

**PENGARUH PENAMBAHAN LONGITUDINAL FIN TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE DARI AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh :

**SITI ALIFAH
NIM. 0510620092-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2010**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *LONGITUDINAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE DARI AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

SITI ALIFAH
NIM. 0510620092-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

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

Ir. Saifuddin Baedowie
NIP. 19460703 197009 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *LONGITUDINAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE DARI AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

**SITI ALIFAH
NIM. 0510620092-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 2 Februari 2010

Skripsi 1

Skripsi 2

Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng.
NIP. 19710310 199802 1 001

Ir. Tjuk Oerbandono, M.Sc.
NIP. 19670923 199303 1 002

Komprehensif

Putu Hadi Setyarini, ST., MT.
NIP. 19770806 200312 2 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

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

PENGANTAR

Assalamualikum wr.wb. Puji syukur *Alhamdulillah* penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala limpahan nikmat, rahmat, hidayah dan karunia yang telah diberikan, juga sholawat dan salam penulis tujukan kepada Nabi Besar Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **“Pengaruh Penambahan Longitudinal Fin Terhadap Characteristic of Performance dari Air Heater”**

Penyusunan dan penyelesaian skripsi ini tidak lepas dari keterlibatan dan bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan kali ini penulis menyampaikan ucapan terimakasih dan penghargaan kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang sekaligus selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan masukan, pengetahuan dan telah banyak meluangkan waktu untuk berdiskusi dengan penulis selama penyusunan skripsi ini.
1. Bapak Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., Dr.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya dan Dosen Wali yang telah memberikan bimbingan selama masa kuliah.
2. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT., selaku Ketua Kelompok Pengajar Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin.
3. Bapak Ir. Saifuddin Baedowie, selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan arahan, masukan dan berdiskusi bersama serta meluangkan waktunya untuk membimbing penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.
4. Seluruh Dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin, seluruh Staf Administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.
5. Bapak, Ibu dan kakak yang telah memberikan bantuan, dukungan moril dan nasehat yang sangat berarti dalam penyelesaian skripsi ini.
6. Teman seperjuangan selama penelitian, Berka dan Santi, yang banyak sekali membantu dalam penyusunan skripsi ini.
7. Mbak Lail, Wida, Mbak Ray, Bernice, Santi, Jeki, Angi, dan Dyta, atas segala dukungan dan bantuannya selama ini.
8. Teman-teman asisten Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem atas dukungan, kerja sama, dan pengalaman-pengalaman baru yang telah diberikan.

9. Teman-teman asisten Laboratorium Motor Bakar, teman-teman M'05, dan semua pihak yang telah banyak membantu penulis selama ini, yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa ilmu yang dimiliki masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun demi kesempurnaan skripsi ini, semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua. amin...

Wassalamualikum wr.wb.

Malang, Februari 2010

Penulis



DAFTAR ISI

PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR LAMPIRAN	viii
DAFTAR SIMBOL	ix
RINGKASAN	x
 BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
 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	6
2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi	7
2.3.2.1 Angka <i>Prandlt</i> (Pr)	8
2.3.2.2 Angka <i>Reynold</i> (Re)	9
2.3.2.3 Angka <i>Nusselt</i> (Nu)	9
2.4 <i>Fin</i>	11
2.4.1 <i>Longitudinal Fin</i>	11
2.5 <i>Heat Exchanger</i>	12
2.5.1 <i>Concentric Double Tube Heat Exchanger</i>	12
2.5.2 <i>Counter Flow Heat Exchanger</i>	13
2.6 Laju Perpindahan Kalor Pada <i>Heat Exchanger</i>	14

2.6.1 Metode <i>Log Mean Temperature Difference</i> (LMTD)	15
2.7 NTU-Efektivitas	17
2.8 Penurunan Tekanan	18
2.8.1 <i>Head Losses</i>	18
2.9 Hipotesis	20

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian	21
3.2 Variabel Penelitian	21
3.3 Alat-alat Penelitian	22
3.3.1 Alat Utama	22
3.3.2 Peralatan Bantu Pengujian	24
3.4 Tempat Penelitian	25
3.5 Prosedur Penelitian	25
3.6 Diagram Alir Penelitian	27

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data	28
4.1.1 Data Hasil Pengujian	28
4.1.2 Contoh Perhitungan	30
4.1.3 Data Hasil Perhitungan	36
4.2 Pembahasan	37
4.2.1 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Laju Perpindahan Kalor	37
4.2.2 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Laju Perpindahan Kalor	39
4.2.3 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Efektivitas <i>Air Heater</i>	41
4.2.4 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Efektivitas <i>Air Heater</i>	43
4.2.5 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Penurunan Tekanan	45
4.2.6 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Penurunan Tekanan	46

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 <i>air heater</i> tanpa penambahan <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir gas buang).	28
Tabel 4.2	Data hasil pengujian <i>air heater</i> tanpa penambahan <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir udara).	29
Tabel 4.3	Data hasil pengujian <i>air heater</i> dengan penambahan 4 <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir gas buang).	29
Tabel 4.4	Data hasil pengujian <i>air heater</i> dengan penambahan 4 <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir udara).	29
Tabel 4.5	Data hasil pengujian <i>air heater</i> dengan penambahan 8 <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir gas buang).	30
Tabel 4.6	Data hasil pengujian <i>air heater</i> dengan penambahan 8 <i>longitudinal fin</i> (variasi laju massa alir udara).	30
Tabel 4.7	Data hasil perhitungan tanpa penambahan (0) <i>Longitudinal fin</i>	36
Tabel 4.8	Data hasil perhitungan dengan penambahan 4 <i>Longitudinal fin</i>	36
Tabel 4.9	Data hasil perhitungan dengan penambahan 8 <i>Longitudinal fin</i>	36

DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Transfer energi kalor pada sistem dengan <i>control volume</i>	5
Gambar 2.2	Perpindahan kalor konduksi	6
Gambar 2.3	Konveksi paksa (kiri) dan konveksi bebas (kanan)	8
Gambar 2.4	Bentuk-bentuk <i>fins</i> : A. <i>longitudinal fins</i> B. <i>Transverse fins</i> , C. <i>Discontinuous fins</i> D. <i>Pegs or Studs</i> E. <i>Spines</i>	11
Gambar 2.5	Pipa dengan <i>fins</i> (<i>longitudinal fins</i>)	12
Gambar 2.6	<i>Concentric double tube heat exchanger</i>	13
Gambar 2.7	<i>Counter flow heat exchanger</i>	13
Gambar 2.8	Distribusi temperatur pada <i>counter flow heat exchanger</i>	14
Gambar 2.9	Hambatan <i>thermal</i> pada <i>concentric double tube heat exchanger</i>	14
Gambar 2.10	Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i>	16
Gambar 3.1	Susunan Instalasi Pengujian	23
Gambar 3.2	Alat Penelitian A. <i>inner tube</i> dengan 4 <i>longitudinal fins</i> , B. <i>inner tube</i> dengan 8 <i>longitudinal fins</i>	24
Gambar 3.3	Diagram alir penelitian	27
Gambar 4.1	Ilustrasi pengukuran pada alat penelitian	28
Gambar 4.2	Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang dengan laju perpindahan kalor	37
Gambar 4.3	Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan laju perpindahan kalor	39
Gambar 4.4	Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang dengan efektivitas <i>air heater</i>	41
Gambar 4.5	Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan efektivitas <i>air heater</i>	43
Gambar 4.6	Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang dengan penurunan tekanan	45
Gambar 4.7	Grafik hubungan antara laju massa alir udara dengan penurunan tekanan	46

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Data hasil perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) dan beda temperatur logaritmik (ΔT_{lm})
Lampiran 2.	Sifat-sifat udara dan gas buang berdasarkan data hasil pengujian
Lampiran 3.	Sifat-sifat udara pada tekanan atmosfer
Lampiran 4.	Alat-alat Penelitian
Lampiran 5.	Surat Keterangan Telah Melakukan Penelitian di Laboratorium Motor Bakar Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya



DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Diameter hidrolis	meter atau m	D_h
Difusivitas <i>thermal</i>	meter kuadrat per sekon atau m^2/s	α
Efektivitas	persen atau %	ε
Kalor spesifik pada tekanan konstan	Joule per kilogram derajat celcius atau $J/kg^\circ C$	C_p
Kecepatan	meter per sekon atau m/s	v
Koefisien perpindahan kalor konveksi	Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2 \cdot ^\circ C$	h
Koefisien perpindahan kalor menyeluruh	Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2 \cdot ^\circ C$	U
Konduktivitas <i>thermal</i>	Watt per meter derajat celcius atau $W/m^\circ C$	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
<i>Major losses</i>	meter atau m	h_{ma}
Massa jenis	kilogram per meter kubik atau kg/m^3	ρ
<i>Minor losses</i>	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 $^\circ C$	T
Viskositas dinamik	kilogram per meter sekon atau $kg/m.s$	μ
Viskositas kinematik	meter kuadrat per sekon atau m^2/s	ν

RINGKASAN

Siti Alifah, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Februari 2010, Pengaruh Penambahan *Longitudinal Fin* Terhadap *Characteristic of Performance* dari *Air heater*. Dosen Pembimbing : Slamet Wahyudi dan Saifuddin Baedowie.

Semakin meningkatnya kebutuhan masyarakat dunia akan energi dan tidak adanya kepastian akan ketersediaan sumber energi yang cukup untuk masa depan mengharuskan kita untuk dapat menggunakan energi seefisien mungkin. Dalam dunia industri salah satu solusi dalam rangka meningkatkan efisiensi penggunaan energi adalah dengan cara memanfaatkan kembali limbah panas (*heat recovery*). Yang mana limbah panas adalah panas yang dihasilkan oleh proses pembakaran bahan bakar atau reaksi kimia yang kemudian di buang ke lingkungan dan tidak digunakan ulang untuk tujuan ekonomis dan bermanfaat. 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. Salah satu upaya perancangan yang dapat dilakukan untuk meningkatkan laju perpindahan kalor adalah dengan meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor yaitu dengan memasang *fin* pada permukaan *heat exchanger* yang bersentuhan dengan fluida. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental (*experimental research*). Pada penelitian ini *longitudinal fin* yang ditambahkan yaitu 0 (tanpa), 4, dan 8 buah dengan dimensi tertentu. *Characteristic of performance* yang diteliti yaitu hubungan antara laju massa alir fluida terhadap laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan. Laju massa alir fluida panas (gas buang) dan laju massa alir fluida dingin (udara) divariasikan sebesar 45, 46, 47, 48, dan 49 kg/jam.

Dari penelitian yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan *longitudinal fin* dapat meningkatkan laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari *air heater* dibandingkan dengan yang tidak menggunakan *longitudinal fin*. Selain itu juga dapat disimpulkan bahwa dengan semakin meningkatnya laju massa alir fluida maka laju perpindahan kalor akan mengalami peningkatan hingga mencapai nilai tertentu dan kemudian akan mengalami penurunan.

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

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin meningkatnya kebutuhan masyarakat dunia akan energi dan tidak adanya kepastian akan ketersediaan sumber energi yang cukup untuk masa depan mengharuskan kita untuk dapat menggunakan energi seefisien mungkin. Dalam dunia industri salah satu solusi dalam rangka meningkatkan efisiensi penggunaan energi adalah dengan cara memanfaatkan kembali limbah panas (*heat recovery*). Yang mana limbah panas adalah panas yang dihasilkan oleh proses pembakaran bahan bakar atau reaksi kimia yang kemudian di buang ke lingkungan dan tidak digunakan ulang untuk tujuan ekonomis dan bermanfaat.

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 antara 200 – 590 °C (Belyamin, 2002: 4). Oleh karenanya alangkah baiknya jika kita bisa 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 tungku boiler, serta masih banyak yang lainnya.

Untuk dapat memindahkan energi panas yang dimiliki oleh gas buang ke udara atmosfer tanpa terjadi pencampuran antara keduanya, diperlukan suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*). Alat penukar kalor yang biasa digunakan untuk memanaskan udara ini disebut dengan *air heater*. Agar terjadi perpindahan kalor yang maksimal pada *air heater* maka diperlukan suatu perancangan yang baik dan efisien. Salah satu upaya perancangan yang dapat dilakukan untuk meningkatkan laju perpindahan kalor adalah dengan meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor dengan memasang *fin* pada permukaan *heat exchanger* yang bersentuhan dengan fluida. Jenis *fin* yang umum digunakan ada dua macam yaitu *longitudinal fin* dan *transverse fin*. *Longitudinal fin* digunakan apabila arah aliran fluida sejajar dengan axis pipa penukar kalor, sedangkan *transverse fins* digunakan apabila arah aliran fluida bersilangan dengan axis pipa penukar kalor (Kern, 1950: 514).

Akan tetapi tidak sepenuhnya pemasangan *fin* ini menguntungkan, pada kondisi dimana koefisien konveksi besar seperti pada fluida berkecepatan tinggi maka *fin* malah dapat menyebabkan berkurangnya perpindahan kalor (Holman, 1997: 46). Disamping itu pemasangan terlalu banyak *fin* pada permukaan pipa juga dapat menghalangi aliran fluida untuk bergerak sehingga bisa menurunkan laju perpindahan kalor (Cengel, 2002: 157). Untuk itu perlu dilakukan penelitian tentang pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*. Sehingga nantinya bisa didapatkan rancangan *air heater* dengan performa yang baik.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut dengan beberapa variasi jumlah *fin*, maka dapat diambil suatu rumusan masalah yang akan diteliti yaitu :

Bagaimana pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*.

1.3 Batasan Masalah

Untuk mendapatkan penyelesaian dari rumusan masalah di atas dan untuk menghindari luasnya pembahasan terhadap permasalahan yang ada maka diberikan batasan terhadap permasalahan yang akan diteliti. Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Kondisi aliran fluida dianggap *steady state*.
2. *Air Heater* yang digunakan adalah jenis *double pipe heat exchanger* dengan jenis aliran *counter flow*, digunakan pipa dari bahan tembaga paduan pada bagian dalam (*inner tube*) dan besi pada bagian luar (*outer tube*) dengan dimensi tertentu.
3. Fluida panas yang digunakan adalah gas buang dari motor bensin stasioner dan fluida dingin yang digunakan adalah udara.
4. *Characteristic of Performance* yang diteliti adalah hubungan laju massa alir fluida terhadap laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari *air heater*.
5. Gas buang dialirkan pada pipa bagian dalam (*inner tube*) dan udara dialirkan pada pipa bagian luar (*outer tube*).
6. Laju perpindahan kalor yang dianalisis adalah laju perpindahan kalor dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*, sedangkan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dianalisis adalah penurunan tekanan pada pipa luar (*outer tube*) dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*.

