

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN FASA TUNGGAL
ALIRAN AIR VERTIKAL KE ATAS PADA PENUKAR
KALOR SALURAN ANNULAR BERCELAH SEMPIT**

SKRIPSI

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



Oleh :

INDRI YANINGSIH
I 0405031

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

2010
PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN FASA TUNGGAL
ALIRAN AIR VERTIKAL KE ATAS PADA PENUKAR
KALOR SALURAN ANNULAR BERCELAH SEMPIT

Disusun oleh :

Indri Yaningsih
 NIM. I 0405031

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Wibawa Endra J., ST., MT
 NIP. 19700911 200003 1001

Tri Istanto, ST., MT
 NIP. 19730820 200012 1001

Telah dipertahankan di hadapan Tim Dosen Penguji pada hari Kamis, tanggal 27 Mei 2010

1. Budi Kristiawan, S.T.,M.T.
 NIP. 19710425 199903 1001
2. Eko Prasetya B., S.T.,M.T.
 NIP. 19710926 199903 1002
3. Muhammad Nizam, S.T.,M.T.,Dr.
 NIP. 19700720 199903 1001

Mengetahui:

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Koordinator Tugas Akhir

Dody Ariawan, ST, MT
 NIP . 19730804 199903 1003

Syamsul Hadi, ST., MT
 NIP. 19710615 199802 1002

PERSEMBAHAN

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

- ❖ Segala puji bagi Allah, yang semua jiwa dalam genggamannya. Allahlah pemilik segala keagungan, kemuliaan, kekuatan dan keperkasaan. Terima kasih Allah...
- ❖ Untuk kasih sayang dan cinta yang tak pernah putus Bapak dan Ibu tercinta. Kasih sayang kalian tak akan pernah dapat aku balas.
- ❖ Kakak, adekku, dan keponakan tercinta..aku sayang kalian semua, kalian lah yang selalu membuatku merasa lebih hidup.
- ❖ Eyang kakung dan Eyang Putri yang sangat kusayang.
- ❖ Mr. 3G dan Pak Bawa, yang selalu cerah ceria dan selalu membawa aura ketenangan,,membuat kami selalu semangat,,salut karena tak pernah lelah untuk membimbing,, ☺
- ❖ Sahabat sejawatiku Romanus Prima K walaupun jauh tapi selalu ada untukku.
- ❖ Pheby, Assen, Susan, Yusno, dan Topan, teman seperjuangan di Lab.Perpan.
- ❖ Semua orang yang dekat dan kenal dengan penulis (mereka yang pernah bersama memberi pengalaman yang berarti dalam kehidupan penulis).

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 Aliran Fasa Tunggal Aliran Air ke Atas Pada Penukar Kalor Saluran *Annular* Bercelah Sempit” 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. Alloh SWT atas segala kenikmatan yang telah diberikan.
2. Bapak Wibawa Endra Juwana, S.T.,M.T. selaku pembimbing I yang senantiasa memberikan arahan dan bimbingan dalam penyusunan skripsi ini.
3. Bapak Tri Istanto, S.T.,M.T. selaku pembimbing II yang telah mencurahkan segenap perhatian, bimbingan dan nasehat hingga selesainya penulisan skripsi ini.
4. Bapak Dody Ariawan, ST., MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin UNS Surakarta yang telah memberikan ijin kepada penulis untuk mengadakan penelitian ini.
5. Bapak Bambang K, S.T.,M.T. selaku pembimbing akademis yang tek henti – hentinya memberikan bimbingan dan semangat dari awal masuk kuliah sampai sekarang.
6. Bapak Syamsul Hadi, ST. MT, selaku koordinator Tugas Akhir.
7. Seluruh Dosen serta Staf di Jurusan Teknik Mesin UNS, yang telah turut mendidik penulis hingga menyelesaikan studi S1.
8. Bapak dan Ibu tercinta yang telah memberikan kasih sayang, dorongan, dan semangat untuk menyelesaikan skripsi ini. Do’a kalian sangat berarti buatku.

9. Mba Tri dan Mas Ari serta juniornya vebry, terimakasih telah menampungku di magelang saat tak memungkinkan untuk pulang.
10. Mas Yudi, Mba Pur, Mas Fandy, Mba Waroh, Mas Ludin, Mas Numang, dan Gorip, thangkyu sodaraku,, walopun kadang aku dicuekin, tapi aku yakin ko kalian sayang sama aku.
11. Romanus Prima K, Okta, Uwie, Tica dan Nenay, orang selalu ada disetiap saat walopun kalian jauh dan tak pernah ada disampingku.
12. Tinneke ‘Pheby’ Febrina,,sodara senasib dan seperjuangan.. huaaaa,,, lima tahun dirimu jadi ‘tempat sampahku’ moga ga pernah penuh, ☺. *Thank’s for everything*, udah ga bisa diungkapin dengan kata – kata.
13. *Team microchannel*, pheby, assen, susan, yusno dan topan,, aku ga akan lupa jasa kalian semua kepadaku, terimakasih yang tak terkira untuk kalian semua. *Thank’s all*. Aku tak bisa menyelesaikan semua ini tanpa kalian.
14. Buat temen – temen 2nd floor KD, Siwi, Cintia, Erika, Tyas, Ryka, Phipy, Irma, Galih, Kiki, Vina, Intan, thanks ya buat do’a, semangat dan segalanya,,kita udah satu keluarga dah bertahun – tahun hidup satu atep semoga persaudaraan kita semua tak akan putus. Tawa ceria kalian selalu membuatku merasa betah di Solo.
15. Temen-temen Teknik Mesin 2005 atas segala bantuan dan do’anya.
16. 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, 21 Mei 2010

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Abstrak	v
Kata Pengantar	vii
Daftar Isi	ix
Daftar Tabel	xi
Daftar Gambar	xii
Daftar Notasi	xiv
Daftar Lampiran.....	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan dan Manfaat	4
1.5. Sistematika Penulisan	5
BAB II LANDASAN TEORI	
2.1. Tinjauan Pustaka	6
2.2. Dasar Teori	11
2.2.1. Klasifikasi Saluran (<i>Channel</i>) dalam Alat Penukar	11
2.2.2. Aliran Dalam Sebuah Pipa (<i>Internal Flow in Tube</i>)	11
2.2.2.1. Pertimbangan – pertimbangan hidrodinamik	11
2.2.3. Karakteristik Aliran dalam Pipa (<i>Internal Flow in Tube</i>) .	20
2.2.4. Ketidakpastian Pengukuran (<i>Uncertainties Measurement</i>)	21
.....	21
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1. Tempat Penelitian	23
3.2.Alat	23
Penelitian	23
3.3.....Prosed	35
ur Penelitian	35

3.3.1. Tahap Persiapan	35
3.3.2. Tahap Pengujian	36
3.4.	Analisis
a Data	38
3.5.	Diagram
m Alir Penelitian	39
BAB IV DATA DAN ANALISA	
4.1.	Data
Hasil Pengujian.....	40
4.1.1.	Data
tanpa pertukaran kalor (<i>without heat exchange</i>)	41
4.1.2. Data dengan pertukaran kalor (<i>with heat exchange</i>) ..	42
4.2.	Perhitungan Data
ngan Data	43
4.2.1. Tanpa pertukaran kalor (<i>without heat exchange</i>).....	43
4.2.2. Dengan pertukaran kalor (<i>with heat exchange</i>)	49
4.2.3. Ketidakpastian pengukuran	55
4.3.	Analisis
a Data	85
4.3.1.....	Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Karakteristik Gesekan Pada Aliran Tanpa Pertukaran Kalor
	85
4.3.2.....	Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Karakteristik Gesekan Pada Aliran Dengan/Tanpa Pertukaran Kalor
	86
4.3.3.....	Pengaruh Ketidakpastian Bilangan Reynolds Terhadap Ketidakpastian Faktor Gesekan
	88
4.3.4.....	Pengaruh Ketidakpastian Bilangan Reynolds Terhadap Ketidakpastian Bilangan Poiseuille.....
	90
BAB V PENUTUP	
5.1.	Kesimpulan
	93
5.2.	Saran
	94
Daftar Pustaka	95
Lampiran	97

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 3.1. Spesifikasi pompa DAB	31
Tabel 4.1. Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit tanpa pertukaran kalor	41
Tabel 4.2. Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit dengan pertukaran kalor.....	42
Tabel 4.3. Hasil pengukuran dimensi seksi uji.....	55
Tabel 4.4. Hasil pengukuran ketidakpastian dimensi seksi uji.....	57
Tabel 4.5. Hasil pengambilan data massa dan waktu pada Re terbesar	59
Tabel 4.6. Hasil pembacaan beda ketinggian air pada manometer.....	64
Tabel 4.7. Hasil pengambilan data massa dan waktu pada Re terbesar	72
Tabel 4.8. Hasil pembacaan beda ketinggian air pada manometer.....	77
Tabel 4.9. Kontribusi ketidakpastian pada variasi tanpa pertukaran kalor	89
Tabel 4.9. Kontribusi ketidakpastian pada variasi dengan pertukaran kalor	89

DAFTAR GAMBAR

	Halaman	
Gambar 2.1.	Karakteristik geseka	
Gambar 2.2. Karakteristik gesekan aliran vertikal dengan atau tanpa pertukaran kalor	9	
Gambar 2.3. Perbandingan antara bilangan Poiseuille hasil eksperimen dengan korelasi klasik.....	10	
Gambar 2.4. Perkembangan kecepatan lapis batas pada pipa.....	12	
Gambar 2.5. Aliran berkembang penuh dalam anulus konsentris	12	
Gambar 2.6. Penukar kalor pipa ganda yang terdiri dari dua pipa Konsentrik.....	14	
Gambar 2.7. Profil Temperatur		
(a) Aktual	15	
(b) Rata - rata	15	
Gambar 2.8. Aliran air vertikal ke atas pada penukar kalor saluran <i>annular</i> bercelah sempit.....	18	17
Gambar 3.1. Seksi uji alat penukar kalor saluran <i>annular</i> bercelah sempit dengan titik – titik penempatan termokopel.....	24	
Gambar 3.2. Skema aliran ke atas dalam alat penukar kalor saluran <i>annular</i> bercelah sempit.....	25	
Gambar 3.3. Instalasi alat penelitian tampak depan.....	26	
Gambar 3.4. Instalasi alat penelitian tampak belakang.....	27	
Gambar 3.5. Termokopel tipe - T	28	
Gambar 3.6.(a) Lem araldite	28	
(b) Konektor termokopel.....	28	
Gambar 3.7. Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air	29	
Gambar 3.8. <i>Flange</i>	29	
Gambar 3.9. Skema <i>flange</i>	30	
Gambar 3.10. <i>Display</i> termokopel	30	
Gambar 3.11. Pompa sentrifugal	31	
Gambar 3.12. Tandon/ Bak penampung atas	31	
Gambar 3.13. Stop kran	32	
Gambar 3.14. <i>Ball valve</i>	32	
Gambar 3.15. <i>Thermocontroller</i>	32	
Gambar 3.16. <i>Relay</i> atau kontaktor	33	
Gambar 3.17. Pemanas air elektrik.....	33	
Gambar 3.18. Manometer pipa U.....	34	
Gambar 3.19. Penjebak udara	34	
Gambar 3.20. <i>Digital balance</i>	34	
Gambar 3.21. <i>Stopwatch</i>	35	

Gambar 4.1. Grafik variasi massa air terhadap waktu.....	59
Gambar 4.2. Grafik variasi massa air terhadap waktu.....	72
Gambar 4.3. Kurva karakteristik gesekan pada aliran tanpa pertukaran kalor.....	85
Gambar 4.4. Kurva karakteristik gesekan pada aliran dengan /tanpa pertukaran kalor	87
Gambar 4.5. Hubungan antara faktor gesekan aliran dengan perbedaan temperatur air dalam anulus sempit.....	88
Gambar 4.6. Ketidakpastian faktor gesekan pada aliran tanpa pertukaran kalor.....	90
Gambar 4.7. Ketidakpastian faktor gesekan pada aliran dengan pertukaran kalor.....	90
Gambar 4.8. Ketidakpastian bilangan Poiseuille pada aliran tanpa pertukaran kalor.....	91
Gambar 4.9. Ketidakpastian bilangan Poiseuille pada aliran dengan pertukaran kalor	92

DAFTAR NOTASI

A_c	= Luas penampang aliran (m^2)
D	= Diameter dalam Pipa (m)
D_i	= Diameter luar <i>inner tube</i> (m)
D_h	= Diameter hidrolis (m)
D_o	= Diameter dalam <i>outer tube</i> (m)
e	= Kekasaran absolut (m)
e/D	= Kekasaran relatif
f	= Faktor gesekan aliran
g	= Percepatan gravitasi (m/s^2)
h_f	= Kerugian <i>head</i> gesekan (m)
Δh	= Beda ketinggian fluida dalam manometer (m)
L	= Panjang pipa (L)
l	= Panjang pengukuran <i>pressure drop</i> (m)
\dot{m}	= Massa jenis (kg/s)
n	= Banyaknya input data
p	= Keliling basah pipa/ <i>wetted perimeter</i> (m)
ΔP	= <i>Frictional pressure drop</i> (Pa)
Po	= Bilangan Poiseuille
r_i	= Jari – jari dalam anulus sempit (m)
r_o	= Jari – jari luar anulus sempit (m)
Re	= Bilangan Reynolds
s	= Deviasi standar populasi
u_m	= Kecepatan rata – rata fluida (m/s)

- u_y = Ketidakpastian variabel yang diinginkan
 $T_{c,i}$ = Temperatur air masuk anulus sempit ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{c,o}$ = Temperatur air keluar anulus sempit ($^{\circ}\text{C}$)
 T_c = Temperatur pada anulus sempit ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{h,i}$ = Temperatur air masuk *inner tube* ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{h,o}$ = Temperatur air keluar *inner tube* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_h = Temperatur pada *inner tube* ($^{\circ}\text{C}$)
 T_m = Temperatur rata - rata ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{m,i}$ = Temperatur masuk rata - rata ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{m,e}$ = Temperatur keluar rata - rata ($^{\circ}\text{C}$)
 T_s = Temperatur pada permukaan dinding ($^{\circ}\text{C}$)
 $\bar{T}_{b,c}$ = Temperatur *bulk* rata-rata air pada anulus sempit ($^{\circ}\text{C}$)
 V = Kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)
 Δz = Jarak antar *pressure tap* (m)
 γ_w = Berat jenis aliran air dalam anulus sempit ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2$)
 γ_m = Berat jenis air dalam manometer ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2$)
 μ = viskositas dinamik ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)
 ρ = Densitas fluida (kg/m^3)

DAFTAR LAMPIRAN

Halaman	
Lampiran A. Data hasil pengujian	98

Tabel A.1. Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit pada variasi tanpa pertukaran kalor	98
Tabel A.2. Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit pada variasi dengan pertukaran kalor.....	99
Lampiran B. Properti air (zat cair jenuh)	100
Lampiran C. Properti air yang mengalir dalam anulus sempit	101
Tabel C.1. Variasi tanpa pertukaran kalor	101
Tabel C.2. Variasi dengan pertukaran kalor.....	102
Lampiran D. Hasil perhitungan data pengujian.....	103
Tabel D.1. Perhitungan pada variasi tanpa pertukaran kalor.....	103
Tabel D.2. Perhitungan pada variasi dengan pertukaran kalor	105
Lampiran E. Hasil perhitungan ketidakpastian data pengujian	107
Tabel E.1. Perhitungan pada variasi tanpa pertukaran kalor.....	107
Tabel E.2. Perhitungan pada variasi dengan pertukaran kalor	108
Lampiran F. Kontribusi ketidakpastian	111
Tabel F.1. Kontribusi ketidakpastian perhitungan bilangan Reynolds pada variasi tanpa pertukaran kalor	111
Tabel F.2. Kontribusi ketidakpastian perhitungan faktor gesekan pada variasi tanpa pertukaran kalor	112
Tabel F.3. Kontribusi ketidakpastian perhitungan bilangan Poiseuille pada variasi tanpa pertukaran kalor	114
Tabel F.4. Kontribusi ketidakpastian perhitungan bilangan Reynolds pada variasi dengan pertukaran kalor	115
Tabel F.5. Kontribusi ketidakpastian perhitungan faktor gesekan pada variasi dengan pertukaran kalor	116
Tabel F.6. Kontribusi ketidakpastian perhitungan bilangan Poiseuille pada variasi dengan pertukaran kalor	118

Investigation on Flow Characteristics of Single Phase Vertical Upward Water
Flow in Narrow Gap Annular Channel Heat Exchanger

Indri Yaningsih
Mechanical Engineering Department
Sebelas Maret University
Surakarta, Indonesia
E-mail : minding87@yahoo.com

Abstract

This research was conducted to investigate flow characteristics of single phase vertical upward water flow with/without heat exchange in narrow gap annular channel heat exchanger. Test section was a concentric tube heat exchanger. The inner tube was made of aluminium with inside and outside diameters of 17.34 mm and 19.07 mm, and length was 1,850 mm. The outer tube was made of aluminium with inside and outside diameters of 23.84 mm and 25.14 mm, and length was 1,650 mm. The hydraulic diameter of the narrow annulus was 4.77 mm. Flows in the inner tube and in annulus were in opposite directions. Working fluid used in this research was water. In the research with heat exchange, the water in the annulus was heated by high temperature of water flowing through the inner tube. The water temperature at the inlet of inner tube was maintained at 60°C. The results of the research were compared with predictions from conventional flow theory.

The results of the research show that flow characteristics of water flowing through the narrow annulus were different from those in normal pipes. For the flow without heat exchange in narrow annulus, the transition from laminar to turbulent flow was initiated earlier than that in normal pipes at a Reynolds number (Re) range from 1,553 – 1,880. The transition of flow with heat exchange occurred for a Reynolds number in the range from 1,545 – 1,846. Flow friction factor of the vertical upward water flow with heat exchange was larger than without heat exchange at the Reynolds number was lower than 607. The flow friction characteristics in narrow annulus had relations to the liquid temperature difference at the inlet and outlet of the annulus. Their influences on the flow frictions were concentrated in the laminar flow area. For the flow without heat exchange, in the laminar flow area ($Re < 1,500$), the value of Poiseuille number (Po) was 12.07 – 31.08 % higher than normal pipes. The Poiseuille number (Po) of flow with heat exchange was 44.75 – 239.98 % higher than normal pipes in the low Reynolds number area of $Re \leq 607$.

Keywords : narrow annulus, Reynolds number, friction factor, Poiseuille number

Pengujian Karakteristik Aliran Fasa Tunggal Aliran Air Vertikal ke Atas Pada
Penukar Kalor Saluran *Annular* Bercelah Sempit

Indri Yaningsih
Jurusan Teknik Mesin
Universitas Sebelas Maret
Surakarta, Indonesia
E-mail : minding87@yahoo.com

Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas dengan/tanpa pertukaran kalor pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit. Seksi uji adalah sebuah penukar kalor pipa konsentrik. Pipa dalam terbuat dari aluminium dengan diameter dalam dan luar adalah 17,34 mm dan 19,07 mm, dan panjang 1.850 mm. Pipa luar terbuat dari aluminium dengan diameter dalam dan luar adalah 23,84 mm dan 25,14 mm, dan panjang 1.650 mm. Diameter hidraulik anulus sempit 4,77 mm. Aliran dalam pipa dalam dan dalam anulus adalah berlawanan arah. Fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ini adalah air. Pada penelitian dengan pertukaran kalor air di dalam anulus dipanaskan oleh air yang mengalir di dalam pipa dalam. Temperatur air yang masuk pipa dalam dipertahankan pada suhu 60 °C. Hasil penelitian dibandingkan dengan perkiraan dari teori aliran konvensional.

Hasil-hasil penelitian menunjukkan bahwa karakteristik aliran air yang melalui anulus sempit berbeda dari pipa – pipa normal. Pada aliran tanpa pertukaran kalor di dalam anulus sempit, transisi aliran dari laminar ke turbulen dimulai lebih awal dibanding dalam pipa – pipa normal yaitu pada kisaran bilangan Reynolds (Re) dari 1.533 sampai 1.880. Transisi aliran dengan pertukaran kalor terjadi pada kisaran bilangan Reynolds 1.545 sampai 1.846. Faktor gesekan aliran air pada aliran air vertikal ke atas dengan pertukaran kalor lebih besar dibandingkan aliran tanpa pertukaran kalor pada bilangan Reynolds di bawah 607. Karakteristik gesekan aliran dalam anulus sempit berhubungan dengan beda temperatur air yang masuk dan keluar anulus. Pengaruh-pengaruh ini terhadap gesekan aliran terkonsentrasi pada daerah laminar. Pada aliran tanpa pertukaran kalor, pada daerah laminar ($Re < 1.500$), nilai bilangan Poiseuille (Po) adalah 12,07 – 31,08 % lebih besar dibanding dalam pipa – pipa normal. Bilangan Poiseuille (Po) pada aliran dengan pertukaran kalor adalah 44,75 – 239,98 % lebih besar dibanding dalam pipa – pipa normal pada daerah bilangan Reynolds rendah, $Re \leq 607$.

Kata kunci : anulus sempit, bilangan Reynolds, faktor gesekan, bilangan Poiseuille.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Akhir-akhir ini, perhatian terhadap penukar kalor ringkas (*compact heat exchanger*) semakin meningkat, karena karakteristik yang dimilikinya sangat menguntungkan dan dapat digunakan di berbagai bidang industri. Banyak negara mulai tertarik penukar kalor ringkas bertipe saluran mikro atau mini. Salah satu jenis penukar kalor yang ringkas yang cukup banyak dipakai dalam dunia industri adalah penukar kalor jenis pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*). Penukar kalor banyak digunakan dalam bidang rekayasa, misalnya: dalam hal pemanas ruangan, pengkondisian udara, pembangkit tenaga, pemanfaatan panas buang dan proses – proses kimia. Penukar kalor dengan saluran kecil digunakan dalam produk atau peralatan yang memiliki fluks panas tinggi seperti : reaktor nuklir, bioreaktor (berfungsi memodifikasi dan memisahkan sel-sel makhluk hidup dan membran sel), piranti – piranti elektronik berefisiensi tinggi, dan *automobile*.

Fluida perlu dipompa melalui penukar kalor, sehingga menentukan daya pemompaan fluida (*pumping power*) yang diperlukan adalah hal yang utama sebagai bagian dari desain sistem dan analisis biaya operasi. Daya pemompaan sebanding dengan penurunan tekanan (*pressure drop*) fluida, 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 panas dalam penukar kalor, operasi, ukuran, karakteristik mekanis, dan faktor-faktor lain, termasuk pertimbangan ekonomi. Menentukan penurunan tekanan dalam sebuah penukar kalor adalah hal yang utama untuk banyak aplikasi, sedikitnya ada 2 alasan ; (1) fluida perlu dipompa melalui penukar kalor,

berarti diperlukan pemompaan fluida. Daya pemompaan ini sebanding dengan penurunan tekanan dalam penukar kalor, (2) laju perpindahan panas dapat dipengaruhi secara signifikan oleh perubahan temperatur jenuh (*saturation temperature*) untuk fluida yang mengalami pengembunan atau penguapan jika terdapat penurunan tekanan yang besar sepanjang aliran. Hal ini karena perubahan temperatur jenuh berhubungan dengan perubahan tekanan jenuh dan mempengaruhi beda temperatur untuk perpindahan panas.

Teknik peningkatan perpindahan kalor dengan saluran sempit memiliki keunggulan-keunggulan, antara lain cocok digunakan untuk penukar kalor dengan perbedaan temperatur rendah, efektivitas perpindahan kalor yang tinggi, dan konfigurasi yang ringkas (*compact*) tanpa permesinan yang rumit atau pemrosesan permukaan tambahan. Akan tetapi, penukar kalor bercelah sempit juga mempunyai kelemahan-kelemahan, yaitu penurunan tekanan yang tinggi dan membutuhkan fluida kerja yang bersih. Penurunan tekanan dalam penukar kalor bercelah sempit merupakan parameter desain yang penting dalam aplikasi rekayasa karena menentukan daya pemompaan yang dibutuhkan. Semakin besar penurunan tekanan dalam penukar kalor bercelah sempit, semakin besar pula daya pemompaan yang dibutuhkan untuk mempertahankan aliran, yang berdampak pada biaya pemompaan yang semakin besar pula.

Oleh karena itu, penelitian mengenai karakteristik aliran pada penukar kalor celah sempit penting dilakukan. Penelitian ini akan menguji pengaruh bilangan Reynolds aliran air di annulus sempit (*narrow annulus*) dan pengaruh tanpa pertukaran kalor dan dengan pertukaran kalor terhadap karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas yang terjadi pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian ini yaitu :

- a. Bagaimanakah pengaruh bilangan Reynolds aliran air di annulus sempit (*narrow annulus*) terhadap karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas

yang terjadi pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).

- b. Bagaimanakah pengaruh tanpa pertukaran kalor dan dengan pertukaran kalor terhadap karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas yang terjadi pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).

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 (*tube*) adalah lingkaran (*annular*) dengan lebar celah (*gap*) antar pipa konstan sebesar 2,39 mm ($D_h = 4,77$ mm).
2. Pipa-pipa yang digunakan dari bahan alumunium dimana *friction factor* diperhatikan. Untuk pipa luar (*outer tube*) mempunyai diameter luar 25,14 mm dan diameter dalam 23,84 mm dengan panjang 1.650 mm sedangkan untuk pipa dalam (*inner tube*) mempunyai diameter luar 19,07 mm dan diameter dalam 17,34 mm dengan panjang 1.850 mm.
3. Pipa luar diisolasi dengan *thermoplex isolator* sehingga perpindahan panas ke lingkungan diabaikan.
4. Pengujian karakteristik aliran fasa tunggal aliran air ke atas (*upward*) dalam penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit dilakukan pada posisi vertikal.
5. Arah aliran fluida dalam penukar kalor adalah berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*).
6. Fluida yang digunakan dalam pengujian ini adalah air panas dan air dingin.
7. Parameter yang dibuat konstan yaitu temperatur air panas masuk sebesar 60 °C (untuk pengujian dengan pertukaran kalor) serta temperatur air dingin.
8. Penelitian dilakukan dalam keadaan diam (*static experiment*) dan pada temperatur kamar.

