

TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
PENGARUH JARAK SIRIP TERHADAP UNJUK
KERJA ALAT PENUKAR KALOR TABUNG
BERSIRIP (*FIN-TUBE*) SUSUNAN SELANG – SELING
MENGGUNAKAN SIRIP SEGI EMPAT

*Diajukan Sebagai Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun oleh :

NAMA : DWI SEPTIAN

NPM : 1307230181



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018

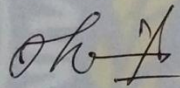
LEMBAR PENGESAHAN - I
TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
PENGARUH JARAK SIRIP TERHADAP UNJUK
KERJA ALAT PENUKAR KALOR TABUNG
BERSIRIP (FIN-TUBE) SUSUNAN SELANG – SELING
MENGGUNAKAN SIRIP SEGI EMPAT

Disusun Oleh :

DWI SEPTIAN
1307230181

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembimbing – I



(Ir. Husein Ibrahim, M.T)

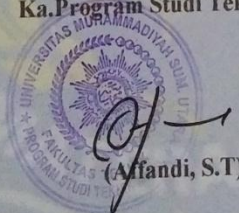
Pembimbing – II



(H. Muharnif M. S.T., M.Sc)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin



(Alfandi, S.T)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018

LEMBAR PENGESAHAN - II
TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
PENGARUH JARAK SIRIP TERHADAP UNJUK
KERJA ALAT PENUKAR KALOR TABUNG
BERSIRIP (FIN-TUBE) SUSUNAN SELANG – SELING
MENGGUNAKAN SIRIP SEGI EMPAT

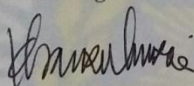
Disusun Oleh :

DWI SEPTIAN
1307230181

Telah diperiksa dan diperbaiki
Pada seminar tanggal 20 Januari 2018

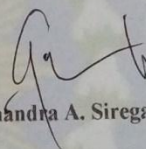
Disetujui Oleh :

Pembanding – I



(Khairul Umurani, S.T.,M.T)

Pembanding – II



(Chandra A. Siregar, S.T.,M.T)

Diketahui oleh :

Ka.Program Studi Teknik Mesin


(Alfandi, S.T)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 - 6624567 -
6622400 - 6610450 - 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

DAFTAR SPESIPIKASI
TUGAS SARJANA

Nama Mahasiswa : DWI SEPTIAN
NPM : 1307230181
Semester : IX
SPESIPIKASI :

Pengaruh Jarak Sirip Terhadap Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tabung Bersirip
(*Fin-tube*) Susunan Tabung Sejenis Selang - Seling Menggunakan Sirip Segi Empat

Diberikan Tanggal : 14-10-2017
Selesai Tanggal : 13-10-2017
Asistensi : Seminggu Sorati
Tempat Asistensi : Kampus Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara

Medan, 13 Oktober 2017

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin

Dosen Pembimbing - I



(AFFANDI, S.T.)

(Ir. Husin Ibrahim, M.T.)



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 - 6624567 -
6622400 - 6610450 - 6649056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

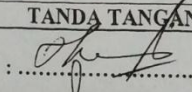
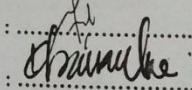
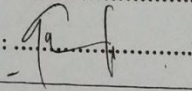
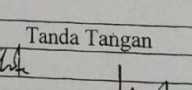
DAFTAR HADIR ASISTENSI
TUGAS SKRIPSI


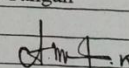


NAMA : DWI SEPTIAN
NPM : 1307230181
PEMBIMBING - I : Ir. HUSIN IBRAHIM, M.T.
PEMBIMBING - II : H. MUHARNIF, S.T,M.Sc

NO	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
1	3/8-2017	Perbaiki tujuan Penelitian	f
2	10/8-2017	Perbaiki bab II	f
3	22/9-2017	Perbaiki Gambar	f
4	29/9-2017	Perbaiki Rumus	f
5	13/9-2017	Perbaiki Bab II dan III	f
6	10/10-2017	Perbaiki bab IV	f
7	12/10-2017	Perbaiki Perhitungannya	f
8	13/10-2017	Acc sesuai hasil	f

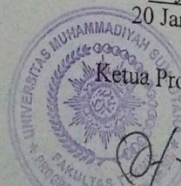
**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar
 Nama : Dwi Septian
 NPM : 1307230181
 Judul Tugas Akhir : Pengaruh Jarak Sirip Terhadap Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tabung Bersirip (Fin Tube) Susunan Selang- Se - Ling Menggunakan Sirip Segi Empat.

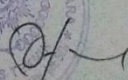
DAFTAR HADIR		TANDA TANGAN
Pembimbing – I	: Ir.Husin Ibrahim.M.T	: 
Pembimbing – II	: H.Muharnif.S.T.M.Sc	: 
Pembanding – I	: Khairul Umurani.S.T.M.T	: 
Pembanding – II	: Chandra A Siregar.S.T.M.T	: 

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1307230226	IWAN RIZKA RIYANTO	
2	1307230229	Akbar Kelana	
3	1307230236	DEDDY SETIANDI	
4	1307230276	Fiki Hamafi Lubis	
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Medan, 02 Dlm. Awal 1439 H
20 Januari 2018 M



Ketua Prodi. T Mesin



DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Dwi Septian
NPM : 1307230181
Judul T.Akhir : Pengaru Jarak Sirip Terhadap Unjuk kerja Alat Penukar Kalor
Tabung Bersirip (Fin Tube) Susunan Selang- Seling Menggu-
Nakan Sirip Segi Empat.

Dosen Pembimbing - I : Ir.Husin Ibrahim.M.T
Dosen Pembimbing - II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pemanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

- 1 Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2 Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan
perbaikan antara lain :

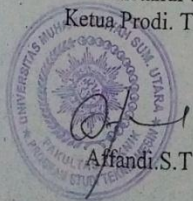
Lihat catatan pada buku
Skripsi

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....

Medan 02 Djum.Awal 1439H
20 Januari 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin



Affandi.S.T

Dosen Pemanding- I

Khairul Umurani.S.T.M.T

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Dwi Septian
NPM : 1307230181
Judul T.Akhir : Pengaru Jarak Sirip Terhadap Unjuk kerja Alat Penukar Kalor Tabung Bersirip (Fin Tube) Susunan Selang- Seling Menggun- Nakan Sirip Segi Empat.

Dosen Pembimbing - I : Ir.Husin Ibrahim.M.T
Dosen Pembimbing - II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pemanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

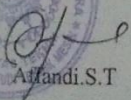
1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

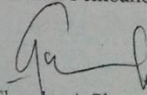
lihat buku Pengaruh Sirip
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali

Perbaikan :
.....
.....

Medan 02 Djum.Awal 1439H
20 Januari 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin

Affandi.S.T

Dosen Pemanding- II

Chandra A Siregar.S.T.M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama Lengkap : Dwi Septian
Tempat / Tanggal Lahir : Kolam, 03 Februari 1995
NPM : 1307230181
Bidang Konsentrasi : Konversi Energi
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan tugas sarjana saya ini yang berjudul :

“Pengaruh Jarak Sirip Terhadap Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tabung Bersirip (*Fin-Tube*) Susunan Selang-Seling Menggunakan Sirip Segi Empat”

Bukan merupakan pencurian hasil karya milik orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, ataupun segala kemungkinan lain yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis tugas sarjana saya secara orsinil dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan atau pun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 03 maret 2018

Saya yang menyatakan,



DWI SEPTIAN

ABSTRAK

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan panas antara dua buah fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur yaitu fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang bertemperatur rendah. *Compact heat exchanger* merupakan salah satu tipe dari alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang memiliki luasan perpindahan panas per unit *volume* yang paling besar ($\geq 400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ for liquids dan $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ for gases) yang tersusun dari *fin and tube*. Penelitian merupakan studi eksperimental unjuk kerja alat penukar kalor *fin tube* akibat jarak *fin tube* selang seling menggunakan sirip berbentuk segi empat. Data hasil pengujian untuk menghitung untuk mendapat koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), mendapatkan efektifitas alat pemindah kalor (ϵ) dan mendapatkan penurunan tekanan *pressure drop* (ΔP). Pengujian menggunakan *Sub Sonic Windtunnel* dengan memvariasikan kecepatan blower (kecepatan 1, kecepatan 2 dan kecepatan 3), bukaan katup (bukaan 50%, dan 100%), dan range temperatur lebih kurang 60°C . Dari hasil pengujian diperoleh hasil terbaik dengan koefisien panas menyeluruh (U) $729,037 \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ dengan variasi kecepatan 2 dengan bukaan katup 50%, *pressure drop* (ΔP) 0,01111 Pa dengan variasi kecepatan 1 dengan bukaan katup 50%, mendapatkan efektifitas 2,8793 dengan variasi kecepatan 3 dengan bukaan katup 100%.

Kata kunci : *Compact heat exchanger, fin tube strageerred*

KATA PENGANTAR



Assalamu'alaikum Warahmatullahi Wabarakaatuh.

Alhamdulillah, puji syukur kehadiran *Allah Subhanallahu wa Ta'ala* pemilik langit dan bumi beserta segala isinya, yang selalu melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya kepada kita semua, dan tak lupa pula sholawat kepada nabi dan rasul terakhir kita *Muhammad Shallallahu 'alaihi wassalam*. Alhamdulillah akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini sebagai syarat untuk menyelesaikan program studi S-1 Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Adapun judul dari Tugas Akhir yang di ambil oleh penulis adalah **“Pengaruh Jarak Sirip Terhadap Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tabung Bersirip (*Fin Tube*) Susunan Selang-Seling Menggunakan Sirip Segi Empat”**

”.Dalam menyelesaikan tugas ini penulis banyak mengalami hambatan yang disebabkan minimnya pengetahuan dan pengalaman penulis, namun berkat petunjuk Allah SWT yang terus-menerus hadir dan penulis yang terus belajar, dan atas banyaknya bimbingan dari pada dosen pembimbing, serta bantuan moril maupun materil dari berbagai pihak akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini..

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

1. Kedua orang tua saya, Ibu (Suminarsih) dan Bapak (Suwendi) yang tidak pernah berhenti memberi kasih, sayang, perhatian, nasihat, materil dan doanya hingga saat ini.
2. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera
3. Bapak Dr. Ade Faisal, S.T., M.Sc., selaku Wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
4. Bapak Ir. Husin Ibrahim, M.T. selaku Pembimbing I tugas sarjana yang telah memberikan bimbingan dan perhatian sehingga tugas sarjana ini dapat diselesaikan dengan baik.
5. Bapak H. Muharnif, S.T.,M.Sc., selaku Pembimbing II tugas sarjana yang telah memberikan bimbingan dan perhatian sehingga tugas sarjana ini dapat diselesaikan dengan baik.
6. Bapak Khairul Umarani, S.T., M.T., selaku Pembanding I Tugas Sarjana.
7. Bapak Chandra A. Siregar, S.T. M.T., Selaku Pembanding II Tugas Sarjana. Sekaligus sketaris prodi Teknik Mesin.

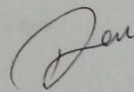
8. Bapak Afandi S.T., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah memberikan perhatian sehingga tugas sarjana ini dapat diselesaikan dengan baik.
9. Seluruh Pegawai Tata Usaha dan Seluruh Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
10. Serta seluruh keluarga, kakak Enda Arista, Minarti, beserta Abang Abdul Malik, Syahroni, yang telah memberikan bantuan moral maupun materil serta nasehat dan doanya untuk penulis demi selesainya tugas sarjana ini dengan baik.
11. Teman satu perjuangan Deddy Setiawan, Fikhi Hanafi Lubis, Akbar Kelana dan seluruh teman teman A3 malam, B3 malam, stambuk 2013.

Penulis menyadari tugas sarjana ini jauh dari sempurna dan banyak kekurangan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari para pembaca demi kesempurnaan tulisan dan kesempurnaan tugas sarjana ini. Akhir kata, penulis berharap semoga tugas sarjana ini dapat bermanfaat terutama bagi penulis sendiri dan juga semua pembaca. Apabila ada kesalahan, semata-mata kekhilafan penulis, sedangkan kebenaran semuanya hanyalah milik *Allah Subhanallahu wa Ta'ala*.

