PENGARUH VARIASI TINGGI *STRAIGHT TRIANGULAR FIN* TERHADAP *CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE* DARI *AIR HEATER*

SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

ADIEK ERFAN RAMADHAN
NIM. 0710623024-62

KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2012

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LEMBAR PERSETUJUAN

PENGARUH VARIASI TINGGI *STRAIGHT TRIANGULAR FIN* TERHADAP *CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE* DARI *AIR HEATER*

SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

ADIEK ERFAN RAMADHAN
NIM. 0710623024-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I	**Dosen Pembimbing II**
Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M. Eng., Sc.	**Purnami, ST., MT.**
NIP. 19490911 198 403 1 001	**NIP. 19770707 200812 1 005**

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LEMBAR PERSETUJUAN

PENGARUH VARIASI TINGGI *STRAIGHT TRIANGULAR FIN* TERHADAP *CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE* DARI *AIR HEATER*

SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh:

ADIEK ERFAN RAMADHAN
NIM. 0710623024-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 25 Januari 2012

MAJELIS PENGUJI

Skripsi I	Skripsi II
Dr. Eng. Lilis Yuliati, ST., MT.	**Francisca Gayuh Utami Dewi, ST., MT.**
NIP. 19750702 200003 2 001	**NIK. 820919 06 1 2 0259**

Komprehensif

Ir. Ari Wahjudi, MT.
NIP. 19680324 199412 1 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

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

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

KATA PENGANTAR

Assalamu' alaikum Wr. Wb

Segala puji dan syukur kehadirat Allah SWT atas terselesaikannya penulisan Skripsi ini, karena hanya atas perkenan dan petunjuk-nya lah maka segala sesuatu dapat terjadi. Kendala dan cobaan yang mengiringinya adalah jalan yang dibentangkanNya untuk menyadari betapa kerdil dan tidak berdayanya manusia dalam menghadapi takdir-Nya.

Tugas Akhir ini mengambil judul "Pengaruh Variasi Tinggi *Straihgt Triangular Fin* terhadap *Characteristic Of Performance* dari *Air Heater*". Tugas Akhir ini Disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan dalam menyelesaikan pendidikan dan memperoleh gelar Sarjana Teknik Fakultas Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.

Sangat sulit rasanya menyatakan bahwa penulis telah berhasil menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan banyak pihak. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua saya atas doa, kasih sayang dan dukungannya yang tidak pernah putus selama saya hidup didunia ini. Saudara-saudara saya (Alm. Fifien Arief Rachman, Bachtiar Muslim, Chairul Lutfi Habibie, Dimas Muhammad Ikbal, Sri Nur Hidayati, Rahmania Kartika) atas segala doa, dukungan, DMotivasi dan kehangatan keluarga besar kita. Keponakan-keponakan saya (Lucky Auril Aminul Yakin, Muhammad Aslam Aufa Sama, Abdullah Ismail Hanif) yang selalu membawa keceriaan di keluarga besar Dimyati, dan untuk keponakan keempat saya Emilio/Emilia yang tak lama lagi akan lahir di dunia.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M. Eng.,Sc selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan masukan, pengetahuan dan telah banyak meluangkan waktu untuk berdiskusi dengan penulis selama penyusunan skripsi ini.
3. Bapak Purnami,ST,.MT selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan masukan, koreksi, pengetahuan dan telah banyak meluangkan waktu untuk betukar pikiran dengan penulis selama penyusunan skripsi ini.
4. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT dan Bapak Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M. Eng. Selaku Ketua Jurusan dan Sekretaris Jurusan Teknik Mesin, dan seluruh staf pengajar dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Mesin Universitas Brawijaya Malang.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

5. Om Aspinur, Tante Anna, atas doa dan kehangatan didalam keluarga.
6. Mizani Putri, yang telah mengispirasi saya untuk menyelesaikan tugas akhir ini. *I love you..*
7. Seseorang yang tidak dapat saya sebutkan namanya disini, terima kasih sudah memotivasi saya untuk menyelesaikan kuliah serta mendapatkan gelar Sarjana Teknik.
8. Teman-teman seperantauan dari Jakarta yang bersama-sama berjuang di Universitas Brawijaya Malang: Lendy, Deva, Fachri, Ilham, Surya, Indra, Tunkpey, Tagor, Shaka, Rendy, Yoga, Ryan, Eki, Satria, Vina, Rielvinny dan teman-teman lainnya yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu. Terima kasih banyak atas segala persahabatan yang sangat hangat selama 4 tahun terakhir ini. Semoga persahabatan kita ini berlanjut terus sampai ajal memisahkan.
9. Seluruh teman-teman di angkatan 2007 Mesin Brawijaya, terima kasih atas kekompakan dan seluruh bantuannya dalam menyelesaikan masalah-masalah yang saya hadapi baik di perkuliahan, praktikum, dan hal-hal lain selama empat tahun terakhir ini yang tak mungkin bisa saya lupakan.
10. Teman-teman B-34 (Hendra, Syam, Alda, Didik, Lendy) atas segala dukungan serta kehangatan layaknya keluarga.
11. Seluruh Anggota *Jakarta Student Community (JSC)* yang telah memberikan pelajaran yang sangat berharga kepada saya tentang kebersamaan, kekompakan, profesionalitas, dan berorganisasi.
12. Teman-teman *DuGame Kostmunity*, Watumujur I/11A. Angkatan 2002-2011.
13. Dan berbagai pihak yang tidak mungkin saya sebutkan satu persatu, terima kasih telah memberikan sumbangsih demi terselesaikaannya tugas akhir ini. Semoga kebaikan dan amalnya dibalas oleh Allah SWT, Amin.

Tugas Akhir ini hanyalah upaya untuk mendekati realitas dengan disiplin ilmiah yang didasarkan pada rasionalitas yang serba terbatas. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis maupun bagi yang sempat menyimak dan membacanya. Kalupun ada kekurangan, wajar sebagai makhluk-Nya, dan Kalaupun adah lebihnya itu semua datangnya dari Allah SWT semata. Penulis sangat berharap pada saran dan perbaikan untuk penyempurnaan tugas akhir ini.

Malang, 5 Januari 2012

Penulis

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR iv
DAFTAR ISI vi
DAFTAR TABEL ix
DAFTAR GAMBAR x
DAFTAR LAMPIRAN xi
DAFTAR SIMBOL xii
RINGKASAN xiii
BAB I PENDAHULUAN
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Batasan Masalah 2
1.4 Tujuan Penelitian 2
1.5 Manfaat Penelitian 2

BAB II TINJAUAN PUSTAKA
2.1 Penelitian Sebelumnya 4
2.2 Energi Kalor 4
2.2.1 Energi Kalor Gas Buang 5
2.3 Perpindahan Kalor 5
2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi 5
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi 7
2.4 *Heat Exchanger* 8
2.4.1 *Concentric Double Tube Heat Exchanger* 8
2.4.2 *Counter Flow Heat Exchanger* 9
2.5 Laju perpindahan Kalor Pada *Heat Exchanger* 10
2.5.1 Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) 11
2.5.2 Efektivitas 13
2.6 Analisa Aliran 14
2.6.1 Aliran Laminar 14
2.6.2 Aliran Turbulen 14
2.6.3 Angka *prandtl(Pr)* 15

2.6.4 Angka *Reynolds(Re)*.....15
2.6.5 Angka *Nusselt(Nu)*.....16
2.7 Penurunan Tekanan.....18
2.7.1 *Head Losses* 18
2.8 *Fin* 20
2.8.1 *Straight Triangular Fin* 20
2.9 Hipotesis.....21

BAB III METODOLOGI PENELITIAN
3.1 Metode Penelitian ... .22
3.2 Variabel Penelitian.....22
3.3 Alat-alat Penelitian.....23
3.3.1 Alat Utama 23
3.3.2 Peralatan Bantu Pengujian.....25
3.4 Tempat Penelitian 26
3.5 Prosedur Penelitian 26
3.6 Diagram Alir Penelitian.....28

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN
4.1 Analisis Data.....29
4.1.1 Data Hasil Pengujian.....29
4.1.2 Contoh Perhitungan.....30
4.1.3 Data Hasil Perhitungan.....36
4.2 Pembahasan 37
4.2.1 Pengaruh Laju Massa Alir Udara terhadap Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh 37
4.2.2 Pengaruh Laju Massa Alir Udara terhadap Laju Perpindahan Kalor 41
4.2.3 Pengaruh Laju Massa Alir Udara terhadap Efektivitas *Air Heater*.....44
4.2.4 Pengaruh Laju Massa Alir Udara terhadap Penurunan Tekanan.....46

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan 48

5.2 Saran 48

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 5 mm	29
Tabel 4.2	Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 10 mm	30
Tabel 4.3	Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm	30
Tabel 4.4	Data hasil perhitungan dengan tinggi *straight triangular fin* 5 mm	36
Tabel 4.5	Data hasil perhitungan dengan tinggi *straight triangular fin* 10 mm	36
Tabel 4.6	Data hasil perhitungan dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm	37

DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*	4
Gambar 2.2	Perpindahan kalor konduksi	6
Gambar 2.3	Konveksi paksa (kiri) dan konveksi bebas (kanan)	7
Gambar 2.4	*Concentric double tube heat exchanger*	9
Gambar 2.5	*Counter flow heat exchanger*	9
Gambar 2.6	Distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*	10
Gambar 2.7	Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*	10
Gambar 2.8	Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger*	12
Gambar 2.9	Aliran Laminar	14
Gambar 2.10	Aliran Turbulen	14
Gambar 2.11	Bentuk-bentuk *Fins*	20
Gambar 2.12	*Straight Triangular fin*	20
Gambar 3.1	Susunan Instalasi Pengujian	23
Gambar 3.2	Diagram alir penelitian	28
Gambar 4.1	Ilustrasi pengukuran pada alat penelitian	29
Gambar 4.2	*Air Heater* dilihat secara *cross section*	31
Gambar 4.3	Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh	37
Gambar 4.4	Grafik hubungan antara laju massa alir udara terhadap laju perpindahan kalor	40
Gambar 4.5	Grafik hubungan antara laju massa alir udara terhadap efektivitas *air heater*	43
Gambar 4.6	Grafik hubungan antara laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan	45

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Foto alat penelitian
Lampiran 2.	Sifat-sifat udara dan gas buang berdasarkan data hasil pengujian
Lampiran 3.	Sifat-sifat udara pada tekanan atmosfer

.

DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Diameter hidrolik	meter atau m	D_h
Difusivitas *thermal*	meter kuadrat per sekon atau m^2/s	α
Efektivitas	persen atau %	ε
Kalor spesifik pada tekanan konstan	Joule per kilogram derajat celcius atau J/kg^oC	Cp
Kecepatan	meter per sekon atau m/s	ν
Koefisien perpindahan kalor konveksi	Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2.^oC$	h
Koefisien perpindahan kalor menyeluruh	Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2.^oC$	U
Konduktivitas *thermal*	Watt per meter derajat celcius atau W/m^oC	k
Laju massa alir	kilogram per sekon atau kg/s	$\dot{m}$
Laju perpindahan kalor	Watt atau W	$\dot{Q}$
Luas	meter kuadrat atau m^2	A
Major losses	meter atau m	h_{ma}
Massa jenis	kilogram per meter kubik atau kg/m^3	ρ
Minor losses	meter atau m	h_{mi}
Panjang	meter atau m	m
Percepatan gravitasi bumi	meter per sekon kuadrat atau m/s^2	g
Temperatur	derajat Celcius atau ^oC	T
Viskositas dinamik	kilogram per meter sekon atau kg/m.s	μ
Viskositas kinematik	meter kuadrat per sekon atau m^2/s	υ

Subcript

Temperatur udara dingin *(in)*	derajat Celcius atau ^oC	$T_{c,i}$
Temperatur udara dingin *(out)*	derajat Celcius atau ^oC	$T_{c,o}$
Temperatur gas buang*(in)*	derajat Celcius atau ^oC	$T_{h,i}$
Temperatur gas buang*(out)*	derajat Celcius atau ^oC	$T_{h,o}$

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

repository.ub.ac.id

RINGKASAN

ADIEK ERFAN RAMADHAN, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Januari 2011. Pengaruh Variasi Tinggi *Straight Triangular Fin* terhadap *Characteristic Of Performance* dari *Air Heater*.

Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M. Eng.,Sc. dan Purnami, ST., MT

Limbah panas adalah panas yang dihasilkan oleh proses pembakaran bahan bakar atau reaksi kimia yang kemudian di buang ke lingkungan dan tidak digunakan lagi. Gas buang yang dihasilkan oleh motor bakar merupakan salah satu limbah panas yang mengandung potensi energi *thermal*. Sehingga energi panas dari gas buang ini masih bisa dimanfaatkan, salah satunya adalah dapat dimanfaatkan sebagai sumber panas pada *air heater*. Agar udara dapat menyerap panas dari gas buang dengan baik maka diperlukan *air heater* dengan perancangan yang baik dan efisien. Perancangan dilakukan untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dengan cara meningkatkan kecepatan aliran.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* yang meliputi hubungan laju massa alir fluida terhadap koefisien perpindahan kalor menyeluruh, laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan. Variabel bebas pada penelitian ini adalah laju massa alir udara 30; 35; 40; 45; dan 50 kg/jam. Variabel terikat pada penelitian ini adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh, laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan air heater. Variabel terkontrol pada penelitian ini adalah tinggi straight triangular fin 5 mm; 10 mm; dan 15 mm.

Dari hasil penelitian ini didapatkan bahwa dengan semakin besarnya laju massa alir dan tinggi *straight triangular fin* dapat meningkatkan koefisien perpindahan kalor menyeluruh, laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari air heater. Hasil yang didapatkan pada penelitian kali ini adalah bahwa kinerja air heater maksimum terjadi pada tinggi *straight triangular fin* 15 mm. Nilai maksimum yang diperoleh dari koefisien perpindahan kalor menyeluruh, laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan secara berturut-turut adalah 86,19146 kJ/jam.m^2.^{o}C; 2369,056 kJ/jam; 26,1111%; dan 68,2726453 Pa.

Kata kunci : *straight triangular fin , characteristic of performance, heat exchanger, air heater*

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin bertambahnya jumlah manusia di dunia membuat banyaknya penggunaan sumber energi di dunia dan manusia pun masih dibebankan dengan ketidak pastian akan tersedianya sumber energi yang cukup untuk masa mendatang yang membuat masyarakat berhemat dalam penggunaan energi tersebut. Dalam dunia industri salah satu solusi dalam rangka menghemat penggunaan sumber energi adalah dengan cara memanfaatkan kembali limbah panas (*heat recovery*) dari hasil pembakaran motor bakar, panas kondensor dan lain-lain.

