

**RANCANG BANGUN DAN UJI KARAKTERISTIK
PERPINDAHAN KALOR PADA ALAT PENUKAR KALOR
PIPA KONSENTRIK SEDERHANA SKALA LABORATORIUM**

SKRIPSI

BIDANG KONVERSI ENERGI

Ditujukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



MUHAMMAD ZULYAN
NPM. 141210227

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH PONTIANAK
2019**

LEMBAR PENGESAHAN
RANCANG BANGUN DAN UJI KARAKTERISTIK
PERPINDAHAN KALOR PADA ALAT PENUKAR KALOR
PIPA KONSENTRIK SEDERHANA SKALA LABORATORIUM
SKRIPSI

BIDANG KONVERSI ENERGI
Ditujukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



MUHAMMAD ZULYAN
NPM. 141210227

Skripsi ini telah direvisi dan disetujui oleh dosen pembimbing
pada tanggal 15 Januari 2019

Dosen Pembimbing I

Gunarto, ST., M.Eng
NIDN. 0009097301

Dosen Pembimbing II

Eko Sarwono, ST., MT
NIDN. 0018106901

Dosen Penguji I

Dody Irawan, Ph.D
NIDN. 111108001

Dosen Penguji II

Waspodo, ST., MT
NIDN. 1114067602

Mengetahui
Ketua Jurusan/Ketua Program Studi

Waspodo, ST., MT
NIDN. 1114067602

PERNYATAAN ORISINALITAS SKRIPSI

Saya menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa sepanjang pengetahuan saya dan berdasarkan hasil penelusuran berbagai karya ilmiah, gagasan dan masalah ilmiah yang diteliti dan diulas didalam naskah Skripsi ini adalah asli dari pemikiran saya. Tidak terdapat karya ilmiah yang pernah diajukan oleh orang lain untuk memperoleh gelar akademik di suatu Perguruan Tinggi, dan tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis dikutip dalam naskah ini dan disebutkan dalam sumber kutipan dan daftar pustaka.

Apabila ternyata didalam naskah Skripsi ini dapat dibuktikan terdapat unsur-unsur jiplakan, saya bersedia Skripsi dibatalkan, serta diproses sesuai dengan peraturan perundang-undangan yang berlaku (UU No. 20 Tahun 2003, pasal 25 ayat 2 dan pasal 70).

Pontianak, 15 Januari 2019

Muhammad Zulyan
NIM. 141210227

HALAMAN PERSEMBAHAN

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Alhamdulillahirabbil'alamin segala puji hanya untuk Allah SWT tak henti-hentinya aku bersyukur atas nikmat-Mu, serta shalawat dan salam kepada mu rabbi, pemimpin terbaik yang selalu kita harapkan syafa'atnya Baginda Nabi Muhammad SAW. Kupersembahkan karya ini untuk belahan jiwaku yaitu kedua orang tuaku yang tanpa mereka aku bukanlah siapa-siapa di dunia fana ini (mamaku tersayang Mardiah, dan Bapakku tercinta Edi Suriadi), mereka adalah orang yang selalu menginjeksikan segala idealisme, prinsip hidup, madrasah pertamaku sejak aku di rahim ibuku hingga kini takkan pernah lekang oleh waktu, dan keluargaku, adik-adikku (Izwan dan Ulfariansyah) yang selalu membuatku termotivasi dan selalu menyirami kasih sayang, selalu mendo'akanku, selalu menasehatiku untuk menjadi lebih baik. Terima kasih ya Allah yang telah mengirimkan insan terbaik dalam hidupku.

Semoga sebuah karya kecil ini menjadi amal shaleh bagiku dan menjadi kebanggaan bagi keluargaku tercinta. Dalam setiap langkahku, aku berusaha mewujudkan harapan-harapan yang kalian impikan di diriku, meski belum semua itu kuraih, Inshaallah atas dukungan doa dan restu semua mimpi itu kan terjawab dimasa penuh kehangatan nanti. Untuk Itu kupersembahkan ungkapan terima kasih kepada:

Calon mempelaiku (Munisah) terima kasih atas kasih sayang, do'a, support, perhatian, dan kesabaran dalam memberiku semangat dan inspirasi dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

Untuk bapak Gunarto, ST.,M.Eng, bapak Eko Sarwono, ST,MT, bapak Doddy Irawan,Ph.D, dan bapak Waspodo,ST,MT, selaku dosen pembimbing dan penguji tugas akhir, terima kasih banyak telah memberiku banyak nasihat, masukkan, mengajarku dengan penuh kesabaran, dan dukungan selama penulisan tugas akhir ini, yang sudah seperti orang tuaku sendiri.

Dosen-dosen Teknik Mesin yang telah memberiku bekal ilmu yang sangat berharga, insprasi dan motivasi sehingga aku mampu menyelesaikan studi.

Teman-teman seperjuanganku, terima kasih telah sudi menjadi teman baikku semasa kuliah, yang selalu ada saat tawa dan sedih, serta telah banyak membantuku semasa kuliah, semua cerita yang kita lewati bersama tidak akan pernah terlupakan.

Tidak lupa juga ku ucapkan terima kasih kepada staf program studi teknik mesin yang telah banyak membantu dalam proses perkuliahan.

Hanya sebuah karya kecil dan untaian kata-kata ini yang dapat kupersembahkan kepada kalian semua. Beribu terima kasih ku ucapkan atas segala kekhilafan dan kekurangan mohon dimaafkan. By Muhammad Zulyan

RIWAYAT HIDUP

MUHAMMAD ZULYAN, lahir di Desa Tebas Sungai Kecamatan Tebas Kabupaten Sambas Kalimantan Barat pada tanggal 27 Februari 1995, anak pertama dari 3 bersaudara dari pasangan Bapak Drs. Edi Suriadi dan Ibu Mardiah, S.Pd. Tahun 2001 penulis studi ke Sekolah Dasar Negeri 04 Tebas selama I Caturwulan dan pindah ke Sekolah Dasar Negeri 01 Suti Semarang Kab. Bengkayang karena ikut tugas dari orang tua dan lulus pada tahun 2007. Selanjutnya pada tahun 2007 penulis melanjutkan studi ke Sekolah Menengah Pertama Negeri 03 Singkawang selama 1 Semester dan pindah ke Sekolah Menengah Pertama Negeri 01 Suti Semarang Kab. Bengkayang dan lulus pada tahun 2010. Tahun 2010 penulis melanjutkan ke Sekolah Menengah Atas Negeri 1 Tebas dan lulus pada tahun 2013. Selanjutnya pada tahun 2013 penulis melanjutkan studi ke Universitas Tanjungpura Prodi Biologi Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam Selama dua Semester. Kemudian pada tahun 2014 Penulis Melanjutkan studi dan diterima di Universitas Muhammadiyah Pontianak Fakultas Teknik Program Studi Teknik sampai sekarang.

Melengkapi persyaratan kesarjanaan di Fakultas Teknik pada Universitas Muhammadiyah Pontianak, penulis melakukan penulisan skripsi dengan judul **“Rancang Bangun dan Uji Karakteristik Perpindahan Kalor Pada Alat Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana Skala Laboratorium”** di bawah bimbingan Bapak Gunarto,ST.,M.Eng. dan Bapak Eko Sarwono, ST.,M.T.

LEMBAR IDENTITAS TIM PENGUJI SKRIPSI

JUDUL SKRIPSI :

RANCANG BANGUN DAN UJI KARAKTERISTIK PERPINDAHAN KALOR
PADA ALAT PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK SEDERHANA
SKALA LABORATORIUM

Nama Mahasiswa : Muhammad Zulyan
NIM : 141210227
Program Studi : Teknik Mesin

DOSEN PEMBIMBING :

Dosen Pembimbing I : Gunarto, ST., M.Eng
Dosen Pembimbing II : Eko Sarwono, ST.,MT

TIM DOSEN PENGUJI :

Dosen Penguji I : Doddy Irawan, Ph.D
Dosen Penguji II : Waspodo, ST.,MT
Tanggal Ujian : 15 Januari 2019

Pontianak, 15 Januari 2019

Mengetahui
Ketua Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknik

Waspodo,ST.,MT
NIDN. 1114067602

RINGKASAN SKRIPSI

Muhammad Zulyan, “ Rancang Bangun dan Uji Karakteristik Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana Skala Laboratorium” di bawah bimbingan bapak Gunarto, ST.,M.Eng selaku pembimbing pertama dan bapak Eko Sarwono, ST.,MT selaku pembimbing kedua.

Alat penukar kalor tentu harus sudah melalui proses banyak penelitian dan percobaan untuk menghasilkan efisiensi yang besar khususnya dalam hal perpindahan kalor. Perpindahan kalor adalah ilmu yang mempelajari perpindahan energi yang terjadi diantara benda atau material akibat adanya perbedaan temperatur. Efektivitas perpindahan kalor dari sebuah penukar kalor dipengaruhi oleh banyak hal, salah satunya adalah jenis aliran dalam pipa penukar kalor. Pada penelitian ini penulis akan merancang bangun dan uji karakteristik perpindahan kalor pada Alat Penukar Kalor pipa konsentrik sederhana skala laboratorium yang diharapkan bisa membantu mahasiswa Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak dalam pengenalan alat serta pembelajaran praktikum pada bidang konversi energi.

Landasan perencanaan digunakan supaya penelitian yang dilakukan sesuai dengan tujuan yang akan dicapai yaitu alat yang dapat dipertanggung jawabkan secara ilmiah. Alat penukar kalor ini dibuat sesuai dengan landasan perencanaan yaitu berupa studi kepustakaan seperti pengumpulan material yang mendukung dan sesuai, serta mengumpulkan literatur sebagai pegangan untuk menyelesaikan suatu permasalahan.

Hubungan bilangan *Reynolds* fluida panas terhadap bilangan *Nusselt* fluida panas terlihat bahwa semakin besar bilangan *Reynolds* maka semakin besar bilangan *Nusselt*. Pengaruh jumlah satuan perpindahan panas terhadap efektivitas penukar kalor tidak efektif. Hal ini disebabkan karena adanya perbedaan hasil perhitungan antar perlakuan. Perlakuan tanpa isolasi dengan gravitasi terlihat bahwa semakin meningkatnya nilai NTU, efektivitas penukar kalor menurun sampai pada titik 0,158, namun efektivitas meningkat signifikan pada titik 1,172. Perlakuan tanpa isolasi dengan pompa bernilai negatif yang berarti pengaruh NTU

terhadap efektivitas tidak seimbang. Perlakuan menggunakan isolasi dengan gravitasi dan pompa terlihat semakin meningkat nilai NTU semakin meningkat juga nilai efektivitasnya.

Kata Kunci : Alat Penukar Kalor, Efektivitas Perpindahan Kalor, Bilangan Reynolds, Bilangan Nusselt.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, serta inayah-Nya kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan penelitian yang berjudul "Rancang Bangun dan Uji Karakteristik Perpindahan Kalor Pada Alat Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana Skala Laboratorium". penelitian ini disusun sebagai acuan untuk melakukan penelitian.

Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Orang tuaku tersayang, Ayah (Drs. Edi Suriadi) Ibu (Mardiah, S.Pd) yang selalu memberikan doa, semangat, dukungan materi, motivasi, kasih dan sayang, serta inspirasi sehingga penulis dapat menyelesaikan rencana penelitian ini.
2. Dr. Helman Fachri, SE, MM, Rektor Universitas Muhammadiyah Pontianak atas kesempatan yang diberikan kepada penulis untuk menempuh studi di Universitas Muhammadiyah Pontianak.
3. Fuazen, ST., MT, Selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak.
4. Gunarto, ST., M.Eng, selaku dosen pembimbing akademik yang selalu memberikan dukungan dan saran untuk mendukung rencana penelitian ini.
5. Waspodo, ST., MT, Selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Muhammadiyah Pontianak.
6. Doddy Irawan, Ph.D Selaku Wakil Dekan serta penguji skripsi
7. Eko Sarwono, ST.,MT, Selaku Wakil Rektor II serta pembimbing skripsi.
8. Saudara serta teman-teman yang selalu memberikan semangat, dukungan, serta doa.

Terlepas dari semua itu, penulis menyadari bahwa masih terdapat kekurangan baik dari segi susunan kalimat maupun tata bahasanya. Oleh karena itu, dengan senang hati penulis menerima segala saran dan kritik dari pembaca agar bisa memperbaiki penyusunan rencana penelitian ini dan untuk kedepannya.

Akhir kata penulis berharap semoga rencana penelitian ini dapat memberikan manfaat dalam memperluas wawasan maupun sebagai ilmu pengetahuan bagi masyarakat untuk memajukan bidang pertanian.

Pontianak, 15 Januari 2019

Muhammad Zulyan
NIM. 141210227

DAFTAR ISI

	halaman
LEMBAR PENGESAHAN	i
PERNYATAAN ORISINALITAS SKRIPSI	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iii
RIWAYAT HIDUP.....	v
LEMBAR IDENTITAS TIM PENGUJI SKRIPSI.....	vi
RINGKASAN SKRIPSI	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL.....	xvi
DAFTAR LAMPIRAN.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	4
1.5 Manfaat.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
BAB II LANDASAN TEORI.....	6
2.1 Tinjauan Pustaka	6
2.2 Dasar Teori	8
2.2.1 Perpindahan Panas	8
2.2.2 Kondisi Aliran	9
2.2.3 Temperatur Rata-rata	11
2.2.4 Penukar Kalor	11
2.2.5 Penukar Kalor Pipa Konsentrik	14
2.2.6 Parameter Tanpa Dimensi.....	22
2.2.7 Kecepatan Rata-rata (<i>mean velocity</i>).....	24

2.2.8	Karakteristik Perpindahan Panas	24
2.2.9	Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh	26
2.2.10	Perbedaan Temperatur Rata-rata Logaritma.....	29
2.2.11	Metode ε -NTU (<i>effectiveness-NTU</i>).....	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....		33
3.1	Tempat dan Waktu Penelitian.....	33
3.2	Landasan Perencanaan	33
3.2.1	Alat dan Bahan.....	33
3.2.2	Perancangan Rangka	35
3.2.3	Perancangan Alat Penukar Kalor	35
3.2.4	Spesifikasi Pompa	35
3.3	Prosedur Penelitian	35
3.3.1	Tahap Persiapan	36
3.3.2	Tahap Pengujian.....	36
3.4	Metode Analisis Data.....	38
3.5	Diagram Alir Penelitian	39
BAB IV DATA DAN ANALISIS.....		40
4.1	Data Hasil Pengujian.....	40
4.2	Perhitungan Data	41
4.2.1	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi.....	43
4.2.2	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi.....	52
4.2.3	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi.....	60
4.2.4	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa	68
4.2.5	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa	76
4.2.6	Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM	

pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa	84
4.2.7 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi.....	91
4.2.8 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi.....	99
4.2.9 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi.....	107
4.2.10 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Pompa	114
4.3.11 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Pompa	122
4.3.12 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM	
pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Pompa	130
4.3 Pembahasan	138
BAB V PENUTUP.....	143
5.1 Kesimpulan	143
5.2 Saran.....	144
DAFTAR PUSTAKA	145
LAMPIRAN	146

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 2.1 Ilustrasi jenis-jenis perpindahan panas	9
Gambar 2.2 Profil temperatur aktual dan rata-rata pada aliran dalam pipa	11
Gambar 2.3 (a)arah aliran fluida, (b) Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah.....	12
Gambar 2.4 (a)arah aliran fluida, (b) Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah.....	12
Gambar 2.5 Penukar kalor pipa konsentrik	14
Gambar 2.6 Analogi listrik untuk perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik	15
Gambar 2.7 Pipa Aluminium.....	17
Gambar 2.8 Aluminium Foil	17
Gambar 2.9 Clamp Saddle.....	18
Gambar 2.10 Termometer digital	18
Gambar 2.11 <i>Flowmeter</i>	19
Gambar 2.12 <i>Temperature controller</i> atau Termostat.....	20
Gambar 2.13 Tangki Air	20
Gambar 2.14 Pompa Sentrifugal	20
Gambar 2.15 Manometer analog	21
Gambar 2.16 Pemanas air elektrik	21
Gambar 2.17 Timbangan Digital.....	21
Gambar 2.18 Stop kran.....	22
Gambar 2.19 Ball valve.....	22
Gambar 2.20 Efektiveness penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan arah.....	32

Gambar 4.1	Pengaruh Debit Aliran terhadap Bilangan <i>Reynolds</i> Fluida Panas dan Bilangan <i>Nusselt</i> Fluida Panas pada perlakuan tanpa isolasi & gravitasi	138
Gambar 4.2	Pengaruh Debit Aliran terhadap Bilangan <i>Reynolds</i> Fluida Panas dan Bilangan <i>Nusselt</i> Fluida Panas pada perlakuan tanpa isolasi & pompa	138
Gambar 4.3	Hubungan Debit Aliran terhadap Bilangan <i>Reynolds</i> Fluida Panas dan Bilangan <i>Nusselt</i> Fluida Panas pada perlakuan dengan isolasi & gravitasi	139
Gambar 4.4	Hubungan Debit Aliran terhadap Bilangan <i>Reynolds</i> Fluida Panas dan Bilangan <i>Nusselt</i> Fluida Panas pada perlakuan dengan isolasi & pompa	139
Gambar 4.5.	Pengaruh Debit aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor Tanpa Isolasi dan Gravitasi	140
Gambar 4.6	Pengaruh Debit aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor Tanpa Isolasi dan Pompa.....	141
Gambar 4.7	Pengaruh Debit Aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor dengan Isolasi dan Gravitasi.....	141
Gambar 4.8	Pengaruh Debit Aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor dengan Isolasi dan Pompa	142

DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 2.1 Konduktivitas termal pada beberapa material untuk suhu ruangan.....	16
Tabel 3.1 Alat dan Bahan.....	34
Tabel 3.2 Data Pengujian	39
Tabel 4.1 Pengambilan Data Alat Penukar Kalor Seksi Uji Tanpa Isolasi dengan Gravitasi.....	42
Tabel 4.2 Pengambilan Data Alat Penukar Kalor Seksi Uji Tanpa Isolasi dengan Pompa	42
Tabel 4.3 Pengambilan Data Alat Penukar Kalor Seksi Uji Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi.....	43
Tabel 4.4 Pengambilan Data Alat Pnukar Kalor Seksi Uji Menggunakan Isolasi dengan Pompa	43

DAFTAR LAMPIRAN

	halaman
Lampiran 1 Tabel Hasil Perhitungan Alat Penukar Kalor	146
Lampiran 2 Skema Alat Uji Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana..	148
Lampiran 3 Desain 3D alat penukar kalor.....	149
Lampiran 4 Alat Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana.....	150
Lampiran 5 Gambar 2D dan 3D Proyeksi Eropa	151
Lampiran 6 Alat Penukar Kalor Tampak Depan.....	152
Lampiran 7 Alat Penukar Kalor Tampak Samping.....	153
Lampiran 8 Alat Penukar Kalor Tampak Atas.....	154
Lampiran 9 Dokumentasi	155

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi saat ini sangat berkembang dengan pesat seiring dengan proses globalisasi dalam segala bidang. Salah satunya dalam bidang ilmu pengetahuan dan teknologi, terutama yang berkaitan dalam hal industri sehingga sangat dibutuhkan penemuan yang inovatif, kreatif dan tepat guna untuk mendukung perkembangan industri tersebut yang dapat berupa teori-teori ataupun berupa alat-alat. Salah satu contoh alat tersebut yaitu alat penukar kalor. Alat penukar kalor tersebut tentu harus sudah melalui proses banyak penelitian dan percobaan untuk menghasilkan efisiensi yang besar khususnya dalam hal perpindahan kalor.

Perpindahan kalor adalah ilmu yang mempelajari perpindahan energi yang terjadi diantara benda atau material akibat adanya perbedaan temperatur. Apabila dua benda yang memiliki perbedaan temperatur dihubungkan, maka panas akan mengalir dari benda yang memiliki temperatur yang tinggi ke benda yang memiliki temperatur yang rendah. Ilmu tentang perpindahan kalor tidak hanya bertujuan untuk menjelaskan bagaimana energi panas dapat ditransfer, tetapi juga untuk memprediksi tingkat di mana pertukaran akan terjadi dalam kondisi tertentu yang lebih spesifik.

Efektivitas perpindahan kalor dari sebuah penukar kalor dipengaruhi oleh banyak hal, salah satunya adalah jenis aliran dalam pipa penukar kalor. Aliran yang turbulen diketahui memiliki nilai perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan jenis aliran laminar, hal ini karena pada aliran yang turbulen dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksinya (Istanto, dkk., 2012).