Bilahirfilshabali haq,fastabiqul khairat.
Assalamu 'alaikum Warahmatullahi Wabarakaatuh.

Medan, 03 Maret 2018

Penulis



DWI SEPTIAN
1307230181

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN I	
LEMBAR PENGESAHAN II	
LEMBAR SPESIFIKASI	
LEMBAR ASISTENSI	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR NOTASI	ix
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan Penelitian	2
1.4.1. Tujuan Umum	2
1.4.2. Tujuan Khusus	2
1.5. Manfaat	3
1.6. Sistematika Penulisan	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Alat Penukar kalor	5
2.2. Jenis Alat Penukar Kalor	6
2.3. Jenis-jenis Perpindahan Panas	10
2.3.1. Konduksi	10
2.3.2. Konveksi	11
2.3.3. Radiasi	12
2.4. Fungsi Alat Penukar Kalor	14
2.5. Aliran Fluida Dalam Alat Penukar Kalor <i>Compact</i>	14
2.6. Parameter Yang Digunakan	17
BAB 3 METODOLOGI	21
3.1. Tempat dan Waktu Penelitian	21
3.1.1. Tempat	21
3.1.2. Waktu	21
3.2. Bahan dan Alat	21
3.3. Desain Alat Uji Eksperimental	30
3.4. Diagram Alir Penelitian	31
3.5. Prosedur Studi Eksperimental	32

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	37
4.1. Hasil	37
4.1.1. Data Hasil Studi Eksperimental	37
4.1.2. Perhitungan Data Hasil Studi Eksperimental	37
4.2. Pembahasan	44
4.2.1. Pengujian Efektifitas Terhadap Buka-an Katup	45
4.2.2. Pengujian Koefisien Panas Menyeluruh Terhadap Buka-an Katup	46
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	48
5.1 Kesimpulan	48
5.2 Saran	49
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
CURRICULUM VITAE	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Penukar kalor pipa konsentris	6
Gambar 2.2	Penukar kalor aliran melintang	7
Gambar 2.3	Penukar kalor <i>Shell and Tube</i> dengan satu laluan <i>shell</i> dan satu laluan <i>tube</i>	8
Gambar 2.4	Penukar kalor <i>Shell and Tube</i>	8
Gambar 2.5	Inti dari <i>compact heat exchangers</i>	9
Gambar 2.6	Perpindahan Panas secara Konduksi	10
Gambar 2.7	Pendinginan sebuah balok yang panas dengan konveksi paksa	12
Gambar 2.8	<i>Blackbody</i> sebagai pemancar dengan arah yang bebas	13
Gambar 2.9	Aliran laminar	16
Gambar 2.10	Aliran transisi	16
Gambar 2.11	Aliran turbulen	17
Gambar 3.1	<i>Sub Sonic Windtunnel</i>	22
Gambar 3.2	Fan	22
Gambar 3.3	Pompa Air	23
Gambar 3.4	Katup <i>bypass</i>	24
Gambar 3.5	<i>Hot Wire Anemometer</i>	24
Gambar 3.6	Tabung Pitot (Manometer Pipa U)	25
Gambar 3.7	Tangki Pemanas dan <i>Heater</i>	25
Gambar 3.8	<i>Water Flow Sensor</i>	26
Gambar 3.9	<i>Relay</i>	26
Gambar 3.10	Sensor Temperatur LM35	27
Gambar 3.11	<i>Arduino Uno</i>	28
Gambar 3.12	Laptop	28
Gambar 3.13	<i>Fine and Tube Heat xchanger</i> dengan sirip segi empat Selang - seling	29
Gambar 3.14	Desain uji Eksperimetal	30
Gambar 3.15	Diagram Alir Penelitian	31
Gambar 3.16	Peletakan <i>Fin and Tube Heat Exchanger</i>	32
Gambar 3.17	Posisi Sensor Temperatur LM35	33
Gambar 3.18	Posisi <i>Water Flow Sensor</i>	34
Gambar 3.19	Posisi <i>Hot Wire Anemometer</i>	35
Gambar 3.20	Bukaan Katup <i>Bypass</i>	36
Gambar 3.21	Posisi <i>Hot Wire Anemometer</i>	38
Gambar 3.22	Bukaan katub <i>bypass</i>	39
Gambar 4.1	Diameter Pipa Tembaga	38
Gambar 4.2	Hubungan Antara Efektifitas Terhadap Kecepatan Udara	45
Gambar 4.3	Hubungan Antara Koefisien Panas Menyeluruh Terhadap Kecepatan Udara	46

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Konstanta	20
Tabel 3.1	Waktu Penelitian	21
Tabel 4.1	Data <i>Arduino Fin Tube</i> Selang Seling Sirip Segi Empat	37
Tabel 4.2	Interpolasi <i>fluida property</i> Udara berdasarkan temperatur	38
Tabel 4.3	Interpolasi <i>fluida property</i> Air berdasarkan temperatur	38

DAFTAR NOTASI

Simbol	Keterangan	Satuan
q_x	Energi di muka kiri	
q	Laju perpindahan panas	Watt
Δ_x	Panjang batang	mm
A	Luas penampang	m^2
k	Konduktifitas termal	$W/m \cdot ^\circ C$
ΔT	Perbedaan temperatur	$^\circ C$
h	Koefisien konveksi	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
T_w	Temperatur dinding	$^\circ C$
T_∞	Temperatur sekeliling	$^\circ C$
T_c	Temperatur udara	$^\circ C$
T_h	Temperatur Air	$^\circ C$
ρ	Massa jenis	Kg/m^3
m	Massa	Kg
Sg	<i>Spesific Gravity</i>	
P	Tekanan	Pa
F	Gaya	N
μ	Viskositas dinamik	$Kg/m \cdot s$
ν	Viskositas kinematik	m^2/s
\dot{m}	Laju aliran massa	Kg/s
Re	Bilangan reynold	
v	Kecepatan	m/s
D_h	Diameter hidrolis	m
A_T	Luas area perpindahan panas	m
T_{in}	Temperatur masuk	$^\circ C$
T_{out}	Temperatur keluar	$^\circ C$
ΔT_{LMTD}	<i>Long Mean Temperature Different</i>	$^\circ C$
Nu	Bilangan nusselt	
Pr	Bilangan prandalt	
f	Faktor gesekan	
G	Kecepatan massa	$Kg \cdot m^2/s$
N	Jumlah baris pada APK	
U	Koefisien perpindahan panas menyeluruh	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
e	Efektifitas	$^\circ C$

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Heat exchanger adalah alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengubah temperatur dan fasa suatu jenis fluida. Proses tersebut terjadi dengan memanfaatkan proses perpindahan kalor dari fluida bersuhu tinggi menuju fluida bersuhu rendah. Di dalam dunia industri peran dari *Heat exchanger* sangat penting. Misal dalam industri pembangkit tenaga listrik, *Heat exchanger* berperan dalam peningkatan efisiensi sistem. Contohnya adalah ekonomizer, yaitu alat penukar kalor yang berfungsi memanaskan *feed water* sebelum masuk ke boiler menggunakan panas dari *exhaust gas* (gas buang). Selain itu *heat Exchanger* juga merupakan komponen utama dalam sistem mesin pendingin, yaitu berupa *Evaporator* dan *Condenser*.

Menurut Incropera dan Dewitt (1981), Efektivitas suatu *heat exchanger* didefinisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas yang diharapkan (nyata) dengan perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi dalam *heat exchanger* tersebut.

Heat exchanger merupakan media vital didalam dunia industri. Untuk itu dalam tugas akhir ini direncanakan sebuah *Heat exchanger* model *Fin-Tube* sederhana namun tetap mengacu pada kaidah desain yang ada. Sehingga didapat keuntungan sebagai metode pembelajaran mengenai proses desain, mekanisme kerja, hingga unjuk kerja *Heat exchanger*.

1.2 Perumusan Masalah

Bagaimana pengaruh jarak sirip terhadap unjuk kerja alat penukar kalor tabung bersirip (*fin-tube*) susunan selang-seling menggunakan sirip segi empat.

1.3 Batasan Masalah

1. Alat penukar kalor yang digunakan adalah *Compact heat exchanger* jenis *fin and tube*.
2. Susunan *tube* yang digunakan yaitu susunan selang seling (*staggerred*) menggunakan sirip berbentuk segi empat.
3. Aliran yang di gunakan dalam penelitian ini adalah *cross flow*.
4. Fluida yang digunakan yaitu air dan udara.
5. Aliran udara menggunakan variasi speed kipas.
6. Jarak *Fin Tube* selang – seling yang diuji sebesar 50 mm

1.4 Tujuan Penelitian

1.4.1 Tujuan Umum

Untuk menganalisa pengaruh jarak sirip terhadap unjuk kerja alat penukar kalor tabung bersirip (*Fin Tube*) susunan selang seling menggunakan sirip segi empat.

1.4.2 Tujuan Khusus

1. Untuk mengetahui koefisien perpindahan panas menyeluruh.
2. Untuk mengetahui efektifitas alat pemindah kalor
3. Untuk mengetahui *pressure drop* (ΔP)

1.5 Manfaat

Pembuatan *Heat exchanger* ini digunakan sebagai sarana latihan untuk industri yang dapat digunakan sebagai sarana praktikum konversi energi, khususnya mengenai perpindahan kalor (*Heat Transfer*).

1.6 Sistematika Laporan

BAB 1 PENDAHULUAN

Dalam bab ini berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat, dan sistematika laporan.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini menjelaskan tentang dasar teori perpindahan kalor dan pengertian dan prinsip kerja *Heat exchanger Fin-tube*.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Bab ini menjelaskan tentang mesin dan alat yang digunakan. Langkah kerja dalam perakitan, dan pengambilan data.

BAB 4 HASIL PENGUJIAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini memaparkan secara rinci proses pengujian dan perhitungan data yang diperoleh pada saat pengujian *Heat Exchanger*.

BAB 5 PENUTUP

Bab ini berisi tentang kesimpulan dan saran, hal ini untuk menegaskan kembali keseluruhan dari Laporan Tugas Akhir.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah alat yang memungkinkan terjadinya perpindahan panas diantara dua fluida yang memiliki temperatur yang berbeda tanpa mencampurkan kedua fluida tersebut (Sitompul, 1993).

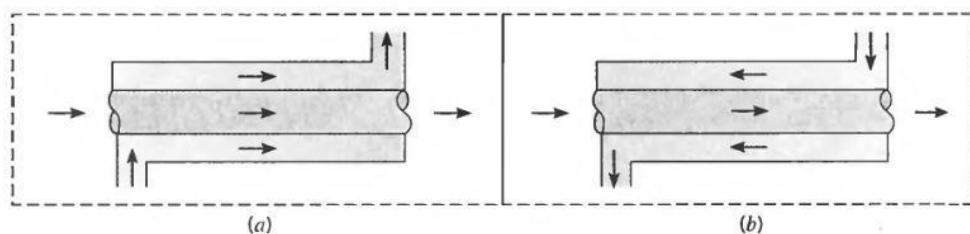
Alat penukar kalor biasanya digunakan secara praktis didalam aplikasi yang luas, seperti dalam kasus pemanasan dan sistem pengkondisian udara, proses-proses kimia dan proses pembangkitan tenaga. Alat penukar kalor berbeda dengan ruangan pencampuran yakni alat penukar kalor tidak memperbolehkan kedua fluida bercampur. Sebagai contoh, pada radiator mobil, panas dipindahkan dari air panas yang mengalir melalui pipa yang terdapat pada radiator yang ditambahkan plat pada jarak yang kecil dengan melewati udara diantaranya.

Perpindahan panas pada alat penukar kalor biasanya terdiri dari konveksi di setiap fluida dan konduksi pada dinding yang memisahkan kedua fluida. Pada saat menganalisa alat penukar kalor, sangat diperlukan untuk menggunakan koefisien perpindahan panas menyeluruh U yang memungkinkan untuk menghitung seluruh efek dari perpindahan panas. Laju perpindahan panas diantara kedua fluida terletak pada alat penukar kalor yang bergantung pada perbedaan temperatur pada suatu titik, yang bervariasi sepanjang alat penukar kalor. Pada saat menganalisis alat penukar kalor, biasanya bekerja dengan menggunakan *logarithmic mean temperature difference LMTD*, yang sebanding dengan perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida sepanjang alat penukar kalor.

