$$

dimana  $\dot{V}$  adalah laju aliran volumetrik aliran fluida ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

Parameter paling penting untuk desain penukar kalor adalah unjuk kerja termal ( $\eta$ ). Unjuk kerja termal ( $\eta$ ) dianalisa dibawah kondisi daya pemompaan (*pumping power*) yang konstan, antara pipa tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*) dengan pipa dengan *twisted tape insert* (*inserted tube*). Untuk daya pemompaan yang konstan, berlaku :

$$(\dot{V} \cdot \Delta P)_p = (\dot{V} \cdot \Delta P)_s \quad (2.70)$$

dimana :

$\dot{V}$  = laju aliran volumetrik fluida di pipa dalam ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\Delta P$  = penurunan tekanan di pipa dalam (Pa)

$p$  = *plain tube* (pipa tanpa *twisted tape insert*)

$s$  = *swirl generator* (pipa dengan *twisted tape insert*)

Dimana hubungan antara faktor gesekan ( $f$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$(f \cdot Re^3)_p = (f \cdot Re^3)_s \quad (2.71)$$

unjuk kerja termal ( $\eta$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dengan *twisted tape insert* dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa tanpa *twisted tape insert* pada daya pemompaan yang konstan.

$$\eta = \left( \frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} \quad (2.72)$$

dimana :

$\eta$  = Unjuk kerja termal

$h_s$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dengan *twisted tape insert* ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$h_p$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata tanpa *twisted tape insert* ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$pp$  = daya pemompaan konstan



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1. Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret Surakarta.

#### 3.2. Bahan Penelitian

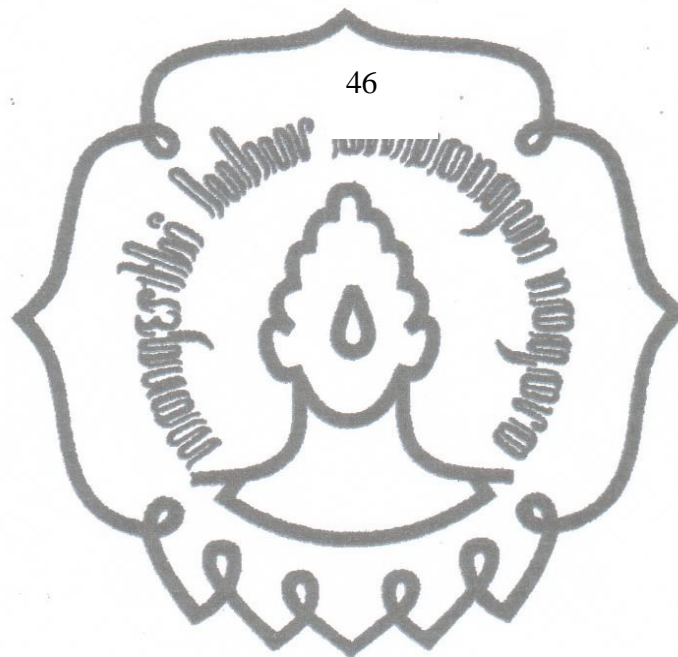
- Air

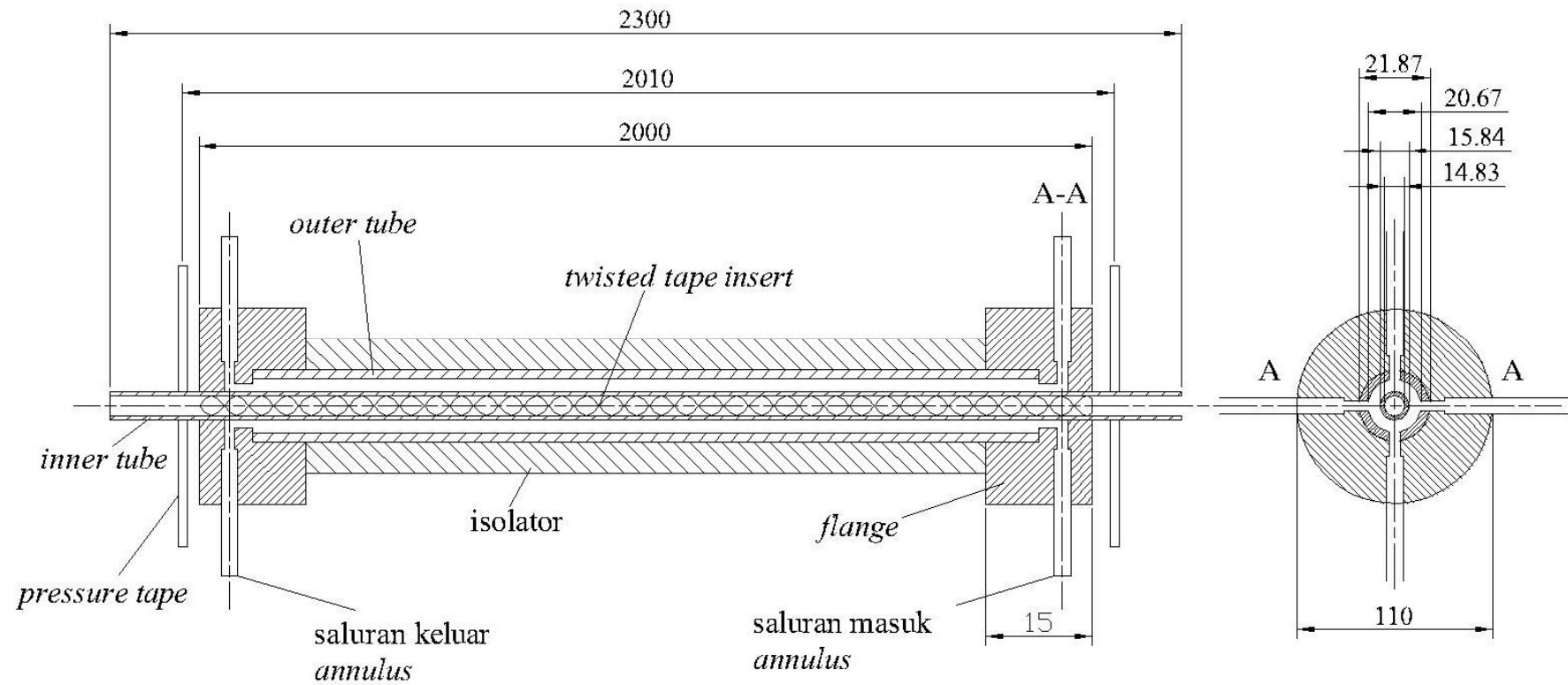
#### 3.3. Alat Penelitian

Spesifikasi alat penelitian :

- a) Alat penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* bercelah sempit
  - Konstruksi : penukar kalor pipa konsentrik satu laluan (*one pass concentric tube heat exchanger*)
  - Bahan pipa (*tube*) :
    - Pipa dalam (*inner tube*) dan pipa luar (*outer tube*) : Aluminium
  - Dimensi
    - *inner tube* : diameter luar 15,84 mm dan diameter dalam 14,34 mm
    - *outer tube* : diameter luar 21,87 mm dan diameter dalam 20,67 mm
    - panjang *inner tube* : 2.300 mm
    - panjang *outer tube* : 1.940 mm

- ukuran celah *annulus* : 2,42 mm dengan diameter hidrolis : 4,83 mm
- jarak antar *pressure tap* : 2.010 mm
- Arah aliran : *counter flow* (aliran berlawanan arah)
  - *inner tube* : air panas dengan arah aliran horisontal.
  - *outer tube/annulus* : air dingin aliran horisontal berlawanan arah dengan aliran air panas.

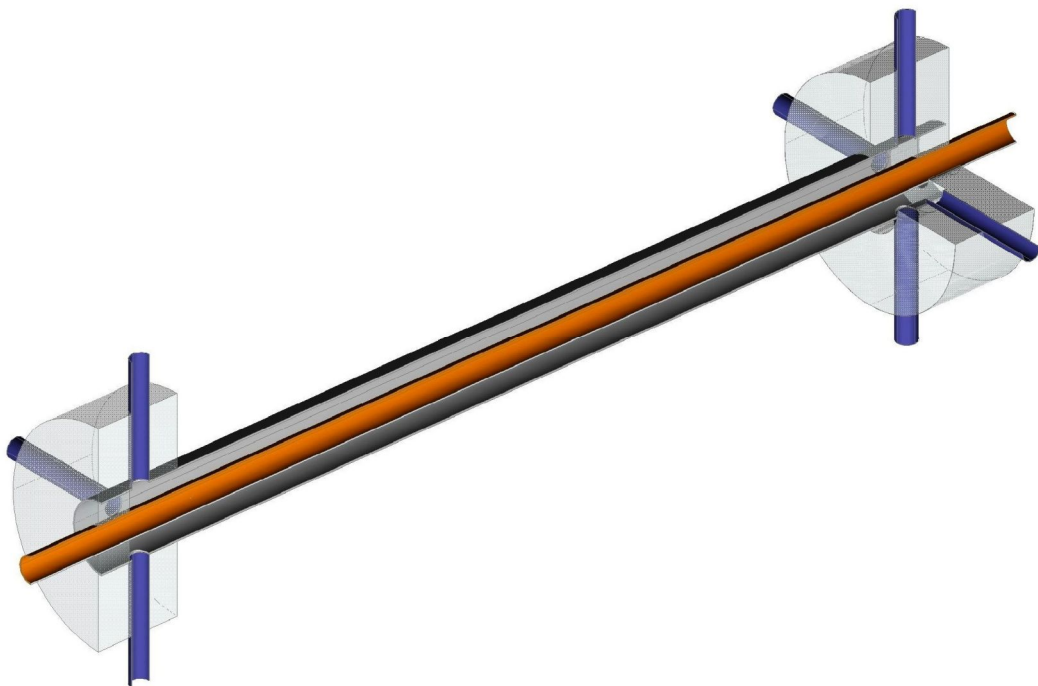




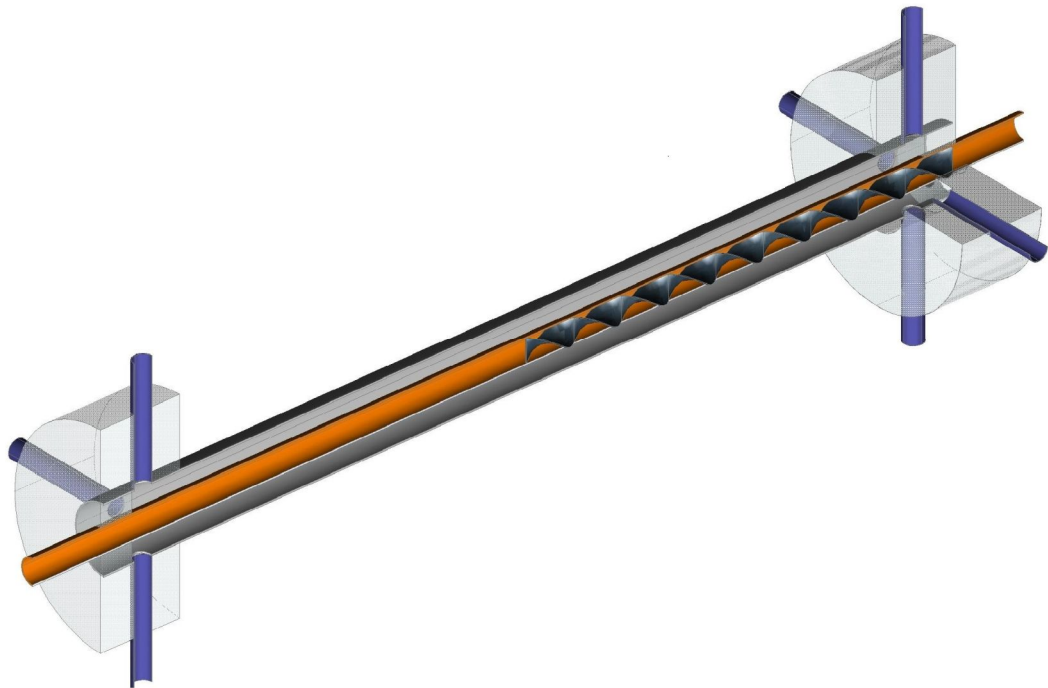
**Gambar 3.1.** Skema penukar kalor pipa konsentrik



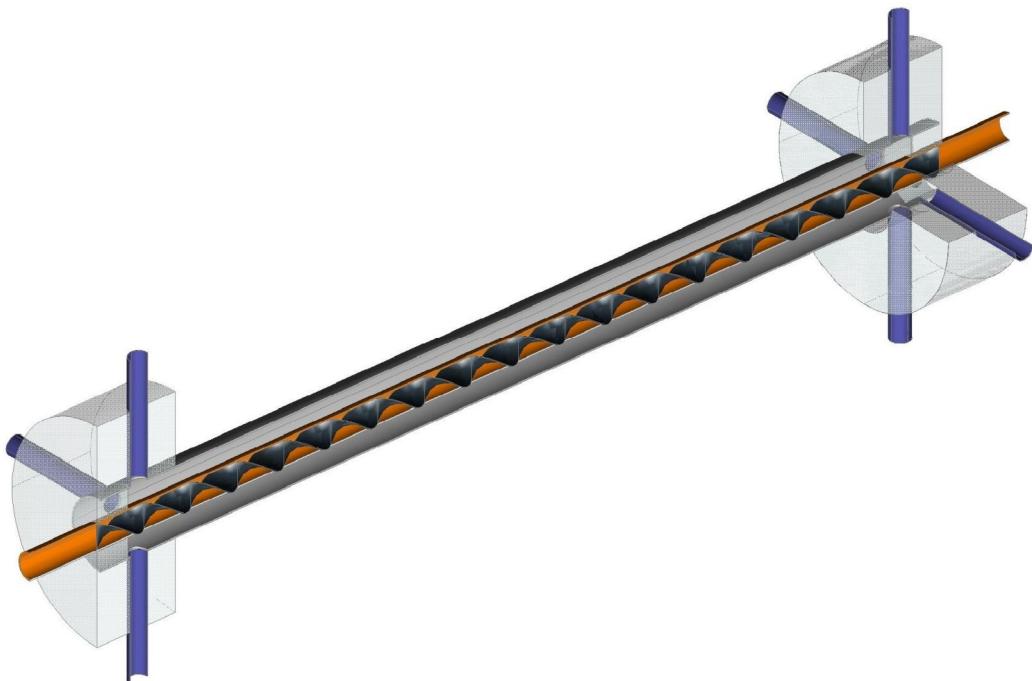
**Gambar 3.2.** Penukar kalor pipa konsentrik satu laluan



**Gambar 3.3** Penukar kalor tanpa *twisted tape insert*



Gambar 3.4 Penukar kalor dengan *half length twisted tape insert*

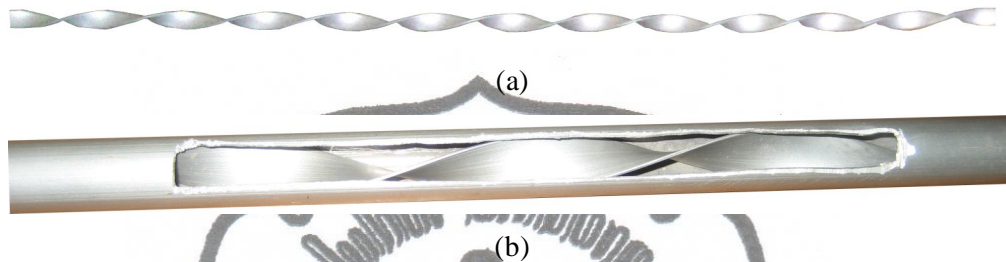


Gambar 3.5 Penukar kalor dengan *full length twisted tape insert*



b) Sisipan pita terpilin (*Twisted tape insert*)

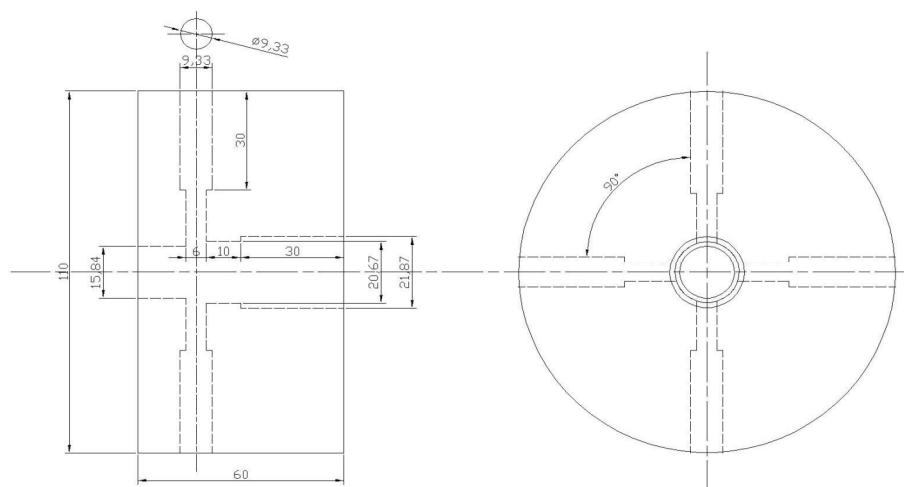
*Twisted tape insert* terbuat dari bahan aluminium strip dengan tebal 0,76 mm dan lebar 12,61 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga berbentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang *pitch* 50,35 mm sehingga *twist ratio*-nya sebesar 4,0.