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan kalor antara dua jenis fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur yaitu fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang

bertemperatur rendah, baik melalui suatu dinding pembatas maupun tanpa dinding pembatas dimana fluida-fluida tersebut mempunyai temperatur yang berbeda. Aplikasi penukar kalor telah banyak dijumpai dalam kehidupan sehari-hari, dan merupakan salah satu faktor penting dalam perkembangan teknologi khususnya dalam bidang perpindahan kalor. Beberapa aplikasi dari alat penukar kalor dapat dijumpai pada sistem pendingin, otomotif, proses industri, dan pemanas air tenaga surya. Semakin berkembangnya bentuk aplikasi dari sistem penukar kalor harus selalu diikuti dengan perkembangan teknologi untuk meningkatkan perpindahan kalor (*heat transfer enhancement technology*). Untuk mewujudkan hal tersebut, maka berbagai pihak khususnya pihak perguruan tinggi menerapkan ilmu tentang perpindahan kalor baik berupa teori maupun berupa praktek sebagai media pembelajaran pada bidang konversi energi.

Pada Perguruan Tinggi jurusan teknik mesin di Universitas Muhammadiyah Pontianak, penerapan ilmu perpindahan kalor hanya disampaikan melalui teori tanpa diimbangi dengan praktikum. Hal ini dikarenakan media sebagai alat praktikum penukar kalor masih belum tersedia.

Oleh karena itu, pada penelitian ini penulis akan merancang bangun dan uji karakteristik perpindahan kalor pada Alat Penukar Kalor pipa konsentrik sederhana skala laboratorium yang diharapkan bisa membantu mahasiswa Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak dalam pengenalan alat serta pembelajaran praktikum pada bidang konversi energi.

1.2 Rumusan Masalah

Masalah penelitian yang akan dihadapi pada alat penukar kalor yang penulis buat yaitu bagaimana merancang bangun alat penukar kalor dan bagaimana menguji karakteristik perpindahan kalor pada pipa konsentrik sederhana skala laboratorium agar bisa diperkenalkan dan digunakan dengan baik oleh mahasiswa-mahasiswa teknik mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak dalam melakukan kegiatan praktikum dalam bidang konversi energi.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini masalah dibatasi sebagai berikut :

1. Alat penukar kalor berupa pipa konsentrik dengan saluran silinder skala laboratorium.
2. Pipa - pipa yang digunakan terbuat dari aluminium dimana dimensi pipa luar (diameter luar 50 mm, diameter dalam 44 mm dan panjang pipa 1000 mm), dan dimensi pipa dalam (diameter luar 25 mm, diameter dalam 19 mm, dan panjang pipa 1500 mm).
3. Arah aliran kedua fluida dalam alat penukar kalor adalah berlawanan arah (*counter flow*).
4. Pipa luar diisolasi dengan Isolasi dengan ketebalan 10 mm sehingga perpindahan panas dapat diminimalisasi.
5. Pengujian dilakukan pada posisi horizontal.
6. Fluida yang digunakan pada pengujian ini adalah air panas dan air dingin.
7. Parameter yang dibuat konstan yaitu debit aliran air dingin pada silinder dan temperatur air panas masuk ke pipa dalam sebesar $\pm 55^{\circ}\text{C}$.

1.4 Tujuan

Berdasarkan masalah penelitian di atas, maka tujuan penelitian alat penukar kalor yaitu sebagai berikut :

1. Tujuan Umum
 - a. Memenuhi persyaratan akademik untuk memperoleh gelar sarjana.
 - b. Menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani studi pada program studi teknik mesin jurusan teknik mesin fakultas teknik.
 - c. Alat yang sudah dibuat dan diuji bisa untuk alat praktikum sederhana tentang *Heat Exchanger*.

2. Tujuan Khusus
 - a. Mengetahui komponen-komponen alat penukar kalor pipa konsentrik saluran silinder skala laboratorium.
 - b. Menguji karakteristik perpindahan panas pada alat penukar kalor dengan saluran silinder skala laboratorium yang telah dibuat.
 - c. Merancang dan membuat alat penukar kalor pipa konsentrik saluran silinder skala laboratorium.
 - e. Untuk melatih dalam penyusunan laporan secara sistematis.
 - f. Memperoleh gambar design 2 dan 3 dimensi untuk rancangan dan pengembangan alat penukar kalor pipa konsentrik saluran silinder skala laboratorium.

1.5 Manfaat

Berdasarkan tujuan penelitian diatas, maka manfaat dari penelitian ini adalah :

1. Penelitian ini diharapkan mampu memberikan pengetahuan baru yang berguna dalam ilmu perpindahan kalor bagi mahasiswa teknik mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak.
2. Dapat diterapkan pada penukar kalor untuk meningkatkan perpindahan kalor yang murah, perawatan mudah dan ringkas.

1.6 Sistematika Penulisan

Untuk mempermudah mengetahui sisi dari proposal penelitian ini maka sistematika penulisan disajikan dalam tulisan yang terdiri dari :

BAB I : Merupakan Pendahuluan yang berisikan Latar Belakang, Rumusan Masalah, Batasan Masalah, Tujuan, Manfaat, dan Sistematika Penulisan.

BAB II : Merupakan Tinjauan Pustaka berupa kajian dari penelitian terdahulu yang telah diuji kebenarannya.

BAB III : Merupakan Metodologi Penelitian yaitu menjelaskan bagaimana penelitian dilakukan, mengungkapkan bagaimana cara mencari fakta, instrumen yang digunakan, dan teknik-teknik pengujian.

BAB IV: Merupakan hasil dan pembahasan yang dituliskan sebagai laporan rinci pelaksanaan kegiatan dalam mencapai hasil-hasil penelitian.

BAB V : Merupakan Penutup yang terdiri dari Kesimpulan berupa uraian jawaban dari rumusan masalah yang dituliskan dari atau berdasar pada diskusi hasil kajian dan Saran agar pernyataan-pernyataan kesimpulan ditulis dalam rangkaian kalimat-kalimat deklaratif yang tidak terlalu panjang, ringkas tetapi padat isi.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Budi Santoso Wibowo, dkk. (2015) melakukan penelitian mengenai alat penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* dengan sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*) dengan fluida oli dan penambahan nano partikel. Penelitian ini meneliti efektivitas lingkaran pada alat penukar kalor pipa konsentrik yang lurus, dengan pipa luar dan dalam terbuat dari *Stainless Steel* dengan panjang 1000 mm. Aliran dalam pipa adalah berlawanan arah dengan fluida oli yang memiliki temperatur 100°C dan pipa luar menggunakan fluida air yang memiliki temperatur $\pm 27^{\circ}\text{C}$. Sisipan pita terpilin terbuat dari aluminium dengan strip 0,75 mm, lebar 6,25 mm dipasang pada pipa dalam. Tujuan dari penelitian ini yaitu untuk mengetahui pengaruh rasio twist terhadap sisipan pita dan efektivitas perpindahan panas dengan menambahkan aditif dalam bentuk nano partikel titanium dioksida. Dari studi eksperimental tersebut, menunjukkan bahwa penambahan nano partikel dengan fraksi volume 0,1% dapat meningkatkan efektivitas alat penukar kalor pipa konsentrik saluran annular dengan sisipan pita terpilin pada fluida nano TIO_2 dengan fluida dasar oli termo XT32.

Tri Istanto dan Wibawa Endra Juwana (2012) melakukan penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada alat penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpilin berlubang. Seksi uji berupa penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium dengan panjang 2000 mm. Fluida kerja yang digunakan adalah air panas pada pipa dalam dengan temperatur masukannya dipertahankan pada 60°C, dan air dingin di pipa luar dengan temperatur masukannya pada $\pm 28^{\circ}\text{C}$. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds yang sama, penambahan sisipan pita terpilin klasik dan

sisipan pita terpin berlubang dengan diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm di pipa dalam menaikkan bilangan nusselt rata-rata berturut-turut sebesar 79,20%, 68,7% dan 57,8% dari pipa dalam tanpa sisipan pita terpin. Pada daya pemompaan yang sama, bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpin berlubang dengan diameter 6,5 mm menurun sebesar 1,62%, sedangkan penambahan sisipan pita terpin berlubang dengan diameter 4 mm dan sisipan pita terpin klasik berturut-turut menaikkan bilangan nusselt rata-rata sebesar 3,2% dan 5,84%. Sedangkan nilai faktor gesekan rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpin klasik dan sisipan pita terpin berlubang dengan diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm berturut-turut meningkat sebesar 339,25%, 298,49% dan 269,6%. Pada daya pemompaan yang sama, faktor gesekan rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan pita terpin klasik dan sisipan pita terpin berlubang dengan diameter lubang 4 mm dan 6,5 mm berturut-turut meningkat sebesar 485,39%, 416,48% dan 362,72% dari faktor gesekan.

Anang Fatkhur R, dkk (2012) telah melakukan penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran persegi dengan *twisted tape insert with centre wing*. Penelitian ini, seksi uji berupa alat penukar kalor pipa konsentrik dengan pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium dengan panjang 2170 mm dan panjang pengukuran penurunan tekanan di pipa dalam adalah 2,255 mm. Arus di pipa dalam dan annulus adalah berlawanan arah (*counter flow*). Fluida pada pipa dalam adalah air panas dengan suhu yang dipertahankan yaitu 60°C dan fluida pada annulus yaitu air dingin dengan suhu $\pm 28^\circ\text{C}$. Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menambahkan *twisted tape insert with centre wing* dapat meningkatkan nilai nusselt dan faktor gesekan.

Putu Wijaya Sunu, dkk (2015) melakukan penelitian mengenai efektivitas perpindahan panas pada *double pipe heat exchanger* dengan *groove*. Penelitian ini bertujuan untuk mengungkap fenomena groove dalam proses perpindahan panas pada *heat exchanger*. Fluida yang digunakan

sebagai fluida panas dan fluida dingin dalam penelitian ini adalah air. Pola aliran fluida pada penukar kalor pipa konsentris ini adalah parallel flow. Laju aliran fluida panas divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap efektivitas perpindahan panas. Selain itu ditentukan juga *approach temperature* yang didefinisikan sebagai beda temperatur pada sisi keluar fluida panas dan dingin pada penukar kalor. Laju aliran fluida panas yang digunakan adalah 27.1, 25.1, 23.8, 22.0, 19.8 l/mnt. Sedangkan laju aliran fluida dingin ditahan konstan pada 27.1 l/mnt.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur diantara benda dan material. Dari termodinamika telah diketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor (*heat*), sedangkan ilmu perpindahan panas tidak hanya menjelaskan bagaimana energi panas itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Sebagai contoh pada peristiwa pendinginan yang berlangsung pada suatu batangan baja panas yang dicelupkan kedalam air. Dengan termodinamika, hanya dapat meramalkan suhu kesetimbangan akhir dari sistem kesetimbangan baja dan air itu. Namun termodinamika tidak akan dapat menunjukkan berapa lama waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kesetimbangan itu. Sebaliknya, ilmu perpindahan panas dapat membantu meramalkan suhu batangan baja ataupun air sebagai fungsi waktu. (Holman, 2010).

Perpindahan panas dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi kalor dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan temperatur pada daerah tersebut. Perpindahan kalor melengkapi hukum termodinamika pertama dan kedua dengan menyediakan beberapa aturan tambahan untuk mendapatkan laju perpindahan energi. Seperti yang terdapat pada hukum termodinamika

yaitu aturan-aturan tersebut digunakan sebagai dasar dari perpindahan kalor yang mempunyai cakupan yang luas untuk mencakup berbagai situasi praktis.

Ada tiga macam cara perpindahan panas dilihat dari cara perpindahannya, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

a. Perpindahan panas secara konduksi

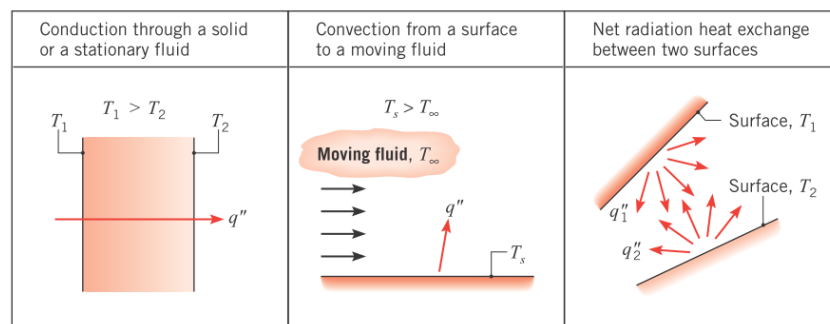
Konduksi adalah perpindahan panas melalui zat tanpa disertai perpindahan partikel-partikel zat tersebut yang umumnya terjadi pada zat padat.

b. Perpindahan panas secara konveksi

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

c. Perpindahan panas secara radiasi

Radiasi adalah perpindahan panas dengan cara pancaran gelombang cahaya dan tidak memerlukan zat perantara.



Gambar 2.1 Ilustrasi jenis-jenis perpindahan panas (incropera,2007)

2.2.2 Kondisi Aliran

Daerah aliran didekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (*entrance region*). Terdapat aliran laminar didalam sebuah

pipa bulat dengan jari-jari r_0 , dimana fluida memasuki pipa dengan kecepatan yang seragam. Ketika fluida bergerak melewati pipa, efek viskos menyebabkannya tetap menempel pada dinding pipa dan lapisan batas (*boundary layer*) akan berkembang dengan meningkatnya x . Jadi, sebuah lapisan batas dimana efek viskos menjadi penting dan timbul disepanjang dinding pipa sehingga profil kecepatan berubah menurut jarak sepanjang pipa x , sampai fluida mencapai ujung akhir dari panjang daerah masuk, dimana setelah diluar itu profil kecepatan tidak berubah lagi menurut x . Aliran ini disebut dengan aliran kembang penuh (*Fully Developed flow*), dan jarak dari arah masukan hingga terjadinya kondisi ini disebut dengan “*Hydro Dynamic Entry Length*”, L_h . Profil kecepatan pada daerah aliran kembang penuh berbentuk parabola untuk aliran laminar, sedangkan untuk aliran turbulen berbentuk lebih datar karena aliran berputar pada arah pipa (Incropera, 2007).

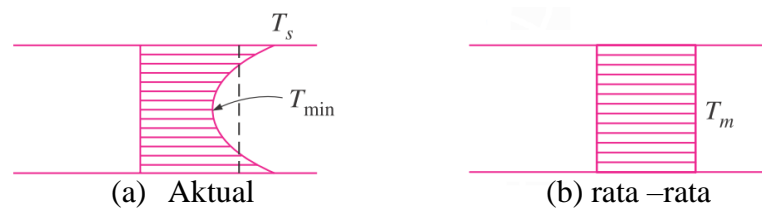
Untuk aliran dalam pipa parameter yang tidak berdimensi yang paling penting adalah bilangan *Reynolds* (Re), yaitu menyatakan perbandingan antara efek inersia dan viskos dalam aliran.

Aliran fluida didalam sebuah pipa terdapat dua kemungkinan aliran yang terjadi yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Kisaran bilangan Reynolds dimana akan diperoleh daerah aliran laminar, transisi atau turbulen tidak dapat ditentukan dengan tepat. Daerah aliran transisi dari aliran laminar ke turbulen mungkin berlangsung pada berbagai bilangan Reynolds, tergantung pada berapa besar aliran terganggu oleh getaran pipa, kekasaran permukaan, dan hal-hal sejenis lainnya. Berdasarkan buku yang ditulis Cengel (2003) umumnya, nilai bilangan Reynolds untuk aliran laminar, transisi, dan turbulen adalah sebagai berikut :

$Re < 2.000$	merupakan aliran laminar
$2.000 \leq Re \leq 4.000$	merupakan aliran transisi
$Re > 4.000$	merupakan aliran turbulen

2.2.3 Temperatur rata-rata

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



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

Temperatur rata-rata (T_m) fluida berubah selama pemanasan atau pendinginan, sehingga sifat fluida pada aliran dalam pipa biasanya dihitung pada temperatur rata-rata *bulk* fluida (*bulk mean temperature*), yang merupakan rata-rata dari temperatur rata-rata sisi masuk (T_i) dan temperatur rata-rata sisi keluar ($T_{m,e}$), yaitu (cengel 2003) :

$$T_b = \frac{(T_i + T_{m,e})}{2} \dots\dots\dots (2.2)$$

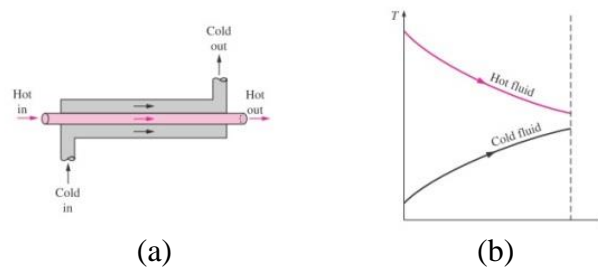
2.2.4 Penukar Kalor

Penukar kalor adalah alat yang berfungsi untuk mengubah temperatur fluida dengan cara mempertukarkan panas dengan fluida

lainnya, baik melalui suatu dinding pembatas maupun tanpa dinding pembatas. Mekanisme perpindahan panas dalam penukar kalor berlangsung secara konduksi (pada dinding pipa) dan konveksi (pada aliran fluida kerja). Penukar kalor dapat diklasifikasikan berdasarkan beberapa hal, diantaranya adalah berdasarkan arah alirannya dan keringkasannya (*compactness*). Sebagai contoh, berdasarkan arah aliran, yaitu penukar kalor aliran searah (*parallel flow heat exchanger*) dan berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*), sedangkan berdasarkan keringkasannya, yaitu penukar kalor pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*).

a. Penukar kalor aliran searah (*parallel flow heat exchanger*)

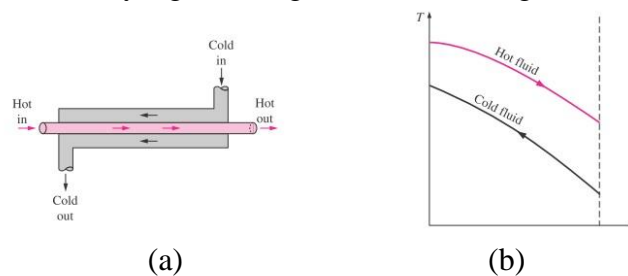
Aliran fluida yang diinginkan (fluida panas) mengalir searah dengan fluida yang mendinginkan (fluida dingin).



Gambar 2.3 (a) arah aliran fluida, (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah (Cengel,2003)

b. Penukar kalor aliran berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*)

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



Gambar 2.4 (a) arah aliran fluida, (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah (cengel 2003)

Dalam sebuah penukar kalor yang diisolasi dengan baik, laju perpindahan panas dari fluida panas sama dengan laju perpindahan panas ke fluida dingin. (Cengel, 2003)

Sehingga, $Q_h = Q_c$

$$Q_h = m \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

$$Q_c = m \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

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

m = laju aliran massa fluida dingin di *annulus* (kg/s)

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

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

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

Q_h = laju perpindahan panas pada pipa dalam (W)

m = laju aliran massa fluida panas didalam pipa dalam (kg/s)

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

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

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

Dalam analisa sebuah penukar kalor, metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) sangat sesuai untuk menentukan ukuran dari penukar kalor jika seluruh temperatur masuk dan keluar penukar kalor diketahui. Dalam metode LMTD, laju perpindahan panas ditentukan dari : (J.P. Holman, 10Th)

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{LMTD} \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

dimana :

Q = laju perpindahan panas (W)

U = koefisien perpindahan panas *overall* (W/m².°C)

A_s = luas perpindahan panas (m^2)

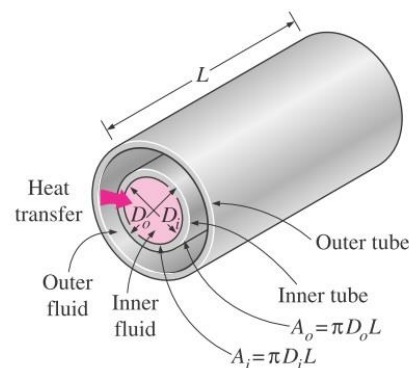
ΔT_{LMTD} = beda temperatur rata-rata logaritma ($^{\circ}C$)

$\Delta T_1, \Delta T_2$ = perbedaan temperatur antara dua fluida pada sisi masuk dan keluar penukar kalor ($^{\circ}C$).

Nilai-nilai ΔT_1 dan ΔT_2 untuk penukar kalor aliran searah dan berlawanan arah berturut-turut dapat dilihat pada gambar 2.3 (b) dan gambar 2.4 (b).

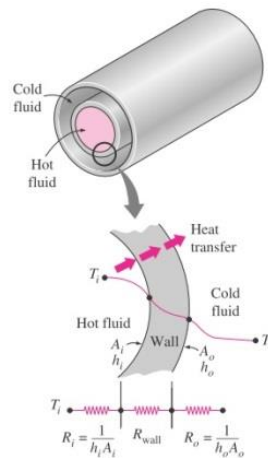
2.2.5 Penukar kalor pipa konsentrik

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



Gambar 2.5 Penukar kalor pipa konsentrik (Cengel, 2003).