7. Diasumsikan tidak ada perpindahan panas kelingkungan dan konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan.
8. *Longitudinal fin* terbuat dari bahan kuningan dengan diemensi tertentu dan disematkan pada permukaan luar pipa bagian dalam (*inner tube*).
9. Penambahan *longitudinal fin* yaitu 0 (tanpa), 4 dan 8 buah.
10. Untuk variasi laju massa alir udara, laju massa alir gas buang dikontrol sebesar 49 (kg/jam) dan untuk variasi laju massa alir gas buang, laju massa alir udara dikontrol sebesar 49 (kg/jam).

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini yaitu:

Untuk mengetahui pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* yang meliputi hubungan laju massa alir fluida terhadap laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitaian ini diharapkan dapat memberikan bebarapa manfaat antara lain :

1. Sebagai bahan referensi penelitian selanjutnya, terutama mengenai *heat exchanger*.
2. Memberikan kontribusi terhadap ilmu pengetahuan serta mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang *heat exchanger*.
3. Mampu memecahkan permasalahan-permasalahan yang sering dihadapi dalam melakukan perancangan *heat exchanger* sehingga selanjutnya dapat dihasilkan *heat exchanger* dengan performa yang bagus.

BAB II

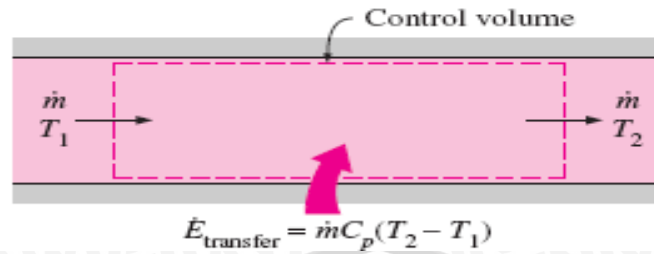
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Albert 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 dipasang pada bagian luar *PCM modules*. Dengan penambahan *external vertical fins* ini dapat meningkatkan luas permukaan perpindahan panas 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 dipasang *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 adalah suatu bentuk energi yang dipindahkan melalui batas sistem yang ada pada suatu temperatur yang lebih tinggi ke sistem lain atau lingkungannya yang mempunyai temperatur yang lebih rendah, karena adanya perbedaan temperatur (Djojodihardjo, 1985:39). Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu saluran terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* 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 fluida tersebut 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:

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

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

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

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

ΔT = Perubahan temperatur (°C)

2.2.1 Energi Kalor Gas Buang

Gas buang adalah gas yang berasal dari proses pembakaran yang suhunya relatif tinggi terhadap suhu atmosfer. Besar energi kalor yang dikandung gas buang dapat diketahui dari persamaan berikut:

$$Q_{eg} = m_{eg} \cdot C_{peg} \cdot (T_g - T_u) \quad (\text{Surbakty, 1985:227}) \quad (2-2)$$

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

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

C_{peg} = panas spesifik gas buang (J/kg.°C)

T_g = temperatur gas buang (°C)

T_u = temperatur lingkungan (°C)

2.3 Perpindahan Kalor

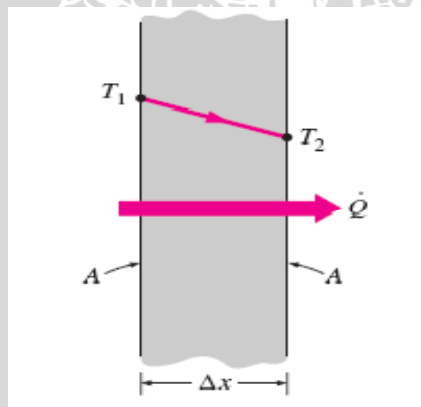
Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai *transfer* energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur, *transfer* energi ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan akan berhenti setelah kedua sistem mencapai temperatur yang sama, perbedaan temperatur merupakan syarat utama untuk terjadinya perpindahan kalor, jika kedua sistem mempunyai temperatur yang sama maka tidak akan ada perpindahan kalor pada

kedua sistem tersebut. Kalor dapat berpindah dengan tiga cara yang berbeda 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). Konduksi bisa terjadi pada benda padat, cair maupun gas. Pada kondisi gas atau cair, konduksi terjadi karena difusi dan tumbukan (*collisions*) molekul pada waktu bergerak acak. Sedangkan pada benda padat, konduksi terjadi karena adanya getaran (*vibrations*) molekul-molekul dan gerakan elektron bebas. pada saat benda dipanaskan, gerakan dari atom dan elektron bebas yang sebelumnya bergetar dengan setimbang akan berubah menjadi getaran yang lebih besar sehingga menumbuk atom-atom dan elektron disekitarnya. Interaksi antar atom maupun elektron tersebut menyebabkan adanya *transfer* energi dari atom yang satu ke atom yang lain, sehingga panas akan merambat dalam substansi tersebut.

Laju perpindahan kalor konduksi melalui medium tergantung pada geometri, ketebalan, dan material dari medium, serta tentu saja 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)

Laju perpindahan kalor konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822. Besarnya laju perpindahan kalor konduksi proporsioanal terhadap luas permukaan yang dilalui kalor, perbedaan temperatur, dan konduktivitas *thermal* material, namun

berbanding terbalik terhadap ketebalan dari permukaan yang dilalui oleh kalor, sehingga dapat dinyatakan:

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

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

k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$T_2 - T_1$ = Perbedaan temperatur permukaan perpindahan kalor (°C)

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

Konduktivitas *thermal* merupakan suatu konstanta proporsional yang menyatakan kemampuan suatu material untuk menghantarkan kalor, konduktivitas *thermal* di definisikan sebagai besarnya kalor yang dapat dihantarkan oleh setiap unit tebal dari material per unit area per unit perbedaan temperatur.

2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi merupakan perpindahan kalor yang terjadi antara permukaan benda padat dengan cairan atau gas yang bergerak dan yang bersinggungan dengannya. Ini merupakan kombinasi dari perpindahan kalor konduksi dengan gerakan fluida. Semakin cepat gerakan fluida akan menyebabkan semakin besar pula perpindahan kalor konveksinya. Dengan tidak adanya gerakan fluida maka, perpindahan panas antara permukaan benda padat dengan fluida disekitarnya merupakan murni perpindahan panas konduksi. Secara umum perpindahan kalor konveksi dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

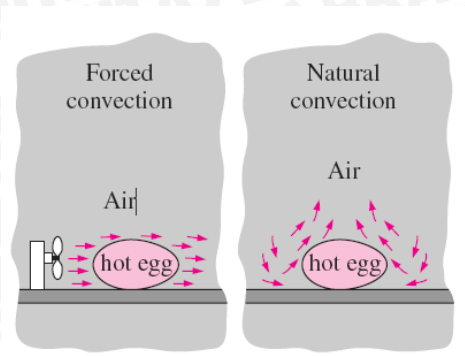
1. Konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena adanya perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur, proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah (*natural convection*).

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:

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

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

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

T_s = Temperatur permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

T_{∞} = Temperatur fluida pada jarak tertentu dari permukaan benda ($^\circ\text{C}$)

2.3.2.1 Angka *Prandtl* (*Pr*)

Perbandingan antara viskositas kinematik fluida dan difusivitas termal dapat dideskripsikan oleh parameter tak berdimensi yaitu angka *Prandtl*. Viskositas kinematik fluida merupakan informasi tentang laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Sedangkan 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. Sehingga bilangan *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu yang dirumuskan sebagai berikut:

$$Pr = \frac{\text{difusivitas momentum}}{\text{difusivitas termal}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/C_p \rho} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{Çengel, 2002:341}) \quad (2-5)$$

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

c_p = panas spesifik ($\text{J}/\text{kg.K}$)

- k = konduktivitas *thermal* fluida (W/m.K)
 μ = viskositas dinamik fluida (kg/m.s)
 ν = viskositas kinematik (m²/s)

2.3.2.2 Angka Reynold (Re)

Angka *Reynold* merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang digunakan sebagai kriteria yang menunjukkan apakah aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1997:195). 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 *Reynold*, jika angka *Reynold* rendah maka gaya viskos dapat menghambat gaya inersia akibat kecepatan fluida sehingga aliran fluida menjadi laminar, jika angka *Reynold* 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. Secara matematis besarnya angka *Reynold* untuk aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{v_m D_h}{\nu} \quad (\text{Çengel, 2002:442}) \quad (2-6)$$

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

D_h = Diameter hidrolik pipa (m)

$\nu = \mu/\rho$ = Viskositas kinematik fluida (m²/s)

μ = Viskositas dinamik (kg/m.s)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

Angka *Reynold* aliran menjadi turbulen disebut dengan angka *Reynold* kritis. Besarnya angka *Reynold* kritis berbeda tergantung pada bentuk geometri aliran. Berdasarkan kebanyakan kondisi percobaan, aliran dalam pipa merupakan aliran laminar pada $Re < 2300$, turbulen pada $Re > 10000$, dan transisi pada $2300 < Re < 10000$.

2.3.2.3 Angka Nusselt (Nu)

Perpindahan kalor melalui lapisan fluida akan terjadi secara konveksi ketika lapisan fluida tersebut bergerak dan akan terjadi secara konduksi ketika lapisan fluida

tidak bergerak. Angka *Nusselt* menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama (Çengel, 2002:351). 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 konveksi dan konduksi adalah sebagai berikut.

$$\dot{q}_{\text{conv}} = h \Delta T \quad (\text{Çengel, 2002:336}) \quad (2-7)$$

$$\dot{q}_{\text{cond}} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Çengel, 2002:336}) \quad (2-8)$$

Sehingga rasionya

$$\frac{\dot{q}_{\text{conv}}}{\dot{q}_{\text{cond}}} = \frac{h \Delta T}{k \frac{\Delta T}{\delta}} = \frac{h \delta}{k} = Nu \quad (\text{Çengel, 2002:336}) \quad (2-9)$$

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

Sedangkan hubungan angka *Reynold* dan angka *Prandtl* terhadap angka *Nusselt* untuk aliran dalam pipa dapat dinyatakan sebagai berikut:

- Untuk aliran laminar

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (Pr < 0,5) \quad (\text{Çengel, 2002:437}) \quad (2-10)$$

dengan : Nu = Angka *Nusselt*

Re = Angka *Reynold*

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)

- 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 :

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (\text{Çengel, 2002:441}) \quad (2-11)$$

Besarnya angka *Nusselt* dapat dinyatakan dengan persamaan Gnielinski yaitu sebagai berikut :

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000) Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)},$$

$$\text{dengan } \left(\begin{array}{l} 0,5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3.10^3 < Re < 5.10^6 \end{array} \right) \quad (\text{Çengel, 2002:441}) \quad (2-12)$$

persamaan tersebut juga dapat digunakan untuk aliran transisi dengan $2300 \leq Re \leq 10000$.

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

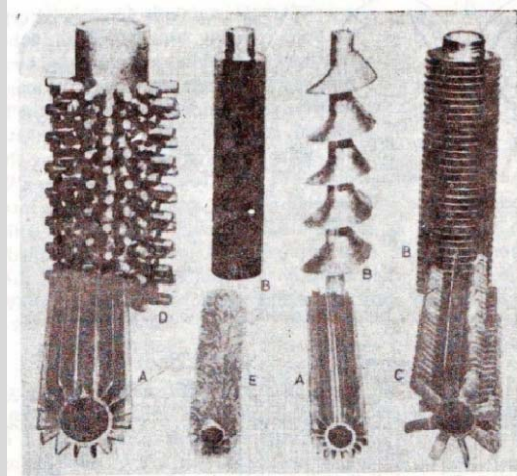
$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \left[\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right] \quad (\text{Çengel, 2002:441}) \quad (2-13)$$

dengan : $n = 0,4$ untuk kasus pemanasan

$n = 0,3$ untuk kasus pendinginan

2.4 Fin

Fin adalah potongan logam yang digunakan untuk memperluas permukaan perpindahan panas (Donald Q. Kern, 1950 : 513). Bentuk-bentuk *fins* yang banyak digunakan dalam dunia industri serta diproduksi secara komersial ditunjukkan pada gambar 2.4 dibawah ini.



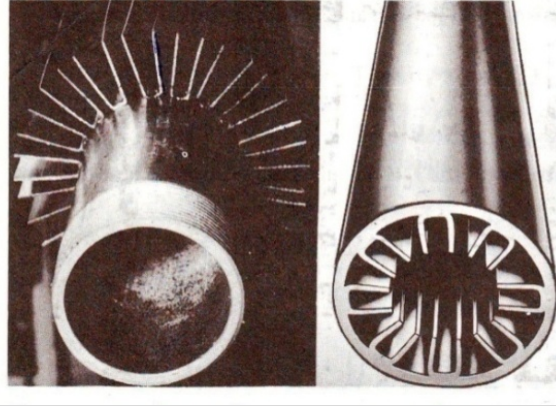
Gambar 2.4 Bentuk bentuk *fins* : A.Longitudinal fins B.Transverse fins
C.Discontinuous fins D.Pegs or Studs E.Spines

Sumber : Donald Q. Kern (1950 : 523)

2.4.1 Longitudinal Fin

Longitudinal fin adalah potongan panjang pelat logam yang disematkan atau dilekatkan pada bagian luar pipa yang ditunjukkan pada gambar 2.5. *Longitudinal fin*

umumnya digunakan pada *double pipe heat exchangers* atau pada *unbaffled shell and tube heat exchangers* arah aliran fluidanya sejajar dengan axis pipa. *Longitudinal fin* secara umum digunakan pada permasalahan-permasalahan perpindahan panas yang melibatkan gas atau *viscous liquids*.