Ketika dua temperatur tidak diketahui dan dapat menganalisisnya dengan metode ke efektifan-NTU.

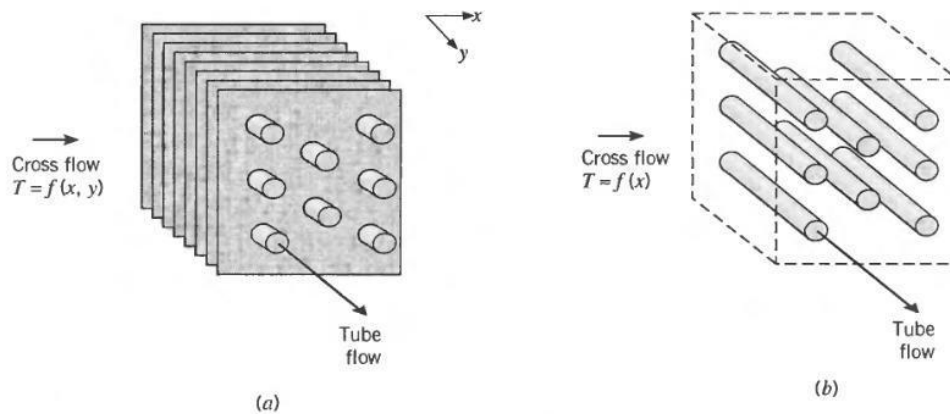
2.2 Jenis Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) secara tipikal diklasifikasikan berdasarkan susunan aliran (*flow arrangement*) dan tipe konstruksi. Penukar kalor yang paling sederhana adalah satu penukar kalor yang mana fluida panas dan dingin bergerak atau mengalir pada arah yang sama atau berlawanan dalam sebuah pipa berbentuk bundar (atau pipa rangkap dua). Pada susunan aliran sejajar (*parallel-flow arrangement*) yang ditunjukkan Gambar 2.1a, fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama, mengalir dalam arah yang sama dan keluar pada ujung yang sama. Pada susunan aliran berlawanan (*counterflow arrangement*) yang ditunjukkan Gambar 2.1b, kedua fluida tersebut pada ujung yang berlawanan, mengalir dalam arah yang berlawanan, dan keluar pada ujung yang berlawanan.



Gambar 2.1. Penukar kalor pipa konsentris (a) *parallel flow* (b) *counterflow*.

(Geankoplis,C.J.,1978)

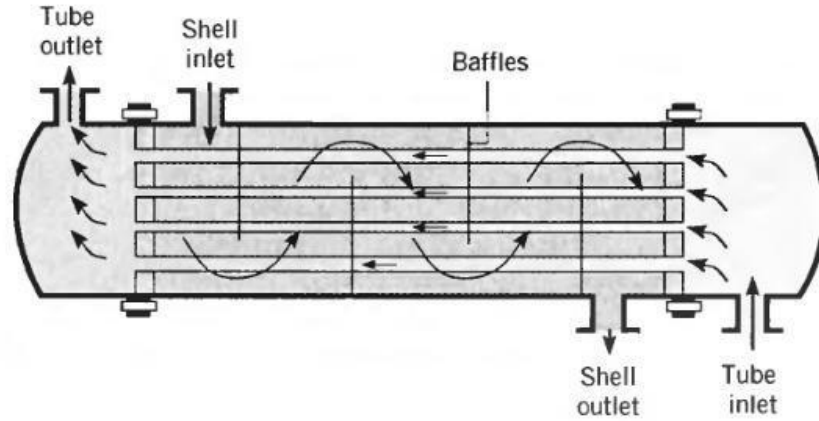


Gambar 2.2. Penukar kalor aliran melintang (a) bersirip dengan kedua fluidanya tidak campur (b) tidak bersirip dengan satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak campur. (R.K. Shah & D.P. Sekulic, 2003).

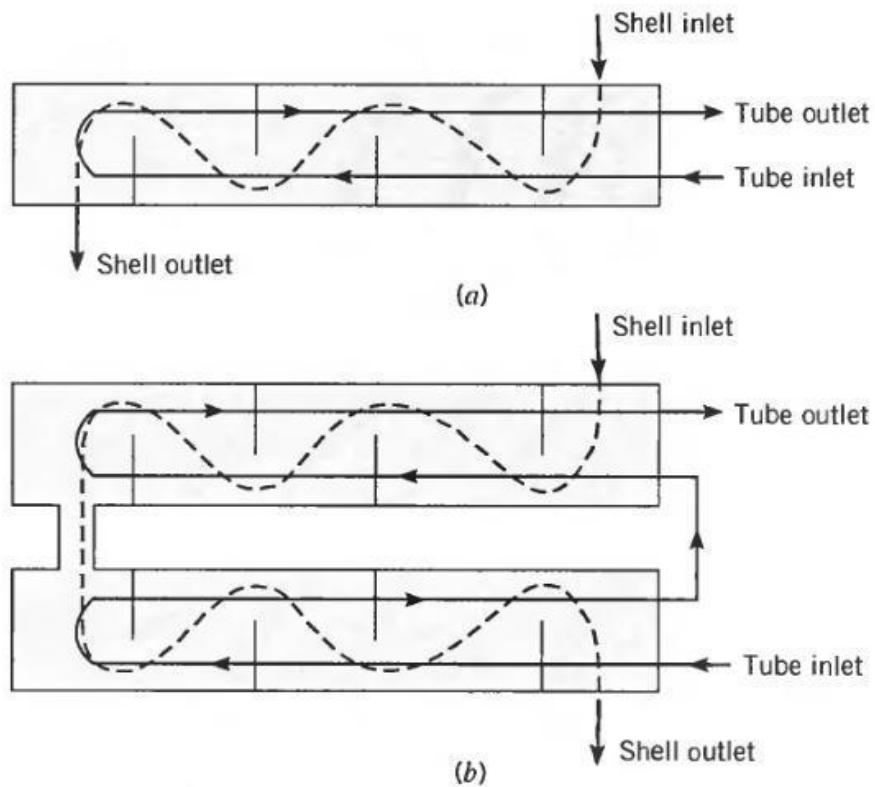
Sebagai alternatif, fluida panas dan dingin bergerak dalam arah melintang (tegak lurus satu dengan yang lain), seperti yang ditunjukkan oleh alat penukar kalor berbentuk pipa bersirip dan tidak bersirip pada Gambar 2.2. Kedua konfigurasi ini secara tipikal dibedakan oleh sebuah perlakuan terhadap fluida di luar pipa sebagai fluida campur atau fluida tak campur. Gambar 2.2a, fluida disebut fluida tak campur karena sirip-sirip menghalangi gerakan fluida dalam satu arah (y) gerak tersebut melintang ke arah aliran utama (x).

Kasus ini temperatur fluida bervariasi terhadap sumbu x dan y. Bedanya adalah untuk berkas pipa yang tidak bersirip pada Gambar 2.2b, gerakan memungkinkan untuk fluida bercampur dan variasi temperaturnya semata-mata hanya pada arah aliran utama. Karena aliran dalam pipa tidak bercampur, maka kedua fluida tidak bercampur untuk alat penukar kalor bersirip, sementara untuk satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak bercampur untuk alat penukar kalor

tidak bersirip. Sifat dari kondisi pencampuran itu secara signifikan bisa mempengaruhi performa penukar kalor.

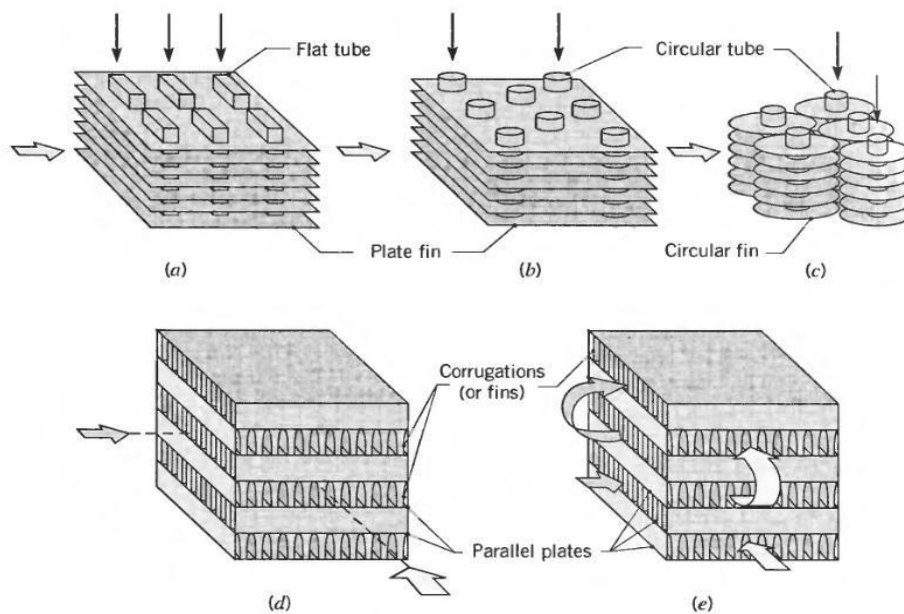


Gambar 2.3. Penukar kalor *Shell and Tube* dengan satu laluan *shell* dan satu laluan *tube*. (Gean koplis,C.J.,1978)



Gambar 2.4. Penukar kalor *Shell and Tube* (a) satu laluan *shell* dan dua laluan *tube* (b) dua laluan *shell* dan empat laluan *tube*. (Gean koplis,C.J.,1978)

Konfigurasi penting lainnya adalah penukar kalor *Shell and Tube*. Bentuk-bentuk *shell and tube* berbeda-beda sesuai dengan jumlah laluan dari *shell and tube*, dan bentuk sederhananya yang meliputi laluan *shell and tube* tunggal, ditunjukkan oleh Gambar 2.3. Sekat-sekat (*Baffles*) biasanya dipasang untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida sisi selongsong (*Shell*) dengan pengaruh aliran turbulensi dan komponen kecepatan aliran melintang. Selain itu, Sekat-sekat itu juga menopang pipa-pipa yang ada di dalam cangkang, mengurangi getaran pipa akibat aliran. alat penukar kalor yang disekat dengan satu selongsong dan dua laluan pipa dan dengan dua laluan selongsong dan empat laluan pipa ditunjukkan dalam Gambar 2.4a dan Gambar 2.4b secara berurutan.



Gambar 2.5. Inti dari *compact heat exchangers* (a) *Fin-tube* (pipa datar, sirip plat menyeluruh) (b) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip plat menyeluruh) (c) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip bundar) (d) *Plate-fin* (laluan tunggal) (e) *Plate-fin* (laluan banyak).

(R.K. Shah dan D.P. Sekulic, 2003)

2.3 Jenis-Jenis Perpindahan Panas

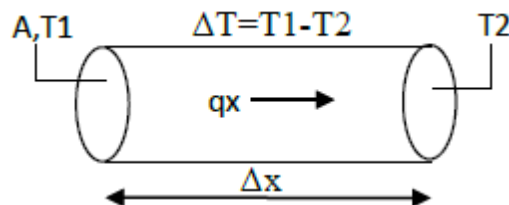
2.3.1 Konduksi

Sebuah batang silinder dengan material tertentu diisolasi pada sisi terluarnya dan pada kedua ujung permukaannya memiliki suhu yang berbeda yakni $T_1 > T_2$. Perbedaan temperatur tersebut menyebabkan perpindahan panas secara konduksi pada arah x positif. Dan dapat mengukur laju perpindahan panas q_x , dan dapat menentukan q_x bergantung pada variabel-variabel berikut : ΔT , yakni perbedaan temperatur ; Δx , yakni panjang batang ; dan A , yakni luas penampang tegak lurus bidang.

Jika ΔT dan Δx adalah konstan dan hanya memvariasikan A , maka q_x berbanding lurus dengan A . Jika ΔT dan A adalah konstan, maka q_x berbanding terbalik dengan Δx . Apabila A dan Δx konstan, maka q_x berbanding lurus dengan ΔT . (sumber : A.M. Jacobi & R.K. Shah, 1995)

$$q_x \propto A \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (2.1)$$

Berikut ini adalah gambar perpindahan panas secara konduksi.