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



Gambar 2.6 Analogi listrik untuk perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik (cengel,2003).

Tahanan termal total pada penukar kalor konsentrik pada gambar 2.6 menjadi persamaan 2.7 berikut ini :

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \dots\dots\dots 2.7$$

dimana :

h_i = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dipipa dalam (W/m².°C)

h_o = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di *annulus* (W/m².°C)

A_i = $\pi \cdot d_i \cdot L$ = luas permukaan dalam pipa dalam (m²)

A_o = $\pi \cdot d_o \cdot L$ = luas permukaan luar pipa dalam (m²)

D_o = diameter luar pipa dalam (m)

D_i = diameter dalam pipa dalam

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

L = panjang pipa (m)

Tabel. 2.1 Konduktivitas termal pada beberapa material untuk suhu ruangan.

Material	k, W/m · °C*
Diamond	2300
Silver	429
Copper	401
Gold	317
Aluminum	237
Iron	80.2
Mercury (l)	8.54
Glass	0.78
Brick	0.72
Water (l)	0.613
Human skin	0.37
Wood (oak)	0.17
Helium (g)	0.152
Soft rubber	0.13
Glass fiber	0.043
Air (g)	0.026
Urethane, rigid foam	0.026

sumber : (Cengel,2003)

Dalam analisis penukar kalor, semua tahanan termal sangat tepat untuk digabungkan dalam lintasan panas dari fluida panas ke fluida dingin dalam satu tahanan total (R) dan untuk menyatakan laju perpindahan panas antara dua fluida sebagai berikut : (Cengel, 2003)

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U.A.\Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{LMTD} \dots \dots \dots (2.8)$$

dimana U adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh, dengan satuan ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), dan ΔT_{LMTD} adalah beda temperatur rata-rata logaritmik (*logarithmic mean temperature different*) ($^\circ C$). Diperoleh nilai dari persamaan 2.9 berikut : (Cengel, 2003)

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln d_o/d_i}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \dots \dots \dots (2.9)$$

2.2.5.1 Komponen Alat Penukar Kalor

a Pipa Aluminium

Pipa umumnya digunakan untuk berbagai keperluan seperti mengalirkan air, udara, minyak, gas dan berbagai pemakaian yang lebih luas. Namun, perkembangan teknologi saat ini yang cukup

pesat membuat banyak industri mulai mengganti beberapa pipa dari baja atau material lain dengan pipa aluminium. Pipa aluminium merupakan salah satu material logam yang sangat reaktif yang membentuk ikatan kimia berenergi tinggi dengan oksigen memiliki tekstur ringan dan kuat. Sifat-sifat yang utama diantaranya adalah penghantar panas yang baik, berbobot ringan, dan tahan terhadap korosi. Sehingga pipa aluminium sangat cocok digunakan sebagai alat penukar kalor.



Gambar 2.7 Pipa Aluminium

sumber : (www.google.co.id)

b. Aluminium Foil

Aluminium Foil merupakan isolator yang dibuat antara gabungan bahan konduktor dan bahan isolator yang dapat menghantarkan panas (kalor).



Gambar 2.8 Aluminium Foil

sumber : (www.google.co.id)

c. Clamp Saddle

Clamp Saddle merupakan material yang digunakan sebagai penyangga pipa dalam dan pipa luar agar tetap konsentrik (sehingga lebar celah *annulus* seragam).



Gambar 2.9 Clamp Saddle

sumber : (www.google.co.id)

d. Termometer Digital

Termometer digital merupakan sebuah alat ukur suhu yang dirancang khusus dalam bentuk digital yang berfungsi memberikan informasi mengenai temperatur yang terdapat pada suatu ruangan, benda, maupun zat. Pada umumnya, termometer digital tersebut dilengkapi termokopel yang berfungsi sebagai sensor. Sensor tersebut berguna untuk membaca perubahan nilai tahanan pada suatu ruangan, benda dan zat.



Gambar 2.10 Termometer digital

sumber : (www.google.co.id)

Pada gambar 2.10 adalah sebuah termometer digital untuk mengukur suhu pada alat penukar kalor yang dilengkapi dengan sensor digital untuk membaca nilai tahanan dengan sangat baik. Termokopel yang digunakan pada termometer digital ini terdiri dari 2 buah kabel dengan jenis logam yang berbeda dibagian ujungnya, kemudian bagian ujungnya tersebut di satukan. Secara garis besar termometer digital ini memiliki prinsip kerja yang sederhana dengan memanfaatkan bentuk karakteristik antara temperatur dan tegangan.

Komponen utama termometer digital adalah alat sensor berupa termokopel, komparator, analog, display dan decoder display. Besarnya sifat yang mutlak dibutuhkan oleh sebuah termometer adalah skalanya yang mudah dibaca, aman untuk digunakan, kepekaan pengukurannya dan lebar jangkauan waktu yang mampu diukur.

e. *Flowmeter*

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



Gambar 2.11 *flowmeter*

sumber : (www.google.co.id)

f. *Temperature controller atau thermostat*

Temperature controller digunakan untuk menjaga temperatur air panas yang akan masuk ke pipa dalam agar konstan.



Gambar 2.12 *Temperature controller atau thermostat*

sumber : (www.google.co.id)

g. Tangki Air

Tangki air merupakan penampungan yang digunakan untuk menampung air panas dan air dingin sementara sebelum masuk ke penukar kalor.



Gambar 2.13 Tangki air

sumber : (www.google.co.id)

h. Pompa Sentrifugal

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



Gambar 2.14 Pompa Sentrifugal

Sumber : (www.google.co.id)

i. Pressure Gauge

Pressure Gauge berfungsi untuk mengukur perbedaan tekanan aliran air pada sisi pipa dalam inlet dan pada sisi pipa dalam outlet. Fluida manometer yang digunakan adalah air.



Gambar 2.15 Pressure Gauge

sumber : (www.google.co.id)

j. Pemanas air elektrik (*electric water heater*)

Pemanas ini berfungsi untuk memanaskan air dalam tangki air panas.



Gambar 2.16 Pemanas air elektrik

sumber : (www.google.co.id)

k. Timbangan digital (*digital scale*)

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



Gambar 2.17 Timbangan digital

sumber : (www.google.co.id)

l. Stop kran

Stop kran ini terbuat dari bahan tembaga yang digunakan untuk mengatur debit aliran air. Cara penggunaannya dengan memutar stop kran untuk mengatur debit yang diinginkan.



Gambar 2.18 Stop kran

sumber : (www.google.co.id)

m. *Ball valve*

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



Gambar 2.19 *Ball valve*

sumber : (www.google.co.id)

n. Rangka dan pipa – pipa saluran air

Rangka dari besi siku berlubang yang disusun sedemikian rupa menggunakan mur dan baut ukuran M12 dan rangkaian ini digunakan sebagai penopang dan untuk meletakkan penukar kalor. Sedangkan pipa-pipa saluran air ini berasal dari PVC berdiameter 1/2 inchi dan digunakan untuk mempermudah aliran air masuk ke dalam alat penukar kalor.

2.2.6 Parameter Tanpa Dimensi

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

a. Bilangan Reynolds (*Reynolds Number*)

Dalam mekanika fluida, bilangan reynolds adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos pada fluida. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran yang berbeda, seperti dari transisi ke laminar dan dari laminar ke turbulen tergantung pada geometri permukaan, kekasaran permukaan, kecepatan aliran bebas, suhu permukaan, jenis fluida, dan lain sebagainya. Bilangan Reynolds merupakan bilangan tanpa dimensi, dan dinyatakan untuk aliran eksternal dengan persamaan : (cengel, 2003).

$$\text{Re} = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya viskos}} = \frac{V_s L_c}{\nu} = \frac{\rho V_s L_c}{\mu} \dots\dots\dots(2.10)$$

dimana :

- V_s = Kecepatan fluida
- L = panjang karakteristik
- μ = viskositas absolut fluida dinamis
- ν = viskositas kinematik fluida = μ/ρ
- ρ = kerapatan (densitas) fluida.

b. Bilangan Nusselt (*Nusselt Number*)

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

yang terjadi pada permukaan. Bilangan Nusselt dirumuskan : (Cengel, 2003)

$$Nu = \frac{hD}{k} \dots\dots\dots(2.12)$$

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

2.2.7 Kecepatan rata-rata (mean velocity)

Karena kecepatan selalu bervariasi sepanjang masukan pipa, maka digunakan kecepatan rata-rata (*V_m*) untuk menyelesaikan permasalahan mengenai aliran dalam pipa. Ketika kecepatan rata-rata (*V_m*) dikalikan dengan massa jenis air (*ρ*) dan luasan pipa (*A*), maka akan didapat nilai laju aliran massa air (*ṁ*) yang melalui pipa. Laju aliran massa air didefinisikan sebagai banyak sedikitnya massa air yang dialirkan tiap satuan waktu. Dituliskan dalam persamaan dibawah ini (Cengel, 2003) :

$$\dot{m} = \rho V_m A_c \dots\dots\dots(2.1)$$

2.2.8 Karakteristik Perpindahan Panas

Untuk aliran-aliran fluida dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik, laju perpindahan panas dari fluida panas didalam pipa dalam dapat dinyatakan dengan persamaan (Cengel, 2003) :

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \dots\dots\dots(2.13)$$

dimana :

- Q_h* = laju perpindahan panas didalam pipa dalam (W)
- ṁ* = laju aliran massa fluida panas didalam pipa dalam (kg/s)
- C_{p,h}* = panas jenis fluida panas didalam pipa dalam (kJ/kg.°C)
- T_{h,in}* = temperatur fluida panas masuk pipa dalam (°C)
- T_{h,out}* = temperatur fluida panas keluar pipa dalam (°C)

Laju perpindahan panas dari fluida dingin di *annulus* :

$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad \dots\dots\dots(2.14)$$

$$Q_c = h_o \cdot A_o \cdot (T_{w,o} - T_{b,o}) \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana :

Q_h = laju perpindahan panas di *annulus* (W)

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

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

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

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

h_o = koefisien perpindahan panas konfeksi rata-rata di *annulus* (W/m². °C)

A_o = luas permukaan pipa dalam (m²)

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

$T_{w,o}$ = temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam (°C)

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

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

$$T_{w,o} = \frac{\sum T_{w,o}}{n} \quad \dots\dots\dots(2.16)$$

$$T_{b,o} = (T_{c,out} + T_{c,in}) \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana $\sum T_{w,o}$ adalah jumlah temperatur-temperatur dinding luar pipa dalam, dan n adalah jumlah titik pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam.

Menurut Tri Istanto. dkk (2012), perbedaan besar laju perpindahan panas dari persamaan 2.13, 2.14 dan 2.15 menunjukkan kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*) (Q_{loss}) dari penukar kalor, dimana dapat diabaikan jika penukar kalor diisolasi dengan baik.

$$Q_{loss} = |Q_h - Q_c| \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana dapat diabaikan jika penukar kalor diisolasi dengan baik, persentase ketidakseimbangan energi dari penukar kalor dinyatakan sebagai berikut :

$$\%Q_{loss} = \left| \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \right| \times 100\% \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di *annulus* dapat ditentukan dari persamaan (2.14) dan (2.15) :

$$h_o = \frac{\dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})}{A_o \cdot (T_{w,o} - T_{b,o})} \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

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

$$Nu_o = \frac{h_o D_o}{k_o} \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

dimana :

- Nu_o = bilangan Nusselt rata-rata disisi *annulus*
- h_o = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata disisi *annulus*
- D_o = diameter hidrolis *annulus* (m)
- k_o = konduktivitas termal rata-rata fluida dingin di *annulus* (W/m.°C)

Laju perpindahan panas pada persamaan 2.13 dapat juga dinyatakan dengan menggunakan parameter koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan permukaan dalam pipa dalam :

$$Q_h = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

2.2.9 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

Menurut modul Ali Hasmini Pane (2014), koefisien perpindahan panas menyeluruh (U_i) pada penukar kalor pipa konsentrik ini dinyatakan dengan :

$$U = \frac{1}{\sum R_{Total}} \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

atau

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \right]} \dots\dots\dots(2.23)$$

Dari persamaan 2.23 dapat dikembangkan untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam :

$$U_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_i} + \frac{1}{h_o} \frac{A_i}{A_o} \right]} \dots\dots\dots(2.22)$$

dimana :

U_i = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

h_o = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Luas penampang pipa (m^2)

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

k = Koefisien konduktivitas termal ($W/m \cdot ^\circ C$)

i dan o = menjelaskan sisi dalam dan sisi luar pipa

Menurut Istanto, dkk. (2012) dari persamaan 2.13 dan 2.21, maka nilai U_i dapat dihitung:

$$U_i = \frac{\dot{m} h \cdot C_p \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} \dots\dots\dots(2.23)$$

Dengan diperoleh nilai h_o dari persamaan 2.20 dan U_i dari persamaan 2.23, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam (h_i), dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$h_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_i} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \dots\dots\dots(2.24)$$

dimana k_i adalah konduktivitas termal pipa dalam.

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

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_i} \dots\dots\dots(2.25)$$

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

$$Re = \frac{V \cdot d_i}{\nu} \dots\dots\dots(2.26)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} \dots\dots\dots(2.27)$$

dimana :

Re = bilangan Reynolds

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

d_i = diameter dalam pipa dalam (m)

ν = viskositas kinematik fluida dipipa dalam (m²/s)

ρ = densitas fluida dipipa dalam (kg/m³)

μ = viskositas dinamik fluida dipipa dalam (kg/m.s)

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

$$C_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} \dots\dots\dots(2.28)$$

$$C_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} \dots\dots\dots(2.29)$$

dimana :

C_h = laju kapasitas panas di pipa dalam

C_c = laju kapasitas panas di *annulus*

\dot{m} = laju aliran massa

$C_{p,h}$ = panas jenis fluida pada pipa dalam

$C_{p,c}$ = panas jenis fluida pada *annulus*

Laju kapasitas panas dari sebuah aliran fluida menyatakan laju perpindahan panas yang diperlukan untuk mengubah temperatur aliran fluida sebesar 1 °C ketika mengalir melalui penukar kalor. Dalam sebuah

penukar kalor, fluida dengan laju kapasitas panas besar akan mengalami perubahan temperatur yang kecil, dan fluida dengan laju kapasitas panas yang kecil akan mengalami perubahan temperatur yang besar. Dengan definisi laju kapasitas panas diatas, maka persamaan 2.13 dapat dinyatakan juga dengan : (Cengel, 2003)

$$Q_h = C_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad \dots\dots\dots(2.30)$$

$$Q_c = C_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

2.2.10 Perbedaan Temperatur Rata-rata Logaritma (LMTD)

Metode *LMTD* digunakan dalam analisis penukar kalor jika temperatur-temperatur masuk dan keluar dari fluida panas dan dingin diketahui atau dapat ditentukan dari kesetimbangan energi. Jika ΔT_{LMTD} , laju aliran massa, dan koefisien perpindahan panas menyeluruh tersedia, maka luas permukaan perpindahan panas dari penukar kalor dapat ditentukan dari persamaan $Q = U.A_s \cdot \Delta T_{LMTD}$.

Jenis masalah kedua yang dihadapi dalam analisis penukar kalor adalah menentukan laju aliran panas dan temperatur keluaran dari fluida panas dan fluida dingin untuk laju aliran massa dan temperatur-temperatur masukan telah ditentukan ketika jenis dan ukuran dari penukar panas ditentukan. Metode LMTD masih dapat digunakan untuk masalah ini, tetapi prosedur penyelesaian memerlukan iterasi dan tidak praktis. Untuk menghindari iterasi penyelesaian masalah ini dapat menggunakan metode ϵ -NTU (*Effectiveness-NTU*) dimana akan menyederhanakan analisis penukar kalor.

2.2.11 Metode ϵ -NTU (*Effectiveness-NTU*)

Metode ini berdasarkan sebuah parameter tanpa dimensi yang disebut efektifnes penukar kalor (ϵ), didefinisikan dengan persamaan (Cengel, 2003) :

$$\varepsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \dots\dots\dots(2.32)$$

dimana :

ε = Efektivitas penukar kalor

Q_{aktual} = Laju perpindahan kalor aktual

Q_{maks} = Laju perpindahan kalor maksimal yang mungkin

Laju perpindahan panas aktual dalam sebuah penukar kalor dapat ditentukan dari kesetimbangan energi pada fluida panas dan fluida dingin dan dapat dinyatakan dengan : (Cengel, 2003)

$$Q_{aktual} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana C_c dan C_h berturut-turut adalah laju kapasitas panas fluida dingin dan fluida panas. Untuk menentukan laju perpindahan panas yang mungkin dalam sebuah penukar kalor, maka perbedaan temperatur harus maksimum antara temperatur masuk fluida panas dan fluida dingin dalam penukar kalor. Sehingga : (Cengel, 2003)

$$\Delta T_{maks} = T_{h,in} - T_{c,in} \dots\dots\dots(2.34)$$

Perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor akan mencapai nilai maksimum ketika :

1. Fluida dingin dipanaskan ke temperatur masukkan fluida panas
2. Fluida panas didinginkan ke temperatur masukkan dari fluida dingin.

Fluida dengan laju kapasitas panas yang lebih kecil akan mengalami perubahan temperatur yang besar. Sehingga laju perpindahan panas maksimum dalam sebuah penukar kalor adalah : (Cengel, 2003)

$$Q_{maks} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana C_{min} adalah nilai laju kapasitas panas yang lebih kecil dari C_c atau C_h .

$$C_{min} = C_h = \dot{m}_h \cdot C_h \rightarrow \text{apabila } C_h < C_c \dots\dots\dots(2.36)$$

$$C_{min} = C_c = \dot{m}_c \cdot C_c \rightarrow \text{apabila } C_c < C_h \dots\dots\dots(2.37)$$

Menentukan Q_{maks} memerlukan ketersediaan data temperatur masuk fluida panas, dingin dan laju aliran kedua fluida tersebut dimana biasanya sudah ditentukan. Sehingga jika efektivitas dari penukar kalor telah diketahui, laju perpindahan panas aktual Q dapat ditentukan dari persamaan (Cengel, 2003) :

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{maks} = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \dots\dots\dots(2.38)$$

Sehingga efektivitas penukar kalor dapat digunakan untuk menentukan laju perpindahan panas tanpa mengetahui temperatur keluaran fluida-fluida. Efektivitas dari sebuah penukar kalor tergantung pada geometri penukar kalor dan juga susunan aliran. Untuk penukar kalor pipa konsentrik aliran berlawanan arah (*counter flow*) korelasi untuk ε dinyatakan sebagai berikut (Cengel, 2003) :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}} \exp\left[-\frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)\right]} \dots\dots\dots(2.39)$$

Hubungan efektivitas penukar kalor biasanya melibatkan kelompok tanpa dimensi UA_s/C_{min} . Besaran ini disebut *number of transfer units (NTU)* dan dinyatakan sebagai berikut : (Cengel, 2003)

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} = \frac{U \cdot A_s}{(m \cdot C_p)_{min}} \dots\dots\dots(2.40)$$

Dimana U adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh, dan A_s adalah luas permukaan perpindahan panas dari penukar kalor. NTU sebanding dengan A_s . Sehingga untuk nilai-nilai U dan C_{min} tertentu,

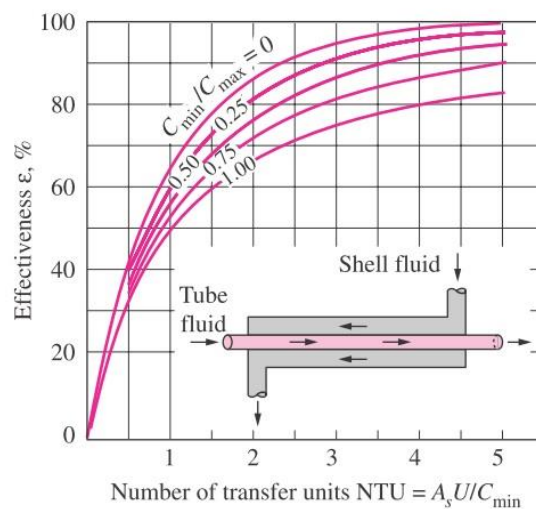
nilai NTU adalah ukuran dari luas permukaan perpindahan panas, A_s . Sehingga, semakin besar NTU, semakin besar penukar kalor.

Dalam analisis penukar kalor, juga didefinisikan besaran tanpa dimensi lain yang disebut rasio kapasitas (*capacity ratio*) (C) sebagai berikut : (Cengel, 2003)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \dots\dots\dots(2.41)$$

Dapat dilihat bahwa efektivitas dari sebuah penukar kalor adalah fungsi dari NTU dan rasio kapasitas, (c). Untuk penukar kalor pipa konsentrik aliran berlawanan arah (*counter flow*) korelasi untuk ε dapat ditulis ulang dengan menggabungkan persamaan (2.36), (2.37) dan (2.38) sebagai berikut (Cengel, 2003) :

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



Gambar 2.20 Efektivitas penukar kalor pipa ganda aliran berlawanan arah (Cengel, 2003)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Pelaksanaan penelitian dilakukan di Laboratorium Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak. Penelitian ini dilakukan mulai dari persiapan hingga merancang alat sekitar satu bulan.

