

**PENGARUH PENAMBAHAN *OUTER HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun oleh:

RIZKI BERKA JULIANTO
NIM. 0510620087-62

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

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *OUTER HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

**RIZKI BERKA JULIANTO
NIM. 0510620087-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Pembimbing I

Pembimbing II

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

Ir. Saifuddin Baedowie
NIP. 19460703 197009 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PENAMBAHAN *OUTER HELICAL FIN* TERHADAP
CHARACTERISTIC OF PERFORMANCE PADA AIR HEATER**

SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

RIZKI BERKA JULIANTO
NIM. 0510620087-62

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, MSc. CSE.
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

Puji syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala berkah dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan skripsi dengan judul **“Pengaruh Penambahan *Outer Helical Fin* terhadap *Characteristic of Performance* pada *Air Heater*”**.

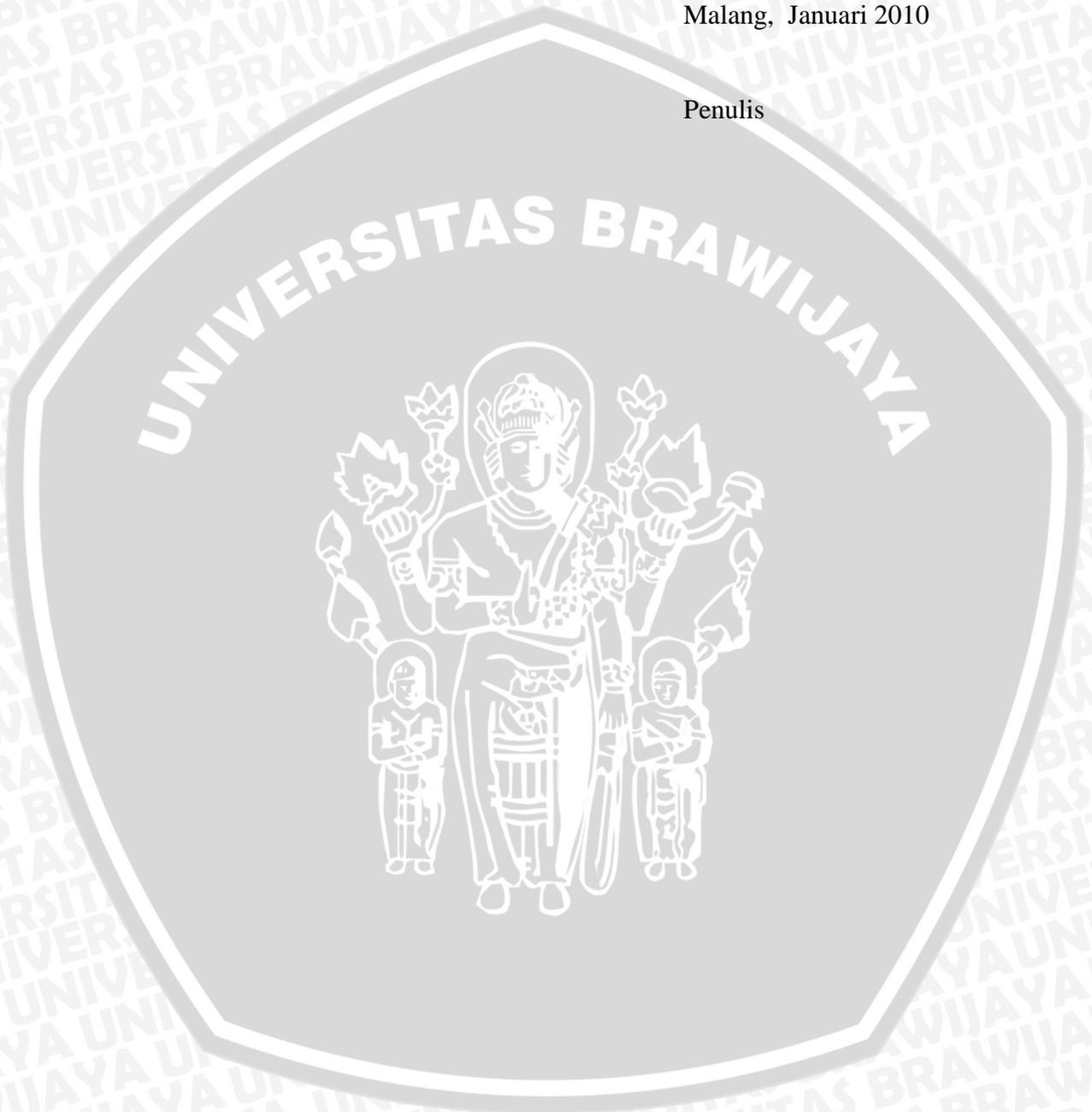
Penyusunan skripsi ini merupakan salah satu persyaratan akademis yang harus diajukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya. Atas selesainya skripsi ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya sekaligus pembimbing utama skripsi yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
3. Bapak Ir. Saifuddin Baedowie, selaku pembimbing skripsi yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini.
4. Seluruh Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak memberikan ilmu pengetahuan yang sangat mendukung selama penyusunan skripsi ini.
5. Seluruh Staf Recording atas bantuan dan kelancaran dalam hal urusan administrasi dan surat menyurat.
6. Kedua orang tua dan keluarga yang telah memberikan doa serta dukungan moril dan materiil selama penelitian dan penyusunan skripsi.
7. Cristina D yang telah memberikan doa, bantuan dan semangat.
8. Teman-teman asisten Laboratorium Motor Bakar dan mas Eko yang telah membantu penelitian.
9. Santi dan Alifah selaku rekan kerja penelitian yang sangat membantu atas kerja keras dan semangat yang tinggi.
10. Rekan-rekan Mesin 2005 untuk seluruh dukungan yang diberikan.
11. Seluruh pihak terkait yang telah membantu dan tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat penulis harapkan untuk masukan di masa mendatang. Akhirnya penulis berharap semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Malang, Januari 2010