Gambar 2.6. Perpindahan Panas secara Konduksi

(A.M. Jacobi & R.K. Shah, 1995)

Dengan memperhatikan material batang, sebagai contoh plastik, akan menemukan bahwa kesebandingan diatas adalah valid. Namun, ditemukan bahwa untuk nilai A , Δx , dan ΔT yang sama, akan menghasilkan nilai q_x yang lebih kecil untuk plastik daripada bermaterial logam. Sehingga ke sebandingan diatas dapat ditulis dalam bentuk persamaan dengan memasukkan koefisien yang dipengaruhi oleh material. Sehingga diperoleh,

$$q_x = kA \frac{\Delta T}{\Delta X} \quad (2.2)$$

k , adalah konduktivitas thermal (W/m.K), yang adalah merupakan sifat material yang penting. Dengan menggunakan limit $\Delta x \rightarrow 0$ didapatkan persamaan untuk laju perpindahan panas,

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.3)$$

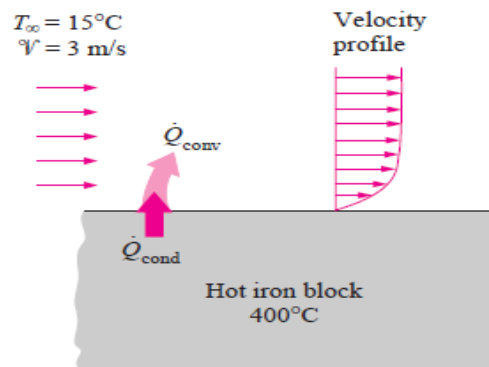
atau persamaan flux panas menjadi,

$$q''_x = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.4)$$

2.3.2 Konveksi

Mekanisme perpindahan panas dapat berupa konduksi, konveksi, dan radiasi. Konduksi dan konveksi adalah membutuhkan media perantara dalam proses perpindahan panasnya. Berbeda dengan konduksi, pada konveksi membutuhkan gerakan fluida untuk dapat memindahkan panas. Penelitian menunjukkan bahwa perpindahan panas konveksi sangat bergantung pada sifat-sifat fluida seperti viskositas dinamis μ , konduktivitas termal k , massajenis ρ , dan

spesifik panas C_p , dan dipengaruhi oleh kecepatan fluida V . Konveksi juga bergantung pada bentuk dan kekasaran permukaan, dan bahkan juga dipengaruhi oleh tipe aliran seperti laminar atau turbulen.



Gambar 2.7. Pendinginan sebuah balok yang panas dengan konveksi paksa.

(A.M. Jacobi & R.K. Shah, 1995)

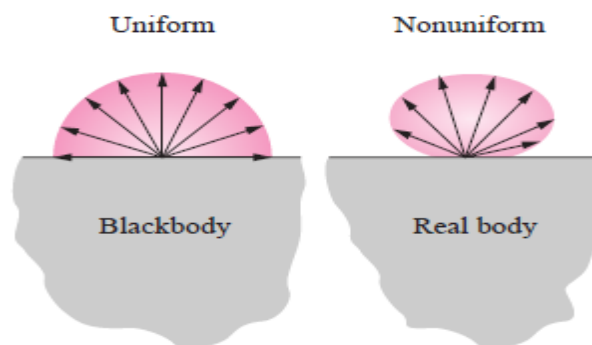
Meskipun konveksi adalah kompleks, setelah diamati bahwa laju perpindahan panas secara konveksi berbanding lurus dengan perbedaan temperatur dan dapat ditulis dengan Hukum Newton tentang pendinginan. $Q_{konveksi} = hAs (T_s - T_{\infty})$ (2.5) h merupakan koefisien perpindahan panas konduksi, As merupakan area permukaan perpindahan panas, T_s merupakan temperatur permukaan benda, T_{∞} merupakan temperatur lingkungan sekitar benda.

2.3.3. Radiasi

Radiasi berbeda dengan mekanisme perpindahan panas secara konduksi dan secara konveksi. Perpindahan panas secara radiasi tidak membutuhkan kehadiran suatu material sebagai media perpindahan panas. Faktanya, energi yang di transfer dengan radiasi adalah yang tercepat (secepat kecepatan cahaya) dan

dapat terjadi pada ruangan vakum. Perpindahan panas secara konduksi dan konveksi terjadi dari temperatur yang tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Pada radiasi, perpindahan panas dapat terjadi pada 2 benda yang memiliki temperatur yang tinggi dan dipisahkan oleh benda yang memiliki temperatur yang lebih rendah.

Dengan menganggap permukaan benda yang kecil A_s , emisifitas ε , dan kemampuan untuk menyerap α pada temperatur T yang terdiri dari ke isothermalan yang besar dalam bentuk yang tertutup pada benda *blackbody*. *Blackbody* dapat di defenisikan sebagai pemancar dan penyerap radiasi yang sempurna. Pada temperatur dan panjang gelombang tertentu, tidak ada permukaan yang dapat memancarkan energi yang lebih banyak daripada *blackbody*. *Blackbody* menyerap semua radiasi tanpa memperhatikan panjang gelombang dan arahnya. *Diffuse* dapat diartikan sebagai arah yang bebas untuk berdiri sendiri. Hal ini dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 2.8. *Blackbody* disebut sebagai pemancar dengan arah yang bebas.

(A.M. Jacobi & R.K. Shah, 1995)

Energi radisi yang dipancarkan oleh sebuah *blackbody* tiap satuan waktudan tiap satuan luasan area ditetapkan secara eksperimental oleh Joseph Stefan pada tahun 1879 dan dapat dituliskan :

$$Eb(T) = \sigma T^4 (\text{w/m}^2) \quad (2.5)$$

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{.K}^4$ adalah konstanta Stefan-Boltzmann dan T adalah temperatur absolut dari suatu permukaan (K). Persamaan ini diverifikasi secara teori pada tahun 1884 oleh Ludwig Boltzman. Eb merupakan kekuatan emisifitas *blackbody*.

2.4 Fungsi alat penukar kalor

Dalam praktek fungsi penukar kalor yang dipergunakan di industri lebih diutamakan untuk menukarkan energi dua fluida (boleh sama zatnya) yang berbeda temperaturnya. Pertukaran energi dapat berlangsung melalui bidang atau permukaan perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida atau secara kontak langsung (fluidanya bercampur). Energi yang dipertukarkan akan menyebabkan perubahan temperatur fluida (kalor sensibel) atau kadang dipergunakan untuk berubah fasa (kalor laten). Laju perpindahan energi dalam penukar kalor dipengaruhi oleh banyak faktor seperti kecepatan aliran fluida, sifat-sifat fisik (viskositas, konduktivitas termal, kapasitas kalor spesifik, dan lain-lain), beda temperatur antara kedua fluida, dan sifat permukaan bidang perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida.

2.5. Aliran Fluida Dalam Alat Penukar Kalor *Compact*

Fluida atau zat cair dibedakan dari benda padat karena kemampuannya untuk mengalir. Fluida lebih mudah mengalir karena ikatan molekul dalam fluida

jauh lebih kecil dari ikatan molekul dalam zat padat, akibatnya fluida mempunyai hambatan yang relatif kecil pada perubahan bentuk karena gesekan. Zat padat mempertahankan suatu bentuk dan ukuran yang tetap, sekalipun suatu gaya yang besar diberikan pada zat padat tersebut, zat padat tidak mudah berubah bentuk maupun volumenya, sedangkan zat cair dan gas, zat cair tidak mempertahankan bentuk yang tetap, zat cair mengikuti bentuk wadahnya dan volumenya dapat diubah hanya jika diberikan padanya gaya yang sangat besar dan gas tidak mempunyai bentuk dan maupun volume yang tetap, gas akan berkembang mengisi seluruh wadah. Karena fase cair dan gas tidak mempertahankan suatu bentuk yang tetap, keduanya mempunyai kemampuan untuk mengalir. Dengan demikian kedua-duanya sering secara kolektif disebut sebagai fluida. Cairan dan gas disebut *fluida*, sebab zat cair tersebut dapat mengalir. Untuk mengerti aliran fluida maka harus mengetahui beberapa sifat dasar fluida.

Secara garis besar jenis aliran dapat dibedakan atau dikelompokkan sebagai berikut (Olson, 1990):

- a) Aliran Tunak (*steady*) yaitu suatu aliran dimana kecepatannya tidak terpengaruh oleh perubahan waktu sehingga kecepatan konstan pada setiap titik (tidak mempunyai percepatan).
- b) Aliran Tidak Tunak (*unsteady*) yaitu suatu aliran dimana terjadi perubahan kecepatan terhadap waktu.

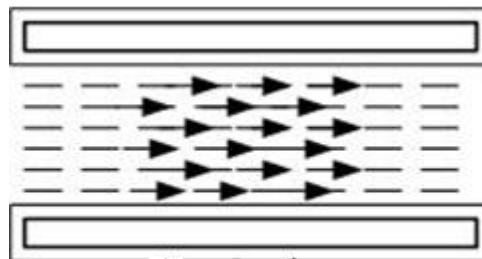
Laju aliran massa yang mengalir dapat diketahui dengan persamaan 2.6.

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

Jenis aliran yang mengalir di alat penukar kalor merupakan parameter untuk melihat apakah aliran tersebut laminar, transisi dan turbulen.

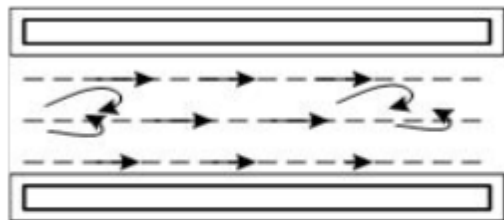
Bilangan *Reynolds* merupakan bilangan yang takberdimensi yang dapat membedakan suatu aliran dinamakan laminar, transisi dan turbulen.

- a) Aliran laminar didefinisikan sebagai aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan–lapisan atau lamina–lamina dengan satu lapisan meluncur secara lancar. Aliran laminar ini mempunyai nilai bilangan *Reynoldsnya* kurang dari 2300 ($Re < 2300$).



Gambar 2.9. Aliran laminar

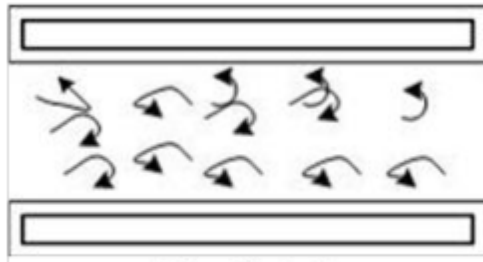
- b) Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen. Keadaan peralihan ini tergantung pada viskositas fluida, kecepatan dan lain-lain yang menyangkut geometri aliran dimana nilai bilangan *Reynoldsnya* antara 2300 sampai dengan 4000 ($2300 < Re < 4000$).



Gambar 2.10. Aliran transisi

- c) Aliran turbulen didefinisikan sebagai aliran yang dimana pergerakan dari partikel-partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami

percampuran serta putaran partikel antar lapisan, yang mengakibatkan saling tukar momentum dari satu bagian fluida ke bagian fluida yang lain dalam skala yang besar. Dimana nilai bilangan *Reynoldsnya* lebih besar dari 4000 ($Re > 4000$).



Gambar 2.11. Aliran turbulen

Adapun sifat – sifat dasar fluida yaitu; kerapatan (*density*), berat jenis (*specific gravity*), tekanan (*pressure*), kekentalan (*viscosity*).

Untuk menghitung bilangan *Reynold*, maka digunakan persamaan 2.7.

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad (2.7)$$

2.6 Parameter Yang Digunakan

Beberapa parameter yang digunakan dalam studi eksperimen ini yaitu:

- Menghitung Laju Perpindah Panas

Laju perpindahan panas dapat dihitung dengan persamaan 2.8.