3.2 Landasan Perencanaan

Landasan perencanaan digunakan supaya penelitian yang dilakukan sesuai dengan tujuan yang akan dicapai yaitu alat yang dapat dipertanggung jawabkan secara ilmiah. Alat penukar kalor ini dibuat sesuai dengan landasan perencanaan yaitu berupa studi kepustakaan seperti pengumpulan material yang mendukung dan sesuai, serta mengumpulkan literatur sebagai pegangan untuk menyelesaikan suatu permasalahan. Adanya literatur ini, permasalahan yang terdapat pada penelitian nanti bisa teratasi dengan pemahaman konsep yang ada. Dalam metode eksperimen ini, konstruksi alat yang telah direncanakan sebelumnya direalisasikan dalam sebuah alat, kemudian akan digunakan dalam percobaan (eksperimen).

Tujuan eksperimen ini adalah untuk mendapatkan data yang tepat dan akurat dalam melakukan pengukuran. Hasil pengukuran ini akan digunakan sebagai data untuk dilakukan analisis dan pembahasan, dimana perancangan alat tersebut dibuat dalam tahapan sebagai berikut:

3.2.1 Alat dan Bahan

Langkah pertama sebelum membuat alat penukar kalor, terlebih dahulu mempersiapkan peralatan-peralatan dan bahan yang akan digunakan dalam proses perakitan dan pembuatan alat. Berikut ini beberapa kebutuhan alat dan bahan yang akan digunakan dalam membuat alat diantaranya :

Tabel 3.1 Alat dan Bahan

No	Alat dan Bahan	Ukuran	Jumlah
1	Pipa Aluminium	3/4 inchi	1 m
2	Pipa Aluminium	1 ½ inchi	1 m
3	Pipa PVC	12,7 mm x 4000 mm	2
4	Tangki Air	50 Liter	3 buah
5	Elbow 90°	½ inchi	23 buah
6	Elbow 90°	1 inchi	10 buah
7	Isolasi	1 x 12 m x 50mm	1 m
8	<i>Flowmeter</i>	3000 LPH	2
9	Pressure gauge	Standart	17 buah
10	Sambungan Pipa Tee	½ inchi	4
11	Timbangan Digital	10 kg	1
12	Stop Kran	½ inchi	1
13	Ball Valve	½ inchi	12
14	Ball Valve	1 inch	5
15	Besi holo	4 mm x 4 mm x 6000 mm	3
16	Baut	M12	12
17	Mur	M12	12
18	Pemanas Air Elektrik	500 Watt	1
19	Termometer digital	Standart	1
20	Termokopel Type K	Standart	4
21	Temperatur Controller	1000 Watt	1
22	Pompa Sentrifugal	200 W x 48 lt/min	1
23	Pompa sentrifugal	550 W x 90 lt/min	1
24	Bor	Standart	1
25	Las listrik	900 Watt	1
26	Elektroda	-	secukupnya
27	Kunci pas ring	19 mm	2
28	Meteran	100 m	1
29	Amplas	Standart	10 buah
30	MCB	4 Ampere	2 buah
31	Rumah MCB	2 Tempat	1 buah
32	Gerinda	Standart	1
33	Kabel listrik	Standart	5 meter
34	Terminal listrik	2 Lubang	1 buah
35	shock drat luar	½ inchi	8 buah
36	shock drat dalam	½ inchi	8 buah
37	shock drat luar	1 inchi	6 buah
38	shock drat dalam	1 inchi	6 buah
39	Tee	½ inchi	9 buah
40	Tee	1 inchi	6 buah
41	Vlok ring	¾ inch	21 buah

3.2.2 Perancangan Rangka

Proses perakitan alat penukar kalor setelah mempersiapkan alat adalah pembuatan rangka.

Berikut adalah proses pembuatan rangka :

Pemotongan besi holo dengan ketentuan

- a. Ukuran 1,7 meter sebanyak 6 batang
- b. Ukuran 30 cm sebanyak 10 batang
- c. Ukuran 70 cm sebanyak 6 batang

3.2.3 Perancangan Alat Penukar Kalor

Proses perakitan penukar kalor adalah :

- a. Pemotongan Pipa Aluminium ukuran 25,4 mm x 1000 mm sebanyak 1 buah
- b. Pemotongan Pipa Aluminium ukuran 15,8 mm x 1300 mm sebanyak 1 buah
- c. Pembuatan flange dengan ukuran 110 mm x 60 mm sebanyak 2 buah
- d. Pemotongan Glasswool dengan ukuran menyesuaikan pipa *annulus* dengan ketebalan 50 mm.

3.2.4 Spesifikasi Pompa

Pompa air sentrifugal dengan spesifikasi :

Tipe	: Pompa sumur dangkal
Daya hisap	: 9 Meter
Daya Output Listrik	: 150 watt
Total head	: 35 meter
Debit air	: 45 liter/menit
Pipa hisap/dorong	: 1 inch

3.3 Prosedur Penelitian

Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem yaitu, sistem pengukuran, lintasan aliran pipa dalam dan lintasan aliran *annulus*. Lintasan aliran pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas yang berada dalam tangki air panas digerakkan oleh pompa air panas, mengalir melewati seksi uji (pipa dalam) dan kembali ke tangki air panas. Pemanas air elektrik dikontrol dengan *thermocontroller* untuk mempertahankan temperatur konstan dalam tangki air panas. Lintasan aliran pada *annulus* adalah lintasan terbuka. Aliran air menggunakan metode gravitasi (aliran air dingin berasal dari tandon air yang dipasang di atas). Air dingin yang keluar dari seksi uji langsung dibuang.

3.3.1 Tahap Persiapan

Tahapan persiapan yang dilakukan adalah sebagai berikut :

- a. Mempersiapkan dan memasang seluruh alat yang digunakan dalam pengujian, seperti : pompa sentrifugal, penukar kalor, *thermocontroller*, pemanas air elektrik, manometer, tangki air dingin, tangki air panas, dan alat pendukung lainnya.
- b. Memastikan bahwa tidak ada kebocoran pada alat penelitian baik itu pada pipa-pipa saluran, sambungan, selang, seksi uji, serta pada bagian alat yang lainnya.
- c. Memastikan bahwa semua termokopel telah dipasang sebelumnya dan semua termokopel telah dihubungkan dengan *thermocontroller reader*.
- d. Memastikan bahwa ketinggian permukaan air pada manometer adalah sama.

3.3.2 Tahap Pengujian

Prosedur pengujian dalam pengambilan data penelitian berdasarkan variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam adalah sebagai berikut :

1. Menyalakan pemanas air elektrik yang berada di tangki air panas dan menyetel *Temperature controller* atau *thermostat* pada temperatur 60°C.
2. Menyalakan pompa air panas.
3. Mengatur debit aliran air panas di pipa dalam dengan *flowmeter*.
4. Menyalakan pompa air dingin untuk mengalirkan air dingin ke tangki atas.
5. Membuka penuh katup yang mengatur aliran air dingin yang berasal dari tangki atas ke *annulus*, sehingga diperoleh satu debit konstan di *annulus*. Debit di *annulus* diperoleh dengan cara menimbang air yang keluar *annulus* dalam selang waktu tertentu.
6. Setelah temperatur air yang masuk ke pipa dalam telah mencapai 55°C maka dilakukan pengambilan data berupa temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*, temperatur-temperatur dinding luar pipa dalam, dan beda nilai pada manometer hingga diperoleh kondisi tunak (*steady state*). Sementara itu, temperatur air yang masuk ke pipa dalam dijaga konstan 55°C.
7. Mematikan pompa air panas, sementara itu pompa air dingin tetap menyala untuk menetralkan penukar kalor ke kondisi semula.
8. Menetralkan penukar kalor dengan cara mengalirkan air dingin pada sisi pipa dalam dan saluran *annulus* hingga diperoleh kondisi netral, ditandai dengan temperatur masuk dan keluar pipa dalam dan *annulus* berupa temperatur air kondisi temperatur lingkungan.
9. Memastikan nilai yang diberikan pada manometer adalah sama untuk pengambilan data variasi debit aliran air panas di pipa dalam berikutnya.
10. Mengulangi langkah 1 sampai 9 untuk variasi debit aliran air panas di pipa dalam berikutnya hingga diperoleh 10 variasi debit aliran air panas di pipa dalam

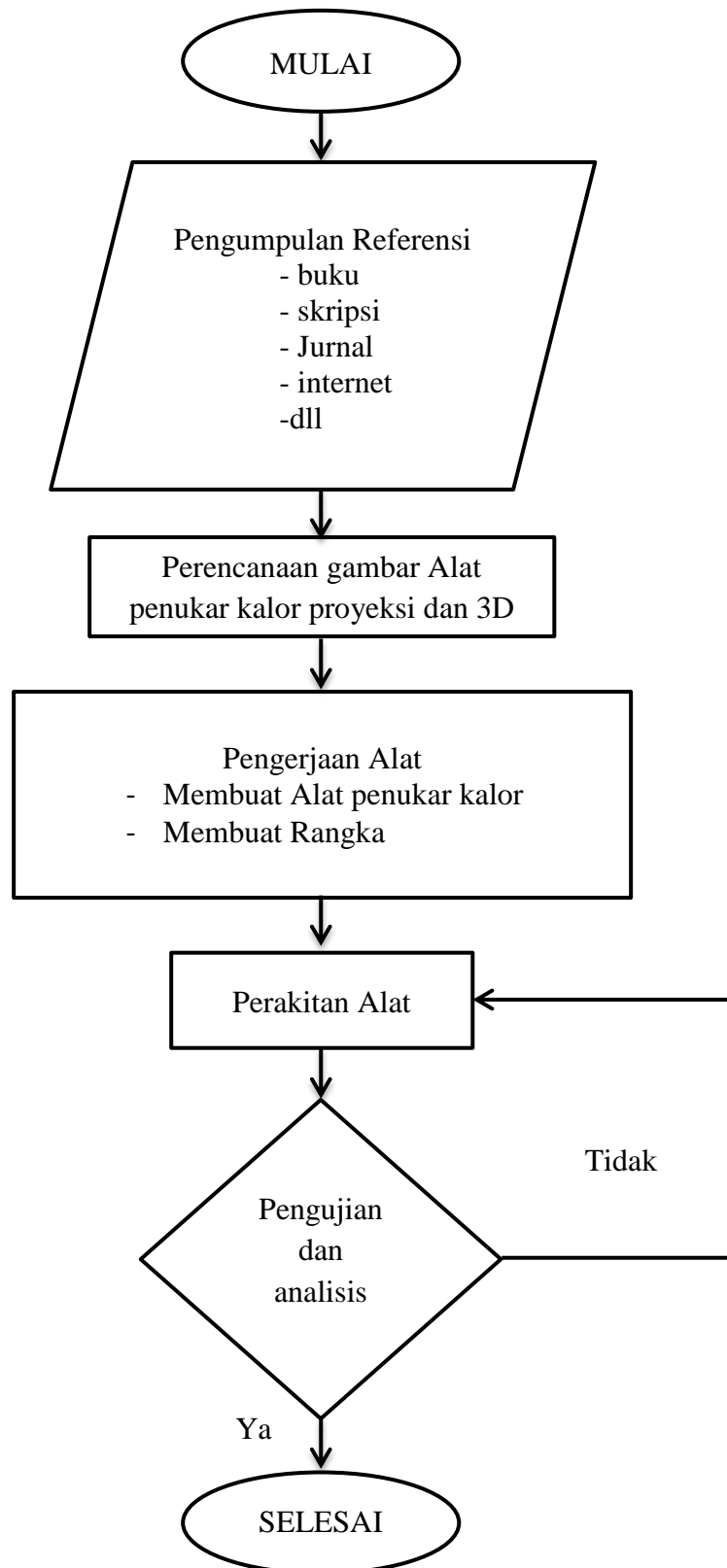
11. Setelah percobaan selesai, mematikan pompa dan seluruh unit kelistrikan.

3.4 Metode Analisis Data

Data yang diperoleh dari pengujian karakteristik alat penukar kalor, yaitu berupa temperatur air masuk dan keluar pipa dalam dan *annulus*, temperatur-temperatur dinding luar pipa dalam, beda ketinggian air di manometer dan debit aliran air di *annulus* (konstan) dan debit aliran air di pipa dalam, selanjutnya dapat dilakukan analisis data yaitu dengan :

- a. Menghitung laju aliran massa air di pipa dalam dan di *annulus* (m)
- b. Menghitung laju perpindahan panas (Q_i) dan (Q_o)
- c. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* (h_o)
- d. Menghitung bilangan Nusselt rata-rata disisi *annulus* (Nu_o)
- e. Menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan berdasarkan permukaan dalam pipa dalam (U)
- f. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam (h_i)
- g. Menghitung bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam (Nu)
- h. Menghitung bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam (Re)
- i. Menghitung efektivitas penukar kalor (ϵ)

3.5 Diagram Alir Penelitian



BAB IV

DATA DAN ANALISIS

Hasil analisis perpindahan kalor pada alat penukar kalor pipa konsentrik sederhana skala Laboratorium yang telah dirancang bangun di Laboratorium Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak, diperoleh beberapa data-data yang didapat. Pengujian dilakukan dengan memvariasikan debit aliran di pipa dalam dan *annulus* dengan debit aliran 12.5, 20.5, dan 27.5 LPM, memvariasi isolasi yaitu tanpa Isolasi dan menggunakan Isolasi dan memvariasi fluida dingin masuk *annulus* dengan gravitasi dan pompa dingin. Pengujian dilakukan dengan menjaga temperatur di tangki air panas 55 °C. Data yang diperoleh dalam pengujian ini yaitu ; temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*, laju aliran massa air di *annulus* dengan variasi gravitasi dan pompa dingin, Tekanan masuk dan keluar pipa dalam, dan tekanan masuk dan keluar *annulus*. Data yang diambil setiap perlakuan adalah setiap 1 menit.

4.1 Data Hasil Pengujian

Dari hasil pengambilan data alat penukar kalor pipa konsentrik sederhana skala laboratorium yang meliputi laju aliran massa air di *annulus* (\dot{m}), temperatur air panas masuk ($T_{h,i}$) dan keluar ($T_{h,o}$) pada pipa dalam, temperatur air dingin masuk ($T_{c,i}$) dan keluar ($T_{c,o}$) pada *annulus*, tekanan masuk dan keluar pipa dalam ($P_{h,i}$) dan ($P_{h,o}$), tekanan masuk dan keluar *annulus* ($P_{c,i}$) dan ($P_{c,o}$), diperoleh data seperti pada tabel 4.1, 4.2, 4.3, dan 4.4 sebagai berikut :

Tabel 4.1 Pengambilan data alat penukar kalor seksi uji tanpa Isolasi dengan gravitasi

No	Debit (Q)		t(s)	Katup BP. dingin	Katup keluaran dingin	Katup BP. Panas	Katup keluaran panas	T _L (°C)	T _h (°C)	Pompa Panas				Gravitasi				Massa (Kg/s)
	lph	lpm								T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	P _{h,i} (°C)	P _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)	P _{c,i} (°C)	P _{c,o} (°C)	
1	750	12,5	60	56°	65°	55°	44°	28	55	34,2	32,7	0,2	0,18	29,8	31,3	0	0	0,17
2	1200	20,5	60	62°	65°	55°	34°	27,3	55	35,1	34,8	0,18	0,16	31,3	31,9	0	0	0,17
3	1650	27,5	60	81°	65°	55°	4°	27,2	55	35,9	35,2	0	0	34,3	31,1	0	0	0,17

Tabel 4.2 Pengambilan data alat penukar kalor seksi uji tanpa Isolasi dengan Pompa dingin

No	Debit (Q)		t(s)	Katup BP. dingin	Katup keluaran dingin	Katup BP. Panas	Katup keluaran panas	T _L (°C)	T _h (°C)	Pompa panas				Pompa dingin				Massa (Kg/s)
	lph	lpm								T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	P _{h,i} (°C)	P _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)	P _{c,i} (°C)	P _{c,o} (°C)	
1	750	12,5	60	65°	45°	55°	44°	27,3	55	37,4	37,8	0,25	0,23	32,4	33,9	0,2	0,15	0,2
2	1200	20,5	60	80°	45°	55°	34°	27,4	55	37,1	37,7	0,1	0,1	34,1	34,2	0,4	0,32	0,25
3	1650	27,5	60	90°	10°	55°	4°	27,1	55	35,9	36,3	0	0	32,8	33,0	0	0	0,25

Tabel 4.3 Pengambilan data alat penukar kalor seksi uji menggunakan Isolasi dengan gravitasi

No	Debit (Q)		t(s)	Katup BP. dingin	Katup keluaran dingin	Katup BP. Panas	Katup keluaran panas	T _L (°C)	T _h (°C)	Pompa Panas				Gravitasi				Massa (Kg/s)
	lph	lpm								T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	P _{h,i} (°C)	P _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)	P _{c,i} (°C)	P _{c,o} (°C)	
1	750	12,5	60	56°	65°	55°	44°	28,6	55	35,8	33,3	0,45	0,42	27,3	29,7	0	0	0,2
2	1200	20,5	60	62°	65°	55°	34°	29,8	55	37,5	35,2	0,37	0,30	28,8	31,6	0	0	0,25
3	1650	27,5	60	81°	65°	55°	4°	30,4	55	38,4	36,3	0	0	29,9	33,3	0	0	0,25

Tabel 4.4 Pengambilan data alat penukar kalor seksi uji menggunakan Isolasi dengan Pompa dingin

No	Debit (Q)		t(s)	Katup BP. dingin	Katup keluaran dingin	Katup BP. Panas	Katup keluaran panas	T _L (°C)	T _h (°C)	Pompa panas				Pompa dingin				Massa (Kg/s)
	lph	lpm								T _{h,i} (°C)	T _{h,o} (°C)	P _{h,i} (°C)	P _{h,o} (°C)	T _{c,i} (°C)	T _{c,o} (°C)	P _{c,i} (°C)	P _{c,o} (°C)	
1	750	12,5	60	65°	45°	55°	44°	30,8	55	38,2	36,0	0,5	0,42	29,8	32,8	0,25	0,15	0,2
2	1200	20,5	60	80°	45°	55°	34°	30,9	55	38,0	34,0	0,25	0,2	30,5	33,6	0,4	0,25	0,25
3	1650	27,5	60	90°	10°	55°	4°	31,2	55	38,6	36,8	0	0	34,3	35,2	0	0	0,2

4.2 Perhitungan Data

Data seksi uji penukar kalor pipa konsentrik sederhana skala laboratorium.