9. Faktor pengotoran (*fouling factor*) diabaikan.
10. Jumlah titik pembacaan temperatur yang akan diamati pada pengujian ini adalah 4 titik yaitu; 2 titik untuk mengukur temperatur air dingin dan air panas masuk seksi uji dan 2 titik lagi untuk mengukur temperatur air dingin dan air panas keluar dari seksi uji.

1.4 Tujuan dan Manfaat

Penelitian ini bertujuan untuk:

1. Mengetahui pengaruh bilangan Reynolds aliran air di annulus sempit (*narrow annulus*) terhadap karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).
2. Membandingkan karakteristik aliran fasa tunggal di penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit aliran air vertikal ke atas dengan pertukaran kalor dan tanpa pertukaran kalor.

Hasil penelitian yang didapat diharapkan memberi manfaat sebagai berikut:

1. Mampu memberikan pengetahuan baru yang berguna dalam ilmu mekanika fluida khususnya mengenai karakteristik aliran pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).
2. Menjadi dasar bagi penelitian berikutnya, yakni pada aliran dua fasa dalam penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*).
3. Dapat diterapkan dalam bidang industri dan reaktor nuklir sebagai alat penukar kalor yang kompak, ringan, murah, dan mempunyai karakteristik aliran yang baik.

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 saluran sempit, dan teori tentang karakteristik aliran di dalam sebuah saluran.
- 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

Mala dan Li (1999) meneliti karakteristik aliran air dalam *microtubes* dengan kisaran diameter dari 50 sampai 254 μm . *Microtubes* yang digunakan terbuat dari *fused silica (FS)* dan *stainless steel (SS)*. Penurunan tekanan dan laju aliran diukur untuk menganalisa karakteristik aliran. Hasil penelitian menunjukkan bahwa karakteristik aliran pada *microtubes* dengan diameter lebih kecil menyimpang dari prediksi teori konvensional. Sedangkan dalam *microtubes* dengan diameter besar, hasil penelitian sesuai dengan teori konvensional. Pada bilangan Re rendah, penurunan tekanan yang dibutuhkan hampir sama seperti yang diprediksi oleh teori aliran Poiseuille. Pada bilangan Re tinggi, terjadi peningkatan gradien tekanan yang signifikan dibandingkan dengan yang diprediksi oleh teori aliran Poiseuille. Oleh karena itu faktor gesekan lebih tinggi dibandingkan dengan teori konvensional. Pada diameter dan laju aliran yang sama, *FS microtube* mempunyai gradien tekanan lebih tinggi dibandingkan pada *SS microtube*. Gradien tekanan terukur yang tinggi mungkin disebabkan oleh transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen lebih awal atau pengaruh kekasaran permukaan *microtubes*. Transisi aliran terjadi pada kisaran bilangan Reynolds 500-1.500.

Sun, et al (2003) melakukan penelitian untuk menyelidiki karakteristik tahanan aliran air fasa tunggal aliran vertikal pada annulus sempit selama terjadi pertukaran kalor yang dilakukan pada kondisi 1 atm. Seksi uji yang digunakan adalah tiga pipa konsentrik yang terbuat dari *stainless steel* dengan panjang penukar kalor 1.350 mm dan ukuran celah 0,9 mm; 1,4 mm dan 2,4 mm. Air yang

mengalir melalui *middle annulus* mengalir ke atas, dipanaskan oleh air bertemperatur tinggi yang mengalir pada *inner tube* dan *outer annulus* yang mengalir ke bawah. Hasil penyelidikan menunjukkan bahwa pada aliran tanpa terjadi pertukaran panas, semakin kecil ukuran celah maka faktor gesekan (*friction factor*) yang terjadi semakin besar. Daerah transisi aliran dari laminar ke turbulen terjadi pada bilangan Reynolds sekitar 2.000. Sedangkan pada aliran dengan pertukaran panas, perbedaan temperatur pada penukar kalor mempunyai pengaruh yang kecil pada penurunan tekanan.

Celata, et al (2004) menyelidiki perpindahan kalor dan aliran fluida fasa tunggal dalam *micropipes*, dimana R114 mengalir dalam pipa-pipa kapiler dengan diameter 130 μm . Bilangan Reynolds divariasi dari 100–8.000, dan kekasaran permukaan saluran sekitar 2,65%. Hasil penyelidikan menunjukkan bahwa dalam daerah aliran laminar, faktor gesekan sesuai dengan teori Hagen-Poiseuille untuk bilangan Reynolds kurang dari 600-800. Untuk bilangan Reynolds lebih tinggi, data percobaan menyimpang dari hukum Hagen-Poiseuille. Transisi dari aliran laminar ke turbulen terjadi pada kisaran bilangan Reynolds 1.800–2.500.

Lu dan Wang (2008) menyelidiki karakteristik aliran dengan atau tanpa pertukaran kalor pada anulus sempit. Penelitian ini menggunakan *tube-in-tube heat exchanger* dengan celah *annular* sebesar 3,08 mm dan panjang pengukuran tekanan sebesar 1.410 mm. Fluida yang digunakan dalam penelitian ini adalah air dengan arah aliran horizontal, ke atas, dan ke bawah. Pada penelitian ini kisaran bilangan Reynolds berdasar diameter hidrolis *annular* – nya dari 3 sampai 30.000. Dalam perhitungan teoritis faktor gesekan untuk aliran dalam anulus, Lu dan Wang (2008) menggunakan persamaan yang diturunkan oleh Sun, dkk (2004) sebagai berikut :

$$f = \frac{\left(1 - \frac{r_i}{r_o}\right)^2 \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{\left[1 + \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right] \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + 1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.1)$$

dimana :

f = faktor gesekan aliran

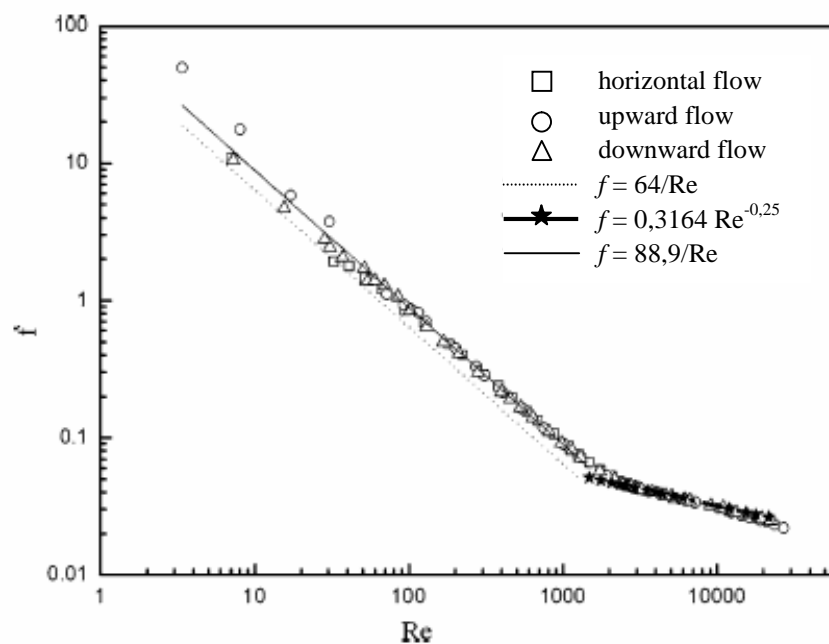
Re = bilangan Reynolds

r_o = jari – jari luar anulus (m)

r_i = jari – jari dalam anulus (m)

Lu dan Wang (2008) mensubstitusi dimensi seksi uji yang digunakan dalam penelitiannya ke dalam Persamaan (2.1), sehingga didapat bentuk persamaan :

$$f = \frac{95,8}{Re} \quad (2.2)$$



Gambar 2.1. Karakteristik gesekan tanpa pertukaran kalor pada tiga arah aliran (Lu dan Wang, 2008).

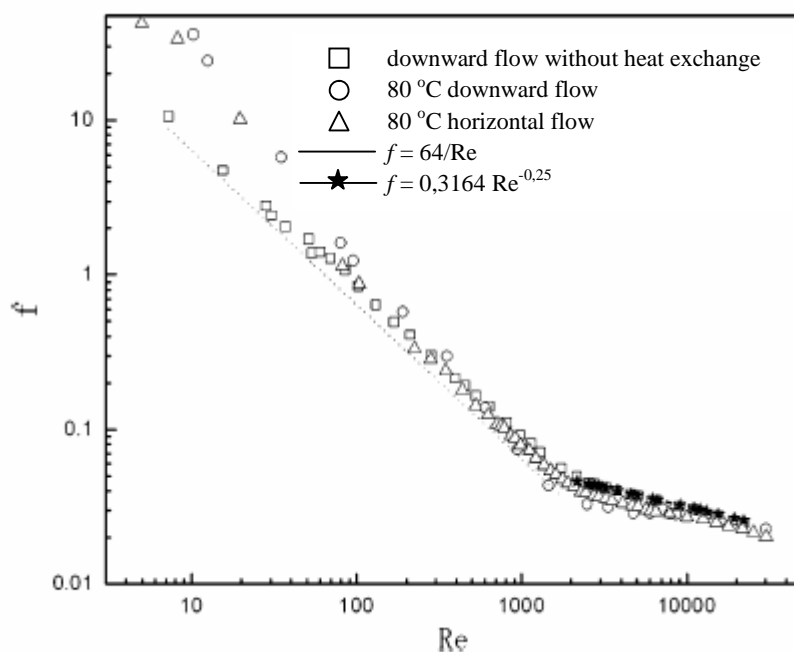
Melalui perbandingan antara kurva karakteristik gesekan aliran air dalam anulus sempit dan dalam pipa – pipa normal seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 2.1, pada daerah aliran laminar faktor gesekan dalam anulus sempit adalah 19 – 47 % lebih besar dibanding dalam pipa – pipa normal. Persamaan regresi faktor gesekan aliran yang terjadi pada daerah aliran laminar adalah,

$$f = \frac{88,9}{Re}, Re < 1.000 \quad (2.3)$$

Hasil yang didapat dengan regresi Persamaan (2.3) adalah 1,389 kali sebesar nilai yang dihitung dengan persamaan $f = 64/Re$, tetapi lebih kecil dari nilai yang dihitung dengan Persamaan (2.2) sebesar 7,20 %. Pada daerah aliran turbulen,

faktor gesekan dalam anulus sempit adalah 7,09 % lebih besar dibandingkan dengan pipa – pipa normal.

Dari Gambar 2.2 terlihat bahwa pada $3 < Re < 1.100$ merupakan daerah aliran laminar, dan pada $Re > 1.500$ merupakan daerah aliran turbulen. Daerah dimana terjadi perubahan *trendline* nilai faktor gesekan (f) untuk daerah aliran laminar ke *trendline* faktor gesekan (f) untuk daerah aliran turbulen disimpulkan sebagai daerah transisi, dimana dalam penelitian ini transisi aliran dalam anulus sempit dimulai lebih awal dari pipa konvensional pada $1.100 < Re < 1.500$. Gesekan aliran yang terjadi pada aliran air ke bawah (*downward*) dengan pertukaran kalor lebih besar dibanding tanpa pertukaran kalor pada $Re < 400$. Perbedaan tersebut menjadi berkurang, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Pertukaran kalor berpengaruh besar terhadap gesekan aliran khususnya pada daerah dengan bilangan Reynolds rendah.



Gambar 2.2. Karakteristik gesekan aliran vertikal dengan atau tanpa pertukaran kalor (Lu dan Wang, 2008).

Mokrani, et al (2009) meneliti karakteristik aliran dan perpindahan kalor konveksi pada *microchannels* berpenampang segiempat (*rectangular*) dengan menggunakan fluida air. Ketinggian saluran sempit, e , divariasi antara 50 – 500 μm dan diameter hidrolis antara 100 μm – 1 mm. *Pressure losses* dapat

dikarakterisasikan dengan bilangan Poiseuille. Untuk *macrochannels*, dalam daerah laminar bilangan ini merupakan konstanta yang hanya tergantung pada bentuk penampang melintang saluran. Bilangan Poiseuille pada daerah turbulen dapat diperkirakan seperti dalam daerah laminar dengan mengukur laju aliran dan *pressure drop* antara bagian masuk dan keluar pada *microchannel*. *Pressure drop* diukur secara langsung dalam saluran dimana aliran telah berkembang penuh secara hidrodinamis (*hydrodynamically fully developed*). Nilai bilangan Poiseuille diperoleh dari:

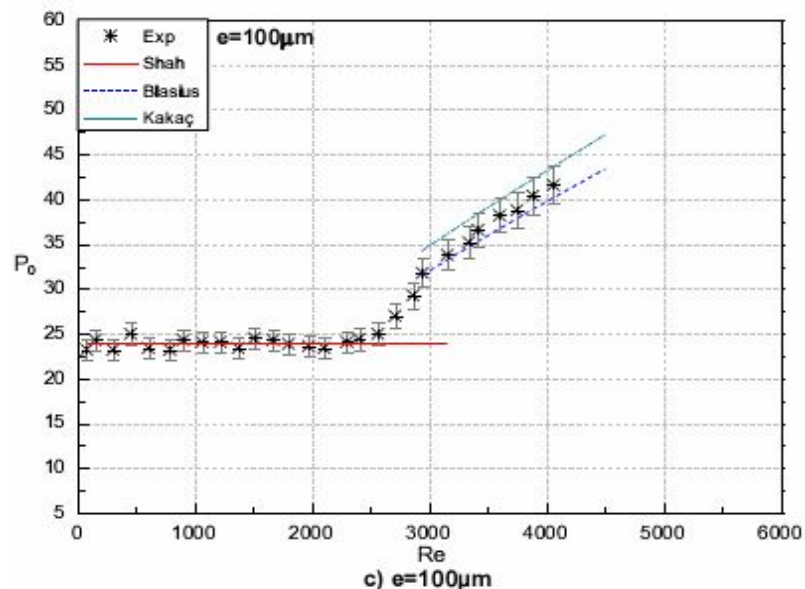
$$Po = f \cdot Re \quad (2.4)$$

dimana :

Po = bilangan Poiseuille

f = faktor gesekan aliran

Re = bilangan Reynolds



Gambar 2.3. Perbandingan antara bilangan Poiseuille hasil eksperimen dengan korelasi klasik (Mokrani et al, 2009).

Hasil penelitian menunjukkan bahwa dalam daerah laminar, nilai bilangan Poiseuille hasil eksperimen sesuai dengan nilai teoritis. Dalam daerah turbulen, kehilangan tekanan yang didapat dengan korelasi Blasius agak lebih rendah dibanding hasil eksperimen. Untuk tinggi saluran antara 500 μm dan 100 μm , transisi antara daerah laminar dan turbulen terjadi pada bilangan Reynolds

berkisar antara 2.000 dan 3.000. Hasil eksperimen dan hasil teoritis untuk Po sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re) untuk berbagai tinggi saluran (e) dapat dilihat pada Gambar 2.3.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Klasifikasi Saluran (*Channel*) dalam Alat Penukar Kalor

Saat ini telah banyak dikembangkan sistem penukar kalor baru dengan penampang saluran yang bervariasi mulai dari dimensi nanometer hingga yang besar (konvensional). Ini tidak terlepas juga dengan tuntutan akan alat penukar kalor untuk sistem-sistem mikro dalam dunia rekayasa.

Changhong (2005) mengklasifikasikan saluran sempit baik itu dengan geometri *rectangular* maupun *annular* dibatasi dengan diameter hidrolis sebesar ≤ 5 mm. Sedangkan klasifikasi saluran menurut Mehendale et al (2000) adalah sebagai berikut :

- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 1. <i>Conventional passages</i> | $D > 6$ mm |
| 2. <i>Compact passage</i> | 1 mm $< D < 6$ mm |
| 3. <i>Meso-channels</i> | 100 μ m $< D < 1$ mm |
| 4. <i>Microchannels</i> | 1 μ m $< D < 100$ μ m |

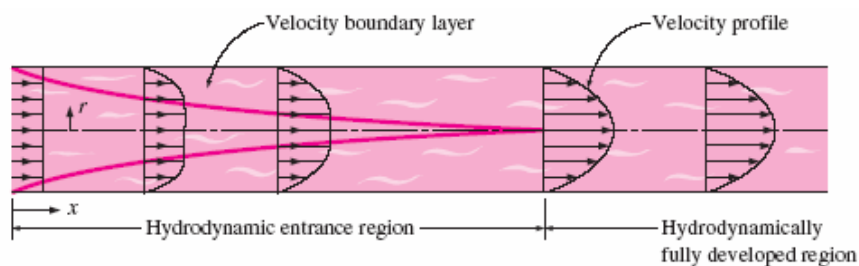
2.2.2. Aliran Dalam Sebuah Pipa (*Internal Flow in Tube*)

2.2.2.1. Pertimbangan - Pertimbangan Hidrodinamik

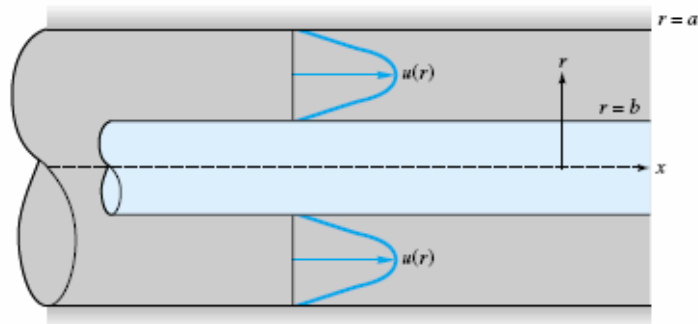
❖ Kondisi aliran

Daerah aliran di dekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (*entrance region*). Fluida biasanya memasuki pipa dengan profil kecepatan yang hampir seragam. Ketika fluida bergerak melewati pipa, efek viskos menyebabkannya tetap menempel pada dinding pipa (kondisi lapisan batas tanpa-slip). Jadi, sebuah lapisan batas (*boundary layer*) dimana efek viskos menjadi penting timbul di sepanjang dinding pipa sedemikian hingga 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 .

Efek viskos sangat penting di dalam lapisan batas. Untuk fluida di luar lapisan batas (di dalam inti *inviscid*), efek viskos dapat diabaikan. Perhitungan profil kecepatan dan distribusi tekanan di dalam daerah masuk sangat rumit. Namun, apabila fluida telah mencapai ujung akhir dari daerah masuk, aliran lebih mudah digambarkan karena kecepatan hanyalah fungsi jarak dari sumbu pipa, r , dan tidak tergantung pada x . Aliran ini yang disebut dengan aliran berkembang penuh (*fully developed flow*), dan jarak dari daerah masuk hingga kondisi ini dicapai disebut dengan *hydrodynamic entry length*, $x_{fd,h}$. Untuk tujuan praktis, biasanya cukup menghubungkan panjang masuk dengan jarak dari daerah masuk saluran yang dibutuhkan untuk mendekati sampai persentase tertentu dari gradien tekanan berkembang penuh.



Gambar 2.4. Perkembangan kecepatan lapisan batas pada pipa (Y. A. Cengel, 2003)



Gambar 2.5. Aliran berkembang penuh dalam annulus konsentris (White, 2001).

Olson, et al (1963) meneliti daerah masuk hidrodinamis pada air yang mengalir melalui *annuli* dan pipa bulat. Penelitian ini menggunakan 2 *annuli* dimana salah satu *annuli* mempunyai diameter dalam 1/2 in dan diameter luar 1 in, sedangkan *annuli* yang lain mempunyai diameter dalam 5/16 in dan diameter

luar 1 in. Selain itu digunakan pipa bulat dengan diameter 1 in. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada *annuli*, panjang saluran yang dibutuhkan untuk mendekati sampai sekitar 5% gradien tekanan berkembang penuh adalah sekitar 20–25 diameter hidrolis.

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:

$$Re = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (2.5)$$

dimana :

- Re = bilangan Reynolds
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- μ = viskositas dinamik (kg/m.s)
- u_m = kecepatan rata – rata fluida (m/s)
- D = diameter dalam pipa (m).

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

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (2.6)$$

dimana :

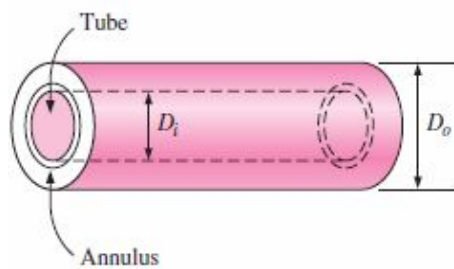
- D_h = diameter hidrolis (m)
- A_c = luas penampang aliran (m^2)
- p = keliling basah pipa (*wetted perimeter*) (m)

Untuk pipa bulat diameter hidrolis menjadi :

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4 \cdot \pi \cdot D^2 / 4}{\pi \cdot D} = D \quad (2.7)$$

Peralatan penukar kalor yang sederhana terdiri dari dua buah pipa konsentrik, dan sering disebut dengan penukar kalor pipa ganda (*double – tube*

heat exchangers). Pada penukar kalor tersebut, salah satu fluida mengalir melalui pipa dalam (*inner tube*), dan fluida yang lain mengalir melalui ruang anulus (ruang antara pipa dalam/*inner tube* dengan pipa luar/*outer tube*). Aliran laminar tunak melalui anulus dapat dipelajari secara analitis dengan menggunakan kondisi batas yang cocok.



Gambar 2.6. Penukar kalor pipa ganda yang terdiri dari dua pipa konsentrik (Y. A. Cengel, 2003)

Sebuah anulus konsentrik dengan diameter luar *inner tube*, D_i , dan diameter dalam *outer tube*, D_o , diameter hidrolis anulus adalah :

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (2.8)$$

dimana :

- D_h = diameter hidrolis (m)
- D_o = diameter dalam *outer tube* (m)
- D_i = diameter luar *inner tube* (m)
- A_c = luas penampang melintang aliran (m^2)
- p = keliling basah / *wetted perimeter* (m)

Aliran fluida di dalam sebuah pipa mungkin merupakan aliran laminar atau aliran turbulen. Kisaran bilangan Reynolds dimana akan diperoleh aliran pipa yang laminar, transisi atau turbulen tidak dapat ditentukan dengan tepat. Transisi yang aktual 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 :

$$Re < 2.300 \quad \text{aliran laminar} \quad (2.9)$$

$$2.300 \leq Re \leq 10.000 \quad \text{aliran transisi} \quad (2.10)$$

$$Re > 10.000 \quad \text{aliran turbulen} \quad (2.11)$$

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 kembang penuh, nilai bilangan Reynolds untuk terjadinya aliran turbulen adalah $Re \approx 2.300$.

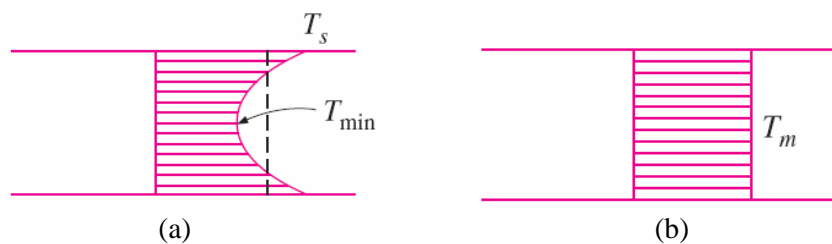
❖ Kecepatan Rata – Rata (*Mean Velocity*)

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 fluida, ρ , dan luasan pipa, A , maka akan didapat nilai laju aliran massa (\dot{m}) yang melalui pipa.

$$\dot{m} = \rho u_m A \quad (2.12)$$

❖ Temperatur Rata – Rata (*Mean Temperature*)

Ketika fluida yang mengalir dalam pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida pada setiap penampang berubah dari T_s pada permukaan dinding dan maksimum (atau minimum pada pemanasan) pada pusat pipa. Dalam aliran fluida sangat sesuai untuk menggunakan temperatur rata – rata, T_m , yang tetap seragam pada setiap penampang melintang pipa. Tidak seperti kecepatan rata – rata, temperatur rata – rata, T_m , akan berubah pada arah aliran sewaktu – waktu ketika fluida dipanaskan atau didinginkan.