Penulis



DAFTAR ISI

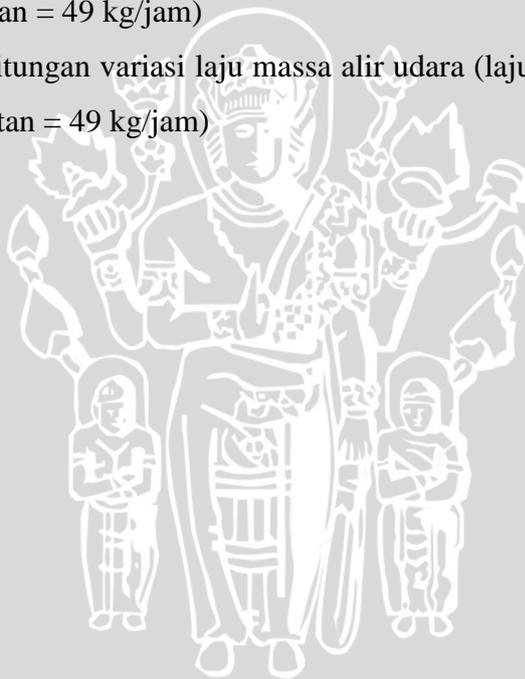
| | Halaman |
|---|---------|
| PENGANTAR | i |
| DAFTAR ISI | iii |
| DAFTAR TABEL | vi |
| DAFTAR GAMBAR | vii |
| DAFTAR LAMPIRAN | vii |
| DAFTAR SIMBOL | viii |
| RINGKASAN | ix |
| BAB I PENDAHULUAN | 1 |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah | 2 |
| 1.4 Tujuan Penelitian | 3 |
| 1.5 Manfaat Penelitian | 3 |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA | 4 |
| 2.1 Penelitian Sebelumnya | 4 |
| 2.2 Perpindahan Kalor | 4 |
| 2.2.1. Perpindahan Kalor Konduksi | 5 |
| 2.2.2. Perpindahan Kalor Konveksi | 6 |
| 2.2.3. Perpindahan Kalor Radiasi | 8 |
| 2.3 Perpindahan Panas Pada <i>Heat Exchanger</i> | 8 |
| 2.3.1. Metode <i>Log Mean Temperatur Difference</i> (LMTD)..... | 10 |
| 2.3.2. NTU-Efektifitas | 11 |
| 2.4 Laju Kalor Terbawa Gas Buang | 12 |
| 2.5 Aliran Dalam Pipa | 13 |
| 2.5.1. Aliran Pada <i>Counter Flow Exechanger</i> | 13 |
| 2.5.2. Lapisan Batas <i>Thermal</i> | 14 |
| 2.5.3. Aliran <i>Vortex</i> | 14 |
| 2.6 Angka <i>Prandtl</i> (Pr) | 16 |
| 2.7 Angka Reynold (Re) | 17 |
| 2.8 Angka <i>Nusselt</i> (Nu) | 17 |
| 2.9 Persamaan <i>Bernoulli</i> | 18 |