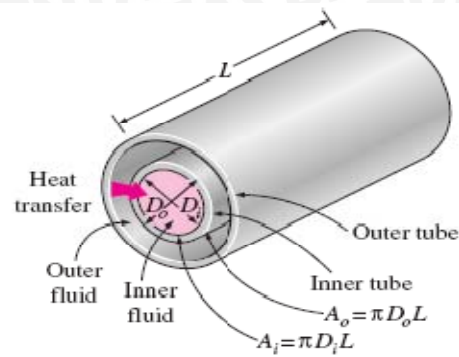
Gambar 2.5 Pipa dengan *fins* (*longitudinal fins*)
Sumber : M. Necati, Ozisik (1985 : 72)

2.5 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 arah aliran dan tipe konstruksinya. Berdasarkan arah aliran alat penukar kalor dapat dibagi menjadi 3, yaitu aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan (*counter flow*) dan aliran bersilangan (*cross flow*). Sedangkan berdasarkan tipe konstruksinya alat penukar kalor yang umum digunakan adalah tipe *consentric double tube*, *shell and tube*, dan *compact heat exchanger*.

2.5.1 Concentric Double Tube Heat Exchanger

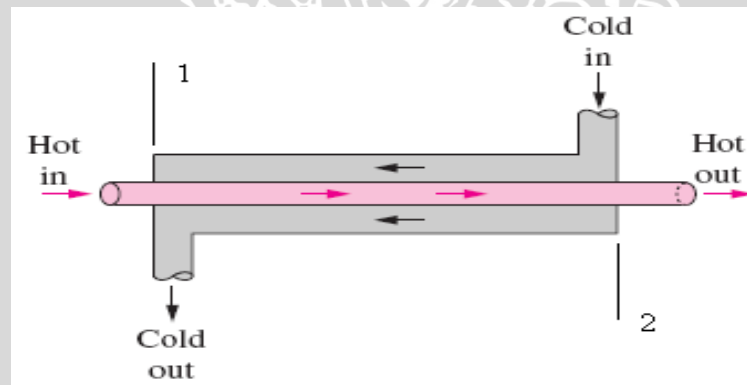
Salah satu jenis dari alat penukar kalor (*heat exchanger*) menurut konstruksinya adalah *concentric double tube heat exchanger*, alat penukar kalor ini terdiri dari pipa dalam (*inner tube*) yang terletak dalam pipa luar yang lebih besar (*outer tube*) dengan posisi titik pusat dari kedua pipa berada pada satu garis sumbu. Pada alat penukar kalor jenis ini satu fluida mengalir melewati pipa yang lebih kecil dan yang satunya mengalir melewati ruang anular diantara kedua pipa. Bentuk dari concentric double tube heat exchanger ditunjukkan pada gambar 2.6 dibawah ini:



Gambar 2.6 Concentric double tube heat exchanger
Sumber : Çengel (2002:672)

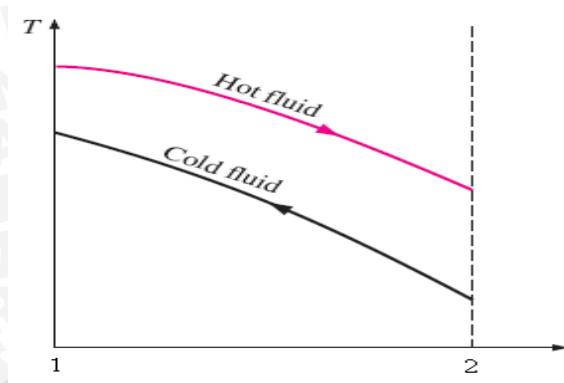
2.5.2 Counter Flow Heat Exchanger

Salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) berdasar arah aliran fluidanya adalah alat penukar kalor aliran berlawanan arah (*counterflow heat exchanger*), *counterflow heat exchanger* didefinisikan sebagai alat penukar kalor dengan arah aliran fluida dingin berlawanan dengan arah aliran fluida panas (atau sebaliknya) pada saluran yang berbeda, seperti terlihat pada Gambar 2.7 dibawah ini.



Gambar 2.7 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 men-transfer sejumlah kalor yang sama diperlukan luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan menggunakan aliran searah (*parallel flow*), distribusi temperatur pada alat penukar kalor jenis *counter flow* dapat dilihat pada Gambar 2.8 di bawah ini.



Gambar 2.8 Distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:668)

2.6 Laju Perpindahan Kalor pada *Heat Exchanger*

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

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m \quad (\text{Çengel, 2002:680}) \quad (2-16)$$

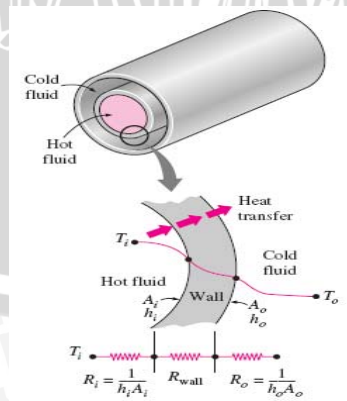
dengan : $\dot{Q}$ = Laju perpindahan kalor (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi ($^\circ\text{C}$)

Pada *concentric double tube heat exchanger* terdapat dua fluida yang memiliki temperatur berbeda yang dibatasi oleh dinding pipa dalam (*inner tube*), sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin maka ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada Gambar 2.9 berikut.



Gambar 2.9 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2002:671)

Dalam transfer kalor tersebut terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam (*inner tube*), perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar (*outer tube*) dengan permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), sehingga dapat dinyatakan

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

.....(Çengel, 2002:672) (2-17)

dengan:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T$$

.....(Çengel, 2002:672) (2-18)

Sehingga:

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

.....(Çengel, 2002:672) (2-19)

dengan :

$\dot{Q}$ = Laju perpindahan kalor (Watt)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Watt/m² °C)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (Watt/m² °C)

A = Luas permukaan pipa (m²)

D = Diameter pipa (m)

k = Konduktivitas *thermal* bahan (W/m °C)

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) (2-20)

dengan : T_h = Temperatur fluida panas (°C)

T_c = Temperatur fluida dingin (°C)

2.6.1 Metode *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

Perbedaan temperatur antara fluida panas dengan fluida dingin sepanjang alat penukar kalor akan bervariasi, untuk tahanan *thermal* yang konstan, laju perpindahan

kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya tergantung dari perbedaan temperatur kedua fluida sehingga diperlukan suatu pendekatan yang akurat untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur rata-rata (*mean temperature difference*, ΔT_m) dari kedua fluida tersebut untuk digunakan dalam persamaan $\dot{Q} = U A \Delta T_m$.

Untuk menentukan besarnya ΔT_m salah satu metode yang digunakan adalah metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*), dalam metode ini laju perpindahan kalor pada suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Çengel, 2002:681}) \quad (2-21)$$

dengan : $\Delta T_{lm} = \text{Log mean temperature difference } (^{\circ}\text{C})$

$A_s = \text{Luas permukaan perpindahan kalor } (\text{m}^2)$

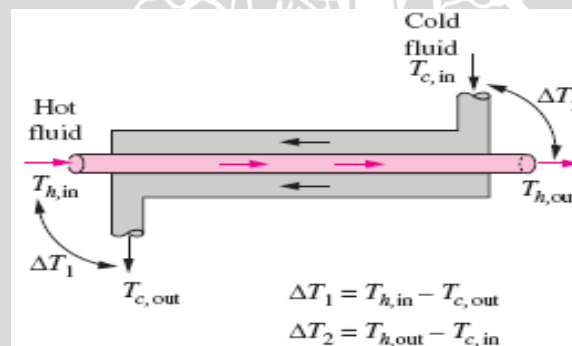
Nilai ΔT_{lm} dari suatu alat penukar kalor akan berbeda-beda tergantung jenis dari alat penukar kalor yang digunakan. Adapun rumus ΔT_{lm} untuk *counterflow heat exchanger* adalah sebagai berikut.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-22)$$

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

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

Expresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 2.10 berikut ini.



Gambar 2.10 Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counterflow 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.

2.7 NTU-Efektivitas

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

$$\epsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (\text{Çengel, 2002:690}) \quad (2-23)$$

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.

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (\text{Çengel, 2002:690}) \quad (2-24)$$

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

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:

$$\dot{Q} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Çengel, 2002:691}) \quad (2-25)$$

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

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{Çengel, 2002:693}) \quad (2-26)$$

Dalam analisa perpindahan kalor, efektivitas dari alat penukar kalor merupakan fungsi dari angka tak berdimensi yang terdiri dari NTU (*number of transfer unit*), yaitu perbandingan antara koefisien perpindahan kalor menyeluruh dikalikan luas permukaan alat penukar kalor keseluruhan terhadap kapasitas kalor yang minimum dan c (*capacity ratio*), yaitu perbandingan antara $C_{\min}$ (kapasitas kalor fluida minimum) terhadap $C_{\max}$

(kapasitas kalor fluida maksimum) yang mana $C_{\min} = (\dot{m} C_p)_{\min}$ sedangkan $C_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\max}$.

Berdasarkan uraian diatas maka nilai NTU didefinisikan melalui persamaan berikut:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m} C_p)_{\min}} \quad (\text{Çengel, 2002:694}) \quad (2-27)$$

Sedangkan c (*capacity ratio*) didefinisikan melalui persamaan berikut:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{Çengel, 2002:694}) \quad (2-28)$$

hubungan antara NTU dan c (*capacity ratio*) terhadap efektivitas (ϵ) pada *counter flow heat exchanger* didapatkan dari persamaan berikut:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]} \quad (\text{Çengel, 2002:694}) \quad (2-29)$$

2.8 Penurunan Tekanan

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

2.8.1 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*.

- *Major losses*

Merupakan kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan dinding saluran. Besarnya *major losses* dapat dihitung dengan rumus berikut ini:

$$h_{ma} = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad (\text{Hughes, 1967:89}) \quad (2-30)$$

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 hidrolis, besarnya diameter hidrolis dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} \quad (\text{Çengel, 2002:444}) \quad (2-31)$$

dengan : D_h = Diameter hidrolis (m)
 A_c = Luas penampang pipa (m^2)
 P = Perimeter yang basah (m)

- *Minor losses*

Merupakan kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh adanya *vortex* dengan komponen atau alat yang terdapat pada saluran tersebut. Adapun yang termasuk alat atau komponen tersebut antara lain katup, saringan, perubahan luas penampang, *orifice*, *longitudinal fin* yang dipasang pada saluran pipa dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$h_{mi} = K \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Hughes, 1967:89}) \quad (2-32)$$

dengan : h_{mi} = *Minor losses* (m)
 K = Faktor kerugian komponen

Sehingga *head losses* ($\sum h$) totalnya adalah :

$$\sum h = h_{ma} + \sum h_{mi} \quad (\text{Olson, 1993:356}) \quad (2-33)$$

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

$$K_L \cdot \frac{v^2}{2g} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{2g} \rightarrow L = \frac{K_L D}{f} \quad (\text{Olson, 1993:357}) \quad (2-34)$$

Dari persamaan 2-33 jika dinyatakan dalam bentuk tekanan menjadi:

$$z_1 \gamma + P_1 + \alpha_1 \frac{\rho v m_1^2}{2} = z_2 \gamma + P_2 + \alpha_2 \frac{\rho v m_1^2}{2} + \sum h \gamma \quad (2-35)$$

jika $z_1 = z_2$, $\alpha_1 v m_1 = \alpha_2 v m_2$

$$\text{maka } P_1 - P_2 = \sum h \gamma \quad (2-36)$$

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 sehingga akan dihasilkan beda ketinggian permukaan fluida referensi, besarnya penurunan tekanan tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot z \quad (\text{Olson, 1993:56}) \quad (2-37)$$

dengan : ρ = Massa jenis fluida referensi (kg/m^3)
 g = Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

z = Beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)

2.9 Hipotesis

Dengan pemasangan *longitudinal fin* maka luas permukaan perpindahan kalor akan bertambah sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan kalor dan efektivitas dari *air heater*, namun tekanan fluida di sepanjang aliran akan semakin menurun karena *head losses* yang ditimbulkan semakin besar.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental (*experimental research*) yang secara langsung digunakan ke obyek yang akan diteliti. Obyek tersebut akan diambil datanya pada tahapan-tahapan tertentu yang akan menghasilkan beberapa data yang bisa dibandingkan dan akan menunjukkan suatu pola perbandingan tertentu yang bisa dihubungkan. Dengan cara ini akan diuji pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *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 45; 46; 47; 48; dan 49 (kg/jam).
- Laju massa alir fluida panas (gas buang) divariasikan sebesar 45; 46; 47; 48; dan 49 (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 *Characteristic of performance* dari *air heater* yang meliputi hubungan laju massa alir fluida terhadap :

- laju perpindahan kalor
- efektivitas
- penurunan tekanan

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan.

Variabel yang dikontrol dalam penelitian ini adalah:

- Penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin* pada bagian luar dari pipa dalam *air heater*.

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.