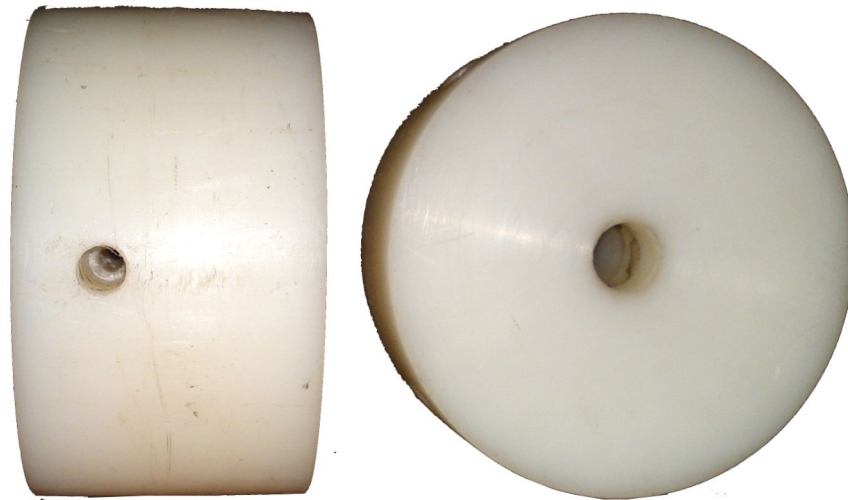
**Gambar 3.6** (a) *Twisted tape insert*, (b) *Twisted tape insert* dalam pipa

c) *Flange*

*Flange* ini terbuat dari bahan *nylon* yang berfungsi untuk menyangga pipa dalam dan pipa luar agar tetap konsentrik (sehingga lebar celah *annulus* seragam). *Flange* dibuat melalui proses pengeboran dan pembubutan dari *nylon* yang berbentuk silinder. Pembubutan luar dilakukan untuk meratakan dan menghaluskan permukaan *nylon*. *Nylon* kemudian dibor pada bagian tengahnya hingga mencapai diameter tertentu. Setelah itu, *nylon* dibor dalam hingga mencapai diameter yang diinginkan (gambar 3.7).



(a)



Gambar 3.7. (a) Gambar detail flange (b) Flange setelah dilakukan proses pembubutan



Gambar 3.8 Instalasi alat penelitian tampak depan.

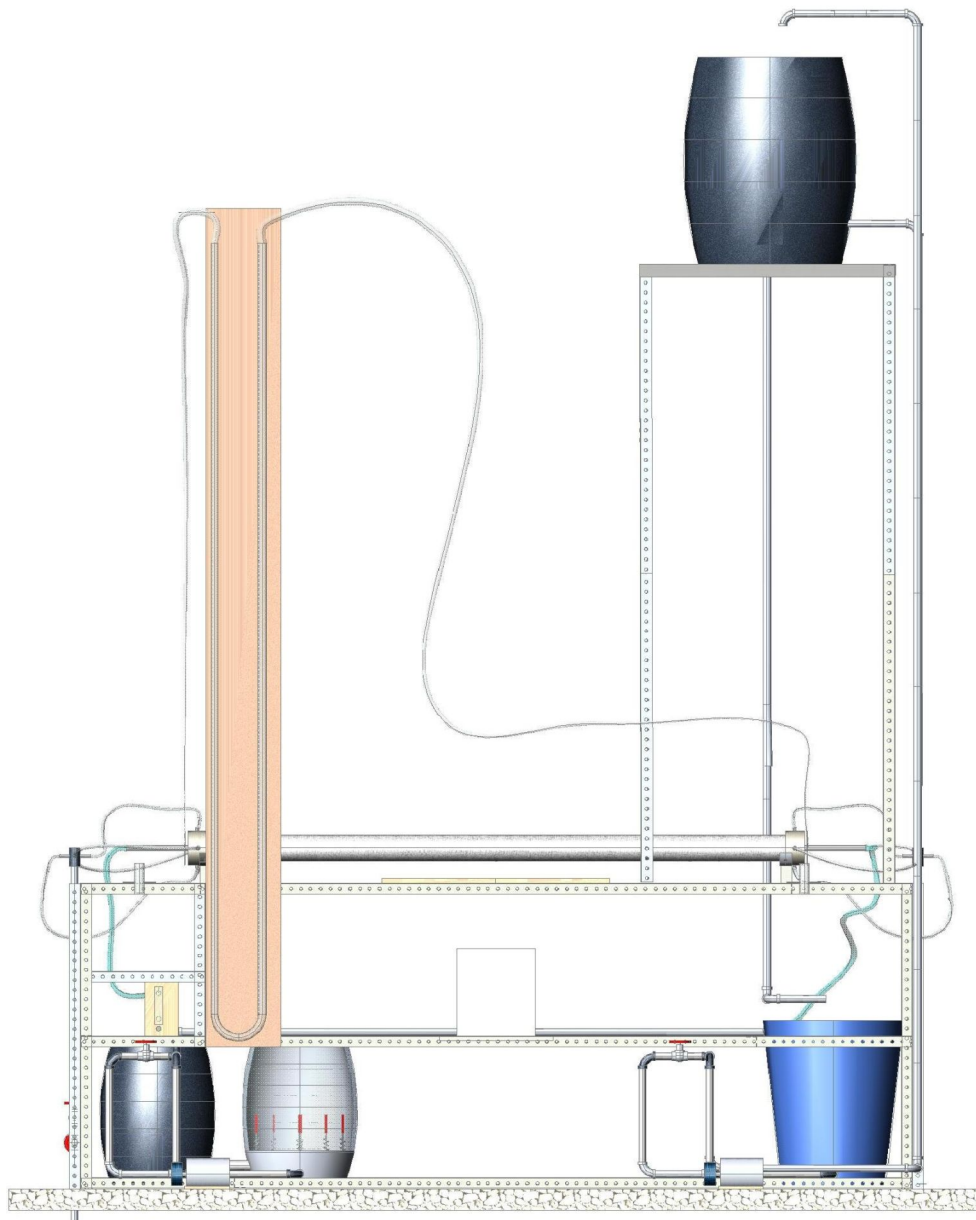
*commit to user*



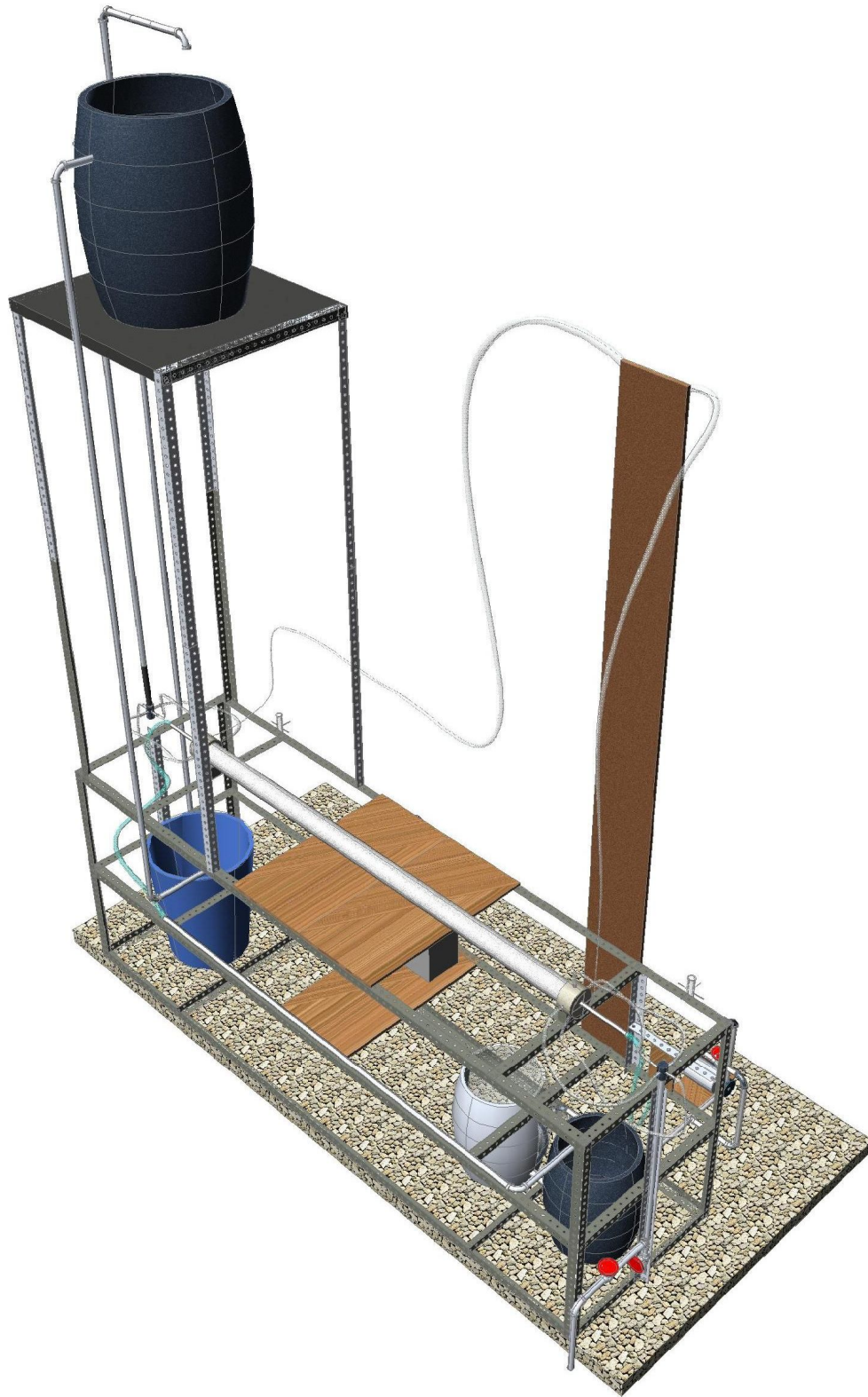
**Gambar 3.9** Instalasi alat penelitian tampak belakang

Keterangan gambar 3.8 dan 3.9 :

1. Penukar kalor
2. Bak air panas
3. Bak air dingin (bawah)
4. Rotameter
5. Manometer
6. *Temperature controller*
7. MCB pompa air dingin dan air panas
8. Penjebak air
9. Pemanas Air
10. Bak air dingin (atas)



**Gambar 3.10** Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak depan



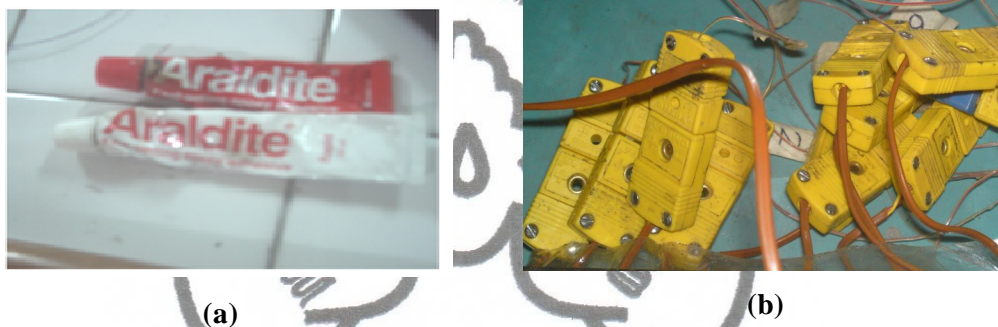
**Gambar 3.11** Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak belakang



**Gambar 3.12** Gambar 3D instalasi alat penelitian tampak atas

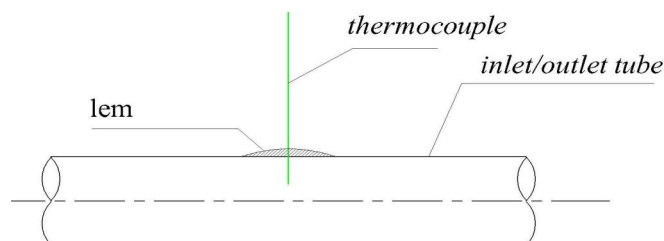
## d) Termokopel

Untuk mengukur temperatur, digunakan termokopel tipe-K. Tipe K [*Chromel (Ni-Cr alloy) / Alumel (Ni-Al alloy)*] tersedia untuk rentang suhu  $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$  hingga  $\pm 1.200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Termokopel ini dipasang pada sisi *inner tube* (untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar dari *inner tube*), pada dinding luar *inner tube* berjumlah 10 buah (untuk mengukur temperatur rata-rata dinding luar *inner tube*), dan pada sisi keluar dan masuk air dingin. Pemasangan termokopel dilem menggunakan lem *araldite* yang terdiri dari pengeras (*hardener*) warna merah dan resin (warna putih).

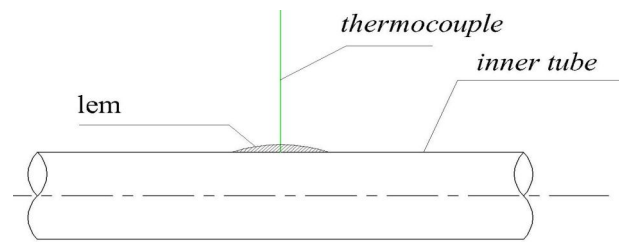


**Gambar 3.13** (a) Lem *araldite*; (b) Konektor termokopel dan termokopel tipe K.

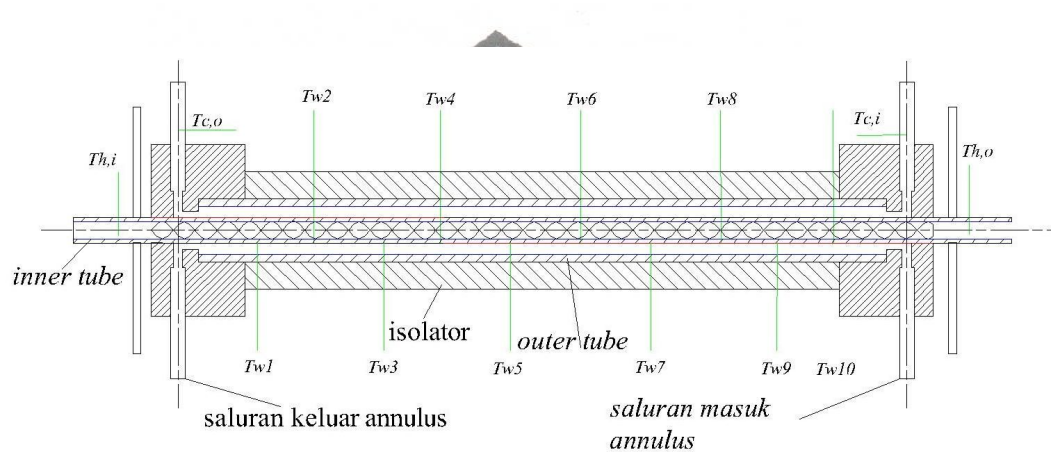
Pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air masuk dan keluar penukar kalor baik itu untuk air dingin maupun air panas dan mengukur temperatur dinding luar pipa dalam dapat dilihat pada gambar 3.14 dan gambar 3.15 berikut ini :



**Gambar 3.14** Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air masuk dan keluar di *inner tube* dan *outer tube*.



**Gambar 3.15** Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur dinding luar pipa dalam.



**Gambar 3.16** Pemasangan termokopel pada penukar kalor sejumlah 14 titik pemasangan

e) *Thermocouple reader*

Alat ini digunakan untuk menunjukkan temperatur yang diukur oleh termokopel.



**Gambar 3.17** *Thermocouple reader*.

*commit to user*



## f) Pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal digunakan untuk memompa air dari tangki air masuk ke dalam alat penukar kalor melalui pipa – pipa. Pompa yang digunakan sebanyak dua buah yaitu untuk memompa air panas dan air dingin.

**Tabel 3.1** Spesifikasi pompa DAB

Model AQUA 125 A – pompa sumur dangkal ( non otomatis )	
Kapasitas Max : 37 ltr/min	Size : 1”x1”
Daya hisap : 9 meter	OUTPUT : 125 Watt
Daya dorong : 15 meter	V/HZ/PH : 220/50/1
Total Head : 24 meter	RPM : 2850



(a)

(b)

**Gambar 3.18** Pompa sentrifugal. (a) pompa air panas (b) pompa air dingin

## g) Tandon Air

Tandon digunakan untuk menampung air panas dan air dingin sementara sebelum masuk penukar kalor.