| | |
|--|----|
| 2.10 Penurunan Tekanan | 19 |
| 2.11 <i>Outer Helical Fin</i> | 20 |
| 2.12 Hipotesis | 21 |
| BAB III METODOLOGI PENELITIAN | 22 |
| 3.1 Metode Penelitian | 22 |
| 3.2 Variabel Penelitian | 22 |
| 3.3 Alat-Alat Penelitian | 23 |
| 3.3.1. Alat Utama | 23 |
| 3.3.2. Peralatan Bantu | 24 |
| 3.4 Tempat Penelitian | 25 |
| 3.5 Prosedur Penelitian | 25 |
| 3.6 Diagram Alir Penelitian | 26 |
| BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN | 27 |
| 4.1 Analisis Data | 27 |
| 4.1.1. Data Hasil Pengujian | 27 |
| 4.1.2. Perhitungan Data | 29 |
| 4.2 Pembahasan | 35 |
| 4.2.1. Hubungan antara Laju Massa Alir terhadap Laju Perpindahan Panas | 35 |
| 4.2.2. Hubungan antara Laju Massa Alir terhadap Efektifitas Alat Penukar Kalor | 38 |
| 4.2.3 Hubungan antara Laju Massa Alir terhadap Penurunan Tekanan..... | 40 |
| BAB V KESIMPULAN DAN SARAN | 44 |
| 5.1 Kesimpulan | 44 |
| 5.2 Saran | 44 |
| DAFTAR PUSTAKA | |
| LAMPIRAN | |

DAFTAR TABEL

| No. | Judul | Halaman |
|-----------|--|---------|
| Tabel 4.1 | Variasi laju massa alir gas buang (laju massa alir udara konstan) tanpa penambahan <i>outer helical fin</i> | 27 |
| Table 4.2 | Variasi laju massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan) tanpa penambahan <i>outer helical fin</i> | 27 |
| Table 4.3 | Variasi laju massa alir gas buang (laju massa alir udara konstan) dengan penambahan <i>outer helical fin</i> | 28 |
| Table 4.4 | Variasi laju massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan) dengan penambahan <i>outer helical fin</i> | 28 |
| Table 4.5 | Data hasil perhitungan variasi laju massa alir gas buang (laju massa alir udara konstan = 49 kg/jam) | 34 |
| Table 4.6 | Data hasil perhitungan variasi laju massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan = 49 kg/jam) | 34 |