Gas buang yang dihasilkan oleh motor bakar merupakan salah satu limbah panas yang mengandung potensi energi *thermal*, berdasarkan klasifikasi panas terbuang, gas buang motor bakar ini termasuk dalam sumber panas kisaran menengah dengan temperatur 200° – 590°C (Belyamin, 2002: 4). Dikarenakan semakin sedikitnya cadangan energi untuk masa mendatang alangkah baiknya jika kita dapat menggunakan gas buang yang masih berpotensi ini untuk suatu hal yang bermanfaat. Salah satu contohnya adalah untuk memanaskan udara, yang mana udara panas ini nantinya dapat digunakan untuk mengeringkan gabah atau bahan makanan, untuk penghangat ruangan, dan dalam dunia industri dapat digunakan untuk udara pembakaran pada bolier, serta masih banyak yang lainnya.

Diperlukan suatu alat penukar kalor untuk memindahkan panas gas buang tanpa terjadi pencampuran antara keduanya, yaitu *heat exchanger*. Alat penukar kalor yang digunakan untuk memanaskan udara disebut *air heater*. Agar kinerja *air heater* efisien, maka diperlukan rancangan yang baik yaitu dengan cara meningkatkan laju perpindahan kalor dengan meningkatkan luar perpindahan kalor dengan memasang *fin* pada permukaan *heat exchanger* yang bersentuhan dengan fluida.

Tetapi pada kondisi tertentu pemasangan *fin* pada permukaan perpindahaan kalor tidak selalu mengakibatkan peningkatan laju perpindahan kalor. Jika nilai koefisien konveksi besar sebagaimana pada fluida berkecepatan tinggi atau zat cair mendidih, maka *fin* ini malah dapat mengakibatkan berkurangnya perpindahan kalor. Hal ini disebabkan karena dibandingkan dengan tahanan konveksi, tahanan konduksi merupakan halangan yang lebih besar terhadap aliran kalor (Holman, 1997: 46). Untuk

itu diperlukan penelitian tentang pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas dapat dirumuskan permasalahan yang akan diteliti yaitu bagaimana pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

1.3 Batasan Masalah

Untuk lebih mengarahkan pembahasan dan agar permasalahan tidak meluas maka penelitian ini dibatasi pada hal-hal sebagai berikut:

1. Kondisi aliran fluida dianggap *steady state*.
2. *Air heater* yang digunakan adalah jenis *doble pipe heat exchanger* dengan jenis aliran *counter flow*, digunakan pipa dari bahan tembaga paduan bagian dalam (*iner tube*) dan besi pada bagian luar (*outer tube*) dengan dimensi tertentu.
3. Jumlah *straight triangular fin* yan g disematkan pada pipa dalam adalah sebanyak 4 buah.
4. *Characteristic of Performace* yang diteliti adalah hubungan laju massa alir fluida terhadap laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari *air heater*.
5. Diasumsikan tidak ada perpindahan panas ke lingkungan dan konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan dengan pemasangan isolasi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

1.5 Manfaat Penelitian

Melalui penelitian ini diharapkan dapat diperoleh manfaat sebagai berikut:

1. Sebagai aplikasi teori perpindahan kalor, serta untuk dasar penelitian mahasiswa lebih lanjut mengenai *heat exchanger*.
2. Memberikan kontribusi terhadap ilmu pengetahuan dan mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat di perkuliahan tentang *heat exchanger*.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

3. Mampu memecahkan permasalah-permasalahn yang sering dihadapi dalam melakukan perancangan *heat exchanger* sehingga selanjutnya dapat dibuat *heat exchanger* dengan performa yang baik.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

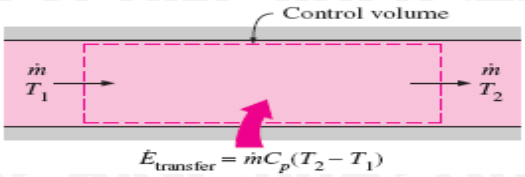
BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Castell, dkk (2007) melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh penggunaan *external vertical fins* pada *Phase Changes Material (*PCM*) modules* untuk memanaskan air pada tangki air panas domestik. *Vertical fins* memiliki bentuk yang sama dengan *longitudinal fins*. Dalam penelitian ini dilakukan tiga perbandingan yaitu tanpa penambahan *vertical fins*, dengan penambahan 8 *small vertical fins* (lebar 20 mm, panjang 310 mm), dan dengan penambahan 8 *big vertical fins* (lebar 40 mm, panjang 310 mm) yang dipasangkan pada bagian luar PCM *modules*. Dengan penambahan *external vertical fins* ini dapat meningkatkan laju perpindahan kalor sebesar 28,45% untuk *small vertical fins* dan 44,28% untuk *big vertical fins* dibandingkan dengan yang tanpa penambahan *vertical fins*. Dari hasil penelitian menunjukkan terjadi peningkatan laju perpindahan kalor pada PCM *modules* yang dipasangi *vertical fins*, peningkatan ini disebabkan oleh meningkatnya luas permukaan perpindahan panas dan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi. Besar koefisien perpindahan panas konveksi meningkat hingga 3 kali lebih besar dibandingkan dengan yang tidak menggunakan *fins*.

2.2 Energi Kalor

Kalor merupakan salah satu bentuk energi yang dapat berpindah dari suatu sistem ke sistem yang lain sebagai akibat dari adanya perbedaan temperatur (Çengel, 2002:13). Pada fluida yang mengalir dengan keadaan *steady* di dalam suatu saluran dimana terdapat satu saluran masuk dan satu saluran keluar maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama dengan laju aliran massa fluida keluar atau $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, jika dalam aliran tersebut fluida tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditansfer akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilihat pada Gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2.1 Transfer energi kalor pada sistem dengan *control volume*
Sumber : Çengel (2002:13)

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

$$\dot{Q} = \dot{m}.C_p.\Delta T$$ (Çengel, 2002:13) (2-1)

dengan : $\dot{Q}$ = Laju energi kalor (W)

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

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

ΔT = Perubahan temperatur (ºC)

2.2.1 Energi Kalor Gas Buang

Gas buang adalah gas yang berasal dari proses pembakaran pada motor bakar yang mempunyai suhu yang cukup tinggi terhadap suhu atmosfer. Besarnya energi kalor yang terkandung dalam gas buang dapat diketahui dari persamaan :

$$Q_{eg} = m_{eg} .Cp_{eg} . (Tg – Tu)$$ (Surbakty, 1985:227) (2-2)

dengan : Q_{eg} = kalor yang dikandung gas buang (W)

m_{eg} = laju aliran massa gas buang (kg/s)

Cp_{eg} = panas spesifik gas buang (J/kg.ºC)

Tg = temperatur gas buang (ºC)

Tu = temperatur lingkungan (ºC)

2.3 Perpindahan Kalor

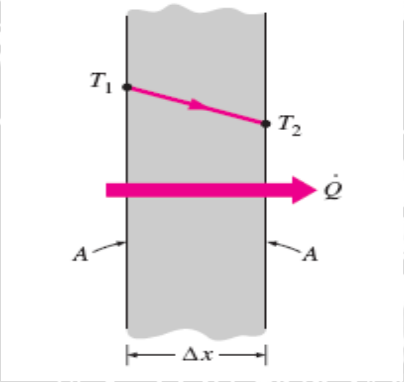
Perpindahan kalor adalah transfer energi dari suatu sistem ke sistem lainnya dikarenakan adanya perbedaan temperatur, transfer energi tersebut selalu terjadi dari suatu sistem yang bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti jika kedua sistem tersebut mencapai temperatur yang sama. Syarat utama terjadinya perpindahan kalor adalah perbedaan temperatur, maka dapat dikatakan jika terdapat dua sistem yang mempunyai temperatur yang sama maka tidak akan terjadi perpindahan kalor. Kalor dapat berpindah dengan tiga cara, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah perpindahan energi (kalor) dari suatu substansi yang partikelnya mempunyai energi yang lebih besar menuju ke partikel di sebelahnya yang mempunyai energi yang lebih kecil sebagai hasil dari interaksi antar

partikel tersebut (Cengel, 2002:17). Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi pada benda padat, cair, dan gas. Pada kondisi gas atau cair, perpindahan kalor konduksi terjadi karena difusi dan tumbukan (*collisions*) antar molekul pada waktu bergerak secara acak. Sedangkan pada benda padat, konduksi terjadi karena adanya getaran (*vibration*s) antar molekul dan juga dikarenakan gerakan elektron bebas. Ketika benda dipanaskan, gerakan dari atom dan elektron bebas yang awalnya bergetar dengan setimbang berubah menjadi gerakan yang semakin acak sehingga atom-atom dan elektron tersebut menumbuk atom-atom dan elektron disekitarnya. Tumbukan yang terjadi merupakan jenis interaksi antar atom maupun elektron dimana akan menyebabkan adanya transfer energi dari atom yang satu ke atom yang lain, sehingga panas akan merambat dalam substansi tersebut.

Laju perpindahan kalor konduksi melalui suatu medium tertentu tergantung dari geometri, ketebalan, dan material dari medium tersebut juga tergantung pada perbedaan temperatur yang melintasi medium tersebut. Perpindahan kalor konduksi melalui sebuah dinding dapat dilihat pada Gambar 2.2 di bawah ini.



Gambar 2.2 Perpindahan kalor konduksi
Sumber : Çengel (2002:18)

Besarnya laju perpindahan kalor konduksi berbanding lurus terhadap luas permukaan benda yang dilalui, perbedaan temperatur, dan konduktivitas termal bahan, tetapi berbanding terbalik dengan ketebalan dari permukaan benda yang dilalui oleh kalor, dimana dinyatakan dalam rumus :

$$\dot{Q}_{cond} = -k.A.\frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \qquad \text{(Çengel, 2002:18)} \qquad (2\text{-}3)$$

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

k = Konduktivitas termal bahan (W/m ºC)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_1-T_2 = Perbedaan temperatur permukaan perpindahan kalor (ºC)

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

Konduktivitas termal merupakan konstanta proporsional yang menyatakan kemampuan suatu material untuk menghantarkan kalor. Konduktivitas termal di definisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh setiap unit tebal dari material per unit area per unit perbedaaan temperatur.

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah perpindahan kalor yang terjadi antara permukaan benda padat dengan fluida yang bergerak bersinggungan dengan benda padat tersebut. Perpindahan kalor konveksi merupakan kombinasi dari perpindahan kalor konduksi dengan gerakan dari aliran fluida. Perpindahan kalor konveksi dipengaruhi oleh kecepatan gerak fluida dimana semakin cepatnya gerakan fluida akan menyebabkan perpindahan kalor konveksi yang semakin besar. Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

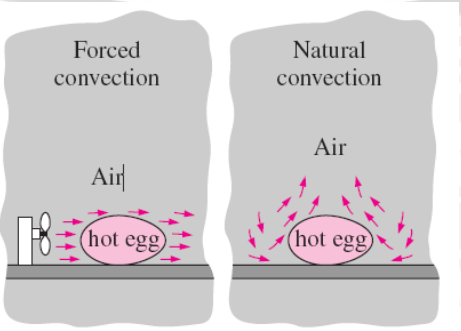
1. Konveksi bebas (*free convection*)

   Konveksi bebas sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*). Karena pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur, dimana proses ini terjadi sacara alamiah.

2. Konveksi paksa (*forced convection*)

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

Gambar 2.3 menunjukkan ilustrasi konveksi bebas dan konveksi paksa pada proses pendinginan telur rebus.



Gambar 2.3 Konveksi paksa (kiri) dan konveksi bebas (kanan)
Sumber : Çengel (2002:26)

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

$$\dot{Q}_{conv} = h.A.(T_s - T_\infty) \qquad \text{(Çengel, 2002:26)} \qquad (2\text{-}4)$$

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

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m^2 ºC)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_s = Temperatur permukaan benda (ºC)

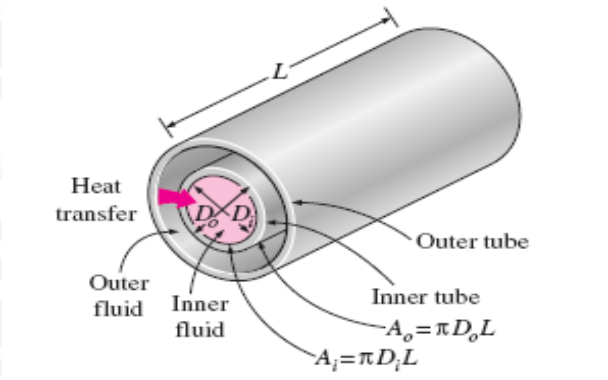
T_∞ = Temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda (ºC)

2.4 *Heat Exchanger*

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang digunakan untuk memindahkan kalor antara dua fluida yang mempunyai temperatur berbeda serta tetap menjaga agar tidak terjadi percampuran antara keduanya (Çengel, 2002:667). Alat penukar kalor diklasifikasikan berdasarkan tipe konstruksinya dan arah alirannya. Berdasarkan tipe konstruksinya alat penukar kalor yang umum digunakan adalah tipe *consentric double tube, shell and tube,* dan *compact heat exchanger*. Berdasarkan arah aliran alat penukar kalor dapat dibagi menjadi tiga, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*).