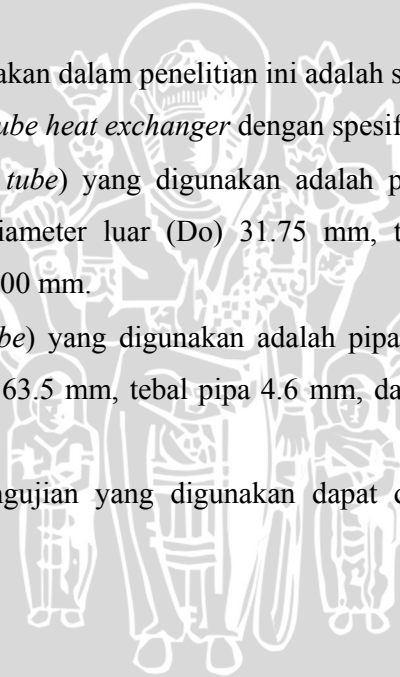
3.3.1 Alat Utama

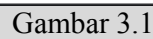
Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

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 :



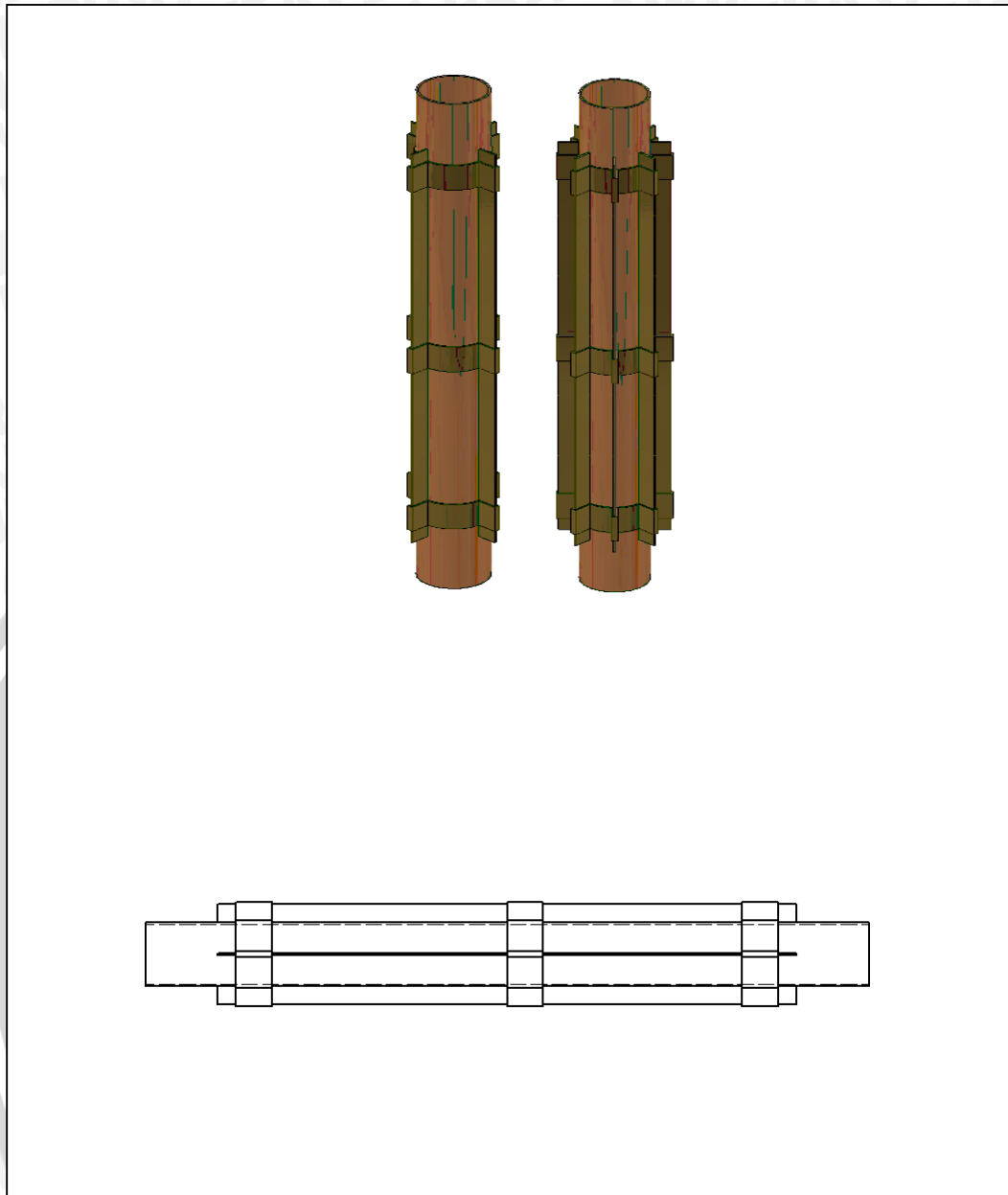


keterangan :

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 *longitudinal fin* yang terbuat dari bahan kuningan. Dan di sematkan pada bagian luar pipa dalam (*inner tube*) dan diberi penahan. Bentuk dari alat tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2 di bawah ini :



Gambar 3.2 Alat Penelitian A. *inner tube* dengan 4 *Longitudinal fins*, B. *Inner tube* dengan 8 *longitudinal fins*

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*, berfungsi 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 listrik berupa beda potensial.
- g. *Digital thermometer*, Alat ini berfungsi mengubah data listrik dari *termocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*.
- h. *Asbes*, digunakan untuk mengisolasi pipa luar (*outer tube*) dari *heat exchanger*.

3.4 Tempat Penelitian

Penelitian mengenai pengaruh pemasangan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *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.

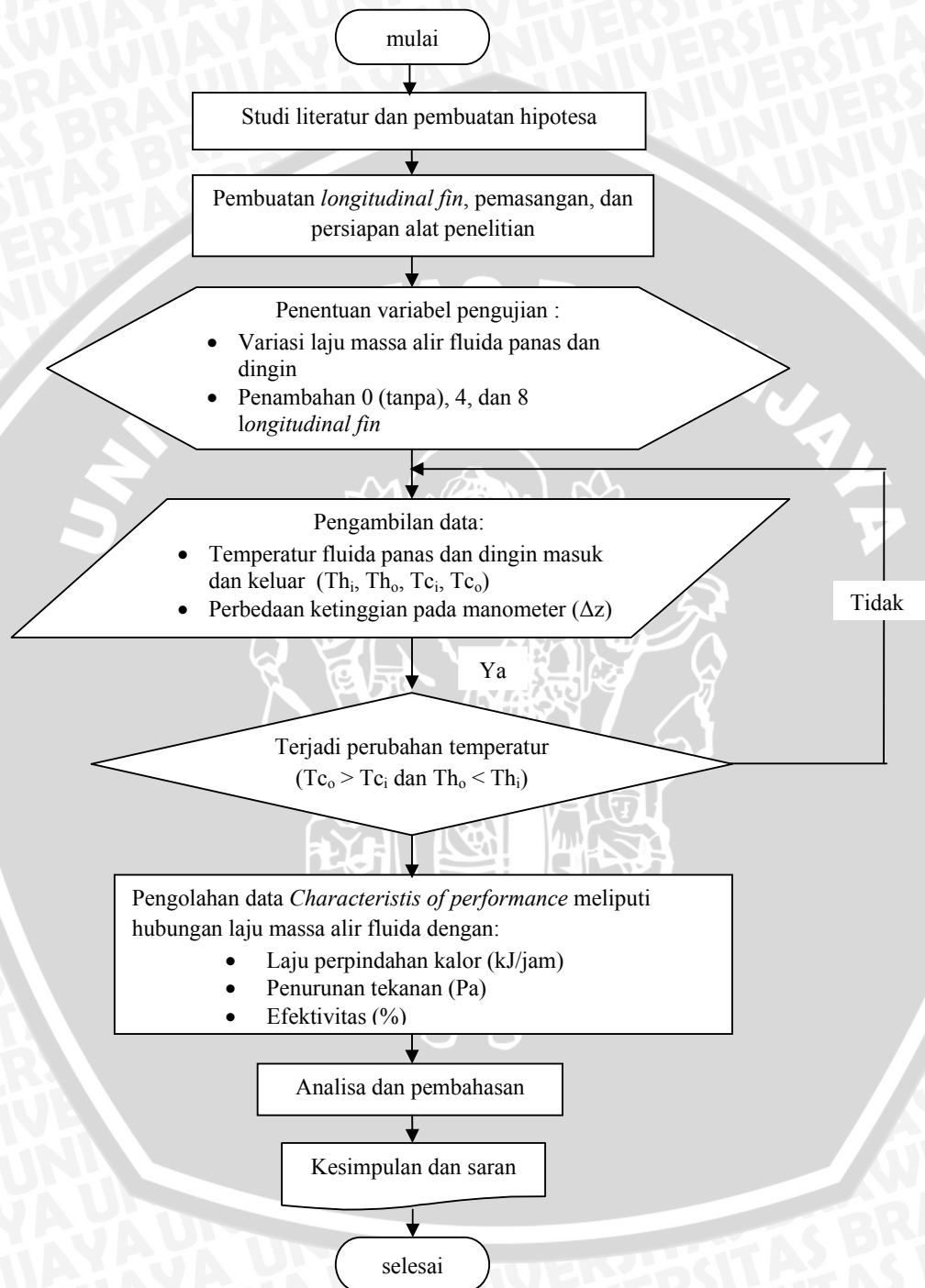
2. Mengoperasikan motor bensin hingga dihasilkan gas buang.
3. Pengecekan kondisi alat ukur.

Pelaksanaan percobaan :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan tidak memasang *fin* pada *inner tube*.
2. Menyalakan blower dan mengatur laju massa alir udara sebesar 49 (kg/jam).
3. Mengatur laju massa alir gas buang sebesar 45 (kg/jam).
4. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar udara maupun gas buang (T_{ci} , T_{co} , T_{hi} , T_{ho}).
5. Mengambil data perbedaan ketinggian cairan manometer U (Δz) untuk menghitung penurunan tekanan udara.
6. Mengulangi langkah 3-6 dengan variasi laju massa alir gas buang yaitu 46; 47; 48; dan 49 (kg/jam).
7. Mengulangi langkah (2-6) dengan mengatur laju massa alir gas buang sebesar 49 (kg/jam), dan memvariasikan laju massa alir udara sebesar 45; 46; 47; 48; dan 49 (kg/jam).
8. Mengulangi langkah 2 sampai 7 dengan memasang 4 *longitudinal fin* kemudian 8 *longitudinal fin* pada bagian luar *inner tube*.
9. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh pemasangan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*
10. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* dapat dilihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Diagram Alir Penelitian

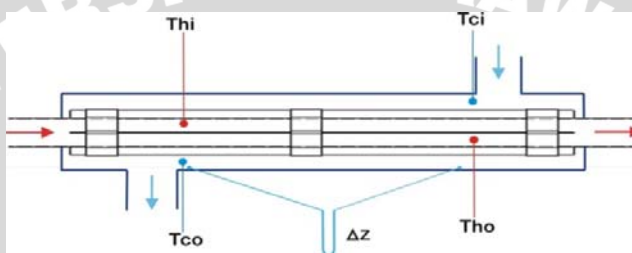
BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Pada pengujian pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* diukur data temperatur masuk dan keluar udara (T_{ci} dan T_{co}), temperatur masuk dan keluar gas buang (T_{hi} dan T_{ho}), 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 pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* dapat dilihat pada tabel 4.1 - tabel 4.6.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin*
(variasi laju massa alir gas buang)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	T_{ci} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{co} ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	T_{hi} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{ho} ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
49	46	84	45	287	243	4
49	46	84	46	288	241	4
49	47	87	47	289	240	4
49	48	89	48	290	239	4
49	48	91	49	293	236	4

Tabel 4.2 Data hasil pengujian *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin*
(variasi laju massa alir udara)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	Tci ($^{\circ}\text{C}$)	Tco ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	Thi ($^{\circ}\text{C}$)	Tho ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
45	50	100	49	300	245	2
46	50	101	49	302	246	2
47	51	102	49	303	246	3
48	51	102	49	303	245	4
49	51	102	49	304	246	4

Tabel 4.3 Data hasil pengujian *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*
(variasi laju massa alir gas buang)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	Tci ($^{\circ}\text{C}$)	Tco ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	Thi ($^{\circ}\text{C}$)	Tho ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
49	48	109	45	287	238	6
49	48	116	46	295	242	6
49	49	120	47	299	245	6
49	50	122	48	299	243	6
49	50	119	49	300	245	6

Tabel 4.4 Data hasil pengujian *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*
(variasi laju massa alir udara)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	Tci ($^{\circ}\text{C}$)	Tco ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	Thi ($^{\circ}\text{C}$)	Tho ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
45	50	113	49	303	250	5
46	50	114	49	303	250	5
47	51	115	49	304	250	5
48	51	113	49	304	249	6
49	50	110	49	304	249	6

Tabel 4.5 Data hasil pengujian *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	Tci ($^{\circ}\text{C}$)	Tco ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	Thi ($^{\circ}\text{C}$)	Tho ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
49	46	112	45	289	239	7
49	48	117	46	293	240	7
49	49	120	47	295	240	7
49	50	123	48	299	240	7
49	50	124	49	302	241	7

Tabel 4.6 Data hasil pengujian *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

Laju massa alir udara	Temperatur udara		Laju massa alir gas buang	Temperatur gas buang		ΔZ
Kg/jam	Tci ($^{\circ}\text{C}$)	Tco ($^{\circ}\text{C}$)	Kg/jam	Thi ($^{\circ}\text{C}$)	Tho ($^{\circ}\text{C}$)	(mmH ₂ O)
45	50	122	49	303	243	6
46	50	123	49	303	243	6
47	51	124	49	304	244	7
48	51	125	49	305	242	7
49	51	125	49	305	242	7

4.1.2 Contoh Perhitungan

Berikut ini adalah contoh perhitungan data pengujian *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin*, pada variasi laju massa alir udara 45 kg/jam dan laju massa alir gas buang 49 kg/jam.