(a)



(b)

*commit to user*

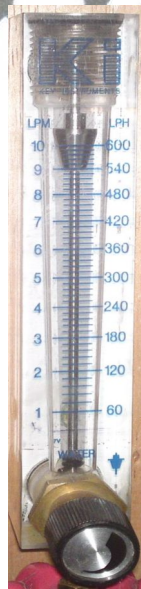
**Gambar 3.19** (a) Tangki air dingin (b) tangki air panas

h) *Flowmeter*

*Flowmeter* digunakan untuk mengukur debit aliran air sebelum masuk ke dalam penukar kalor. *Flowmeter* diletakkan di antara saluran *bypass* dengan pipa sebelum masuk pipa dalam penukar kalor.

Spesifikasi *flowmeter* :

- *Acrylic cover*
- *Glass* : - *Borosilite*
- *Measuring span* : - 1:10
- *Suitable for on line Instalation*
- *Centre to Centre Distince* : - 100 mm to 300 mm
- *Range between* – 26 – 260 to 185 – 1850 NLPH of Water
- *Various Materials of Constructions* :- *MS / SS304 / SS316 / Brass.*
- *Connections* :- *1/4 BSP / NPT (F) Back - Back / Bottom – Top*
- *Accuracy* :- *+/- 2% of full scale.*
- *Powder coated finish*
- *Linear Scale*



**Gambar 3.20** *Flowmeter*

*commit to user*

i) Penjebak Air

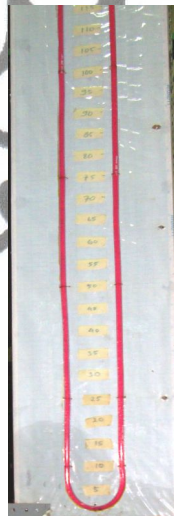
Penjebak air digunakan agar air dari *inner tube* tak masuk ke manometer.



Gambar 3.21 Penjebak air

j) Manometer

Manometer pipa U ini terbuat dari selang plastik yang berfungsi untuk mengukur perbedaan tekanan aliran air pada sisi *inner tube*. Fluida manometer yang digunakan adalah air.



Gambar 3.22 Manometer.

k) Rangka dan pipa – pipa saluran air

Rangka dari plat besi yang disusun sedemikian rupa menggunakan mur dan baut ukuran M12 dan rangkaian ini digunakan sebagai penopang dan untuk meletakkan penukar kalor. Sedangkan pipa – pipa saluran air ini berasal dari bahan PVC berdiameter  $\frac{3}{4}$  inci dan digunakan untuk mempermudah aliran air masuk ke dalam alat penukar kalor. *commit to user*

l) *Stop kran*

Stop kran ini dari bahan tembaga yang digunakan untuk mengatur debit aliran air. Sedangkan cara penggunaannya dengan cara diputar untuk mengatur debit yang akan diinginkan.



**Gambar 3.23** *Stop kran.*

m) *Ball valve*

*Ball valve* ini digunakan ketika akan mengukur laju aliran massa air dingin yang keluar dari *annulus* sebelum dibuang.



**Gambar 3.24** *Ball valve.*

n) *Temperature controller dan contactor atau relay*

*Temperature controller* digunakan untuk menjaga temperatur air panas yang akan masuk ke *inner tube* agar konstan. *Contactor* atau *relay* dihubungkan dengan *temperature controller* dan digunakan untuk memutus dan menyambung arus listrik yang diatur oleh *temperature controller*.

*commit to user*



**Gambar 3.25** *Temperature controller*

o) Pemanas air elektrik (*electric water heater*)

Pemanas ini berfungsi untuk memanaskan air dalam tangki air panas. Pemanas yang digunakan berjumlah 12 buah dengan total daya yang dipakai adalah 6.000 Watt.



**Gambar 3.26** Pemanas air elektrik.

p) *Stopwatch*

*Stopwatch* digunakan untuk mengukur selang waktu yang diperlukan untuk menampung air yang keluar dari *annulus* sempit dalam jumlah tertentu dengan menggunakan ember.



*commit to user*

**Gambar 3.27** Stopwatch.

q) Timbangan digital (*digital scale*)

Digunakan untuk menimbang massa air yang tertampung sementara dalam ember selama selang waktu tertentu untuk mengetahui laju aliran massa air di *annulus*.



**Gambar 3.28** Timbangan digital.

### 3.4. Prosedur Penelitian

Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem, yakni sistem pengukuran, sistem lintasan pipa dalam (*inner tube*), dan sistem lintasan aliran pada *annulus*. Lintasan pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas yang berada dalam tangki air panas digerakkan oleh pompa air, panas mengalir melewati seksi uji (pipa dalam) dan kembali ke tangki air panas. Pemanas air elektrik dikontrol dengan *thermocontroller* untuk mempertahankan temperatur konstan dalam tangki air panas. Lintasan aliran pada *annulus* adalah lintasan terbuka. Air dingin yang berada dalam tangki air dingin digerakkan oleh pompa lalu air dingin akan mengalir ke sisi *annulus* penukar kalor. Air dingin yang keluar dari *annulus* langsung dibuang.

#### 3.4.1. Tahap Persiapan

1. Mempersiapkan dan memasang seluruh alat yang digunakan dalam pengujian, seperti : pompa sentrifugal, penukar kalor, *thermocontroller*, pemanas air elektrik, manometer, tangki air dingin, tangki air panas dan alat pendukung lainnya.

2. Memastikan bahwa tidak ada kebocoran pada alat penelitian baik itu pada pipa – pipa saluran, sambungan, selang, seksi uji, atau pada bagian yang lain.
3. Memastikan bahwa semua termokopel telah dipasang sebelumnya dan semua termokopel telah dihubungkan dengan *thermocouple reader*.
4. Memastikan bahwa ketinggian permukaan air pada manometer adalah sama.

### 3.4.2. Tahap Pengujian

Prosedur yang dilakukan dalam pengambilan data penelitian berdasarkan variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam (*inner tube*) adalah sebagai berikut :

- Pada penukar kalor tanpa *twisted tape insert*.
  1. Menyalakan pemanas air elektrik yang berada di tangki air panas dan menyetel *thermocontroller* pada temperatur 60 °C.
  2. Menyalakan pompa air panas.
  3. Mengatur debit aliran air panas di *inner tube*, debit aliran air panas di *inner tube* terbaca pada *flowmeter*.
  4. Menyalakan pompa air dingin.
  5. Membuka penuh katup yang mengatur aliran air dingin ke *annulus*, sehingga diperoleh satu debit konstan di *annulus*. Debit di *annulus* diperoleh dengan cara menimbang air yang keluar *annulus* dalam selang waktu tertentu.
  6. Setelah temperatur air yang masuk ke *inner tube* telah mencapai 60°C maka dilakukan pengambilan data berupa temperatur air panas masuk dan keluar *inner tube*, temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*, temperatur-temperatur dinding luar *inner tube*, dan beda ketinggian air di manometer hingga diperoleh kondisi tunak (*steady state*). Sementara itu, temperatur air yang masuk ke *inner tube* dijaga konstan 60°C.
  7. Mematikan pompa air panas sementara itu pompa air dingin tetap menyala untuk menetralkan penukar kalor ke kondisi semula.

8. Menetralkan penukar kalor dengan cara mengalirkan air dingin pada sisi *inner tube* dan saluran *annulus* hingga diperoleh kondisi netral, ditandai dengan temperatur masuk dan keluar *inner tube* dan *annulus* berupa temperatur air kondisi temperatur lingkungan.
  9. Memastikan ketinggian permukaan air pada manometer adalah sama untuk pengambilan data variasi debit aliran air panas di *inner tube* berikutnya.
  10. Mengulangi langkah 1 sampai 9 untuk variasi debit aliran air panas di *inner tube* berikutnya hingga diperoleh  $\pm 17$  variasi debit aliran air panas di *inner tube*.
  11. Setelah percobaan selesai, mematikan pompa dan seluruh unit kelistrikan.
- Pada penukar kalor dengan *twisted tape insert*.
    1. Menyisipkan *full length twisted tape insert* ke dalam *inner tube*.
    2. Menyalakan pemanas air elektrik yang berada di tangki air panas dan menyetel *thermocontroller* pada temperatur  $60^{\circ}\text{C}$ .
    3. Menyalakan pompa air bagian *inner tube*.
    4. Mengatur debit aliran air panas di *inner tube* sama seperti pengujian penukar kalor tanpa *twisted tape insert*. Debit aliran air panas di *inner tube* terbaca pada *flowmeter*.
    5. Menyalakan pompa air dingin.
    6. Membuka penuh katup yang mengatur aliran air dingin ke *annulus*, sehingga diperoleh satu debit konstan di *annulus*. Debit di *annulus* diperoleh dengan cara menimbang air yang keluar *annulus* dalam selang waktu tertentu.
    7. Setelah temperatur air yang masuk ke *inner tube* telah mencapai  $60^{\circ}\text{C}$  maka dilakukan pengambilan data berupa temperatur air panas masuk dan keluar *inner tube*, temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*, temperatur-temperatur dinding luar *inner tube*, dan beda ketinggian air di manometer hingga diperoleh kondisi tunak (*steady state*). Sementara itu, temperatur air yang masuk ke *inner tube* dijaga konstan  $60^{\circ}\text{C}$ .



8. Mematikan pompa air panas sementara itu pompa air dingin tetap menyala untuk menetralkan penukar kalor ke kondisi semula.
9. Menetralkan penukar kalor dengan cara mengalirkan air dingin pada sisi *inner tube* dan saluran *annulus* hingga diperoleh kondisi netral, ditandai dengan temperatur masuk dan keluar *inner tube* dan *annulus* berupa temperatur air kondisi temperatur lingkungan.
10. Memastikan ketinggian permukaan air pada manometer adalah sama untuk pengambilan data variasi debit aliran air panas di *inner tube* berikutnya.
11. Mengulangi langkah 2 sampai 10 untuk variasi debit aliran air panas di *inner tube* berikutnya hingga diperoleh  $\pm 11$  variasi debit aliran air panas di *inner tube*. Sedangkan debit aliran air panas yang divariasi saat pengujian dengan penukar kalor tanpa *twisted tape insert* sebanyak 17 variasi.
12. Mengulangi langkah 1 sampai 11 untuk variasi *half length twisted tape insert*.
13. Setelah percobaan selesai, mematikan pompa dan seluruh unit kelistrikan.

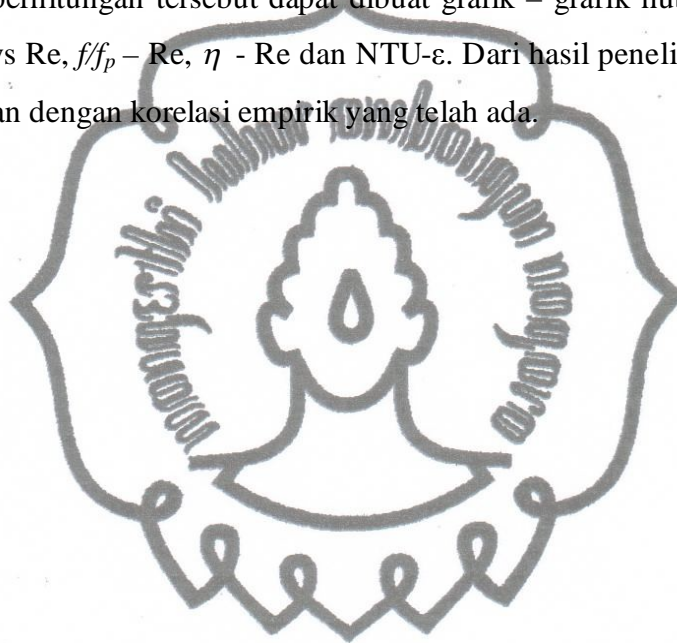
### 3.5. Metode Analisis Data

Dari data yang telah diperoleh, yaitu berupa temperatur air masuk dan keluar pipa dalam dan *annulus*, temperatur-temperatur dinding luar pipa dalam, beda ketinggian air di manometer dan debit aliran air di *annulus* (konstan) dan debit aliran air di pipa dalam, selanjutnya dapat dilakukan analisis data yaitu dengan:

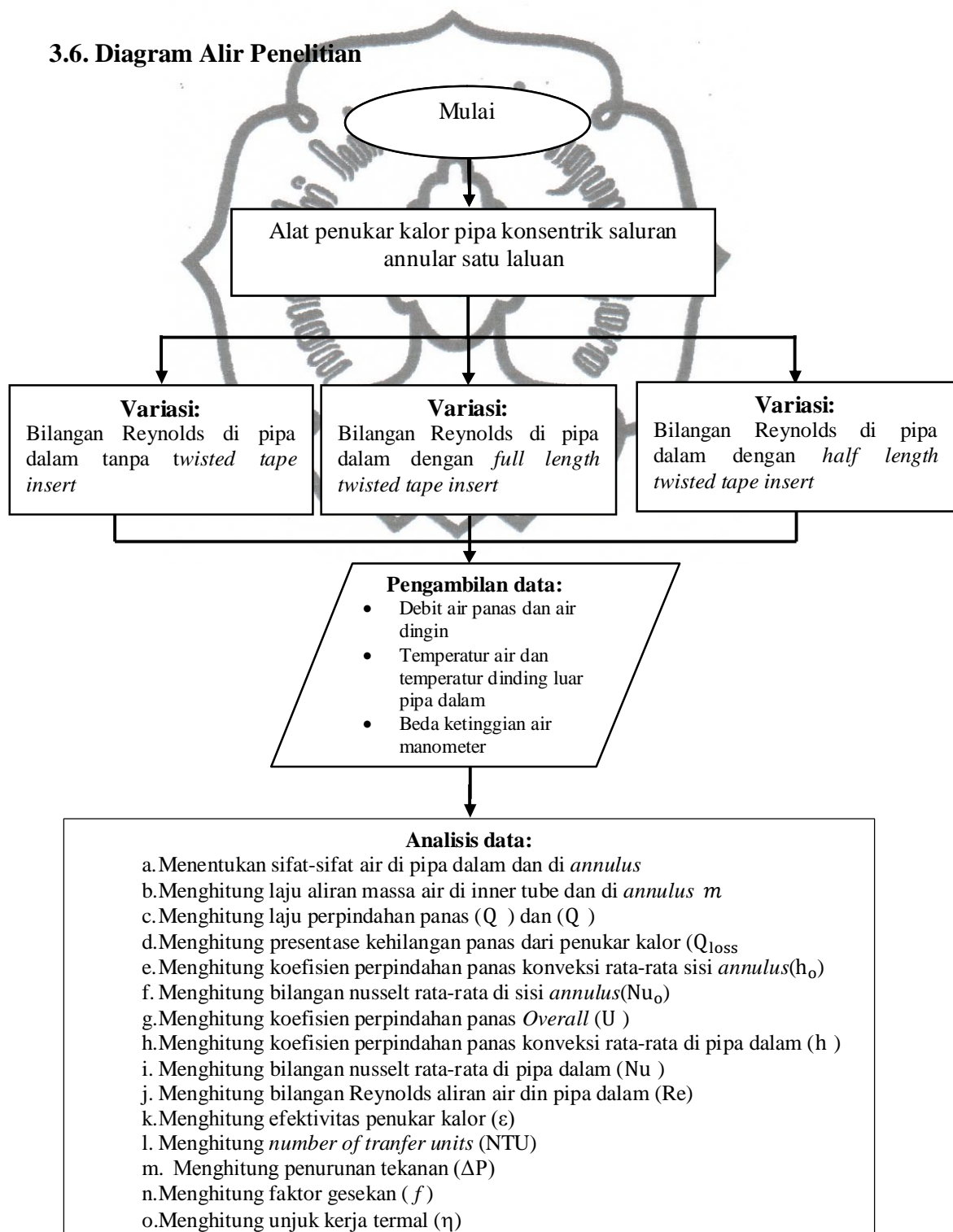
- a. Menentukan sifat-sifat air di pipa dalam dan di *annulus*
- b. Menghitung laju aliran massa air di pipa dalam dan di *annulus* ( $\dot{m}$ )
- c. Menghitung laju perpindahan panas ( $Q_h$ ) dan ( $Q_c$ )
- d. Menghitung persentase kehilangan panas dari penukar kalor ( $Q_{loss}$ )
- e. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* ( $h_a$ )
- f. Menghitung bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus* ( $Nu_a$ )
- g. Menghitung koefisien perpindahan panas overall ( $U_j$ )
- h. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ( $h_i$ )

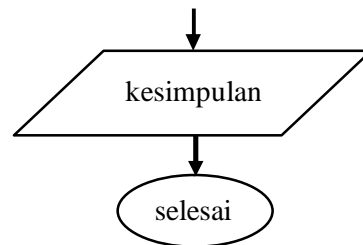
- i. Menghitung bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam ( $Nu_i$ )
- j. Menghitung bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam ( $Re$ )
- k. Menghitung efektivitas penukar kalor ( $\epsilon$ )
- l. Menghitung *Number of Transfer Units* (NTU)
- m. Menghitung penurunan tekanan ( $\Delta P$ )
- n. Menghitung faktor gesekan ( $f$ )
- o. Menghitung unjuk kerja termal ( $\eta$ )

Dari perhitungan tersebut dapat dibuat grafik – grafik hubungan  $Nu_i - Re$ ,  $\Delta P - Re$ ,  $f$  vs  $Re$ ,  $f/f_p - Re$ ,  $\eta - Re$  dan NTU- $\epsilon$ . Dari hasil penelitian ini nanti juga dibandingkan dengan korelasi empirik yang telah ada.