DAFTAR GAMBAR

| No. | Judul | Halaman |
|-------------|---|---------|
| Gambar 2.1 | <i>Transfer energi kalor pada system dengan control volume</i> | 5 |
| Gambar 2.2 | Perpindahan panas konduksi | 6 |
| Gambar 2.3 | Perpindahan panas konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin | 7 |
| Gambar 2.4 | Hambatan <i>Thermal</i> pada <i>concentric double tube heat exchanger</i> | 9 |
| Gambar 2.5 | Expresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada <i>counter flow heat exchanger</i> | 10 |
| Gambar 2.6 | <i>Counter flow heat exchanger</i> | 13 |
| Gambar 2.7 | Distribusi temperatur pada <i>counter flow heat exchanger</i> | 13 |
| Gambar 2.8 | Lapisan Batas <i>Thermal</i> | 14 |
| Gambar 2.9 | Geometri <i>Vortex</i> menurut bilangan <i>reynolds</i> | 15 |
| Gambar 2.10 | <i>Vortex</i> 2 dimensi | 15 |
| Gambar 2.11 | Bentuk-bentuk fins | 21 |
| Gambar 3.1 | Susunan Instalasi Pengujian | 23 |
| Gambar 3.2 | <i>Outer Helical Fin</i> | 24 |
| Gambar 3.3 | Diagram Alir | 26 |
| Gambar 4.1 | Instalasi pengujian tanpa <i>outer helical fin</i> | 27 |
| Gambar 4.2 | Instalasi pengujian dengan penambahan <i>outer helical fin</i> | 28 |
| Gambar 4.3 | Penampang pipa tampak depan dengan pemasangan <i>outer helical fin</i> | 30 |
| Gambar 4.4 | Grafik Hubungan laju massa alir gas buang dengan laju perpindahan panas (laju massa alir udara konstan) | 35 |
| Gambar 4.5 | Grafik Hubungan laju massa alir udara dengan laju perpindahan panas (laju massa alir gas buang konstan) | 37 |
| Gambar 4.6 | Grafik Hubungan laju massa alir gas buang dengan efektifitas alat penukar kalor (laju massa alir udara konstan) | 38 |
| Gambar 4.7 | Grafik Hubungan laju massa alir udara dengan efektifitas alat penukar kalor (laju massa gas buang konstan) | 39 |
| Gambar 4.8 | Grafik Hubungan laju massa alir gas buang dengan penurunan tekanan (laju massa alir udara konstan) | 41 |
| Gambar 4.9 | Grafik Hubungan laju massa alir udara dengan penurunan tekanan (laju massa gas buang konstan) | 42 |

DAFTAR LAMPIRAN

- | No. | Judul |
|-------------|--|
| Lampiran 1. | Hasil pengolahan data pengujian variasi laju massa alir gas buang tanpa penambahan <i>outer helical fin</i> (laju massa alir udara konstan) |
| Lampiran 2. | Hasil pengolahan data pengujian variasi laju massa alir gas buang dengan penambahan <i>outer helical fin</i> (laju massa alir udara konstan) |
| Lampiran 2. | Hasil pengolahan data pengujian variasi laju massa alir udara tanpa penambahan <i>outer helical fin</i> (laju massa alir gas buang konstan) |
| Lampiran 4. | Hasil pengolahan data pengujian variasi laju massa alir udara dengan penambahan <i>outer helical fin</i> (laju massa alir gas buang konstan) |
| Lampiran 5. | Tabel sifat-sifat udara pada tekanan atmosfer |
| Lampiran 6. | Surat keterangan penelitian |
| Lampiran 7. | Gambar peralatan pengujian |



DAFTAR SIMBOL

| Besaran dasar | Satuan dan Singkatan | Simbol |
|---|--|------------|
| Daya | Watt atau W | P |
| Difusivitas Thermal fluida | Meter kuadrat per detik atau m^2/s | α |
| Efektifitas | Persentase atau (%) | ϵ |
| Gaya | Newton atau N | F |
| geometri benda dari mana panas mengalir | meter atau m | δ |
| Kerja, Banyaknya Panas | Joule atau J | Q |
| Kalor spesifik | Joule per kilogram derajat celcius atau $J/kg^{\circ}C$ | C_p |
| Koefisien Perpindahan Kalor | Watt per meter kuadrat derajat celcius atau $W/m^2^{\circ}C$ | h |
| Konduktivitas Thermal Bahan | Watt per meter derajat celcius atau $W/m^{\circ}C$ | k |
| Konstanta <i>Stefan-boltzmann</i> | Watt per meter kuadrat kelvin pangkat empat atau W/m^2K^4 | σ |
| Laju Massa Alir | kilogram per detik atau kg/s | \dot{m} |
| Laju Energi Kalor | Watt atau w | \dot{Q} |
| Massa | kilogram atau kg | m |
| Massa jenis | kilogram per meter kubik atau kg/m^3 | ρ |
| Panjang | meter atau m | l |
| Tahanan Thermal | derajat celcius per Watt | R |
| Tekanan | Pascal atau Pa | p |
| Temperatur dalam Celcius | Derajat celcius atau $^{\circ}C$ | T |
| Viskositas dinamik fluida | kilogram per meter sekon atau $kg/m.s$ | μ |
| Viskositas kinematik | meter kuadrat per detik atau m^2/s | ν |

RINGKASAN

Rizki Berka Julianto, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2010, *Pengaruh Penambahan Outer Helical Fin Terhadap Characteristic Of Performance Pada Air Heater*, Dosen Pembimbing : Slamet Wahyudi dan Saifuddin Baedowie.