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

Perhitungan laju perpindahan kalor didasarkan pada aliran udara, yang mana besar energi kalor dapat dinyatakan dengan :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{pers. 2-1})$$

Propertis dari kedua fluida dianalisis berdasarkan temperatur rata-rata (T_f) dari kedua fluida tersebut

Temperatur rata-rata udara (T_{fu})

$$T_{fu} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$= \frac{50+122}{2}$$

$$= 86^{\circ}\text{C} = 359^{\circ}\text{K}$$

Temperatur rata-rata gas buang (T_{feg})

$$T_{feg} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2}$$

$$= \frac{303+243}{2}$$

$$= 273^{\circ}\text{C} = 546^{\circ}\text{K}$$

Dengan melakukan interpolasi terhadap sifat-sifat udara pada lampiran 3 didapatkan sifat-sifat udara pada temperatur 359°C yaitu :

$$C_p = 1,014 - \left[(1,014 - 1,009) \left(\frac{400-359}{400-350} \right) \right]$$

$$= 1,0099 \text{ (kJ/kg.}^{\circ}\text{C)}$$

$$\rho = 0,8826 - \left[(0,8826 - 0,998) \left(\frac{400-359}{400-350} \right) \right]$$

$$= 0,977228 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\nu = 25,9 \cdot 10^{-6} - \left[(25,9 \cdot 10^{-6} - 20,76 \cdot 10^{-6}) \left(\frac{400-359}{400-350} \right) \right]$$

$$= 21,69 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$Pr = 0,689 - \left[(0,689 - 0,697) \left(\frac{400-359}{400-350} \right) \right]$$

$$= 0,69556$$

$$k = 0,03365 - \left[(0,03365 - 0,03003) \left(\frac{400-359}{400-350} \right) \right]$$

$$= 0,030682 \text{ (W/m.}^{\circ}\text{C)}$$

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

Perbedaan temperatur udara (ΔT)

$$\Delta T = T_{co} - T_{ci} = 122 - 50 = 72^{\circ}\text{C}$$

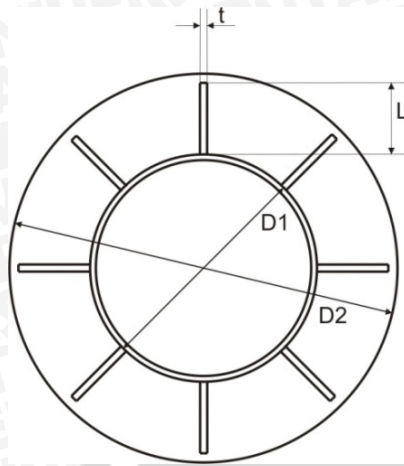
Maka besar laju perpindahan kalor adalah :

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

$$= 45 \text{ (kg/jam)} \cdot 1,0099 \text{ (kJ/kg.}^{\circ}\text{C)} \cdot 72(^{\circ}\text{C)}$$

$$= 3272,0760 \text{ (kJ/jam)}$$

Perhitungan diameter hidrolis dan kecepatan aliran udara didasarkan pada penampang melintang antara pipa dalam dan pipa luar sebagai berikut :



$$D1 = 31,75 \text{ mm} = 0,03175 \text{ m}$$

$$D2 = 54,3 \text{ mm} = 0,0543 \text{ m}$$

$$L = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$$

$$t = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m}$$

$$D_H = \frac{4 A_c}{P}$$

$$= \frac{4 \left[\left(\frac{1}{4} \pi d_2^2 \right) - \left(\frac{1}{4} \pi d_1^2 \right) - (8 \cdot L \cdot t) \right]}{\pi d_2 + (\pi d_1 - 8t) + (8(2L + t))}$$

$$= \frac{4 \left[\left(\frac{1}{4} \pi (0,0543)^2 \right) - \left(\frac{1}{4} \pi (0,03175)^2 \right) - ((8)(0,01)(0,001)) \right]}{\pi \cdot 0,0543 + (\pi \cdot 0,03175 - (8)(0,001)) + ((8)(2 \cdot 0,01 + 0,001))}$$

$$= 0,01342221 \text{ m}$$

Kecepatan aliran udara :

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

$$= \frac{\frac{45}{3600} \left(\frac{\text{kg}}{\text{detik}} \right)}{0,977228 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left[\left(\frac{1}{4} \pi 0,0543^2 \right) - \left(\frac{1}{4} \pi 0,03175^2 \right) \right] \left(\text{m}^2 \right)}$$

$$= 8,8582 \text{ m/s}$$

Angka Reynold udara (Re) :

$$Re = \frac{v \cdot D_H}{\nu} = \frac{v \cdot D_H}{\frac{\mu}{\rho}}$$

(pers. 2-6)

$$= \frac{8,8582 \text{ (m/s)} \cdot 0,01342221 \text{ (m)}}{21,69 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)}$$

$$= 5482,8323$$

Angka *Nusselt* (Nu)

$$f = (0,790 \ln \text{Re} - 1,64)^{-2} \quad (\text{pers. 2-11})$$

$$= (0,790 \ln 5482,823 - 1,64)^{-2}$$

$$= 0,037537352$$

$$\text{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}-1000) \text{Pr}}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{0,5}(\text{Pr}^{2/3}-1)}, \text{ dengan } \begin{pmatrix} 0,5 \leq \text{Pr} \leq 2000 \\ 3,10^3 < \text{Re} < 5,10^6 \end{pmatrix} \quad (\text{pers. 2-12})$$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{\left(\frac{0,037537352}{8}\right)(5482,8323-1000)0,69556}{1+12,7\left(\frac{0,037537352}{8}\right)^{0,5}(0,69556^{2/3}-1)} \\ &= 17,99589433 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi udara (h)

$$\begin{aligned} h &= \text{Nu} \frac{k}{d} \\ &= 17,99589433 \frac{0,030682 \text{ (W/m.C)}}{0,01342221 \text{ (m)}} \\ &= 41,13651511 \text{ (W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \end{aligned} \quad (\text{pers. 2-9})$$

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

Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan, sehingga energi kalor yang dilepas oleh fluida panas sama dengan energi kalor yang diterima oleh fluida dingin, besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{co} - T_{ci}) = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{pers. 2-1) dan (pers. 2-21)})$$

Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (ΔT_{lm}) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{pers. 2-22})$$

Untuk *counter flow heat exchanger* : $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \text{ (}^\circ\text{C)}$

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

Sehingga $\Delta T_1 = 303 - 122 = 181 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta T_2 = 243 - 50 = 193 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{181 - 193}{\ln\left(\frac{181}{193}\right)} = 186,9358 \text{ }^\circ\text{C}$$

Luas permukaan perpindahan kalor (A_s) :

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

$$\begin{aligned} A_{fin} &= (2 \cdot L \cdot p + t \cdot p) \Sigma f_{in} \\ &= (2 \cdot 0,01 \cdot 0,8 + 0,001 \cdot 0,8) \cdot 8 \\ &= 0,1344 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{unfin} &= (\pi D_1 \cdot p) - (\Sigma f_{in} \cdot t \cdot p) \\ &= (\pi \cdot 0,03175 \cdot 0,8) - (8 \cdot 0,001 \cdot 0,8) \\ &= 0,0734 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } A_s &= 0,1344 + 0,0734 \text{ (m}^2\text{)} \\ &= 0,2078 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U):

$$\begin{aligned} U &= \frac{\dot{Q}}{A_s \cdot \Delta T_{lm}} \\ U &= \frac{3272,0760 \text{ kJ/jam}}{(0,2078 \text{ m}^2)(186,9358 \text{ }^\circ\text{C})} \\ U &= 84,235 \text{ kJ/jam.m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

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

Besarnya penurunan tekanan udara didapatkan dari persamaan berikut :

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

Dengan $\rho_{man} = \rho_{air}$ pada temperatur 30°C yaitu $995,26 \text{ kg/m}^3$

ρ_{udara} diukur pada $T_{fu} = 0,977228 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

$$\Delta z = 6 \text{ mm H}_2\text{O} = 0,006 \text{ m H}_2\text{O}$$

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

$$\begin{aligned} \Delta P &= \rho_{man} \cdot g \cdot \Delta z - \rho_{udara} \cdot g \cdot \Delta z \\ &= (995,26 \cdot 9,81 \cdot 0,006) - (0,977228 \cdot 9,81 \cdot 0,006) \\ &= 58,52348 \text{ N/m}^2 = 58,52348 \text{ Pa} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Efektivitas**

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

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

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

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

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

Sehingga :

$$C_c = 45 \text{ kg/jam} \cdot 1,0099 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 45,4455 \text{ kJ/jam} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_h = 49 \text{ kg/jam} \cdot 1,0379 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} = 50,8585 \text{ kJ/jam} \cdot ^\circ\text{C}$$

Dalam kasus ini, $C_{\min}$ terjadi pada aliran udara (45,4455 kJ/jam. $^\circ\text{C}$)

Sehingga laju kalor maksimum adalah :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\max} &= C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 45,4455 \text{ kJ/jam} \cdot ^\circ\text{C} (303^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}) \\ &= 11497,7115 \text{ kJ/jam}\end{aligned}$$

Sedangkan besarnya perpindahan kalor nyata ($\dot{Q}$) adalah : 3272,0760 (kJ/jam)

Jadi besar efektivitas dari alat penukar kalor adalah :

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{3272,0760 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{jam}}\right)}{11497,7115 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{jam}}\right)} = 0,284585 = 28,4585 \%$$

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan untuk *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin* pada variasi laju masa alir gas buang dan udara dapat dilihat pada tabel 4.7 – tabel 4.9 berikut:

Tabel 4.7 Data Hasil Perhitungan tanpa Penambahan (0) *Longitudinal Fin*

variasi laju massa alir gas buang				Variasi laju massa alir udara			
ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)	ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
45	1877.2833	16.6946	39.0132	45	2269.9530	20.0000	19.5073
46	1877.2833	16.2657	39.0132	46	2366.8817	20.2381	19.5073
47	1976.3464	16.7597	39.0134	47	2418.4939	20.2381	29.2611
48	2025.9540	16.9421	39.0136	48	2469.9512	20.2381	39.0148
49	2124.9200	17.5510	39.0138	49	2521.4085	20.1581	39.0148

Tabel 4.8 Data Hasil Perhitungan dengan Penambahan 4 *Longitudinal Fin*

variasi laju massa alir gas buang				Variasi laju massa alir udara			
ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)	ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
45	3016.3494	27.0613	58.5225	45	2861.7908	24.9012	48.7691
46	3363.6540	28.5330	58.5229	46	2971.9680	25.2964	48.7691
47	3512.9203	28.8135	58.5233	47	3036.8768	25.2964	48.7692
48	3562.9272	28.9157	58.5235	48	3004.2720	24.5059	58.5229
49	3413.9648	27.6000	58.5233	49	2967.3420	23.6220	58.5227

Tabel 4.9 Data Hasil Perhitungan dengan Penambahan 8 *Longitudinal Fin*

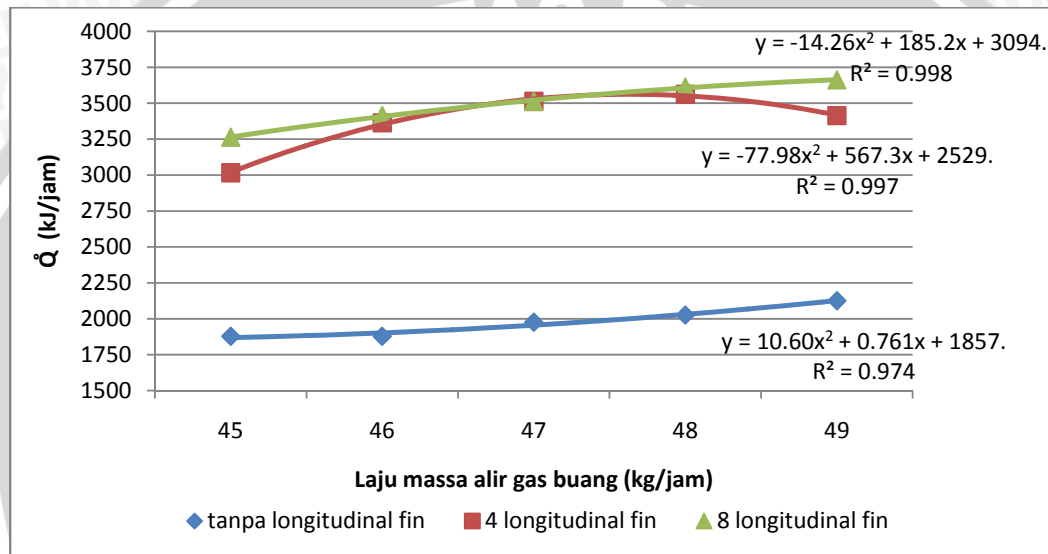
variasi laju massa alir gas buang				Variasi laju massa alir udara			
ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)	ṁ (kg/jam)	Q (kJ/jam)	ε (%)	ΔP (Pa)
45	3263.7528	28.7909	68.2763	45	3272.0760	28.4585	58.5235
46	3413.2886	29.2013	68.2768	46	3391.4121	28.8538	58.5236
47	3512.9203	29.2892	68.2772	47	3465.4816	28.8538	58.5237
48	3612.5912	29.3173	68.2775	48	3587.8752	29.1339	68.2777
49	3662.2600	29.3651	68.2776	49	3662.6226	29.1339	68.2777

4.2 Pembahasan

Hasil pengolahan data pada pengujian pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* ini dibuat dalam bentuk grafik sebagai berikut :

4.2.1 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Laju Perpindahan Kalor

Pengaruh laju massa alir gas buang terhadap laju perpindahan kalor dapat dijelaskan melalui gambar 4.2 dibawah ini :



Gambar 4.2 . Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang dengan laju perpindahan kalor

Gambar 4.2 menunjukkan hubungan antara laju massa alir gas buang terhadap laju perpindahan kalor pada *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin*. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal fin* akan membuat laju perpindahan kalor semakin meningkat dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Hal ini dikarenakan dengan penambahan *longitudinal fin* akan meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater*. Sesuai dengan persamaan 2-21, besarnya laju perpindahan kalor sebanding dengan luas permukaan perpindahan kalor (A_s), sehingga dengan semakin meningkatnya luas permukaan perpindahan kalor maka laju perpindahan kalor juga akan meningkat. Dari perhitungan didapatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* sebesar $0,0798 \text{ m}^2$ dan untuk *air heater* dengan penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin* berturut-turut sebesar $0,1438 \text{ m}^2$ dan $0,2078 \text{ m}^2$.

Sehingga dengan penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin* dapat meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor berturut-turut sebesar 80,2 % dan 160,4% dibandingkan dengan tanpa penambahan *longitudinal fin*.

Untuk variasi laju massa alir gas buang 47 kg/jam, laju perpindahan kalor dari *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* sebanding dengan laju perpindahan kalor dari *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin*. Hal ini dikarenakan pada laju massa alir tersebut, temperatur inlet gas buang pada 4 *longitudinal fin* lebih besar dibandingkan dengan pada 8 *longitudinal fin*, sehingga konduktivitas *thermal* gas buang meningkat, akibatnya besar koefisien perpindahan kalor konveksi gas buang juga meningkat. Dengan meningkatnya koefisien perpindahan kalor konveksi maka panas yang ditransfer oleh gas buang menjadi lebih besar. Sedangkan pada 8 *longitudinal fin* sekalipun koefisien perpindahan kalor konveksi gas buang lebih kecil namun luas permukaan perpindahan panas lebih besar, sehingga besar perpindahan kalor bisa sebanding dengan penambahan 4 *longitudinal fin*.