Gambar 2.7 Profil temperatur (a) Aktual (b) Rata – rata (Y. A. Cengel, 2003)

Temperatur rata – rata fluida dengan densitas (ρ) dan panas spesifik (C_p) konstan yang mengalir pada pipa sirkuler dengan jari – jari R adalah :

$$T_m = \frac{\int_0^R C_p T \partial \dot{m}}{m \dot{C}_p} = \frac{\int_0^R C_p T (\rho V 2\pi r dr)}{\rho V_m (\pi R^2) C_p} = \frac{2}{V_m R^2} \int_0^R T(r, x) V(r, x) r dr \quad (2.13)$$

Temperatur rata – rata (T_m) fluida berubah selama pemanasan atau pendinginan. Juga, properti fluida pada aliran dalam pipa biasanya dihitung pada temperatur bulk rata – rata fluida (*bulk mean fluid temperature*), yang merupakan rata – rata dari temperatur rata – rata masuk dan temperatur rata – rata keluar.

$$T_b = (T_{m,i} + T_{m,e}) / 2 \quad (2.14)$$

❖ Profil Kecepatan pada Daerah Berkembang Penuh

Gerakan umum dari sebuah fluida Newtonian tak mampu mampat diatur oleh persamaan kontinuitas dan persamaan momentum. Untuk aliran tunak berkembang penuh di dalam sebuah pipa, komponen kecepatan radial, v , dan gradien komponen kecepatan aksial, $(\partial u / \partial x)$, adalah nol.

$$v = 0 \quad \text{dan} \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (2.15)$$

Sehingga kecepatan hanya memiliki komponen kecepatan aksial yang hanya merupakan fungsi koordinat radial r , $u(r)$. Dengan menerapkan kondisi tanpa slip (*no-slip conditions*) didapat persamaan profil kecepatan berkembang penuh untuk aliran laminar pada pipa bulat :

$$\frac{u(r)}{u(m)} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (2.16)$$

u_m dapat dicari dari rumus laju aliran massa.

❖ Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

Parameter menarik dalam analisis pada aliran pipa adalah penurunan tekanan (*pressure drop*) karena parameter ini secara langsung berhubungan dengan kebutuhan daya *fan* atau pompa untuk mempertahankan aliran. Untuk

menentukan *pressure drop*, akan sesuai bila menggunakan faktor gesekan Moody (*Moody/Darcy friction factor*), yang merupakan parameter tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai :

$$f = \frac{-\left(\frac{dP}{dx}\right)_d}{\frac{\rho \cdot v^2}{2}} \quad (2.17)$$

Faktor gesekan (*friction factor*) pada aliran laminar berkembang penuh fluida fasa tunggal dalam pipa – pipa normal berbentuk bulat dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$f = \frac{64}{Re} \quad ; \text{Re} < 2.300 \quad (2.18)$$

Persamaan (2.18) menunjukkan bahwa dalam aliran laminar, faktor gesekan hanya merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan tak tergantung pada kekasaran permukaan pipa. Untuk aliran turbulen kembang penuh, selain tergantung pada bilangan Reynolds, faktor gesekan merupakan fungsi dari kondisi permukaan pipa. Pada permukaan halus nilai faktor gesekan minimum dan meningkat dengan meningkatnya kekasaran permukaan e . Hubungan yang mendekati kondisi permukaan halus untuk aliran turbulen kembang penuh:

$$f = 0,3164 \text{Re}^{-0,25} \quad ; 4 \times 10^3 < \text{Re} < 3 \times 10^4 \quad (2.19)$$

$$f = 0,184 \text{Re}^{-0,2} \quad ; 3 \times 10^4 < \text{Re} < 10^6 \quad (2.20)$$

Diagram Moody memberikan faktor gesekan yang berkaitan dengan bilangan Reynolds dan kekasaran relatif (ε/D). Diagram Moody berlaku secara universal untuk semua aliran pipa yang tunak, berkembang penuh dan tak mampu mampat. Untuk menghindari penggunaan metode grafis dalam mendapatkan f untuk aliran turbulen, rumus yang telah secara luas digunakan untuk faktor gesekan adalah dari Colebrook :

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} f^{0,5}} \right) \quad (2.21)$$

dimana:

- f = faktor gesekan aliran
- e = kekasaran absolut (m)

- D = diameter dalam pipa (m)
 Re = bilangan Reynolds
 ε/D = kekasaran relatif

Kesulitan dalam penggunaannya adalah bahwa rumus ini berbentuk implisit dalam ketergantungannya terhadap f . Artinya, untuk suatu kondisi yang diberikan (Re dan ε/D), tidaklah mungkin mencari penyelesaian untuk f tanpa melakukan suatu metode iteratif. 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 :

$$f_0 = 0,25 \left[\log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (2.22)$$

Diagram Moody dan Persamaan Colebrook akurasi sampai $\pm 10\%$.

Dalam aliran berkembang penuh $\frac{dP}{dx} = \text{konstan}$, dan diintegrasikan dari $x = 0$ dimana adalah tekanan P_1 , ke $x = L$ dimana adalah tekanan P_2 , maka didapat :

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_2 - P_1}{l} = -\frac{\Delta P}{l} \quad (2.23)$$

Dalam mekanika fluida, penurunan tekanan (ΔP) adalah kuantitas positif, dan didefinisikan sebagai $\Delta P = P_1 - P_2$, *frictional pressure drop* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.24) :

$$\Delta P = f \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.24)$$

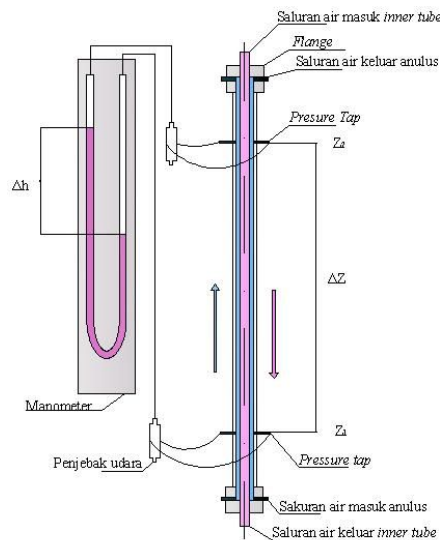
$$f = 2 \frac{D}{l} \frac{\Delta P}{\rho V^2} \quad (2.25)$$

dimana :

- f = faktor gesekan aliran
 ΔP = *frictional pressure drop* dalam pipa (Pa)
 ρ = massa jenis aliran fluida dalam pipa (kg/m^3)
 D = diameter pipa (m)
 l = panjang pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

Pada aliran fluida, kehilangan energi atau kerugian tinggi-tekan diperhitungkan dalam aplikasi persamaan Bernoulli, dimana kehilangan energi tersebut dinyatakan dalam perbedaan tinggi fluida dalam manometer pipa U.



Gambar 2.8. Aliran air vertikal ke atas pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit.

Untuk arah aliran vertikal ke atas (gambar 2.8), persamaan energi untuk aliran tunak tak mampu mampat antara titik (1) dan titik (2) adalah :

$$\left[\frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right] = \left[\frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right] + h_f \quad (2.26)$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_f$$

Pipa berdiameter konstan ($D_{h1} = D_{h2}$) sehingga $V_1 = V_2 = V$, sehingga kerugian *head* gesekan :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = z_2 - z_1 + h_f$$

$$\frac{\gamma_m (h_1 - h_2)}{\gamma_w} = (z_2 - z_1) + h_f$$

$$\begin{aligned}\gamma_m \cdot \Delta h &= \gamma_w \cdot \Delta z + \gamma_w \cdot h_f \\ h_f &= \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w}\end{aligned}\quad (2.27)$$

$$h_f = \frac{(\rho_m g \Delta h) - (\rho_w g \Delta z)}{\rho_w g} \quad (2.28)$$

$$(\Delta P - \rho_w g \Delta z) = \rho_w \cdot g \cdot h_f \quad (2.29)$$

Sehingga didapat persamaan *friction factor* pipa adalah :

$$f = 2 \frac{D_h}{L} \frac{(\Delta P - \rho_w g \Delta Z)}{\rho \cdot V^2} \quad (2.30)$$

dimana :

f = faktor gesekan

$(\Delta P - \rho_w g \Delta z)$ = *frictional pressure drop* (Pa)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

ρ_m = massa jenis air dalam manometer (kg/m^3)

ρ_w = massa jenis air dalam anulus sempit (kg/m^3)

D_h = diameter hidrolis pipa (m)

L = panjang pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida dalam anulus sempit (m/s)

h_f = kerugian *head* gesekan (m)

Δz = jarak antar *pressure tap* (m)

Δh = beda ketinggian fluida dalam manometer (m)

γ_w = berat jenis aliran air dalam anulus sempit ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$)

γ_m = berat jenis air dalam manometer ($\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$)

2.2.3. Karakteristik Aliran dalam *Internal Flow*

Ada 2 hal dasar yang biasanya menjadi pertimbangan dalam analisis konfigurasi *internal flow*, yaitu gesekan (*friction*) antara aliran dan dinding serta laju perpindahan panas (*heat transfer rate*) atau tahanan thermal (*thermal resistance*) antara aliran dan dinding – dinding pembatas. Gesekan fluida berhubungan dengan perhitungan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dialami oleh aliran sepanjang arah aliran. Untuk menghitung laju perpindahan

panas dan distribusi temperatur melewati aliran, pertama harus mengetahui aliran tersebut, atau distribusi kecepatan. Prediksi yang akurat mengenai *pressure drop* dan karakteristik perpindahan kalor adalah hal yang esensial untuk desain yang efektif dari suatu penukar kalor.

Kelakuan aliran fluida dan perpindahan kalor di *internal flow* berkaitan erat dengan jenis dan daerah aliran fluida tersebut. Kelakuan aliran fluida di daerah aliran laminar, transisi, dan daerah turbulen mempunyai karakteristik tersendiri. Aplikasi *internal flow* dalam suatu alat penukar kalor tersebut merupakan hal yang esensial. Data menunjukkan bahwa parameter geometris saluran pada penukar kalor seperti diameter hidrolis (D_h), perbandingan tinggi dan lebar saluran, dan perbandingan diameter hidrolis dan jarak antar pusat saluran (untuk *multi-channel*), semuanya mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap daerah aliran dan perpindahan kalornya.

Pembagian daerah aliran dalam *internal flow* (laminar, transisi, dan turbulen) dihubungkan dengan nilai bilangan Reynolds (Re) yang terjadi. Perlu sekali mengetahui nilai bilangan Reynolds yang tepat untuk daerah aliran laminar, transisi, dan turbulen untuk geometri saluran tertentu. Beberapa peneliti membuat korelasi karakteristik gesekan (*friction*) aliran laminar dan turbulen fasa tunggal dalam saluran konvensional, *narrow channel*, dan *microchannel* dalam nilai faktor gesekan (f) fungsi bilangan Reynolds (Re). Sehingga dalam banyak penelitian untuk mengetahui karakteristik aliran dari suatu saluran (*channel*), biasanya dibuat grafik hubungan antara faktor gesekan (f) dengan bilangan Reynolds (Re).

2.2.4. Ketidakpastian Pengukuran (*Uncertainties Measurement*)

Kesalahan (*error*) merupakan suatu hal yang tidak dapat dihindari dalam suatu pengukuran. Kesalahan dalam pengukuran biasanya didefinisikan sebagai perbedaan antara nilai sebenarnya dengan nilai terukur. Efek *error* adalah menciptakan ketidakpastian (*uncertainty*) dalam nilai sebuah hasil pengukuran. Perhitungan ketidakpastian yang teliti tidak hanya memberikan perkiraan yang tepat mengenai data penelitian yang didapat, tapi juga dapat digunakan untuk menentukan pengukuran-pengukuran yang memerlukan kepresisian lebih tinggi

agar didapat hasil yang akurat. Analisis ketidakpastian merupakan alat yang sangat berguna untuk menetapkan tingkat reliabilitas sebuah pengukuran dan untuk validasi model–model teoritis dan simulasi. Selain itu, analisis ketidakpastian dapat memberikan kontribusi nyata dalam merencanakan penelitian–penelitian.

Analisis ketidakpastian digunakan untuk mengukur seberapa baik data eksperimental menggambarkan nilai-nilai faktor gesekan aktual. Metode yang diuraikan oleh R.J Moffat (1988) untuk ketidakpastian pengukuran sampel tunggal digunakan untuk melakukan analisis. Persamaan dasar dalam analisis ketidakpastian :

$$u_y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (2.31)$$

dimana

y = variabel yang diukur/diinginkan

u_y = ketidakpastian variabel yang diinginkan

x_i = salah satu dari variabel-variabel terukur untuk mendapatkan nilai y

u_{x_i} = ketidakpastian x_i

$\frac{\partial y}{\partial x_i}$ = koefisien kepekaan (*sensitivity coefficient*) y terhadap x_i

Variabel yang diukur sering tak dapat ditentukan secara langsung. Sebagai gantinya, diukur kuantitas–kuantitas input yang menentukan nilai dari variabel yang diukur. Jika terdapat n input kuantitas, x_1, x_2, \dots, x_n , digambarkan hubungan mereka terhadap variabel yang diukur, y , dengan hubungan fungsional.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.32)$$

Ketika y tergantung pada angka sembarang dari kuantitas – kuantitas input, seperti dalam Persamaan (2.31), ketidakpastian $u(x_i)$ $i = 1, 2, \dots, n$ berpropagasi ke dalam y menurut :

$$u^2(y) = \pm \left(\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \right)^2 u^2(x_1) + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \right)^2 u^2(x_2) + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \right)^2 u^2(x_n) \right) \quad (2.33)$$

x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) tak terhubung satu sama lain. Jika $\partial y / \partial x_i = 1$ untuk semua $i = 1, 2, \dots, n$ sehingga didapat :

$$u^2(y) = \pm(u^2(x_1) + u^2(x_2) + \dots + u^2(x_n)) \quad (2.34)$$

atau

$$u(y) = \pm\left(\sqrt{u^2(x_1) + u^2(x_2) + \dots + u^2(x_n)}\right) \quad (2.35)$$

Persamaan 2.35 menunjukkan bahwa $u(y)$ adalah akar penjumlahan kuadrat (*root-sum-square*) dari $u(x)$.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat penelitian

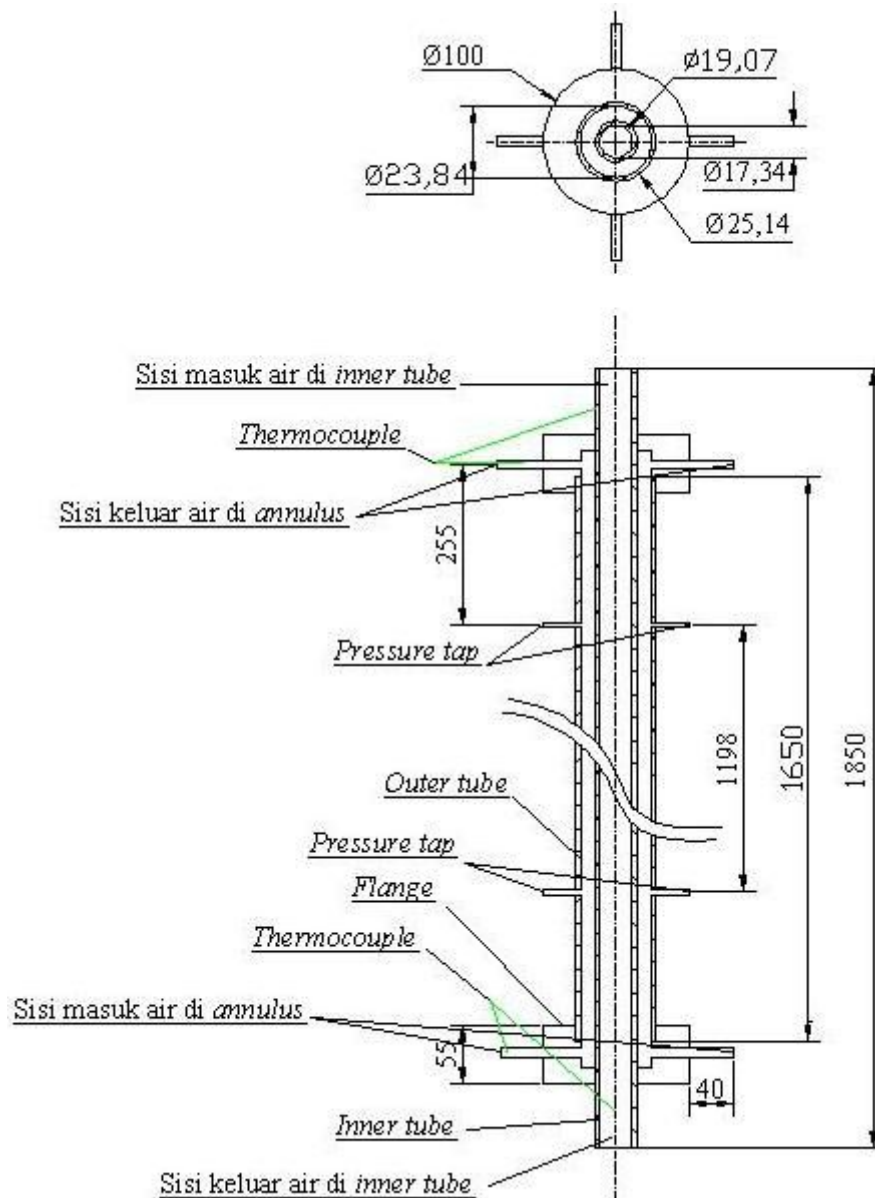
Penelitian dilakukan di Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret Surakarta.

3.2 Alat Penelitian

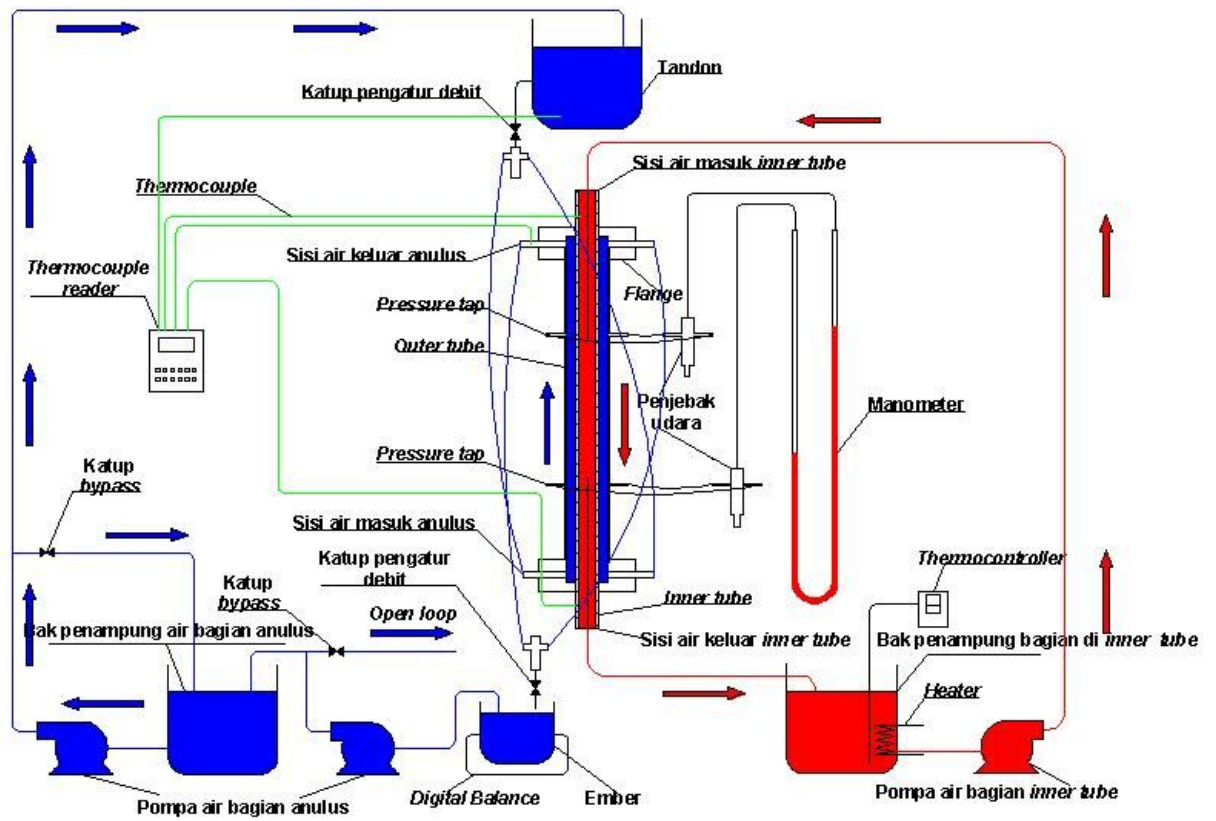
Spesifikasi alat penelitian :

- a. Alat penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit
 - 1) Kontruksi : *concentric tube heat exchanger* atau *double tube heat exchanger* satu laluan dengan bentuk penampang kedua pipa (*tube*) adalah lingkaran (*annular*).
 - 2) Bahan pipa (*tube*) :
 - *inner* dan *outer tube* : aluminium
 - 3) Dimensi :
 - *inner tube* : diameter luar 19,07 mm, diameter dalam 17,34 mm
 - *outer tube* : diameter luar 25,14 mm, diameter dalam 23,84 mm
 - panjang *outer tube* : 1.650 mm
 - panjang *inner tube* : 1.850 mm
 - ukuran celah anulus (*gap*) : 2,39 mm dengan diameter hidrolis : 4,77mm

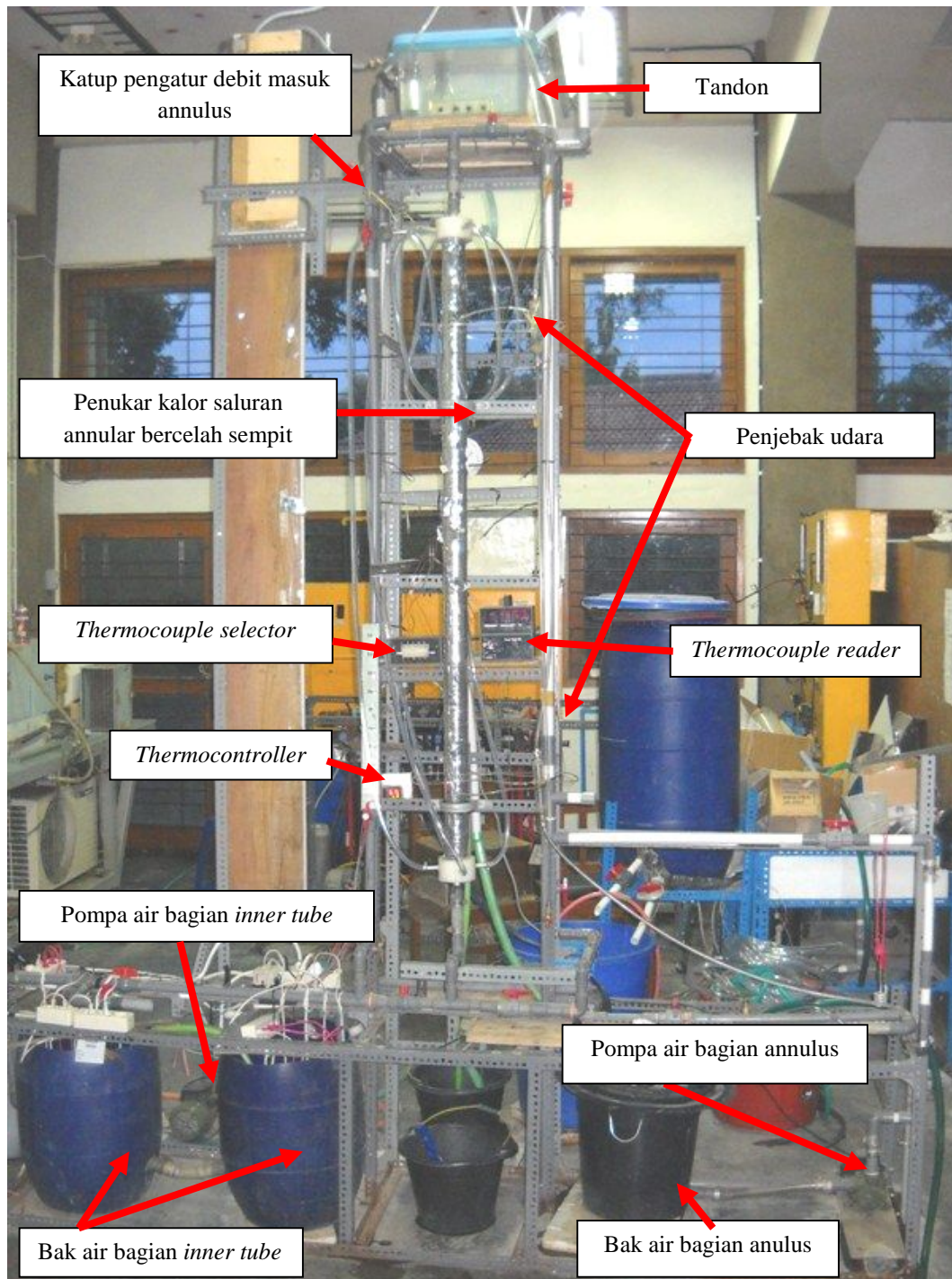
- jarak antar *pressure tap* : 1.198 mm
- 4) Pola aliran : *counterflow* (aliran berlawanan arah)
- *inner tube* : aliran air ke bawah (*downward*) baik air dingin (penelitian tanpa pertukaran kalor) dan air panas (penelitian dengan pertukaran kalor)
 - *outer tube/annulus* : aliran air dingin ke atas (*upward*)



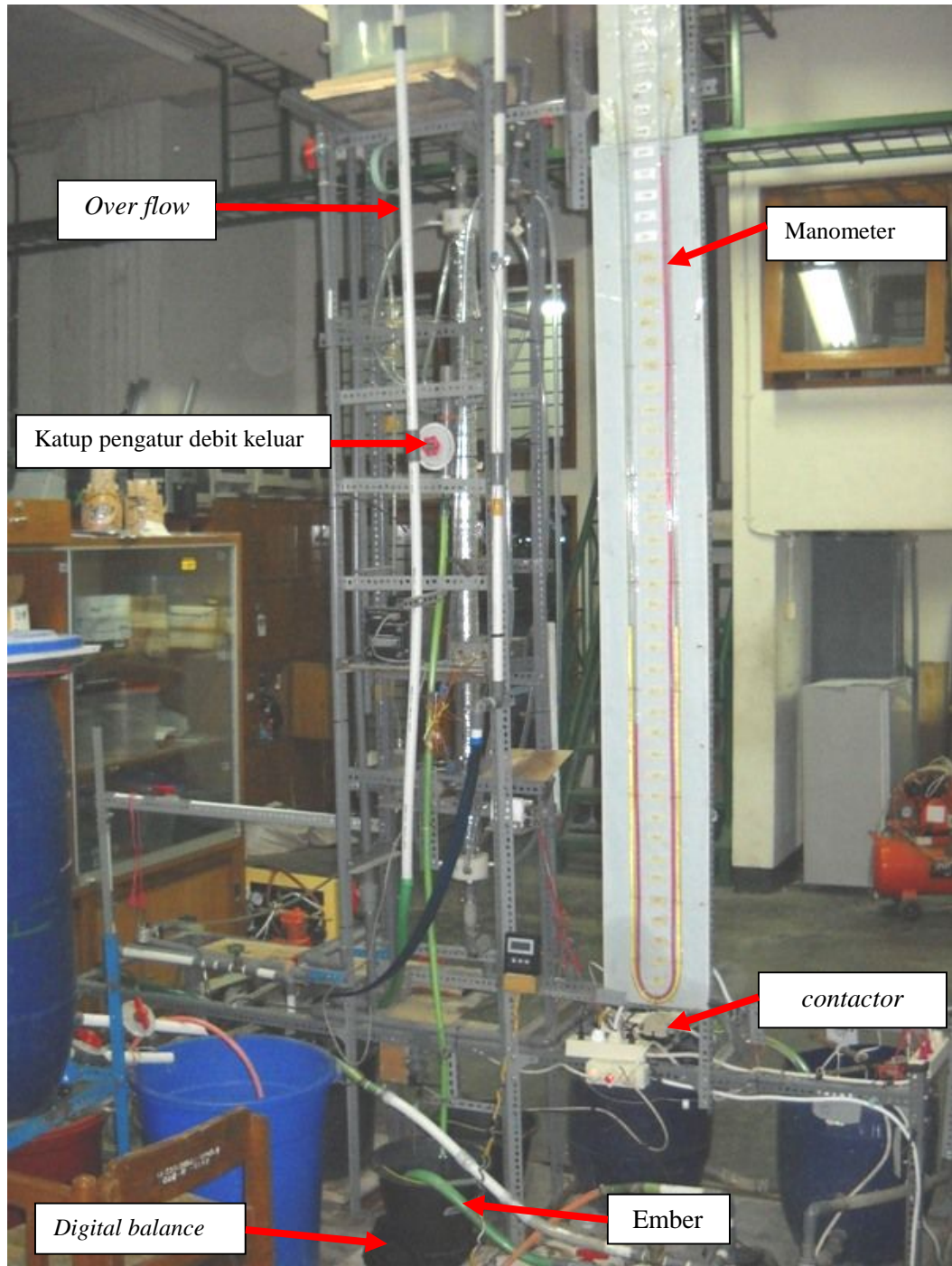
Gambar 3.1. Seksi uji alat penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit dengan titik titik penempatan termokopel.