Alat penukar kalor merupakan salah satu alat yang banyak diaplikasikan baik di dalam dunia industri maupun di lingkungan sekitar kita. Salah satu alat yang menggunakan prinsip alat penukar kalor yaitu *air heater*, sebuah alat yang berfungsi untuk mendapatkan udara bertemperatur tinggi melalui proses perpindahan panas. Salah satu cara untuk mendapatkan *air heater* yang memiliki efektifitas tinggi yaitu dengan memanfaatkan panas dari gas buang motor bensin pada alat penukar kalor tipe *counter flow heat exchanger* dan pemasangan *outer helical fin* pada saluran yang mengalir dengan sistem konveksi paksa. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh dari pemasangan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performance* (laju perpindahan panas, efektifitas dan penurunan tekanan) pada *air heater*.

Penelitian ini menggunakan metode penelitian eksperimental (*experimental research*). Jenis penelitian ini digunakan untuk menguji pengaruh pemasangan *outer helical fin* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada alat penukar kalor. *Outer Helical fin* di pasang pada saluran pipa luar, pengambilan data temperatur dilakukan dengan menggunakan *thermocouple* yang dihubungkan dengan *digital thermometer*. Sedangkan besarnya penurunan tekanan fluida sisi masuk dan sisi keluar pada pipa luar didapatkan dari hasil pembacaan beda ketinggian permukaan air pada manometer. Penelitian ini menggunakan variabel bebas laju massa alir 45, 46, 47, 48 dan 49 (kg/jam).

Dari pengujian yang dilakukan didapatn hasil yaitu dengan penambahan *outer helical fin* pada saluran akan meningkatkan *characteristic of performance air heater*. Laju perpindahan panas semakin besar karena dengan penambahan *outer helical fin* maka luas permukaan perpindahan panas semakin besar dan membuat fluida akan mengalir dengan kecepatan yang lebih tinggi sehingga laju perpindahan panas akan semakin meningkat dan efektifitas dari alat penukar kalor pun menjadi lebih tinggi. Disamping itu tekanan fluida akan semakin menurun sehingga *head losses* yang ditimbulkan akan semakin meningkat.

Kata kunci : *Helical fin, Transverse fins, Laju Perpindahan Kalor, Penurunan Tekanan, Air Heater.*

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan Teknologi dewasa ini sangat pesat, terutama teknologi yang menggunakan alat dengan memakai prinsip perpindahan kalor (*heat transfer*). Hal ini memerlukan pengembangan ilmu pengetahuan mengenai perpindahan kalor baik secara analitik maupun secara empiris sehingga dapat menyelesaikan masalah-masalah yang berkaitan dengan perpindahan kalor dan dapat juga digunakan untuk mendapatkan desain alat penukar kalor yang optimal (memiliki efektifitas tinggi dan dimensi relative lebih kecil). Alat penukar kalor adalah suatu alat yang dapat menghasilkan perpindahan kalor dari suatu fluida ke fluida lain. Proses perpindahan kalor itu terjadi antara dua fluida yang dipisahkan oleh suatu batas dan mempunyai temperatur yang berbeda. Salah satu aplikasi dari alat penukar kalor yaitu *air heater*, suatu pemanas udara yang menggunakan prinsip penukar. Berbagai cara telah banyak dilakukan untuk mendapatkan kinerja tinggi dari alat penukar kalor khususnya *air heater* yang tinggi.