1. Diameter dalam pipa dalam (d_i) : 19 mm = 0,019 m
2. Diameter luar pipa dalam (d_o) : 25 mm = 0,025 m
3. Diameter dalam *annulus* (D_i) : 44 mm = 0,044 m
4. Diameter luar *annulus* (D_o) : 50 mm = 0,050 m
5. Panjang pipa dalam (L) : 150 cm = 1,5 m
6. Panjang *annulus* : 100 cm = 1 m
7. Diameter hidrolis *annulus* :
 $(D_i - d_o) = (0,044 - 0,025) = 0,019$ m

4.2.1 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 34,2 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 32,7 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 29,8 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 31,3 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,17 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{34,2 + 32,7}{2} = 33,45 \text{ } ^\circ\text{C} = 306,6 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,623 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 745 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 1,00564 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$\rho_h = (v_h)^{-1} = (1,00564^{-3})^{-1} \text{ kg/m}^3 = 994,392 \text{ kg/m}^3$$

$$P_r = 5,01$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{29,8 + 31,3}{2} = 30,55 \text{ } ^\circ\text{C} = 303,7 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,618 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 745 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$v_c = 1,00448 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (1,00448 \cdot 10^{-3})^{-1} = 995,54 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,17 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,01$$

- b. Laju aliran massa di pipa dalam, \dot{m}_h

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 0,994392 \text{ kg/L} \times 0,208 \text{ L/s} = 0,207 \text{ kg/s}$$

- c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\bullet \quad \dot{Q}_c = \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$= 0,17 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (31,3 \text{ } ^\circ\text{C} - 29,8 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$= 0,71 \text{ kJ/s} \cdot ^\circ\text{C} \times (1,5 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$= 1,065 \text{ kJ/s} = 1,065 \text{ kW} = 1065 \text{ W}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned}
 \bullet \quad \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\
 &= 0,207 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (34,2 \text{ } ^\circ\text{C} - 32,7 \text{ } ^\circ\text{C}) \\
 &= 0,865 \text{ kJ/s} \cdot ^\circ\text{C} \times 1,5 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 1,298 \text{ kJ/s} = 1,298 \text{ kW} = 1298 \text{ W}
 \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{\text{loss}}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{loss}} &= \dot{Q}_h - \dot{Q}_c = 1298 \text{ W} - 1065 \text{ W} \\
 &= 233 \text{ W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \% \dot{Q}_{\text{loss}} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\
 &= \frac{233 \text{ W}}{1298 \text{ W}} \times 100\% \\
 &= 17,95 \%
 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_c)

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{2,083 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\
 &= \frac{2,083 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,044^2) \text{ m}^2} \\
 &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,001936 \text{ m}^2} = 0,1371 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Re_c &= \frac{995,54 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,1371 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{745 \times 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}} \\
 &= \frac{2,5933 \text{ kg/m} \cdot \text{s}}{0,000745 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} \\
 &= 3.480,94
 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada *annulus* transisi, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat dicari dengan menggunakan tabel 8.2 (incropera edisi 6 hal 520), yaitu dengan cara membagi d_o/D_i , sehingga :

$$\begin{aligned}\frac{d_o}{D_i} &= \frac{0,025 \text{ m}}{0,044 \text{ m}} \\ &= 0,57\end{aligned}$$

Karena hasil dari d_o/D_i dalam tabel 8.2 tidak ada, maka dilakukan metode interpolasi, sehingga :

$$\begin{aligned}Nu_{d,c} &= \frac{0,57-0,50}{1,00-0,50} \times (4,86 - 5,74) + 5,74 \\ &= \frac{0,07}{0,5} \times (-0,88) + 5,74 \\ &= 5,62\end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{5,62 \cdot 0,618 \text{ W/m}\cdot\text{C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 182,798 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}\end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{2,083 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2,083 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,000361 \text{ m}^2} = 0,7350 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_{c} &= \frac{994,392 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7350 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{745 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s}} \\
 &= \frac{13,8867 \text{ kg/m.s}}{0,000745 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 18.639,87
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($\text{Nu}_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 \text{Nu}_{d,h} &= 0,023 \cdot (\text{Re}_{,h})^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (18.639,87)^{0,8} \cdot 5,01^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot 2608,28 \cdot 1,622 \\
 &= 97,30
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{\text{Nu}_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\
 &= \frac{97,30 \cdot 0,623 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 3190,416 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\
 &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\
 &= 0,785 \cdot 0,000361 \\
 &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\
 &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\
 &= 0,785 \cdot 0,000625 \\
 &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
 U_i &= \left[\frac{1}{3190,416} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,623 \cdot 1,5} + \frac{1}{182,798} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\
 &= \left[3,134 \cdot 10^{-4} + \frac{7,791 \cdot 10^{-5}}{5,869} + 5,471 \cdot 10^{-3} \cdot 0,577 \right]^{-1} \\
 &= 286,804 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{3190,416} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,623 \cdot 1,5} + \frac{1}{182,798} \right]^{-1} \\
 &= 165,682 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
 &= \frac{(34,2 - 29,8) - (32,7 - 31,3)}{\ln\left(\frac{(34,2 - 29,8)}{(32,7 - 31,3)}\right)}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{4,4-1,4}{\ln\left(\frac{4,4}{1,4}\right)} = 2,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,207 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 864,846 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,17 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 710,26 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 710,26 \text{ J/s } ^\circ\text{C} ; C_{\max} = C_h = 864,846 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{710,26 \text{ J/s } ^\circ\text{C}}{864,846 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,82$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{1298 \text{ W}}{710,26 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (34,2^\circ\text{C} - 29,8^\circ\text{C})} = 0,42 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{286,804 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{710,26 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,036$$

4.2.2 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 35,1 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 34,8 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 31,3 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 31,9 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,17 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{35,1 + 34,8}{2} + 273,15 = 308,10 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,625 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,00072 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001006)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,80 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,84$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{31,3 + 31,9}{2} + 273,15 = 304,75 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4178,95 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,620 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000773 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 995,12 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,17 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,23$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 993,80 \times 0,0003417 = 0,340 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,17 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C} \times (31,9^\circ\text{C} - 31,3^\circ\text{C}) \\ &= 426,253 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,207 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C} \times (35,1^\circ\text{C} - 34,8^\circ\text{C}) \\ &= 425,589 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{425,589 - 426,253}{425,589} \times 100\% \\ &= -0,156 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_c)

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,001936 \text{ m}^2} = 0,2248 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_c &= \frac{995,12 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,2248 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000773 \text{ kg/m.s}} \\ &= 5.496,805 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_c)^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (5496,805)^{0,8} \cdot 5,23^{0,3} \\ &= 37,103 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{37,103 \cdot 0,620 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 1210,032 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,2057 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{993,80 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,2057 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000773 \text{ kg/m.s}} \\ &= 31482,369 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (31482,369)^{0,8} \cdot 5,01^{0,3} \\ &= 146,435 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{146,435 \cdot 0,625 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 4816,646 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{4816} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1210,032} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1432,32 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{4816,646} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1210,032} \right]^{-1} \\ &= 811,044 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)}$$

$$= \frac{(35,1-31,3)-(34,8-31,9)}{\ln\left(\frac{(35,1-31,3)}{(34,8-31,9)}\right)}$$

$$= 3,330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ε)

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,340 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1418,63 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,17 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 710,422 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 710,422 \text{ J/s } ^\circ\text{C} ; C_{\max} = C_h = 1418,63 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{710,422 \text{ J/s } ^\circ\text{C}}{1418,63 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,501$$

sehingga:

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

$$= \frac{425,589 \text{ W}}{710,422 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (35,1^\circ\text{C} - 31,3^\circ\text{C})} = 0,158$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{1432,32 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{710,422 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,18$$

4.2.3 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 35,9 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 35,2 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 34,3 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 31,1 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,17 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_o}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$= 1,52 \text{ liter}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{35,9 + 35,2}{2} + 273,15 = 308,70 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,626 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,00071 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001006)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,56 \text{ kg/m}^3$$

$$P_r = 4,77$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{34,3 + 31,1}{2} + 273,15 = 305,85 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

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

$$k_c = 0,621 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000756 \text{ kg/m.s}$$

$$v_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 994,69 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,17 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,10$$

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

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= \rho_h \times Q \\ &= 993,56 \times 0,0004583 = 0,455 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,17 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} \times (31,1^\circ\text{C} - 31,1^\circ\text{C}) \\ &= -2272,853 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,455 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} \times (35,9^\circ\text{C} - 35,2^\circ\text{C}) \\ &= 1331,812 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{\text{loss}}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{\text{loss}} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{1331,812 - (-2272,832)}{1331,812} \times 100\% \\ &= 270,657 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= 0,3016 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{994,69 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,3016 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000756 \text{ kg/m.s}} \\ &= 7535,014 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_{c})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (7535,014)^{0,8} \cdot 5,1^{0,3} \\ &= 47,392 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{47,392 \cdot 0,621 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 1549,857 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,6174 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{993,56 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,6174 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,00071 \text{ kg/m.s}} \\ &= 42747,318 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (42747,318)^{0,8} \cdot 5,1^{0,3} \\ &= 186,223 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{186,223 \cdot 0,626 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 6134,759 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{6134,76} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1549,857} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1821,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{6134,759} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1549,857} \right]^{-1} \\ &= 1026,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\ &= \frac{(35,9 - 34,3) - (35,2 - 34,3)}{\ln\left(\frac{(35,9 - 34,3)}{(35,2 - 34,3)}\right)} \\ &= 2,657 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,455 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1902,59 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,17 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 710,26 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 710,26 \text{ J/s }^\circ\text{C} ; C_{\text{maks}} = C_h = 1902,59 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{710,26 \text{ J/s }^\circ\text{C}}{1902,59 \text{ J/s }^\circ\text{C}} = 0,373$$

sehingga:

$$\begin{aligned}\epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{1331,812 \text{ W}}{710,26 \text{ J/s }^\circ\text{C} \cdot (35,9^\circ\text{C} - 34,3^\circ\text{C})} = 1,172\end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{1821,91 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{710,26 \text{ J/s}^{\circ}\text{C}} = 0,23$$

4.2.4 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 37,4 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 37,8°C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 32,4 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 33,9 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,2 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{37,4 + 37,8}{2} + 273,15 = 310,75 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178,15 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,629 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000685 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 992,75 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,55$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{32,4 + 33,9}{2} + 273,15 = 306,30 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

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

$$k_c = 0,622 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000750 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001006)^{-1} = 994,51 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,05$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 992,75 \times 0,0002083 = 0,207 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (33,9^\circ\text{C} - 32,4^\circ\text{C}) \\ &= 1253,400 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,207 \text{ kg/s} \times 4,17815 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (37,4^\circ\text{C} - 37,8^\circ\text{C}) \\ &= -345,656 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{-345,656 - 1253,4}{-345,656} \times 100\% \\ &= 462,615 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= 0,1371 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{994,51 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,1371 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000750 \text{ kg/m.s}} \\ &= 3454,81 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada *annulus* transisi, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat dicari dengan menggunakan tabel 8.2 (Incropera edisi 6 hal 520), yaitu dengan cara membagi d_o/D_i , sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{d_o}{D_i} &= \frac{0,025 \text{ m}}{0,044 \text{ m}} \\ &= 0,57 \end{aligned}$$

Karena hasil dari d_o/D_i dalam tabel 8.2 tidak ada, maka dilakukan metode interpolasi, sehingga :

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= \frac{0,57-0,50}{1,00-0,50} \times (4,86 - 5,74) + 5,74 \\ &= \frac{0,07}{0,5} \times (-0,88) + 5,74 \\ &= 5,62 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{5,62 \cdot 0,622 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 183,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= 0,7352 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Re_{,h} &= \frac{992,75 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7352 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000685 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} \\
 &= 20231,709
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (20231,709)^{0,8} \cdot 5,1^{0,3} \\
 &= 100,922
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{100,922 \cdot 0,629 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 3340,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{3340,52} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,629 \cdot 1,5} + \frac{1}{183,9} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 289,576 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{3340,52} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{183,9} \right]^{-1} \\
 &= 166,588 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
 &= \frac{(37,4 - 32,4) - (37,8 - 33,9)}{\ln\left(\frac{(37,4 - 32,4)}{(37,8 - 33,9)}\right)} \\
 &= 4,427 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,207 \text{ kg/s} \cdot 4178,15 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 864,14 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,2 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 835,6 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 835,6 \text{ J/s } \text{°C} ; C_{\text{maks}} = C_h = 864,14 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{835,6 \text{ J/s } \text{°C}}{864,14 \text{ J/s } \text{°C}} = 0,967$$

sehingga:

$$\begin{aligned}
 \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\
 &= \frac{-345,656 \text{ W}}{835,6 \text{ J/s } \text{°C} \cdot (37,4 \text{°C} - 32,4 \text{°C})} = -0,083
 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{289,576 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{835,6 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,03101$$

4.2.5 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 37,1 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 37,7 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 34,1 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 34,2 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,25 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{37,1 + 37,7}{2} + 273,15 = 310,55 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178,11 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,629 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000688 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 992,83 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,57$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{34,1 + 34,2}{2} + 273,15 = 307,3 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

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

$$k_c = 0,624 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000735 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001006)^{-1} = 994,11 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 4,93$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 992,83 \times 0,0003417 = 0,339 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,25 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (34,2 ^\circ\text{C} - 34,1 ^\circ\text{C}) \\ &= 104,45 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,339 \text{ kg/s} \times 4178,11 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (35,1 ^\circ\text{C} - 34,8 ^\circ\text{C}) \\ &= -850,373 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{\text{loss}}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{\text{loss}} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{-850,373 - 104,45}{-850,373} \times 100\% \\ &= -112,283 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$\text{Re}_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_t^2} \\
 &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,001936 \text{ m}^2} = 0,2248 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_{,c} &= \frac{994,11 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,2248 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000735 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 5777,69
 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (\text{Re}_{,c})^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (5777,69)^{0,8} \cdot 4,93^{0,3} \\
 &= 37,938
 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{37,938 \cdot 0,624 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 1245,311 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,2057 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{992,83 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,2057 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000688 \text{ kg/m.s}} \\ &= 33059,161 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (33059,161)^{0,8} \cdot 4,57^{0,3} \\ &= 149,665 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{149,665 \cdot 0,629 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 4952,01 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{4952,01} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1245,311} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1472,99 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{4952,01} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1245,311} \right]^{-1} \\ &= 833,706 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)}$$

$$= \frac{(37,1-34,1)-(37,7-34,2)}{\ln\left(\frac{(37,1-34,1)}{(37,7-34,2)}\right)}$$

$$= 3,244 \text{ } ^\circ\text{C}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,339 \text{ kg/s} \cdot 4178,11 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1417,29 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C} ; C_{\max} = C_h = 1417,29 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C}}{1417,29 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,737$$

sehingga:

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

$$= \frac{-850,373 \text{ W}}{1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (37,1^\circ\text{C} - 34,1^\circ\text{C})} = -0,271$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{1472,99 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{1044,5 \text{ J/s}^{\circ}\text{C}} = 0,1262$$

4.2.6 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM pada Variasi Tanpa Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 35,9 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 36,3 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 32,8 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 33 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,25 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{35,9 + 36,3}{2} + 273,15 = 309,25 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,627 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000706 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,34 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,71$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{32,8 + 33}{2} + 273,15 = 306,05 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

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

$$k_c = 0,622 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000753 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 994,61 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,08$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 993,34 \times 0,0004583 = 0,455 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,25 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (33 ^\circ\text{C} - 32,8 ^\circ\text{C}) \\ &= 208,9 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,455 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (35,9 ^\circ\text{C} - 36,2 ^\circ\text{C}) \\ &= -760,869 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{-760,869 - 208,9}{-760,869} \times 100\% \\ &= 127,455 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_c)

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\
 &= 0,3016 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Re_{,c} &= \frac{994,61 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,3016 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000753 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 7564,01
 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_{,c})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (7564,01)^{0,8} \cdot 5,08^{0,3} \\
 &= 47,473
 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{47,473 \cdot 0,622 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 1553,302 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

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

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= 1,6174 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_{,h} &= \frac{993,34 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,6174 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000706 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 43230,664
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($\text{Nu}_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 \text{Nu}_{d,h} &= 0,023 \cdot (\text{Re}_{,h})^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (43230,664)^{0,8} \cdot 4,71^{0,3} \\
 &= 187,148
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{\text{Nu}_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\
 &= \frac{187,148 \cdot 0,627 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 6173,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

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

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\
&= 0,785 \cdot 0,000361 \\
&= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\
&= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\
&= 0,785 \cdot 0,000625 \\
&= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
U_i &= \left[\frac{1}{6173,91} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1553,302} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\
&= 1828,16 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
&= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{6173,91} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1553,302} \right]^{-1} \\
&= 1029,67 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
\Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
&= \frac{(35,9 - 32,8) - (36,3 - 33)}{\ln\left(\frac{(35,9 - 32,8)}{(36,3 - 33)}\right)} \\
&= 3,199 \text{ } ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,455 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1902,17 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C} ; C_{\max} = C_h = 1902,17 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1044,5 \text{ J/s} \cdot ^\circ\text{C}}{1902,17 \text{ J/s} \cdot ^\circ\text{C}} = 0,549$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{-760,869 \text{ W}}{1044,5 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (35,9^\circ\text{C} - 32,8^\circ\text{C})} = -0,235 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$\text{NTU} = \frac{U_i \cdot A}{C_{\min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\text{NTU} = \frac{1828,16 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{1044,5 \text{ J/s} \cdot ^\circ\text{C}} = 0,16$$

4.2.7 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 35,8 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 33,3°C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 27,3 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 29,7 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,2 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{35,8 + 33,3}{2} + 273,15 = 307,7 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,625 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000724 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001006 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001006)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,96 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,83$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{27,3 + 29,7}{2} + 273,15 = 301,65 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4178,33 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,615 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000827 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$v_c = 0,001004 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001004)^{-1} = 996,35 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,62$$

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

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= \rho_h \times Q \\ &= 993,96 \times 0,0002083 = 0,207 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \quad \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (29,7 ^\circ\text{C} - 27,3 ^\circ\text{C}) \\ &= 2005,598 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \quad \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,207 \text{ kg/s} \times 4178,33 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (35,8 ^\circ\text{C} - 33,3 ^\circ\text{C}) \\ &= 2162,891 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{2162,891 - 2005,598}{2162,891} \times 100\% \\ &= 7,272 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= 0,1371 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{996,35 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,1371 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000827 \text{ kg/m.s}} \\ &= 3139,39 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada *annulus* transisi, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat dicari dengan menggunakan tabel 8.2 (incropera edisi 6 hal 520), yaitu dengan cara membagi d_o/D_i , sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{d_o}{D_i} &= \frac{0,025 \text{ m}}{0,044 \text{ m}} \\ &= 0,57 \end{aligned}$$

Karena hasil dari d_o/D_i dalam tabel 8.2 tidak ada, maka dilakukan metode interpolasi, sehingga :

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= \frac{0,57-0,50}{1,00-0,50} \times (4,86 - 5,74) + 5,74 \\ &= \frac{0,07}{0,5} \times (-0,88) + 5,74 \\ &= 5,62 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{5,62 \cdot 0,615 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 181,899 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= 0,7352 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Re_{,h} &= \frac{993,96 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7352 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000724 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} \\
 &= 19164,636
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (19164,636)^{0,8} \cdot 4,83^{0,3} \\
 &= 98,391
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{98,391 \cdot 0,625 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 3237,79 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{4237,79} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,629 \cdot 1,5} + \frac{1}{181,899} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 285,922 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{3237,79} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{181,899} \right]^{-1} \\
 &= 164,491 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
 &= \frac{(35,8 - 27,3) - (33,3 - 29,7)}{\ln\left(\frac{(35,8 - 27,3)}{(33,3 - 29,7)}\right)} \\
 &= 5,703 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,207 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 865,16 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,2 \text{ kg/s} \cdot 4178,33 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 835,67 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 835,67 \text{ J/s } \text{°C} ; C_{\text{maks}} = C_h = 865,16 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{835,67 \text{ J/s } \text{°C}}{865,16 \text{ J/s } \text{°C}} = 0,967$$

sehingga:

$$\begin{aligned}
 \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\
 &= \frac{2162,891 \text{ W}}{835,67 \text{ J/s } \text{°C} \cdot (35,8 \text{ °C} - 27,3 \text{ °C})} = 0,304
 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{285,922 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{835,67 \text{ J/s}^{\circ}\text{C}} = 0,03062$$

4.2.8 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 37,5 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 35,2°C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 28,8 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 31,6 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,25 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{37,5 + 35,2}{2} + 273,15 = 309,5 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,627 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000701 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,25 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,67$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{28,8 + 31,6}{2} + 273,15 = 303,35 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4178,67 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,618 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000797 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001004 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001004)^{-1} = 995,68 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,41$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 993,25 \times 0,0003417 = 0,339 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,25 \text{ kg/s} \times 4178,67 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (31,6 ^\circ\text{C} - 28,8 ^\circ\text{C}) \\ &= 2925,07 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,339 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (37,5 ^\circ\text{C} - 35,2 ^\circ\text{C}) \\ &= 3261,037 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{3261,037 - 2925,07}{3261,037} \times 100\% \\ &= 10,302 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,001936 \text{ m}^2} = 0,2248 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{995,68 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,2248 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000797 \text{ kg/m.s}} \\ &= 5333,78 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_{c})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (5333,78)^{0,8} \cdot 5,41^{0,3} \\ &= 36,582 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{36,582 \cdot 0,618 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 1189,273 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,2057 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{993,25 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,2057 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000701 \text{ kg/m.s}} \\ &= 32439,219 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (32439,219)^{0,8} \cdot 4,67^{0,3} \\ &= 148,343 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{148,343 \cdot 0,627 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 4898,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{4898,45} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1189,273} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1422,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{4898,45} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1189,273} \right]^{-1} \\ &= 805,66 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\ &= \frac{(37,5 - 28,8) - (35,2 - 31,6)}{\ln\left(\frac{(37,5 - 28,8)}{(35,2 - 31,6)}\right)} \\ &= 5,780 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ε)

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,339 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1417,84 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4178,67 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1044,67 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 1044,67 \text{ J/s }^\circ\text{C}; C_{\text{maks}} = C_h = 1417,84 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{1044,67 \text{ J/s }^\circ\text{C}}{1417,84 \text{ J/s }^\circ\text{C}} = 0,737$$

sehingga:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{2162,891 \text{ W}}{1044,67 \text{ J/s }^\circ\text{C} \cdot (37,5 \text{ }^\circ\text{C} - 28,8 \text{ }^\circ\text{C})} = 0,359\end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{1422,52 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{1044,67 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,12186$$

4.2.9 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM pada Variasi menggunakan Isolasi dengan Gravitasi