Gambar 3.2 . Skema aliran ke atas dalam alat penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit



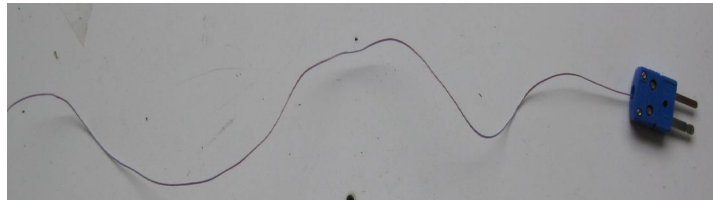
Gambar 3.3. Instalasi alat penelitian tampak depan



Gambar 3.4. Instalasi alat penelitian tampak belakang

b. Termokopel

Untuk mengukur temperatur, digunakan termokopel tipe-T. Tipe-T (*Copper /Constantan*) cocok untuk pengukuran antara -200 to 350 °C. Konduktor positif terbuat dari tembaga, dan yang negatif terbuat dari *constantan*. Sering dipakai sebagai alat pengukur alternatif sejak penelitian kawat tembaga. Termokopel ini memiliki sensitifitas $\sim 43 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ dan berdiameter $0,1$ mm. Termokopel ini dipasang pada keluaran dari *inner tube* (untuk mengukur temperatur air panas keluar dari *inner tube*) serta pada sisi anulus (untuk mengukur temperatur air dingin masuk dan keluar anulus). Pemasangan termokopel dilem menggunakan lem *Araldite* yang terdiri dari pengeras (*hardener*) warna merah dan resin (warna putih).



Gambar 3.5. Termokopel tipe-T



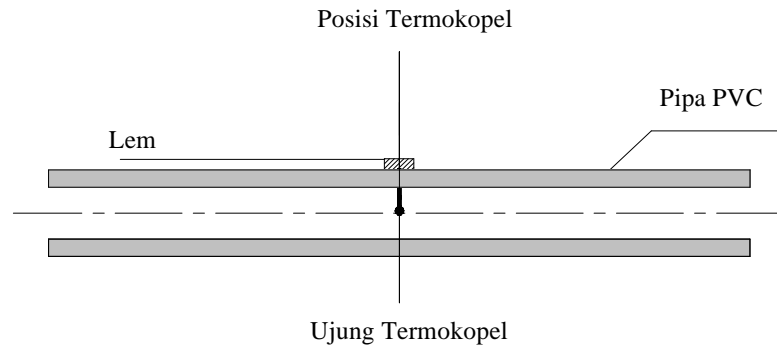
(a)



(b)

Gambar 3.6. (a) Lem Araldite ; (b) Konektor termokopel

Pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air masuk dan keluar penukar kalor baik untuk air dingin maupun panas dapat dilihat pada gambar 3.7 berikut.



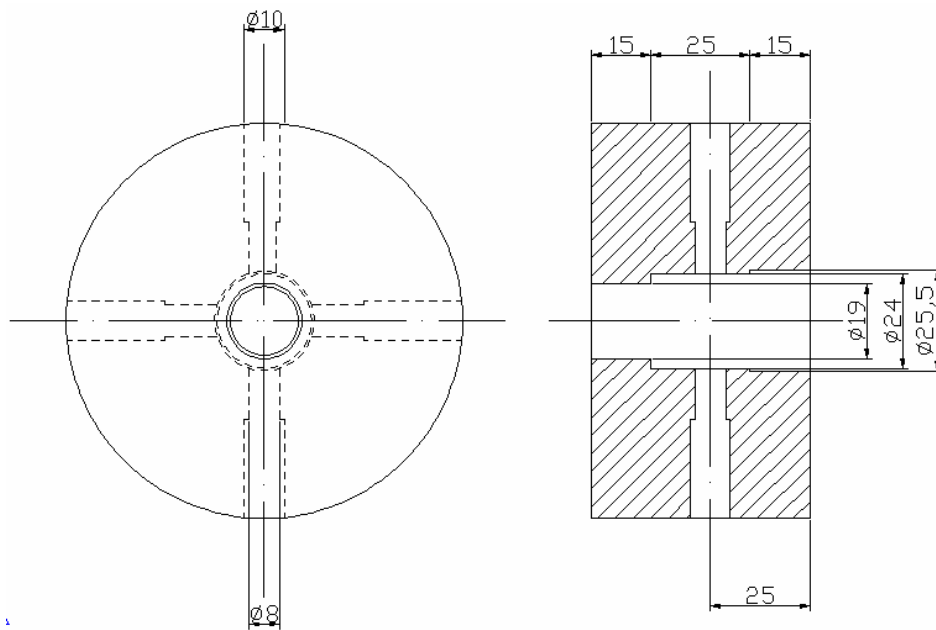
Gambar 3.7. Skema pemasangan termokopel untuk mengukur temperatur air.

c. *Flange*

Flange ini terbuat dari bahan nilon yang berfungsi untuk menyangga pipa dalam dan pipa luar agar tetap konsentrik (sehingga lebar celah anulus seragam). *Flange* dibuat melalui proses pengeboran dan pembubutan dari nilon yang berbentuk silinder. Pembubutan luar dilakukan untuk meratakan dan menghaluskan permukaan nilon. Nilon kemudian dibor pada bagian tengahnya hingga mencapai diameter tertentu. Setelah itu, nilon dibor dalam hingga mencapai diameter yang diinginkan (Gambar 3.9).



Gambar 3.8. *Flange*



Gambar 3.9. Skema *flange*.

- d. Isolator, dinding luar dari *outer tube* ini diisolasi untuk mencegah kehilangan panas (*heat loss*) ke lingkungan. Bahan isolasi adalah *termoplex isolator*.
- e. *Thermocouple Reader/ Display* Termokopel
Alat ini digunakan untuk menunjukkan temperatur yang diukur oleh sensor termokopel.



Gambar 3.10. *Display* termokopel

- f. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal digunakan untuk memompa air dari bak air masuk ke dalam alat penukar kalor melalui pipa – pipa. Pompa yang digunakan sebanyak tiga buah yaitu untuk memompa air panas dan air dingin. Sedangkan pompa yang digunakan adalah model AQUA 125A dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.1. Spesifikasi pompa DAB

Model Aqua 125 A – pompa sumur dangkal (non otomatis)						
Pompa	Daya hisap	9 meter	Motor	Voltage	110 V	220 V
	Daya dorong	15 meter		Output	125 Watt	
	Total Head	24 meter		Ampere 220 V	1,4 Ampere	
	Kapasitas Max.	37 ltr/min	WINDING CLASS B MOTOR PROTECTOR INCORPORATED			



Gambar 3.11. Pompa sentrifugal

g. 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. Rangka didesain cukup kuat untuk menghindari terjadinya getaran selama pengambilan data. Sedangkan pipa – pipa saluran air ini berasal dari bahan PVC berdiameter $\frac{3}{4}$ inchi dan digunakan untuk mempermudah aliran air masuk kedalam alat penukar kalor.

h. Tandon

Tandon digunakan untuk menampung air agar tekanan air yang masuk anulus sempit konstan.



Gambar 3.12. Tandon/ bak penampung atas

i. *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 3.13. Stop kran

j. *Ball valve*

Ball valve ini digunakan untuk mengatur arah dari aliran air yang diinginkan baik itu untuk arah aliran vertikal maupun horisontal dari penukar kalor.



Gambar 3.14. *Ball valve*

k. *Thermocontroller*

Thermocontroller digunakan untuk menjaga temperatur air panas agar yang akan masuk ke *inner tube* konstan.



Gambar 3.15. *Thermocontroller*

l. *Relay* atau kontaktor

Relay atau kontaktor dihubungkan dengan *thermocontroller* dan digunakan untuk memutus dan menyambung arus listrik yang diatur oleh *thermocontroller*.



Gambar 3.16. *Relay* atau kontaktor

m. Pemanas air elektrik (*Electric Water Heater*)

Pemanas ini berfungsi untuk memanaskan air dalam bak penampung. Pemanas yang digunakan berjumlah 6 buah dengan total daya yang dipakai adalah 6000 Watt.



Gambar 3.17. Pemanas air elektrik

n. Manometer

Manometer berfungsi untuk mengukur perbedaan tekanan di dua titik yang berlawanan yaitu tekanan masuk dan keluar celah sempit. Manometer yang digunakan manometer kolom cairan bentuk pipa U yang terbuat dari selang plastik. Fluida yang digunakan adalah air.



Gambar 3.18. Manometer pipa U

o. Penjebak Udara

Penjebak udara digunakan agar air dari anulus sempit tak masuk ke manometer.



Gambar 3.19. Penjebak udara

p. Timbangan digital (*digital balance*)

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



Gambar 3.20. *Digital balance*

q. *Stopwatch*

Digunakan untuk mengukur selang waktu yang diperlukan untuk menampung air yang keluar dari anulus sempit dalam jumlah tertentu dengan menggunakan ember.



Gambar 3.21. *Stopwatch*

3.3 Prosedur Penelitian

Peralatan percobaan terdiri dari 3 sistem, sistem pengukuran, sistem lintasan pipa bagian dalam, dan sistem lintasan aliran pada saluran *annular* bercelah sempit. Lintasan pipa bagian dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas digerakkan oleh pompa, mengalir melewati pemanas listrik (*electrical heater*) dan seksi uji, dan kembali ke tangki air panas. Pemanas listrik dikontrol dengan *thermocontroller* untuk mempertahankan temperatur konstan dalam tangki air panas. Lintasan aliran pada saluran *annular* bercelah sempit adalah lintasan terbuka. Air dingin digerakkan oleh pompa sentrifugal, yang sebelumnya ditampung sementara dalam tangki air, lalu dipompakan ke seksi uji. Air dingin yang keluar dari seksi uji ditampung sementara dalam ember yang dibawahnya dipasang *digital balance* untuk menimbang massa air. Setelah ditimbang air dingin dipompa dan langsung dibuang.

3.3.1 Tahap Persiapan

1. Mempersiapkan dan memasang seluruh alat yang digunakan dalam pengujian, seperti : pompa sentrifugal, seksi uji, *thermocontroller*, *heater*, manometer, tandon air dingin dan alat pendukung lainnya.
2. Memastikan bahwa tidak ada kebocoran pada alat percobaan 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 cairan dalam manometer adalah sama.

3.3.2 Tahap Pengujian

Prosedur yang dilakukan dalam pengambilan data berdasarkan variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit dan variasi tanpa pertukaran kalor dan dengan pertukaran kalor adalah sebagai berikut :

- Tanpa Pertukaran Kalor (*Without Heat Exchange*)
 1. Menyalakan pompa air bagian anulus dan pompa air bagian *inner tube*.
 2. Mengatur debit aliran air dalam *inner tube* sehingga alirannya dijaga konstan.
 3. Mengatur debit aliran air yang akan masuk ke anulus sempit dengan cara mengatur bukaan katup pengatur debit yang berada setelah seksi uji.
 4. Memastikan bahwa air yang mengalir memenuhi seluruh penampang anulus. Hal itu diketahui dengan tidak adanya gelembung udara pada selang yang mengalirkan air masuk dan keluar anulus.
 5. Mencatat data temperatur air yang masuk dan keluar anulus sempit setiap 10 menit hingga 1 jam.
 6. Mengukur laju aliran massa air yang keluar dari anulus sempit dengan timbangan digital dan *stopwatch* setiap 10 menit hingga 1 jam.
 7. Mengukur beda ketinggian permukaan cairan pada manometer setiap 10 menit hingga 1 jam seiring pengukuran laju aliran massa yang keluar dari anulus sempit.
 8. Memastikan ketinggian permukaan pada manometer adalah sama untuk pengambilan data variasi laju aliran massa berikutnya.
 9. Mengulangi langkah 2 sampai 8 untuk variasi laju aliran massa air berikutnya hingga diperoleh ± 35 variasi laju aliran massa air.
 10. Setelah percobaan selesai, mematikan pompa dan seluruh unit kelistrikan.

- Dengan Pertukaran Kalor (*With Heat Exchange*)
 1. Menyalakan *heater* dan menyetel *thermocontroller* pada temperatur 60°C .
 2. Menyalakan pompa air bagian *inner tube*.
 3. Mengatur debit aliran air dalam *inner tube* sehingga alirannya dijaga konstan.
 4. Menyalakan pompa air bagian anulus.
 5. Mengatur debit aliran air yang akan masuk ke anulus sempit dengan cara mengatur bukaan katup pengatur debit yang berada setelah seksi uji (diset sama dengan percobaan tanpa pertukaran kalor).
 6. Memastikan bahwa air yang mengalir memenuhi seluruh penampang anulus. Hal itu diketahui dengan tak adanya gelembung udara pada selang yang mengalirkan air masuk dan keluar anulus.
 7. Mencatat seluruh data temperatur setiap 10 menit hingga temperatur keluar *inner tube* dan keluar anulus sempit mencapai kondisi *steady*. Sementara itu, temperatur masuk *inner tube* dan anulus sempit dijaga konstan.
 8. Mengukur laju aliran massa air yang keluar dari anulus sempit dengan timbangan digital dan *stopwatch* setiap 10 menit setelah temperatur air yang keluar dari *inner tube* dan anulus sempit mencapai kondisi *steady*.
 9. Mengukur beda ketinggian permukaan air pada manometer setiap 10 menit seiring pengukuran laju aliran massa air yang keluar dari anulus sempit.
 10. Memastikan ketinggian permukaan air pada manometer adalah sama untuk pengambilan data variasi laju aliran massa air berikutnya.
 11. Mengulangi langkah 2 sampai 9 untuk variasi laju aliran massa air berikutnya hingga diperoleh ± 34 variasi laju aliran massa air.
 12. Setelah percobaan selesai, mematikan pompa dan seluruh unit kelistrikan.

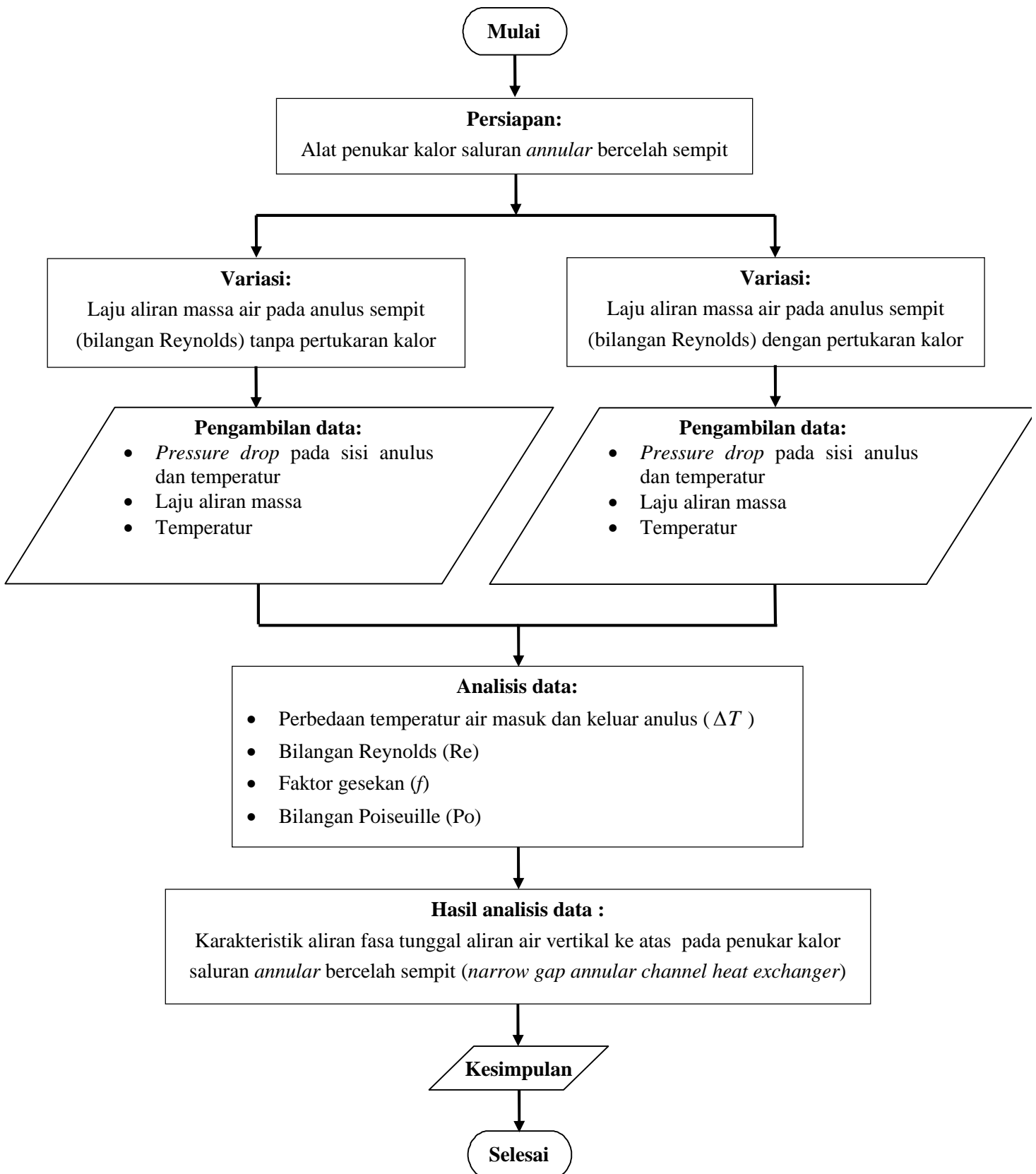
3.4 Analisa Data

Dari data yang telah diperoleh, selanjutnya dapat dilakukan analisis data yaitu dengan melakukan perhitungan terhadap :

- Bilangan Reynolds (Re)
- Bilangan Poiseuille (Po)
- Faktor gesekan (f)

Berdasarkan data hasil pengujian, yaitu berupa temperatur air masuk dan keluar anulus sempit, laju aliran massa air dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi anulus, dapat dihitung perbedaan temperatur masuk dan keluar anulus sempit (ΔT), bilangan Reynolds (Re), faktor gesekan (f) dan bilangan Poiseuille (Po). Dari perhitungan tersebut dapat dibuat grafik – grafik hubungan $f - Re$, $\Delta T - Re$, $Po - Re$, dan hubungan matematis yang selanjutnya dapat digunakan untuk analisis karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas dalam penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit (*narrow gap annular channel heat exchanger*) dengan atau tanpa pertukaran kalor.

3.5. Diagram Alir Penelitian



BAB IV

DATA DAN ANALISIS

Pada bab ini akan dianalisis mengenai pengaruh bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit dan pengaruh dengan pertukaran kalor dan tanpa pertukaran kalor terhadap karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas (*upward*) yang terjadi pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit.

Pengujian dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit antara 110 – 8.500, serta temperatur air panas masuk di pipa dalam (*inner tube*) pada 60 °C. Data yang diperoleh dalam pengujian ini, yaitu temperatur air masuk dan keluar *inner tube*, temperatur air masuk dan keluar anulus sempit, laju aliran massa air dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi anulus. Sistem dijalankan sampai didapatkan temperatur pada kondisi tunak (*steady state*) pada tiap variasi pengujian. Proses pengambilan data awal adalah 30 menit, data selanjutnya diambil setiap 10 menit hingga kondisi tunak tersebut tercapai.