Salah satu upaya untuk mendapatkan kinerja tinggi dari *air heater* yaitu dengan memanfaatkan panas dari gas buang motor bensin dan panas tersebut di-*transfer* ke udara dengan menggunakan alat penukar kalor *counter flow heat exchanger*. Cara lain untuk meningkatkan laju perpindahan kalor dengan memperluas permukaan perpindahan panas dapat dilakukan dengan membuat sirip (*fin*) pada permukaan alat penukar kalor. Pada kenyataannya bentuk sirip (*fin*) bermacam-macam sesuai dengan profil penampangnya yaitu sirip *rectangular*, *triangular* dan *parabolic*, sedangkan sesuai bentuk pemasangannya terbagi menjadi sirip lurus (*straight*), melingkar (*circular*) dan berbentuk *pin*. Perbedaan bentuk sirip ini akan mempengaruhi besarnya perpindahan panas pada alat penukar kalor dan menghasilkan luas permukaan yang berbeda pula. Selain itu banyaknya jumlah sirip dan jarak antar sirip pun akan berpengaruh terhadap besarnya jumlah kalor yang akan dipindahkan.

Outer helical fin merupakan salah satu bentuk *fin* yang dapat digunakan untuk merencanakan aliran fluida agar didapatkan peningkatan laju perpindahan kalor dari suatu alat penukar kalor, *Outer helical fin* merupakan suatu penghalang pada saluran yang berbentuk ulir dengan sudut tertentu, alat ini dipasang ditengah saluran pipa luar (*outer tube*) dari alat penukar kalor, beberapa dampak dari pemasangan alat ini adalah pada massa aliran yang sama alat ini mampu meningkatkan kecepatan aliran fluida serta

mengubah arah orientasi aliran menjadi aliran berputar (*vortex*), dengan adanya aliran yang berputar tersebut akan menimbulkan gerakan acak fluida berupa olakan-olakan yang menyebabkan pencampuran fluida yang lebih baik antara fluida yang mempunyai temperatur lebih tinggi dengan fluida yang memiliki temperatur lebih rendah sehingga laju perpindahan kalor akan semakin meningkat.

Dari hal diatas maka perlu dilakukan suatu penelitian mengenai penambahan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater* sebagai usaha peningkatan perpindahan panas.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka dapat diambil suatu rumusan masalah yang akan diteliti yaitu “Bagaimana pengaruh penambahan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater*”.

1.3 Batasan Masalah

Untuk membatasi agar penelitian ini lebih spesifik dan labih jelas arahnya maka dilakukan batasan-batasan masalah sebagai berikut :

1. Kondisi aliran fluida diasumsikan *steady state*.
2. *Air heater* pada penelitian ini menggunakan pipa jenis *double tube heat exchanger* dengan arah aliran *counter flow*. Pada pipa (*inner tube*) dalam mnggunakan bahan tembaga ASTM B280, sedangkan pada pipa luar (*outer tube*) menggunakan pipa besi.
3. Laju perpindahan kalor yang dianalisa adalah laju perpindahan kalor dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*, sedangkan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang dianalisa adalah penurunan tekanan pada pipa luar (*outer tube*) dari sisi masuk hingga sisi keluar *air heater*.
4. Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor kelingkungan dan konduktivitas *thermal* material diasumsikan konstan.
5. Digunakan fluida udara yang diasumsikan tidak ada zat pengotor, aliran fluida panas berupa gas buang motor bensin yang terdapat di pipa bagian dalam (*inner tube*) dan fluida dingin berupa udara yang terdapat di pipa bagian luar (*outer tube*).
6. Tidak membahas kerugian panas pada instalasi alat penukar kalor.

7. *Outer helical fin* terbuat dari bahan besi pelat setebal 2 mm, dengan diameter dalam (d) 31,75 mm dan diameter luar (D) 51,5 mm dan jarak *pitch* (p) 25 mm dan diletakan didalam pipa luar (*outer tube*).
8. *Charcteristic of performace* yang diteliti yaitu perpindahan panas, penurunan tekanan, dan efektifitas alat penukar kalor.
9. Laju massa alir fluida panas (gas buang) pada pipa dalam sebesar 49 kg/jam pada variasi laju massa alir fluida dingin (udara).
10. Laju massa alir fluida dingin (udara) pada pipa luar sebesar 49 kg/jam pada variasi laju massa alir fluida panas (gas buang).