### 3.6. Diagram Alir Penelitian





## BAB IV

### DATA DAN ANALISIS

Pada bab ini akan dilakukan analisis mengenai pengaruh variasi bilangan Reynolds aliran air dan pengaruh penambahan *twisted tape insert* dengan panjang penuh (*full length*) dan setengah penuh (*half length*) di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran annular terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.

Pengujian dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam dengan variasi debit 2-10 LPM untuk pipa tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*), sedangkan untuk pipa dalam dengan *twisted tape insert* variasi bilangan Reynolds diatur pada variasi debit 2-7 LPM. Pengujian dilakukan dengan aliran air panas masuk ke pipa dalam (*inner tube*) dijaga konstan sebesar 60°C, sedangkan air dingin masuk ke *annulus* dengan temperatur  $\pm 27^\circ\text{C}$ . Data yang diperoleh dalam pengujian ini, yaitu temperatur air masuk dan keluar pipa dalam, temperatur air masuk dan keluar *annulus*, temperatur dinding luar pipa dalam, laju aliran massa air di pipa dalam dan *annulus*, dan penurunan tekanan (*pressure drop*) di pipa dalam. Tiap variasi pengujian, data diambil setiap 10 menit hingga diperoleh kondisi tunak (*steady state*). Data-data pada kondisi tunak ini yang digunakan dalam perhitungan dan analisa data penelitian.

#### 4.1 Data Hasil Pengujian

Pengujian dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Termodinamika Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret Surakarta.

Dari hasil pengamatan laju aliran massa air di *annulus* ( $\dot{m}_g$ ) dan penurunan tekanan pada sisi pipa dalam ( $\Delta P$ ), temperatur air panas masuk ( $T_{h,i}$ ) dan keluar ( $T_{h,o}$ ) pipa dalam, dan temperatur air dingin masuk ( $T_{c,i}$ ) dan keluar ( $T_{c,o}$ ) *annulus*, serta temperatur dinding luar pipa dalam ( $T_w$ ) saat pengujian pada kondisi tunak, diperoleh data seperti pada Tabel 4.1, 4.2 dan 4.3 sebagai berikut :

69



**Tabel 4.1.** Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi tanpa *twisted tape insert*.

$\tilde{V}_h$ (LPM)	$\dot{m}_c$ kg/s	$\Delta h$ mm	$T_{w1}^{\circ C}$	$T_{w2}^{\circ C}$	$T_{w3}^{\circ C}$	$T_{w4}^{\circ C}$	$T_{w5}^{\circ C}$	$T_{w6}^{\circ C}$	$T_{w7}^{\circ C}$	$T_{w8}^{\circ C}$	$T_{w9}^{\circ C}$	$T_{w10}^{\circ C}$	$T_{h,i}$ $^{\circ C}$	$T_{h,o}$ $^{\circ C}$	$T_{c,i}$ $^{\circ C}$	$T_{c,o}^{\circ C}$
2	0,073	22,0	35,4	37,7	38,0	39,1	38,4	38,7	39,0	41,2	41,7	46,9	60,1	45,5	28,0	35,1
2,5	0,073	25,0	35,7	39,0	39,3	40,0	40,0	40,3	40,6	42,0	42,8	47,4	60,2	46,3	28,5	36,9
3	0,073	28,0	39,7	40,1	40,4	41,4	41,5	41,8	42,1	42,8	44,3	48,0	60,4	47,2	27,8	37,5
3,5	0,073	31,0	41,5	41,9	42,2	43,1	43,3	43,6	43,9	44,2	45,6	49,3	60,3	48,3	28,3	38,6
4,0	0,073	35,0	41,8	42,5	42,8	44,4	44,9	45,2	45,5	46,4	47,2	50,2	60,3	49,0	28,4	39,6
4,5	0,073	46,0	43,4	43,0	43,3	44,8	45,3	45,6	45,9	46,7	47,4	50,4	60,3	49,5	28,1	40,1
5	0,073	52,0	44,0	44,4	44,7	45,2	46,0	46,3	46,7	47,3	47,9	50,8	60,2	50,2	28,3	40,7
5,5	0,073	69,0	44,4	44,9	45,2	45,6	46,6	46,9	47,5	48,0	48,4	51,1	60,4	50,6	27,8	41,2
6	0,073	71,0	44,8	45,2	45,5	46,3	47,1	47,4	47,7	48,3	48,9	51,5	60,1	50,9	27,8	41,6

6,5	0,073	80,0	45,5	45,9	46,2	46,9	47,9	48,2	48,5	49,0	49,4	51,8	60,3	51,5	27,7	41,9
7	0,073	93,0	46,1	46,5	46,8	47,7	48,8	49,1	49,4	49,8	50,1	52,5	60,3	52,1	28,2	42,3
7,5	0,073	109,0	47,3	47,7	49,1	48,5	50,3	50,6	51,0	52,0	50,9	52,9	60,2	52,6	28,3	42,6
8	0,073	125,0	47,9	48,3	49,0	49,3	50,9	51,2	51,3	52,0	52,6	53,6	60,4	53,0	28,1	43,1
8,5	0,073	142,0	48,3	48,7	49,5	50,0	51,4	51,5	51,7	52,4	53,0	54,0	60,3	53,2	28,1	43,5
9	0,073	160,0	49,1	49,3	50,7	51,0	52,0	52,1	52,3	53,3	54,3	54,9	60,4	53,8	28,5	43,7
9,5	0,073	171,0	49,3	49,4	51,1	51,4	52,1	52,3	53,2	54,2	55,1	54,9	60,4	54,0		,2
10	0,073	192,0	49,2	49,6	51,8	52,1	52,4	52,6	53,7	54,7	55,7	55,5	60,5	54,3		,6

Tabel 4.2. Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi dengan *full length twisted tape insert*.

$\tilde{V}_h$ (LPM)	$\dot{m}_c$ kg/s	$\Delta h$ mm	$T_{w1}^{\circ C}$	$T_{w2}^{\circ C}$	$T_{w3}^{\circ C}$	$T_{w4}^{\circ C}$	$T_{w5}^{\circ C}$	$T_{w6}^{\circ C}$	$T_{w7}^{\circ C}$	$T_{w8}^{\circ C}$	$T_{w9}^{\circ C}$	$T_{w10}^{\circ C}$	$T_{h,i}$ $^{\circ C}$	$T_{h,o}^{\circ C}$	$T_{c,i}$ $^{\circ C}$	$T_{c,o}$ $^{\circ C}$
------------------------	---------------------	------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	--------------------	---------------------	---------------------------	---------------------	---------------------------	---------------------------

2,0	0,073	76	39,1	37,9	38,5	40,3	41,4	41,9	42,2	42,1	45,2	47,5	60,2	42,4	27,8	36,4
2,5	0,073	89	39,7	39,7	40,2	42,1	43,5	43,8	44,2	44,7	46,2	48,4	60,1	44,2	27,9	37,2
3	0,073	106	40,3	40,9	41,8	42,7	43,9	44,5	45,1	45,4	47,2	49,6	60,3	45,0	28,1	38,8
3,5	0,073	123	40,9	43,1	43,8	44,4	46,1	46,4	45,5	45,9	48,3	50,5	60,3	46,6	28,3	39,4
4	0,073	144	41,5	43,9	44,7	45,7	47,1	46,3	46,2	46,2	49,4	51,5	60,1	47,6	28,6	40,2
4,5	0,073	168	42,1	44,6	45,5	46,7	47,8	46,4	47,5	47,4	50,1	51,9	60,2	47,9	28,1	41,5
5	0,073	202	42,7	44,9	44,9	47,2	48,2	47,2	47,9	47,7	50,4	52,3	60,1	48,3	28,1	42,4
5,5	0,073	218	43,0	45,2	45,5	47,5	48,8	47,8	48,1	48,0	50,2	51,8	60,2	48,4	27,0	43,0
6	0,073	237	44,3	46,8	46,4	48,8	50,0	48,9	49,2	48,6	50,6	51,2	60,4	49,3	27,0	43,4
6,5	0,073	303	45,6	47,5	46,8	49,3	50,4	49,2	49,5	48,8	51,4	53,4	60,0	49,8	27,6	44,1
7	0,073	339	46,8	49,2	49,7	50,6	51,4	50,1	50,4	49,6	52,6	54,3	60,0	50,8	28,0	44,3



Tabel 4.3. Data hasil pengujian variasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam pada variasi dengan *half length twisted tape insert*.

$\dot{V}_h$ (LPM)	$\dot{m}_c$ kg/s	$\Delta h$ mm	$T_{w1}^{\circ C}$	$T_{w2}^{\circ C}$	$T_{w3}^{\circ C}$	$T_{w4}^{\circ C}$	$T_{w5}^{\circ C}$	$T_{w6}^{\circ C}$	$T_{w7}^{\circ C}$	$T_{w8}^{\circ C}$	$T_{w9}^{\circ C}$	$T_{w10}^{\circ C}$	$T_{h,i}$ $^{\circ C}$	$T_{h,o}$ $^{\circ C}$	$T_{c,i}$ $^{\circ C}$	$T_{c,o}$ $^{\circ C}$
2,0	0,073	58	38,2	38,4	38,9	39,7	41,8	42,1	43,0	44,7	45,4	48,5	60,2	44,0	28,5	36,2
2,5	0,073	63	39,7	39,6	41,7	41,2	43,1	43,9	44,8	46,0	46,5	49,4	60,1	45,2	28,2	36,8
3,0	0,073	75	40,5	41,1	42,6	42,7	44,5	45,2	45,5	46,2	47,1	50,3	60,2	46,0	28,2	38,2
3,5	0,073	94	42,1	42,9	44,1	45,0	45,5	45,7	46,2	47,1	47,9	50,8	60,4	47,3	28,4	39,0
4,0	0,073	111	43,5	44,1	45,6	46,1	47,5	46,2	47,4	47,9	48,8	51,9	60,5	48,3	27,9	39,5
4,5	0,073	127	43,5	44,6	45,6	46,9	47,8	48,2	48,5	48,8	50,1	52,3	60,2	48,7	28,1	40,8

5	0,073	150	44,0	44,9	45,8	47,5	47,9	48,8	49,5	49,8	50,4	52,3	60,3	49,1	27,7	41,6
5,5	0,073	156	44,8	45,3	46,7	47,9	48,4	49,3	49,7	50,0	50,4	53,0	60,4	49,5	27,3	42,1
6	0,073	169	45,1	46,4	48,1	48,6	49,0	49,6	50,1	50,5	50,9	53,3	60,3	50,1	27,7	42,7
6,5	0,073	222	46,2	47,1	48,4	49,3	49,9	50,6	50,3	50,8	51,5	53,7	60,3	50,8	28,2	43,1
7	0,073	250	46,5	47,6	48,9	49,4	51,2	51,4	51,4	51,7	52,0	54,0	60,2	51,2	28,2	43,8

## 4.2 Perhitungan Data

Data seksi uji penukar kalor pipa konsentrik saluran <i>annular</i>	:
Diameter dalam pipa dalam ( $d_i$ )	: 0,01434 m
Diameter luar pipa dalam ( $d_o$ )	: 0,01584
Luas permukaan dalam pipa dalam ( $A_i$ )	: 0,0901 m <sup>2</sup>
Luas permukaan luar pipa dalam ( $A_o$ )	: 0,0995 m <sup>2</sup>
Luas penampang pipa dalam ( $A_t$ )	: 0,000162 m <sup>2</sup>
Diameter dalam pipa luar ( $D_i$ )	: 0,02067 m
Diameter luar pipa luar ( $D_o$ )	: 0,02187 m
Diameter hidrolis ( $D_h$ )	: 0,00483m
Massa jenis fluida manometer ( $\rho_m$ )	: 995,75 kg/m <sup>3</sup>
Panjang pipa dalam ( $L$ )	: 2 m
Panjang antar <i>pressure tap</i> ( $L_t$ )	: 2,01 m

4.2.1 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 4 LPM pada variasi tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*).

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ( $T_{h,i}$ ) : 60,3 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ( $T_{h,o}$ ) : 49 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ( $T_{c,i}$ ) : 28,4 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ( $T_{c,o}$ ) : 39,6 °C
- Beda ketinggian air pada manometer ( $\Delta h$ ) : 35 mm
- Debit air panas masuk pipa dalam ( $\dot{V}_{T,i}$ ) : 4 LPM
- Laju aliran massa air masuk *annulus* ( $\dot{m}_{c,i}$ ) : 0,073 (kg/s)

a. Sifat-sifat air di pipa dalam dan di *annulus*

Temperatur *bulk* rata-rata air di pipa dalam ( $T_{b,i}$ ) :

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{60,3 + 49}{2} = 54,7 \text{ } ^\circ\text{C} = 327,7 \text{ K}$$

Sifat-sifat air di pipa dalam pada  $T_{b,i}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_h = 985,622 \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad \textit{commit to user}$$

$$C_{p,h} = 4183,06 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)}$$

$$k_i = 0,64765 \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\mu_i = 0,00051 \text{ (kg/m.s)}$$

$$P_r = 3,2769$$

Temperatur *bulk* rata-rata air di *annulus* ( $T_{b,o}$ ) :

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{28,4 + 39,6}{2} = 34^\circ\text{C} = 307 \text{ K}$$

Sifat-sifat air di *annulus* pada  $T_{b,o}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_c = 994,234 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_{p,c} = 4178 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)}$$

$$k_o = 0,6232 \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\mu_o = 0,00074 \text{ (kg/m.s)}$$

b. Laju aliran massa air di pipa dalam,  $\dot{m}_h$  :

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot \dot{V}_h = 985,622 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot \left( \frac{4 \text{ LPM}}{60\text{s} \cdot 1000 \text{ m}^3} \right) = 0,0657 \text{ kg/s}$$

c. Laju perpindahan panas di pipa dalam ( $Q_h$ ) dan di *annulus* ( $Q_c$ ) :

$$\begin{aligned} Q_h &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,0657 \text{ (kg/s)} \cdot 4183,06 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)} \cdot (60,3 - 49)^\circ\text{C} \\ &= 3105,55 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_c &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,073 \text{ (kg/s)} \cdot 4178 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)} \cdot (39,6 - 28,4)^\circ\text{C} \\ &= 3415,93 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Heat balance error :

*commit to user*

$$\text{Heat balance error} = |Q_h - Q_c| = |3105,55 - 3415,93| \text{ W} = 310,38 \text{ W}$$

$$\% \text{ Heat balance error} = \left| \frac{\text{Heat balance error}}{Q_h} \right| \times 100\% = \left| \frac{310,38 \text{ W}}{3105,55 \text{ W}} \right| \times 100\% = 9,99\%$$

e. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*,  $h_o$ :

$$\bar{T}_{w,o} = \frac{\sum T_{w,o}}{n} = \frac{41,8 + 42,5 + 42,8 + 44,4 + 44,9 + 45,2 + 45,5 + 46,4 + 47,2 + 50,2}{10}$$

$$\bar{T}_{w,o} = 45,1^\circ\text{C}$$

$$h_o = \frac{Q_c}{A_o \cdot (T_{w,o} - T_{b,o})}$$

$$= \frac{3415,93 \text{ W}}{0,0995 \text{ m}^2 \cdot (45,1 - 34)^\circ\text{C}}$$

$$= 3092,88 \text{ (W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_h}{k_o}$$

f. Bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*,  $Nu_o$ :

$$= \frac{3092,88 \text{ (W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot 0,00483 \text{ m}}{0,6232 \text{ (W / m} \cdot ^\circ\text{C)}}$$

$$= 23,97$$

g. Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam,  $U_i$ :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$U_i = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{Q_h}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$U_i = \frac{Q_h}{\pi \cdot d_i \cdot L \left( \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))} \right)}$$

$$U_i = \frac{3105,55 \text{ W}}{3,14 \cdot 0,01434 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} \left( \frac{(60,3 - 39,6) - (49 - 28,4)}{\ln((60,3 - 39,6) / (49 - 28,4))} \right) ^\circ\text{C}}$$

$$U_i = 1669,98 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam,  $h_i$  :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k_m} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o}}$$

$$= \frac{1}{\left[ \frac{1}{1669,98 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} - \frac{0,01434 \text{ m} \cdot \ln(0,01584/0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} - \frac{0,01434 \text{ m}}{0,01584 \text{ m} \cdot 3092,88 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} \right]}$$

$$= 3299,3 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

i. Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan luar pipa dalam,  $U_o$  :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,01584 \text{ m}}{3299,3 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 0,01434 \text{ m}} + \frac{0,01584 \text{ m} \cdot \ln(0,01584/0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} + \frac{1}{3092,88 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}}$$

$$U_o = 1511,84 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

j. Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam,  $N_{u,i}$  :

$$\begin{aligned}
 Nu_i &= \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} \\
 &= \frac{3299,3 \text{ (W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,64765 \text{ (W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}} \\
 &= 73,05
 \end{aligned}$$

k. Bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam,  $Re$  :