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 38,4 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 36,3 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 29,9 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 33,3 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,25 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{38,4 + 36,3}{2} + 273,15 = 310,5 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178,1 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,629 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000689 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 992,85 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,57$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{29,9 + 33,3}{2} + 273,15 = 304,75 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4178,95 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,620 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000773 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 995,12 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,23$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 992,85 \times 0,0004583 = 0,455 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,25 \text{ kg/s} \times 4178,95 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (33,3 ^\circ\text{C} - 29,9 ^\circ\text{C}) \\ &= 3552,11 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,455 \text{ kg/s} \times 4178,1 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (38,4 ^\circ\text{C} - 36,3 ^\circ\text{C}) \\ &= 3992,674 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{3992,674 - 3552,11}{3992,674} \times 100\% \\ &= 11,034 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_c)

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\
 &= 0,3016 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_{,c} &= \frac{995,12 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,3016 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000773 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 7373,76
 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (\text{Re}_{,c})^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (7373,76)^{0,8} \cdot 5,23^{0,3} \\
 &= 46,932
 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{46,932 \cdot 0,620 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 1530,594 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($\text{Re}_{,h}$)

$$\text{Re}_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

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

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= 1,6174 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_{,h} &= \frac{992,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,6174 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000689 \text{ kg/m.s}} \\
 &= 44307,317
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($\text{Nu}_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 \text{Nu}_{d,h} &= 0,023 \cdot (\text{Re}_{,h})^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (44307,317)^{0,8} \cdot 4,57^{0,3} \\
 &= 189,233
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_i &= \frac{\text{Nu}_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\
 &= \frac{189,233 \cdot 0,629 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 6260,63 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

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

$$\begin{aligned}
&= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\
&= 0,785 \cdot 0,000361 \\
&= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\
&= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\
&= 0,785 \cdot 0,000625 \\
&= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2
\end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
U_i &= \left[\frac{1}{6260,63} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1530,594} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\
&= 1817,41 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
&= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{6260,63} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1530,594} \right]^{-1} \\
&= 1023,84 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
\Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
&= \frac{(38,4 - 29,9) - (36,3 - 33,3)}{\ln\left(\frac{(38,4 - 29,9)}{(36,3 - 33,3)}\right)} \\
&= 5,281 \text{ } ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,455 \text{ kg/s} \cdot 4178,1 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1901,27 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4178,95 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 1044,74 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 1044,74 \text{ J/s } ^\circ\text{C} ; C_{\max} = C_h = 1901,27 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1044,74 \text{ J/s } ^\circ\text{C}}{1901,27 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,549$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{3992,674 \text{ W}}{1044,74 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (38,4^\circ\text{C} - 29,9^\circ\text{C})} = 0,450 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$\text{NTU} = \frac{U_i \cdot A}{C_{\min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\text{NTU} = \frac{1817,41 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{1044,74 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,16$$

4.2.10 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 12,5 LPM pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 38,2 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 36 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 29,8 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 32,8 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,2 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{38,2 + 36}{2} + 273,15 = 310,25 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,628 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000691 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 992,95 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,59$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{29,8 + 32,8}{2} + 273,15 = 304,45 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4178,89 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,619 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000778 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 995,24 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,27$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 992,95 \times 0,0002083 = 0,207 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times 4178,89 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (32,8 ^\circ\text{C} - 29,8 ^\circ\text{C}) \\ &= 2507,334 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,207 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (38,2 ^\circ\text{C} - 36 ^\circ\text{C}) \\ &= 1901,417 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{\text{loss}}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{\text{loss}} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{1901,417 - 2507,334}{1901,417} \times 100\% \\ &= -31,867 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= 0,1371 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{995,24 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,1371 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000778 \text{ kg/m.s}} \\ &= 3329,89 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada *annulus* transisi, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat dicari dengan menggunakan tabel 8.2 (Incropera edisi 6 hal 520), yaitu dengan cara membagi d_o/D_i , sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{d_o}{D_i} &= \frac{0,025 \text{ m}}{0,044 \text{ m}} \\ &= 0,57 \end{aligned}$$

Karena hasil dari d_o/D_i dalam tabel 8.2 tidak ada, maka dilakukan metode interpolasi, sehingga :

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= \frac{0,57-0,50}{1,00-0,50} \times (4,86 - 5,74) + 5,74 \\ &= \frac{0,07}{0,5} \times (-0,88) + 5,74 \\ &= 5,62 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\
 &= \frac{5,62 \cdot 0,619 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\
 &= 183,057 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\
 &= \frac{0,0002083 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\
 &= 0,7352 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Re_{,h} &= \frac{992,95 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7352 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000691 \text{ kg/m} \cdot \text{s}} \\
 &= 20063,022
 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot (20063,022)^{0,8} \cdot 4,59^{0,3} \\
 &= 100,512
 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{100,512 \cdot 0,628 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 3324,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{3324,3} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,629 \cdot 1,5} + \frac{1}{183,057} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 288,247 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\
 &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{3324,3} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{183,057} \right]^{-1} \\
 &= 165,826 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}
 \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\
 &= \frac{(38,2 - 29,8) - (36 - 32,8)}{\ln\left(\frac{(38,2 - 29,8)}{(36 - 32,8)}\right)} \\
 &= 5,388 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ϵ)

$$\epsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,207 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 864,28 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,2 \text{ kg/s} \cdot 4178,89 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} = 835,778 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 835,778 \text{ J/s } \text{°C}; C_{\text{maks}} = C_h = 864,28 \text{ J/s } \text{°C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{835,778 \text{ J/s } \text{°C}}{864,28 \text{ J/s } \text{°C}} = 0,967$$

sehingga:

$$\begin{aligned}
 \epsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\
 &= \frac{1901,417 \text{ W}}{835,778 \text{ J/s } \text{°C} \cdot (38,2 \text{°C} - 29,8 \text{°C})} = 0,271
 \end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{288,247 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{835,778 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,03$$

4.2.11 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 20,5 LPM pada Variasi Menggunakan Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 38 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 34 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 30,5 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 33,6 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,25 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{38 + 34}{2} + 273,15 = 309,15 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,627 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000708 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 993,38 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,72$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{30,5 + 33,6}{2} + 273,15 = 305,2 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

$$C_{p,c} = 4179,04 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_c = 0,620 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000766 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001005)^{-1} = 994,95 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 5,17$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 993,38 \times 0,0003417 = 0,339 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,25 \text{ kg/s} \times 4179,04 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (33,6 ^\circ\text{C} - 30,5 ^\circ\text{C}) \\ &= 3238,76 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,339 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (38 ^\circ\text{C} - 34 ^\circ\text{C}) \\ &= 5672,157 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{5672,157 - 3238,76}{5672,157} \times 100\% \\ &= 42,901 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 0,001936 \text{ m}^2} = 0,2248 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{994,95 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,2248 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000766 \text{ kg/m.s}} \\ &= 5551,38 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_{c})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (5551,38)^{0,8} \cdot 5,17^{0,3} \\ &= 37,275 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{37,275 \cdot 0,620 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 1216,890 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0003417 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,2057 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{993,38 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,2057 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000708 \text{ kg/m.s}} \\ &= 32160,367 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (32160,367)^{0,8} \cdot 4,72^{0,3} \\ &= 147,818 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{147,818 \cdot 0,627 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 4875,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{4875,21} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1216,890} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1443,11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{4875,21} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,625 \cdot 1,5} + \frac{1}{1216,890} \right]^{-1} \\ &= 817,075 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}\Delta T_{LMTD} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\ &= \frac{(38 - 30,5) - (34 - 33,6)}{\ln\left(\frac{(38 - 30,5)}{(34 - 33,6)}\right)} \\ &= 2,422 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ε)

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{maks}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,339 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1418,04 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4179,04 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1044,76 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\min} = C_c = 1044,76 \text{ J/s } ^\circ\text{C}; C_{\max} = C_h = 1418,04 \text{ J/s } ^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{1044,76 \text{ J/s } ^\circ\text{C}}{1418,04 \text{ J/s } ^\circ\text{C}} = 0,737$$

sehingga:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{Q_h}{C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{5672,157 \text{ W}}{1044,76 \text{ J/s } ^\circ\text{C} \cdot (38 \text{ } ^\circ\text{C} - 30,5 \text{ } ^\circ\text{C})} = 0,724\end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$NTU = \frac{1443,11 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{1044,76 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,12361$$

4.2.12 Perhitungan Data Pengujian dengan Laju Aliran 27,5 LPM pada Variasi menggunakan Isolasi dengan Pompa

Data hasil pengujian :

- Temperatur air masuk pipa dalam ($T_{h,i}$) : 38,6 °C
- Temperatur air keluar pipa dalam ($T_{h,o}$) : 36,8 °C
- Temperatur air masuk *annulus* ($T_{c,i}$) : 34,3 °C
- Temperatur air keluar *annulus* ($T_{c,o}$) : 35,2 °C
- Laju aliran massa air masuk *annulus* (\dot{m}) : 0,2 Kg/s
- Debit air pada pipa dalam :

$$Q_h = \frac{V_h}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_h &= \pi \cdot r_i^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,019}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0004251 \text{ m}^3 \\ &= 0,4251 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{0,4251 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,007085 \text{ liter/detik} \\ &= 0,4251 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

- Debit air pada *annulus* :

$$Q_c = \frac{V_c}{t}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \cdot r_o^2 \cdot L \\ &= \pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot L \\ &= 3,14 \cdot \left(\frac{0,044}{2} \text{ m}\right)^2 \cdot 1 \text{ m} \\ &= 0,00152 \text{ m}^3 \\ &= 1,52 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_h &= \frac{1,52 \text{ liter}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,0253 \text{ liter/detik} \\ &= 1,52 \text{ liter/menit} \end{aligned}$$

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

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

$$T_{b,i} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{38,6 + 36,8}{2} + 273,15 = 310,85 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di pipa dalam pada $T_{b,i}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949) :

$$C_{p,h} = 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$k_h = 0,629 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_h = 0,000682 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_h = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_h = (\nu_h)^{-1} = (0,001007)^{-1} \text{ kg/m}^3 = 992,71 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 4,52$$

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

$$T_{b,o} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{34,3 + 35,2}{2} + 273,15 = 307,9 \text{ K}$$

- Sifat-sifat air di *annulus* pada $T_{b,o}$ (Tabel A.6 Frank P. Incropera Edisi ke 6 hal. 949):

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

$$k_c = 0,625 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 0,000726 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

$$\nu_c = 0,001006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_c = (v_c)^{-1} = (0,001006)^{-1} = 993,88 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 0,2 \text{ kg/s}$$

$$P_r = 4,86$$

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

$$\dot{m}_h = \rho_h \times Q$$

$$= 992,71 \times 0,0004583 = 0,455 \text{ kg/s}$$

c. Perhitungan laju aliran dingin, \dot{Q}_c

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \times C_{p,c} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 0,2 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (35,2 ^\circ\text{C} - 34,3 ^\circ\text{C}) \\ &= 752,04 \text{ W} \end{aligned}$$

d. Perhitungan laju aliran panas, \dot{Q}_h

$$\begin{aligned} \bullet \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ &= 0,455 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (38,6 ^\circ\text{C} - 36,8 ^\circ\text{C}) \\ &= 3421,734 \text{ W} \end{aligned}$$

e. Persentase kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*)

$$\text{heat balance error} = Q_{loss}$$

$$\begin{aligned} \% \dot{Q}_{loss} &= \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \\ &= \frac{3421,734 - 752,04}{3421,734} \times 100\% \\ &= 78,022 \end{aligned}$$

f. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida dingin (Re_{c})

$$Re_{c} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_i^2} \\ &= 0,3016 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{c} &= \frac{993,88 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,3016 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000726 \text{ kg/m.s}} \\ &= 7843,47 \end{aligned}$$

g. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida dingin ($Nu_{d,c}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida dingin adalah turbulen, maka besarnya bilangan *Nusselt* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,c} &= 0,023 \cdot (Re_{c})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (7843,47)^{0,8} \cdot 4,86^{0,3} \\ &= 48,242 \end{aligned}$$

h. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus*, h_o

Dari hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_{d,c} \cdot k_c}{D_h} \\ &= \frac{48,242 \cdot 0,625 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 1585,982 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

i. Perhitungan bilangan *Reynolds* fluida panas ($Re_{,h}$)

$$Re_{,h} = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2} \\ &= \frac{0,0004583 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019^2) \text{ m}^2} \\ &= 1,6174 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} Re_{,h} &= \frac{992,71 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,6174 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{0,000682 \text{ kg/m.s}} \\ &= 44702,351 \end{aligned}$$

j. Perhitungan bilangan *Nusselt* fluida Panas ($Nu_{d,h}$)

Karena aliran yang terjadi pada fluida panas adalah turbulen, maka besarnya bilangan Nusselt dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Nu_{d,h} &= 0,023 \cdot (Re_{,h})^{4/5} \cdot Pr^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot (44702,351)^{0,8} \cdot 4,86^{0,3} \\ &= 189,921 \end{aligned}$$

k. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pipa dalam, h_i

Dari hasil perhitungan bilangan Nusselt dan berdasarkan sifat konduktivitas thermal fluida, maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata sisi *annulus* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_{d,h} \cdot k_h}{D_i} \\ &= \frac{189,921 \cdot 0,629 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,019 \text{ m}} \\ &= 6291 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

l. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi dalam pipa dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} \cdot \frac{A_i}{A_o}}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,019)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000361 \\ &= 2,833 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_o^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,025)^2 \\ &= 0,785 \cdot 0,000625 \\ &= 4,906 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} U_i &= \left[\frac{1}{6291} + \frac{(2,833 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1585,982} \cdot \frac{2,833 \cdot 10^{-4}}{4,906 \cdot 10^{-4}} \right]^{-1} \\ &= 1864,75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

m. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada sisi luar pipa dalam

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \left[\frac{4,906 \cdot 10^{-4}}{2,833 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{6291} + \frac{(4,906 \cdot 10^{-4}) \cdot \ln(0,025/0,019)}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,626 \cdot 1,5} + \frac{1}{1585,982} \right]^{-1} \\ &= 1049,86 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

n. Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritma (ΔT_{LMTD}):

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,i})}{(T_{h,o} - T_{c,o})}\right)} \\ &= \frac{(38,6 - 34,3) - (36,8 - 35,2)}{\ln\left(\frac{(38,6 - 34,3)}{(36,8 - 35,2)}\right)} \\ &= 2,731 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

o. Perhitungan efektivitas penukar kalor (ε)

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_{\text{maks}}}$$

dimana :

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} = 0,455 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 1900,96 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} = 0,2 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C} = 835,6 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$C_c < C_h,$$

$$C_{\text{min}} = C_c = 835,6 \text{ J/s }^\circ\text{C} ; C_{\text{maks}} = C_h = 1900,96 \text{ J/s }^\circ\text{C}$$

$$c = \frac{C_{\text{min}}}{C_{\text{maks}}} = \frac{835,6 \text{ J/s }^\circ\text{C}}{1900,96 \text{ J/s }^\circ\text{C}} = 0,440$$

sehingga:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{Q_h}{C_{\text{min}} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{3421,734 \text{ W}}{835,6 \text{ J/s }^\circ\text{C} \cdot (38,6^\circ\text{C} - 34,3^\circ\text{C})} = 0,952\end{aligned}$$

p. Perhitungan jumlah satuan perpindahan panas (NTU)

$$NTU = \frac{U_i \cdot A}{C_{min}}$$

Dimana:

A adalah luas penampang dari alat penukar kalor

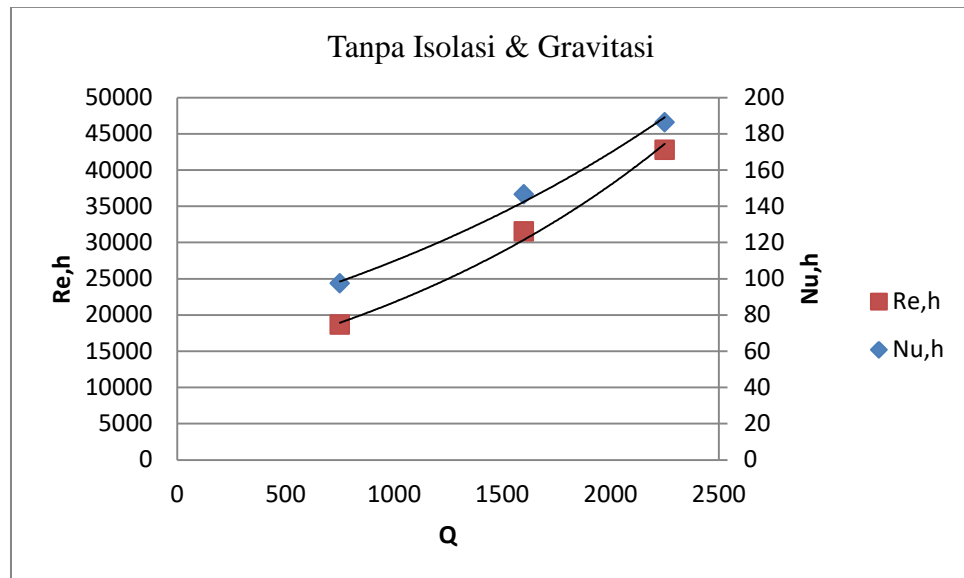
$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot d_i \cdot L \\ &= 3,14 \cdot 0,019 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 0,0895 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga:

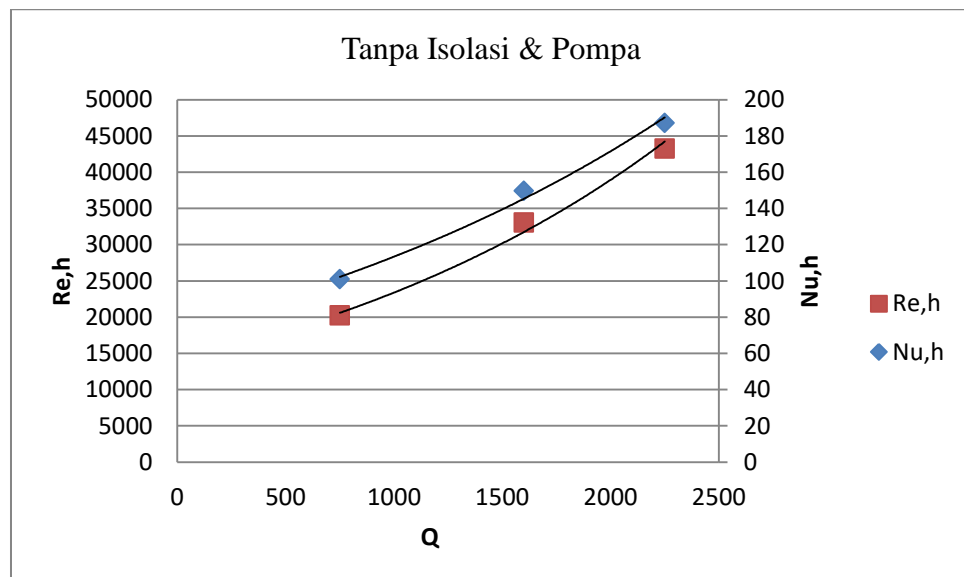
$$NTU = \frac{1864,75 \text{ W/m}^2\text{C} \cdot 0,0895 \text{ m}^2}{835,6 \text{ J/s}^\circ\text{C}} = 0,199$$

4.3 Pembahasan

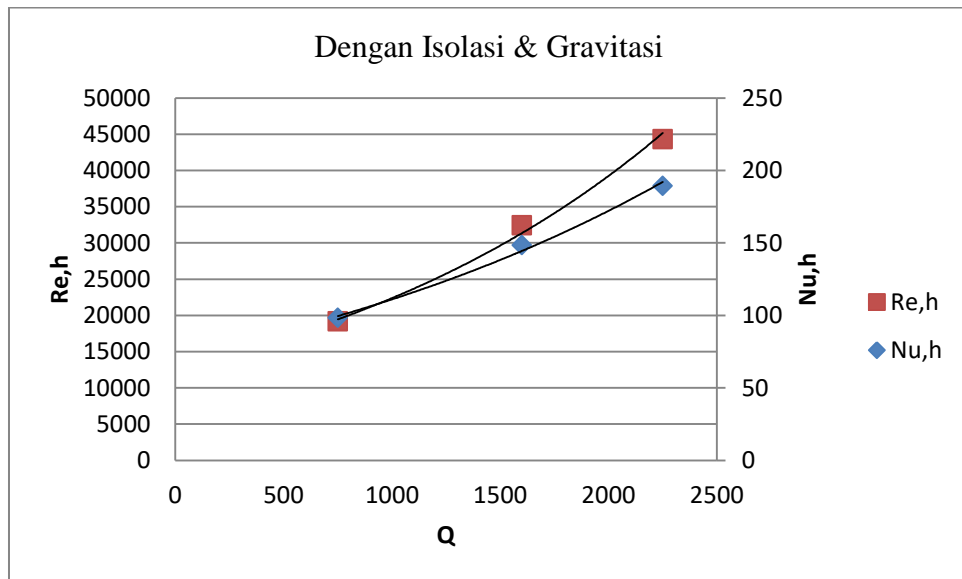
1. Pengaruh Debit Aliran terhadap Bilangan *Reynolds* Fluida Panas dan Bilangan *Nusselt* Fluida Panas.