2.4.1 *Concentric Double Tube Heat Exchanger*

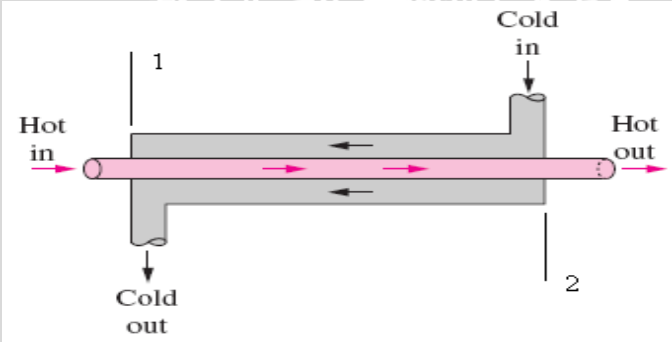
Concentric double tube heat exchanger merupakan salah satu jenis dari alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang diklasifikasikan menurut konstruksinya. Alat penukar kalor ini terdiri dari pipa dalam dan pipa luar dimana diameter pipa dalam lebih kecil dari pada diameter pipa luarnya dan pipa dalam terletak dibagian dalam dari pipa luar. Kedua pipa tersebut terletak pada satu garis sumbu. Pada alat penukar kalor jenis ini satu fluida mengalir melewati pipa yang lebih kecil dan fluida satunya mengalir melewati ruang anular diantara kedua pipa. Bentuk dari *concentric double tube heat exchanger* ditunjukkan pada Gambar 2.4 dibawah ini:



Gambar 2.4 *Concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:672)

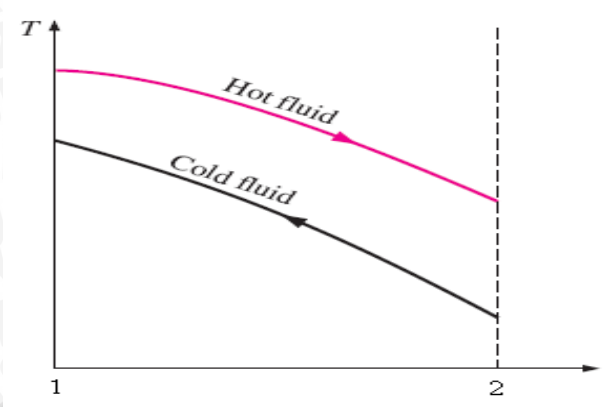
2.4.2 *Counter Flow Heat Exchanger*

Counterflow heat exchanger adalah salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang diklasifikasikan berdasar arah aliran fluidanya yang merupakan alat penukar kalor dengan aliran berlawanan arah. *Counterflow heat exchanger* didefinisikan sebagai alat penukar kalor dengan arah aliran fluida panas dan fluida dingin yang saling berlawanan pada saluran yang berbeda, seperti terlihat pada Gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 *Counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:668)

Pada alat penukar kalor dengan tipe aliran lawan arah (*counterflow heat exchanger*), temperatur akhir fluida dingin yang keluar dapat melampaui temperatur akhir fluida panas yang keluar dari *heat exchanger* karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa, sehingga untuk mentransfer sejumlah kalor yang sama diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan mengunakan aliran searah (*parallel flow*), distribusi temperatur pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada Gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2.6 Distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:668)

2.5 Laju Perpindahan Kalor pada *Heat Exchanger*

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

$$\dot{Q} = U.A.\Delta T_m \qquad \text{(Çengel, 2002:680)} \qquad (2\text{-}5)$$

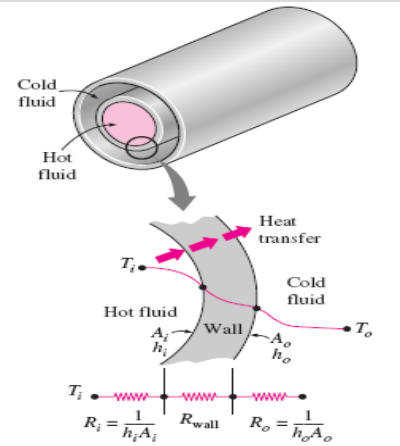
dengan : $\dot{Q}$ = Laju perpindahan kalor (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m^2. ^{o}C)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi (^{o}C)

Pada *concentric double tube heat exchanger* terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga saat terjadinya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin, terdapat hambatan termal yang mengurangi efektifitas proses perpindahan kalor tersebut. Ilustrasi hambatan termalnya dapat ditunjukkan pada Gambar 2.7 berikut.



Gambar 2.7 Hambatan termal pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:671)

Terdapat tiga proses perpindahan kalor yang terjadi pada *concentric double tube heat exchanger* yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida yang mengalir pada *inner tube* dengan permukaan bagian dalam pipa pada *inner tube*, perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari *inner tube*, serta proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara permukaan luar dari *inner tube* dengan fluida yang mengalir pada ruang *annular* antara *inner tube* dan *outer tube*, sehingga perumusannya dapat dituliskan sebagai berikut:

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o.A_o}$$ (Çengel, 2002:672) (2-6)

dengan:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U.A.\ \Delta T = U_i.A_i.\ \Delta T = U_o.A_o.\ \Delta T$$ (Çengel, 2002:672) (2-7)

Sehingga:

$$\frac{1}{U.A_i} = \frac{1}{U_i.A_i} = \frac{1}{U_o.A_o} = R = \frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o.A_o}$$ (Çengel, 2002:672) (2-8)

dengan : $\dot{Q}$ = Laju perpindahan kalor (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m^2 ºC)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (W/m^2 ºC)

A = Luas permukaan pipa (m^2)

D = Diameter pipa (m)

k = Konduktivitas termal bahan (W/m ºC)

L = Panjang pipa (m)

i = Pipa dalam bagian dalam

o = Pipa dalam bagian luar

Sehingga laju perpindahan kalor dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\ln(D_o - D_i)}{2.\pi k.L} + \frac{1}{h_o.A_o}}$$ (Holman, 1997:482) (2-9)

dengan : T_h = Temperatur fluida panas (ºC)

T_c = Temperatur fluida dingin (ºC)

2.5.1 Metode *Log Mean Temparature Difference* (LMTD)

Dibutuhkan suatu pendekatan yang akurat untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur rata-rata (*mean temperature difference*, ΔT_m) dari kedua fluida yang mengalir pada *heat exchanger* untuk digunakan dalam persamaan $\dot{Q} = U.A.\Delta T_m$.

Karena perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin sepanjang alat penukar kalor akan bervariasi, untuk tahanan termal yang konstan, laju perpindahan kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya tergantung dari perbedaan temperatur kedua fluida.

Oleh karena itu digunakan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*), dimana metode ini digunakan untuk menentukan besarnya ΔT_m. Laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor dengan menggunakan metode ini dinyatakan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = U.A_s.\Delta T_{lm} \qquad \text{(Çengel, 2002:681)} \quad (2\text{-}10)$$

dengan : ΔT_{lm} = *Log mean temperature difference* (^oC)

A_s = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

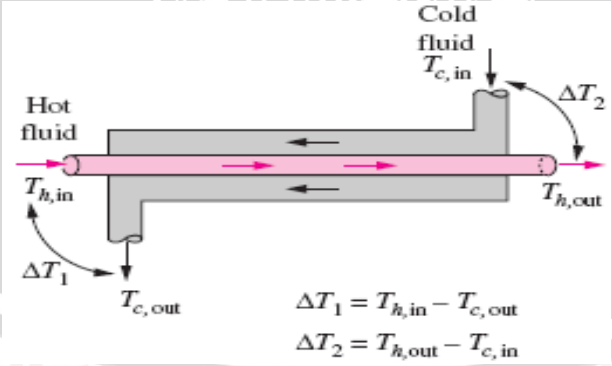
Nilai ΔT_{lm} untuk masing-masing alat penukar kalor berbeda tergantung pada jenis alat penukar kalor tersebut. Rumus ΔT_{lm} untuk *counterflow heat exchanger* adalah sebagai berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \qquad \text{(Çengel, 2002:681)} \quad (2\text{-}11)$$

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

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

Expresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 2.8 berikut ini.



Gambar 2.8 Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:682)

Metode LMTD dapat dengan mudah digunakan jika temperatur masuk dan keluar dari kedua fluida pada alat penukar kalor diketahui atau dapat dicari dari hukum kesetimbangan energi, misalnya diinginkan perbedaan temperatur rata-rata fluida dalam alat penukar kalor sebesar ΔT_{lm}, maka kita dapat menghitung koefisien perpindahan

panas menyeluruh (U) kemudian kita dapat menentukan luas permukaan perpindahan kalor (A_s) dari alat yang kita rencanakan, oleh karena itu metode LMTD sangat tepat digunakan untuk memprediksikan ukuran dari *heat exchanger* yang digunakan.

2.5.2 Efektivitas (ε)

Keefektifan alat penukar kalor didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan kalor yang sebenarnya (nyata) yang dapat ditransfer pada alat penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin ditransfer pada alat penukar kalor. Efektivitas (ε) dari alat penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \qquad \text{(Çengel, 2002:690)} \qquad (2\text{-}12)$$

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

$$\dot{Q} = C_c.(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h.(T_{h,in} - T_{h,out}) \qquad \text{(Çengel, 2002:690)} \qquad (2\text{-}13)$$

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

dengan : $\dot{Q}$ = Laju perpindahan kalor nyata (W)

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

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

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

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

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

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

Perpindahan kalor maksimum yang mungkin pada alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = C_{min}.(T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad \text{(Çengel, 2002:691)} \qquad (214)$$

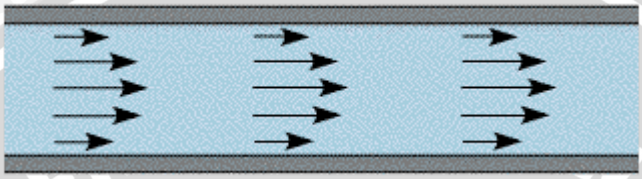
sehingga efektivitas dari suatu alat penukar kalor dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}max} = \frac{C_c.(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}.(T_{h,in} - T_{c,in})} \qquad \text{(Çengel, 2002:693)} \qquad (2\text{-}15)$$

2.6 Analisa Aliran

2.6.1 Aliran Laminar

Aliran laminar adalah aliran fluida yang memiliki *streamline* teratur dan tidak saling berpotongan antara satu dengan yang lain yang bergerak mengikuti arah kontur saluran sehingga aliran laminar memiliki *streamline* yang tidak saling bercampur. Fluida memiliki aliran laminar ketika fluida bergerak dengan kecepatan rendah. Aliran laminar dapat dilihat seperti pada Gambar 2.9 berikut ini.



Gambar 2.9 Aliran laminar
Sumber : http://niketutadhi.wordpress.com/2011/02/28/aliran-laminer-dan-turbulen/

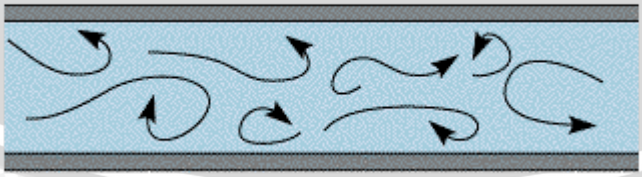
Besar angka Reynolds untuk aliran laminar adalah :

$Re < 5.10^5$ untuk aliran di atas plat (aliran eksternal). (Çengel, 2002:376)

$Re < 2300$ untuk aliran di dalam pipa (aliran internal).

2.6.2 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran fluida dimana *streamline* bergerak secara acak ke segala arah dan saling berpotongan satu sama lainnya. Mekanisme perpindahan kalor dan momentum pada aliran turbulen terjadi dimana partikel-partikel gumpalan fluida pembawa energi bercampur dengan partikel lain dari fluida tersebut dimana semakin cepatnya gerakan fluida maka akan semakin besar energi yang dapat ditransfer. Aliran turbulen dapat dilihat seperti Gambar 2.10.



Gambar 2.10 Aliran turbulen
Sumber : http://niketutadhi.wordpress.com/2011/02/28/aliran-laminer-dan-turbulen/

Besar angka Reynolds untuk aliran turbulen adalah :

$Re > 5.10^5$ untuk aliran di atas plat (aliran eksternal). (Çengel, 2002:372)

$Re > 4000$ untuk alira di dalam pipa (aliran internal).

2300 < Re< 4000 untuk aliran transisi di dalam pipa. (Çengel, 2002:512)

Disebut Aliran transisi merupakan aliran peralihan saat mengalami perubahan dari aliran laminer menjadi aliran turbulen. Aliran transisi adalah gabungan antara laminer dan turbulen, dengan turbulensi di tengah pipa dan aliran laminer dekat dengan tepi.

2.6.3 Angka Prandtl (Pr)

Angka Prandtl adalah parameter tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara viskositas kinematik fluida dan difusivitas termal. Viskositas kinematik fluida merupakan informasi tentang laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Sedangakan difusivitas termal merupakan petunjuk tentang difusi kalor dalam fluida. Jadi perbandingan antara kedua hal tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida.

Dari kedua laju difusi inilah yang akan menentukan berapa tebal lapisan batas termal pada suatu medan aliran tertentu. Jadi bilangan Prandtl merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu yang dirumuskan sebagai berikut:

$$Pr = \frac{\text{difusivitas momentum}}{\text{difusivitas termal}} = \frac{\upsilon}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/C_p.\rho} = \frac{\mu.C_p}{k} \qquad \text{(Çengel, 2002:341)} \quad (2\text{-}16)$$

dengan: α = difusivitas termal fluida (m/s^2)

c_p = panas spesifik (J/kg.K)

k = konduktivitas termal fluida (W/m.K)

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

υ = viskositas kinematik (m^2/s)

2.6.4 Angka Reynolds (Re)

Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran tertentu, aliran fluida dapat berupa aliran laminar yang bergerak secara teratur dan *streamline*, serta aliran turbulen yang bergerak tidak teratur (acak). Pola aliran fluida ini tergantung dari perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang dinyatakan dengan angka Reynolds, jika angka Reynolds rendah maka gaya viskos dapat menghambat gaya inersia akibat kecepatan fluida sehingga aliran fluida menjadi laminar, jika angka Reynolds tinggi maka gaya inersia yang berhubungan dengan densitas dan kecepatan fluida nilainya relatif lebih

besar terhadap gaya viskos, gaya viskos tidak dapat menahan fluktuasi fluida yang cepat dan acak, hal ini menimbulkan turbulensi pada aliran tersebut.