Kecepatan rata-rata aliran air di pipa dalam,  $V$  :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\dot{V}}{A_i} = \frac{\dot{V}}{1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{4,0 \text{ LPM} \left( \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} \right) \left( \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right)}{1/4 \cdot \pi \cdot (0,01434 \text{ m})^2} \\
 &= 0,413 \text{ m/s} \\
 Re &= \frac{\rho_h \cdot V \cdot d_i}{\mu_i} \\
 &= \frac{985,622 \text{ (kg/m}^3) \cdot 0,413 \text{ (m/s)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,00051 \text{ (kg/m} \cdot \text{s)}} \\
 &= 11445,62
 \end{aligned}$$

l. Validasi bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam untuk *plain tube* ( $Nu_i$ ) :

- Menggunakan persamaan Dittus-Boelter (1930)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot 11445,62^{0,8} \cdot 3,2769^{0,3} = 57,98
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ error} &= \left| \frac{Nu_{i, \text{Dittus-Boelter}} - Nu_{i, \text{Dittus-Boelter}}}{Nu_{i, \text{Dittus-Boelter}}} \right| \times 100 \% \\
 &= \left| \frac{73,05 - 57,98}{57,98} \right| \times 100 \% \\
 &= 25,99 \%
 \end{aligned}$$

- Menggunakan persamaan Gnielinski (1976):

$$f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} = (0,79 \cdot \ln 11445,62 - 1,64)^{-2} = 0,0303$$

$$Nu_{i,Gnielinski} = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{i,Gnielinski} = \frac{(0,0303/8) \cdot (11445,62 - 1000) \cdot 3,2769}{1 + 12,7 \cdot (0,0303/8)^{1/2} \cdot (3,2769^{2/3} - 1)} = 66,73$$

$$\%error = \left| \frac{Nu_{i,plain tube} - Nu_{i,Gnielinski}}{Nu_{i,Gnielinski}} \right| \times 100 \%$$

$$= \left| \frac{73,05 - 66,73}{66,73} \right| \times 100 \%$$

$$= 9,47 \%$$

- Menggunakan persamaan Petukhov:

$$f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} = (0,79 \cdot \ln 11445,62 - 1,64)^{-2} = 0,0303$$

$$Nu_{i,Petukhov} = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$= \frac{(0,0302/8) \cdot 11445,62 \cdot 3,2769}{1,07 + 12,7 \cdot (0,0303/8)^{1/2} \cdot (3,2769^{2/3} - 1)} = 70,58$$

$$\%error = \left| \frac{Nu_{i,plain tube} - Nu_{i,Petukhov}}{Nu_{i,Petukhov}} \right| \times 100 \%$$

$$\%error = \left| \frac{73,05 - 70,58}{70,58} \right| \times 100 \% = 3,5 \%$$

m. Penurunan tekanan dalam pipa, ( $\Delta P$ ):

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h$$

$$= 995,75 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 0,035 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ N}}{\text{Kg} \cdot \text{m/s}^2} \right) \left( \frac{1 \text{ Pa}}{1 \text{ N/m}^2} \right)$$

$$= 341,89 \text{ Pa}$$

n. Faktor gesekan,  $f$ :



$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_t}{d_i}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)}$$

$$= \frac{341,89 \text{ Pa}}{\left(\frac{2,01 \text{ m}}{0,01434 \text{ m}}\right) \left(985,622(\text{kg} / \text{m}^3) \frac{(0,413 \text{ m} / \text{s})^2}{2}\right)}$$

$$= 0,029$$

o. Validasi faktor gesekan menggunakan persamaan Blasius:

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} = 0,3164 \cdot (11445,62)^{-0,25} = 0,0306$$

% error faktor gesekan ( $f$ ) dengan persamaan Blasius:

$$\% \text{ error} = \left| \frac{f_{\text{.plain tube}} - f_{\text{.blasius}}}{f_{\text{.blasius}}} \right| \times 100\%$$

$$= \left| \frac{0,029 - 0,0306}{0,0306} \right| \times 100\% = 5,23\%$$

p. Efektivenes penukar kalor ( $\epsilon$ )

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h} = 0,0657 \text{ (kg/s)} \cdot 4183,06 \text{ (J/kg } ^\circ\text{C)} = 274,83 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)}$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c} = 0,073 \text{ (kg/s)} \cdot 4178 \text{ (J/kg } ^\circ\text{C)} = 304,99 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)}$$

$$C_h < C_c, C_{\min} = C_h = 274,83 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)} ; C_{\max} = C_c = 304,99 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)}$$

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{\max}} = \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$= \frac{3105,55 \text{ W}}{274,83 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)} \cdot (60,3 - 28,4) ^\circ\text{C}}$$

$$= 0,35$$

$$\begin{aligned}
 NTU &= \frac{U_i \cdot A_i}{C_{min}} \\
 &= \frac{1669,98 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot 0,0901 \text{ m}^2}{274,86 \text{ (J/s } ^\circ\text{C)}} \\
 &= 0,55
 \end{aligned}$$

Menggunakan persamaan (2.64) dan (2.65) untuk menghitung NTU :

$$c = C_{min}/C_{maks} = 0,9$$

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &= \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1-c)]} \\
 &= \frac{1 - \exp[-0,55(1-0,9)]}{1 - 0,9 \cdot \exp[-0,55(1-0,9)]} \\
 &= 0,36
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 NTU &= \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon \cdot c-1}\right) \\
 &= \frac{1}{0,9-1} \ln\left(\frac{0,36-1}{0,36 \cdot 0,9-1}\right) \\
 &= 0,55
 \end{aligned}$$

#### 4.2.2 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 2 LPM pada variasi *full length twisted tape insert*

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ( $T_{h,i}$ ) : 60,2°C
- Temperatur air keluar pipa dalam ( $T_{h,o}$ ) : 42,4°C
- Temperatur air masuk *annulus* ( $T_{c,i}$ ) : 27,8°C
- Temperatur air keluar *annulus* ( $T_{c,o}$ ) : 36,4°C
- Beda ketinggian air pada manometer ( $\Delta h$ ) : 76 mm
- Debit air masuk pipa dalam ( $\dot{V}_h$ ) : 2,0 LPM
- Laju aliran massa air masuk *annulus* ( $\dot{m}_c$ ) : 0,073 (kg/s)

a. Sifat-sifat air di pipa dalam dan di *annulus*

Temperatur *bulk* rata-rata air di pipa dalam :

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{60,2 + 42,4}{2} = 51,3^\circ C = 324,3 K$$

Sifat-sifat air di pipa dalam pada  $T_{b,i}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_h = 987,44 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_{p,h} = 4181,72 \text{ (J/kg.K)}$$

$$k_i = 0,64435 \text{ (W/m.K)}$$

$$\mu_i = 0,00053 \text{ (kg/m.s)}$$

$$P_r = 3,469$$

Temperatur *bulk* rata-rata air di *annulus* :

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{27,8 + 36,4}{2} = 32,1^\circ C = 305,1 K$$

Sifat-sifat air di *annulus* pada  $T_{b,o}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_c = 994,985 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_{p,c} = 4177,98 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)}$$

$$k_o = 0,62014 \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\mu_o = 0,00077 \text{ (kg/m.s)}$$

b. Laju aliran massa air di pipa dalam,  $\dot{m}_h$  :

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot \dot{V} = 987,44 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot \left( \frac{2,0 \text{ LPM}}{60 \text{ s} \cdot 1000 \text{ m}^3} \right) = 0,0329 \text{ (kg/s)}$$

c. Laju perpindahan panas di pipa dalam ( $Q_h$ ) dan di *annulus* ( $Q_c$ ) :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \text{ commit to user}$$

$$= 0,0329 \text{ (kg/s)} \cdot 4181,72 \text{ (J/kg} \cdot ^\circ\text{C)} \cdot (60,2-42,4)^\circ\text{C}$$

$$= 2448,9 \text{ W}$$

$$Q_c = \dot{m}_h \cdot C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$= 0,073 \text{ (kg/s)} \cdot 4177,98 \text{ (J/kg} \cdot ^\circ\text{C)} \cdot (36,4-27,8)^\circ\text{C}$$

$$= 2622,94 \text{ W}$$

d. Heat balance error:

$$\text{Heat balance error} = |Q_h - Q_c| = |2448,9 - 2622,94| = 174,04 \text{ W}$$

$$\% \text{ Heat balance error} = \frac{\text{heat balance error}}{Q_h} \times 100\% = \frac{174,04 \text{ W}}{2448,9 \text{ W}} \times 100\% = 7,1\%$$

e. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*,  $h_o$ :

$$\begin{aligned} \bar{T}_{w,o} &= \frac{\sum T_{w,o}}{n} \\ &= \frac{39,1 + 37,9 + 38,5 + 40,3 + 41,4 + 41,9 + 42,2 + 42,1 + 45,2 + 47,5}{10} \\ &= 41,6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$h_o = \frac{Q_c}{A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o})}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{2622,94 \text{ W}}{0,0995 \text{ m}^2 \cdot (41,6 - 32,1)^\circ\text{C}} \\ &= 2774,86 \text{ (W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

f. Bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*,  $Nu_o$ :

$$\begin{aligned} Nu_o &= \frac{h_o \cdot D_h}{k_o} \\ &= \frac{2774,86 \text{ (W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)} \cdot 0,00483 \text{ m}}{0,62014 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)} } \\ &= 21,61 \end{aligned}$$

*commit to user*

g. Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam  $U_i$  :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$U_i = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{Q_h}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$U_i = \frac{Q_h}{\pi \cdot d_i \cdot L \cdot \left( \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))} \right)}$$

$$U_i = \frac{2448,9 \text{ W}}{3,14 \cdot 0,01434 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} \cdot \left( \frac{(60,2 - 36,4) - (42,4 - 27,8)}{\ln((60,2 - 36,4) / (42,4 - 27,8))} \right)} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_i = 1444,39 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam,  $h_i$  :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o / d_i)}{2 \cdot k_m} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o}}$$

$$= \frac{1}{\left[ \frac{1}{1444,39 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} - \frac{0,01434 \text{ m} \cdot \ln(0,01584 / 0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} - \frac{0,01434 \text{ m}}{0,01584 \text{ m} \cdot 2774,86 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} \right]}$$

$$= 2754,27 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

i. Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan luar pipa dalam,  $U_o$  :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o / d_i)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,01584 \text{ m}}{2754,27 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} \cdot 0,01434 \text{ m} + \frac{0,01584 \text{ m} \cdot \ln(0,01584 / 0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} + \frac{1}{2774,86 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}}$$

$$U_o = 1307,61 \text{ (W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

j. Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam,  $N_{u,i}$  :

$$\begin{aligned}
 Nu_i &= \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} \\
 &= \frac{2754,27 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,64435 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} \\
 &= 61,3
 \end{aligned}$$

k. Bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam,  $Re$  :

Kecepatan rata-rata aliran air di pipa dalam,  $V$  :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\dot{V}}{A_i} = \frac{\dot{V}}{1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{2,0 \text{ LPM}}{1/4 \cdot \pi \cdot 0,01434 \text{ m}^2} \cdot \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} = 0,2065 \text{ m/s} \\
 Re &= \frac{\rho_h \cdot V \cdot d_i}{\mu} \\
 &= \frac{987,44 \text{ (kg/m}^3) \cdot 0,2065 \text{ (m/s)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,00053 \text{ (kg/m}\cdot\text{s)}} \\
 &= 5517,01
 \end{aligned}$$

l. Validasi bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan persamaan Manglik-Bergles.

$$\begin{aligned}
 Nu_i &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[ 1 + 0,769 \cdot \frac{2d_i}{H} \right] \left( \frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left( \frac{\pi + 2-2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \\
 &= 0,023 \cdot 5517,01^{0,8} \cdot 3,469^{0,4} \left[ 1 + 0,769 \cdot \frac{2 \cdot 0,01434}{0,05035} \right] \left( \frac{3,14}{3,14 - 4 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}} \right)^{0,8} \\
 &\quad \left( \frac{3,14 + 2 - 2 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}}{3,14 - 4 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}} \right)^{0,2} \\
 &= 63,14 \\
 \% \text{ error} &= \left| \frac{63,14 - 61,3}{61,3} \right| \times 100\% = 2,89\%
 \end{aligned}$$

m. Penurunan tekanan dalam pipa ( $\Delta P$ ):

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h$$

$$= 995,75 \text{ (kg/m}^3) \cdot 9,81 \text{ (m/s}^2) \cdot 0,076 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ N}}{\text{Kg} \cdot \text{m/s}^2} \right) \cdot \left( \frac{1 \text{ Pa}}{1 \text{ N/m}^2} \right)$$

$$= 742,39 \text{ Pa}$$

n. Faktor gesekan,  $f$ :

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_t}{d_i}\right) \left(\rho \frac{V^2}{2}\right)}$$

$$= \frac{742,39 \text{ Pa}}{\left(\frac{2,01 \text{ m}}{0,01434 \text{ m}}\right) \left(987,44 \text{ (kg/m}^3\text{)} \frac{(0,2065 \text{ m/s})^2}{2}\right)}$$

$$= 0,252$$

o. Efektivenes penukar kalor, ( $\varepsilon$ ):

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h} = 0,0329 \text{ (kg/s)} \cdot 4181,72 \text{ (J/kg}^\circ\text{C)} = 137,58 \text{ (J/s}^\circ\text{C)}$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c} = 0,073 \text{ (kg/s)} \cdot 4177,98 \text{ (J/kg}^\circ\text{C)} = 304,99 \text{ (J/s}^\circ\text{C)}$$

$$C_h < C_c, C_{\min} = C_h = 137,58 \text{ (J/s}^\circ\text{C)}; C_{\max} = 304,99 \text{ (J/s}^\circ\text{C)}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{\max}} = \frac{Q_r}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{2448,9 \text{ W}}{137,58 \text{ (J/s}^\circ\text{C)} \cdot (60,2 - 27,8)^\circ\text{C}} = 0,55$$

$$NTU = \frac{U_i \cdot A_i}{C_{\min}} = \frac{1444,39 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot 0,0901 \text{ m}^2}{137,58 \text{ (J/s}^\circ\text{C)}} = 0,95$$

Menggunakan persamaan (2.64) dan (2.65) untuk menghitung  $NTU$ :

$$c = C_{\min} / C_{\max} = 0,45$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1-c \cdot \exp[-NTU(1-c)]}$$

$$= \frac{1 - \exp[-0,95(1-0,45)]}{1-0,45 \cdot \exp[-0,95(1-0,45)]}$$

$$= 0,56$$

$$NTU = \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon \cdot c-1}\right)$$

$$= \frac{1}{0,45-1} \ln\left(\frac{0,56-1}{0,56 \cdot 0,45-1}\right)$$

$$= 0,96$$

4.2.3 Contoh perhitungan untuk data pengujian dengan laju aliran volumetrik 2 LPM pada variasi *half lengthtwisted tapeinsert*

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ( $T_{h,i}$ ) : 60,2°C
- Temperatur air keluar pipa dalam ( $T_{h,o}$ ) : 44°C
- Temperatur air masuk *annulus* ( $T_{c,i}$ ) : 28,5°C
- Temperatur air keluar *annulus* ( $T_{c,o}$ ) : 36,2°C
- Beda ketinggian air pada manometer ( $\Delta h$ ) : 58 mm
- Debit air masuk pipa dalam ( $\dot{V}_h$ ) : 2,0 LPM
- Laju aliran massa air masuk *annulus* ( $\dot{m}_c$ ) : 0,073 (kg/s)

a. Sifat-sifat air di pipa dalam dan di *annulus*

Temperatur *bulk* rata-rata air di pipa dalam :

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{60,2 + 44}{2} = 52,1 \text{ } ^\circ\text{C} = 325,1 \text{ K}$$

Sifat-sifat air di pipa dalam pada  $T_{b,i}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_h = 987,138 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_{p,h} = 4182,03 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)}$$

$$k_i = 0,64508 \text{ (W/m.}^\circ\text{C)}$$

$$\mu = 0,00053 \text{ (kg/m.s)}$$

*commit to user*



$$P_r = 3,415$$

Temperatur *bulk* rata-rata air di *annulus* :

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{28,5 + 36,2}{2} = 32,4^\circ\text{C} = 305,4\text{ K}$$

Sifat-sifat air di *annulus* pada  $T_{b,o}$  (Tabel A.6, Frank P. Incropera) :

$$\rho_c = 994,886 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$C_{p,c} = 4177,93 \text{ (J/kg}\cdot^\circ\text{C)}$$

$$k_o = 0,62049 \text{ (W/m}\cdot^\circ\text{C)}$$

$$\mu = 0,00076 \text{ (kg/m}\cdot\text{s)}$$

b. Laju aliran massa air di pipa dalam,  $\dot{m}_h$  :