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 dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi anulus serta temperatur air saat pengujian, diperoleh data sebagai berikut :

4.1.1. Data tanpa pertukaran kalor (*without heat exchange*)

Tabel 4.1 Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit tanpa pertukaran kalor

No.	Laju aliran massa air pada anulus sempit (m)	Beda ketinggian air pada manometer (Δh)	Temperatur masuk anulus sempit ($T_{c,i}$)	Temperatur keluar anulus sempit ($T_{c,o}$)
	(kg/s)	(m)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{C}$)
1	0,237	2,140	28,9	29
2	0,227	2,090	28,6	28,7
3	0,219	2,041	28,6	28,7
4	0,206	1,935	28,8	28,9
5	0,190	1,849	28,7	28,8
6	0,181	1,810	28,6	28,7
7	0,167	1,726	28,5	28,6
8	0,162	1,686	28,3	28,4
9	0,155	1,655	28,1	28,2
10	0,146	1,608	28,1	28,2
11	0,130	1,527	27,9	28
12	0,120	1,495	28,1	28,2
13	0,099	1,402	28,4	28,5
14	0,090	1,373	28,1	28,2
15	0,082	1,352	28	28,1
16	0,072	1,324	27,8	27,9
17	0,067	1,310	27,8	27,9
18	0,061	1,292	28,1	28,2
19	0,057	1,282	27,9	28
20	0,053	1,273	28	28,1
21	0,047	1,252	27,9	28
22	0,043	1,241	28,2	28,3
23	0,039	1,238	28,2	28,3
24	0,036	1,235	28,1	28,2
25	0,032	1,232	27,9	28
26	0,027	1,227	27,9	28
27	0,026	1,226	27,9	28
28	0,024	1,224	28,2	28,3
29	0,022	1,221	28	28,1
30	0,017	1,216	28,3	28,4
31	0,015	1,213	28,5	28,6
32	0,010	1,209	28,4	28,5
33	0,006	1,205	28,6	28,7
34	0,005	1,203	28,8	28,9
35	0,003	1,201	28,9	29

4.1.2. Data dengan pertukaran kalor (*with heat exchange*)

Tabel 4.2 Data hasil pengujian variasi bilangan Reynolds aliran air di anulus sempit dengan pertukaran kalor

No.	Laju aliran	Beda ketinggian	Temperatur air pada			Temperatur air pada	
	massa air pada	air pada	annulus sempit (Tc)			inner tube (Th)	
	annulus sempit (m)	manometer (Δh)	Masuk (Tc,i)	Keluar (Tc,o)	(ΔT_c)	Masuk (Th,i)	Keluar (Th,o)
	(kg/s)	(m)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)
1	0,140	1,518	28,3	40,8	12,5	60,8	56,7
2	0,136	1,495	27,9	40,8	12,9	60,6	56,5
3	0,131	1,474	28,7	41,6	12,9	60,8	56,8
4	0,126	1,468	28,9	41,7	12,8	60,8	57,1
5	0,122	1,438	29,2	41,8	12,6	60,6	57
6	0,116	1,422	29,4	42,2	12,8	60,7	57,3
7	0,104	1,386	30,3	43,3	13	60,8	57,7
8	0,098	1,362	30,4	43,7	13,3	60,8	57,8
9	0,094	1,358	27,8	42,2	14,4	60,4	57,2
10	0,089	1,344	28,8	42,6	13,8	60,5	57,6
11	0,083	1,328	29,6	43,3	13,7	60,6	57,9
12	0,077	1,310	28,6	43	14,4	60,6	58
13	0,063	1,281	29	43,6	14,6	60,8	58,6
14	0,060	1,272	29,2	43,3	14,1	60,2	58,1
15	0,055	1,263	29,1	42,3	13,2	60	58,2
16	0,053	1,259	28,3	41,6	13,3	60,1	58,4
17	0,050	1,255	28,6	42,2	13,6	60,4	58,8
18	0,046	1,253	28,5	42,6	14,1	60	58,4
19	0,044	1,247	28,8	43,4	14,6	60,1	58,6
20	0,042	1,241	28	43	15	60,6	59,1
21	0,038	1,235	28,4	44	15,6	60,8	59,4
22	0,036	1,227	29,3	45	15,7	60	58,6
23	0,030	1,221	29,4	46,8	17,4	60,6	59,3
24	0,027	1,218	29,5	47,6	18,1	60,4	59,2
25	0,023	1,213	28,4	48,8	20,4	60,5	59,4
26	0,018	1,211	27,7	49,8	22,1	60,1	59,1
27	0,013	1,206	29	54,4	25,4	60	59,2
28	0,011	1,205	28,4	54,1	25,7	60	59,2
29	0,010	1,204	29,1	55,6	26,5	60,4	59,7
30	0,008	1,203	28,9	56,2	27,3	60,1	59,5
31	0,007	1,203	29,6	57,4	27,8	60,5	59,9
32	0,006	1,202	29,3	57,3	28	59,9	59,4
33	0,005	1,203	29,8	57,4	27,6	60,1	59,7
34	0,004	1,200	30,2	58,3	28,1	60,1	59,8

4.2 Perhitungan Data

Data seksi uji penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit :

Jari – jari dalam anulus (r_i)	: 0,009535 m
Jari – jari luar anulus (r_o)	: 0,01192 m
Diameter hidrolis (D_h)	: 0,00477 m
Panjang pengukuran <i>pressure drop</i> (l)	: 1,198 m
Perubahan elevasi (Δz)	: 1,198 m
Luas penampang anulus (A_c)	: 0,0001608 m ²

Berikut ini contoh perhitungan untuk data percobaan dengan bilangan Reynolds terbesar dan terkecil :

4.2.1 Tanpa pertukaran kalor (*without heat exchange*)

1. Contoh perhitungan untuk data percobaan dengan bilangan Reynolds terkecil :

Data fluida :

Beda ketinggian air pada manometer (Δh) : 1,201 m

Laju aliran massa air pada anulus sempit (\dot{m}) : 0,003 kg/s

Temperatur air pada anulus sempit (T_c) : 29 °C

Temperatur air pada manometer : 27 °C

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 29 °C :

Densitas air (ρ) : 995,4222 kg/m³

Viskositas dinamik air (μ) : 0,000820 kg/(m.s)

- Kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$\dot{m} = \rho_w \cdot A_c \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c}$$

$$= \frac{0,003 \text{ kg/s}}{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2}$$

$$= 0,01874 \text{ m/s}$$

- Bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu} \\
 &= \frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,01874 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} \\
 &= 108,513
 \end{aligned}$$

- Berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\begin{aligned}
 \gamma_w &= \rho_w \cdot g \\
 &= 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 9755,138 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)
 \end{aligned}$$

- Berat jenis air pada manometer (γ_m)

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 27 °C :

$$\begin{aligned}
 \rho_m &= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \\
 \gamma_m &= \rho_m \cdot g \\
 &= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 9758,316 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)
 \end{aligned}$$

- Persamaan Energi :

$$\begin{aligned}
 \frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 &= \frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f \\
 \frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} &= \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_f
 \end{aligned}$$

Pipa berdiameter konstan ($D_{h1} = D_{h2}$) sehingga $V_1 = V_2 = V$, kerugian head gesekan :

$$\begin{aligned}
 \frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} &= z_2 - z_1 + h_f \\
 \gamma_m \cdot \Delta h &= \gamma_w \cdot \Delta z + \gamma_w \cdot h_f
 \end{aligned}$$

Kerugian head gesekan (h_f)

$$h_f = \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w}$$

$$= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,201 \text{ m}) - (9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}$$

$$= 0,003 \text{ m}$$

Frictional pressure drop [$\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z)$]

$$\begin{aligned} \Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z) &= \rho_w \cdot g \cdot h_f \\ &= 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 0,003 \text{ m} \\ &= 29,2654 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2) \\ &= 0,0292654 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (29,2654 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,01874 \text{ m}/\text{s})^2} \\ &= 0,66665 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aliran laminar ($f_{64/Re}$)

$$\begin{aligned} f &= \frac{64}{\text{Re}} \\ &= \frac{64}{108,513} \\ &= 0,58979 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan berdasar prediksi Sun (f_{Sun})

$$\begin{aligned} f &= \frac{\left(1 - \frac{r_i}{r_o}\right)^2 \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{\left[1 + \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right] \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + 1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \frac{64}{\text{Re}} \\ &= \frac{\left(1 - \frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2 \ln\left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)}{\left[1 + \left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2\right] \ln\left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right) + 1 - \left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2} \frac{64}{108,513} \end{aligned}$$

$$= 0,88395$$

- Bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$\begin{aligned} Po &= f_{Aktual} \cdot Re \\ &= 0,66665 \cdot 108,513 \\ &= 72,340 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille 64/Re ($Po_{64/Re}$)

$$\begin{aligned} Po &= f_{64/Re} \cdot Re \\ &= 0,58979 \cdot 108,513 \\ &= 64 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille Sun (Po_{Sun})

$$\begin{aligned} Po &= f_{Sun} \cdot Re \\ &= 0,88395 \cdot 108,513 \\ &= 95,9 \end{aligned}$$

2. Contoh perhitungan untuk data percobaan dengan bilangan Reynolds terbesar :

Data fluida :

Beda ketinggian air pada manometer (Δh) : 2,140 m

Laju aliran massa air pada anulus sempit (\dot{m}) : 0,237 kg/s

Temperatur air pada anulus sempit (T_c) : 29 °C

Temperatur air pada manometer : 27 °C

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 29 °C :

Densitas air (ρ_w) : 995,4222 kg/m³

Viskositas dinamik air (μ) : 0,000820 kg/(m.s)

- Kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$\dot{m} = \rho_w \cdot A_c \cdot V$$

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c} \\
 &= \frac{0,237 \text{ kg/s}}{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} \\
 &= 1,48066 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu} \\
 &= \frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,48066 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} \\
 &= 8573,678
 \end{aligned}$$

- Berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\begin{aligned}
 \gamma_w &= \rho_w \cdot g \\
 &= 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 9755,138 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)
 \end{aligned}$$

- Berat jenis air pada manometer (γ_m)

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 27 °C :

$$\begin{aligned}
 \rho_m &= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \\
 \gamma_m &= \rho_m \cdot g \\
 &= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 9758,316 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)
 \end{aligned}$$

- Persamaan Energi :

$$\begin{aligned}
 \frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 &= \frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f \\
 \frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} &= \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_f
 \end{aligned}$$

Pipa berdiameter konstan ($D_{h1} = D_{h2}$) sehingga $V_1 = V_2 = V$, kerugian head gesekan :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = z_2 - z_1 + h_f$$

$$\gamma_m \cdot \Delta h = \gamma_w \cdot \Delta z + \gamma_w \cdot h_f$$

Kerugian head gesekan (h_f)

$$\begin{aligned} h_f &= \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w} \\ &= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 2,140 \text{ m}) - (9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \\ &= 0,943 \text{ m} \end{aligned}$$

Frictional pressure drop [$\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z)$]

$$\begin{aligned} \Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z) &= \rho_w \cdot g \cdot h_f \\ &= 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 0,943 \text{ m} \\ &= 9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2) \\ &= 9,1990947 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m}/\text{s})^2} \\ &= 0,03357 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aliran turbulen ($f_{Blasius}$)

$$\begin{aligned} f &= 0,3164 \text{ Re}^{-0,25} \\ &= 0,3164 (8573,678)^{-0,25} \\ &= 0,03288 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan dengan Persamaan Colebrook ($f_{Colebrook}$)

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{e/D_h}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot f^{0,5}} \right)$$

Diasumsikan kekasaran relatif saluran anulus sempit $e/D_h = 0$, dengan metode iteratif didapat data :

$$f = 0,03218$$

- Bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$\begin{aligned} Po &= f_{\text{Aktual}} \cdot Re \\ &= 0,03357 \cdot 8573,678 \\ &= 287,818 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille Blasius (Po_{Blasius})

$$\begin{aligned} Po &= f_{\text{Blasius}} \cdot Re \\ &= 0,03288 \cdot 8573,678 \\ &= 281,903 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille Colebrook ($Po_{\text{Colebrook}}$)

$$\begin{aligned} Po &= f_{\text{Colebrook}} \cdot Re \\ &= 0,03218 \cdot 8573,678 \\ &= 275,901 \end{aligned}$$

4.2.2 Dengan pertukaran kalor (*with heat exchange*)

1. Contoh perhitungan untuk data percobaan dengan bilangan Reynolds terkecil :

Data fluida :

Beda ketinggian air pada manometer (Δh) : 1,200 m

Laju aliran massa air pada anulus sempit (\dot{m}) : 0,004 kg/s

Temperatur air masuk anulus sempit ($T_{c,i}$) : 30,2 °C

Temperatur air keluar anulus sempit ($T_{c,o}$) : 58,3 °C

Temperatur air pada manometer : 27 °C

Temperatur *bulk* rata - rata air pada anulus sempit ($\overline{T_{b,c}}$) :

$$\overline{T_{b,c}} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{(30,2 + 58,3)^\circ \text{C}}{2} = 44,3^\circ \text{C}$$

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur *bulk* rata – rata ($\overline{T_{b,c}}$) 44,3 °C :

Densitas air (ρ_w) : 990,2860 kg/m³

Viskositas dinamik air (μ) : 0,000607 kg/(m.s)

- Kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$\dot{m} = \rho_w \cdot A_c \cdot V$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c} \\ &= \frac{0,004 \text{ kg/s}}{990,2860 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} \\ &= 0,02512 \text{ m/s} \end{aligned}$$

- Bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu} \\ &= \frac{990,2860 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,02512 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000607 \text{ kg/(m.s)}} \\ &= 195,483 \end{aligned}$$

- Berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\begin{aligned} \gamma_w &= \rho_w \cdot g \\ &= 990,2860 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\ &= 9704,803 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2) \end{aligned}$$

- Berat jenis air pada manometer (γ_m)

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 27 °C :

$$\rho_m = 995,7465 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \gamma_m &= \rho_m \cdot g \\ &= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\ &= 9758,316 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2) \end{aligned}$$

- Persamaan Energi :

$$\frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_f$$

Pipa berdiameter konstan ($D_{h1} = D_{h2}$) sehingga $V_1 = V_2 = V$, kerugian head gesekan :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = z_2 - z_1 + h_f$$

$$\gamma_m \cdot \Delta h = \gamma_w \cdot \Delta z + \gamma_w \cdot h_f$$

Kerugian head gesekan (h_f)

$$\begin{aligned} h_f &= \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w} \\ &= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,200 \text{ m}) - (9704,803 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9704,803 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \end{aligned}$$

$$= 0,009 \text{ m}$$

Frictional pressure drop [$\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z)$]

$$\begin{aligned} \Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z) &= \rho_w \cdot g \cdot h_f \\ &= 990,2860 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 0,009 \text{ m} \\ &= 87,3432 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2) \\ &= 0,0873432 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (87,3432 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 990,2860 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,02512 \text{ m}/\text{s})^2} \\ &= 1,11307 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aliran laminar ($f_{64/Re}$)

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{195,483}$$

$$= 0,32739$$

- Faktor gesekan berdasar prediksi Sun (f_{Sun})

$$f = \frac{\left(1 - \frac{r_i}{r_o}\right)^2 \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)}{\left[1 + \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2\right] \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + 1 - \left(\frac{r_i}{r_o}\right)^2} \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{\left(1 - \frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2 \ln\left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)}{\left[1 + \left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2\right] \ln\left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right) + 1 - \left(\frac{0,009535 \text{ m}}{0,01192 \text{ m}}\right)^2} \frac{64}{195,483}$$

$$= 0,49068$$

- Bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$Po = f_{Aktual} \cdot Re$$

$$= 1,11307 \cdot 195,483$$

$$= 217,586$$

- Bilangan Poiseuille 64/Re ($Po_{64/Re}$)

$$Po = f_{64/Re} \cdot Re$$

$$= 0,32739 \cdot 195,483$$

$$= 64$$

- Bilangan Poiseuille Sun (Po_{Sun})

$$Po = f_{Sun} \cdot Re$$

$$= 0,49068 \cdot 195,483$$

$$= 95,9$$

2. Contoh perhitungan untuk data percobaan dengan bilangan Reynolds terbesar :

Data fluida :

Beda ketinggian air pada manometer (Δh) : 1,518 m

Laju aliran massa air pada anulus sempit (\dot{m})	: 0,140 kg/s
Temperatur air masuk anulus sempit ($T_{c,i}$)	: 28,3 °C
Temperatur air keluar anulus sempit ($T_{c,o}$)	: 40,8 °C
Temperatur air pada manometer	: 27 °C

Temperatur *bulk* rata - rata air pada anulus sempit ($\overline{T_{b,c}}$) :

$$\overline{T_{b,c}} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{(28,3 + 40,8)^{\circ}\text{C}}{2} = 34,6^{\circ}\text{C}$$

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur *bulk* rata – rata ($\overline{T_{b,c}}$) 34,6 °C :

Densitas air (ρ_w) : 994,0867 kg/m³

Viskositas dinamik air (μ) : 0,000729 kg/(m.s)

- Kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$\dot{m} = \rho_w \cdot A_c \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c}$$

$$= \frac{0,140 \text{ kg/s}}{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2}$$

$$= 0,87583 \text{ m/s}$$

- Bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$\text{Re} = \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

$$= \frac{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,87583 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000729 \text{ kg/(m.s)}}$$

$$= 5696,852$$

- Berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\gamma_w = \rho_w \cdot g$$

$$= 994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$= 9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Berat jenis air pada manometer (γ_m)

Dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman, 1984) didapat data properti air pada temperatur 27 °C :

$$\rho_m = 995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\gamma_m = \rho_m \cdot g$$

$$= 995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$= 9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Persamaan Energi :

$$\frac{P_1}{\gamma_w} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma_w} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_f$$

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_f$$

Pipa berdiameter konstan ($D_{h1} = D_{h2}$) sehingga $V_1 = V_2 = V$, kerugian head gesekan :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_w} = z_2 - z_1 + h_f$$

$$\gamma_m \cdot \Delta h = \gamma_w \cdot \Delta z + \gamma_w \cdot h_f$$

Kerugian head gesekan (h_f)

$$h_f = \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w}$$

$$= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,518 \text{ m}) - (9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}$$

$$= 0,323 \text{ m}$$

Frictional pressure drop [$\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z)$]

$$\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z) = \rho_w \cdot g \cdot h_f$$

$$= 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \cdot 0,323 \text{ m}$$

$$= 3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$= 3,1466820 \text{ kPa}$$

- Faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w \cdot g \cdot \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m/s})^2} \\ &= 0,03286 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan aliran turbulen ($f_{Blasius}$)

$$\begin{aligned} f &= 0,3164 \text{ Re}^{-0,25} \\ &= 0,3164 (5696,852)^{-0,25} \\ &= 0,03642 \end{aligned}$$

- Faktor gesekan dengan Persamaan Colebrook ($f_{Colebrook}$)

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{e/D_h}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot f^{0,5}} \right)$$

Diasumsikan kekasaran relatif saluran anulus sempit $e/D_h = 0$, dengan metode iteratif didapat data :

$$f = 0,03603$$

- Bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$\begin{aligned} Po &= f_{Aktual} \cdot \text{Re} \\ &= 0,03286 \cdot 5696,852 \\ &= 187,198 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille Blasius ($Po_{Blasius}$)

$$\begin{aligned} Po &= f_{Blasius} \cdot \text{Re} \\ &= 0,03642 \cdot 5696,852 \\ &= 207,479 \end{aligned}$$

- Bilangan Poiseuille Colebrook ($Po_{Colebrook}$)

$$Po = f_{Colebrook} \cdot \text{Re}$$

$$= 0,03603. 5696,852$$

$$= 205,258$$

4.2.3 Ketidakpastian pengukuran

Tabel 4.3. Hasil pengukuran dimensi seksi uji

No	Diameter dalam <i>outer tube</i> (D_o)	Diameter luar <i>inner</i> <i>tube</i> (D_i)	Jarak antar <i>pressure</i> <i>tap</i> ($\Delta l = \Delta z$)
	(mm)	(mm)	(mm)
1.	23,84	19,07	1198
2.	23,84	19,07	1198
3.	23,84	19,07	1198
4.	23,83	19,06	1198
5.	23,83	19,06	1198
6.	23,83	19,06	1198

a. Ketidakpastian diameter dalam *outer tube* rata - rata

- Menentukan diameter dalam *outer tube* rata - rata (X_{D_o})

$$X_{D_o} = \sum_i^{i=n} x_{do} = \frac{143,01}{6} = 23,84 \text{ mm}$$

- Menentukan deviasi standar populasi (s)

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{D_o} - X_{D_o})^2}{n-1}} = 0,01 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar diameter dalam *outer tube* rata - rata ($u(X_{D_o})$)

$$u(X_{D_o}) = \frac{s}{\sqrt{n}} = \frac{0,01 \text{ mm}}{\sqrt{6}} = 0,00408 \text{ mm}$$

- Menentukan perkiraan diameter dalam *outer tube* rata - rata (D_o)

Perkiraan terbaik error resolusi $Z_{D_o} = 0$, sehingga perkiraan diameter dalam *outer tube* rata - rata D_o :

$$D_o = X_{D_o} + Z_{D_o} = (23,84 + 0) \text{ mm} = 23,84 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar instrumen ($u(Z_{D_o})$)

Dalam penelitian ini resolusi *digital calliper* adalah $\delta = 0,01$ mm.

Ketidakpastian standar $u(Z_{D_o})$ karena terbatasnya resolusi instrumen :

$$u(Z_{D_o}) = \frac{\delta}{\sqrt{12}} = \frac{0,01 \text{ mm}}{\sqrt{12}} = 0,00289 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar diameter dalam *outer tube* rata – rata ($u(D_o)$)

$$\begin{aligned} u^2(D_o) &= u^2(X_{D_o}) + u^2(Z_{D_o}) = (0,00408 \text{ mm})^2 + (0,00289 \text{ mm})^2 \\ &= 2,5 \times 10^{-5} \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$u(D_o) = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian diameter dalam *outer tube* rata – rata

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(D_o)}{X_{D_o}} \times 100\% = \frac{5 \times 10^{-3} \text{ mm}}{23,84 \text{ mm}} \times 100\% = 0,021 \%$$

Tabel 4.4. Hasil perhitungan ketidakpastian dimensi seksi uji.

Keterangan	Diameter dalam <i>outer tube</i>	Diameter luar <i>inner tube</i>	Jarak antar
X	23,84 mm	19,07 mm	1198 mm
s	0,01 mm	0,01 mm	0
$u(X)$	0,00408 mm	0,00408 mm	0
δ	0,01 mm	0,01 mm	1 mm
$u(Z)$	0,00289 mm	0,00289 mm	0,28868 mm
$u^2(D)$	$2,5 \times 10^{-5} \text{ mm}^2$	$2,5 \times 10^{-5} \text{ mm}^2$	$8,33 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$
$u(D)$	$5 \times 10^{-3} \text{ mm}$	$5 \times 10^{-3} \text{ mm}$	$2,89 \times 10^{-1} \text{ mm}$
%	0,021%	0,026%	0,024%

- b. Ketidakpastian rata – rata diameter hidrolis (D_h)

- Menentukan perkiraan rata – rata diameter hidrolis (D_h)

$$D_h = D_o - D_i$$

Dimana :

$$D_o = 23,84 \text{ mm dan } u(D_o) = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$D_i = 19,07 \text{ mm dan } u(D_i) = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Perkiraan rata - rata diameter hidrolis (D_h) adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= D_o - D_i \\ &= 23,84 \text{ mm} - 19,07 \text{ mm} = 4,77 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata - rata diameter hidrolis ($u(D_h)$)

$$u^2(D_h) = \left(\frac{\partial D_h}{\partial D_o}\right)^2 u^2(D_o) + \left(\frac{\partial D_h}{\partial D_i}\right)^2 u^2(D_i)$$

$$\frac{\partial D_h}{\partial D_o} = 1$$

$$\frac{\partial D_h}{\partial D_i} = -1$$

$$\begin{aligned} u^2(D_h) &= ((1)^2 \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ mm})^2) + ((-1)^2 \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ mm})^2) \\ &= 5 \times 10^{-5} \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$u(D_h) = 0,00707 \text{ mm} = 7,07 \times 10^{-6} \text{ m}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian rata - rata diameter hidrolis (D_h)

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(D_h)}{X_{D_h}} \times 100\% = \frac{0,00707 \text{ mm}}{4,77 \text{ mm}} \times 100\% = 0,147 \%$$

- c. Ketidakpastian rata - rata luas penampang anulus (A_c)

- Menentukan perkiraan rata - rata luas penampang anulus (A_c)

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2)$$

Dimana :

$$D_o = 23,84 \text{ mm dan } u(D_o) = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$D_i = 19,07 \text{ mm dan } u(D_i) = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Perkiraan rata - rata luas penampang anulus adalah :

$$A_c = \frac{\pi}{4} ((23,84 \text{ mm})^2 - (19,07 \text{ mm})^2) = 160,8 \text{ mm}^2 = 0,0001608 \text{ m}^2$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata – rata luas penampang anulus ($u(A_c)$)

$$u^2(A_c) = \left(\frac{\partial A_c}{\partial D_o}\right)^2 u^2(D_o) + \left(\frac{\partial A_c}{\partial D_i}\right)^2 u^2(D_i)$$

$$\frac{\partial A_c}{\partial D_o} = \frac{\pi D_o}{2} = \frac{\pi \times 23,84 \text{ mm}}{2} = 37,448 \text{ mm}$$

$$\frac{\partial A_c}{\partial D_i} = -\frac{\pi D_i}{2} = -\frac{\pi \times 19,07 \text{ mm}}{2} = -29,955 \text{ mm}$$

$$u^2(A_c) = ((37,448 \text{ mm})^2 \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ mm})^2) + ((-29,955 \text{ mm})^2 \cdot (5 \times 10^{-3} \text{ mm})^2)$$

$$= 0,057 \text{ mm}^4$$

$$u(A_c) = 0,24 \text{ mm}^2 = 2,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

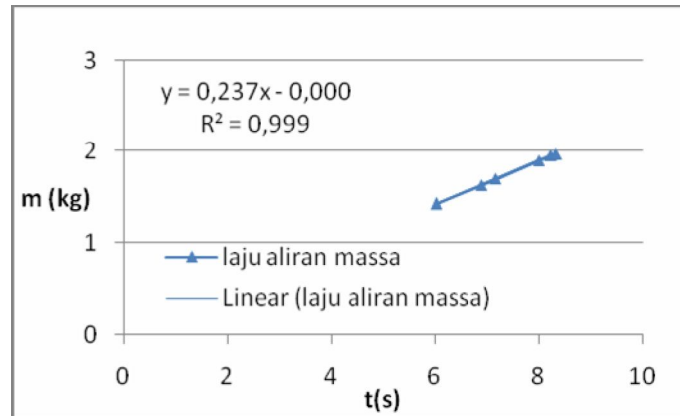
1. Contoh perhitungan ketidakpastian pada bilangan Reynolds terbesar pada variasi tanpa pertukaran kalor

- Menentukan ketidakpastian laju aliran massa

Tabel 4.5 Hasil pengambilan data massa dan waktu pada Re terbesar.

Data	Massa (kg)	Waktu (s)
1	1,96	8,24
2	1,636	6,9
3	1,904	8,01
4	1,7	7,17
5	1,432	6,03
6	1,974	8,34

Perkiraan terbaik laju aliran massa (\dot{m})



Gambar 4.1 Grafik variasi massa air terhadap waktu.

Dari grafik variasi massa air terhadap waktu, perkiraan terbaik laju aliran massa adalah $\dot{m} = 0,237 \text{ kg/s}$.