Angka Reynolds merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang digunakan sebagai kriteria yang menunjukkan apakah aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1997:195). Secara matematis besarnya angka Reynolds untuk aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{v_m . D_h}{\upsilon} \qquad \text{(Çengel, 2002:442)} \qquad (2\text{-}17)$$

dengan : v_m = Kecepatan rata-rata fluida (m/s)

D_h = Diameter hidrolik pipa (m)

$\upsilon = \mu/\rho$ = Viskositas kinematik fluida (m^2/s)

μ = Viskositas dinamik (kg/m.s)

ρ = Massa jenis (kg/m^3)

2.6.5 Angka Nusselt (Nu)

Angka Nusselt menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama (Çengel, 2002:351). Perpindahan kalor melalui lapisan fluida akan terjadi secara konveksi ketika lapisan fluida tersebut bergerak dan akan terjadi secara konduksi ketika lapisan fluida tidak bergerak. Semakin besar angka Nusselt maka perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif, angka Nusselt (Nu) = 1 untuk lapisan fluida menunjukkan bahwa perpindahan kalor yang terjadi melewati lapisan tersebut murni melalui proses konduksi. Laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses koveksi dan konduksi adalah sebagai berikut.

$$\dot{q}_{conv} = h.\Delta T \qquad \text{(Çengel, 2002:336)} \qquad (2\text{-}18)$$

$$\dot{q}_{cond} = k.\frac{\Delta T}{\delta} \qquad \text{(Çengel, 2002:336)} \qquad (2\text{-}19)$$

Sehingga rasionya

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h.\Delta T}{k.\frac{\Delta T}{\delta}} = \frac{h.\delta}{k} = Nu \qquad \text{(Çengel,2002:336)} \qquad (2\text{-}20)$$

dengan : δ = geometri benda dari mana panas mengalir (m)

Hubungan angka Reynolds dan angka Prandtl terhadap angka Nusselt untuk aliran dalam pipa dapat dinyatakan sebagai berikut :

1. Untuk aliran laminar

$$Nu = 1{,}86 \left(\frac{Re.Pr.D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b}\right)^{0.14} \quad (Pr < 0{,}5)$$ (Çengel, 2002:437) (2-21)

dengan : Nu = Angka Nusselt

Re = Angka Reynolds

Pr = Angka Prandtl

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

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

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

2. Untuk aliran turbulen

Besarnya angka Nusselt untuk aliran turbulen sebanding dengan besarnya koefisien gesekan. Pada pipa halus, besarnya koefisien gesekan untuk aliran turbulen dapat dinyatakan dengan persamaan Petukhov pertama sebagai berikut :

$$f = (0{,}790 \ln Re - 1{,}64)^{-2}$$ (Çengel, 2002:441) (2-22)

Besarnya angka Nusselt dapat dinyatakan dengan persamaan Gnielinski yaitu sebagi berikut :

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right).(Re-1000).Pr}{1+12{,}7.\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}.(Pr^{2/3}-1)},$$

dengan $\begin{pmatrix} 0{,}5 \le Pr \le 2000 \\ 3.10^3 < Re < 5.10^6 \end{pmatrix}$ (Çengel, 2002:441) (2-23)

persamaan tersebut juga dapat digunakan untuk aliran transisi dengan 2300 ≤ Re ≤ 10000.

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

$$Nu = 0{,}023.Re^{0{,}8}.Pr^{n} \quad \begin{bmatrix} 0{,}7 \le Pr \le 160 \\ Re > 10000 \end{bmatrix}$$ (Çengel, 2002:441) (2-24)

dengan : n = 0,4 untuk kasus pemanasan n = 0,3 untuk kasus pendinginan

2.7 Penurunan Tekanan

Pada aliran fluida berviskositas, akan terdapat berbagai *losses* yang terjadi diantaranya gesekan antara fluida dengan saluran maupun adanya halangan karena dipasangnya *fin* pada saluran tersebut. *Losses* tersebut akan mengakibatkan penurunan tekanan (*pressure drop*).

2.7.1 *Head Losses*

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran dan kekasaran saluran serta kecepatan dan viskositas fluida. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses.*

1. *Major losses*

Merupakan energi yang hilang sepanjang pipa lurus yang seragam dan sebanding dengan panjang pipa. *Losses* ini disebabkan karena adanya gesekan internal fluida, maka di semua pipa baik pipa halus maupun pipa kasar muncul *major losses*. Secara matematik dapat ditulis :

$$h_{ma} = f\,\frac{L.V^2}{D.2.g}$$ (Hughes,1967:89) (2-25)

dengan : h_{ma} = *Major losses* (m)

f = Koefisien gesekan

L = Panjang pipa (m)

V = Kecepatan fluida (m/s)

D = Diameter pipa (m)

g = Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

Nilai D adalah diameter hidrolik, besarnya diameter hidrolik dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4.A_c}{P}$$ (Çengel, 2002:444) (2-26)

dengan : D_h = Diameter hidrolik (m)

A_c = Luas penampang pipa (m^2)

P = Perimeter yang basah (m)

2. *Minor losses*

Merupakan energi yang hilang dari fluida yang disebabkan oleh perubahan bentuk saluran seperti perubahan luas penampang, belokan, *orifice*, katup, dan lain-lain. *Minor losses* terjadi karena aliran yang mengalir melewati perubahan bentuk saluran mengalami perubahan kecepatan dan arah. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$h_{mi} = K.\frac{V^2}{2.g}$$ (Hughes,1967:89) (2-27)

dengan : h_{mi} = *Minor losess* (m)

K = Faktor kerugian komponen

Sehingga *head losses* (∑h) totalnya adalah :

$$\sum h = h_{ma} + \sum h_{mi}$$ (Olson,1993:356) (2-28)

Dari kedua *losses* di atas dapat diambil suatu kesetaraan antara *minor losses* dan *major losses*, yaitu :

$$K_L . \frac{V^2}{2.g} = f. \frac{L.V^2}{2.g} \rightarrow L = \frac{K_L.D}{f}$$ (Olson,1993:357) (2-29)

Dari persamaan (2-28) jika dinyatakan dalam bentuk tekanan menjadi:

$$z_1.\gamma + p_1 + \alpha_1.\frac{\rho.V_{m1}^2}{2} = z_2.\gamma + p_2 + \alpha_2.\frac{\rho.V_{m2}^2}{2} + \sum h\gamma$$ (2-30)

jika $z_1 = z_2$; $\alpha_1 V_{m_1}^2 = \alpha_2 V_{m_2}^2$

maka $p_1 - p_2 = \sum h\gamma$ (2-31)

Besar penurunan tekanan (*pressure drop)* pada aliran fluida tersebut dapat diketahui dengan cara memasang dua buah manometer yang terhubung dengan sisi masuk dan keluar dari pipa yang akan menghasilkan beda ketinggian permukaan fluida referensi, besarnya penurunan tekanan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta P = p_1 - p_2 = \rho.\ g.\ z$$ (Olson,1993:56) (2-32)

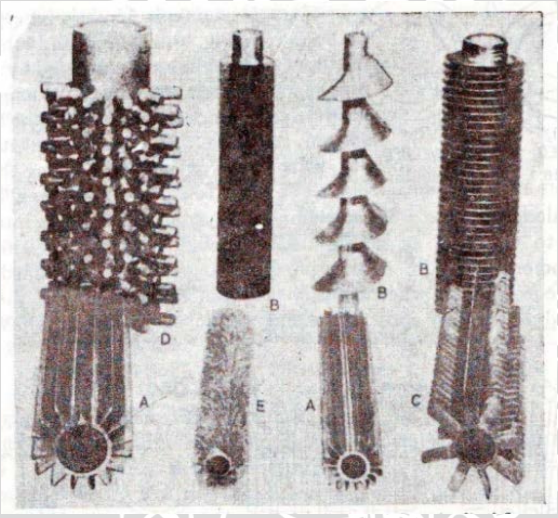
dengan : ρ = Massa jenis fluida referensi (kg/m^3)

g = Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

z = Beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)

2.8 *Fin*

Fin adalah potongan logam yang digunakan untuk memperluas permukaan perpindahan panas (Donald Q. Kern, 1950:513). Gambar 2.11 dibawah ini merupakan berbagai macam bentuk *fin* yang banyak digunakan dalam dunia industri dan diproduksi secara komersil.



Gambar 2.11 Bentuk bentuk *fins* : A.*Longitudinal fins* B.*Transverse fins*
C.*Discontinuous fins* D.*Pegs or Studs* E.*Spines*
Sumber : Donald Q. Kern (1950 : 523)

2.8.1 *Straight Triangular fin*

Straight Triangular fin adalah potongan pelat logam yang berbentuk segitiga memanjang yang disematkan atau dilekatkan pada bagian luar pipa yang ditunjukkan pada Gambar 2.12, sehingga permukaan atau luas penampang pada *tube* semakin besar. Hal ini memungkinkan perpindahan panas yang terjadi semakin banyak.

Gambar 2.12 Pipa dengan *fins* (*Straight Triangular fin*)

2. 9 Hipotesis

Semakin besarnya tinggi *straight triangular fin* maka akan memperbesar bilangan Reynolds sehingga dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas menyeluruh dan efektivitas dari *air heater*, namun tekanan fluida di sepanjang aliran akan semakin menurun karena *head losses* yang ditimbulkan semakin besar.

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode penelitian experimental yang secara langsung digunakan ke obyek yang akan diteliti. Dari obyek yang diteliti nantinya akan didapatkan data-data yang akan menghasilkan beberapa data yang dapat dibandingkan dan akan menunjukkan suatu pola perbandingan tertentu yang dapat dihubungkan. Dengan metode diatas tadi akan diuji pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap kinerja *air heater*.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini ada tiga macam yaitu:

1. Variabel bebas (*independent variabel*)

   Variabel bebas adalah variabel yang bebas ditentukan nilainya oleh peneliti sebelum melakukan penelitian. Besar variabel bebas ini bisa berubah-ubah atau konstan sehingga didapatkan hubungan antara variabel bebas dengan variabel terikat sehingga tujuan penelitian dapat tercapai. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah:

   - Laju massa alir fluida dingin (udara) divariasikan sebesar 30; 35; 40; 45; dan 50 (kg/jam).

2. Variabel terikat (*dependent variabel*)

Variabel terikat adalah variabel hasil yang besarnya tidak dapat ditentukan oleh peneliti, nilai dari variabel ini tergantung pada nilai dari variabel bebasnya. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah kinerja *air heater* yang meliputi hubungan laju massa alir fluida terhadap :

- Koefisien perpindahan panas menyeluruh.
- Efektivitas.
- Penurunan tekanan.

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan. Dalam penelitian ini variabel terkontrolnya adalah:

- Diameter tinggi *Straight Triangular fin* yaitu 5 mm, 10 mm, dan 15 mm pada bagian luar dari pipa dalam *air he*
- Jumlah *Straight Triangular fin* ya
- Laju massa alir fluida panas (gas buang) dikonstankan sebesar 50 kg/jam.

3.3 Alat-alat Penelitian

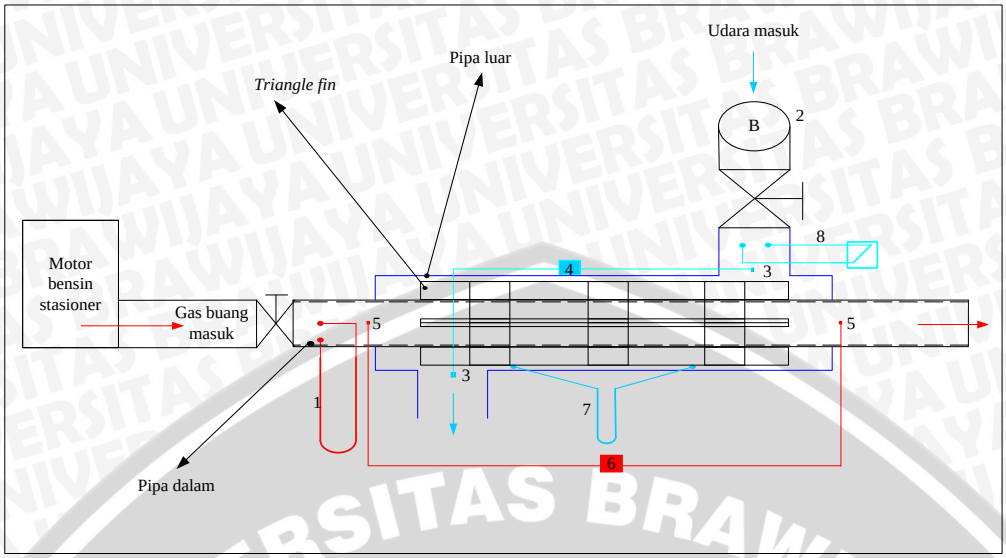
Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian ini terdiri dari beberapa jenis, yaitu peralatan utama yang akan diambil data-data yang diperlukan, serta peralatan tambahan yang digunakan untuk mencatat data dan mengkondisikan pengujian.

3.3.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *Concentric double tube heat exchanger* dengan spesifikasi sebagai berikut :
   - Pipa dalam (*inner tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga padauan dengan diameter luar (Do) 31,75 mm, tebal pipa 0,8 mm, dan panjang pipa (L) 1500 mm.
   - Pipa luar (*outer tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan besi dengan diameter luar (Do) 63,5 mm, tebal pipa 4,6 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm.

   Susunan instalasi pengujian yang digunakan dapat dilihat pada Gambar 3.1 sebagai berikut :



Gambar 3.1
Susunan Instalasi Pengujian

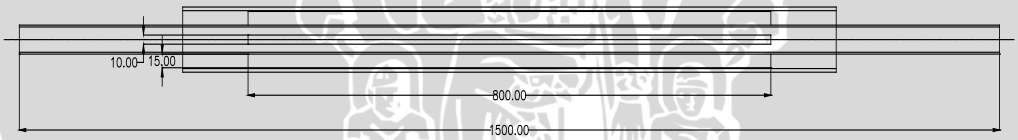
keterangan :

1. *Pitot-manometer U*
2. *Blower*
3. *Thermocouple* fluida dingin
4. *Digital thermometer* fluida dingin
5. *Thermocouple* fluida panas
6. *Digital thermometer* fluida panas
7. *Manometer U*
8. *Pitot-inclined manometer*

2. Spesimen Uji

Spesimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Straight Triangular fin* yang terbuat dari bahan tembaga. *Fin* tersebut disematkan pada bagian luar pipa dalam (*inner tube*) dan diberi penahan. Bentuk dari alat tersebut dapat dilihat pada Gambar di bawah ini :

Dengan dimensi dari *straight triangular fin* sebagai berikut :



Keterangan : Tinggi (t) : 5; 10; dan 15 mm

Alas (a) : 10 mm

Panjang (p) : 800 mm

3.3.2 Peralatan Bantu Pengujian

Adapun peralatan bantu pengujian terdiri dari motor bensin, sensor dan peralatan pendukung lainnya.

a. Instalasi Motor Bensin

Spesifikasi Motor Bensin untuk percobaan:

- Merk mesin : Datsun, Tokyometer Co.Ltd

- Model : GWE - 80 – 100 – HS - AV
- Siklus : 4 langkah
- Jumlah silinder : 4 buah
- Volume langkah torak total : 1567 cm^3
- Diameter silinder : 78 mm
- Panjang langkah torak : 82 mm
- Perbandingan kompresi : 9 : 1
- Bahan bakar : Bensin
- Pendingin : Air dengan *cooling tower*
- Daya poros maksimum : 80 BHP / 5000 RPM
- Negara pembuat : Jepang

b. *Blower*, digunakan untuk mengalirkan udara (fluida dingin) yang akan dipanaskan.

c. *Pipa pitot*, digunakan untuk mengukur kecepatan gas buang dan udara masuk *air heater*.

d. *Inclined Manometer*, digunakan untuk mengukur tekanan udara dari tabung pitot.

e. *Manometer U*, digunakan untuk mengukur tekanan gas buang dari tabung pitot serta untuk mengukur penurunan tekanan udara pada *air heater*.

f. *Thermocouple* digunakan untuk mengubah suatu besaran fisis berupa temperatur menjadi bentuk elektris berupa beda potensial.

g. *Digital thermometer*, berfungsi untuk mengubah data elektris dari *termocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*.

h. *Asbes*, digunakan untuk mengilsolasi pipa luar (*outer tube*) dari *heat exchanger*.