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot \dot{V} = 987,138 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot \left( \frac{2,0 \text{ LPM}}{60\text{s} \cdot 1000\text{m}^3} \right) = 0,0329 \text{ (kg/s)}$$

c. Laju perpindahan panas di pipa dalam ( $Q_h$ ) dan di *annulus* ( $Q_c$ ) :

$$\begin{aligned} Q_h &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,0329 \text{ (kg/s)} \cdot 4182,03 \text{ (J/kg}\cdot^\circ\text{C)} \cdot (60,2 - 44)^\circ\text{C} \\ &= 2.228,94 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_c &= \dot{m}_h \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,073 \text{ kg/s} \cdot 4177,93 \text{ (J/kg}\cdot^\circ\text{C)} \cdot (36,2 - 28,5)^\circ\text{C} \\ &= 2.348,41 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Heat balance error:

$$\text{Heat balance error} = |Q_h - Q_c| = |2228,94 - 2348,41| \text{ W} = 119,47 \text{ W}$$

$$\text{heat balance error} = \left| \frac{\text{heat balance error}}{Q_h} \right| \times 100\% = \left| \frac{119,47 \text{ W}}{2228,94 \text{ W}} \right| \times 100\% = 5,36 \%$$

e. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*,  $h_o$  :

$$\bar{T}_{w,o} = \frac{\sum T_{w,o}}{n} = \frac{38,2 + 38,4 + 38,9 + 39,7 + 41,8 + 42,1 + 43,0 + 44,7 + 45,4 + 48,5}{10} \\ = 42,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_o = \frac{Q_c}{A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o})} \\ = \frac{2348,41 \text{ W}}{0,0995 \text{ m}^2 \cdot (42,1 - 32,4) \text{ } ^\circ\text{C}} \\ = 2433,21 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

f. Bilangan Nusselt rata-rata di sisi *annulus*,  $Nu_o$  :

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_h}{k_o} \\ = \frac{2433,21 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 0,00483 \text{ m}}{0,62049 \text{ (W/m} \cdot ^\circ\text{C)}} \\ = 18,94$$

g. Koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam,  $U_i$  :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$U_i = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{Q_h}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$U_i = \frac{Q_h}{\pi \cdot d_i \cdot L \cdot \left( \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln((T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i}))} \right)}$$

$$U_i = \frac{2228,94 \text{ W}}{3,14 \cdot 0,01434 \text{ m} \cdot 2 \text{ m} \left( \frac{(60,2 - 36,2) - (44 - 28,5)}{\ln((60,2 - 36,2) / (44 - 28,5))} \right) \text{ } ^\circ\text{C}}$$

*commit to user*

$$U_i = 1273,11 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam,  $h_i$  :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k_m} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o}}$$

$$= \frac{1}{\left[ \frac{1}{1273,11 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}} - \frac{0,01434 \text{ m} \cdot \ln(0,01584/0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot \text{°C)}} - \frac{0,01434 \text{ m}}{0,01584 \text{ m} \cdot 2433,21 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}} \right]}$$

$$= 2436,6 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}$$

i. Koefisien perpindahan panas overall berdasarkan permukaan luar pipa dalam,  $U_o$  :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i \cdot d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k_m} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\left[ \frac{0,01584 \text{ m}}{2436,6 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)} \cdot 0,01434 \text{ m}} + \frac{0,01584 \text{ m} \cdot \ln(0,01584/0,01434)}{2 \cdot 237 \text{ (W/m} \cdot \text{°C)}} + \frac{1}{2433,21 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)}} \right]}$$

$$U_o = 1152,55 \text{ (W / m}^2 \cdot \text{°C)}$$

j. Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam,  $Nu_i$  :

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_i}$$

$$= \frac{2436,6 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,64508 \text{ (W/m} \cdot \text{°C)}}$$

$$= 54,17$$

k. Bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam,  $Re$  :

Kecepatan rata-rata aliran air di pipa dalam,  $V$  :

$$V = \frac{\dot{V}}{A_i} = \frac{\dot{V}}{1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2}$$

$$= \frac{2,0 \text{ LPM}}{1/4 \cdot \pi \cdot (0,01434 \text{ m})^2} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}}$$

$$= 0,2065 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho_h \cdot V \cdot d_i}{\mu}$$

$$= \frac{987,138 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 0,2065 \text{ (m/s)} \cdot 0,01434 \text{ m}}{0,00053 \text{ (kg/m.s)}}$$

$$= 5515,33$$

l. Validasi bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan persamaan Manglik- Bergles.

$$Nu_i = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[ 1 + 0,769 \cdot \frac{2d_i}{H} \right] \left( \frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left( \frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2}$$

$$= 0,023 \cdot 5515,33^{0,8} \cdot 3,415^{0,4} \left[ 1 + 0,769 \cdot \frac{2 \cdot 0,01434}{0,05035} \right] \left( \frac{3,14}{3,14 - 4 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}} \right)^{0,8}$$

$$\left( \frac{3,14 + 2 - 2 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}}{3,14 - 4 \cdot 0,00076 \text{ m} / 0,01434 \text{ m}} \right)^{0,2}$$

$$= 62,73$$

$$\% \text{ error} = \left| \frac{62,73 - 54,17}{54,17} \right| \times 100\% = 15,8 \%$$

m. Penurunan tekanan dalam pipa ( $\Delta P$ ):

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h$$

$$= 995,75 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9,81 \text{ (m/s}^2\text{)} \cdot 0,058 \text{ m} \left( \frac{1 \text{ N}}{\text{Kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2} \right) \left( \frac{1 \text{ Pa}}{1 \text{ N} / \text{m}^2} \right)$$

$$= 566,56 \text{ Pa}$$

n. Faktor gesekan,  $f$ :

$$f = \frac{\Delta P}{\left( \frac{L_t}{d_i} \right) \left( \rho \frac{V^2}{2} \right)}$$

$$= \frac{566,56 \text{ Pa}}{\left( \frac{2,01 \text{ m}}{0,01434 \text{ m}} \right) \left( 987,138 \text{ (kg/m}^3\text{)} \frac{(0,2064 \text{ m/s})^2}{2} \right)} = 0,192$$

*commit to user*

o. Efektivenes penukar kalor, ( $\varepsilon$ ):

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h} = 0,0329(\text{kg/s}) \cdot 4182,03 (\text{J/kg } ^\circ\text{C}) = 137,59(\text{J/s } ^\circ\text{C})$$

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c} = 0,073 (\text{kg/s}) \cdot 4177,93 (\text{J/kg } ^\circ\text{C}) = 304,99 (\text{J/s } ^\circ\text{C})$$

$$C_h < C_c, C_{\min} = C_h = 137,59(\text{J/s } ^\circ\text{C}); C_{\max} = 304,99 (\text{J/s } ^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{2228,94 \text{ W}}{137,59 (\text{J/s } ^\circ\text{C}) \cdot (60,2 - 28,5) ^\circ\text{C}} \\ &= 0,51 \end{aligned}$$

$$NTU = \frac{U_i \cdot A_i}{C_{\min}} = \frac{1273,11 (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \cdot 0,0901 \text{ m}^2}{137,59 (\text{J/s } ^\circ\text{C})} = 0,83$$

Menggunakan persamaan (2.64) dan (2.65) untuk menghitung  $NTU$  :

$$c = C_{\min} / C_{\max} = 0,45$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1-c \cdot \exp[-NTU(1-c)]} \\ &= \frac{1 - \exp[-0,83(1-0,45)]}{1-0,45 \cdot \exp[-0,83(1-0,45)]} \\ &= 0,51 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{1}{c-1} \ln\left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon \cdot c-1}\right) \\ &= \frac{1}{0,45-1} \ln\left(\frac{0,51-1}{0,51 \cdot 0,45-1}\right) \\ &= 0,82 \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas apabila dilakukan pada daya pemompaan yang sama adalah sebagai berikut:

- *Plaintube* pada debit 4,5 LPM

$$(\dot{V} \cdot \Delta P)_p = (\dot{V} \cdot \Delta P)_c$$

*commit to user*

$$(7,5 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3/\text{s)}) \cdot 448,88 \text{ N/m}^2)_p = (\dot{V}_{\text{AFP}})_p$$

$$(0,03367 \text{ Nm/s})_p = (\dot{V}_{\text{AFP}})_p$$

$(\dot{V}_{\text{AFP}})_p = (0,03367 \text{ Nm/s})_p$  untuk pipa dalam dengan *half length twisted tape insert* terdapat pada debit antara 2,5 dan 3 LPM, dengan interpolasi linier maka didapatkan nilai sebagai berikut:

$$h_i = 3561,25 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$Nu = 79,05$$

$$f = 0,117$$

sehingga didapatkan,

$$\eta = \left( \frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} = \left( \frac{3561,25 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}}{3628,56 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} \right)_{pp} = 0,981$$

$$Nu/Nu_p = 79,05/80,31 = 0,984$$

$$f/f_p = 0,117/0,0301 = 3,869$$

$(\dot{V}_{\text{AFP}})_p = (0,03367 \text{ Nm/s})_p$  untuk pipa dalam dengan *full length twisted tape insert* terdapat pada debit antara 2 dan 2,5 LPM, dengan interpolasi linier maka didapatkan nilai sebagai berikut:

$$h_i = 3176,45 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$Nu = 70,63$$

$$f = 0,214$$

sehingga didapatkan,

$$\eta = \left( \frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} = \left( \frac{3176,45 \text{ (W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}}{3628,56 \text{ (W / m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}} \right)_{pp} = 0,875$$

$$Nu/Nu_p = 70,63/80,31 = 0,879$$

*commit to user*

$$f/f_p = 0,214 / 0,0301 = 7,112$$



**Tabel 4.4** Perbandingan antara *plaintube* dan *insert* pada daya pemompaan yang sama

$(V \cdot \Delta P)_p = (V \cdot \Delta P)_s$	<i>Plain tube</i>			<i>Full length twisted tape insert</i>				<i>Half length twisted tape insert</i>			
	$h_i$	$Nu_i$	$f$	$h_i$	$Nu_i$	$f$	$\eta$	$h_i$	$Nu_i$	$f$	$\eta$
0,0072	1653,27	36,71	0,073								
0,0102	2059,71	45,70	0,053								
0,0137	2473,77	54,85	0,041								
0,0176	2866,39	63,50	0,034								
0,0228	3299,3	73,05	0,029					2852,51	63,38	0,158	0,866
0,0337	3628,56	80,31	0,030	3176,45	70,63	0,214	0,875	3561,25	79,05	0,117	0,981
0,0423	3877,57	85,78	0,028	3536,15	78,58	0,190	0,912	3877,92	86,03	0,108	1,000
0,0617	4265,55	94,32	0,030	4161,13	92,39	0,164	0,976	4378,09	97,02	0,097	1,026
0,0693	4541,89	100,43	0,026	4047,26	89,89	0,169	0,891	4543,47	100,65	0,094	1,000
0,0846	4871,69	107,66	0,025	4503,21	99,89	0,149	0,924	4887,52	108,25	0,087	1,003
0,1059	5222,68	115,36	0,025	4769,29	105,75	0,149	0,913	5301,88	117,41	0,082	1,015
0,1330	5747,21	126,91	0,026	5137,83	113,88	0,143	0,894	5947,93	131,65	0,073	1,035



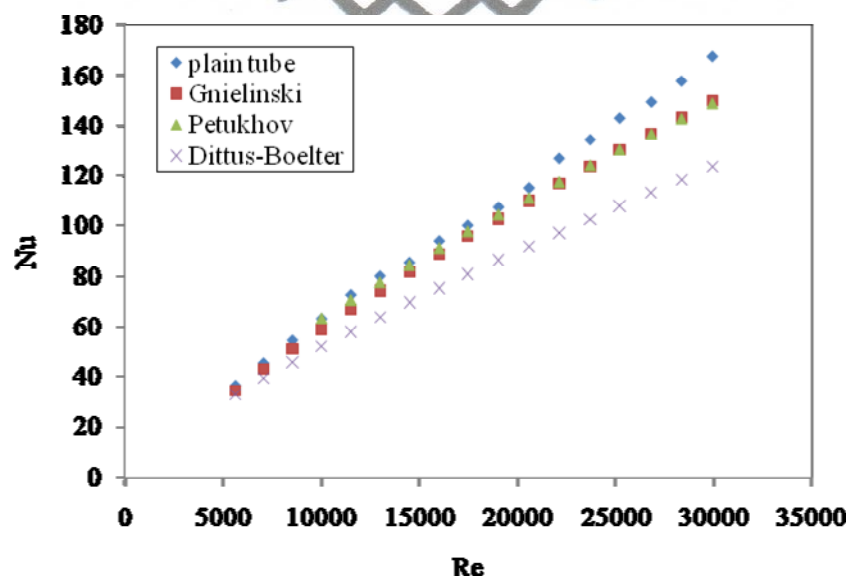
0,1626	6090,49	134,43	0,026	5574,40	123,53	0,133	0,915	6678,69	147,76	0,063	1,097
0,1963	6486,12	143,15	0,026	5977,73	132,45	0,127	0,922	6985,98	154,51	0,066	1,077
0,2342	6781,15	149,58	0,026	6429,66	142,44	0,121	0,948	7296,16	161,32	0,070	1,076
0,2642	7163,27	157,97	0,025	6680,13	147,95	0,119	0,933	7512,30	166,08	0,069	1,049
0,3123	7612,76	167,83	0,026	7006,36	155,09	0,119	0,920				

### 4.3. Analisa Data

#### 4.3.1 Uji Validitas Penukar Kalor Tanpa *Twisted Tape* Insert (*Plain Tube*).

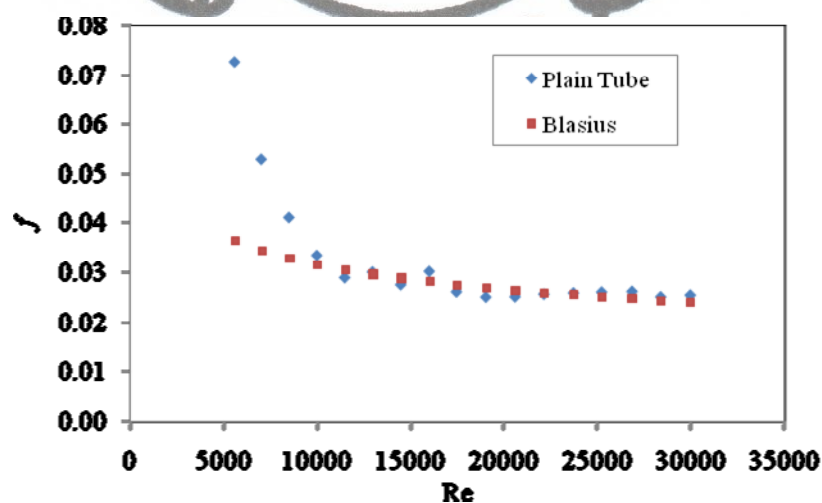
Sebelum melakukan pengujian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan menggunakan *twisted tape insert*, harus dilakukan uji validitas nilai perpindahan panas ( $Nu$ ) dan faktor gesekan ( $f$ ) dari pipa dalam tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*) dengan korelasi-korelasi empirik untuk perpindahan panas dan faktor gesekan yang ada. Dari uji validitas dapat diketahui berapa persen penyimpangan nilai perpindahan panas dan faktor gesekan aktual dari *plain tube* dibandingkan dengan korelasi-korelasi empirik yang ada. Hasil perpindahan panas dari *plain tube* dibandingkan dengan persamaan Dittus-Boelter, Gnielinski dan persamaan Petukhov, sedangkan untuk nilai faktor gesekan dibandingkan dengan persamaan Blasius.

Perbandingan antara data penelitian dari *plain tube* dengan korelasi-korelasi empirik dapat dilihat pada gambar 4.1. dan 4.2. Pada gambar 4.1, membandingkan nilai  $Nu$  untuk *plain tube* dengan persamaan Dittus-Boelter, Gnielinski dan persamaan Petukhov. Sedangkan pada gambar 4.2, membandingkan nilai faktor gesekan dari *plain tube* dengan persamaan Blasius.



Gambar 4.1 Grafik hubungan  $Nu$  dengan  $Re$  untuk *plain tube*  
*commit to user*

Persamaan Dittus –Boelter berlaku untuk nilai-nilai;  $0,7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re \geq 10.000$ , dan  $L/D \geq 10$ , persamaan Petukhov berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$  sedangkan persamaan Gnlienski mempunyai batasan  $0,5 < Pr < 2.000$  dan  $3 \times 10^3 < Re < 5.10^6$ . Dari gambar 4.1, penyimpangan rata-rata nilai aktual  $Nu$  dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 25,57%, Gnlienski sebesar 7,33%, sedangkan dengan korelasi Petukhov sebesar 3,34%. Penyimpangan rata-rata nilai  $Nu$  dibandingkan dengan korelasi Gnlienski dan Petukhov cukup kecil sehingga data nilai  $Nu$  di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert (plain tube)* adalah valid. Penyimpangan rata-rata nilai  $Nu$  dibandingkan dengan korelasi Dittus–Boelter cukup besar, akan tetapi korelasi Dittus–Boelter mempunyai error yang besar yaitu 25% dari nilai aktual (Incropera, 2007), sehingga nilai  $Nu$  di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert (plain tube)* adalah valid. Sedangkan untuk faktor gesekan, persamaan Blasius berlaku untuk pipa-pipa halus di daerah turbulen ( $Re > 2.300$ ). Dari gambar 4.2, nilai faktor gesekan dari *plain tube* menyimpang rata-rata sebesar 11,09% dari persamaan Blasius. Nilai penyimpangan rata-rata ini cukup kecil, sehingga data faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert (plain tube)* adalah valid.