Peningkatan laju perpindahan kalor yang terjadi juga sebanding dengan kenaikan laju massa alir gas buang. Namun kenaikan ini tidak bisa berlangsung terus, setelah mencapai nilai maksimum laju perpindahan kalor akan menurun. Seperti yang terlihat pada laju perpindahan kalor *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*, nilai laju perpindahan kalor maksimum dicapai pada laju massa alir gas buang sebesar 48 kg/jam. Hal ini menunjukkan bahwa besar laju perpindahan kalor dari gas buang ke udara juga dipengaruhi oleh waktu kontak antara keduanya. Semakin tinggi laju massa alir gas buang dengan luas penampang aliran gas buang yang tetap dan massa jenis gas buang yang semakin menurun akibat kenaikan temperatur, akan mengakibatkan kecepatan gas buang bertambah sehingga waktu kontak akan berkurang. Hal ini sesuai dengan persamaan $\dot{m}_{\text{gas buang}} = \rho_{\text{gas buang}} \cdot v \cdot A$, atau $v = \frac{\dot{m}_{\text{gas buang}}}{\rho_{\text{gas buang}} \cdot A}$, yang mana besarnya kecepatan sebanding dengan laju massa alir dan berbanding terbalik dengan massa jenis dan luas penampang aliran. Dengan semakin sedikitnya waktu kontak antara gas buang dan udara maka panas yang ditransfer oleh gas buang menjadi lebih sedikit, hal ini ditunjukkan dengan menurunnya perbedaan temperatur antara gas buang masuk dan keluar. Akibatnya panas yang bisa diserap oleh udara juga menurun sehingga perbedaan temperatur udara masuk dan keluar juga menurun (ΔT udara) menurun. Dengan menurunnya ΔT udara maka akan menurunkan laju perpindahan kalor, sesuai dengan

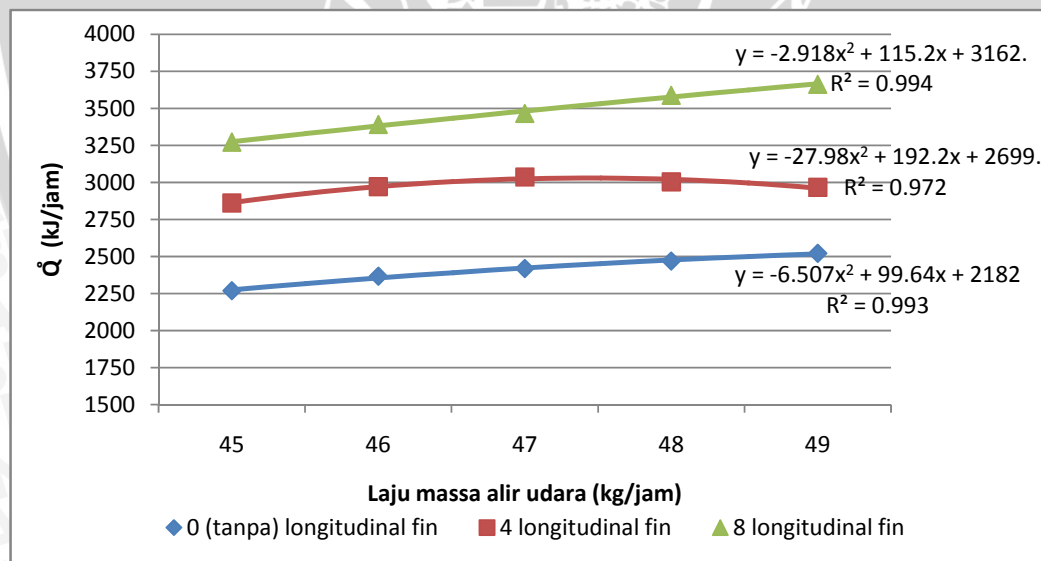
persamaan $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$, besarnya laju perpindahan kalor sebanding dengan perbedaan temperatur fluida masuk dan keluar (ΔT).

Pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* belum dicapai nilai laju perpindahan kalor maksimum. Hal ini dikarenakan meskipun kecepatan gas buang meningkat, namun kecepatan udara tidak mengalami kenaikan seperti pada penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin* akibat penurunan besar diameter hidrolis. Sehingga pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin*, waktu kontak antara fluida panas dan fluida dingin hanya dipengaruhi oleh kecepatan gas buang saja.

Pada penambahan 8 *longitudinal fin* juga belum dicapai nilai laju perpindahan kalor maksimum karena sekalipun kecepatan gas buang dan udara meningkat, namun luas permukaan perpindahan kalor juga meningkat yaitu sebesar 44,51% dibanding dengan *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*. Sehingga kalor yang bisa diserap udara (ΔT udara) masih terus meningkat.

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 4.3 dibawah ini :



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

Gambar 4.3 menunjukkan hubungan antara laju massa alir udara terhadap laju perpindahan kalor pada *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin*. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal*

fin akan membuat laju perpindahan kalor semakin meningkat dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Hal ini dikarenakan dengan penambahan *longitudinal fin* akan meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater*. Sesuai dengan persamaan 2-21, besarnya laju perpindahan kalor sebanding dengan luas permukaan perpindahan kalor (A_s), sehingga dengan semakin meningkatnya luas permukaan perpindahan kalor maka laju perpindahan kalor juga akan meningkat. Dari perhitungan didapatkan luas permukaan perpindahan kalor *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* sebesar $0,0798 \text{ m}^2$ dan untuk *air heater* dengan penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin* berturut-turut sebesar $0,1438 \text{ m}^2$ dan $0,2078 \text{ m}^2$. Sehingga dengan penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin* dapat meningkatkan luas permukaan perpindahan kalor berturut-turut sebesar 80,2 % dan 160,4% dibandingkan dengan tanpa penambahan *longitudinal fin*.

Peningkatan laju perpindahan kalor juga sebanding dengan peningkatan laju massa alir udara. Namun peningkatan ini tidak bisa berlangsung terus, setelah mencapai nilai maksimum laju perpindahan kalor akan menurun. Seperti yang terlihat pada laju perpindahan kalor *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*. Laju perpindahan kalor maksimum dicapai pada laju massa alir udara 47 kg/jam yaitu sebesar 3036,8768 kJ/jam. Setelah itu seiring dengan kenaikan laju massa alir udara, laju perpindahan kalor justru mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara maka kecepatan udara juga akan semakin meningkat sehingga waktu kontak antara udara dan gas buang semakin berkurang. Hal ini mengakibatkan panas yang diserap oleh udara menjadi menurun, akibatnya perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT udara) juga mengalami penurunan. Dengan menurunnya ΔT maka laju perpindahan kalor juga menurun, sesuai dengan persamaan laju perpindahan kalor $\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$, laju perpindahan kalor sebanding dengan ΔT , dan meskipun terjadi kenaikan laju massa alir udara, namun penurunan perbedaan temperatur yang terjadi cukup besar sehingga laju perpindahan kalor mengalami penurunan.

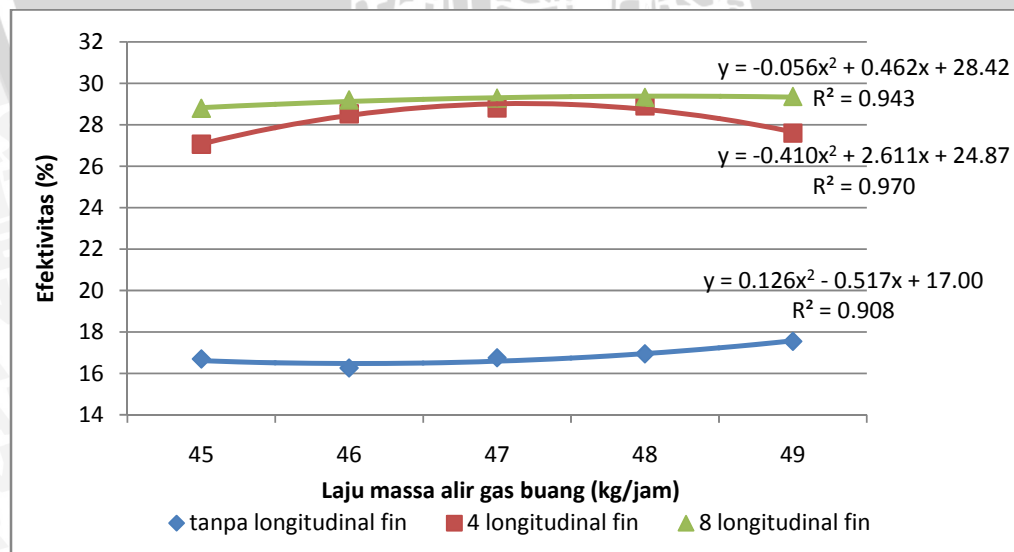
Sedangkan pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* belum dicapai nilai laju perpindahan kalor maksimum. Hal ini dikarenakan kenaikan kecepatan udara hanya diakibatkan oleh kenaikan laju massa alir dan tidak ada penambahan kenaikan kecepatan akibat penurunan besar diameter hidrolis seperti pada penambahan 4 dan 8 *longitudinal fin*. Sehingga panas yang mampu diserap oleh udara belum mengalami penurunan.

Pada penambahan 8 *longitudinal fin* juga belum dicapai nilai laju perpindahan kalor maksimum karena sekalipun kecepatan udara meningkat, namun luas permukaan perpindahan kalor juga meningkat yaitu sebesar 44,51% dibanding dengan *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*. Sehingga kalor yang bisa diserap oleh udara menjadi lebih tinggi, akibatnya perbedaan temperatur antara udara masuk dan keluar (ΔT udara) belum mengalami penurunan.

Untuk *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* pada variasi laju massa alir udara, laju perpindahan kalor yang terjadi lebih rendah jika dibandingkan dengan laju perpindahan kalor pada variasi laju massa alir gas buang. Hal ini dikarenakan pada variasi laju massa alir udara, gas buang mengalir dengan laju massa alir tertinggi yaitu 49 kg/jam sehingga kecepatan dari gas buang juga meningkat. Dengan meningkatnya kecepatan gas buang maka waktu kontak antara udara dan gas buang juga berkurang, akibatnya panas yang bisa diserap oleh udara juga berkurang. Hal ini juga sesuai dengan laju perpindahan kalor *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* pada variasi laju massa alir gas buang, didapatkan bahwa pada laju massa alir gas buang 49 kg/jam laju perpindahan kalor mengalami penurunan dibandingkan dengan laju perpindahan kalor pada laju massa alir gas buang 48 kg/jam.

4.2.3 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Efektivitas *Air Heater*

Pengaruh laju massa alir gas buang terhadap efektivitas *air heater* dapat dijelaskan melalui gambar 4.4 dibawah ini :



Gambar 4.4. Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang dengan efektivitas *air heater*

Gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara laju massa alir gas buang terhadap efektivitas *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin*. Dari grafik dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal fin* maka efektivitas dari *air heater* akan mengalami peningkatan dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Berdasarkan persamaan 2-23, dapat diketahui bahwa nilai efektivitas berbanding lurus dengan laju perpindahan kalor nyata. Dan pada *air heater* dengan penambahan *longitudinal fin*, 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*.

Selain itu juga dapat diketahui bahwa pada laju massa alir gas buang 47 kg/jam, nilai efektivitas *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* mendekati nilai efektivitas *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin*. Hal ini dikarenakan pada laju massa alir tersebut, besar laju perpindahan kalor nyata dari *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* dan 8 *longitudinal fin* memiliki besar yang sebanding.

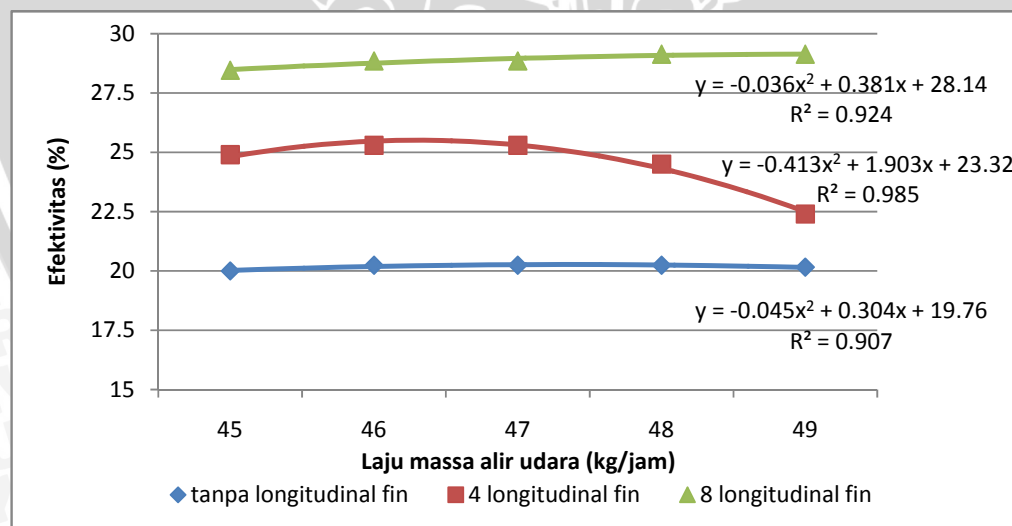
Peningkatan efektivitas *air heater* juga sebanding dengan peningkatan laju massa alir gas buang, namun hal ini tidak berlangsung terus, setelah mencapai nilai efektivitas maksimum, dengan semakin meningkatnya laju massa alir gas buang, efektivitas dari *air heater* justru mengalami penurunan. Seperti yang terlihat pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*, efektivitas maksimum dicapai pada laju massa alir gas buang 48 kg/jam yaitu sebesar 28,9157 %. Setelah itu efektivitas mengalami penurunan, hal ini dikarenakan pada laju massa alir gas buang 49 kg/jam, kapasitas kalor gas buang ($C = (\dot{m}.C_p)_{\text{gas buang}}$) semakin meningkat hingga lebih besar dibandingkan dengan kapasitas kalor udara ($C = (\dot{m}.C_p)_{\text{udara}}$). Sehingga kapasitas kalor minimum ($C_{\min}$) yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan kalor maksimum menggunakan C udara. Untuk menghitung laju perpindahan kalor nyata juga menggunakan C udara, maka besar efektivitas *air heater* hanya dipengaruhi oleh perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT_{udara}) dan perbedaan temperatur *inlet* gas buang dan udara. Pada laju massa alir gas buang 49 kg/jam, perbedaan temperatur masuk dan keluar (ΔT) udara mengalami penurunan seperti yang dijelaskan pada pembahasan sebelumnya. Sementara besar perbedaan temperatur *inlet* gas buang dan udara memiliki nilai yang relatif konstan. Sehingga sesuai dengan persamaan efektivitas diatas maka besar efektivitas *air*

heater akan mengalami penurunan seiring dengan peningkatan laju massa alir gas buang setelah mencapai nilai maksimum.