3.4 Tempat Penelitian

Penelitian mengenai pengaruh variasi tinggi *Straight Triangular fin* terhadap kinerja *air heater* ini dilakukan di Laboratorium Motor Bakar, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.

3.5 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian meliputi persiapan yaitu :

1. Menyiapkan instalasi penelitian.
2. Mengoperasikan motor bensin hingga dihasilkan gas buang.

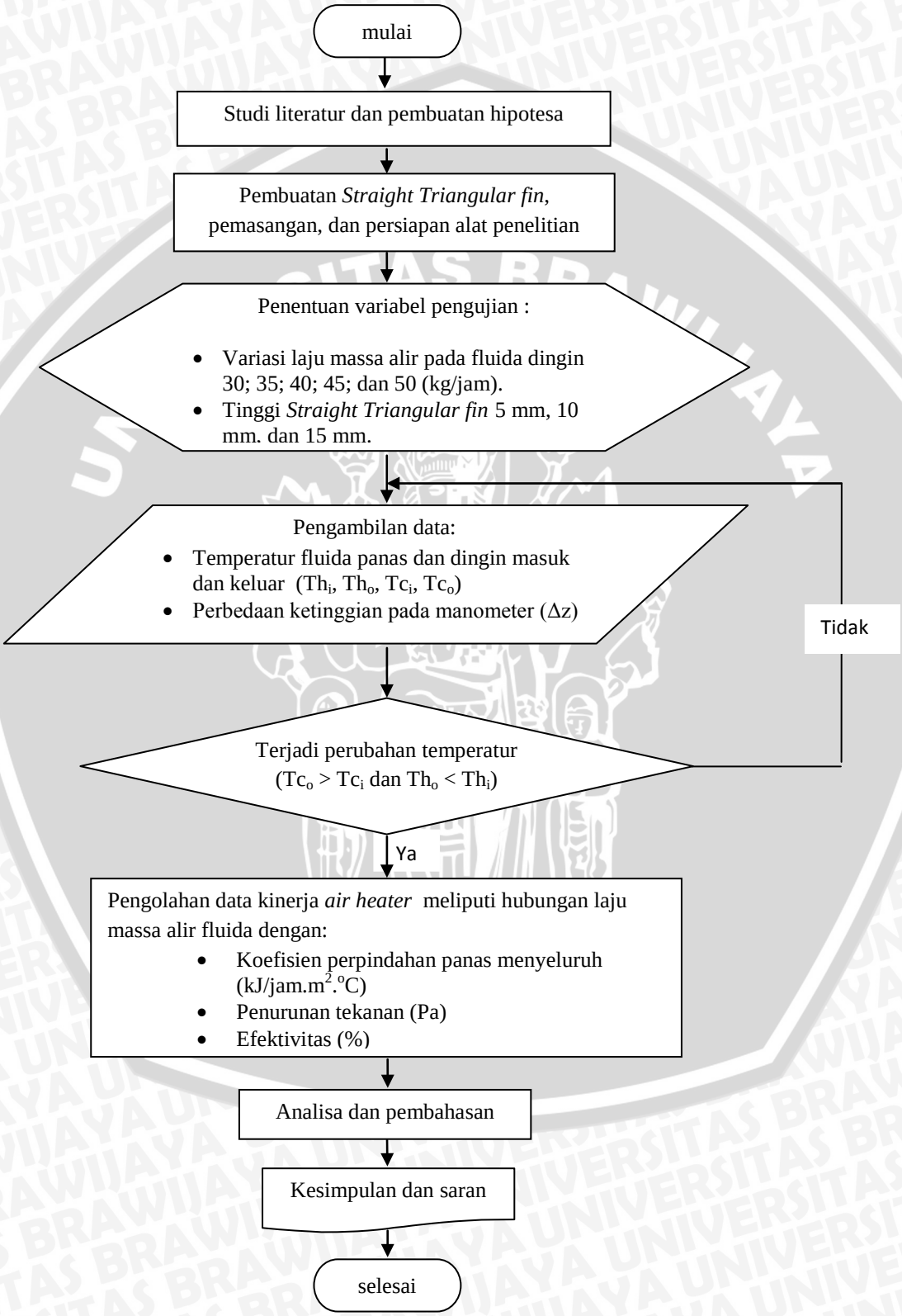
3. Pengecekan kondisi alat ukur.

   Pelaksanaan percobaan :

   1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan memasang *Straight Triangular fin* dengan tinggi 5 mm pada *inner tube*.
   2. Menyalakan blower dan mengatur laju massa alir udara sebesar 30 (kg/jam).
   3. Mengatur laju massa alir gas buang sebesar 50 (kg/jam).
   4. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temparatur keluar udara maupun gas buang (Tc_i, Tc_o, Th_i, Th_o).
   5. Mengambil data perbedaan ketinggian cairan manometer U (Δz) untuk menghitung penurunan tekanan udara.
   6. Mengulangi langkah (2 – 5) dengan variasi laju massa alir udara yaitu 35; 40; 45; dan 50 (kg/jam).
   7. Mengulangi langkah (2 – 6) dengan memasang *Straight Triangular fin* dengan tinggi 5 mm kemudian tinggi *Straight Triangular fin* 10 mm dan tinggi *straight triangular fin* 15 mm pada bagian luar *inner tube*.
   8. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh variasi diameter *Straight Triangular fin* terhadap kinerja *air heater*
   9. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian pengaruh variasi tinggi *Straight Triangular fin* terhadap kinerja *air heater* dapat dilihat pada Gambar 3.2.



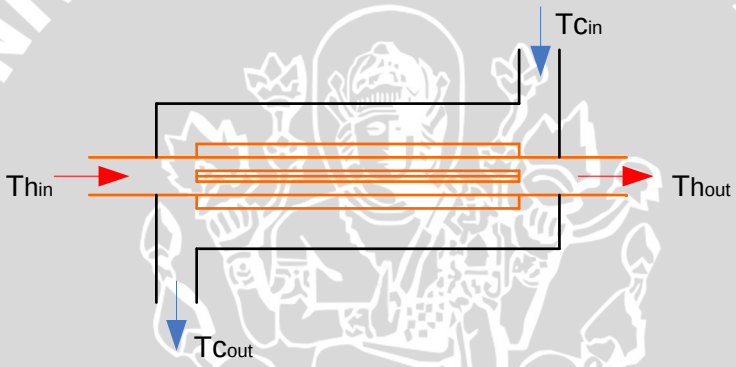
Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Pada pengujian pengaruh variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* diukur data temperatur masuk dan keluar udara ($T_{c,i}$ dan $T_{c,o}$), temperatur masuk dan keluar gas buang ($T_{h,i}$ dan $T_{h,o}$), serta perbedaan tekanan udara masuk dan keluar (Δz). Ilustrasi pengukuran pada alat penelitian dapat dilihat pada gambar 4. 1.



Gambar 4.1 Ilustrasi pengukuran pada alat penelitian

Data hasil pengujian variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* dapat dilihat pada tabel 4.1 ; 4.2 ; 4.3.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 5 mm

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
kg/jam	$T_{c,i}$ (^{0}C)	$T_{c,o}$ (^{0}C)	kg/jam	$T_{h,i}$ (^{0}C)	$T_{h,o}$ (^{0}C)	(mmH_2O)
30	40	72	50	220	173	1
35	40	74	50	220	174	2
40	40	74	50	220	176	2
45	40	75	50	220	176	3
50	40	77	50	220	178	4

Tabel 4.2 Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 10 mm

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
kg/jam	$T_{c,i}$ (^{0}C)	$T_{c,o}$ (^{0}C)	kg/jam	$T_{h,i}$ (^{0}C)	$T_{h,o}$ (^{0}C)	(mmH_2O)
30	40	76	50	220	189	3
35	40	76	50	220	193	4
40	40	77.01	50	220	193	4
45	40	78	50	220	194	5
50	40	78	50	220	194	6

Tabel 4.3 Data hasil pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
kg/jam	$T_{c,i}$ (^{0}C)	$T_{c,o}$ (^{0}C)	kg/jam	$T_{h,i}$ (^{0}C)	$T_{h,o}$ (^{0}C)	(mmH_2O)
30	40	84	50	220	187	3
35	40	84	50	220	187	4
40	40	85	50	220	188.01	6
45	40	87	50	220	188	8
50	40	87	50	220	189	7

4.1.2 Contoh Perhitungan

Berikut ini adalah contoh perhitungan data pengujian *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm, pada variasi laju massa alir udara 30 kg/jam dan laju massa alir gas buang 50 kg/jam.

Temperatur rata-rata pada udara ($T_{f,u}$) adalah sebagai berikut:

$$T_{f,u} = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2}$$

$$= \frac{40+84}{2}$$

$$= 62\ ^oC = 335\ K$$

Untuk mengetahui sifat-sifat udara yang terkandung pada temperatur 335 K, dapat menggunakan metode interpolasi dari tabel yang terdapat pada lampiran 3. Sifat-sifat udara yang didapat adalah sebagai berikut:

- $Cp = 1{,}0057 + \frac{1{,}0090 - 1{,}0057}{350 - 300} . (335 - 300)$

= 1,00801 (kJ/kg.°C)

- ρ $= 1{,}1774 + \frac{0{,}9980 - 1{,}1774}{350 - 300} . (335 - 300)$

  = 1,05182 (kg/m^3)

- v $= 15{,}69 + \frac{20{,}76 - 15{,}69}{350 - 300} . (335 - 300)$

  = 19,239. 10^{-6} (m^2/s)

- Pr $= 0{,}708 + \frac{0{,}697 - 0{,}708}{350 - 300} . (335 - 300)$

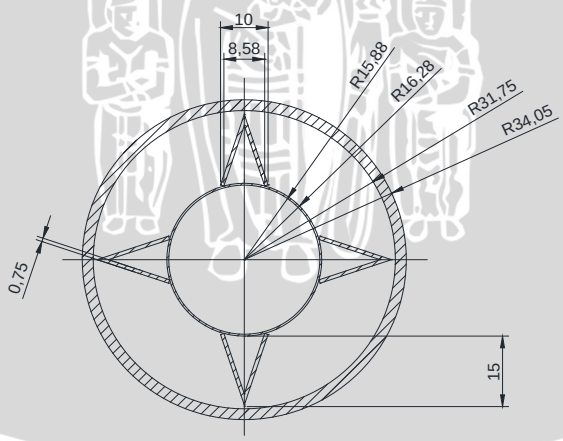
  = 0,7003

- k $= 0{,}02624 + \frac{0{,}03003 - 0{,}02624}{350 - 300} . (335 - 300)$

  = 0,028893 (W/m.°C)

Sifat-sifat udara dan gas buang pada data pengujian lainnya dapat dilihat pada lampiran 2.

Perhitungan diameter hidrolik (D_H) dan kecepatan aliran udara (v) didasarkan pada penampang melintang (*cross section*) antara pipa dalam (yang telah disematkan 4 buah *straight triangular fin*) dan pipa luar seperti gambar berikut:



Gambar 4. 2 *Air heater* dilihat secara *cross section*

Propertis dari gambar diatas adalah sebagai berikut:

D_1 = 31,75 mm = 0,03175 m

D_2 = 63,5 mm = 0,0635 m

Alas = 10 mm = 0,01 m

tinggi = 1 mm = 0,001 m

tebal = 0,75 mm = 0,00075 m

- Perhitungan diameter hidrolik (D_H)
  - $D_H = \frac{4\ Ac}{P}$
    - $Ac = (A_1 - A_2 - A_3).\ 4$
      - $A_1 = \frac{1}{4}\ \pi\ (\frac{1}{2}\ D_1)^2$

        $= \frac{1}{4}\ \pi\ (\frac{1}{2}.54{,}3)^2$

        $= 578{,}6411\ mm^2$
      - $A_2 = \frac{1}{4}\ \pi\ (\frac{1}{2}.D_2)^2$

        $= \frac{1}{4}\ \pi\ (\frac{1}{2}.31{,}75)^2$

        $= 197{,}831\ mm^2$
      - $A_3 = (2.\frac{1}{2}.a.t)_{luar} - (2.\frac{1}{2}.a.t)_{dalam}$

        $= (2.\frac{1}{2}.5.15)_{luar} - (2.\frac{1}{2}.4{,}25.14{,}25)_{dalam}$

        $= 14{,}4375\ mm^2$

    $Ac = (A_1 - A_2 - A_3).\ 4$

    $= (578{,}64 - 197{,}831 - 14{,}4375).\ 4$

    $= 1465{,}486\ mm^2 = 0{,}001465486\ m^2$
    - $P = \pi.\ D_2 + (\pi.\ D_1 - 8.\text{tebal fin}) + 4.K\Delta_{luar} + 4.K\Delta_{dalam}$

      $= (\pi.\ 5{,}43) + ((\pi.\ 3{,}1175) - (8.0{,}075)) + (4.\ 3{,}16) + (4.\ 2{,}974)$

      $= 50{,}77515\ cm = 0{,}5077515\ m$
  - $D_H = \frac{4\ Ac}{P}$

    $D_H = \frac{4.\ 0{,}00146586}{0{,}5077515}$

    $= 0{,}0115478\ m$

- Perhitungan kecepatan aliran udara (v):

  $v = \frac{\dot{m}}{\rho.A_c}$

$$= \frac{\frac{30}{3600}\left(\frac{kg}{detik}\right)}{1{,}05182\left(\frac{kg}{m^3}\right).0{,}00146549\ m2}$$

= 5,451 m/s

- Perhitungan angka Reynold (*Re*) :

$$Re = \frac{v.D_H}{v} \qquad \text{(pers. 2-17)}$$

$$= \frac{5{,}451\ \left(\frac{m}{s}\right).0{,}0115478\ (m)}{19{,}239.\ 10{-}6\left(\frac{m^2}{s}\right)}$$

= 3271,846

- Perhitungan angka Nusselt (*Nu*)

Karena didapatkan nilai angka Reynold pada aliran transisi (2300 ≤ Re ≤ 10000), maka untuk mencari angka Nusselt digunakan persamaan 2-12.

$$f = (0{,}790 \ln Re - 1{,}64)^{-2} \qquad \text{(pers. 2-22)}$$

$$= (0{,}790 \ln 3271{,}846 - 1{,}64)^{-2}$$

= 0,044255

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)\,Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)}, \text{ dengan } \begin{pmatrix} 0{,}5 \le Pr \le 2000 \\ 3.10^3 < Re < 5.10^6 \end{pmatrix} \qquad \text{(pers. 2-23)}$$

$$= \frac{\left(\frac{0{,}044255}{8}\right)(3271{,}846-1000)0{,}7003}{1+12.7\left(\frac{0{,}044255}{8}\right)^{0.5}\left(0{,}7003^{2/3}-1\right)}$$

= 10,99701

- Perhitungan koefisien perpindahan kalor konveksi udara (h_0)

$$h_o = Nu\frac{k}{D_H}$$

$$= 10{,}99701\,\frac{0{,}028893\ (W/m.C)}{0{,}0115478\ (m)}$$

= 27,5149 ($W/m^2.^oC$)

Besar bilangan *Reynold*, bilangan *Nusselt*, dan koefisien perpindahan kalor konveksi untuk data pengujian lainnya dapat dilihat pada lampiran 2.