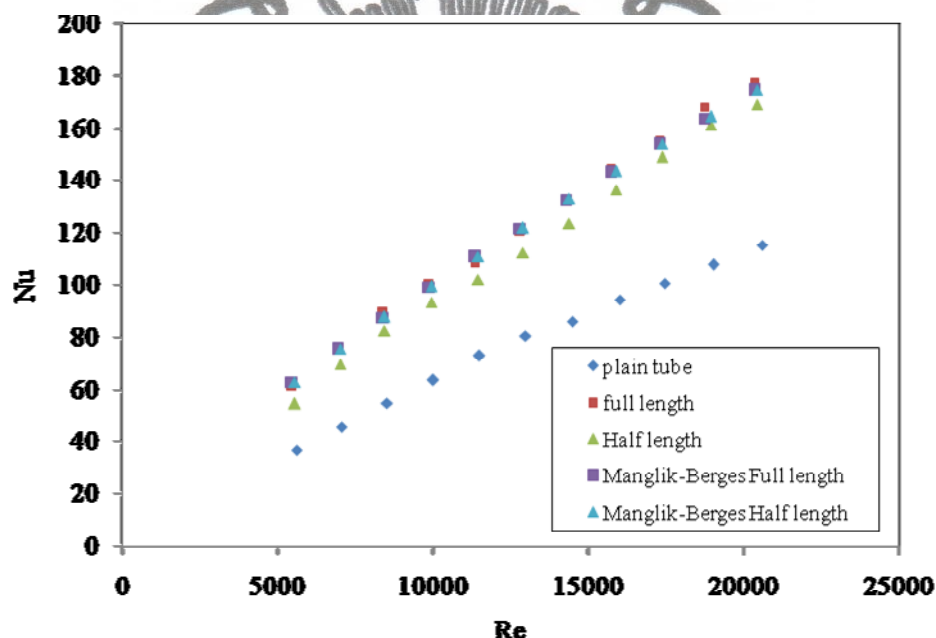


Gambar 4.2. Grafik hubungan faktor gesekan ( $f$ ) dengan  $Re$  untuk *plain tube*.

#### 4.3.2 Pengaruh Bilangan Reynolds dan *Twisted Tape Insert* Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas.

*commit to user*

Pada pengujian karakteristik perpindahan panas dari penukar kalor pipa konsentrik ini dilakukan dengan memvariasikan bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam, dan memvariasikan dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam (*inner tube*) dengan panjang penuh (*full length twisted tape insert*) dan panjang setengah penuh (*half full length twisted tape insert*). Pengaruh variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam dan pengaruh penambahan *twisted tape insert* dengan panjang penuh (*full length*) dan setengah penuh (*half length*) di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran annular dapat dilihat pada gambar 4.3. Karakteristik perpindahan panas dari penukar kalor pipa konsentrik ini dapat dilihat dari hubungan antara bilangan Nusselt ( $Nu$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ).



**Gambar 4.3** Grafik hubungan antara  $Nu$  dengan  $Re$  untuk *plain tube*, *inner tube* dengan *full length* dan *half length twisted tape insert*.

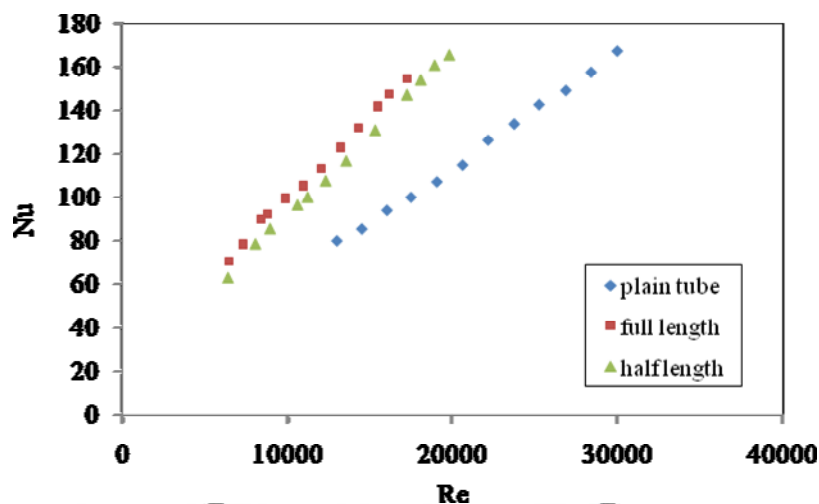
Manglik dan Bergles mengembangkan korelasi untuk *twisted tape insert* dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian, perbedaan antara *twisted tape insert* dengan persamaan Manglik-Bergles 0,34% untuk *full length twisted tape insert* dan 6,8% untuk *half length twisted tape insert*. Nilai penyimpangan ini cukup kecil sehingga data nilai  $Nu$  di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan *twisted tape insert* adalah valid. Fenomena ini

serupa dengan penelitian Marugesan dkk (2010) yang membandingkan data penelitiannya sendiri dengan korelasi empirik Manglik-Bergles yang menyimpang  $\pm 10\%$ .

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar bilangan Reynolds ( $Re$ ), maka bilangan Nusselt rata-rata ( $Nu$ ) akan semakin naik. Kenaikan bilangan Nusselt berarti juga terjadi kenaikan perpindahan panas yang terjadi di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Hal ini terjadi untuk ke semua kasus, yaitu untuk *plain tube*, pipa dalam dengan *full length twisted tape insert* dan pipa dalam dengan *half length twisted tape insert*. Dengan kenaikan bilangan Reynolds, maka semakin tinggi laju aliran massa air dan semakin tinggi tingkat turbulensi aliran air di pipa dalam, sehingga kalor yang berpindah dari air panas di pipa dalam ke air dingin di *annulus* dari penukar kalor pipa konsentrik semakin besar pula.

Pada bilangan Reynolds yang sama, pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan *full length twisted tape insert* meningkatkan perpindahan panas hingga 56,62 % dibandingkan dengan pipa dalam tanpa *insert (plaintube)*. Pengaruh dari *half length twisted tape insert* menyebabkan aliran berputar pada sisi masuk sampai setengah dari panjang penukar kalor, dimana hal ini mengurangi perpindahan panas pada aliran *downstream*. Dari hasil pengujian pipa dalam dengan *half length twisted tape insert* perpindahan panasnya 10% lebih rendah daripada pipa dalam dengan *full length twisted tape insert*, akan tetapi tetap lebih tinggi rata-rata 46,56 % dari *plaintube*. Fenomena ini serupa dengan penelitian Yadav (2009) yang meneliti pengaruh *half length twisted tape insert*, dari penelitian tersebut bilangan Nusselt rata-rata meningkat  $\pm 40\%$  dengan menggunakan *half length twisted tape insert*.

Akan tetapi dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik, maka memerlukan daya pemompaan yang lebih besar karena adanya penurunan tekanan yang besar pula. Oleh karena itu, analisa pengaruh penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik juga dilakukan pada daya pemompaan yang sama. Pengaruh penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik terhadap karakteristik perpindahan panasnya pada daya pemompaan yang sama dapat dilihat pada gambar 4.4.



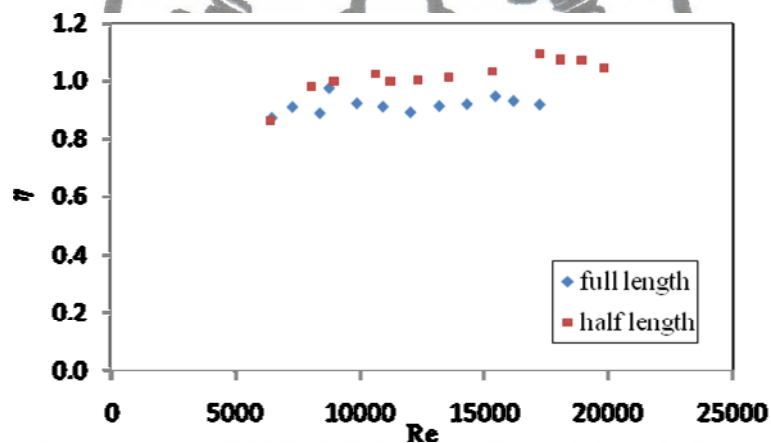
**Gambar 4.4** Grafik hubungan antara  $Nu$  dengan  $Re$  pada daya pemompaan yang sama.

Dari gambar 4.4., dapat dilihat bahwa pada daya pemompaan yang sama, menyebabkan bilangan Reynolds akan berbeda untuk *plaintube* dengan pipa dalam dengan *twisted tapeinsert*. Pada daya pemompaan yang sama bilangan Nusselt untuk pipa dalam dengan *full length twisted tape insert* turun rata-rata 7,76% dibandingkan *plain tube*, sedangkan pipa dalam dengan *half length twisted tape insert* bilangan Nusselt naik rata-rata 2,13% dibandingkan *plain tube*.

Penambahan *full length twistedtapesinsert* di pipa dalam lebih menguntungkan dari sisi termal dibandingkan *half length twisted tapesinsert*karena dapat meningkatkan perpindahan panas lebih besar, akan tetapi *full length twisted tape* mengakibatkan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang besar sepanjang alat penukar kalor.Penurunan tekanan yang besar adalah hal merugikan karena akan menambah daya pemompaan. Sedangkan *half length twistedtape* selain dapat meningkatkan perpindahan panas, penurunan tekanan yang terjadi lebih rendah dibandingkan dengan *full length twisted tapesinsert*. Penurunan tekanan terbesar hanya terjadi pada sisi masuk sampai setengah dari panjang alat penukar kalor, hal ini menjadi sebab mengapa *half length twisted tape insert* lebih baik daripada *full length twisted tape insert* pada daya pemompaan yang sama

#### 4.3.3 Pengaruh Penambahan *Twisted Tape Insert* Terhadap Unjuk Kerja Termal( $\eta$ ).

Unjuk kerja termal ( $\eta$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan *twisted tape insert* dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam tanpa *twisted tape insert* pada daya pemompaan yang sama. Pada penelitian ini dianalisa nilai  $\eta$  dari pipa dalam dengan penambahan *full length twisted insert* dan *half length twisted tape insert*. unjuk kerja termal ( $\eta$ ) untuk pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* dapat dilihat pada gambar 4.5.



**Gambar 4.5.** Grafik hubungan  $\eta$  dengan Re pada daya pemompaan yang sama

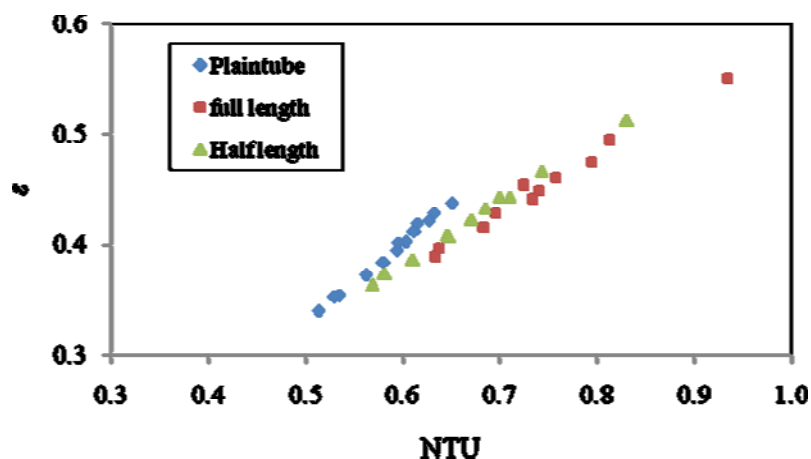
Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa penambahan *full length twisted tape insert* pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menyebabkan unjuk kerja termal bernilai dibawah 1,0 untuk keseluruhan nilai Re. Nilai  $\eta$  rata-rata pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* adalah 0,92. Hal ini berarti bahwa pada daya pemompaan yang sama dengan *plain tube*, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* lebih kecil dari nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari *plain tube*. Hal ini dikarenakan dengan penambahan *full length twisted tape insert* pada pipa dalam dari alat penukar kalor pipa konsentrik menyebabkan penurunan tekanan yang sangat besar.

Dengan nilai penurunan tekanan yang besar maka dari persamaan daya pemompaan yang sama, nilai laju aliran volumetrik akan lebih kecil, yang berakibat laju perpindahan panas dari pipa dalam berkurang.

Sedangkan penambahan *half length twisted tape insert* di pipa dalam dapat meningkatkan  $\eta$  rata-rata sebesar 1,019. Hal ini disebabkan nilai penurunan tekanan dari pipa dalam dengan *half length twisted tape insert* lebih kecil dari nilai penurunan tekanan dari pipa dalam dengan *full length twisted tape insert*, sehingga nilai laju aliran volumetrik lebih besar, yang berakibat laju perpindahan panas lebih besar. Fenomena ini serupa dengan penelitian Eimasa dkk (2009) yang meneliti berbagai variasi *twist ratio* (3, 3,5, dan 4) pada *full twisted tape insert* mempunyai  $\eta$  antara 0,81-0,9. Hal ini menunjukkan bahwa *half length twisted tape insert* lebih baik sebagai turbulator untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dalam peningkatan perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama.

#### 4.3.4 Pengaruh Penambahan *Twisted Tape Insert* Terhadap Efektivenes Penukar Kalor.

Efektivenes sebuah penukar kalor adalah perbandingan laju perpindahan panas aktual yang terjadi dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin. Hubungan efektifenes penukar kalor biasanya melibatkan kelompok tanpa dimensi  $UA_s/C_{min}$ , besaran ini disebut *number of transfer units (NTU)* yang sebanding dengan  $A_s$ . *NTU* adalah sebuah ukuran dari luasan perpindahan panas. Hal ini menunjukkan, semakin besar *NTU* maka semakin besar pula ukuran penukar kalor. Hubungan nilai efektifenes ( $\epsilon$ ) dan *NTU* penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 4.6.



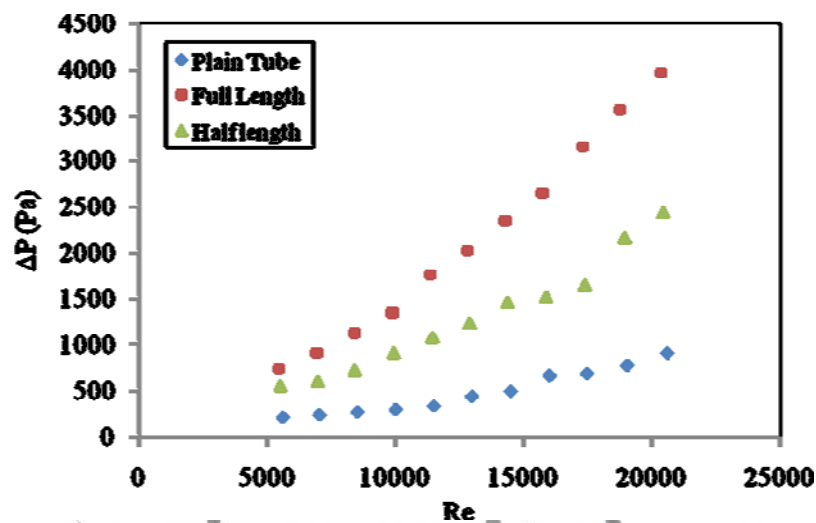


**Gambar 4.6** Grafik hubungan  $\varepsilon$  penukar kalor dengan  $NTU$ .

Dari gambar 4.7 dapat dilihat bahwa semakin besar  $NTU$  maka semakin besar pula efektifnespenukar kalor tersebut, dimana berlaku untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan *twisted tape insert*. Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat meningkatkan efektifnes penukar kalor dibandingkan dengan pipa dalam tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*). Kenaikan efektifnes penukar kalor dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* berturut-turut sebesar 15,81% dan 9,09% dibandingkan dengan penukar kalor tanpa *twisted tape insert*. Kenaikan  $NTU$  penukar kalor dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* berturut-turut sebesar 23,59% dan 12,23% dibandingkan dengan penukar kalor tanpa *twisted tape insert*. Hal ini menunjukkan bahwa penggunaan *twisted tape insert* dapat meningkatkan perpindahan panas akan tetapi tidak merubah luasan perpindahan panas, yang artinya ukuran penukar kalor tetap ( $A_s$  tetap). Sehingga *twisted tape* dapat menjadikan alat penukar kalor yang ringkas yang menuju ke arah penghematan ruang.