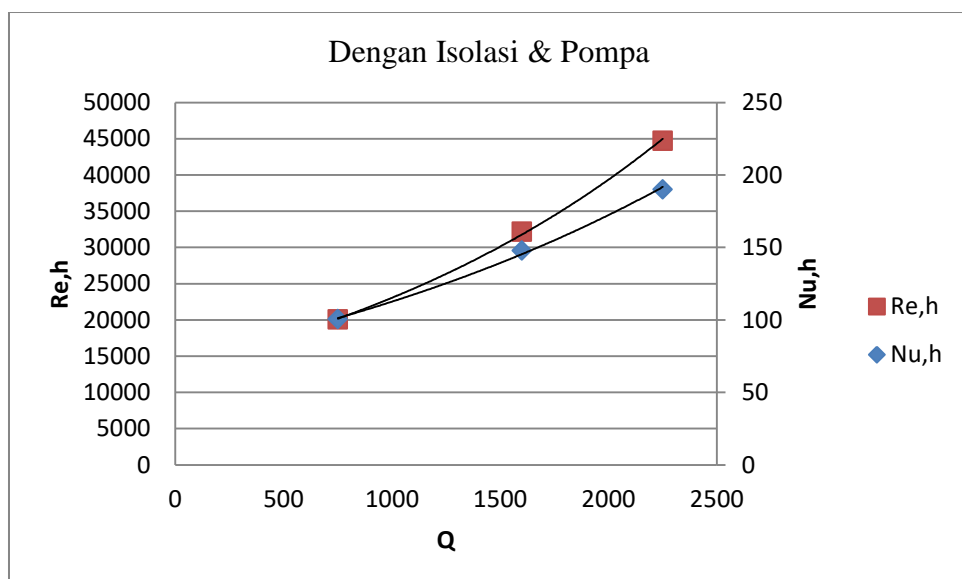
Gambar 4.1. Pengaruh Debit Aliran terhadap Bilangan *Reynolds* Fluida Panas dan Bilangan *Nusselt* Fluida Panas pada perlakuan tanpa isolasi & gravitasi.



Gambar 4.2. Pengaruh Debit Aliran terhadap Bilangan *Reynolds* Fluida Panas dan Bilangan *Nusselt* Fluida Panas pada perlakuan tanpa isolasi & pompa.



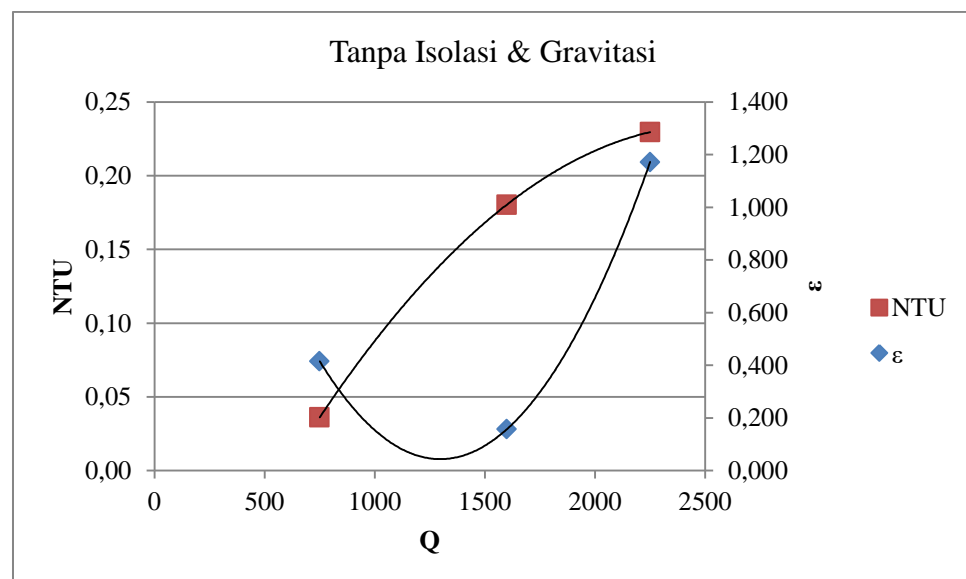
Gambar 4.3. Hubungan Debit Aliran terhadap Bilangan *Reynolds* Fluida Panas dan Bilangan *Nusselt* Fluida Panas pada perlakuan dengan isolasi & gravitasi.



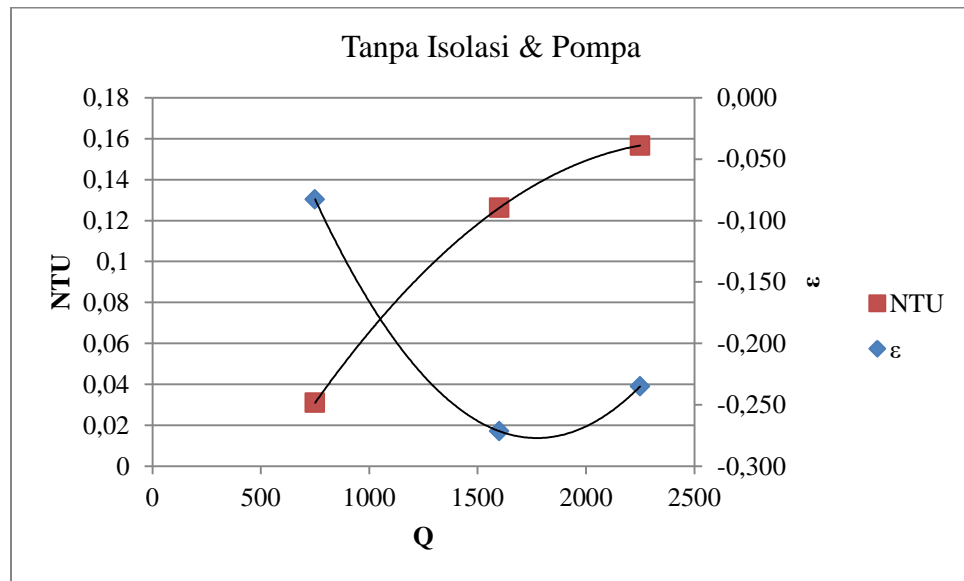
Gambar 4.4. Hubungan Debit Aliran terhadap Bilangan *Reynolds* Fluida Panas dan Bilangan *Nusselt* Fluida Panas pada perlakuan dengan isolasi & pompa.

Berdasarkan Gambar 4.1, 4.2, 4.3, dan 4.4 di atas, Pengaruh debit aliran terhadap bilangan *Reynolds* fluida panas dan bilangan *Nusselt* fluida panas terlihat bahwa semakin besar debit aliran maka semakin besar bilangan *Reynolds* dan bilangan *Nusselt*. Hal ini dipengaruhi oleh laju aliran pada alat penukar kalor. Dengan meningkatnya debit aliran, maka terjadi peningkatan pada masing-masing aliran fluida yang menyebabkan kerugian pada pipa tube bagian dalam akibat gesekan aliran terhadap dinding pipa.

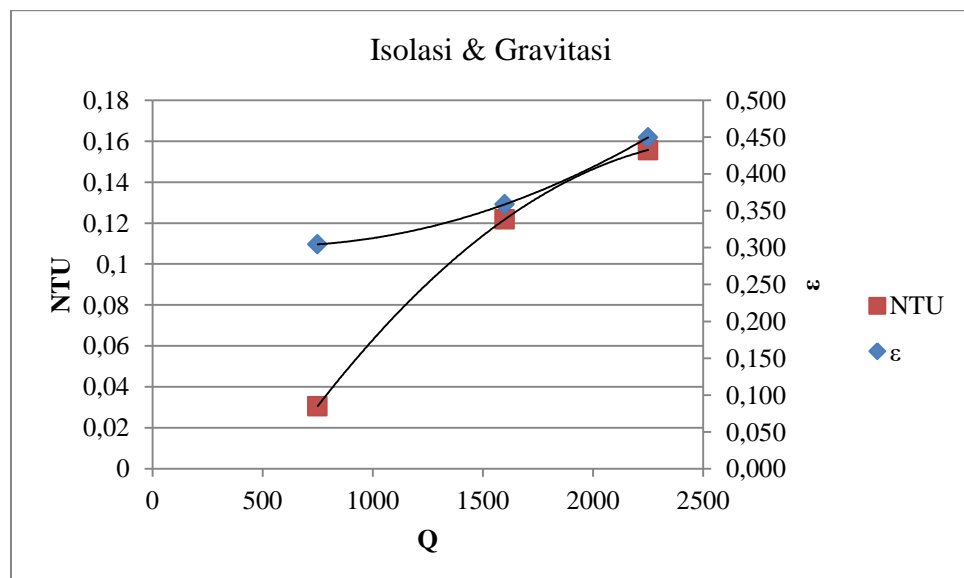
2. Pengaruh Debit aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor.



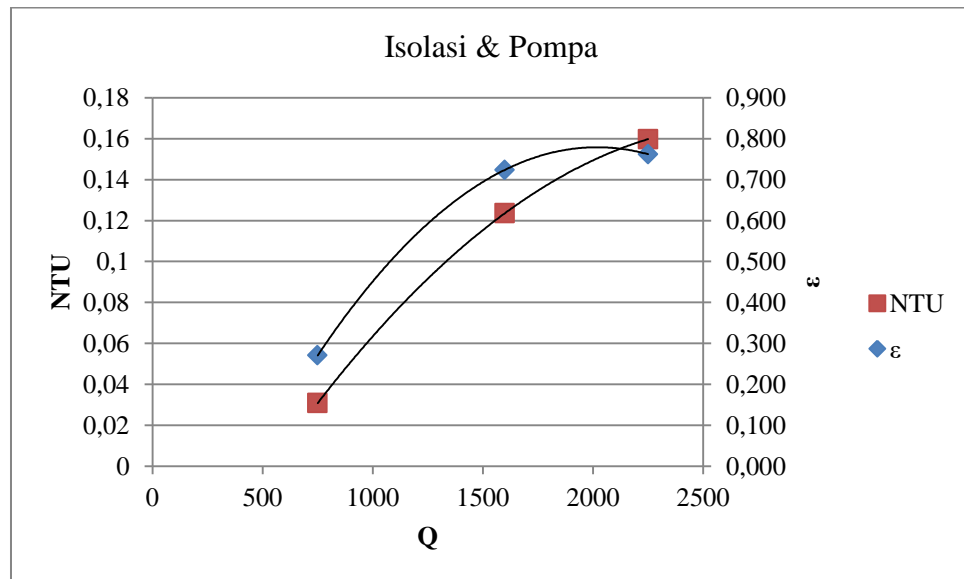
Gambar 4.5. Pengaruh Debit aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor Tanpa Isolasi dan Gravitasi.



Gambar 4.6. Pengaruh Debit aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor Tanpa Isolasi dan Pompa.



Gambar 4.7. Pengaruh Debit Aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor dengan Isolasi dan Gravitasi.



Gambar 4.8. Pengaruh Debit Aliran terhadap Jumlah Satuan Perpindahan Panas (NTU) dan Efektivitas Penukar Kalor dengan Isolasi dan Pompa.

Berdasarkan Gambar 4.5, 4.6, 4.7, dan 4.8 di atas, pengaruh debit aliran terhadap jumlah satuan perpindahan panas dan efektivitas penukar kalor tidak efektif. Hal ini disebabkan karena adanya perbedaan hasil perhitungan antar perlakuan.

Pada perlakuan tanpa isolasi dengan gravitasi terlihat bahwa semakin meningkatnya debit aliran, semakin meningkat nilai NTU. Tetapi pengaruh debit aliran terhadap efektivitas penukar kalor menurun sampai pada titik 0,158, namun efektivitas meningkat signifikan pada titik 1,172.

Perlakuan tanpa isolasi dengan pompa bernilai negatif yang berarti pengaruh debit aliran terhadap NTU dan efektivitas tidak seimbang.

Perlakuan menggunakan isolasi dengan gravitasi dan pompa terlihat semakin meningkat debit aliran, nilai NTU dan efektifitasnya juga meningkat.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis data yang dilakukan pada alat penukar kalor pipa konsentrik sederhana skala laboratorium dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Pengaruh debit aliran terhadap bilangan *Reynolds* fluida panas dan bilangan *Nusselt* fluida panas terlihat bahwa semakin besar debit aliran maka semakin besar bilangan *Reynolds* dan bilangan *Nusselt*.
2. Pada perlakuan tanpa isolasi dengan gravitasi terlihat bahwa semakin meningkatnya debit aliran, semakin meningkat nilai NTU. Tetapi pengaruh debit aliran terhadap efektivitas penukar kalor menurun sampai pada titik 0,158, namun efektivitas meningkat signifikan pada titik 1,172.
3. Perlakuan tanpa isolasi dengan pompa bernilai negatif yang berarti pengaruh debit aliran terhadap NTU dan efektivitas tidak seimbang.
4. Perlakuan menggunakan isolasi dengan gravitasi dan pompa terlihat semakin meningkat debit aliran, nilai NTU dan efektifitasnya juga meningkat.
5. Pada perlakuan yang menggunakan isolasi dengan gravitasi lebih mendekati efektif dibandingkan dengan perlakuan lainnya.
6. Karakteristik Alat Penukar Kalor berupa pipa konsentrik aluminium dimana dimensi pipa luar (diameter luar 50 mm, diameter dalam 44 mm dan panjang pipa 1000 mm), dan dimensi pipa dalam (diameter luar 25 mm, diameter dalam 19 mm, dan panjang pipa 1500 mm). Alat Penukar Kalor menggunakan pompa dingin dan pompa panas. Spesifikasi pompa dingin jenis pompa air sumur dangkal Model GP-129JXK dengan kapasitas air minimal 18 liter/menit, tinggi aliran minimal 27 meter, daya hisap 9 meter, pipa hisap 1 inci dan pipa

dorong 1 inci. Adapun spesifikasi pompa panas yaitu model CPM-130 dengan kapasitas air maksimal 90 liter/menit, tinggi aliran maksimal 22 meter, daya hisap 9 meter, pipa hisap 1 inci dan pipa dorong 1 inci. Jenis fluida pada alat penukar kalor adalah air dingin dan air panas. Dimana air panas didapat dari heater dengan daya 500 watt.

5.2 Saran

1. Posisi *Heater* seharusnya diletakkan di bawah dekat dengan *inlet* pompa panas agar panas air merata.
2. Temperatur air pada tandon air seharusnya lebih tinggi, agar temperatur air panas yang masuk pada alat penukar kalor mencapai kondisi tunak/*steady state*.
3. Instalasi aksesoris pipa dilakukan dengan cara yang benar untuk mencegah kebocoran alat.
4. Pada saat pengambilan data diperlukan penambahan waktu untuk mengimbangi pembacaan *Thermocouple*.
5. Untuk perancangan alat selanjutnya perlu menambahkan alat *Thermocouple* yang berfungsi untuk membaca temperatur dinding luar *Tube* pada alat penukar kalor.
6. Untuk penelitian selanjutnya diharapkan dalam menganalisa alat lebih teliti untuk mencegah *error*/data tidak valid.

DAFTAR PUSTAKA

- Anditama, Dhimas Huda. 2012. *Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Saluran Annular dengan Perforated Twisted Tape Insert, Notched Twisted Tape Insert, dan Jagged Twisted Tape Insert*. Surakarta: Universitas Sebelas Maret.
- Arifianto, D.Y. 2009. *Rancang Bangun dan Pengujian Model Kondensor Tipe Concentric Tube Counter Current Ganda Dengan Penambahan Sirip*. Surakarta: Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- Cengel, Y.A. 2003. *Heat Transfer A Practical Approach*. Second Edition
- Holman, J.P. 2010. *Heat Transfer*. Tenth Edition
- Incropera, Frank, P., David P. De Witt. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6th Edition, John Wiley & Sons.
- Istanto, T., dan Juwana, W.E. 2011. *Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Dengan Sisipan Pita Terpilin Berlubang*. Surakarta: Universitas Sebelas Maret.
- Kakaç, Sadik., Hongtan Liu., Anchasa Pramuanjaroenkij. 2012. *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*. Third Edition.
- Pane, A.H. 2014. *Modul Contoh Penyelesaian Soal Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger)*, Edisi Percobaan
- R.A., Fatkhur, J.W., Endra, Istanto, T. 2012. *Pengujian Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Saluran Persegi Dengan Twisted Tape Insert With Centre Wing*
- Shah, Ramesh. K, Dušan P. Sekulić. 2003. *Fundamentals Of Heat Exchanger Design*.
- Sunu, P.W., Anakottapary, D.S., dan Santika, W.G. 2015. *Efektivitas Perpindahan Panas Pada Double Pipe Heat Exchanger Dengan Groove*
- Wibowo, B.S., Kamal, S., Kristiawan, B. 2015. *Studi Eksperimental Efektivitas Alat Penukar Kalor Pipa Konsentrik Saluran Annular Dengan Twisted Tape Insert Pada Fluida Nano TiO₂ Dengan Fluida Dasar Oli Termo XT32*

Lampiran 1

Tabel Hasil Perhitungan Alat Penukar Kalor Seksi Uji tanpa Isolasi dan Gravitasi

Mh (kg/s)	$\dot{Q}_c(W)$	$\dot{Q}_h(W)$	$\dot{Q}_{loss} (%)$	Re,c	Nud,c	Ho	Re,h	Nud,h	hi	Ui	Uo	LMTD	ϵ	NTU
0,207	1065,579	1298,3	17,92524	3276,59	5,6168	182,747	18635,9	97,2912	3187,88	286,73	164,95	2,61978	0,41536	0,03612
0,340	426,253	425,589	-0,15592	5496,81	37,1026	1210,03	31482,4	146,435	4816,65	1432,32	811,044	3,32975	0,15765	0,18043
0,455	-2272,83	1331,81	270,6572	7535,01	47,3917	1549,86	42747,3	186,223	6134,76	1821,91	1026,2	2,6568	1,17194	0,22955

Tabel Hasil Perhitungan Alat Penukar Kalor Seksi Uji tanpa Isolasi dan Pompa dingin

Mh (kg/s)	$\dot{Q}_c(W)$	$\dot{Q}_h(W)$	$\dot{Q}_{loss} (%)$	Re,c	Nud,c	ho	Re,h	Nud,h	hi	Ui	Uo	LMTD	ϵ	NTU
0,207	1253,4	-345,66	462,615	3454,81	5,6168	183,9	20231,7	100,922	3340,52	289,576	166,588	4,42725	-0,0827	0,03101
0,339	104,45	-850,37	112,2828	5777,69	37,9376	1245,31	33059,2	149,665	4952,01	1472,99	833,706	3,24358	-0,2714	0,1262
0,455	208,9	-760,87	127,4555	7564,01	47,4726	1553,3	43230,7	187,148	6173,91	1828,16	1029,67	3,19896	-0,235	0,15663

Tabel Hasil Perhitungan Alat Penukar Kalor Seksi Uji dengan Isolasi dan Gravitasi