- **Perhitungan laju perpindahan kalor ($\dot{Q}$)**

Perhitungan laju perpindahan kalor didasarkan pada aliran udara, dimana besarnya energi kalor dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m} \,.\, Cp \,.\, \Delta T \qquad \text{(pers. 2-1)}$$

Perbedaan temperatur udara (ΔT)

$\Delta T = T_{c,\,out} - T_{c,\,in} = 84 - 40 = 44\ ^{o}C$

Maka besar laju perpindahan kalor adalah :

$\dot{Q} = \dot{m} \,.\, Cp.\ \Delta T$

$= 30$ (kg/jam). 1,05182 (kJ/kg.^{o}C). 44(^{o}C) = 1330.576 (kJ/jam)

Propertis dari kedua fluida dianalisis berdasarkan temperatur rata-rata (T_f) dari kedua fluida tersebut, yaitu dengan menggunakan data dari temperatur masuk (T_{in}) dan temperatur keluar (T_{out}).

- **Perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (*U*)**

Pada penelitian ini, diasumsikan tidak terdapat perpindahan kalor ke lingkungan, sehingga energi kalor yang dilepas oleh fluida panas (gas buang) sama dengan energi kalor yang diterima oleh fluida dingin (udara), sehingga besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$\dot{Q} = \dot{m}.C_p\,(T_{c,\,out} - T_{c,in}) = U.A_s.\ \Delta T_{lm}$ (pers. 2-1) dan (pers. 2-10)

➢ Perhitungan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (ΔT_{lm}) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} \qquad \text{(pers. 2-11)}$$

Untuk *counter flow heat exchanger* :

- $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ (^{o}C)

  $= 220 - 84 = 136\ ^{o}C$

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

  $= 187 - 40 = 147\ ^{o}C$

Maka nilai ΔT_{lm}:

$$\Delta T_{lm} = \frac{136 - 147}{\ln\left(\frac{136}{147}\right)} = 141{,}5701\ ^{o}C$$

➢ Perhitungan luas permukaan perpindahan kalor (A_s) :

$A_s = A_{fin} + A_{unfin}$

A_{fin} = ((8.(sisi miring fin luar . panjang fin) + (8.(sisi miring fin dalam . panjang fin))

= (8.(15,8 . 800) + (8.(14,8702 . 800)

= 196289,28 mm^2 = 0,196289 m^2

A_{unfin} = (π. $D_{pipa\ dalam\ (luar)}$. p) – (8. Tebal pipa dalam)

= (π. 31,75. 800) – (8 . 0,75)

= 79750 mm^2 = 0,079750 m^2

A_s = 0,196289 + 0,079750 (m^2)

= 0,276045 m^2

- Perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (*U*):

$$U = \frac{Q}{A_s . \Delta Tlm}$$

$$U = \frac{1330{,}576\ kJ/jam}{(0{,}276045\ m^2)(141{,}5701\ ^oC)} = 34{,}047737\ kJ/jam.m^2.^oC$$

- **Perhitungan Efektivitas**

Berdasarkan persamaan 2-23 maka besarnya efektivitas alat penukar kalor dinyatakan:

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

$$= \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}max}$$

Dengan : $\dot{Q}_{max} = C_{min}\ (T_{h,in} - T_{c,in})$ dan,

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

Sehingga :

C_c = 30 kg/jam . 1,00801 kJ/kg.^{o}C = 30,2403 kJ/jam.^{o}C

C_h = 50 kg/jam. 1,008109 kJ/kg.^{o}C = 50,40545 kJ/jam.^{o}C

Dalam kasus ini, C_{min} terjadi pada aliran udara (30,23535 kJ/jam.^{o}C)

Sehingga laju kalor maksimum yang didapat adalah :

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

= 30,23535 kJ/jam.^{o}C (220°C – 30°C)

= 5744,7165 kJ/jam

Sedangkan besarnya perpindahan kalor nyata ($\dot{Q}$) adalah : 1330,573 (kJ/jam)

Jadi besar efektivitas dari alat penukar kalor adalah :

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}max} = \frac{1330{,}573\ (\frac{kJ}{jam})}{5744{,}7165\ (\frac{kJ}{jam})} = 0{,}244444444 = 24{,}4444444\ \%$$

- **Perhitungan Penurunan Tekanan (*Pressure drop*) (ΔP)**

Besarnya penurunan tekanan udara didapatkan dari persamaan berikut :

$$\Delta P = P_1 - P_2 = (\rho_{man}.g.\Delta z) - (\rho_{udara}.g.\Delta z)$$

Dengan $\rho_{man} = \rho_{air}$ pada temperatur 30°C yaitu 1,72744 kg/m^3

ρ_{udara} diukur pada $T_{f,u}$ = 1,05182 (kg/m^3)

Δz = 3 mm H_2O = 0,003 m H_2O

Sehingga besarnya penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah :

$\Delta P = \rho_{man}.g.\Delta z - \rho_{udara}.g.\Delta z$

= (1,72744 . 9,81 . 0,003) - (1,05182 . 9,81 . 0,003)

= 39,012377 N/m^2 = 39,01272898 Pa

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan untuk pengujian variasi tinggi *straight triangular fin* terhadap characteristic of performance dari *air heater* dapat dilihat pada tabel 4.4; 4.5 ; dan 4.6 berikut ini:

Tabel 4.4 Data hasil perhitungan dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm

ṁ udara (kg/jam)	ṁ gas buang (kg/jam)	U kJ/jam.m^2.°C	Q̇ (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
30	50	42.15614	967.3094	17.77777778	9.7529711
35	50	52.06728	1199.139	18.88888889	19.506013
40	50	59.07304	1370.445	18.88888889	19.506013
45	50	69.12631	1587.148	19.44444444	29.259072
50	50	76.78750	1763.498	19.44444444	39.012095

Tabel 4.5 Data hasil perhitungan dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 10 mm

ṁ udara (kg/jam)	ṁ gas buang (kg/jam)	U kJ/jam,m^2,^{o}C	Q̇ (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
30	50	34.32231	1088.366	20	29.25912
35	50	39.65282	1269.760	20	39.01217
40	50	46.59047	1491.917	20.56111111	39.01224
45	50	53.82506	1723.359	21.11111111	48.76538
50	50	59.80561	1914.843	21.11111111	58.51846

Tabel 4.6 Data hasil perhitungan dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 15 mm

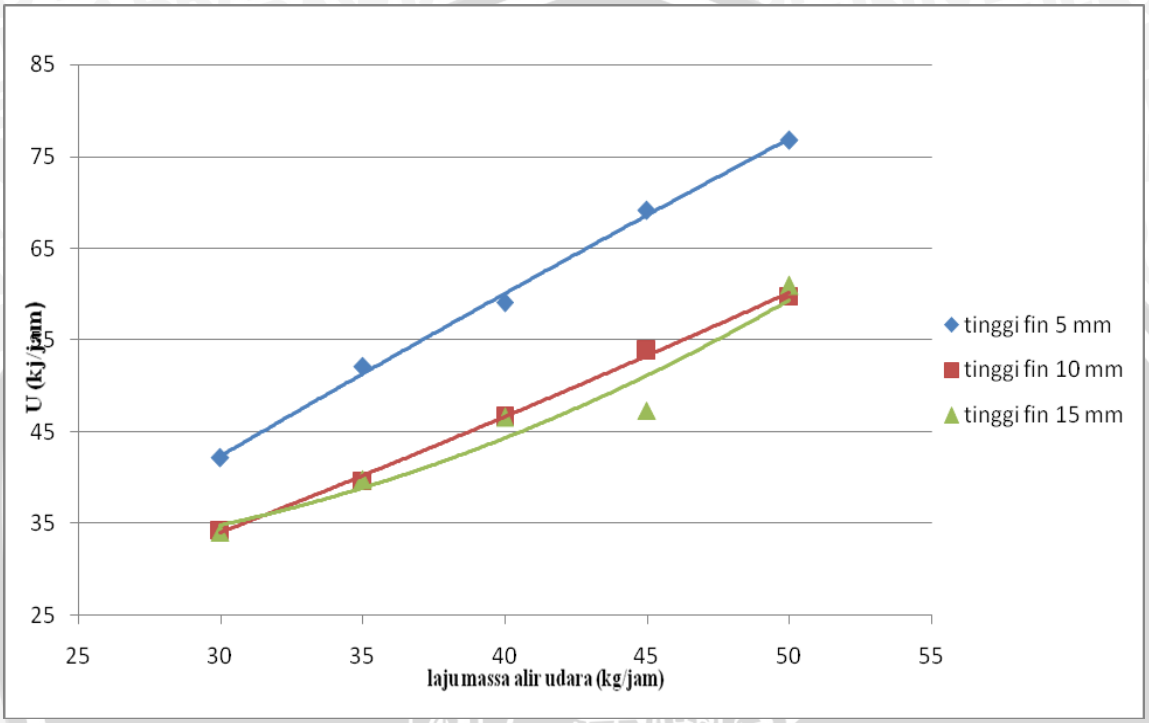
ṁ udara (kg/jam)	ṁ gas buang (kg/jam)	U kJ/jam,m^2,^{o}C	Q̇ (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
30	50	34.047737	1330.573	24.4444444	39.01272898
35	50	39.7222	1552.335	24.4444444	39.01272898
40	50	46.5712	1814.477	25	58.51919907
45	50	47.3373	2132.151	26.1111111	78.02588035
50	50	60.9278	2369.056	26.1111111	68.2726453

4.2 Pembahasan

Hasil pengolahan data pada pengujian pengaruh variasi lebar *straight triagular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* ini dibuat dalam bentuk grafik sebagai berikut :

4.2.1 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

Pengaruh laju massa alir udara terhadap koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* dapat dijelaskan melalui gambar 4.3 dibawah ini :



Gambar 4.3 Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh

Gambar 4.3 menunjukkan hubungan antara laju massa alir udara dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, 10 mm, dan 15 mm.

Dapat dilihat bahwa dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* akan mengalami peningkatan. Dibawah ini akan diuraikan hubungan antara tinggi *straight triangular fin* terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh.

Tinggi *straight triangular fin* (t) berpengaruh terhadap luas penampang aliran (A_c), seperti yang dinyatakan pada persamaan 2-26 sebagai berikut:

$$A_c = \left(\left(\frac{1}{4}\pi\left(\frac{1}{2}D_1\right)^2\right) - \left(\frac{1}{4}\pi\left(\frac{1}{2}.D_2\right)^2\right) - \left(\left(2.\frac{1}{2}.a.t\right)_{luar} - \left(2.\frac{1}{2}.a.t\right)_{dalam}\right)\right).4$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa tinggi *straight triangular fin* (t) berbanding terbalik dengan luas penampang aliran (A_c), sehingga dengan semakin bertambahnya tinggi s*traight triangular fin*, maka luas penampang aliran akan semakin menurun.

Luas penampang aliran (A_c) berpengaruh terhadap kecepatan fluida (v), seperti yang dinyatakan pada persamaan 2-27 sebagai berikut:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho . A_c}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa luas penampang aliran (A_c) berbanding terbalik dengan kecepatan fluida (v), sehingga dengan semakin menurunnya luas penampang aliran, maka kecepatan fluida akan semakin meningkat.

Kecepatan fluida (v) berpengaruh terhadap bilangan Reynold (Re), seperti yang dinyatakan pada persamaan 2-6 sebagai berikut:

$$Re = \frac{v\, D_h}{\upsilon}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa kecepatan fluida (v) berbanding lurus dengan bilangan Reynold (Re), sehingga dengan semakin meningkatnya kecepatan fluida, maka nilai bilangan Reynold akan semakin tinggi.

Bilangan Reynold (Re) berpengaruh terhadap bilangan Nusselt (Nu), seperti yang dinyatakan pada persamaan 2-13 sebagai berikut:

$$Nu = 0{,}0.23\ Re^{0,8} Pr^{n}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa bilangan Reynold (Re) berbanding lurus dengan bilangan Nusselt (Nu), sehingga dengan semakin meningkatnya nilai bilangan Reynold, maka nilai bilangan Nusselt akan semakin tinggi.

Bilangan Nusselt (Nu) berpengaruh terhadap koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar (h_o), seperti yang dinyatakan pada persamaan 2-9 sebagai berikut:

$$h_o = Nu \frac{k}{d}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa bilangan Nusselt (Nu) berbanding lurus dengan koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar (h_o), sehingga dengan semakin meningkatnya nilai bilangan Nusselt, maka nilai koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar akan semakin tinggi.

Koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar (h_o) berpengaruh terhadap koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), seperti yang dinyatakan pada persamaan sebagai berikut:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2.\pi.k.L} + \frac{1}{h_o.A_o}}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar (h_o) berbanding lurus dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), sehingga dengan semakin meningkatnya koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa dalam bagian luar, maka nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh akan semakin tinggi.

Dari penjelasan diatas, dapat kita buktikan hubungan antara tinggi *straight triangular fin* terhadap koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), yaitu dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* akan semakin meningkat. Hal ini telah sesuai dengan kecenderungan grafik yang dapat dilihat pada gambar 4.3.

Pada gambar 4.3 dapat dilihat juga bahwa dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara, maka koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* juga akan semakin meningkat, hal ini terjadi di semua variasi tinggi *straight triangular fin*. Berdasarkan persamaan 2-27 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho.A_c}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa nilai laju massa alir udara berbanding lurus dengan kecepatan aliran fluida, sehingga dengan semakin bertambahnya laju massa alir udara, maka kecepatan aliran fluida akan semakin meningkat. Sebagaimana yang telah diuraikan diatas, bahwa dengan semakin meningkatnya kecepatan aliran fluida, maka nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh akan semakin tinggi. Maka kesimpulannya adalah dengan semakin bertambahnya laju massa alir fluida, maka nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh akan semakin meningkat.