- Menentukan deviasi standar *slope* (s_{slope})

$$s_{slope} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(x_{m,i} - X_{m,slope} \right)^2}{n-1}} = 5,632 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Menentukan ketidakpastian standar laju aliran massa ($u(\dot{m})$)

$$u(\dot{m}) = \frac{s}{\sqrt{n}} = \frac{5,632 \times 10^{-4}}{\sqrt{6}} = 2,299 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{2,299 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}{0,237 \text{ kg/s}} \times 100\% = 0,097 \%$$

- Menentukan ketidakpastian kecepatan aliran air pada anulus sempit

- Menentukan perkiraan terbaik kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c}$$

dimana :

$$\dot{m} = 0,237 \text{ kg/s} \quad u(\dot{m}) = 2,299 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$A_c = 0,0001608 \text{ m}^2 \quad u(A_c) = 2,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$\rho_w = 995,4222 \text{ kg/m}^3$$

Nilai densitas didapat dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman,1984) maka

$$u(\rho_w) = 0$$

Perkiraan terbaik kecepatan aliran air pada anulus sempit adalah :

$$V = \frac{0,237 \text{ kg/s}}{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} = 1,48066 \text{ m/s}$$

- Menentukan ketidakpastian standar kecepatan aliran air pada anulus sempit ($u(V)$)

$$u^2(V) = \left(\frac{\partial V}{\partial \dot{m}} \right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{\partial V}{\partial A_c} \right)^2 u^2(A_c) + \left(\frac{\partial V}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{\rho_w \cdot A_c} = \frac{1}{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} = 6,2475 \text{ m/kg}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial A_c} &= -\frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c^2} = -\frac{0,237 \text{ kg/s}}{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,0001608 \text{ m}^2)^2} \\ &= -9,208 \times 10^3 \text{ m}^{-1} \text{ s}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial \rho_w} &= -\frac{\dot{m}}{\rho_w^2 \cdot A_c} = -\frac{0,273 \text{ kg/s}}{(995,4222 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} \\ &= -0,00149 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u^2(V) &= ((6,2475 \text{ m/kg})^2 \cdot (2,299 \times 10^{-4} \text{ kg/s})^2) + ((-9,208 \times 10^3 \text{ m}^{-1} \text{ s}^{-1})^2 \\ &\quad (2,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2)^2) + 0 = 6,95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^2 \end{aligned}$$

$$u(V) = 2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s}}{1,48066 \text{ m/s}} \times 100\% = 0,178 \%$$

- Menentukan ketidakpastian bilangan Reynolds pada anulus sempit

- Menentukan perkiraan terbaik bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$Re = \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$D_h = 0,00477 \text{ m} \quad u(D_h) = 7,07 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$V = 1,48066 \text{ m/s} \quad u(V) = 2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\rho_w = 995,4222 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000820 \text{ kg/(m.s)}$$

Nilai densitas dan viskositas dinamik didapat dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman,1984), maka $u(\rho_w) = 0$ dan $u(\mu) = 0$

Perkiraan terbaik bilangan Reynolds :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu} \\ &= \frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,48066 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} \\ &= 8573,678 \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar bilangan Reynolds (Re)

$$u^2(Re) = \left(\frac{\partial Re}{\partial \rho_w}\right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial Re}{\partial V}\right)^2 u^2(V) + \left(\frac{\partial Re}{\partial D_h}\right)^2 u^2(D_h) + \left(\frac{\partial Re}{\partial \mu}\right)^2 u^2(\mu)$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \rho_w} = \frac{V \cdot D_h}{\mu} = \frac{1,48066 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} = 8,613 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial V} = \frac{\rho_w \cdot D_h}{\mu} = \frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} = 5790,444 \text{ s/m}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial D_h} = \frac{\rho_w \cdot V}{\mu} = \frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,48066 \text{ m/s}}{0,000820 \text{ kg/(m.s)}} = 1797416,872 \text{ m}^{-1}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial Re}{\partial \mu} &= -\frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu^2} = -\frac{995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,48066 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{(0,000820 \text{ kg/(m.s)})^2} \\ &= -10455705,460 \text{ m.s/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u^2(Re) &= 0 + ((5790,444 \text{ s/m})^2 \cdot (2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2) + ((1797416,872 \text{ m}^{-1})^2 \\ &\quad (7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2) + 0 = 395,172 \end{aligned}$$

$$u(\text{Re}) = 19,879$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\text{Re})}{\text{Re}} \times 100\% = \frac{19,879}{8573,678} \times 100\% = 0,23\%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian diameter hidrolis (D_h) terhadap ketidakpastian bilangan Reynolds (Re)

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial D_h} \cdot u(D_h) \right)^2}{u^2(\text{Re})} \times 100\% \\ &= \frac{(1797416,872 \text{ m}^{-1} \cdot 7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2}{395,172} \times 100\% = 40,86\% \end{aligned}$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) terhadap ketidakpastian bilangan Reynolds (Re)

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial V} \cdot u(V) \right)^2}{u^2(\text{Re})} \times 100\% \\ &= \frac{(5790,444 \text{ s/m} \cdot 2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2}{397,172} \times 100\% = 59,14\% \end{aligned}$$

- d. Menentukan ketidakpastian berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

- Menentukan perkiraan berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\gamma_w = \rho_w \cdot g$$

dimana :

$$\rho_w = 995,4222 \text{ kg/m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Nilai ketidakpastian standar percepatan gravitasi $u(g) = 0,005 \text{ m/s}^2$ (Kirkup, L dan Frenkel, R.B, 2006).

Perkiraan berat jenis air yang mengalir pada anulus (γ_w)

$$\gamma_w = \rho_w \cdot g$$

$$= 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 9755,138 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan ketidakpastian standar berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit ($u(\gamma_w)$)

$$u^2(\gamma_w) = \left(\frac{\partial\gamma_w}{\partial\rho_w}\right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial\gamma_w}{\partial g}\right)^2 u^2(g)$$

$$\frac{\partial\gamma_w}{\partial\rho_w} = g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{\partial\gamma_w}{\partial g} = \rho_w = 995,4222 \text{ kg/m}^3$$

$$u^2(\gamma_w) = 0 + \left((995,4222 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot (0,005 \text{ m/s}^2)^2\right) = 24,7716 \text{ kg}^2/(\text{m}^4 \cdot \text{s}^4)$$

$$u(\gamma_w) = 4,977 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\gamma_w)}{\gamma_w} \times 100\% = \frac{4,977 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,051 \%$$

- e. Menentukan ketidakpastian berat jenis air pada manometer (γ_m)

- Menentukan perkiraan berat jenis air pada manometer (γ_m)

$$\gamma_m = \rho_m \cdot g$$

dimana :

$$\rho_m = 995,7465 \text{ kg/m}^3 \quad u(\rho_m) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Nilai ketidakpastian standar percepatan gravitasi $u(g) = 0,005 \text{ m/s}^2$ (Kirkup, L dan Frenkel, R.B , 2006).

Perkiraan berat jenis air pada manometer (γ_m)

$$\gamma_m = \rho_m \cdot g$$

$$= 995,7465 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan ketidakpastian standar berat jenis air pada manometer ($u(\gamma_m)$)

$$u^2(\gamma_m) = \left(\frac{\partial\gamma_m}{\partial\rho_m}\right)^2 u^2(\rho_m) + \left(\frac{\partial\gamma_m}{\partial g}\right)^2 u^2(g)$$

$$\frac{\partial \gamma_m}{\partial \rho_m} = g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{\partial \gamma_m}{\partial g} = \rho_m = 995,7465 \text{ kg/m}^3$$

$$u^2(\gamma_m) = 0 + \left((995,7465 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot (0,005 \text{ m/s}^2)^2 \right) = 24,7878 \text{ kg}^2/(\text{m}^4 \cdot \text{s}^4)$$

$$u(\gamma_m) = 4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\gamma_m)}{\gamma_m} \times 100\% = \frac{4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,051\%$$

- f. Menentukan ketidakpastian beda ketinggian air pada manometer (Δh)

Tabel 4.6. Hasil pembacaan beda ketinggian air pada manometer.

Data	Beda ketinggian air pada
1	2140
2	2140
3	2140
4	2140
5	2140
6	2140

- Menentukan rata – rata beda ketinggian air pada manometer ($X_{\Delta h}$)

$$X_{\Delta h} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} x_{\Delta h,i}}{n} = \frac{12840}{6} = 2140 \text{ mm}$$

- Menentukan deviasi standar populasi (s)

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{\Delta h,i} - X_{\Delta h})^2}{n-1}} = 0$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata – rata beda ketinggian air pada manometer ($u(X_{\Delta h})$)

$$u(X_{\Delta h}) = \frac{s}{\sqrt{n}} = 0$$

- Menentukan perkiraan rata - rata beda ketinggian air pada manometer

Perkiraan terbaik error resolusi $Z_{\Delta h} = 0$, sehingga perkiraan rata - rata beda ketinggian air pada manometer:

$$\Delta h = X_{\Delta h} + Z_{\Delta h} = (2140 + 0) \text{ mm} = 2140 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar instrumen

Dalam penelitian ini resolusi manometer pipa U adalah $\delta = 1 \text{ mm}$.

Ketidakpastian standar $u(Z_{\Delta h})$ karena terbatasnya resolusi instrumen :

$$u(Z_{\Delta h}) = \frac{\delta}{\sqrt{12}} = \frac{1 \text{ mm}}{\sqrt{12}} = 0,28868 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata – rata beda ketinggian air pada manometer

$$\begin{aligned} u^2(\Delta h) &= u^2(X_{\Delta h}) + u^2(Z_{\Delta h}) = (0 \text{ mm})^2 + (0,28868 \text{ mm})^2 \\ &= 8,33 \times 10^{-2} \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$u(\Delta h) = 2,89 \times 10^{-1} \text{ mm}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\Delta h)}{X_{\Delta h}} \times 100\% = \frac{2,89 \times 10^{-1} \text{ mm}}{2140 \text{ mm}} \times 100\% = 0,014 \%$$

g. Menentukan ketidakpastian kerugian *head* gesekan (h_f)

- Menentukan perkiraan kerugian head gesekan (h_f)

$$h_f = \frac{(\gamma_w \cdot \Delta z) - (\gamma_m \cdot \Delta h)}{\gamma_w}$$

dimana :

$$\gamma_w = 9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \quad u(\gamma_w) = 4,977 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

$$\gamma_m = 9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \quad u(\gamma_m) = 4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

$$\Delta h = 2,140 \text{ m} \quad u(\Delta h) = 2,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\begin{aligned}\Delta z &= 1,198 \text{ m} & u(\Delta z) &= 2,89 \times 10^{-4} \text{ m} \\ h_f &= \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w} \\ &= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 2,140 \text{ m}) - (9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \\ &= 0,943 \text{ m}\end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar head gesekan ($u(h_f)$)

$$\begin{aligned}u^2(h_f) &= \left(\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_m}\right)^2 u^2(\gamma_m) + \left(\frac{\partial h_f}{\partial \Delta h}\right)^2 u^2(\Delta h) + \left(\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_w}\right)^2 u^2(\gamma_w) \\ &\quad + \left(\frac{\partial h_f}{\partial \Delta z}\right)^2 u^2(\Delta z)\end{aligned}$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_m} = \frac{\Delta h}{\gamma_w} = 2,194 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg}$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \Delta h} = \frac{\gamma_m}{\gamma_w} = 1,00033$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_w} &= -\frac{\gamma_m}{\gamma_w^2} \cdot \Delta h \\ &= -\frac{9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{(9755,138 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2))^2} \times 2,140 \text{ m} \\ &= -2,194 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg}\end{aligned}$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \Delta z} = -1$$

$$\begin{aligned}u^2(h_f) &= ((2,194 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg})^2 \cdot (4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2))^2) \\ &\quad + ((1,00033)^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2) + ((-2,194 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2/\text{kg})^2 \cdot (4,977 \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)^2) \\ &\quad + ((-1)^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})) = 2,553 \times 10^{-6} \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$u(h_f) = 0,001598 \text{ m}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{0,001598 \text{ m}}{0,943 \text{ m}} \times 100\% = 0,169 \%$$

h. Menentukan ketidakpastian *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

- Menentukan perkiraan *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

$$(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) = \rho_w \cdot g \cdot h_f$$

dimana :

$$\rho_w = 995,4222 \text{ kg/m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2 \quad u(g) = 0,005 \text{ m/s}^2$$

$$h_f = 0,943 \text{ m} \quad u(h_f) = 0,001598 \text{ m}$$

Perkiraan *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

$$\begin{aligned} (\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) &= \rho_w \cdot g \cdot h_f \\ &= 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,943 \text{ m} \\ &= 9199,0947 \text{ kg/(m.s}^2) \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar *frictional pressure drop* ($u(\Delta P - \rho_w g \Delta z)$)

$$\begin{aligned} u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) &= \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial g} \right)^2 u^2(g) \\ &\quad + \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial h_f} \right)^2 u^2(h_f) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial \rho_w} = g \cdot h_f = 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,943 \text{ m} = 9,2414 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial g} = \rho_w \cdot h_f = 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,943 \text{ m} = 938,683 \text{ kg/m}^2$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial h_f} = \rho_w \cdot g = 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 9755,138 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2$$

$$\begin{aligned} u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) &= 0 + ((938,683 \text{ kg/m}^2)^2 \cdot (0,005 \text{ m/s}^2)^2) \\ &\quad + ((9755,138 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2)^2 \cdot (0,001598 \text{ m})^2) = 265,036 \text{ kg}^2/(\text{m} \cdot \text{s}^2)^2 \end{aligned}$$

$$u(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) = 16,280 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{16,280 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)}{9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,18 \%$$

- Menentukan ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

- Menentukan perkiraan faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$f = 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2}$$

dimana :

$$D_h = 0,00477 \text{ m} \quad u(D_h) = 7,07 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\Delta P - (\rho_w g \Delta z) = 9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$u(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) = 16,280 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$l = 1,198 \text{ m} \quad u(l) = 2,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\rho_w = 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$V = 1,48066 \text{ m/s} \quad u(V) = 2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^2} \\ &= 0,03357 \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar faktor gesekan aktual ($u(f_{\text{Aktual}})$)

$$\begin{aligned} u^2(f) &= \left(\frac{\partial f}{\partial D_h} \right)^2 u^2(D_h) + \left(\frac{\partial f}{\partial (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))} \right)^2 u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) \\ &\quad + \left(\frac{\partial f}{\partial l} \right)^2 u^2(l) + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial f}{\partial V} \right)^2 u^2(V) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial D_h} &= \frac{2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w \cdot V^2} \\ &= \frac{2(9199,0947 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^2} = 7,037 \text{ m}^{-1} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial f}{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))} = \frac{2 \cdot D_h}{l \cdot \rho \cdot V^2} = \frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m}}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^2}$$

$$= 3,649 \times 10^{-6} \text{ m.s}^2/\text{kg}$$

$$\frac{\partial f}{\partial l} = -\frac{2 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l^2 \cdot \rho_w \cdot V^2}$$

$$= -\frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m} (9199,0947 \text{ kg/(m.s}^2))}{(1,198 \text{ m})^2 \cdot 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^2} = -0,0280 \text{ m}^{-1}$$

$$\frac{\partial f}{\partial \rho_w} = -\frac{2 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w^2 \cdot V^2}$$

$$= -\frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m} (9199,0947 \text{ kg/(m.s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot (995,4222 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^2}$$

$$= -3,372 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{\partial f}{\partial V} = -\frac{4 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w \cdot V^3}$$

$$= -\frac{4 \cdot 0,00477 \text{ m} (9199,0947 \text{ kg/(m.s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 995,4222 \text{ kg/m}^3 \cdot (1,48066 \text{ m/s})^3} = -0,045 \text{ s/m}$$

$$u^2(f) = ((7,037 \text{ m}^{-1})^2 \cdot (7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2) + ((3,649 \times 10^{-6} \text{ m.s}^2/\text{kg})^2$$

$$(16,280 \text{ kg/(m.s}^2))^2) + ((-0,0280 \text{ m}^{-1})^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2)$$

$$+ ((-3,372 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg})^2 \cdot (0)^2) + ((-0,045 \text{ s/m})^2 \cdot (2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2)$$

$$= 2,02 \times 10^{-8}$$

$$u(f) = 1,42 \times 10^{-4}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{1,42 \times 10^{-4}}{0,03357} \times 100\% = 0,42 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian diameter hidrolis (D_h) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\% \text{ kontribusi} = \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial D_h} \cdot u(D_h) \right)^2}{u^2(f)} \times 100\%$$

$$= \frac{(7,037 \text{ m}^{-1} \cdot 7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2}{2,02 \times 10^{-8}} \times 100\% = 12,25 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian panjang pengukuran *pressure drop* (l) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial l} \cdot u(l)\right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\ &= \frac{(-0,0280 \text{ m}^{-1} \cdot 2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2}{2,02 \times 10^{-8}} \times 100\% = 0,32 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial V} \cdot u(V)\right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\ &= \frac{(-0,045 \text{ s/m} \cdot 2,64 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2}{2,02 \times 10^{-8}} \times 100\% = 69,87 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial (\Delta P - \rho_w g \Delta z)} \cdot u(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))\right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\ &= \frac{(3,649 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^2/\text{kg} \cdot 16,280 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))^2}{2,02 \times 10^{-8}} \times 100\% = 17,47 \%$$

- j. Menentukan ketidakpastian bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

- Menentukan perkiraan bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$Po = f_{\text{Aktual}} \cdot Re$$

dimana :

$$f_{\text{Aktual}} = 0,03357 \quad u(f_{\text{Aktual}}) = 1,46 \times 10^{-4}$$

$$Re = 8573,678 \quad u(Re) = 19,879$$

$$Po = f_{\text{Aktual}} \cdot Re$$

$$= 0,03357 \cdot 8573,678$$

$$= 287,818$$

- Menentukan ketidakpastian standar bilangan Poiseuille aktual ($u(Po_{\text{Aktual}})$)

$$u^2(Po) = \left(\frac{\partial Po}{\partial f}\right)^2 u^2(f) + \left(\frac{\partial Po}{\partial Re}\right)^2 u^2(Re)$$

$$\frac{\partial Po}{\partial f} = Re = 8573,678$$

$$\frac{\partial Po}{\partial Re} = f = 0,03357$$

$$u^2(Po) = ((8573,678)^2 \cdot (1,46 \times 10^{-4})^2) + ((0,03357)^2 \cdot (19,879)^2)$$

$$= 1,928$$

$$u(Po) = 1,389$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{1,389}{287,818} \times 100\% = 0,48\%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian faktor gesekan aktual (f) terhadap ketidakpastian bilangan Poiseuille (Po)

$$\% \text{ kontribusi} = \frac{\left(\frac{\partial Po}{\partial f} \cdot u(f)\right)^2}{u^2(Po)} \times 100\%$$

$$= \frac{(8573,678 \cdot 1,42 \times 10^{-4})^2}{1,928} \times 100\% = 76,88\%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian bilangan Reynolds (Re) terhadap ketidakpastian bilangan Poiseuille (Po)

$$\% \text{ kontribusi} = \frac{\left(\frac{\partial Po}{\partial Re} \cdot u(Re)\right)^2}{u^2(Po)} \times 100\%$$

$$= \frac{(0,03357 \cdot 19,879)^2}{1,928} \times 100\% = 23,10\%$$

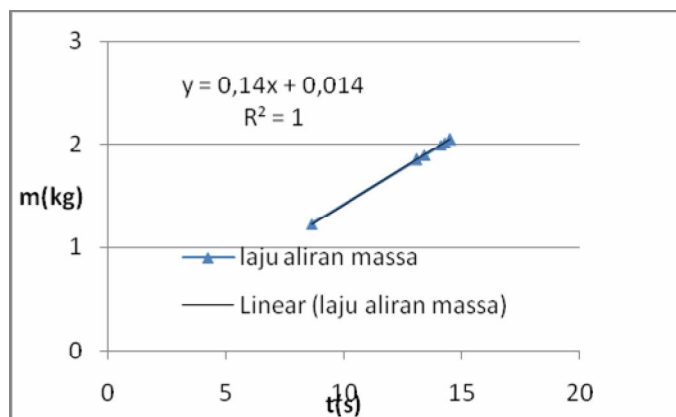
2. Contoh perhitungan ketidakpastian pada bilangan Reynolds terbesar pada variasi dengan pertukaran kalor

- a. Menentukan ketidakpastian laju aliran massa

Tabel 4.7 Hasil pengambilan data massa dan waktu pada Re terbesar.

Data	Massa (kg)	Waktu (s)
1	2,016	14,29
2	1,894	13,42
3	1,222	8,62
4	1,846	13,09
5	2,048	14,52
6	1,988	14,09

Perkiraan terbaik laju aliran massa (\dot{m})



Gambar 4.2 Grafik variasi massa air terhadap waktu.

Dari grafik variasi massa air terhadap waktu, perkiraan terbaik laju aliran massa adalah $\dot{m} = 0,14 \text{ kg/s}$.

- Menentukan deviasi standar *slope* (s_{slope})

$$S_{\text{slope}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(x_{m,i} - X_{m,\text{slope}} \right)^2}{n-1}} = 1,334 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

- Menentukan ketidakpastian standar laju aliran massa (\dot{u} (m))

$$u(\dot{m}) = \frac{s}{\sqrt{n}} = \frac{1,334 \times 10^{-3}}{\sqrt{6}} = 5,446 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{5,446 \times 10^{-4} \text{ kg/s}}{0,14 \text{ kg/s}} \times 100\% = 0,389\%$$

- Menentukan ketidakpastian kecepatan aliran air pada anulus sempit

- Menentukan perkiraan terbaik kecepatan aliran air pada anulus sempit (V)

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c}$$

dimana :

$$\dot{m} = 0,140 \text{ kg/s} \quad u(\dot{m}) = 5,446 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$A_c = 0,0001608 \text{ m}^2 \quad u(A_c) = 2,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2$$

$$\rho_w = 994,0867 \text{ kg/m}^3$$

Nilai densitas didapat dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman,1984)

sehingga $u(\rho_w) = 0$

Perkiraan terbaik kecepatan aliran air pada anulus sempit adalah :

$$V = \frac{0,140 \text{ kg/s}}{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} = 0,87583 \text{ m/s}$$

- Menentukan ketidakpastian standar kecepatan aliran air pada anulus sempit ($u(V)$)

$$u^2(V) = \left(\frac{\partial V}{\partial \dot{m}} \right)^2 u^2(\dot{m}) + \left(\frac{\partial V}{\partial A_c} \right)^2 u^2(A_c) + \left(\frac{\partial V}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \dot{m}} = \frac{1}{\rho_w \cdot A_c} = \frac{1}{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} = 6,2559 \text{ m/kg}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial A_c} &= -\frac{\dot{m}}{\rho_w \cdot A_c^2} = -\frac{0,140 \text{ kg/s}}{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot (0,0001608 \text{ m}^2)^2} \\ &= -5,477 \times 10^3 \text{ m}^{-1} \text{ s}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial \rho_w} &= -\frac{\dot{m}}{\rho_w^2 \cdot A_c} = -\frac{0,140 \text{ kg/s}}{(994,0867 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot 0,0001608 \text{ m}^2} \\ &= -0,00088 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot \text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u^2(V) &= ((6,2559 \text{ m/kg})^2 \cdot (5,446 \times 10^{-4} \text{ kg/s})^2) + ((-5,447 \times 10^3 \text{ m}^{-1} \text{ s}^{-1})^2 \\ &\quad (2,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2)^2) + 0 = 1,33 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^2 \end{aligned}$$

$$u(V) = 3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s}}{0,87583 \text{ m/s}} \times 100\% = 0,417 \%$$

- d. Menentukan ketidakpastian bilangan Reynolds pada anulus sempit

- Menentukan perkiraan terbaik bilangan Reynolds pada anulus sempit (Re)

$$Re = \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$D_h = 0,00477 \text{ m} \quad u(D_h) = 7,07 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$V = 0,87583 \text{ m/s} \quad u(V) = 3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\rho_w = 994,0867 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000729 \text{ kg/(m.s)}$$

Nilai densitas dan viskositas dinamik didapat dari Tabel A.9 Sifat – sifat air (J.P Holman,1984) sehingga $u(\rho_w) = 0$ dan $u(\mu) = 0$

Perkiraan terbaik bilangan Reynolds :

$$Re = \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu}$$

$$= \frac{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,87583 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000729 \text{ kg/(m.s)}}$$

$$= 5696,852$$

- Menentukan ketidakpastian standar bilangan Reynolds (Re)

$$u^2 (\text{Re})$$

$$= \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2 (\rho_w) + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial V} \right)^2 u^2 (V) + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial D_h} \right)^2 u^2 (D_h) + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} \right)^2 u^2 (\mu)$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \rho_w} = \frac{V \cdot D_h}{\mu} = \frac{0,87583 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000729 \text{ kg/(m.s)}} = 5,731 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial V} = \frac{\rho_w \cdot D_h}{\mu} = \frac{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00477 \text{ m}}{0,000729 \text{ kg/(m.s)}} = 6504,518 \text{ s/m}$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial D_h} = \frac{\rho_w \cdot V}{\mu} = \frac{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,87583 \text{ m/s}}{0,000729 \text{ kg/(m.s)}} = 1194308,580 \text{ m}^{-1}$$

$$\frac{\partial \text{Re}}{\partial \mu} = - \frac{\rho_w \cdot V \cdot D_h}{\mu^2} = - \frac{994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,87583 \text{ m/s} \cdot 0,00477 \text{ m}}{(0,000729 \text{ kg/(m.s)})^2}$$

$$= -7814611,693 \text{ m.s/kg}$$

$$u^2 (\text{Re}) = 0 + ((6504,518 \text{ s/m})^2 \cdot (3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2) + ((1194308,580 \text{ m}^{-1})^2 \cdot (7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2) + 0 = 634,955$$

$$u (\text{Re}) = 25,198$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u (\text{Re})}{\text{Re}} \times 100\% = \frac{25,198}{5696,852} \times 100\% = 0,44 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian diameter hidrolis (D_h) terhadap ketidakpastian bilangan Reynolds (Re)

$$\% \text{ kontribusi} = \frac{\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial D_h} \cdot u (D_h) \right)^2}{u^2 (\text{Re})} \times 100\%$$

$$= \frac{(1194308,580 \text{ m}^{-1} \cdot 7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2}{634,955} \times 100\% = 11,23 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) terhadap ketidakpastian bilangan Reynolds (Re)

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial V} \cdot u(V) \right)^2}{u^2(\text{Re})} \times 100\% \\ &= \frac{(6504,518 \text{ s/m} \cdot 3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2}{634,955} \times 100\% = 88,77\% \end{aligned}$$

- g. Menentukan ketidakpastian berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

- Menentukan perkiraan berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit (γ_w)

$$\gamma_w = \rho_w \cdot g$$

dimana :

$$\rho_w = 994,0867 \text{ kg/m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

Nilai ketidakpastian standar percepatan gravitasi $u(g) = 0,005 \text{ m/s}^2$ (Kirkup, L dan Frenkel, R.B, 2006).