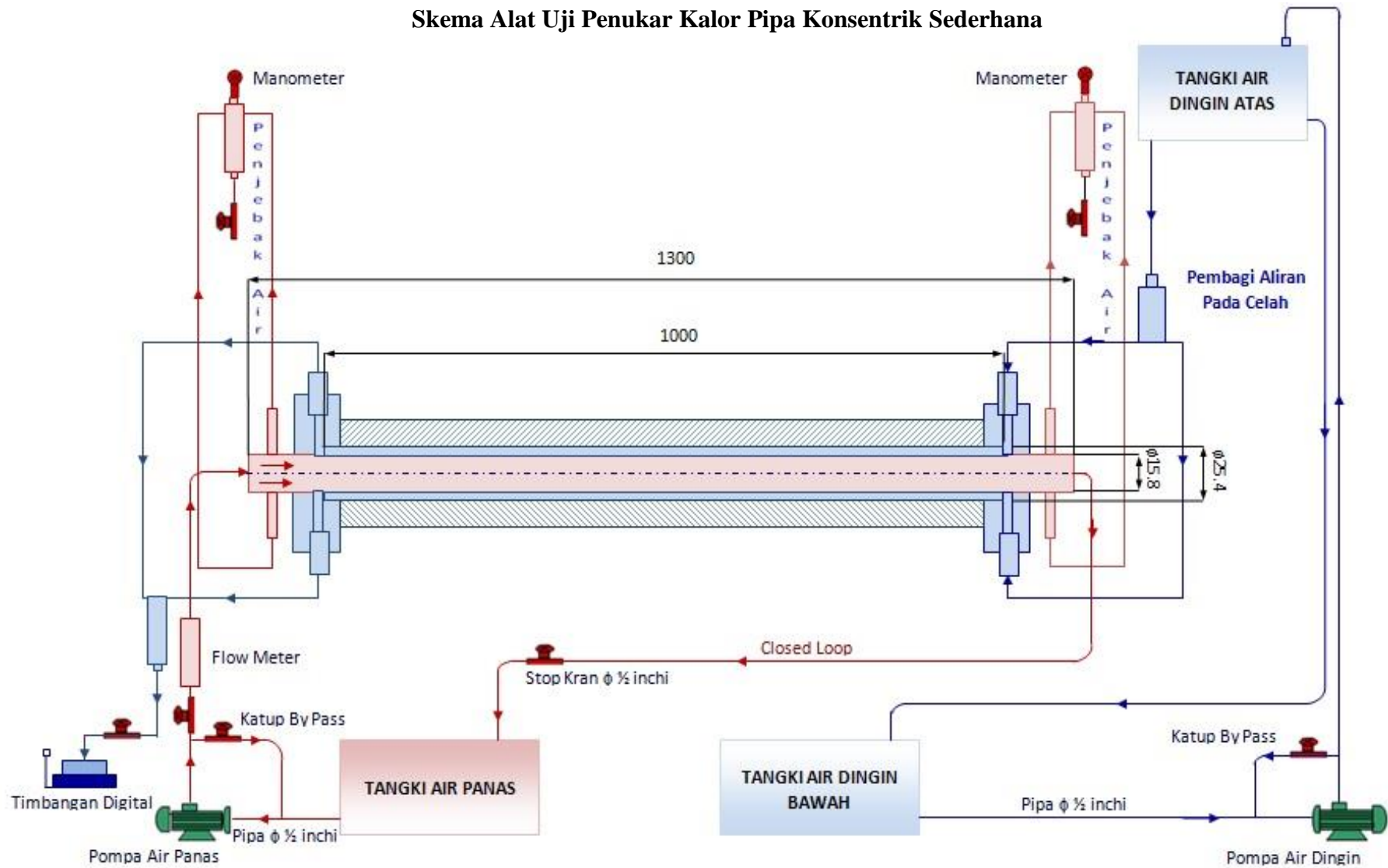
Mh (kg/s)	$\dot{Q}_c(W)$	$\dot{Q}_h(W)$	$\dot{Q}_{loss} (%)$	Re_c	Nud_c	Ho	Re_h	Nud_h	hi	Ui	Uo	LMTD	ϵ	NTU
0,207	2005,598	2162,89	7,272344	3139,39	5,6168	181,899	19164,6	98,391	3237,79	285,922	164,491	5,70343	0,3045	0,03062
0,339	2925,069	3261,04	10,30248	5333,78	36,5818	1189,27	32439,2	148,343	4898,45	1422,52	805,66	5,77976	0,3588	0,12186
0,455	3552,108	3992,67	11,03437	7373,76	46,9318	1530,59	44307,3	189,233	6260,63	1817,41	1023,84	5,28108	0,44961	0,15568

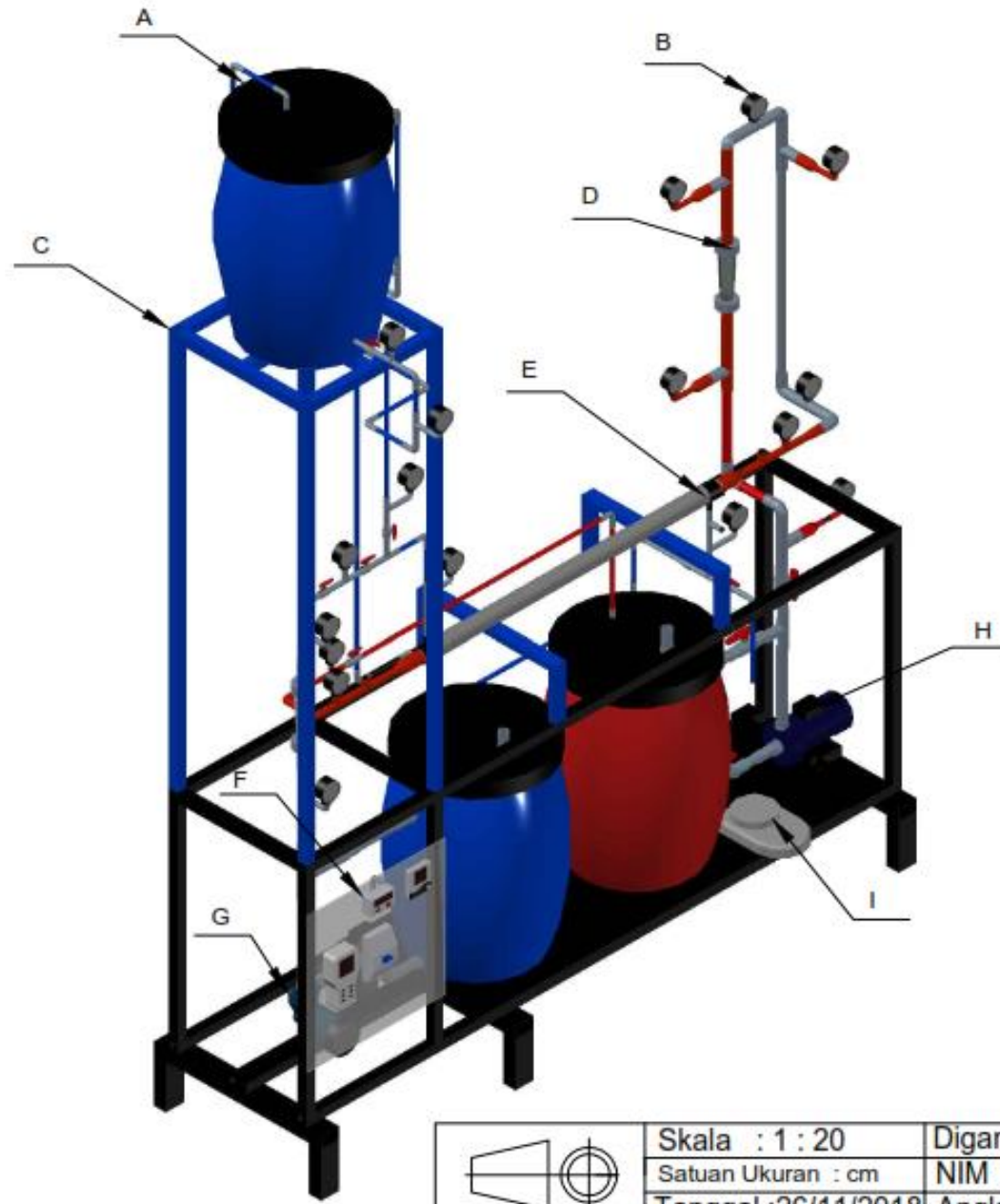
Tabel Hasil Perhitungan Alat Penukar Kalor Seksi Uji dengan Isolasi dan Pompa dingin

Mh (kg/s)	$\dot{Q}_c(W)$	$\dot{Q}_h(W)$	$\dot{Q}_{loss} (%)$	Re_c	Nud_c	Ho	Re_h	Nud_h	hi	Ui	Uo	LMTD	ϵ	NTU
0,207	2507,334	1901,42	-31,8666	3329,89	5,6168	183,057	20063	100,512	3324,3	288,247	165,826	5,38815	0,27084	0,03086
0,339	3238,756	5672,16	42,9008	5551,38	37,2749	1216,89	32160,4	147,818	4875,21	1443,11	817,075	2,42222	0,72389	0,12361
0,455	940,05	3421,73	72,52709	7843,47	48,2416	1585,98	44702,4	189,921	6291	1864,75	1049,86	2,7311	0,76185	0,15977

Lampiran 2.

Skema Alat Uji Penukar Kalor Pipa Konsentrik Sederhana

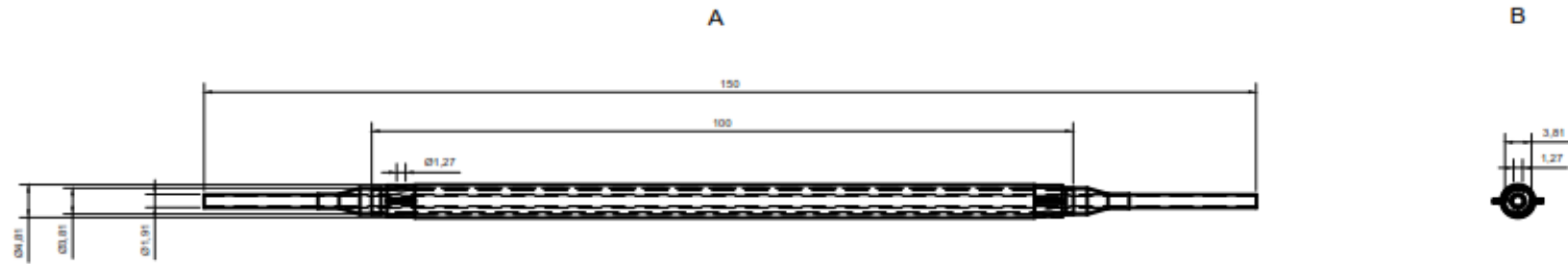





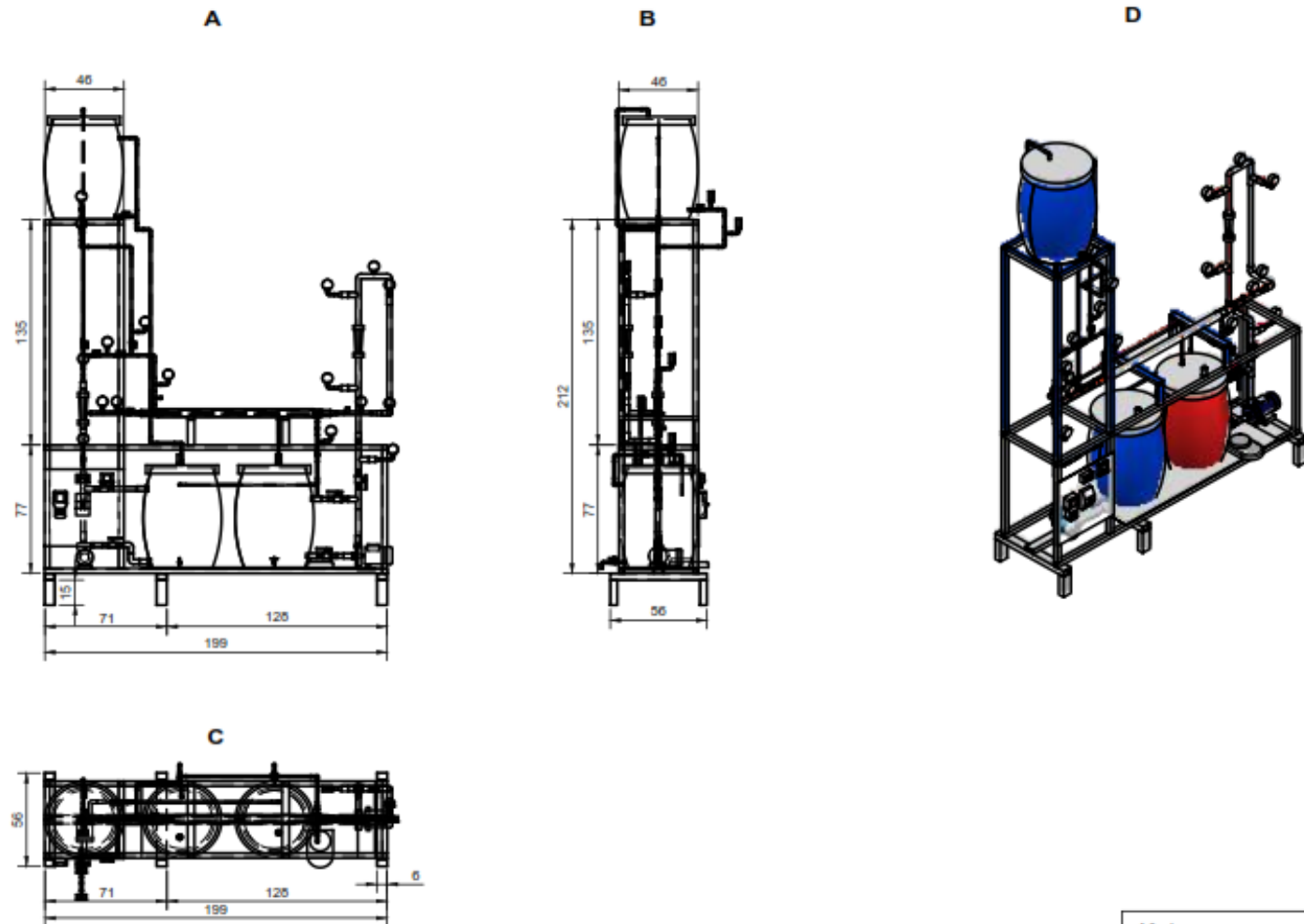
- Keterangan :
- A. Tandon Air
 - B. Preasure Gauge
 - C. Rangka
 - D. Flowmeter / Rotameter
 - E. Penukar Kalor
 - F. Panel Kontrol
 - G. Pompa Dingin
 - H. Pompa Panas
 - I. Timbangan Digital

	Skala : 1 : 20	Digambar : Muhammad Zulyan
	Satuan Ukuran : cm	NIM : 141210227
	Tanggal :26/11/2018	Angkatan : 2014

UM Pontianak	Alat penukar kalor	NO.	A4
--------------	--------------------	-----	----



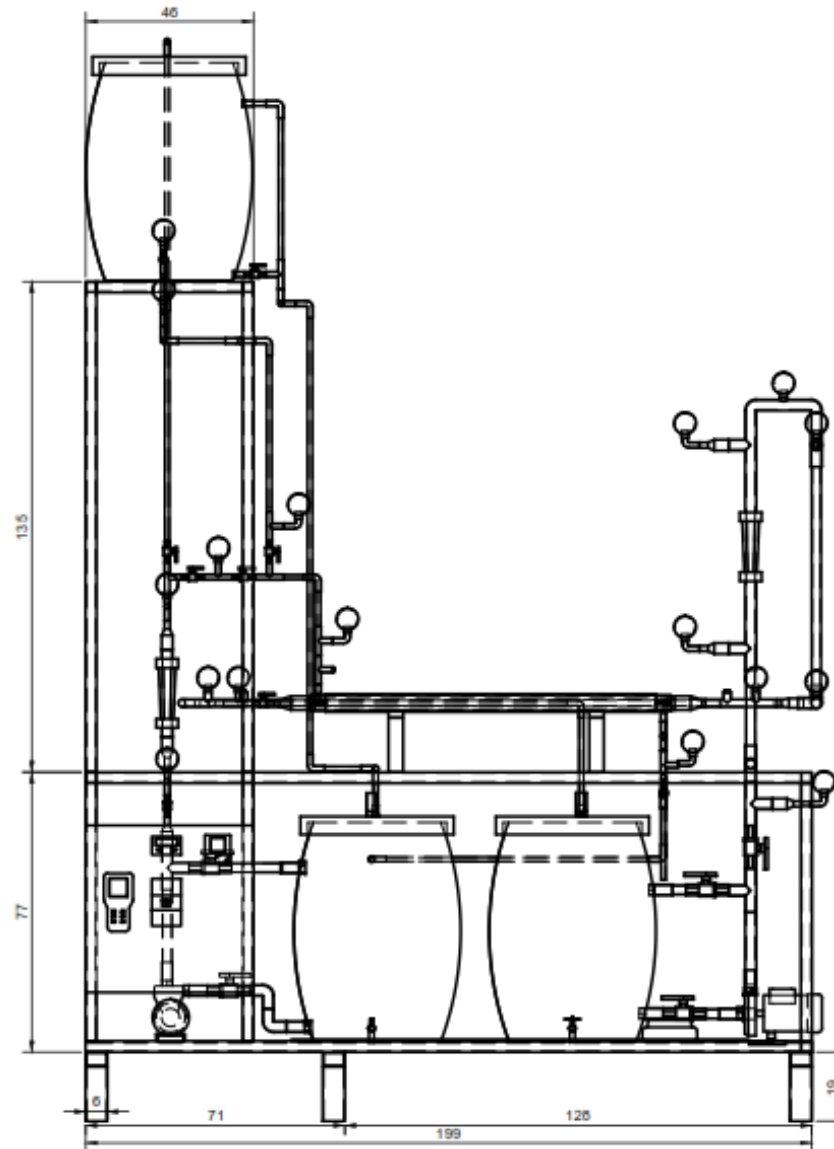
	Skala : 1 : 10	Digambar : Muhammad Zulyan	Keterangan : A. Tampak Depan B. Tampak Samping	
	Satuan Ukuran : mm	NIM : 141210227		
	Tanggal : 27/05/2018	Angkatan : 2014		
UM Pontianak		Alat penukar kalor	NO.	A4




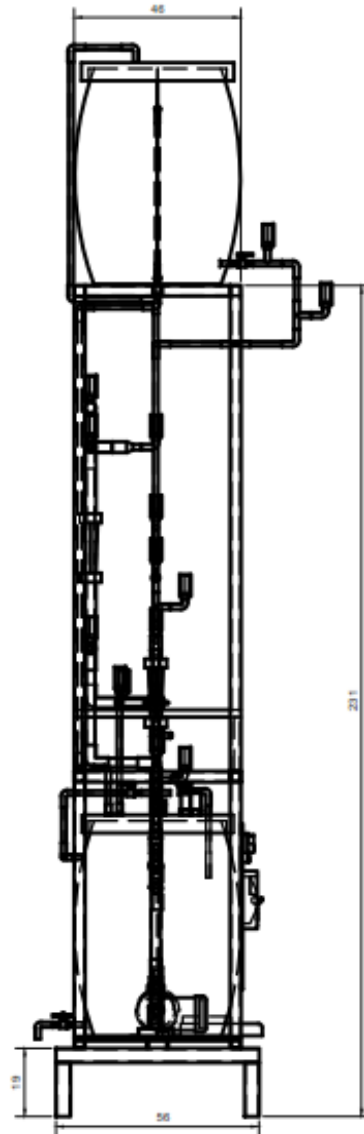
Keterangan :
 A. Tampak Depan
 B. Tampak Kiri
 C. Tampak Atas
 D. Tampak SW Isometrik


	Skala : 1 : 40	Digambar : Muhammad Zulyan
	Satuan Ukuran : cm	NIM : 141210227
	Tanggal : 26/11/2018	Angkatan : 2014

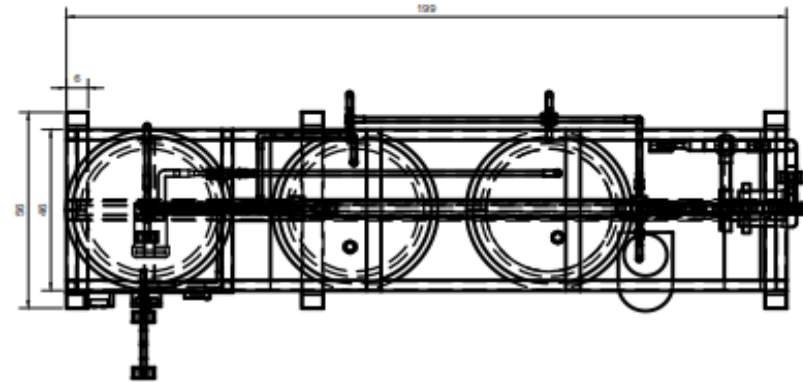
UM Pontianak	Alat penukar kalor	NO.	A4
---------------------	--------------------	-----	-----------




	Skala : 1 : 20	Digambar : Muhammad Zulyan	Keterangan : Tampak Depan	
	Satuan Ukuran : cm	NIM : 141210227		
	Tanggal : 26/11/2018	Angkatan : 2014		
UM Pontianak		Alat penukar kalor	NO.	A4



	Skala : 1 : 20	Digambar : Muhammad Zulyan	Keterangan : Tampak Samping	
	Satuan Ukuran : cm	NIM : 141210227		
	Tanggal : 26/11/2018	Angkatan : 2014		
UM Pontianak		Alat penukar kalor	NO.	A4



	Skala : 1 : 20	Digambar : Muhammad Zulyan	Keterangan : Tampak Atas	
	Satuan Ukuran : cm	NIM : 141210227		
	Tanggal : 26/11/2018	Angkatan : 2014		
UM Pontianak		Alat penukar kalor	NO.	A4

Lampiran 9

Dokumentasi



Proses Pembuatan Rangka



Proses Pengelasan



Pembuatan Alat Penukar Kalor

Dokumentasi



Pemasangan alat ke rangka



Pemasangan Pompa



Pemasangan Isolasi pada Alat Penukar Kalor

Dokumentasi



Pemasangan Panel Kontrol



cek kebocoran instalasi



Pengambilan Data