Dari grafik terlihat bahwa semakin meningkatnya tinggi *straight triangular fin* pada volume massa alir yang tetap, maka laju aliran udara akan meningkat. Hal ini tejadi karena dengan semakin bertambahnya tinggi *fin*, maka kecepatan alir udara juga akan meningkat dan luasan bidang menjadi semakin meningkat.

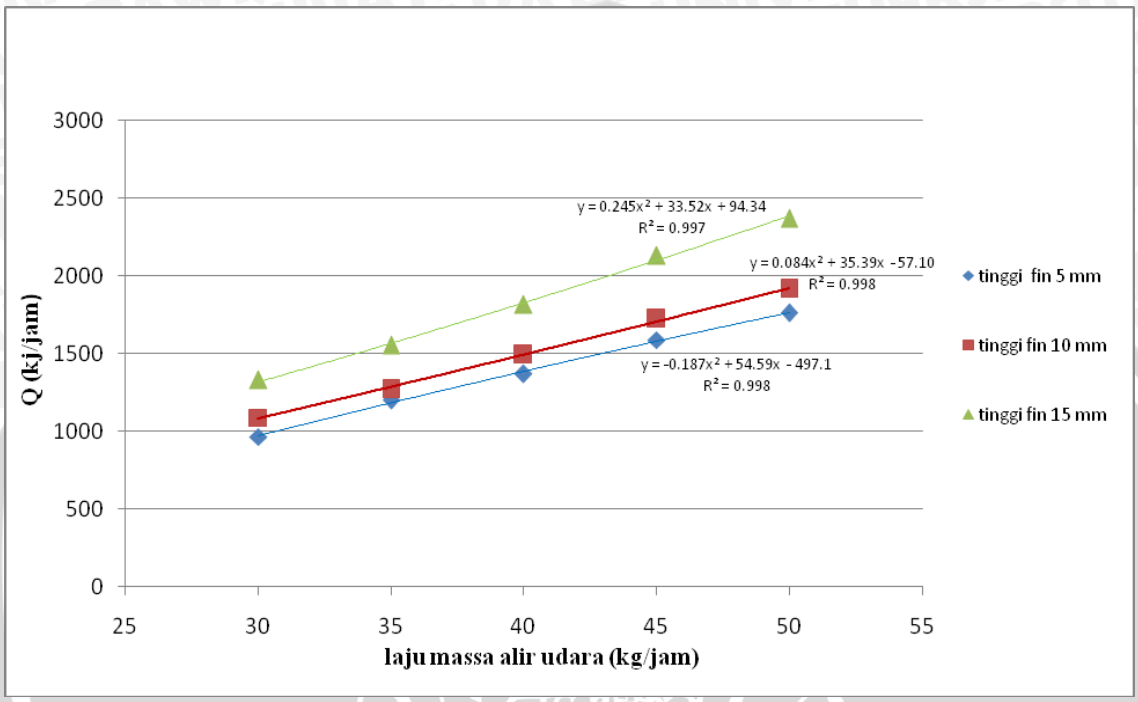
Dengan variasi tinggi *straight triangular fin* yang disematkan pada *air heater* dengan variasi tinggi 5 mm; 10 mm; 15 mm pada laju massa alir udara 30 kg/jam koefisien perpindahan kalor menyeluruh yang dihasilkan berturut-turut sebesar 42,15614 W/m^2.^{o}C; 34,32231 W/m^2.^{o}C; sebesar 34,047737W/m^2.^{o}C.

Pada penelitian kali ini didapatkan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* terendah terjadi pada variasi tinggi *straight triangular* 5 mm, pada variasi laju massa alir udara 30 kg/jam yaitu dengan nilai sebesar 42,15614 kJ/jam.m^2.^{o}C. Sedangkan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh *air heater* tertinggi terjadi pada tinggi *straight triangular* 15 mm, pada variasi laju massa alir udara 50 kg/jam yaitu dengan nilai sebesar 76,78750 kJ/jam.m^2.^{o}C.

Maka dapat disimpulkan bahwa dengan semakin meningkatnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh, maka kinerja dari *air heater* menjadi semakin baik. Pada penelitian kali ini tidak ditemukan adanya penyimpangan, hasil penelitian yang didapatkan sesuai dengan hipotesis yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya.

4.2.2 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Laju Perpindahan Kalor

Pengaruh laju massa alir udara terhadap laju perpindahan kalor dapat dijelaskan melalui gambar 4.4 dibawah ini :



Gambar 4.4 Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan laju perpindahan kalor

Gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara laju massa alir gas buang terhadap laju perpindahan kalor pada *air heater* dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, 10 mm, dan 15 mm.

Dapat dilihat bahwa dengan dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka nilai laju perpindahan kalor dari *air heater* akan mengalami peningkatan. Hal ini dikarenakan dengan penambahan tinggi *straight triangular fin* akan meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater*. Sesuai dengan persamaan 2-21 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = U\, A_s\, \Delta T_{lm}$$

Dilihat dari persamaan diatas, besarnya laju perpindahan kalor berbanding lurus dengan luas permukaan perpindahan kalor (A_s), sehingga dengan semakin meningkatnya luas permukaan perpindahan kalor maka laju perpindahan kalor juga akan meningkat. Persamaan luas permukaan perpindahan kalor (A_s) untuk *straight triangular fin* dinyatakan dengan persamaan 2-24 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$A_s = A_{fin} + A_{unfin}$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa bahwa tinggi *straight triangular fin* (t) akan meningkatkan nilai luas permukaan perpindahan kalor pada fin (A_{fin}), sehingga nilai luas permukaan perpindahan kalor total (A_s) juga akan semakin meningkat, sehingga nilai laju perpindahan kalor pun juga akan semakin meningkat. Dari perhitungan didapatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater* dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, 10 mm, dan 15 mm. Dari perhitungan itu terlihat jelas semakin bertambahnya tinggi *straight triangular fin*, akan meningkatkan nilai luas permukaan perpindahan kalor total (A_s) dari *air heater*.

Sesuai persamaan 2-21 yang telah dikemukakan diatas, besarnya laju perpindahan kalor juga berbanding lurus dengan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U). Seperti yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya bahwa dengan semakin bertambahnya tinggi *straight triangular fin*, maka nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh akan semakin meningkat. Oleh karena itu dengan semakin meningkatnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), maka nilai laju perpindahan kalor (Q) juga akan mengalami peningkatan.

Dari penjelasan diatas, dapat kita buktikan hubungan antara tinggi *straight triangular fin* terhadap laju perpindahan kalor (Q), yaitu dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka luas pemukaan perpindahan kalor (A_s) dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari *air heater* akan semakin meningkat. Hal ini telah sesuai dengan kecenderungan grafik yang dapat dilihat pada gambar 4.4.

Dapat dilihat juga bahwa dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara, maka laju perpindahan kalor dari *air heater* juga akan semakin meningkat, hal ini terjadi di semua variasi tinggi *straight triangular fin*. Berdasarkan persamaan 2-1 yang dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m}\, C_p\, \Delta T$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa nilai laju massa alir udara berbanding lurus dengan nilai laju perpindahan kalor. Sehingga dengan bertambahnya nilai laju massa alir udara, maka nilai laju perpindahan kalor akan semakin meningkat.

Jika kita melihat dari grafik tersebut, semakin bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* pada laju masa alir yang tetap. Maka akan mendapatkan l yang meningkat pula. Hal ini disebabkan luas perpindahan kalor yang juga meningkat.

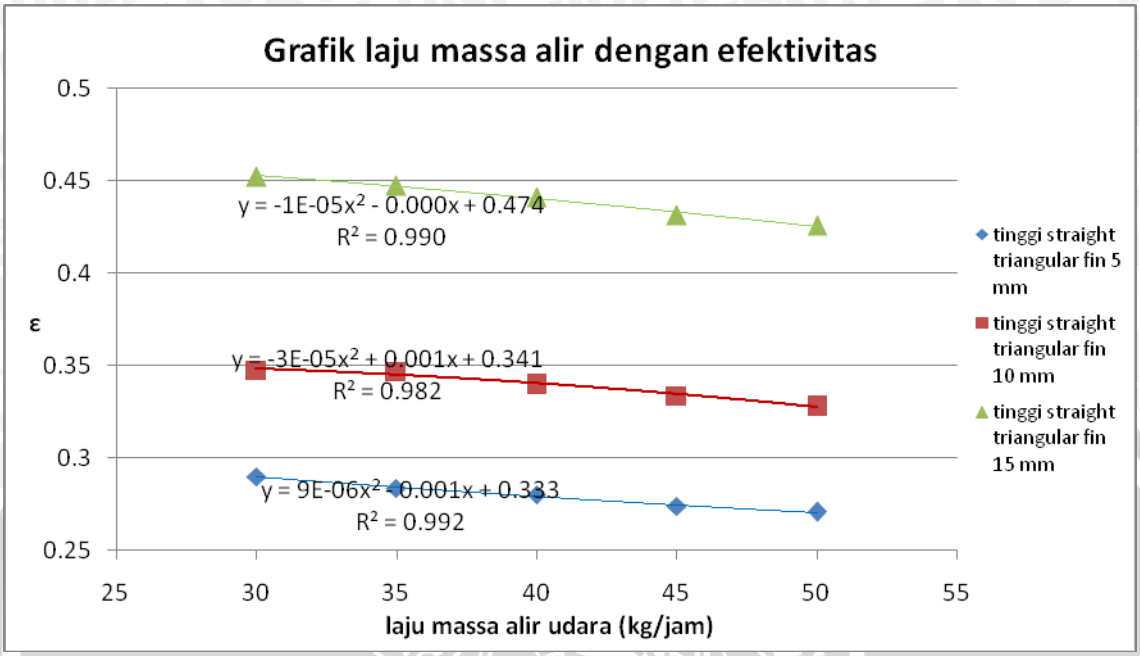
Dari perhitungan diperoleh laju perpindahan kalor dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm; 10 mm; dan 15 mm dengan laju massa alir udara sebesar 30 kg/jam berturut-turut adalah 967,3094 kJ/jam; 1088,366 kJ/jam; dan 1330,578 kJ/jam.

Pada penelitian kali ini didapatkan laju perpindahan kalor *air heater* terendah terjadi pada variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, pada variasi laju massa alir udara 30 kg/jam yaitu dengan nilai efektivitas sebesar 17,7777 %. Sedangkan nilai efektivitas *air heater* tertinggi terjadi pada variasi tinggi *straight triangular fin* 15 mm, pada variasi laju massa alir udara 50 kg/jam yaitu dengan nilai efektifitas sebesar 24,4444 %.

Maka dapat disimpulkan bahwa dengan semakin meningkatnya laju perpindahan kalor, maka kinerja dari *air heater* menjadi semakin baik. Pada penelitian kali ini tidak ditemukan adanya penyimpangan, hasil penelitian yang didapatkan sesuai dengan hipotesis yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya.

4.2.3 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Efektivitas *Air Heater*

Pengaruh laju massa alir udara terhadap efektivitas *air heater* dapat dijelaskan melalui gambar 4.5 dibawah ini :



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan efektivitas *air heater*

Gambar 4.5 menunjukkan hubungan antara laju massa alir udara dengan efektivitas pada *air heater* dengan variasi tinggi *straight triangular* 5 mm, 10 mm, dan 15 mm.

Dapat dilihat bahwa dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka nilai efektivitas dari *air heater* akan mengalami peningkatan. Berdasarkan persamaan 2-23 yang dinyatakan sebagai berikut:

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

Persamaan diatas menunjukkan bahwa nilai efektivitas berbanding lurus dengan laju perpindahan kalor nyata. Dan pada *air heater* dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular*, laju perpindahan kalor nyata mengalami peningkatan karena meningkatnya luas permukaan perpindahan kalor. Dengan meningkatnya laju perpindahan kalor nyata maka dapat meningkatkan efektivitas dari *air heater*.

Pada gambar 4.5 dapat dilihat juga bahwa dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara, maka efektivitas dari *air heater* juga akan semakin menurun, hal ini terjadi di semua variasi tinggi *straight triangular*. Berdasarkan persamaan 2-1 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m}\, C_p\, \Delta T$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa nilai laju massa alir udara berbanding lurus dengan nilai laju perpindahan kalor. Sehingga dengan bertambahnya nilai laju massa alir udara, maka nilai laju perpindahan kalor nyata akan semakin meningkat. Dengan meningkatnya laju perpindahan kalor nyata maka dapat meningkatkan efektivitas dari *air heater*.

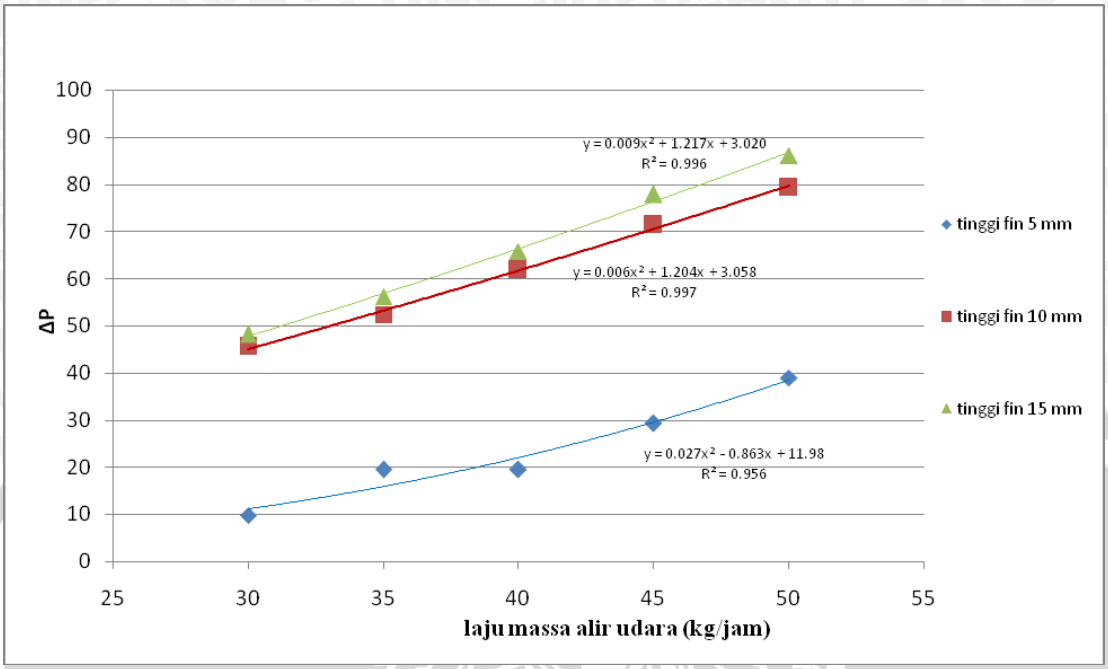
Dengan variasi tinggi *straight triangular* yang disematkan pada *air heater* dengan variasi tinggi 5 mm; 10 mm; dan 15 mm pada laju massa alir udara 30 kg/jam efektivitas yang dihasilkan berturut-turut sebesar 17,77%; 20%; dan 24,44%. Jika kita melihat dari data tersebut. Bertambahnya tinggi *straight triangular fin* dan dengan laju masa alir yang tetap, Maka nilai efektifitasnya juga akan meningkat hingga titik maksimal. Hal ini disebabkan laju massa alir yang berbanding lurus dengan laju perpindahan kalor.