Perkiraan berat jenis air yang mengalir pada anulus (γ_w)

$$\gamma_w = \rho_w \cdot g$$

$$= 994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 9742,050 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan ketidakpastian standar berat jenis air yang mengalir pada anulus sempit ($u(\gamma_w)$)

$$u^2(\gamma_w) = \left(\frac{\partial \gamma_w}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial \gamma_w}{\partial g} \right)^2 u^2(g)$$

$$\frac{\partial \gamma_w}{\partial \rho_w} = g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\frac{\partial \gamma_w}{\partial g} = \rho = 994,0867 \text{ kg/m}^3$$

$$u^2(\gamma_w) = 0 + \left((994,0867 \text{ kg/m}^3)^2 \cdot (0,005 \text{ m/s}^2)^2 \right) = 24,7052 \text{ kg}^2 / (\text{m}^4 \cdot \text{s}^4)$$

$$u(\gamma_w) = 4,970 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\gamma_w)}{\gamma_w} \times 100\% = \frac{4,970 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,051 \%$$

h. Menentukan ketidakpastian berat jenis air pada manometer (γ_m)

- Menentukan perkiraan berat jenis air pada manometer (γ_m)

$$\gamma_m = \rho_m \cdot g$$

dimana :

$$\rho_m = 995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad u(\rho_m) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m}/\text{s}^2$$

Nilai ketidakpastian standar percepatan gravitasi $u(g) = 0,005 \text{ m}/\text{s}^2$ (Kirkup, L dan Frenkel, R.B, 2006).

Perkiraan berat jenis air pada manometer (γ_m)

$$\gamma_m = \rho_m \cdot g$$

$$= 995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 = 9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan ketidakpastian standar berat jenis air pada manometer ($u(\gamma_m)$)

$$u^2(\gamma_m) = \left(\frac{\partial \gamma_m}{\partial \rho_m} \right)^2 u^2(\rho_m) + \left(\frac{\partial \gamma_m}{\partial g} \right)^2 u^2(g)$$

$$\frac{\partial \gamma_m}{\partial \rho_m} = g = 9,8 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$\frac{\partial \gamma_m}{\partial g} = \rho_m = 995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$u^2(\gamma_m) = 0 + \left((995,7465 \text{ kg}/\text{m}^3)^2 \cdot (0,005 \text{ m}/\text{s}^2)^2 \right) = 24,7878 \text{ kg}^2/(\text{m}^4 \cdot \text{s}^4)$$

$$u(\gamma_m) = 4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\gamma_m)}{\gamma_m} \times 100\% = \frac{4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,051 \%$$

i. Menentukan ketidakpastian beda ketinggian air pada manometer (Δh)

Tabel 4.8. Hasil pembacaan beda ketinggian air pada manometer.

Data	Beda ketinggian air pada
1	1518
2	1518
3	1518
4	1518
5	1518
6	1518

- Menentukan rata – rata beda ketinggian air pada manometer ($X_{\Delta h}$)

$$X_{\Delta h} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} x_{\Delta h,i}}{n} = \frac{9108}{6} = 1518 \text{ mm}$$

- Menentukan deviasi standar populasi (s)

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{\Delta h,i} - X_{\Delta h})^2}{n-1}} = 0$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata – rata beda ketinggian air pada manometer ($u(X_{\Delta h})$)

$$u(X_{\Delta h}) = \frac{s}{\sqrt{n}} = 0$$

- Menentukan perkiraan rata - rata beda ketinggian air pada manometer

Perkiraan terbaik error resolusi $Z_{\Delta h} = 0$, sehingga perkiraan rata - rata beda ketinggian air pada manometer:

$$\Delta h = X_{\Delta h} + Z_{\Delta h} = (1518 + 0) \text{ mm} = 1518 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar instrumen

Dalam penelitian ini resolusi manometer pipa U adalah $\delta = 1 \text{ mm}$.

Ketidakpastian standar $u(Z_{\Delta h})$ karena terbatasnya resolusi instrumen :

$$u(Z_{\Delta h}) = \frac{\delta}{\sqrt{12}} = \frac{1 \text{ mm}}{\sqrt{12}} = 0,28868 \text{ mm}$$

- Menentukan ketidakpastian standar rata – rata beda ketinggian air pada manometer

$$\begin{aligned} u^2(\Delta h) &= u^2(X_{\Delta h}) + u^2(Z_{\Delta h}) = (0 \text{ mm})^2 + (0,28868 \text{ mm})^2 \\ &= 8,33 \times 10^{-2} \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$u(\Delta h) = 2,89 \times 10^{-1} \text{ mm}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{u(\Delta h)}{X_{\Delta h}} \times 100\% = \frac{2,89 \times 10^{-1} \text{ mm}}{1518 \text{ mm}} \times 100\% = 0,019 \%$$

- h. Menentukan ketidakpastian kerugian *head* gesekan (h_f)

- Menentukan perkiraan kerugian head gesekan (h_f)

$$h_f = \frac{(\gamma_w \cdot \Delta z) - (\gamma_m \cdot \Delta h)}{\gamma_w}$$

dimana :

$$\gamma_w = 9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \quad u(\gamma_w) = 4,970 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

$$\gamma_m = 9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \quad u(\gamma_m) = 4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$$

$$\Delta h = 1,518 \text{ m} \quad u(\Delta h) = 2,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\Delta z = 1,198 \text{ m} \quad u(\Delta z) = 2,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$h_f = \frac{(\gamma_m \cdot \Delta h) - (\gamma_w \cdot \Delta z)}{\gamma_w}$$

$$= \frac{(9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,518 \text{ m}) - (9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2) \cdot 1,198 \text{ m})}{9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}$$

$$= 0,323 \text{ m}$$

- Menentukan ketidakpastian standar head gesekan ($u(h_f)$)

$$u^2(h_f) = \left(\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_m} \right)^2 u^2(\gamma_m) + \left(\frac{\partial h_f}{\partial \Delta h} \right)^2 u^2(\Delta h) + \left(\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_w} \right)^2 u^2(\gamma_w)$$

$$+ \left(\frac{\partial h_f}{\partial \Delta z} \right)^2 u^2 (\Delta z)$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \gamma_m} = \frac{\Delta h}{\gamma_w} = 1,558 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2 / \text{kg}$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \Delta h} = \frac{\gamma_m}{\gamma_w} = 1,00167$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_f}{\partial \gamma_w} &= - \frac{\gamma_m}{\gamma_w^2} \cdot \Delta h \\ &= - \frac{9758,316 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)}{(9742,050 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2))^2} \times 1,518 \text{ m} \\ &= -1,561 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2 / \text{kg} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial h_f}{\partial \Delta z} = -1$$

$$\begin{aligned} u^2(h_f) &= ((1,558 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2 / \text{kg})^2 \cdot (4,979 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2))^2) \\ &\quad + ((1,00167)^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2) + ((-1)^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})) \\ &\quad + ((-1,561 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^2 / \text{kg})^2 \cdot (4,970 \text{ m})^2) = 1,371 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$u(h_f) = 0,001171 \text{ m}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{0,001171 \text{ m}}{0,323 \text{ m}} \times 100\% = 0,363 \%$$

- k. Menentukan ketidakpastian *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

- Menentukan perkiraan *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

$$\Delta P - (\rho_w g \Delta z) = \rho_w \cdot g \cdot h_f$$

dimana :

$$\rho_w = 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$g = 9,8 \text{ m}/\text{s}^2 \quad u(g) = 0,005 \text{ m}/\text{s}^2$$

$$h_f = 0,323 \text{ m} \quad u(h_f) = 0,001171 \text{ m}$$

Perkiraan *frictional pressure drop* ($\Delta P - (\rho_w g \Delta z)$)

$$\begin{aligned}\Delta P - (\rho_w g \Delta z) &= \rho_w \cdot g \cdot h_f \\ &= 994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,323 \text{ m} \\ &= 3146,6820 \text{ kg/(m.s}^2)\end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar *frictional pressure drop* ($u(\Delta P - \rho_w g \Delta z)$)

$$\begin{aligned}u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) &= \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial g} \right)^2 u^2(g) \\ &\quad + \left(\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial h_f} \right)^2 u^2(h_f)\end{aligned}$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial \rho} = g \cdot h_f = 9.8 \text{ m/s}^2 \cdot 0,323 \text{ m} = 3,1654 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial g} = \rho_w \cdot h_f = 994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,323 \text{ m} = 321,090 \text{ kg/m}^2$$

$$\frac{\partial(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\partial h_f} = \rho_w \cdot g = 994,0867 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 9742,050 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2$$

$$\begin{aligned}u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) &= 0 + ((321,090 \text{ kg/m}^2)^2 \cdot (0,005 \text{ m/s}^2)^2) \\ &\quad + ((9742,050 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2)^2 \cdot (0,001171 \text{ m})^2) = 132,719 \text{ kg}^2/(\text{m} \cdot \text{s}^2)^2\end{aligned}$$

$$u(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) = 11,520 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{11,520 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)}{3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)} \times 100\% = 0,37 \%$$

1. Menentukan ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

- Menentukan perkiraan faktor gesekan aktual (f_{Aktual})

$$f = 2 \frac{D_h}{l} \frac{(\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{\rho_w \cdot V^2}$$

dimana :

$$D_h = 0,00477 \text{ m}$$

$$u(D_h) = 7,07 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$\Delta P - (\rho_w g \Delta z) = 3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$u (\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) = 11,520 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$l = 1,198 \text{ m} \quad u(l) = 2,89 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\rho_w = 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad u(\rho_w) = 0$$

$$V = 0,87583 \text{ m/s} \quad u(V) = 3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} f &= 2 \frac{D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \rho_w \cdot V^2} \\ &= 2 \frac{0,00477 \text{ m} (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m/s})^2} \\ &= 0,03286 \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar faktor gesekan aktual ($u(f_{\text{Aktual}})$)

$$\begin{aligned} u^2(f) &= \left(\frac{\partial f}{\partial D_h} \right)^2 u^2(D_h) + \left(\frac{\partial f}{\partial (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))} \right)^2 u^2(\Delta P - (\rho_w g \Delta z)) \\ &\quad + \left(\frac{\partial f}{\partial l} \right)^2 u^2(l) + \left(\frac{\partial f}{\partial \rho_w} \right)^2 u^2(\rho_w) + \left(\frac{\partial f}{\partial V} \right)^2 u^2(V) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial D_h} &= \frac{2 (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w \cdot V^2} \\ &= \frac{2 (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m/s})^2} = 6,889 \text{ m}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))} &= \frac{2 \cdot D_h}{l \cdot \rho_w \cdot V^2} = \frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m}}{1,198 \text{ m} \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m/s})^2} \\ &= 1,044 \times 10^{-5} \text{ m} \cdot \text{s}^2/\text{kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial l} &= - \frac{2 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l^2 \cdot \rho_w \cdot V^2} \\ &= - \frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m} (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{(1,198 \text{ m})^2 \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m/s})^2} = -0,0274 \text{ m}^{-1} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial f}{\partial \rho_w} = - \frac{2 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w^2 \cdot V^2}$$

$$\begin{aligned}
&= -\frac{2 \cdot 0,00477 \text{ m} (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot (994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3)^2 \cdot (0,87583 \text{ m}/\text{s})^2} \\
&= -3,306 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg} \\
\frac{\partial f}{\partial V} &= -\frac{4 \cdot D_h (\Delta P - (\rho_w g \Delta z))}{l \cdot \rho_w \cdot V^3} \\
&= -\frac{4 \cdot 0,00477 \text{ m} (3146,6820 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))}{1,198 \text{ m} \cdot 994,0867 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot (0,87583 \text{ m}/\text{s})^3} = -0,075 \text{ s}/\text{m} \\
u^2(f) &= ((6,889 \text{ m}^{-1})^2 \cdot (7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2) + ((1,044 \times 10^{-5} \text{ m} \cdot \text{s}^2/\text{kg})^2 \\
&\quad (11,520 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2))^2) + ((-0,0274 \text{ m}^{-1})^2 \cdot (2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2) \\
&\quad + ((-3,306 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{kg})^2 \cdot (0)^2) + ((-0,075 \text{ s}/\text{m})^2 \cdot (3,65 \times 10^{-3} \text{ m}/\text{s})^2) \\
&= 9,18 \times 10^{-8} \\
u(f) &= 3,03 \times 10^{-4}
\end{aligned}$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{3,03 \times 10^{-4}}{0,03286} \times 100\% = 0,92 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian diameter hidrolis (D_h) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned}
\% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial D_h} \cdot u(D_h) \right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\
&= \frac{(6,889 \text{ m}^{-1} \cdot 7,07 \times 10^{-6} \text{ m})^2}{9,18 \times 10^{-8}} \times 100\% = 2,58 \%
\end{aligned}$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian panjang pengukuran *pressure drop* (l) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned}
\% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial l} \cdot u(l) \right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\
&= \frac{(-0,0274 \text{ m}^{-1} \cdot 2,89 \times 10^{-4} \text{ m})^2}{9,18 \times 10^{-8}} \times 100\% = 0,07 \%
\end{aligned}$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial V} \cdot u(V) \right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\ &= \frac{(-0,075 \text{ s/m} \cdot 3,65 \times 10^{-3} \text{ m/s})^2}{9,18 \times 10^{-8}} \times 100\% = 81,63\% \end{aligned}$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian *frictional pressure drop* $\Delta P - \rho_w g \Delta z$ terhadap ketidakpastian faktor gesekan aktual (f_{aktual})

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial f}{\partial (\Delta P - \rho_w g \Delta z)} \cdot u(\Delta P - \rho_w g \Delta z) \right)^2}{u^2(f)} \times 100\% \\ &= \frac{(1,044 \times 10^{-5} \text{ m.s}^2/\text{kg} \cdot 11,520 \text{ kg}/(\text{m.s}^2))^2}{9,18 \times 10^{-8}} \times 100\% = 15,76\% \end{aligned}$$

m. Menentukan ketidakpastian bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

- Menentukan perkiraan bilangan Poiseuille aktual (Po_{Aktual})

$$Po = f_{\text{Aktual}} \cdot Re$$

dimana :

$$f_{\text{Aktual}} = 0,03286 \quad u(f_{\text{Aktual}}) = 3,03 \times 10^{-4}$$

$$Re = 5696,852 \quad u(Re) = 25,198$$

$$\begin{aligned} Po &= f_{\text{Aktual}} \cdot Re \\ &= 0,03286 \cdot 5696,852 \\ &= 187,198 \end{aligned}$$

- Menentukan ketidakpastian standar bilangan Poiseuille aktual ($u(Po_{\text{Aktual}})$)

$$u^2(Po) = \left(\frac{\partial Po}{\partial f} \right)^2 u^2(f) + \left(\frac{\partial Po}{\partial Re} \right)^2 u^2(Re)$$

$$\frac{\partial Po}{\partial f} = Re = 5696,852$$

$$\frac{\partial \text{Po}}{\partial \text{Re}} = f = 0,03286$$

$$\begin{aligned} u^2 (\text{Po}) &= ((5696,852)^2 \cdot (3,03 \times 10^{-4})^2) + ((0,03286)^2 \cdot (25,198)^2) \\ &= 3,665 \end{aligned}$$

$$u (\text{Po}) = 1,914$$

- Menentukan persentase ketidakpastian

$$\% \text{ uncertainty} = \frac{1,914}{187,198} \times 100\% = 1,02 \%$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian faktor gesekan aktual (f) terhadap ketidakpastian bilangan Poiseuille (Po)

$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial \text{Po}}{\partial f} \cdot u(f) \right)^2}{u^2 (\text{Po})} \times 100\% \\ &= \frac{(5696,852 \cdot 3,03 \times 10^{-4})^2}{3,665} \times 100\% = 81,30 \% \end{aligned}$$

- Menentukan kontribusi ketidakpastian bilangan Reynolds (Re) terhadap ketidakpastian bilangan Poiseuille (Po)

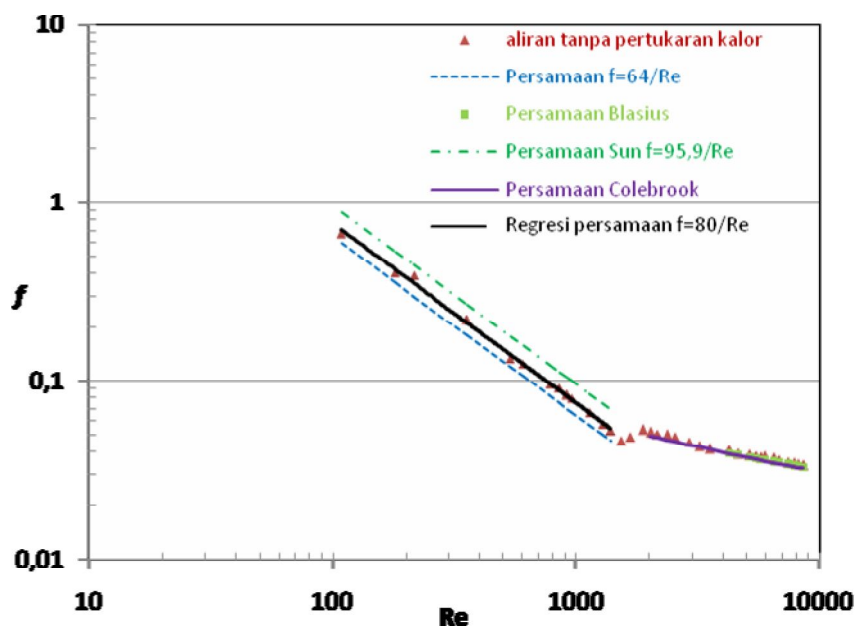
$$\begin{aligned} \% \text{ kontribusi} &= \frac{\left(\frac{\partial \text{Po}}{\partial \text{Re}} \cdot u(\text{Re}) \right)^2}{u^2 (\text{Po})} \times 100\% \\ &= \frac{(0,03286 \cdot 25,198)^2}{1,914} \times 100\% = 18,71 \% \end{aligned}$$

4.3 Analisis Data

4.3.1. Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Karakteristik Gesekan Pada Aliran Tanpa Pertukaran Kalor

Pengaruh variasi bilangan Reynolds terhadap karakteristik gesekan pada aliran tanpa pertukaran kalor dapat dilihat pada Gambar 4.3. Untuk aliran tanpa pertukaran kalor, temperatur air masukan pada sisi anulus dan *inner tube* berkisar antara 27,9°C – 29,1°C. Melalui perbandingan antara kurva karakteristik gesekan aliran air dalam anulus sempit dan dalam pipa – pipa normal seperti yang ditunjukkan dalam gambar 4.3, terlihat bahwa pada daerah laminar ($Re < 1.500$) faktor gesekan dalam anulus sempit adalah 12,07 – 31,08 % lebih besar dibandingkan dengan pipa – pipa normal (dibandingkan dengan Pers. $f=64/Re$). Persamaan regresi faktor gesekan aliran yang terjadi pada daerah aliran laminar adalah,

$$f = \frac{80}{Re}, \quad Re < 1.500$$



Gambar 4.3. Kurva karakteristik gesekan pada aliran tanpa pertukaran kalor

Hasil yang didapat dengan regresi persamaan $f = 80 / Re$ nilainya 1,25 kali lebih besar dibandingkan dengan nilai yang dihitung dengan persamaan $f = 64/Re$, tetapi lebih kecil dari nilai yang dihitung dengan persamaan Sun ($f = 95,9/Re$) sebesar 19,87%. Pada daerah aliran turbulen ($Re > 1900$), faktor gesekan dalam anulus sempit lebih besar jika dibandingkan dengan pipa – pipa normal yaitu 3,8% lebih besar

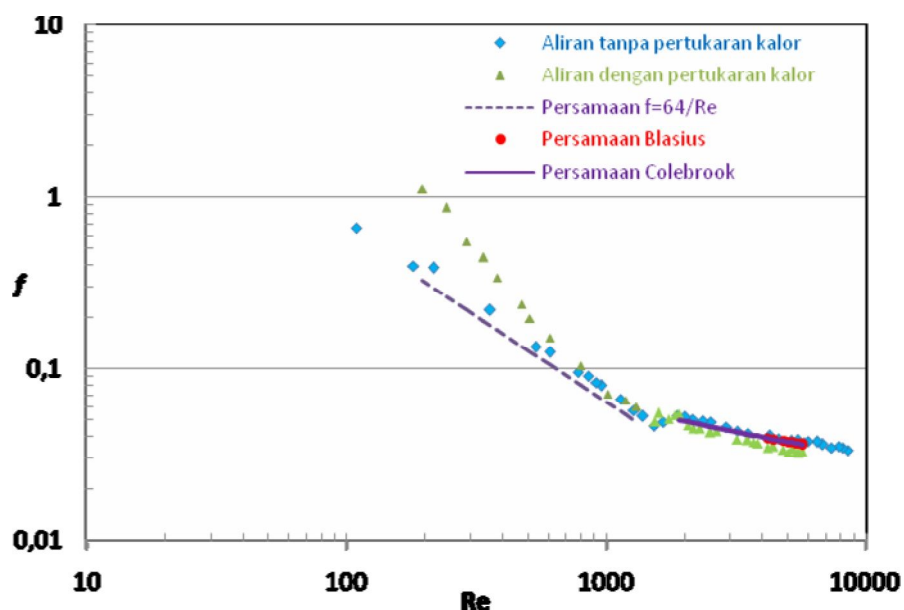
bandingkan dengan persamaan Blasius dan 0,5 – 7,84 % lebih besar dibanding persamaan Colebrook. Daerah dimana terjadi perubahan *trendline* nilai faktor gesekan (f) untuk daerah laminar ke *trendline* faktor gesekan (f) untuk daerah aliran turbulen disebut sebagai daerah transisi, dimana dalam penelitian ini transisi aliran dalam anulus sempit dimulai lebih awal dibanding dalam pipa – pipa normal pada $1.533 \leq Re \leq 1.880$.

4.3.2. Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Karakteristik Gesekan Pada Aliran Dengan/Tanpa Pertukaran Kalor

Gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara variasi bilangan Reynolds terhadap karakteristik gesekan pada aliran dengan/tanpa pertukaran kalor. Pada variasi aliran dengan pertukaran kalor, temperatur air dingin masukan pada sisi anulus sempit berkisar antara $27,7^{\circ}\text{C}$ – $30,4^{\circ}\text{C}$, sedangkan temperatur air panas masukan pada *inner tube* adalah $\pm 60^{\circ}\text{C}$. Untuk variasi aliran tanpa pertukaran kalor, temperatur air masukan pada sisi anulus berkisar antara $27,9^{\circ}\text{C}$ – 29°C . Sedangkan temperatur masuk *inner tube* berkisar antara $27,9^{\circ}\text{C}$ – $29,1^{\circ}\text{C}$. Temperatur air yang masuk anulus sempit dan *inner tube* merupakan temperatur yang diperoleh dalam keadaan *steady*.

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa dalam daerah laminar, kurva gesekan aliran dengan pertukaran kalor dan tanpa pertukaran kalor relatif berbeda. Faktor gesekan aliran yang terjadi pada aliran air ke atas dengan pertukaran kalor lebih besar dibandingkan dengan tanpa pertukaran kalor pada $Re \leq 607$. Perbedaan tersebut menjadi berkurang, seiring meningkatnya bilangan Reynolds. Pertukaran kalor berpengaruh besar terhadap gesekan aliran khususnya pada daerah dengan bilangan Reynolds rendah. Dalam daerah dengan $Re \leq 607$, faktor gesekan aliran dengan pertukaran kalor adalah 1,22 – 2,83 kali lebih besar dibanding tanpa pertukaran kalor. Dalam daerah dengan $Re \leq 607$, pertukaran kalor yang terjadi menyebabkan aliran pada anulus menjadi asimetris. Hal itu disebabkan perbedaan temperatur air pada dinding luar *inner tube* dengan bagian tengah anulus, sehingga gesekan aliran menjadi meningkat. Disisi lain air yang mengalir simetris tanpa pertukaran kalor

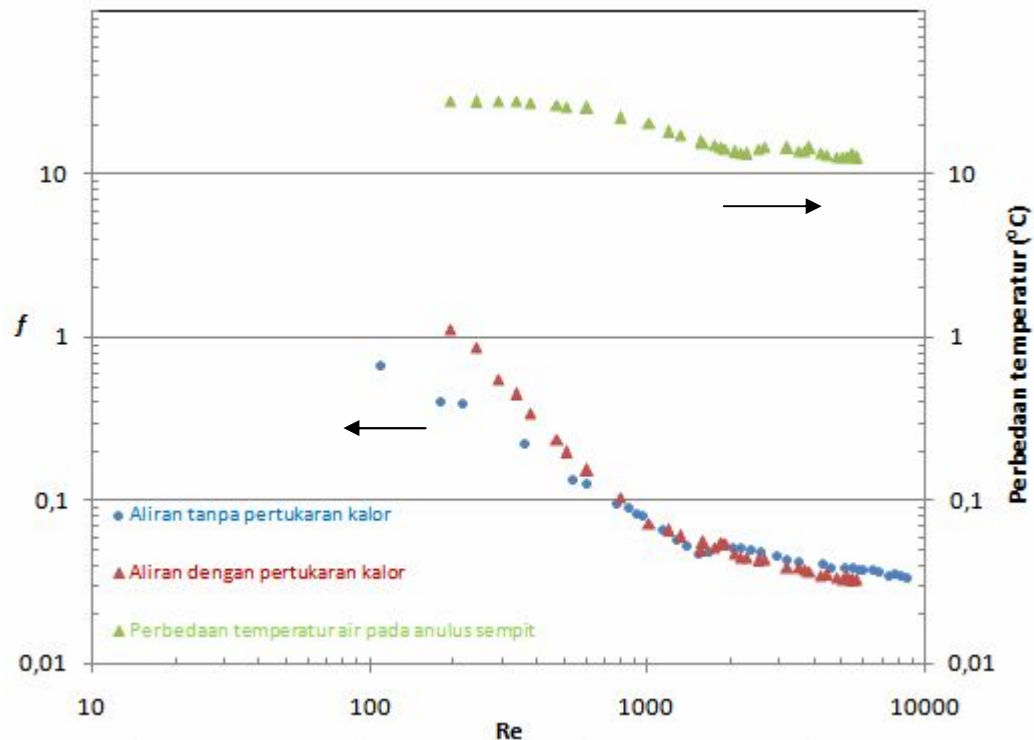
akan mengurangi gesekan aliran. Hasil serupa juga didapat oleh Jiang (1998) dan Lu (2008). Ketika bilangan Reynolds mulai meningkat, pertukaran kalor juga meningkat, sehingga menyebabkan viskositas air menjadi lebih kecil. Viskositas air yang kecil akan menurunkan gesekan aliran. Dalam penelitian ini transisi aliran dengan pertukaran kalor dalam anulus sempit dalam kisaran $1545 \leq Re \leq 1846$. Transisi aliran dengan pertukaran kalor hampir sama dengan transisi pada aliran tanpa pertukaran kalor.