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.8)$$

➤ Perbedaan Temperatur Rata-rata

Dalam perpindahan panas perbedaan temperatur mengendalikan laju pemindahan panas. Temperatur fluida dalam alat sering tidak tetap. Untuk perhitungan digunakan perbedaan temperatur rata-rata, seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.9.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,out} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \left[\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]} \quad (2.9)$$

Perbedaan suhu ini disebut perbedaan suhu rata-rata *logaritma (log mean temperature difference)* disingkat LMTD.

➤ Debit aliran

Debit aliran fluida digunakan untuk menghitung kecepatan aliran fluida .

$$Q = A.v \quad (2.10)$$

Dimana Massa Air :

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (2.11)$$

➤ Menghitung Penurunan Tekanan (*pressure drop*)

Penurunan tekanan(*pressure drop*) ditentukan berdasarkan Persamaan 2.12.

$$\Delta P = \rho.g.\Delta h \quad (2.12)$$

➤ Menghitung Bilangan *Nusselt* (Nu)

Bilangan *nusselt* yang digunakan adalah korelasi empiris dari Hausen (Nu_m), Sieder dan Tate (Nu_m), dan Shah (f) untuk aliran laminar, dan Dittuse Boelter (Nu_m) dan Balsius (f) untuk aliran turbulen dan korelasi hilpert (Nu) untuk aliran transisi.

Kondisi aliran laminar

Korelasi Hausen

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)R_e P_r}{1 + 0,04[(D/L)R_e P_r]^{2/3}} \quad (2.13)$$

Korelasi Shah

$$f = \frac{19,072}{R_e} \quad (2.14)$$

Kondisi aliran turbulen

Korelasi Dittuse – Boelter

$$Nu = 0,023R_e^{0,8} P_r^{0,4} \quad (2.15)$$

Korelasi Balsius

$$f = 0,316R_e^{-0,25} \quad (2.16)$$

Kondisi aliran transisi

Korelasi Hilpert

$$Nu = C \left(\frac{u \cdot d}{\nu} \right)^n \text{Pr}^{1/3} \quad (2.17)$$

Dengan rujukan pada tabel berikut :

Tabel 2.1. Konstanta Untuk Persamaan 2.17.

Re	C	N
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,0266	0,805

(Sumber : J.P. Holman, 1991)

Untuk aliran gas yang melintas pada di hitung dengan persamaan 2.18.

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot \rho}{G^2 N} \quad (2.18)$$

- Menghitung Koefisien Perpindah Panas Konveksi

Koefisien perpindahan panas konveksi dapat dihitung dengan persamaan 2.19.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_H} \quad (2.19)$$

- Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat dihitung dengan persamaan 2.20.

$$U = \frac{q}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2.20)$$

- Menghitung Efektifitas Alat Perpindahan Kalor (e)

Efektifitas perpindahan kalor dapat dihitung dengan persamaan 2.21.

$$e = \frac{\Delta T_{h,in}}{\Delta T_{c,in}} \quad (2.21)$$

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu

3.1.1 Tempat

Tempat dilaksanakannya Studi Eksperimental unjuk kerja Alat Penukar Kalor tipe *Compact heat exchanger jenis fin and tube* di Laboratorium Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

3.1.2 Waktu

Tabel 3.1. Waktu penelitian

No	KEGIATAN	BULAN (2017-2018)									
		5	6	7	8	9	10	11	12	1	
1	Referensi Judul										
2	ACC Judul										
3	Pembuatan Prposal										
4	Pembuatan <i>Fine and Tube</i>										
5	Pengujian APK										
6	Pembuatan Laporan										
7	Seminar										
8	Sidang										

3.2 Bahan dan Alat

Alat yang dipergunakan pada Studi eksperimental ini terdiri atas:

1. *Sub Sonic Wind tunnel*.

Sub Sunic Wind tunnel adalah peralatan uji yang digunakan untuk kecepatan angin yang sangat rendah, dimana objek yang di uji diletakkan

dibagian tengah seksi uji, kemudian angin di alirkan dengan menggunakan kipas aksial.



Gambar 3.1 *Sub Sonic Windtunnel*

2. Fan

Fan dipasang pada bagian belakang *Sub Sonic Wind Tunnel* untuk menghisap udara dari atmosfer dari bagian *Inlet Sub Sonic Wind Tunnel* ke dalam alat uji. Dengan data-data teknis sebagai berikut:

- a. Tipe : *Centrifugal Air Blower 3 "*
- b. Daya, $P = 370 \text{ W}$,
- c. Tegangan, $V = 220 \text{ V}$
- d. Putaran $N = 2800 \text{ rpm}$
- e. Kapasitas , $Q = 8,5 \text{ m}^3/\text{menit}$



Gambar 3.2 Fan

3. Pompa Air

Pompa Air digunakan untuk mensirkulasi kan air panas dari tangki penampung air panas ke dalam *Heat Exchanger*. Dalam pengujian ini Pompa Air yang digunakan yaitu dengan spesifikasi sebagai berikut :

- a. Model : DB-125B
- b. Head, $H=33$ m
- c. Kapasitas, $Q=30\text{L}/\text{min}$
- d. Daya, $P=125$ W
- e. Putaran, $N=2850$ rpm



Gambar 3.3 Pompa Air

4. Katup *Bypass*

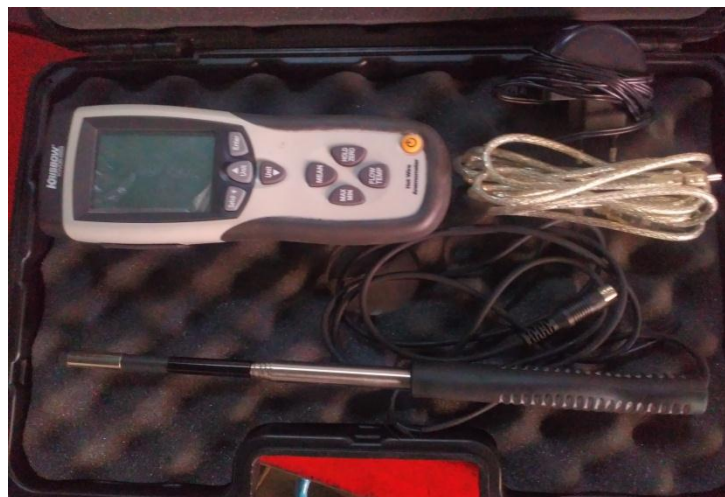
Katup *bypass* dipasangkan di posisi output dari Pompa Air untuk mengatur kecepatan aliran air menuju *heat exchanger* , sehingga pompa Air tetap mensirkulasi dengan stabil



Gambar 3.4 Katup *bypass*

5. *Hot Wire Anemometer*

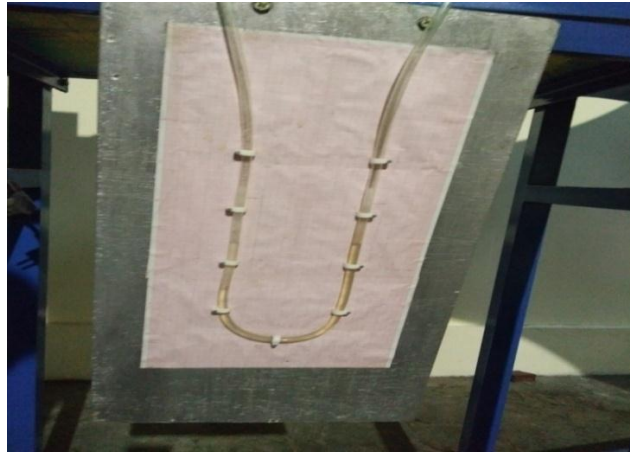
Hot Wire Anemometer dipasangkan dari bagian atas alat uji *Sub Sonic Wind Tunnel*. *Hot Wire Anemometer* digunakan untuk mengukur kecepatan udara atmosfer yang masuk kedalam alat uji.



Gambar 3.5 *Hot Wire Anemometre*

6. Tabung Pitot (Manometer Pipa U)

Tabung Pitot (Manometer Pipa U) digunakan untuk mengukur *Pressure* udara yang terjadi dalam ruang uji pada saat pengujian berlangsung. Tabung Pitot (Manometer Pipa U) dipasangkan tepat ditengah dari *Sub Sonic Wind Tunnel*.



Gambar 3.6 Tabung Pitot (Manometer Pipa U)

7. Tangki Pemanas dan *Heater*

Tangki pemanas sebagai tempat untuk penampung air yang akan di panaskan. *Heater* dengan spesifikasi 1200 watt 220 v, sebagai alat pemanas yang direndam kedalam air pada tangki pemanas.



Gambar 3.7 Tangki Pemanas Dan *Heater*

8. *Water flow sensor*

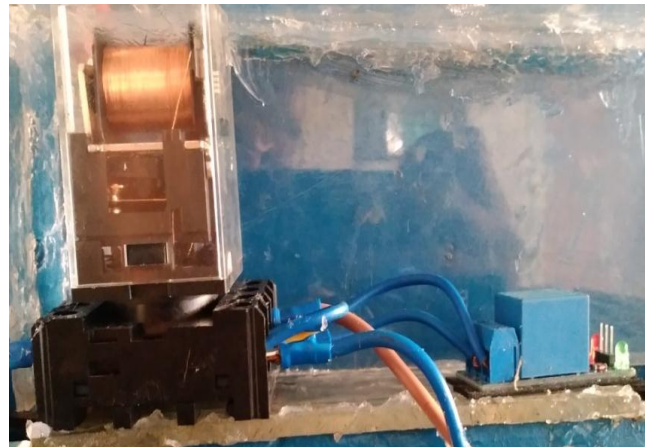
Water flow sensor dipasangkan pada output dachangerri *Heat Exchanger* sebagai pengukur laju aliran air yang keluar setelah sirkulasi dari *Heat Exchanger*.



Gambar3.8 *Water Flow sensor*

9. *Relay*

Relay di hubungkan langsung dengan *heater* guna memutuskan dan menghubungkan suhu air didalam tangki pemanas yang telah disesuaikan.

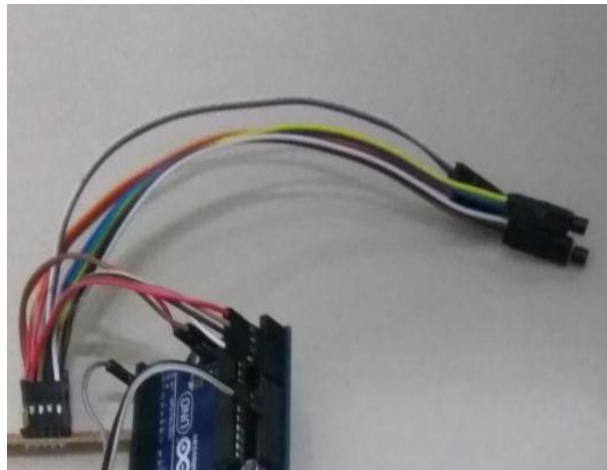


Gambar 3.9 Relay

10. Sensor Temperatur LM35

Sensor temperatur Lm35 adalah jenis sensor yang dapat mendeteksi keadaan temperatur di sekitar lingkungan dengan range antara -50°C sampai dengan 150°C . Dalam pengujian ini digunakan 4 buah sensor temperatur LM35 yang di pasangkan pada.

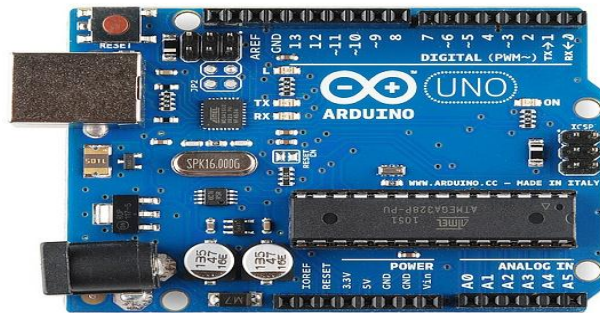
- a. Pipa input air *Heat exchanger*,
- b. Pipa *Output* air *Heat exchanger*.
- c. Saluran udara sebelum *Heat Exchanger* didalam ruang uji, dan
- d. Saluran udara sesudah *heat exchanger* didalam ruang uji.