Pada penelitian kali ini didapatkan nilai efektivitas *air heater* terendah terjadi pada variasi tinggi *straight triangular* 5 mm, pada variasi laju massa alir udara 30 kg/jam yaitu dengan nilai efektivitas sebesar 17,77%. Sedangkan nilai efektivitas *air heater* tertinggi terjadi pada variasi tinggi *straight triangular* 15 mm, pada variasi laju massa alir udara 45 kg/jam yaitu dengan nilai efektifitas sebesar 26,11%.

Maka dapat disimpulkan bahwa dengan semakin menurunnya nilai efektifitas, maka kinerja dari *air heater* menjadi semakin baik. Pada penelitian kali ini tidak ditemukan adanya penyimpangan, hasil penelitian yang didapatkan sesuai dengan hipotesis yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya.

4.2.4 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Penurunan Tekanan

Pengaruh laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan dapat dijelaskan melalui gambar 4.5 dibawah ini :



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan

Gambar 4.5 menunjukkan hubungan antara laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan pada *air heater* dengan variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, 10 mm, dan 15 mm.

Dari grafik dapat diketahui bahwa dengan bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin* maka nilai penurunan tekanan yang terjadi akan mengalami peningkatan. Hal ini terjadi karena disebabkan oleh *losses* yang terjadi semakin banyak. Semakin bertambahnya tinggi dari *straight triangular fin*, maka besar diameter hidrolik mengalami penurunan sehingga kecepatan udara mengalami kenaikan, dengan semakin meningkatnya kecepatan udara maka *losses* yang terjadi juga akan meningkat sesuai dengan persamaan 2-30 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$h_{ma} = f \frac{L\,v^2}{D\,2g}$$

dan juga persamaan 2-32 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$h_{mi} = K \frac{v^2}{2g}$$

Dari kedua persamaan tersebut dapat diketahui bahwa besar *losses* yang terjadi sebanding dengan kuadrat kecepatan fluida. Dengan meningkatnya *losses* yang terjadi maka penurunan tekanan juga akan meningkat.

Pada gambar 4.5 juga terlihat bahwa seiring dengan kenaikan laju massa alir udara maka penurunan tekanan yang terjadi akan semakin meningkat. Hal ini dikarenakan dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara maka kecepatan udara juga meningkat sesuai dengan persamaan:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \, . \, A}.$$

Dengan meningkatnya kecepatan udara maka *losses* yang terjadi akan semakin besar akibatnya penurunan tekanan juga akan semakin besar pula.

Dengan disematkannya *straight triangular fin* pada *air heater* dengan variasi tinggi 5 mm; 10 mm; dan 15 mm pada laju massa alir 30 kg/jam penurunan tekanan yang dihasilkan berturut-turut sebesar 9,7529711 Pa; 29,25912 Pa; dan 39,01272 Pa. Jika kita lihat pada data tersebut. Dengan bertambahnya tinggi *fin* dan laju massa alir yang tetap, maka penurunan tekanan yang akan terus meningkat. Hal ini disebabkan tinggi *straight triangular fin* yang terus meningkat. Maka besar diameter hidrolik mengalami penurunan, sehingga kecepatan udara mengalami kenaikan. Dengan meningkatnya kecepatan udara, maka penurunan tekanan akan semakin meningkat.

Pada penelitian kali ini didapatkan penurunan tekanan pada *air heater* terendah terjadi pada variasi tinggi *straight triangular fin* 5 mm, pada variasi laju massa alir udara 30 kg/jam yaitu dengan penurunan tekanan sebesar 9,7529711 Pa. Sedangkan penurunan tekanan *air heater* tertinggi terjadi pada variasi tinggi *straight triangular fin* 15 mm, pada variasi laju massa alir udara 45 kg/jam yaitu dengan penurunan tekanan sebesar 78,02588 Pa.

Dengan semakin meningkatnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), maka akan meningkatkan penurunan tekanan yang terjadi, sehingga menyebabkan daya *blower* yang dibutuhkan semakin besar.

Pada penelitian kali ini tidak ditemukan adanya penyimpangan, hasil penelitian yang didapatkan sesuai dengan hipotesis yang telah dikemukakan pada bab sebelumnya.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian pengaruh variasi tinggi *straight triangular* terhadap kinerja *air heater* dapat disimpulkan bahwa :

- Variasi tinggi *straight triangular* berpengaruh terhadap kinerja *air heater*.
- Kinerja air heater maksimum terjadi pada ttinggi straight triangular fin 15 mm, dimana diperoleh dari koefisien perpindahan kalor menyeluruh, laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan secara berturut-turut adalah 60,9278 kJ/jam.m^2.^{o}C; 2369,056 kJ/jam; 26,1111%; dan 78,02588035 Pa.
- Dengan semakin meningkatnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U), maka akan meningkatkan penurunan tekanan yang terjadi, sehingga menyebabkan daya *blower* yang dibutuhkan semakin besar.

5.2 Saran

Dari hasil penelitian ini dapat dilanjutkan pengujian dengan berbagai variasi yang lain dan diberikan saran sebagai berikut :

- Untuk penelitian selanjutnya disarankan untuk mengambil temperatur dasar dan ujung *fin* sehingga bisa diketahui besar efisiensi dan efektivitas *fin*.
- Dapat dilanjutkan penelitian mengenai pengaruh jumlah *straight triangular fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

DAFTAR PUSTAKA

Belyamin. 2002. *Pemanfaatan Panas Terbuang*. Makalah Pengantar Falsafah Sains. Bogor: Institut Pertanian Bogor,.

Castel, A., Cristian, S., Marc, M., Joan, R., Daniel, G., Luisa, F.C. 2007. *Effect of Using External Vertical Fins in Phase Change Material Modules for Domestic Hot Water Thanks*. Lleida, Spain.http://www.icrepq.com/icrepq06/253 CASTELL.pdf.

Çengel, Yunus A. 2002. *Heat Transfer A Practical Approach, 2nd edition*. New York: McGraw-Hill Companies Inc.

Djojodihardjo, H. 1985. *Dasar-dasar Termodinamika Teknik*. Jakarta: PT. Gramedia.

Holman, J.P. 1997. *Perpindahan Kalor*. Edisi keenam. Terjemahan Ir. E. Jasfi M.Sc. Jakarta: Erlangga.

Hughes, W.F. & Brighton, J.A. 1967. *Theory and Problems of Fluid Dynamics*. New York: McGraw-Hill Companies Inc.

Incropera, F.P. & David, P.D. 1981. *Fundamental of Heat Transfer*; *2nd edition*. New York: John Willey and Sons.

Kern, Donald Q. 1950. *Process Heat Transfer*. Singapore: McGraw-Hill.

Kreith, Frank. 1986. *Prinsip-prinsip Perpindahan Kalor*. Terjemahan Arko Prijono M.Sc. Jakarta: Erlangga.

Olson, Rouben M. & Wright, S.J. 1993. *Dasar-dasar Mekanika Fluida Teknik*. Terjemahan Alex Tri KW. Jakarta: Gramedia Pustaka Utama.

Ozisik, M. Necati. 1985. *Heat Transfer A Basic Approach*. Singapore: McGraw-Hill.

Surbakty, BM. 1985. *Pesawat Tenaga Uap I Ketel Uap*. Surakarta: Mutiara Solo.

LAMPIRAN

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

Lampiran 1. Foto alat penelitian

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA

Lampiran 2. Sifat-sifat Udara dan Gas Buang Berdasarkan Data Hasil Pengujian

A. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 5 mm

$\dot{m}$	Tci	Tco	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
30	40	72	32	329	1.073348	1.007614	0.70162	1.86E-05	0.028438	0.0551709	0.3183341	0.6932455	0.140724	5236.3451	17.359262	0.7121087
35	40	74	34	330	1.06976	1.00768	0.7014	1.87E-05	0.028514	0.0551709	0.3183341	0.6932455	0.1647286	6096.3787	19.831732	0.8157023
40	40	74	34	330	1.06976	1.00768	0.7014	1.87E-05	0.028514	0.0551709	0.3183341	0.6932455	0.1882613	6967.29	22.217324	0.9138245
45	40	75	35	330.5	1.067966	1.007713	0.70129	1.88E-05	0.028552	0.0551709	0.3183341	0.6932455	0.2121497	7830.1749	24.484047	1.0083961
50	40	75	35	330.5	1.067966	1.007713	0.70129	1.88E-05	0.028552	0.0551709	0.3183341	0.6932455	0.2357219	8700.1944	26.692538	1.0993546

B. Sifat-sifat gas buang *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 5 mm

$\dot{m}$	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
50	220	173	47	469.5	0.752685	1.024132	0.68183	3.41E-05	0.038361	0.000714	0.094719	0.03015	25.84579	22835.78	60.54677	77.03577
50	220	174	46	470	0.7519	1.02422	0.6818	3.42E-05	0.038394	0.000714	0.094719	0.03015	25.87277	22818.23	60.50847	77.05347
50	220	176	44	471	0.75033	1.024396	0.68174	3.43E-05	0.03846	0.000714	0.094719	0.03015	25.92691	22783.47	60.43259	77.08953
50	220	176	44	471	0.75033	1.024396	0.68174	3.43E-05	0.03846	0.000714	0.094719	0.03015	25.92691	22783.47	60.43259	77.08953
50	220	178	42	472	0.74876	1.024572	0.68168	3.44E-05	0.038526	0.000714	0.094719	0.03015	25.98127	22749.15	60.35764	77.12645

C. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 10 mm

$\dot{m}$	Tci	Tco	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
30	40	76	36	331	1.066172	1.007746	0.70118	1.88E-05	0.02859	0.050123	0.350334	0.572287	0.155939	4738.495	15.85435	0.792037
35	40	76	36	331	1.066172	1.007746	0.70118	1.88E-05	0.02859	0.050123	0.350334	0.572287	0.181929	5528.244	18.20959	0.909698
40	40	77.01	37.01	331.505	1.06436	1.007779	0.701069	1.89E-05	0.028628	0.050123	0.350334	0.572287	0.208273	6311.588	20.42703	1.021841
45	40	78	38	332	1.062584	1.007812	0.70096	1.89E-05	0.028666	0.050123	0.350334	0.572287	0.234699	7093.55	22.54815	1.129427
50	40	78	38	332	1.062584	1.007812	0.70096	1.89E-05	0.028666	0.050123	0.350334	0.572287	0.260776	7881.723	24.61148	1.232778

D. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 10 mm

$\dot{m}$	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
50	220	189	31	477.5	0.740125	1.02554	0.68135	3.51E-05	0.038891	0.000714	0.094719	0.03015	26.28439	22568.29	59.96184	77.3448
50	220	193	27	479.5	0.736985	1.025892	0.68123	3.54E-05	0.039023	0.000714	0.094719	0.03015	26.39638	22505.76	59.82466	77.43057
50	220	193	27	479.5	0.736985	1.025892	0.68123	3.54E-05	0.039023	0.000714	0.094719	0.03015	26.39638	22505.76	59.82466	77.43057
50	220	194	26	480	0.7362	1.02598	0.6812	3.54E-05	0.039056	0.000714	0.094719	0.03015	26.42452	22490.39	59.79092	77.45254
50	220	194	26	480	0.7362	1.02598	0.6812	3.54E-05	0.039056	0.000714	0.094719	0.03015	26.42452	22490.39	59.79092	77.45254

E. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm

$\dot{m}$	Tci	Tco	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
30	40	84	44	335	1.05182	1.00801	0.7003	1.92E-05	0.028893	0.044923	0.390334	0.460354	0.176364	4220.058	14.2187	0.892403
35	40	84	44	335	1.05182	1.00801	0.7003	1.92E-05	0.028893	0.044923	0.390334	0.460354	0.205758	4923.401	16.40939	1.029897
40	40	85	45	335.5	1.050026	1.008043	0.70019	1.93E-05	0.028931	0.044923	0.390334	0.460354	0.235553	5621.543	18.46795	1.160618
45	40	87	47	336.5	1.046438	1.008109	0.69997	1.94E-05	0.029007	0.044923	0.390334	0.460354	0.265906	6312.736	20.41575	1.286389
50	40	87	47	336.5	1.046438	1.008109	0.69997	1.94E-05	0.029007	0.044923	0.390334	0.460354	0.295451	7014.151	22.32173	1.406484

F. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan tinggi *straight triangular fin* 15 mm

$\dot{m}$	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	ν	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	^{0}C	^{0}C	^{0}C	^{0}K	kg/m^3	kJ/kg ^{o}C		m^2/s	W/m ^{o}C	m^2	m	m	m/s			W/m^2. ^{o}C
50	220	187	33	476.5	0.741695	1.025364	0.68141	3.50E-05	0.038824	0.000714	0.094719	0.03015	26.22875	22600.2	60.03176	77.30319
50	220	187	33	476.5	0.741695	1.025364	0.68141	3.50E-05	0.038824	0.000714	0.094719	0.03015	26.22875	22600.2	60.03176	77.30319
50	220	188.01	31.99	477.005	0.740902	1.025453	0.68138	3.51E-05	0.038858	0.000714	0.094719	0.03015	26.25682	22584.04	59.99634	77.3241
50	220	188	32	477	0.74091	1.025452	0.68138	3.51E-05	0.038857	0.000714	0.094719	0.03015	26.25654	22584.19	59.99669	77.32389
50	220	189	31	477.5	0.740125	1.02554	0.68135	3.51E-05	0.038891	0.000714	0.094719	0.03015	26.28439	22568.29	59.96184	77.3448

Lampiran 3. Sifat-sifat Udara pada Tekanan Atmosfer

Nilai μ, k, c_p, dan Pr tidak terlalu bergantung pada tekanan dan dapat digunakan untuk rentang tekanan yang cukup luas.

T, K	ρ kg/m³	c_p, kJ/kg · °C	μ, kg/m · s × 10^5	ν, m²/s × 10^6	k, W/m · °C	α, m²/s × 10^4	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari *Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ.* 564, 1965

Daftar ini menggunakan satuan SI.

repository.ub.ac.id
UNIVERSITAS BRAWIJAYA