Gambar 4.4. Kurva karakteristik gesekan pada aliran dengan/tanpa pertukaran kalor

Hubungan antara variasi bilangan Reynolds terhadap beda temperatur air yang masuk dan keluar dari anulus sempit ditunjukkan dalam gambar 4.5. Temperatur air yang masuk dan keluar dari anulus sempit merupakan temperatur yang diperoleh dalam keadaan tunak. Dalam daerah $Re \leq 607$ perbedaan temperatur air yang masuk dan keluar dari anulus sempit berkisar antara $25,4^{\circ}\text{C} - 28,1^{\circ}\text{C}$. Dalam daerah aliran turbulen, perbedaan temperatur air yang masuk dan keluar dari anulus sempit menjadi lebih kecil seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, yaitu sebesar $12,5^{\circ}\text{C} - 14,6^{\circ}\text{C}$ dan kurva karakteristik gesekan aliran dengan atau tanpa pertukaran kalor relatif sama. Pengaruh pertukaran kalor terhadap gesekan aliran terlihat jelas dalam daerah

aliran laminar. Sedangkan dalam daerah aliran turbulen, pertukaran kalor sedikit berpengaruh terhadap gesekan aliran. Hasil serupa juga didapat oleh Sun (2003) dan Lu (2008).



Gambar 4.5. Hubungan antara faktor gesekan aliran dengan perbedaan temperatur air dalam anulus sempit

4.3.3. Pengaruh Ketidakpastian Bilangan Reynolds Terhadap Ketidakpastian Faktor Gesekan

Pada variasi tanpa pertukaran kalor, variasi bilangan Reynolds berkisar antara 108 – 8.573 dan pada variasi dengan pertukaran kalor, variasi bilangan Reynolds berkisar antara 195 – 5.696. Dari tabel 4.9 terlihat bahwa ketidakpastian perhitungan bilangan Reynolds pada variasi tanpa pertukaran kalor antara 0,23 - 2,60 %, sedangkan ketidakpastian perhitungan faktor gesekan antara 0,42 – 32,10 %. Ketidakpastian perhitungan bilangan Reynolds pada variasi dengan pertukaran kalor terlihat pada tabel 4.10 dengan nilai antara 0,26 – 3,91 %, sedangkan ketidakpastian faktor gesekan bervariasi 0,65 – 12,31 %. Ketidakpastian dalam perhitungan kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) merupakan faktor dominan dalam ketidakpastian bilangan Reynolds. Dari

gambar 4.6 dan 4.7 terlihat bahwa pada bilangan Reynolds rendah, ketidakpastian perhitungan faktor gesekan sangat besar dan menjadi berkurang seiring meningkatnya bilangan Reynolds. Pada daerah dengan bilangan Reynolds rendah, ketidakpastian dalam perhitungan *frictional pressure drop* ($\Delta P - \rho_w g \Delta z$) merupakan faktor dominan dalam analisis ketidakpastian faktor gesekan. Sedangkan pada daerah aliran turbulen, ketidakpastian dalam perhitungan kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) merupakan faktor dominan dalam analisis ketidakpastian faktor gesekan. Pada daerah dengan bilangan Reynolds rendah, ketidakpastian perhitungan faktor gesekan pada variasi tanpa pertukaran kalor lebih besar dibanding pada variasi dengan pertukaran kalor. Hal ini terjadi karena faktor gesekan yang terjadi pada aliran dengan pertukaran kalor lebih besar bila dibanding aliran tanpa pertukaran kalor, sehingga nilai pembagi dalam perhitungan ketidakpastian faktor gesekan aliran dengan pertukaran kalor lebih besar.

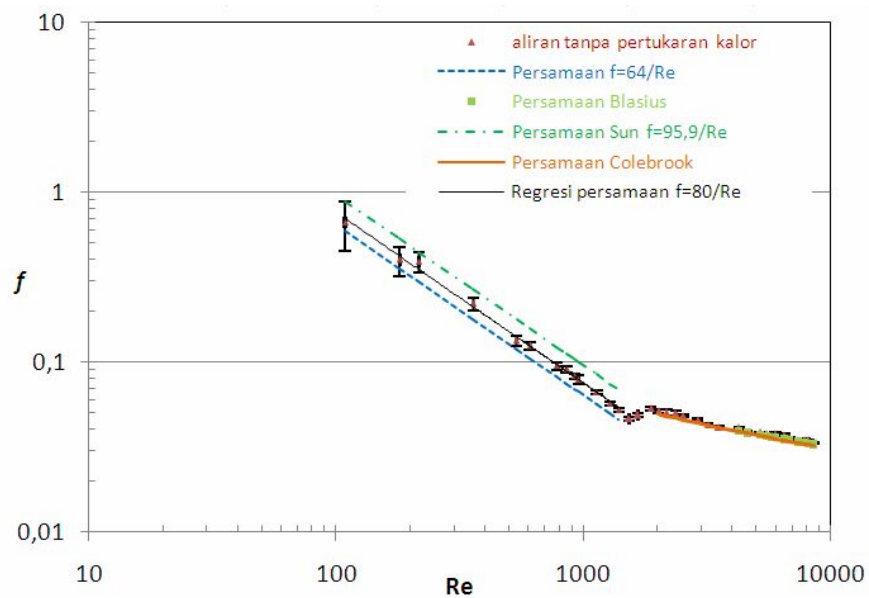
Tabel 4.9 Kontribusi ketidakpastian pada variasi tanpa pertukaran kalor

Keterangan	Ketidakpastian (%)	Kontribusi Terhadap Re (%)	Kontribusi terhadap f_{aktual} (%)	Kontribusi terhadap P_o (%)
Diameter hidrolis	0,148	0,32 – 40,86	0,002 –	–
Panjang pengukuran	0,024	–	0,0001 - 0,32	–
Kecepatan aliran air dalam anulus	0,18 – 1,82	59,14 – 99,68	0,29 - 97,59	–
<i>Frictional pressure drop</i>	0,18 – 31,97	–	1,85 – 99,59	–
Faktor gesekan	0,42 - 32,10	–	–	76,88 –
Bilangan Reynolds	0,23 – 2,60	–	–	0,68 – 23,10
Bilangan Poiseuille	0,48 – 19,52	–	–	–

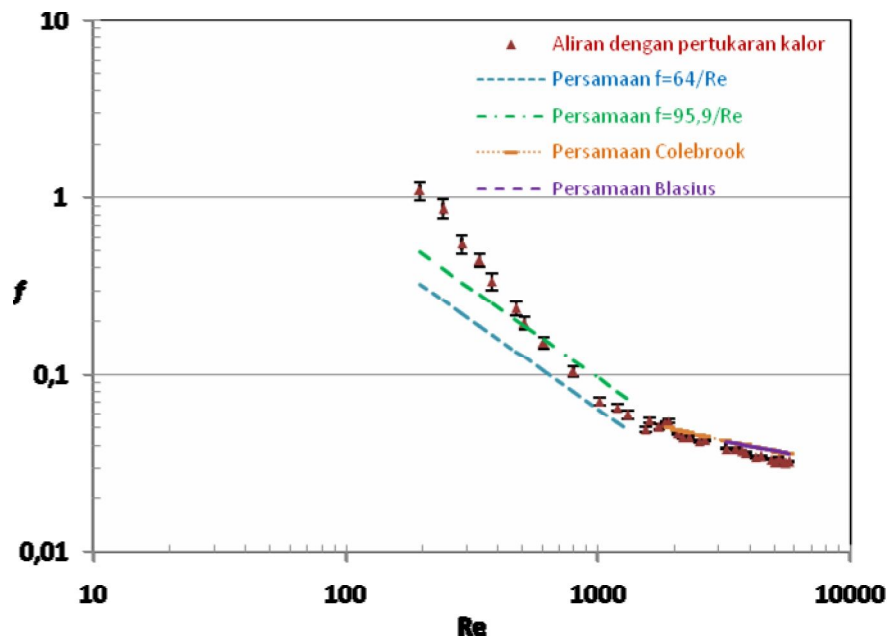
Tabel 4.10. Kontribusi ketidakpastian pada variasi dengan pertukaran kalor.

Keterangan	Ketidakpastian	Kontribusi terhadap	Kontribusi terhadap	Kontribusi terhadap

	(%)	Re (%)	f_{aktual} (%)	Po (%)
Diameter hidrolisk	0,148	0,13 – 39,11	0,01 – 5,15	–
Panjang pengukuran	0,024	–	0,0004 – 0,14	–
Kecepatan aliran air dalam anulus	0,19 – 2,55	60,89 – 99,86	2,56 – 83,84	–
<i>Frictional pressure drop</i>	0,37 – 10,69	–	13,97 – 97,16	–
Faktor gesekan	0,65 – 12,31	–	–	81,23 –
Bilangan Reynolds	0,26 – 3,91	–	–	1,61 -18,71
Bilangan Poiseuille	0,75 – 13,00	–	–	–



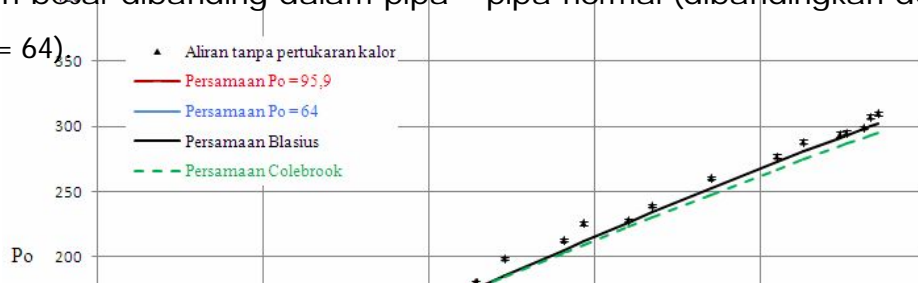
Gambar 4.6. Ketidakpastian faktor gesekan pada aliran tanpa pertukaran kalor

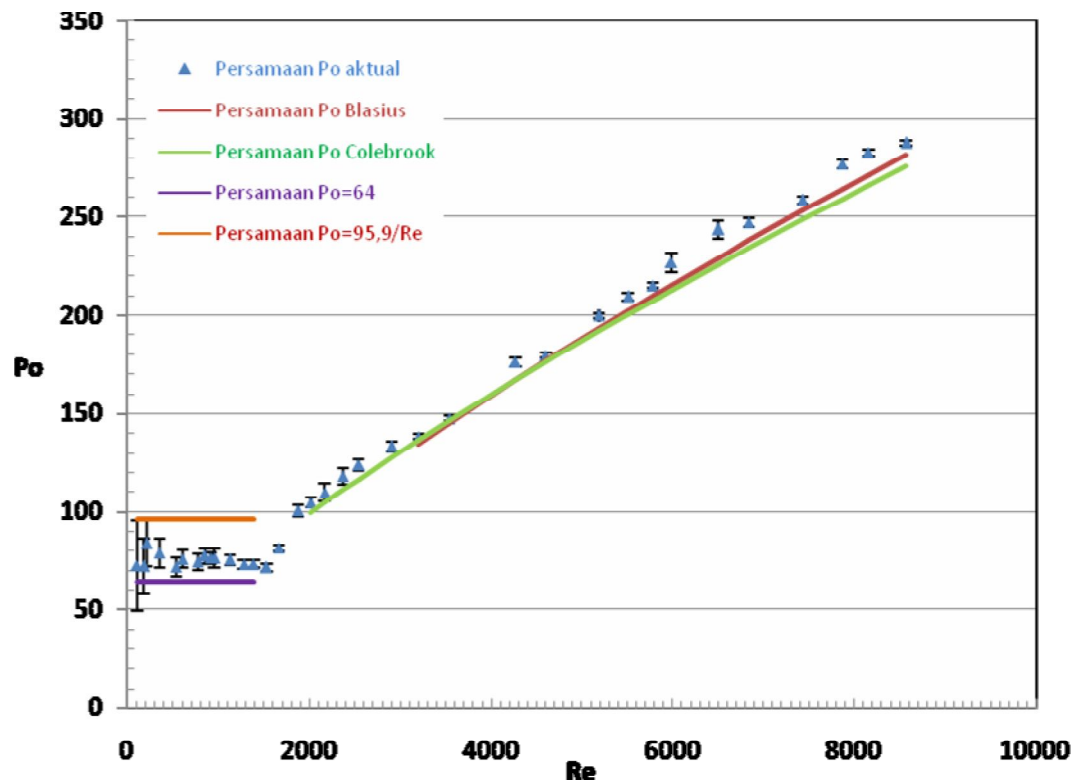


Gambar 4.7. Ketidakpastian faktor gesekan pada aliran dengan pertukaran kalor

4.3.4. Pengaruh Ketidakpastian Bilangan Reynolds Terhadap Ketidakpastian Bilangan Poiseuille

Dari Tabel 4.9 terlihat bahwa ketidakpastian perhitungan bilangan Poiseuille pada variasi tanpa pertukaran kalor antara 0,48 – 19,52 %, sedangkan ketidakpastian perhitungan bilangan Poiseuille pada variasi dengan pertukaran kalor terlihat pada Tabel 4.10 dengan nilai antara 0,75 – 13 %. Ketidakpastian dalam perhitungan faktor gesekan (f_{aktual}) merupakan faktor dominan dalam analisis ketidakpastian bilangan Poiseuille. Dari Gambar 4.8 terlihat bahwa pada bilangan Reynolds rendah, ketidakpastian perhitungan bilangan Poiseuille sangat besar dan menjadi berkurang seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Melalui perbandingan antara kurva bilangan Poiseuille aliran air dalam anulus sempit dan dalam pipa - pipa normal seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 4.8, terlihat bahwa pada daerah aliran laminar ($Re < 1.500$) bilangan Poiseuille dalam anulus sempit adalah 12,07 – 31,08 % lebih besar dibanding dalam pipa – pipa normal (dibandingkan dengan $Po = 64$).





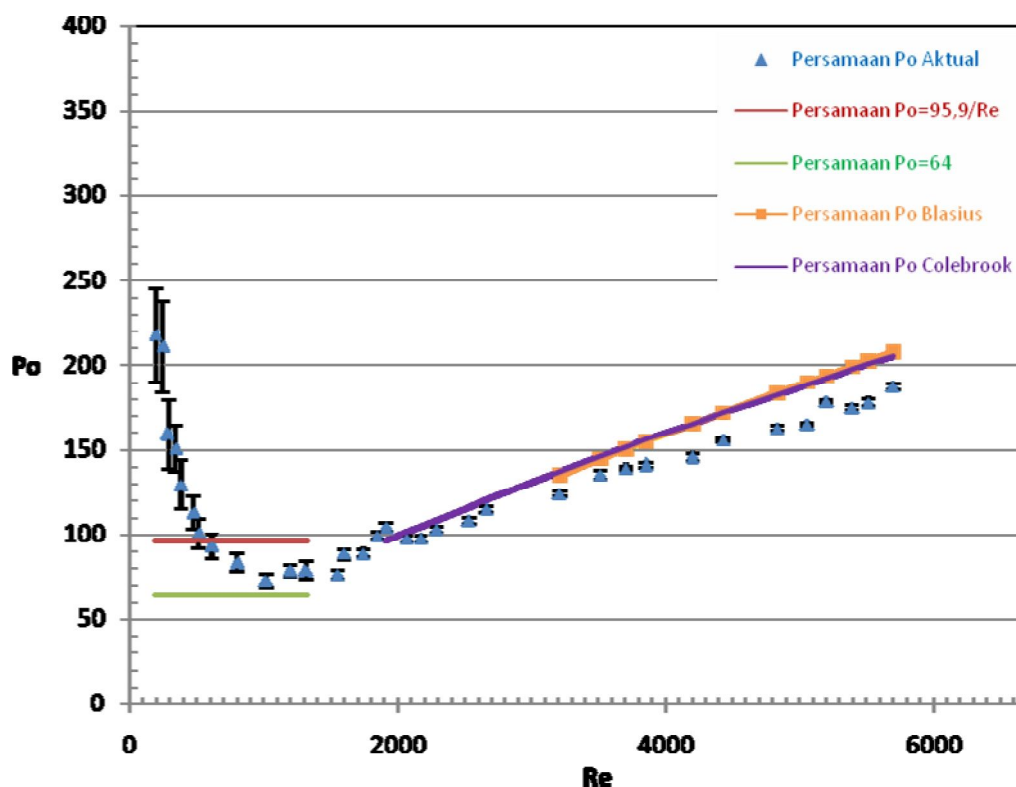
Gambar 4.8. Ketidakpastian bilangan Poiseuille pada aliran tanpa pertukaran kalor

Persamaan regresi faktor gesekan aliran yang terjadi pada daerah aliran laminar adalah,

$$f = \frac{80}{Re} \quad , Re < 1.000$$

maka $Po = 80$

Hasil yang didapat dari Persamaan $Po = 80$ adalah 1,25 kali sebesar nilai yang dihitung dengan Persamaan $Po = 64$, tetapi lebih kecil dari nilai yang dihitung dengan Persamaan Sun ($Po = 95,9$) sebesar 16,58%.



Gambar 4.9. Ketidakpastian bilangan Poiseuille pada aliran dengan pertukaran kalor

Melalui perbandingan antara kurva bilangan Poiseuille aliran air dalam anulus sempit dan dalam pipa - pipa normal seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 4.9, terlihat bahwa pada daerah dengan $Re \leq 607$ bilangan Poiseuille dalam anulus sempit adalah 44,75 - 239,98 % lebih besar dibanding dalam pipa - pipa normal ($Po = 64$). Pada daerah dengan $Re < 607,262$ bilangan Poiseuille dalam anulus sempit adalah 4,58 - 126,98 % lebih besar dibanding nilai yang didapat dengan persamaan Sun ($Po = 95,9$). Pada daerah dengan $Re > 2.500$, nilai bilangan Poiseuille yang didapat dengan perhitungan persamaan Blasius lebih besar 10,83 - 15,30 % dibanding nilai penelitian dan nilai bilangan Poiseuille yang didapat dengan perhitungan persamaan Colebrook lebih besar 3,90 - 12,71 % dibanding nilai penelitian.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai pengujian karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas pada penukar kalor saluran *annular* bercelah sempit sebagai berikut :

1. Pada variasi tanpa pertukaran kalor, transisi aliran dalam anulus sempit dimulai lebih awal dibandingkan dengan pipa – pipa normal, yaitu pada $1.533 \leq Re \leq 1.880$ sedangkan aliran laminar dan turbulen berturut – turut terjadi pada $108 \leq Re \leq 1.390$ dan $2.020 \leq Re \leq 8.573$.
2. Pada variasi dengan pertukaran kalor, transisi aliran dalam anulus sempit dimulai lebih awal dibandingkan dengan pipa – pipa normal, yaitu pada $1.545 \leq Re \leq 1.846$ sedangkan aliran laminar dan turbulen berturut – turut terjadi pada $195 \leq Re \leq 1.312$ dan $1.908 \leq Re \leq 5.696$.
3. Karakteristik gesekan aliran pada variasi tanpa pertukaran kalor dan dengan pertukaran kalor relatif berbeda dalam daerah aliran laminar. Faktor gesekan aliran yang terjadi pada aliran air vertikal ke atas dengan pertukaran kalor lebih besar dibandingkan tanpa pertukaran kalor pada $Re \leq 607$.
4. Karakteristik gesekan aliran dalam anulus sempit berhubungan dengan beda temperatur air masuk dan keluar anulus. Pengaruh beda temperatur terhadap gesekan aliran terlihat jelas dalam daerah aliran laminar.
5. Pada aliran tanpa pertukaran kalor, dalam daerah aliran laminar ($Re < 1.500$), nilai bilangan Poiseuille (Po) adalah 12,07 – 31,08 % lebih besar dibandingkan dengan pipa – pipa normal (dibandingkan dengan $Po = 64$).
6. Bilangan Poiseuille (Po) pada aliran dengan pertukaran kalor adalah 44,75 – 239,98 % lebih besar dibandingkan dengan pipa – pipa normal (dibandingkan dengan $Po = 64$) pada daerah bilangan Reynolds rendah ($Re \leq 607$).

7. Pada variasi tanpa pertukaran kalor, ketidakpastian perhitungan bilangan Reynolds antara 0,23 – 2,60 %, sedangkan pada variasi dengan pertukaran kalor antara 0,26 – 3,91 %. Ketidakpastian dalam perhitungan kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) merupakan faktor dominan dalam ketidakpastian bilangan Reynolds.
8. Pada variasi tanpa pertukaran kalor, ketidakpastian perhitungan faktor gesekan antara 0,42 – 32,10 %, sedangkan pada variasi dengan pertukaran kalor antara 0,65 – 13,31 %. Ketidakpastian dalam perhitungan kecepatan aliran air dalam anulus sempit (V) dan *frictional pressure drop* ($\Delta P - \rho_w g \Delta z$) merupakan faktor dominan dalam ketidakpastian faktor gesekan.

5.2 Saran

Berdasarkan pengalaman yang diperoleh dari penelitian tentang pengujian karakteristik aliran fasa tunggal aliran air vertikal ke atas pada penukar kalor saluran annular bercelah sempit ini, direkomendasikan saran sebagai berikut :

1. Perlu adanya pengembangan penelitian mengenai pengaruh variasi geometri dan kekasaran saluran terhadap karakteristik aliran.

DAFTAR PUSTAKA

- Celata, G.P., 2004, “Single Phase Heat Transfer and Fluid Flow in Micropipes”, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 25, pp. 13–22.
- Cengel, Y.A., 2003, *Heat Transfer : A Practical Approach*, 2nd edition, McGraw–Hill, New York.
- Changhong, Peng, 2005, “Two Phase Flow and Boiling Heat Transfer in Two Vertical Narrow Annuli”, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 235, pp. 1737–1747.
- Holman, J.P., 1984, *Perpindahan Kalor*, Edisi 6. Terjemahan oleh Jasjfi, E., 1992, Erlangga, Jakarta.
- Jiang, M.J., Luo, X.H., Liu, W.L., 1998, “Investigation of Heat Transfer and Fluid Dynamic Characteristics of Water Flow Through Microchannels without Phase Change”, *J Beijing Union Univ.*, Vol.12, pp. 71–75.
- Kirkup, L. & Frenkel, B., 2006, *An Introduction to Uncertainty in Measurement*, Cambridge University Press, UK.
- Lu, G. & Wang, J., 2008, “Experimental Investigation on Flow Characteristics in A Narrow Annulus”, *Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 495–499.
- Mala, G.M. & Li, D.Q., 1999, “Flow Characteristics of Water in Microtubes”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 142–148.
- Mehendale, S.S., Jacobi, A.M., Shah, R.K., 2000, “Fluid Flow and Heat Transfer at Micro and Meso Scales with Application to Heat Exchanger Design”, *Appl. Mech. Rev.*, Vol. 53, pp. 175–193.
- Miller, R.W., 1996, *Flow Measurement Engineering Handbook*, 3rd ed, New York, McGraw Hill
- Moffat, R.J., 1988, “Describing The Uncertainties in Experimental Results”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3–17.
- Mokrani, O., Bourouga, B., Castelain, C., Peerhossaini, H., 2009, “Fluid Flow and Convective Heat Transfer in Flat Microchannels”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 1337–1352.
- Olson, R.M. & Sparrow, E.M., 1963, “Measurements of Turbulent Flow Development in Tubes and Annuli with Square or Rounded Entrances”, *A.I.Ch.E. Journal*, Vol. 9, pp. 766–770.

- Sun, L.C, Yan, C.Q., Sun, Z.N., Zhang, Q.H., 2003, “Flow Resistance Characteristics of Water in Narrow Annulus During Heat Exchange”, *Journal of Marine Science and Application*, Vol. 2, No. 1.
- Sun, Z.N., Sun, L.C., Yan, C.Q., 2004, “Experimental Investigation of Single Phase Flow Friction in Narrow Annuli”, *Nucl. Eng.*, Vol. 25, pp. 123–127.
- White, F.M., 2001, *Fluid Mechanics*, 4th edition, McGraw–Hill, New York.