#### 4.3.5 Pengaruh Bilangan Reynolds dan *Twisted Tape Insert* Terhadap Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ ).

Penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik memberikan tambahan tahanan aliran dari air yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan yang lebih besar jika dibandingkan dengan penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan *twisted tape insert* di pipa dalamnya. Grafik pengaruh bilangan Reynolds dan penambahan *twisted tape insert* terhadap nilai penurunan tekanan dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. Grafik hubungan  $\Delta P$  dengan  $Re$

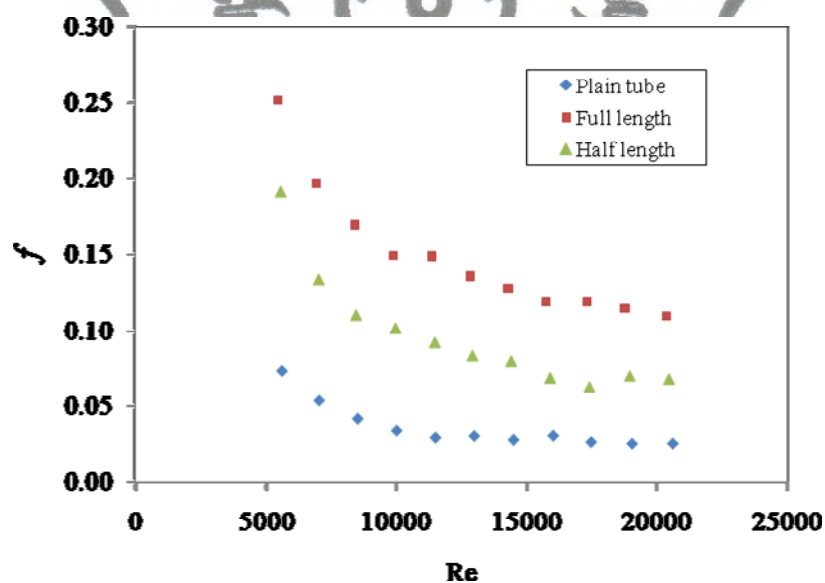
Dari gambar 4.8 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar bilangan Reynolds, maka semakin besar pula penurunan tekanan yang terjadi pada penukar kalor. Fenomena ini terjadi pada penukar kalor dengan *twisted tape insert* maupun pada penukar kalor tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*). Penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *twisted tape insert* (*full length* dan *half length twisted tape insert*) di pipa dalam mempunyai nilai penurunan tekanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan *twisted tape insert* di pipa dalamnya. Kenaikan penurunan tekanan dari penukar kalor pipa konsentrik dengan *twisted tape insert* merupakan hal yang merugikan, karena akan meningkatkan daya pemompaan untuk mempertahankan aliran dengan laju aliran volumetrik yang sama. Penambahan *full length twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan penurunan tekanan paling besar dibandingkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* dan *plain tube*. Pada bilangan Reynolds yang sama, nilai penurunan tekanan dengan penambahan *full length twisted tape insert* adalah 4,38 kali lebih tinggi daripada *plaintube*, sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* nilai penurunan tekanan adalah 2,67 kali lebih tinggi daripada *plaintube*.

#### 4.3.6 Pengaruh Bilangan Reynolds dan *Twisted Tape Insert* Terhadap Faktor Gesekan (f).

Pengaruh bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam dan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* terhadap faktor gesek dapat dilihat pada gambar 4.8. Dari gambar 4.8 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan bilangan

Reynolds, nilai faktor gesekan pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik semakin berkurang. Hal ini terjadi untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert*. Hal ini disebabkan dengan semakin tinggi bilangan Reynolds, maka kecepatan aliran air di pipa dalam akan semakin tinggi, dimana nilai faktor gesekan berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan aliran air di pipa dalam.

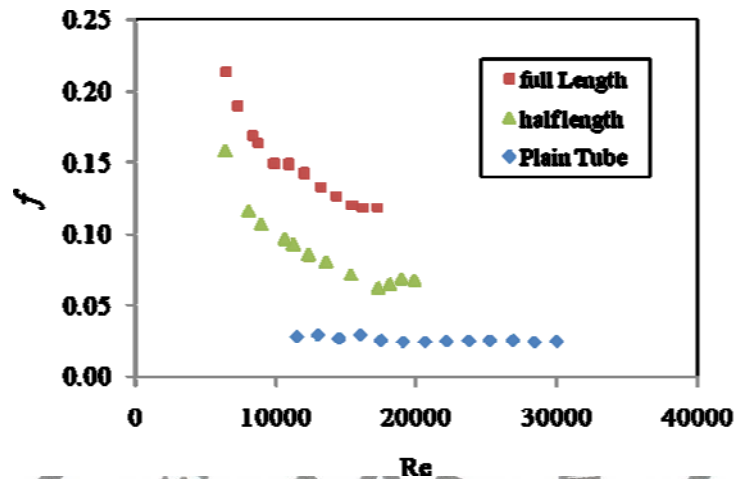
Dari gambar 4.8. dapat dilihat bahwa nilai faktor gesekan dari pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan pipa dalam tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*). Dengan penambahan *full length twisted tape insert*, menjadikan faktor gesekan rata-rata pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 4,17 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*, faktor gesekan rata-rata dari pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 2,69 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*.



**Gambar 4.8.** Grafik hubungan  $f$  dengan  $Re$ .

Pengaruh penambahan *twisted tape insert* juga dianalisa pada daya pemompaan yang sama, seperti terlihat pada gambar 4.9. Karakteristik faktor gesekan dengan penambahan *twisted tape insert* pada daya pemompaan yang sama serupa dengan karakteristik faktor gesekan pada bilangan Reynolds yang sama. Dengan penambahan *twisted tape insert* pada pipa dalam, menjadikan nilai faktor gesekan lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Pada daya pemompaan yang sama, dengan penambahan *full length twisted tape insert*, menjadikan faktor gesekan rata-rata pipa

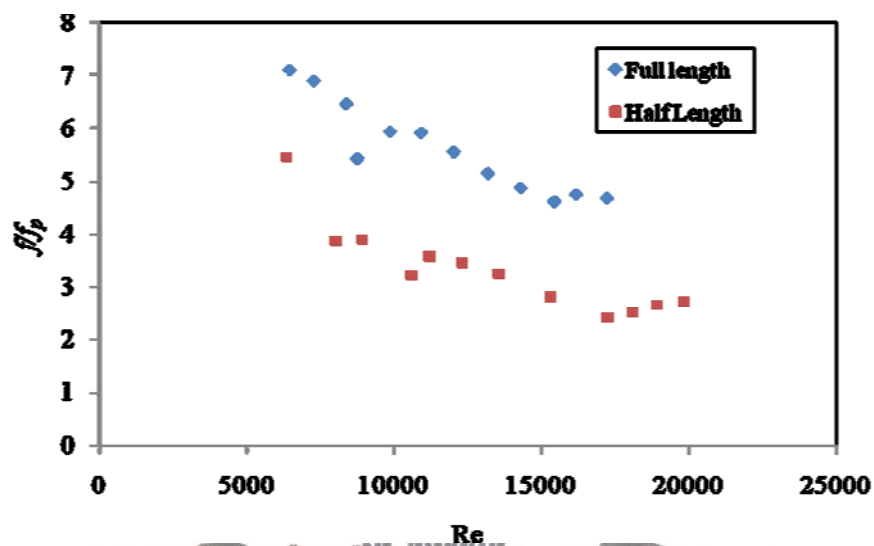
dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 5,64 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*, faktor gesekan rata-rata dari pipadalam dari penukar kalor pipa konsentrik 3,35 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*.



Gambar 4.9. Grafik hubungan  $f$  dengan  $Re$  pada daya pemompaan yang sama.

#### 4.3.7 Pengaruh Bilangan Reynolds dan *Twisted Tape Insert* Terhadap Rasio Faktor Gesekan ( $f/f_p$ ).

Rasio faktor gesekan adalah perbandingan nilai faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* dengan nilai faktor gesekan pipa dalam tanpa penambahan *twisted tape insert* (*plain tube*). Grafik hubungan rasio faktor gesekan dengan bilangan Reynolds dapat dilihat pada gambar 4.10.



**Gambar 4.10** Grafik hubungan  $f/f_p$  dengan  $Re$  pada daya pemompaan yang sama

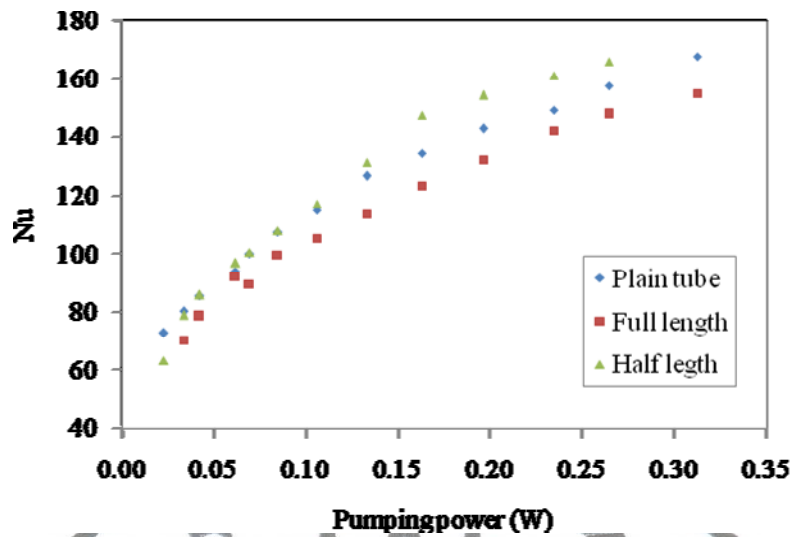
Dari gambar 4.10, terlihat bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, maka nilai rasio faktor gesekan semakin berkurang. Hal ini sesuai dengan hubungan faktor gesekan dengan bilangan Reynolds, dimana semakin besar bilangan Reynolds, maka nilai faktor gesekan semakin turun. Dari gambar 4.10, dapat dilihat bahwa pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* akan menghasilkan rasio faktor gesekan yang nilainya lebih besar dari 1,0. Hal ini menunjukkan bahwa dengan penambahan *twisted tape insert* akan meningkatkan nilai faktor gesekan dari pipa dalam. Penambahan *full length twisted tape insert* pada pipa dalam, menghasilkan rasio faktor gesekan yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*. Nilai rasio faktor gesekan rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* adalah 5,61, sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* adalah 3,32 pada daya pemompaan yang sama.

#### 4.3.8 Pengaruh besarnya daya pemompaan terhadap bilangan Nusselt (Nu) dan faktor gesekan(f)

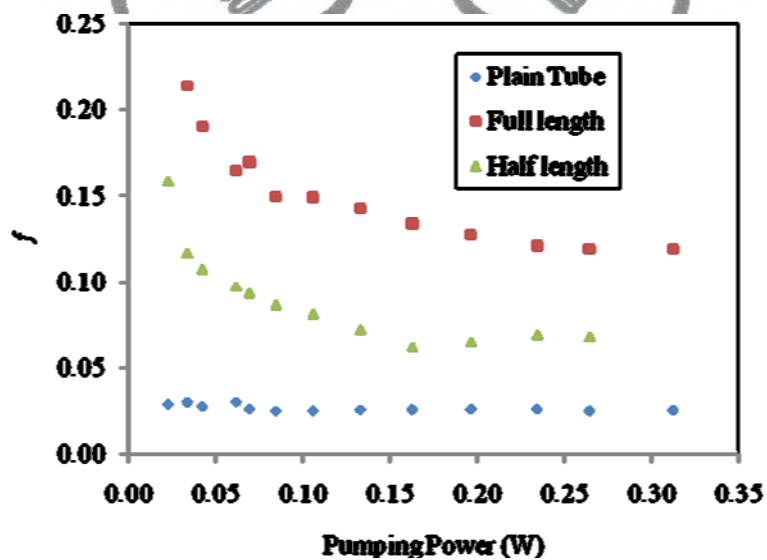
Daya pemompaan dalam sebuah saluran merupakan perbandingan antara laju aliran volumetrik ( $\dot{V}$ ) dikalikan dengan penurunan tekanannya. Sedangkan perbandingan antara daya pemompaan pada penukar kalor menggunakan *twisted tape insert* dan tidak yang mempunyai besar sama disebut daya pemompaan yang sama.

*commit to user*

Gambar 4.11 dan 4.12 menunjukkan pengaruh daya pemompaan terhadap bilangan Nusselt dan faktor gesekan.



Grafik. 4.11 Hubungan antara daya pemompaan dengan Nu



Grafik. 4.12 Hubungan antara daya pemompaan dengan f

Dari gambar 4.11 terlihat bahwa semakin besar daya pemompaan maka akan semakin besar pula bilangan Nusseltnya. Hal ini disebabkan oleh, semakin besar daya pemompaan maka kerja yang dilakukan oleh pompa juga akan semakin besar sehingga akan mengakibatkan laju aliran volumetrik semakin besar pula. Laju aliran volumetrik

yang semakin memungkinkan pengangkutan energi dan momentum yang besar pula sehingga perpindahan panas dari pipa dalam ke sisi annulus juga akan semakin besar. Pada daya pemompaan yang sama bilangan Nusselt untuk pipa dalam dengan *full length twisted tape insert* turun rata-rata 7,76% dibandingkan *plain tube*, sedangkan pipa dalam dengan *half length twisted tape insert* bilangan Nusselt naik rata-rata 2,13% dibandingkan *plain tube*.

Dari gambar 4.12 terlihat bahwa semakin besar daya pemompaan maka faktor gesekannya akan semakin turun. Dari persamaan 2.68, bahwa faktor gesekan berbanding terbalik dari kuadrat kecepatan aliran. Sehingga semakin besar daya pemompaan yang memungkinkan laju aliran volumetrik semakin besar menyebabkan factor gesekannya semakin turun. Pada daya pemompaan yang sama, dengan penambahan *full length twisted tape insert*, menjadikan faktor gesekan rata-rata pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 5,64 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*, faktor gesekan rata-rata dari pipadalam dari penukar kalor pipa konsentrik 3,35 kali lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*.

## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa data dan pembahasan mengenai pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran annular dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* di pipa dalam, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Pengkajian teknologi perpindahan panas secara pasif menggunakan *twisted tape insert* terbukti dapat meningkatkan perpindahan panas akan tetapi juga diikuti dengan peningkatan factor gesekan pada penukar kalor.
2. Semakin besar bilangan Reynolds maka semakin besar pula laju perpindahan panas yang terjadi pada penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan di pipa dalam dengan *twisted tape insert*. Penambahan *full length twisted tape insert* di pipa dalam menaikkan bilangan Nusselt rata-rata sebesar 56,62% sedangkan penambahan *half length twisted tape insert* menaikkan bilangan Nusselt sebesar 46,56% daripada *plain tube*. Sedangkan semakin besar bilangan Reynolds maka semakin kecil faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik, faktor gesekan rata-rata pipa dalam dengan menggunakan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* berturut-turut meningkat 4,17 dan 2,69 kali lebih tinggi daripada *plain tube*. Semakin besar bilangan Reynolds, unjuk kerja termal ( $\eta$ ) dengan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* di pipa dalam akan semakin meningkat.
3. Pada daya pemompaan yang sama, penambahan *full length twisted tape insert* di pipa dalam, menghasilkan bilangan Nusselt rata-rata 7,76% lebih rendah dari pada *plain tube*, sedangkan penambahan *half length twisted tape insert* menghasilkan bilangan Nusselt rata-rata 2,13 % lebih tinggi dari pada *plain tube*. Unjuk kerja termal ( $\eta$ ) menggunakan *full length twisted tape insert* lebih rendah daripada menggunakan *half length twisted tape insert*, unjuk kerja termal ( $\eta$ ) penambahan *full length twisted tape insert*,



*insert* adalah 0,92 dan untuk *half length twisted tape insert* adalah 1,019. Sedangkan penambahan *full length twisted tape insert* dan *half length twisted tape insert* di pipa dalam meningkatkan faktor gesekan rata-rata berturut-turut sebesar 5,64 dan 3,35 kali lebih tinggi daripada *plain tube*. Nilai penurunan tekanan dengan penambahan *full length twisted tape insert* adalah 4,38 kali lebih tinggi daripada *plaintube*, sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* nilai penurunan tekanan adalah 2,67 kali lebih tinggi daripada *plain tube*. Penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *full length twisted tape insert* di pipa dalam, mempunyai efektivitas rata-rata sebesar 45%, sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* mempunyai efektivitas rata-rata sebesar 42%. Penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam mempunyai efektivitas rata-rata sebesar 39%.

## 5.2 Saran

Berdasarkan pengalaman yang diperoleh pada saat penelitian pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* dengan *half length* dan *full length twisted tape insert*, menyarankan untuk diadakan pengembangan penelitian mengenai pengaruh variasi *pitch* pada *twisted tape insert* dan modifikasi *twisted tape insert* misalnya, *broken twisted tape*, *regularly spaced twisted tape*, *perforated twisted tape* dan sebagainya.