Sedangkan pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* dan dengan penambahan 8 *longitudinal fin* belum dicapai nilai efektivitas maksimum. Hal ini dikarenakan belum dicapainya penurunan perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT_{udara}). Pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* tidak terjadi penambahan kecepatan udara akibat menurunnya besar diameter hidrolis, jadi peningkatan kecepatan belum mencapai batas maksimum, sehingga panas yang bisa diserap udara masih meningkat. Sedangkan pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* juga belum dicapai nilai maksimum. Hal ini dikarenakan luas permukaan perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*. Oleh karenanya udara yang lewat meskipun dengan kecepatan yang meningkat namun permukaan yang memanasi lebih besar, akibatnya panas yang diserap juga lebih besar. Sehingga belum terjadi penurunan (ΔT_{udara}), yang berarti juga belum dicapai nilai efektivitas maksimum.

4.2.4 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. Garafik 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 penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin*. Dapat dilihat bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal fin* maka efektivitas dari

air heater akan mengalami peningkatan dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Berdasarkan persamaan 2-23, dapat diketahui bahwa nilai efektivitas berbanding lurus dengan laju perpindahan kalor nyata. Dan pada *air heater* dengan penambahan *longitudinal fin*, 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*.

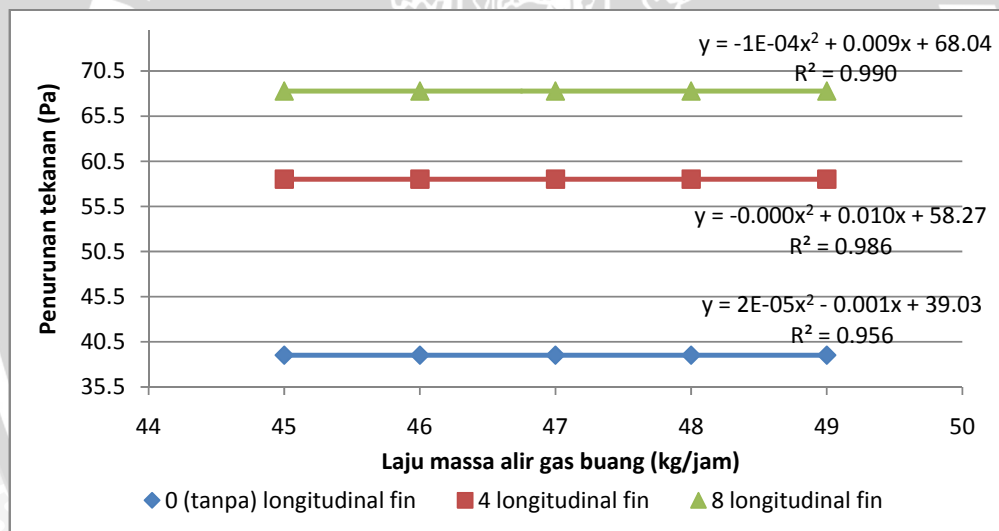
Peningkatan efektivitas *air heater* juga sebanding dengan peningkatan laju massa alir udara, namun hal ini tidak berlangsung terus, setelah mencapai nilai efektivitas maksimum, dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara, efektivitas dari *air heater* justru mengalami penurunan. Seperti yang terlihat pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*, efektivitas maksimum dicapai pada laju massa alir udara 47 kg/jam yaitu sebesar 25,2964 %. Setelah itu efektivitas mengalami penurunan, hal ini dikarenakan kapasitas kalor fluida minimum ($C_{\min} = \dot{m}.C_p$) yang digunakan adalah kapasitas kalor udara ($C_{\min} = (\dot{m}.C_p)_{\text{udara}}$) yang mana seiring dengan peningkatan laju massa alir udara maka besar $C_{\min}$ juga meningkat. Sementara untuk menghitung laju perpindahan kalor nyata juga digunakan kapasitas kalor udara. Maka besarnya efektivitas hanya dipengaruhi oleh perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT_{udara}) dan perbedaan temperatur *inlet* gas buang dan udara. Dengan semakin meningkatnya laju massa alir udara maka kecepatan udara akan meningkat sesuai dengan persamaan $v = \frac{\dot{m}}{\rho.A}$. Dan dengan semakin meningkatnya kecepatan udara maka waktu kontak antara udara dan gas buang akan semakin berkurang. Akibatnya panas yang bisa diserap oleh udara juga berkurang sehingga terjadi penurunan perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT_{udara}). Dengan turunnya ΔT_{udara} maka besar laju perpindahan kalor nyata juga mengalami penurunan. Sementara besar perbedaan temperatur *inlet* gas buang dan udara memiliki nilai yang relatif konstan. Sehingga sesuai dengan persamaan efektivitas diatas maka besar efektivitas *air heater* akan mengalami penurunan seiring dengan peningkatan laju massa alir udara setelah mencapai nilai maksimum.

Besarnya efektivitas *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* dan dengan penambahan 8 *longitudinal fin* belum dicapai nilai maksimum. Hal ini dikarenakan belum dicapainya penurunan perbedaan temperatur udara masuk dan keluar (ΔT_{udara}). Yang mana sekalipun terjadi peningkatan kecepatan udara akibat kenaikan laju massa

alir udara, namun pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* tidak terjadi penambahan kecepatan udara akibat menurunnya besar diameter hidrolis, jadi peningkatan kecepatan belum mencapai batas maksimum, sehingga panas yang bisa diserap udara masih meningkat. Sedangkan pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* juga belum dicapai nilai maksimum. Hal ini dikarenakan luas permukaan perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin*. Oleh karenanya udara yang lewat meskipun dengan kecepatan yang meningkat namun permukaan yang memanasi lebih besar, akibatnya panas yang diserap juga lebih besar. Sehingga belum terjadi penurunan ΔT_{udara} yang berarti juga belum dicapai nilai efektivitas maksimum.

4.2.5 Pengaruh Laju Massa Alir Gas Buang Terhadap Penurunan Tekanan

Pengaruh laju massa alir gas buang terhadap penurunan tekanan dapat dijelaskan melalui gambar 4.6 dibawah ini :



Gambar 4.6. Grafik hubungan antara laju massa alir gas buang terhadap penurunan tekanan

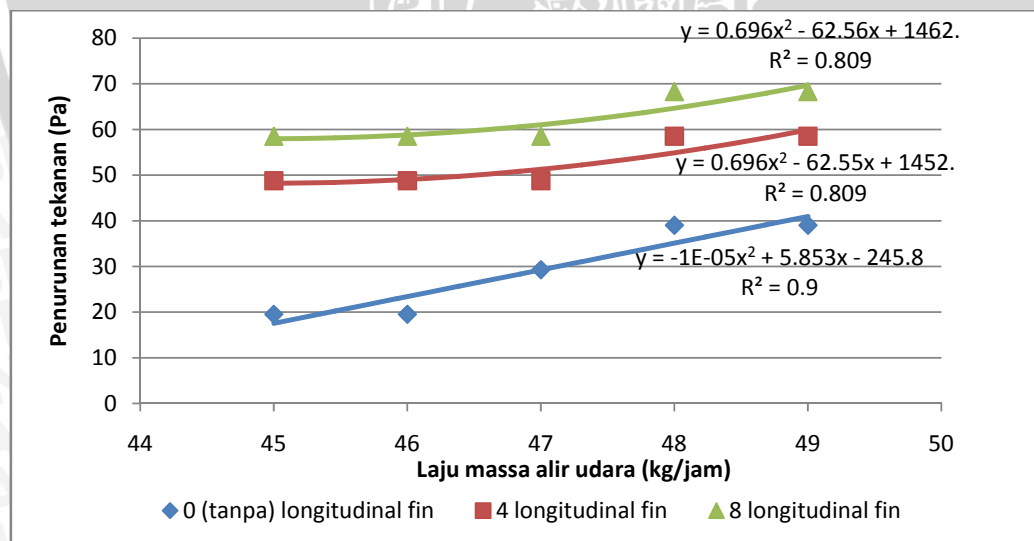
Gambar 4.6 menunjukkan hubungan antara laju massa alir gas buang terhadap penurunan tekanan pada *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal fin*. Dari grafik dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal fin* maka penurunan tekanan yang terjadi akan mengalami peningkatan dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Hal ini terjadi karena pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* besarnya penurunan tekanan hanya disebabkan oleh *major losses*, sehingga penurunan tekanan yang terjadi akan lebih kecil dibandingkan dengan *air heater* dengan penambahan *longitudinal fin* karena penurunan

tekanan disebabkan oleh *minor losses* dan *major losses*. Selain itu dengan penambahan *longitudinal fin*, besar diameter hidrolis mengalami penurunan sehingga kecepatan udara mengalami kenaikan, dengan semakin meningkatnya kecepatan udara maka *losses* yang terjadi juga akan meningkat sesuai dengan persamaan 2-30 dan 2-32. Dari 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.

Dari grafik juga dapat diketahui bahwa seiring dengan kenaikan laju massa alir gas buang maka penurunan tekanan yang terjadi akan mengalami kenaikan meskipun sangat kecil. Kenaikan yang sangat kecil ini disebabkan karena laju massa alir udara yang tetap. Sehingga kenaikan penurunan tekanan hanya dipengaruhi oleh penurunan massa jenis akibat temperatur udara yang meningkat. Dengan penurunan massa jenis udara maka kecepatan udara akan meningkat sesuai dengan persamaan $v = \frac{\dot{m}_{udara}}{\rho_{udara} \cdot A}$. Namun peningkatan kecepatan ini tidak terlalu besar sehingga kenaikan penurunan tekanan juga relatif kecil.

4.2.6 Pengaruh Laju Massa Alir Udara Terhadap Penurunan Tekanan

Pengaruh laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan dapat dijelaskan melalui gambar 4.7 dibawah ini :



Gambar 4.7 Grafik hubungan antara laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan

Gambar 4.7 menunjukkan hubungan antara laju massa alir udara terhadap penurunan tekanan pada *air heater* dengan penambahan 0 (tanpa), 4, dan 8 *longitudinal*

fin. Dari grafik dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *longitudinal fin* maka penurunan tekanan yang terjadi akan mengalami peningkatan dibandingkan dengan yang tanpa menggunakan *longitudinal fin* (0). Hal ini terjadi karena pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* besarnya penurunan tekanan hanya disebabkan oleh *major losses*, sehingga penurunan tekanan yang terjadi akan lebih kecil dibandingkan dengan *air heater* dengan penambahan *longitudinal fin* karena penurunan tekanan disebabkan oleh *minor losses* dan *major losses*. Selain itu dengan penambahan *longitudinal fin*, besar diameter hidrolis mengalami penurunan sehingga kecepatan udara mengalami kenaikan, dengan semakin meningkatnya kecepatan udara maka *losses* yang terjadi juga akan meningkat sesuai dengan persamaan 2-30 dan 2-32. Dari 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.

Dari grafik juga dapat diketahui 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 $v = \frac{m_{udara}}{\rho_{udara} \cdot A}$. Dengan meningkatnya kecepatan udara maka *losses* yang terjadi akan semakin besar akibatnya penurunan tekanan juga akan semakin besar pula.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian pengaruh penambahan *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater* dapat disimpulkan bahwa :

- Penambahan *longitudinal fin* akan meningkatkan laju perpindahan kalor, efektivitas, dan penurunan tekanan dari *air heater* dibandingkan dengan yang tidak menggunakan *longitudinal fin*.
- Semakin meningkatnya laju massa alir fluida akan meningkatkan laju perpindahan kalor dan efektivitas dari *air heater* hingga nilai tertentu dan kemudian akan mengalami penurunan.
- Laju perpindahan kalor tertinggi terjadi pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* yaitu sebesar 3662,6226 kJ/jam pada variasi laju massa alir udara sebesar 49 kg/jam.
- Efektivitas tertinggi terjadi pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* yaitu sebesar 29.3651 % pada variasi laju massa alir gas buang sebesar 49 kg/jam
- Penurunan tekanan tertinggi terjadi pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* yaitu sebesar 68,2777 Pa pada variasi laju massa alir udara sebesar 49 kg/jam.

5.2 Saran

Dari hasil penelitian ini dapat dilanjutkan pengujian dengan berbagai variasi yang lain serta terdapat saran-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 lebar dan tebal *longitudinal fin* terhadap *characteristic of performance* dari alat penukar kalor.
- Dapat dilanjutkan penelitian dengan menggunakan *longitudinal fin* bergelombang atau dengan variasi profil penampang (trapezoida dan parabola).

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 Tanks*. Lleida, Spain. <http://www.icrepq.com/icrepq06/253-CASTELL.pdf>. (diakses 29 september 2009).
- 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.
- UNEP. 2006. *Pedoman Efisiensi Energi untuk Industri di Asia*. India: UNEP. [http://www.energyefficiencyasia.org/docs/ee_modules/indo/Chapter%20-%20Waste%20heat%20recovery%20\(Bahasa%20Indonesia\).pdf](http://www.energyefficiencyasia.org/docs/ee_modules/indo/Chapter%20-%20Waste%20heat%20recovery%20(Bahasa%20Indonesia).pdf). (diakses 27 September 2009).