Gambar 3.10 Sensor Temperatur LM35

11. *Arduino Uno*

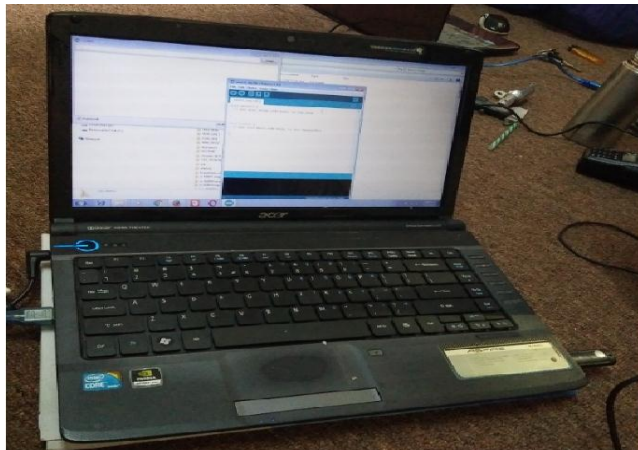
Arduino Uno adalah *Board Microcontroler* yang digunakan sebagai pemrograman data untuk pemasangan *Sensor Temperatur LM35* dan *Water Flow Sensor* yang kemudian di tampilkan ke dalam komputer.



Gambar 3.11. *Arduino Uno*

12. Laptop

Laptop digunakan untuk menampilkan data yang di deteksi oleh program *Arduini Unodan Hot Wire Anemometre*.



Gambar 3.12 Laptop

13. *Fine and Tube Exchanger* selang seling menggunakan sirip berbentuk segi empat.



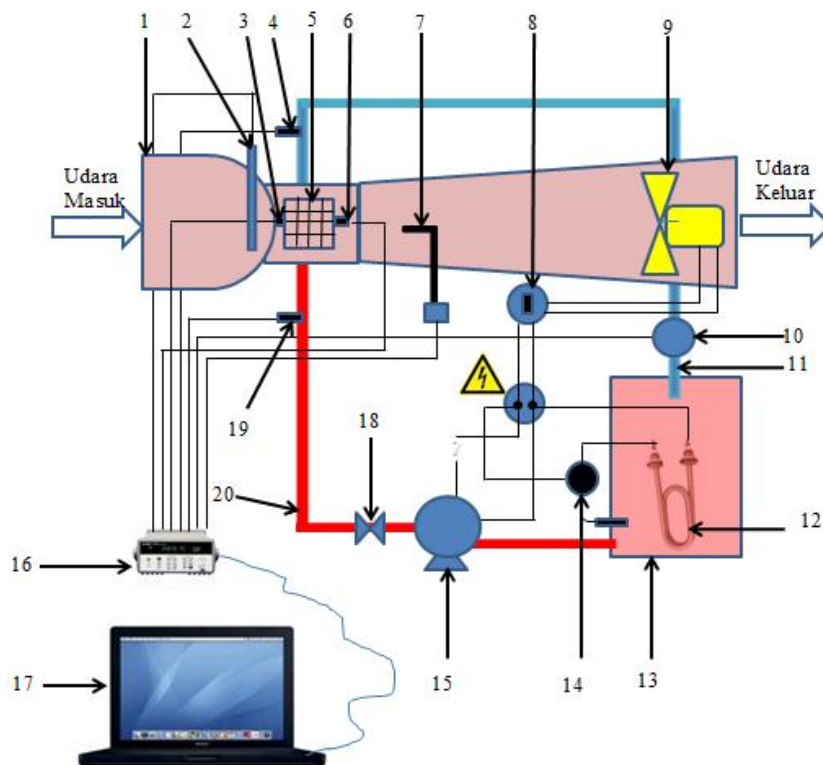
Gambar 3.13 *Fine and Tube Heat Exchanger* dengan sirip segi empat selang seling

3.3 Desain Alat uji Eksperimental

Berikut ini adalah desain alat uji Eksperimental:

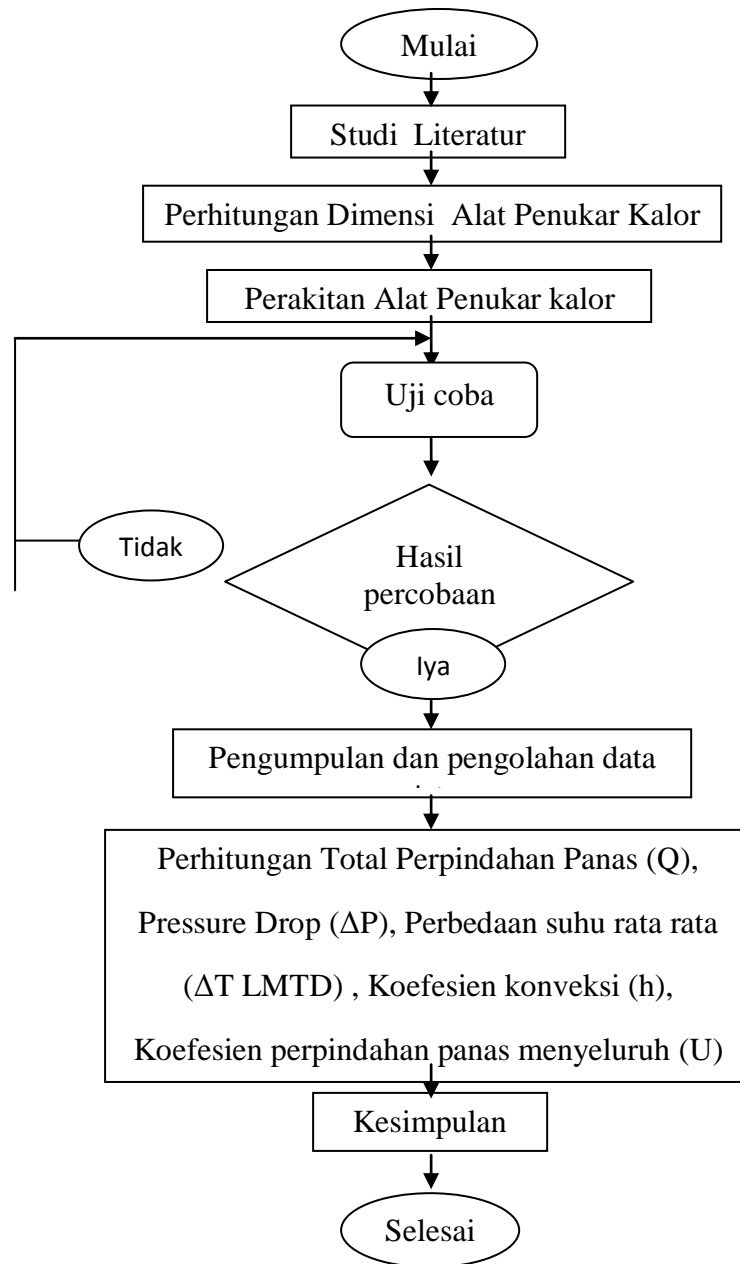
Keterangan :

- | | |
|---------------------------|-------------------------------|
| 1. Terowongan Kerja | 11. Pipa Air Dingin |
| 2. Hot Wire Anemometer | 12. Pemanas Air |
| 3. Termo kopel | 13. Tangki Air |
| 4. Trmo kopel | 14. Relay |
| 5. APK Tipe Compact | 15. Pompa Sirkulasi air |
| 6. Termo kopel | 16. Data Akuisisi |
| 7. Tabung Pitot | 17. Laptop |
| 8. Pengatur Putaran kipas | 18. Katup pengatur Aliran air |
| 9. Kipas | 19. Termokopel |
| 10. Flow Meter Air | 20. Pipa air panas |



Gambar 3.14 Desain uji Eksperimental

3.4 Diagram Alir Penelitian

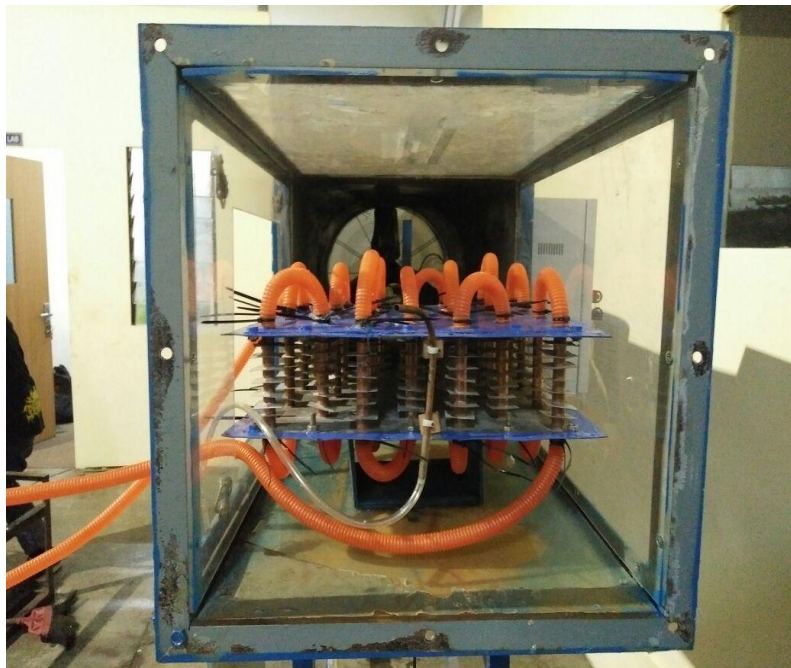


Gambar 3.15 Diagram Alir Penelitia

3.5 Prosedur Studi Eksperimental

Adapun prosedur Studi Eksperimental yang harus di lakukan adalah:

1. Persiapkan semua alat yang digunakan dalam Studi Eksperimental
2. Lakukan penyusunan posisi terhadap bagian bagian yang akan di uji, seperti memasukkan *fin and tube heat exchanger* ke dalam alat uji *Sub Sonic Wind Tunnel*.



Gambar 3.16 Peletakkan *Fin and Tube Heat Exchanger*

3. Pasang sensor temperature LM35 pada posisi:
 - Dalam ruang uji sebelum *Fin and Tube Heat Exchanger* ($T_{udara\ in}$)
 - Dalam ruang uji sesudah *Fin and Tube Heat Exchanger* ($T_{udara\ out}$)
 - Saluran input *Fin and Tube Heat Exchanger* ($T_{air\ in}$)
 - Saluran *input Fin and Tube Heat Exchanger* ($T_{air\ out}$)



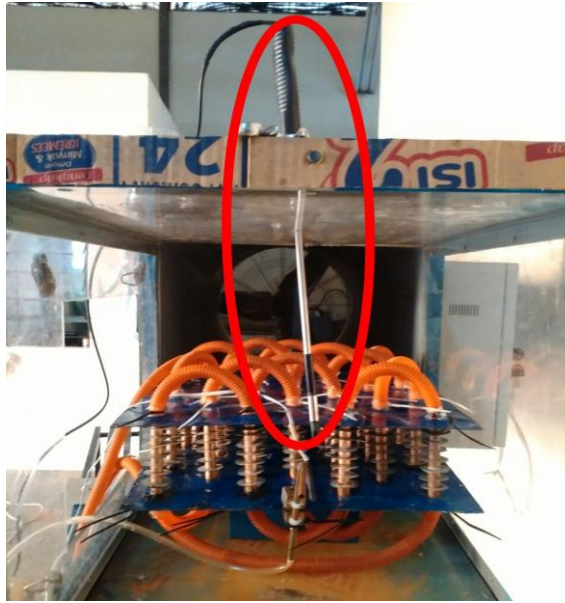
Gambar 3.17 Posisi Sensor Temperatur LM35

4. Pasang *Water Flow Sensor* pada saluran *output fin and tube heat exchanger*



Gambar 3.18 Posisi *Water Flow Sensor*

5. Pasang *Hot Wire Anemometer* dari atas alat uji *Sub Tronic Wind Tunnel*, tarik pendeteksi *Hot Wire Anemometer* sampai pada posisi tengah susunan *fin*.