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN



Lampiran 1. Data Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U) dan Beda Temperatur Logaritmik (ΔT_{lm})

Hasil perhitungan tanpa penambahan (0) *longitudinal fin*

variasi laju massa alir gas buang			Variasi laju massa alir udara		
$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)	$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)
45	117.6383	199.9850	45	144.0421	197.4895
46	117.9443	199.4662	46	149.4361	198.4895
47	125.4260	197.4658	47	153.0839	197.9848
48	129.5639	195.9575	48	156.7412	197.4793
49	136.6190	194.9162	49	159.2004	198.4794

Hasil perhitungan dengan penambahan 4 *longitudinal fin*

variasi laju massa alir gas buang			Variasi laju massa alir udara		
$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)	$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)
45	114.0433	183.9348	45	102.0823	194.9573
46	125.4927	186.3994	46	106.2899	194.4481
47	130.3817	187.3715	47	108.8864	193.9570
48	134.0164	184.8846	48	107.4282	194.4790
49	126.3438	187.9131	49	105.0220	196.4894

Hasil perhitungan dengan penambahan 8 *longitudinal fin*

variasi laju massa alir gas buang			Variasi laju massa alir udara		
$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)	$\dot{m}$ (kg/jam)	U (kJ/jam.m ² °C)	ΔT_{lm} (°C)
45	84.9529	184.8846	45	84.2350	186.9358
46	89.3287	183.8840	46	87.5467	186.4245
47	92.4392	182.8834	47	89.4587	186.4245
48	95.0477	182.9107	48	93.1071	185.4456
49	95.5640	184.4236	49	95.0468	185.4456

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

A. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^o	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
45	287	243	44	538	0.6573	1.036872	0.68	4.28E-05	0.042827	0.000714	0.09472	0.03015	26.63679	18766.5	51.69365	73.4293289
46	288	241	47	537.5	0.6579	1.036775	0.68	4.27E-05	0.042795	0.000714	0.09472	0.03015	27.20285	19194.1	52.63401	74.7088749
47	289	240	49	537.5	0.6579	1.036775	0.68	4.27E-05	0.042795	0.000714	0.09472	0.03015	27.79422	19611.4	53.54741	76.0053594
48	290	239	51	537.5	0.6579	1.036775	0.68	4.27E-05	0.042795	0.000714	0.09472	0.03015	28.38558	20028.7	54.45694	77.2963383
49	293	236	57	537.5	0.6579	1.036775	0.68	4.27E-05	0.042795	0.000714	0.09472	0.03015	28.97695	20445.9	55.36268	78.5819488

B. Sifat-sifat udara pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^o	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
49	46	84	38	338	1.0411	1.00821	0.6996	1.95E-05	0.02912	0.001524	0.27033	0.02255	8.57891	9898.81	29.56743	38.1825002
49	46	84	38	338	1.0411	1.00821	0.6996	1.95E-05	0.02912	0.001524	0.27033	0.02255	8.57891	9898.81	29.56743	38.1825002
49	47	87	40	340	1.0339	1.00834	0.6992	1.97E-05	0.029272	0.001524	0.27033	0.02255	8.63846	9865.15	29.47745	38.2644739
49	48	89	41	341.5	1.0285	1.00844	0.6989	1.99E-05	0.029386	0.001524	0.27033	0.02255	8.68366	9840.97	29.41251	38.328483
49	48	91	43	342.5	1.0249	1.00851	0.6987	2E-05	0.029462	0.001524	0.27033	0.02255	8.71406	9825.35	29.37042	38.3723586

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

C. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

m ³	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
49	300	245	55	545.5	0.6479	1.038327	0.68	4.38E-05	0.04331	0.000714	0.09472	0.03015	29.42418	20272.6	54.98696	78.9882628
49	302	246	56	547	0.6461	1.038618	0.68	4.4E-05	0.043407	0.000714	0.09472	0.03015	29.50957	20242.1	54.9207	79.0690451
49	303	246	57	547.5	0.6454	1.038715	0.68	4.4E-05	0.043439	0.000714	0.09472	0.03015	29.53815	20232.1	54.8989	79.0962943
49	303	245	58	547	0.6461	1.038618	0.68	4.4E-05	0.043407	0.000714	0.09472	0.03015	29.50957	20242.1	54.9207	79.0690451
49	304	246	58	548	0.6448	1.038812	0.68	4.41E-05	0.043471	0.000714	0.09472	0.03015	29.56678	20222.1	54.87724	79.1237042

D. Sifat-sifat udara pada *air heater* tanpa penambahan *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

m ³	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
45	50	100	50	348	1.0052	1.008868	0.6974	2.06E-05	0.029878	0.001524	0.27033	0.02255	8.15982	8950.83	27.21806	36.0635108
46	50	101	51	348.5	1.0034	1.008901	0.6973	2.06E-05	0.029916	0.001524	0.27033	0.02255	8.356063	9143.54	27.68982	36.7351218
47	51	102	51	349.5	0.9998	1.008967	0.6971	2.07E-05	0.029992	0.001524	0.27033	0.02255	8.568357	9329.94	28.14092	37.4281774
48	51	102	51	349.5	0.9998	1.008967	0.6971	2.07E-05	0.029992	0.001524	0.27033	0.02255	8.750662	9528.45	28.62293	38.0692598
49	51	102	51	349.5	0.9998	1.008967	0.6971	2.07E-05	0.029992	0.001524	0.27033	0.02255	8.932967	9726.95	29.10197	38.7063998

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

E. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^l	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
45	287	238	49	535.5	0.6604	1.036387	0.68	4.25E-05	0.042666	0.000714	0.09472	0.03015	26.51075	18819.3	51.80998	73.3179065
46	295	242	53	541.5	0.6529	1.037551	0.68	4.32E-05	0.043053	0.000714	0.09472	0.03015	27.41117	19110.7	52.4509	74.8971012
47	299	245	54	545	0.6486	1.03823	0.68	4.37E-05	0.043278	0.000714	0.09472	0.03015	28.19599	19455.1	53.20566	76.3726179
48	299	243	56	544	0.6498	1.038036	0.68	4.36E-05	0.043214	0.000714	0.09472	0.03015	28.74051	19889.4	54.15383	77.6179697
49	300	245	55	545.5	0.6479	1.038327	0.68	4.38E-05	0.04331	0.000714	0.09472	0.03015	29.42418	20272.6	54.98696	78.9882628

F. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^l	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
49	48	109	61	351.5	0.9945	1.00915	0.6968	2.09E-05	0.030139	0.001484	0.35033	0.016944	9.222229	7471.51	23.45773	41.7248813
49	48	116	68	355	0.9865	1.0095	0.6962	2.13E-05	0.030392	0.001484	0.35033	0.016944	9.297749	7405.3	23.27601	41.749741
49	49	120	71	357.5	0.9807	1.00975	0.6958	2.15E-05	0.030573	0.001484	0.35033	0.016944	9.352453	7359.96	23.15111	41.7730292
49	50	122	72	359	0.9772	1.0099	0.6956	2.17E-05	0.030682	0.001484	0.35033	0.016944	9.385586	7333.51	23.07809	41.7891821
49	50	119	69	357.5	0.9807	1.00975	0.6958	2.15E-05	0.030573	0.001484	0.35033	0.016944	9.352453	7359.96	23.15111	41.7730292

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

G. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

n ^o	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
49	303	254	49	551.5	0.6407	1.039677	0.68	4.46E-05	0.04369	0.000714	0.09472	0.03015	29.75747	20138.9	54.69655	79.2595605
49	303	254	49	551.5	0.6407	1.039677	0.68	4.46E-05	0.04369	0.000714	0.09472	0.03015	29.75747	20138.9	54.69655	79.2595605
49	304	254	50	552	0.6401	1.039836	0.68	4.46E-05	0.04372	0.000714	0.09472	0.03015	29.78276	20124.4	54.66503	79.2680963
49	304	252	52	551	0.6412	1.039518	0.68	4.45E-05	0.04366	0.000714	0.09472	0.03015	29.73223	20153.5	54.72823	79.2511907
49	304	251	53	550.5	0.6418	1.039359	0.68	4.44E-05	0.04363	0.000714	0.09472	0.03015	29.70702	20168.1	54.76006	79.2429872

H. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan penambahan 4 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

n ^o	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
45	50	113	63	354.5	0.9876	1.00945	0.6963	2.12E-05	0.030356	0.001484	0.35033	0.016944	8.528771	6809.29	21.69798	38.8729151
46	50	114	64	355	0.9865	1.0095	0.6962	2.13E-05	0.030392	0.001484	0.35033	0.016944	8.728499	6951.91	22.07871	39.6021675
47	51	115	64	356	0.9842	1.0096	0.696	2.14E-05	0.030464	0.001484	0.35033	0.016944	8.939163	7085.46	22.43155	40.3309072
48	51	113	62	355	0.9865	1.0095	0.6962	2.13E-05	0.030392	0.001484	0.35033	0.016944	9.107999	7254.17	22.87962	41.038754
49	50	110	60	353	0.9911	1.0093	0.6965	2.11E-05	0.030247	0.001484	0.35033	0.016944	9.254444	7442.74	23.37885	41.734419

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

I. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^l	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
45	289	239	50	537	0.6586	1.036678	0.68	4.27E-05	0.042763	0.000714	0.09472	0.03015	26.58623	18787.4	51.73975	73.3843043
46	293	240	53	539.5	0.6554	1.037163	0.68	4.3E-05	0.042924	0.000714	0.09472	0.03015	27.30661	19151.9	52.54132	74.8017558
47	295	240	55	540.5	0.6542	1.037357	0.68	4.31E-05	0.042988	0.000714	0.09472	0.03015	27.95355	19547.1	53.40683	76.1480391
48	299	240	59	542.5	0.6517	1.037745	0.68	4.34E-05	0.043117	0.000714	0.09472	0.03015	28.65782	19920.5	54.22158	77.5413616
49	302	241	61	544.5	0.6492	1.038133	0.68	4.36E-05	0.043246	0.000714	0.09472	0.03015	29.36752	20293.3	55.03186	78.9352129

J. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir gas buang)

m ^l	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	°C	°C	°C	°K	kg/m ³	kJ/kg °C		m ² /s	W/m °C	m ²	m	m	m/s			W/m ² . °C
49	46	112	66	352	0.9934	1.0092	0.6967	2.1E-05	0.030175	0.001444	0.43033	0.013422	9.488701	6074.68	19.69164	44.2692709
49	48	117	69	355.5	0.9853	1.00955	0.6961	2.13E-05	0.030428	0.001444	0.43033	0.013422	9.566494	6021.15	19.53481	44.2854869
49	49	120	71	357.5	0.9807	1.00975	0.6958	2.15E-05	0.030573	0.001444	0.43033	0.013422	9.611522	5991.73	19.4483	44.299182
49	50	123	73	359.5	0.9761	1.00995	0.6955	2.17E-05	0.030718	0.001444	0.43033	0.013422	9.656977	5963.12	19.36399	44.3160526
49	50	124	74	360	0.9749	1.01	0.6954	2.18E-05	0.030754	0.001444	0.43033	0.013422	9.668407	5956.09	19.34325	44.3207624

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

K. Sifat-sifat gas buang pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

m	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	hi
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{K}$	kg/m^3	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$		m^2/s	$\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$	m^2	m	m	m/s			$\text{W/m}^2. ^{\circ}\text{C}$
49	303	253	50	551	0.6412	1.039518	0.68	4.45E-05	0.04366	0.000714	0.09472	0.03015	29.73223	20153.5	54.72823	79.2511907
49	303	253	50	551	0.6412	1.039518	0.68	4.45E-05	0.04366	0.000714	0.09472	0.03015	29.73223	20153.5	54.72823	79.2511907
49	304	254	50	552	0.6401	1.039836	0.68	4.46E-05	0.04372	0.000714	0.09472	0.03015	29.78276	20124.4	54.66503	79.2680963
49	305	250	55	550.5	0.6418	1.039359	0.68	4.44E-05	0.04363	0.000714	0.09472	0.03015	29.70702	20168.1	54.76006	79.2429872
49	305	250	55	550.5	0.6418	1.039359	0.68	4.44E-05	0.04363	0.000714	0.09472	0.03015	29.70702	20168.1	54.76006	79.2429872

L. Sifat-sifat udara pada *air heater* dengan penambahan 8 *longitudinal fin* (variasi laju massa alir udara)

m	Thi	Tho	ΔT	Tf	ρ	Cp	Pr	v	k	Ac	P	Dh	v	Re	Nu	ho
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{K}$	kg/m^3	$\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$		m^2/s	$\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$	m^2	m	m	m/s			$\text{W/m}^2. ^{\circ}\text{C}$
45	50	122	72	359	0.9772	1.0099	0.6956	2.17E-05	0.030682	0.001444	0.43033	0.013422	8.858179	5482.83	17.99589	41.1365151
46	50	123	73	359.5	0.9761	1.00995	0.6955	2.17E-05	0.030718	0.001444	0.43033	0.013422	9.065733	5598.03	18.32711	41.9430603
47	51	124	73	360.5	0.9738	1.01005	0.6953	2.18E-05	0.03079	0.001444	0.43033	0.013422	9.284769	5706.3	18.63512	42.7484879
48	51	125	74	361	0.9726	1.0101	0.6952	2.19E-05	0.030826	0.001444	0.43033	0.013422	9.493568	5820.92	18.95996	43.544793
49	51	125	74	361	0.9726	1.0101	0.6952	2.19E-05	0.030826	0.001444	0.43033	0.013422	9.69135	5942.19	19.30218	44.3307691

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/m ³	c_p , kJ/kg · °C	μ , kg/m · s × 10 ⁵	ν , m ² /s × 10 ⁶	k , W/m · °C	α , m ² /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.

Lampiran 4. Alat- alat penelitian



Gambar A. *Inner Tube* dengan Penambahan *Longitudinal Fin*



Gambar B. *Outer Tube* yang telah Diisolasi



Gambar C. Mesin Bensin



Gambar D. Instalasi Penelitian

Lampiran 5. Surat Keterangan Telah Melakukan Penelitian di Laboratorium Motor Bakar
Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya



DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN
LABORATORIUM MOTOR BAKAR
Jl. Mayjen Haryono 167 Malang 65145 Telp. 0341-554291 pes.222
motorbakar_mesinub@yahoo.com



SURAT KETERANGAN

No : 010/I/Lab MB/2010

Yang bertanda tangan dibawah ini menerangkan bahwa :

No.	Nama	NIM	Jurusan
1.	Siti Alifah	0510620092	Teknik Mesin

dari Universitas Brawijaya Malang.

Telah melakukan pengujian dalam rangka penyelesaian Skripsi dengan judul
Pengaruh Penambahan *Longitudinal Fin* Terhadap *Characteristic of Performance*
dari *Air Heater* yang dilaksanakan pada tanggal 14-18 Desember 2009 di Laboratorium
Motor Bakar Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

Demikian surat keterangan yang kami buat supaya digunakan sebaik-baiknya.

Malang, 20 Januari 2010

Mengetahui,

Ka. Lab. Motor Bakar



Dr. Eng. Narkholis Hamidi, ST, M. Eng

NIP. 19740121 199903 1 001

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