Gambar 3.19 Posisi *Hot Wire Anemometer*

6. Koneksikan semua alat ukur yang terprogram dalam *Arduino Uno* dan *Hot Wire Anemometer* ke laptop, dan buka *software* penunjuk alat ukur tersebut.
7. Isi tangki dengan air dingin, kemudian hidupkan pompa agar air sirkulasi ke *Heat Exchanger*. Pastikan tidak ada kapitasi dalam saluran air tersebut.
8. Hidupkan *Heater* sampai temperatur 60°C dengan toleransi $\pm 3^{\circ}\text{C}$, Posisikan pengaturan Thermostat pada tempertaur yang di tentukan.
9. Memulai Pengambilan data saat temperatur mencapai 60°C dengan toleransi $\pm 3^{\circ}\text{C}$, dengan mengambil data selama 1 menit dalam satu kali pengujian.

10. Variasikan udara dengan kecepatan kipas posisi 1,2 dan 3, variasikan juga laju aliran udara dengan mengatur bukaan katup bypass posisi 50%, dan 100%.



Gambar 3.20 Bukaan Katup *Bypass*

11. Semua Data yang dideteksi oleh *Arduino Uno* dan *Hot Wire Anemometer* akan di tampilkan pada Laptop, simpan data data yang didapat selam pengujian kemudian lakukan pengolahan data dan pembahasan.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil

Hasil dari pengujian yang telah dilakukan menurut prosedur yang telah disetujui adalah sebagai berikut :

4.1.1. Data Hasil Studi Eksperimental

hasil eksperimen, maka didapat data yang ditunjukkan pada tabel

4.1:

Tabel 4.1. Data *Arduino Fin Tube* Selang Seling Sirip Segi Empat

Pengujian	Waktu (Detik)	Speed Kipas	Bukaan Katup (%)	Water Flow air (l/min)	T udara OUT (°C)	T udara IN (°C)	T air IN (°C)	T air OUT (°C)	Velocity udara (m/s)
1	60	1	100	1,87	34,45	30	60,07	50,49	2,87
2	60	2	100	1,39	33,39	31	60,08	46,61	3,13
3	60	3	100	0,84	34,56	31	59,74	49,49	3,51
4	60	1	50	0,94	35	30,98	59,83	49,96	2,11
5	60	2	50	1,3	34,64	30	60,03	49,66	3,01
6	60	3	50	1,87	34,45	30	60,07	50,49	3,15

4.1.2 Perhitungah Data Hasil Studi Eksperimental

Dari Hasil Studi Eksperimental, diperoleh data berdasarkan tabel

4.1. :

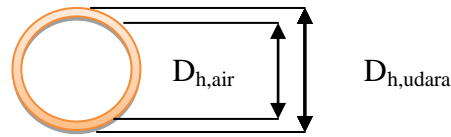
Temperatur udara masuk ($T_{c,in}$) : 30,49°C

Temperatur udara keluar ($T_{c,out}$) : 34,41°C

Temperatur air masuk ($T_{h,in}$) : 59,97°C

Temperatur air keluar ($T_{h,out}$) : 49,45°C

Debit air Q : 1,87 l/mnt = 0,00003117 m³/s



Gambar 4.1 Diameter Pipa Tembaga

Maka dapat dihitung temperatur udara rata-rata :

$$T_{rata-rata} = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} = \frac{30,4 + 34,4}{2} = 32,4^{\circ}\text{C}$$

Tabel 4.2. Interpolasi *fluida property* udara berdasarkan temperatur

<i>fluida property</i>	Temperatur udara (32,4°C)
Cp (J/Kg.°C)	1007
k (W/m.°C)	0,026058
Pr	0,72811
ρ (Kg/m ³)	1,1548
μ (Kg/m.s)	0,0000188304

(tabel A-15|properties of air at 1 atm pressure)

Temperatur Air rata-rata :

$$T_{rata-rata} = \frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} = \frac{59,97 + 49,45}{2} = 54,71^{\circ}\text{C}$$

Tabel 4.3. Interpolasi *fluida property* air berdasarkan temperatur

<i>fluida property</i>	Temperatur air (54,71 °C)
Cp (J/Kg.°C)	4,791
k (W/m.°C)	0,649243
Pr	3,285917
ρ (Kg/m ³)	985,5835
μ (Kg/m.s)	0,000511

(tabel A-9|properties of water)

- Menghitung Laju Perpindahan Massa Udara (m_{udara}) lihat tabel 4.2

$$\begin{aligned}A_{udara} &= \left(\frac{\pi}{4}\right)D^2 \\ &= (0,785)(0,0127m)^2 \\ &= 0,0001267 m^2\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \rho.v.A_{udara} \\ &= 1,1548 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,87 \frac{m}{s} \cdot (0,0001267m^2) \\ &= 0,0004199 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

- Menghitung Laju Perpindahan Massa air (\dot{m}_{air})

ρ lihat tabel 4.2.

$$\begin{aligned}A_{air} &= \left(\frac{\pi}{4}\right)D^2 \\ &= (0,785)(0,0125m)^2 \\ &= 0,000123 m^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v &= \frac{Q}{A_{air}} \\ &= \frac{0,0000312 \frac{m^3}{s}}{0,000123m^2} \\ &= 0,2536585 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{air} &= \rho \cdot v \cdot A_{air} \\
&= 985,5835 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,2536585 \frac{m}{s} \cdot (0,000123m^2) \\
&= 0,030751 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

- Menghitung Laju Perpindahan Panas udara (q_{udara})

Cp lihat tabel 4.2.

$$\begin{aligned}
q_{udara} &= \dot{m}_{udara} \cdot Cp \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \\
&= 0,0004199 \frac{kg}{s} \cdot 1007 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (34,41^\circ C - 30,49^\circ C) \\
&= 1,65 \text{ watt}
\end{aligned}$$

- Menghitung Laju Perpindahan Panas air (q_{air})

Cp lihat tabel 4.5.

$$\begin{aligned}
q_{air} &= \dot{m}_{air} \cdot Cp \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \\
&= 0,030751 \frac{kg}{s} \cdot 4179 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (59,97^\circ C - 49,45^\circ C) \\
&= 1351,91 \text{ watt}
\end{aligned}$$

- Menghitung Bilangan *Reynold* udara (Re_{udara})

ρ dan μ lihat tabel 4.2.

$$\begin{aligned}
R_{e,udara} &= \frac{\rho \cdot v_{udara} \cdot D_{h,udara}}{\mu} \\
&= \frac{1,1548 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,87 \frac{m}{s} \cdot 0,0127m}{0,0000188304 \frac{Kg}{m \cdot s}} \\
&= 2235,28471 \quad (2300 < Re < 4000) \quad (\text{aliran transisi})
\end{aligned}$$

- Menghitung Bilangan *Reynold* air ($R_{e,air}$)

ρ dan μ lihat tabel 4.3.

$$\begin{aligned}
 R_{e,air} &= \frac{\rho \cdot v \cdot D_{h,air}}{\mu} \\
 &= \frac{985,5835 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,2536585 \text{ m/s} \cdot 0,0125 \text{ m}}{0,000511 \text{ Kg/m.s}} \\
 &= 6115,4998 > 4000 \text{ (aliran turbulen)}
 \end{aligned}$$

- Menghitung Bilangan *Nusselt* udara (Nu_{udara})

Untuk aliran transisi, perhitungan Nu menggunakan korelasi hilpert.

C (0-4000) dan n lihat tabel 2.1

Pr , μ dan ρ lihat tabel 4.2.

u = kecepatan menyeluruh = v_{udara}

$$\begin{aligned}
 \nu &= \text{viskositas} = \frac{\mu}{\rho} \\
 &= \frac{0,0000188304 \text{ Kg/m.s}}{1,1548 \text{ kg/m}^3} \\
 &= 0,00001631 \text{ m}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Nu &= C \left(\frac{u \cdot d}{\nu} \right)^n Pr^{1/3} \\
 &= 0,683 \left(\frac{2,87 \text{ m/s} \cdot 0,0127 \text{ m}}{0,00001631} \right)^{0,466} \cdot 0,72811^{1/3}
 \end{aligned}$$

$$= 22,3510562$$

- Menghitung Bilangan *Nusselt* air (Nu_{air})

Untuk aliran turbulen, perhitungan Nu_m menggunakan korelasi Dittuse – Boelter.

Pr lihat tabel 4.3.

$$\begin{aligned} Nu_{air} &= 0,023 R_e^{0,8} P_r^{0,4} \\ &= 0,023 \cdot (6115,4998)^{0,8} \cdot (3,285917)^{0,4} \\ &= 31,585492 \end{aligned}$$

- Menghitung Koefisien Konveksi Udara (h_{udara})

k lihat tabel 4.2.

$$\begin{aligned} h_{udara} &= \frac{Nu_{udara} \cdot k}{D_{h,udara}} \\ &= \frac{22,3510562 (0,026058) \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,0127 \text{ m}} \\ &= 45,86014 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

- Menghitung Koefisien Konveksi Air (h)

k lihat tabel 4.3.

$$\begin{aligned} h_{air} &= \frac{Nu_{air} \cdot k}{D_{h,air}} \\ &= \frac{31,585492 (0,649243) \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0,0125 \text{ m}} \\ &= 1640,54 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

- Menghitung *Pressure Drop* (ΔP)

ρ lihat tabel 4.2.

$$\begin{aligned}\Delta P &= \rho \cdot g \cdot \Delta h \\ &= 1,1548 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,001 \text{m} \\ &= 0,011328 \text{Pa}\end{aligned}$$

- Menghitung ΔT_{LMTD}

$$\begin{aligned}\Delta T_{LMTD} &= \frac{(T_{h,out} - T_{c,out}) - (T_{h,in} - T_{c,in})}{\ln \left[\frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \right]} \\ &= \frac{(49,45^\circ\text{C} - 34,41^\circ\text{C}) - (59,97^\circ\text{C} - 30,49^\circ\text{C})}{\ln \left[\frac{49,45^\circ\text{C} - 34,41^\circ\text{C}}{59,97^\circ\text{C} - 30,49^\circ\text{C}} \right]} \\ &= 21,45^\circ\text{C}\end{aligned}$$

- Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

$$\begin{aligned}U &= \frac{q_{udara}}{A_{udara} \cdot \Delta T_{LMTD}} \\ &= \frac{1,65 \text{watt}}{0,0001267 \text{m}^2 \cdot 21,45^\circ\text{C}} \\ &= 607,13 \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

- Menghitung Efektifitas Alat Pemindah Kalor

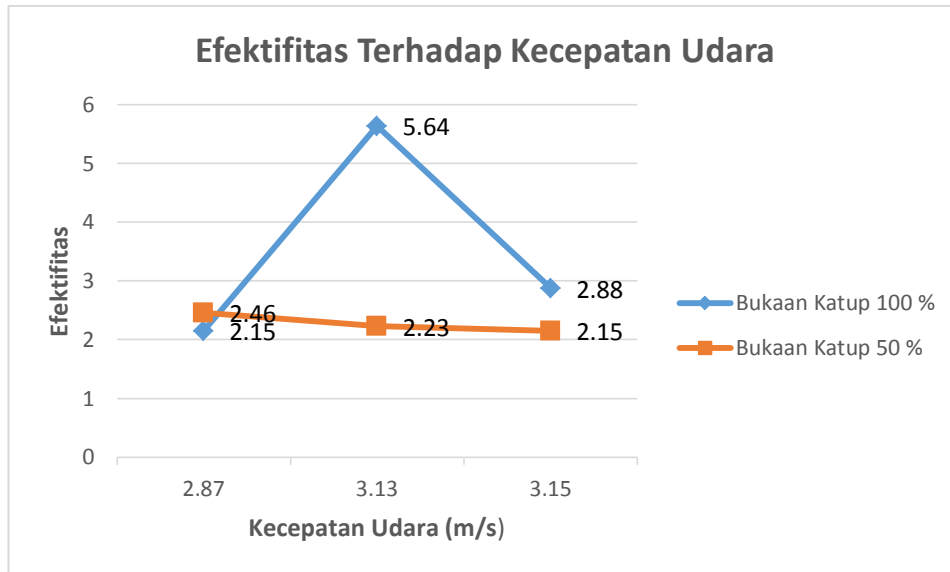
$$e = \frac{\Delta T_{h,in}}{\Delta T_{c,in}}$$
$$= \frac{10,52^{\circ}C}{3,92^{\circ}C}$$
$$= 2,684^{\circ}C$$

4.2.1. Pengujian efektifitas terhadap kecepatan udara

Hasil pengujian efektifitas terhadap bukaan katup dapat dilihat pada Gambar 4.2 berikut ini :

Tabel 4.4 Efektifitas Terhadap Kecepatan Udara

Bukaan Katup Air Panas	Kecepatan Udara (m/s)	Efektifitas
50%	2,11	2,46
	3,01	2,23
	3,15	2,15
100%	2,87	2,15
	3,13	5,64
	3,51	2,88



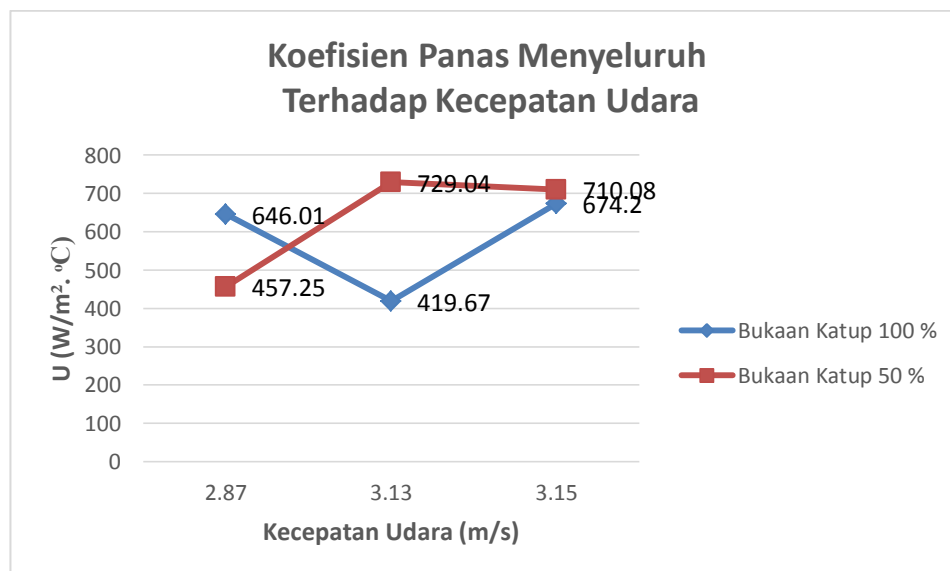
Gambar 4.2 Hubungan antara efektifitas terhadap kecepatan udara

Pada penelitian pengaruh variasi kecepatan udara terhadap performa *heat exchanger* dengan susunan *tube* selang seling. Dari pengamatan grafik di atas dan hasil perhitungan efektifitas terhadap kecepatan udara yaitu, dari bukaan katup 50% dengan kecepatan udara 3,15 m/s efektifitasny terjadi penurunan dikarenakan semakin tinggi kecepatan udara maka efektifitasnya akan semakin turun. Pengamatan secara teori semakin besar kecepatan udara maka efektifitas terjadi penurunan. Sedangkan bukaan katup 100% dengan kecepatan 3,15m/s efektifitasnya sama dengan bukaan katup 50% terjadi penurunan.

4.2.2. Pengujian koefisien panas menyeluruh terhadap kecepatan udara

Tabel 4.5 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Terhadap Kecepatan Udara

Bukaan Katup Air Panas	Kecepatan Udara (m/s)	Menyeluruh
50%	2,11	457,25
	3,01	729,04
	3,15	710,08
100%	2,87	646,01
	3,13	419,67
	3,51	674,20



Gambar 4.3 Hubungan antara koefisien panas menyeluruh terhadap kecepatan udara

Dari gambar 4.3 terlihat bahwa bukaan katup 50%, semakin besar kecepatan udara maka besarnya koefisien perpindahan panas menyeluruh akan semakin menurun. Sedangkan bukaan katup 100% kecepatan udara semakin kecil maka terjadi penurunan, kalau kecepatan udaranya semakin besar maka perpindahan panas menyeluruh akan meningkat. Peningkatan harga koefisien

perpindahan panas menyeluruh terjadi karena semakin besar kecepatan udara maka bentuk aliran yang terjadi di dalam tube akan semakin tak beraturan, sehingga proses perpindahan kalor dari fluida panas yang menyerap kalor fluida dingin akan semakin cepat dengan gerakan aliran yang semakin tidak seragam.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan oleh penulis, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan, sebagai berikut :

1. Pengujian menggunakan delta winglet menghasilkan aliran turbulen . Nilai Reynold udara mencapai 2235,287.
2. Semakin besar bilangan reynold maka semakin besar koefisien konveksi yang terjadi.
3. Laju perpindahan panas udara (q_{udara}) tertinggi 1,65 watt menggunakan *trapezoidal winglet* dengan variasi kecepatan udara bukaan 100% .
4. Perpindahan panas air (q_{air}) tertinggi 1351,91 watt menggunakan *delta winglet* dengan variasi kecepatan udara dengan bukaan 50% .
5. *Pressure drop* (ΔP) terbaik 0,011328 Pa menggunakan *rectangular winglet* dengan variasi kecepatan udara dengan bukaan katup 100% .
6. Perbedaan suhu rata-rata (ΔT LMTD) 21,45⁰C menggunakan *delta winglet* dengan variasi kecepatan udara dengan bukaan katub 50% .

5.2. Saran

1. Studi eksperimental alat penukar kalor tipe *compact* dengan menggunakan *Sub Sonic Windtunnel* sebaiknya dilakukan di ruangan tertutup agar alat pembaca kecepatan udara lebih akurat.
2. Pisahkan pengambilan listrik untuk pompa air dan *heater* agar tidak mengganggu kinerja pompa saat *heater* mulai hidup.

DAFTAR PUSTAKA

- J.P. Holman, 2010, "*Heat Transfer Tenth Edition*", New York : The McGraw-Hills Companies, Inc.
- R.K. Shah & D.P. Sekulic, 2003, "*Fundamentals of Heat Exchanger Design*", United States of America : John Wiley & Sons, Inc.
- T. Kuppan, 2000, "*Heat Exchanger Design Handbook*", New York : Marcel Dekker, Inc.
- A. Joardar & A.M. Jacobi, 2008, "*Heat Transfer Enhancement by Winglet Type Vortex Generator Arrays in Compact Plain Fin and Tube Heat Exchanger*", International Journal of Refrigeration, 31 : 87 – 97.
- A.M. Jacobi & R.K. Shah, 1995, "*Heat Transfer Surface Enhancement Through The Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress*", Experimental Thermal and Fluid Science, 11 : 295 – 309.
- Guobing Zhou & Qiuling Ye, 2011, "*Experimental Investigations of Thermal and Flow Characteristics of Curve Trapezoidal Winglet Type Vortex Generators*" 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.024
- L.O. Salviano, 2014, "*Optimization of Vortex Generators Positions and Angle in Fin – Tube Compact Heat Exchanger at Low Reynolds Number*", Sao Paulo.
- Geankoplis, Cristie J., 1978 *Transport Process and unit Operatio, PTR. Prentie Hall, Inc., A Simonand Shuter Company, New Jersey.*

fu	U	q udara (watt)	q air (watt)	ΔT LMTD (°C)	debit air	Vair (m³/s)	f	Efektifitas (e)
0.009528	646.0102	1.826033	9038.4	22.32503746	3.11667E-05	0.254097665	0.009528	2.152808989
0.008011	419.6683	1.069015	9447.116	20.11873815	2.31667E-05	0.188874735	0.0080107	5.635983264
0.00637	674.2042	1.800014	4345.311	21.08663285	0.000014	0.114140127	0.0063701	2.879213483
0.017628	457.2527	1.224472	4681.681	21.15024374	1.56667E-05	0.127728238	0.0176276	2.455223881
0.008662	729.0374	1.99982	6803.647	21.66525921	2.16667E-05	0.176645435	0.0086622	2.234913793
0.007909	710.0805	2.007136	9041.849	22.32503746	3.11667E-05	0.254097665	0.0079093	2.152808989

Reu	Rea	Nua	Nuu	ha (W/m ² .°C)	hu (W/m ² .°C)	A (m ²)	G (Kg.m ² /s)	Δh (m)	ΔP (Pa)
2124.897	6402.471	40.27103	30.10914	1146.477	30.87375	0.000506	0.804604	0.001	0.011001
2315.35	4746.927	31.73483	10.3397	903.2478	10.60137	0.000506	0.87704	0.001	0.010995
2632.235	2846.04	21.15059	10.98263	601.5551	11.27912	0.000506	0.991423	0.001	0.011084
1588.114	3200.079	23.18142	8.680245	659.6063	8.919895	0.000506	0.59725	0.001	0.011107
2234.159	4403.931	29.99374	10.17028	853.0562	10.43122	0.000506	0.845096	0.001	0.011017
2338.073	6319.856	40.08494	31.48263	1139.81	32.29037	0.000506	0.884403	0.001	0.011017

Air

ρ (Kg/m ³)	Cp (J/Kg.°C)	μ (Kg/m.s)	k (W/m.°C)	Pr	Dh udara (m)	Dh air (m)	A udara (m ²)	A air (m ²)
984.2884892	4179	0.000488299	0.651940647	3.129442446	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123
984.3618705	4179	0.000489583	0.65178777	3.138309353	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123
984.5906475	4179	0.000493586	0.651311151	3.165953237	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123
984.452518	4179	0.000491169	0.651598921	3.14926259	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123
984.594964	4179	0.000493662	0.651302158	3.16647482	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123
984.6640288	4179	0.000494871	0.651158273	3.174820144	0.0127	0.0125	0.000127	0.000123

Udara										
$T_{\text{air rata-rata}}$ (°C)	Δt_{udara} (°C)	Δt_{air} (°C)	m udara (Kg/s)	m air (Kg/s)	ρ (Kg/m ³)	Cp (J/Kg. ^o C)	μ (Kg/m.s)	k (W/m ^o C)	Pr	
55.28	4.45	9.58	0.000407492	0.225763482	1.12	1007	1.92357E-05	0.02604502	0.725061	
53.35	2.39	13.47	0.000444178	0.167826009	1.12081818	1007	1.92427E-05	0.0260428	0.026043	
54.62	3.56	10.25	0.000502107	0.101443605	1.12982734	1007	1.91337E-05	0.02608572	0.026086	
54.90	4.02	9.87	0.000302478	0.113504299	1.13222742	1007	1.91046E-05	0.02610126	0.026101	
54.85	4.64	10.37	0.000428	0.156996744	1.12305172	1007	1.92157E-05	0.02605168	0.026052	
55.28	4.45	9.58	0.000447907	0.225849619	1.12305172	1007	1.92157E-05	0.02605168	0.725183	

Data rata-rata hasil pengujian alat penukar kalor

No.	Waktu (s)	Speed Kipas	Bukaan katup (%)	Water Flow (l/min)	T udara in (°C)	T udara out (°C)	T air in (°C)	T air out (°C)	Velocity udara (m/s)	T udara rata-rata (°C)
1	60	1	100	1.87	30	34.45	60.07	50.49	2.87	32.23
2	60	2	100	1.39	31	33.39	60.08	46.61	3.13	32.20
3	60	3	100	0.84	31	34.56	59.74	49.49	3.51	32.78
4	60	1	50	0.94	30.98	35	59.83	49.96	2.11	32.99
5	60	2	50	1.3	30	34.64	60.03	49.66	3.01	32.32
6	60	3	50	1.87	30	34.45	60.07	50.49	3.15	32.23

Table A-9 | Properties of water (saturated liquid).[†]

Note: $Gr_x Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$							
°F	°C	c_p kJ/kg · °C	ρ kg/m ³	μ kg/m · s	k W/m · °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$ 1/m ³ · °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-5}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

[†]Adapted to SI units from A. I. Brown and S. M. Marco, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1958.

TABLE A-15

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Density $\rho, \text{kg/m}^3$	Specific Heat $c_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Thermal Conductivity $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Thermal Diffusivity $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Dynamic Viscosity $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Kinematic Viscosity $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Note: For ideal gases, the properties c_p , k , μ , and Pr are independent of pressure. The properties ρ , ν , and α at a pressure P (in atm) other than 1 atm are determined by multiplying the values of ρ at the given temperature by P and by dividing ν and α by P .

Source: Data generated from the EES software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. Original sources: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984; and Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena, and P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