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh penambahan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performace* yaitu laju perpindahan panas, *pressure drop* dan *efektifitasnya* pada *air heater*.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan beberapa manfaat antara lain:

1. Dapat menambah ilmu pengetahuan dan wawasan bagi penulis dan pembaca serta sebagai dasar penelitian selanjutnya.
2. Dapat dihasilkan alat penukar kalor dengan dimensi yang lebih kecil dengan efektivitas yang tinggi yaitu dengan merekayasa aliran fluida kerja.
3. Memberikan kontribusi terhadap perkembangan ilmu pengetahuan serta dunia industri dalam perencanaan pembuatan alat penukar kalor.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

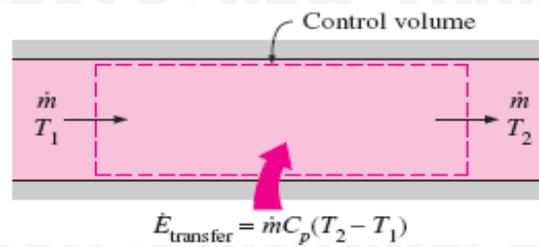
Songklanakar J. Sci. Technol. (2004) melakukan penelitian *experimental* terhadap pengaruh pemasangan *spiral fin* dengan memvariasikan diameter pipa, pada penelitian tersebut membandingkan koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* pada saluran alat penukar kalor yang diberi *spiral fin*. Dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa pemasangan *fin* dari alat penukar kalor dengan diameter yang paling besar akan menghasilkan peningkatan koefisien perpindahan panas lebih tinggi hal ini disebabkan dengan pemasangan *fin* pada pipa berdiameter lebih besar akan memperbanyak vortex yang terjadi dan intensitas turbulensi yang terjadi semakin meningkat sehingga bilangan reynold meningkat dan perpindahan panas pun meningkat.

Fredy Agung Prabowo, Teknik Mesin Universitas Brawijaya (2005) melakukan penelitian terhadap pengaruh pemasangan sirip *rectangular* terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger*, penelitian dilakukan dengan pemasangan sirip dan tanpa pemasangan. Pemasangan sirip di letakan pada saluran pipa dari alat penukar kalor yang di aliri oleh udara panas. dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa dengan adanya sirip *rectangular* menyebabkan kecepatan fluida pada pipa meningkat sehingga aliran semakin turbulen dan angka reynold membesar dan koefisien perpindahan panas menioingkat menyebabkan laju perpindahan panas meningkat.

2.2 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor yaitu perpindahan energi dari suatu sistem ke sistem lainnya sebagai akibat dari perbedaan temperatur, perpindahan energi ini selalu terjadi dari suatu sistem bersuhu tinggi ke sistem lain yang bersuhu lebih rendah dan berhenti setelah kedua sistem mencapai temperatur yang sama.

Pada fluida *steady* di dalam suatu saluran dimana 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, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.1 berikut:



Gambar 2.1 *Transfer energi kalor pada sistem dengan control volume*
Sumber : Çengel (2003:13)

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

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:13}) \quad (2-1)$$

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

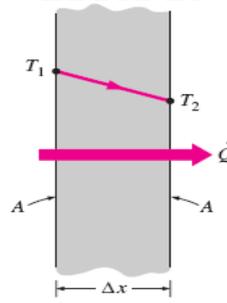
\dot{m} = Laju aliran massa fluida (kg/s)

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

ΔT = Perubahan temperatur (°C)

2.2.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi yaitu suatu perpindahan kalor dimana panas mengalir dari daerah yang bersuhu tinggi ke daerah yang bersuhu rendah dalam satu medium atau antara medium-medium yang berlainan dan bersinggungan secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi pada benda padat, benda cair maupun gas. Pada benda cair dan gas perpindahan kalor konduksi terjadi karena adanya tumbukan (*collision*) serta *difusi* pada molekul selama mengalami gerak acak akibat kenaikan temperatur, sedangkan pada benda padat perpindahan kalor konduksi terjadi karena kombinasi getaran molekul pada kisi-kisinya serta perpindahan energi oleh elektron bebas, saat 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. Perpindahan kalor konduksi melalui sebuah dinding dapat dilihat pada Gambar 2.2 berikut ini:



Gambar 2.2 Perpindahan kalor konduksi
Sumber : Çengel (2003:18)

Laju perpindahan kalor konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822 mengemukakan, 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 :

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x} \quad (\text{Çengel, 2003:18}) \quad (2-2)$$

dengan : \dot{Q}_{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)

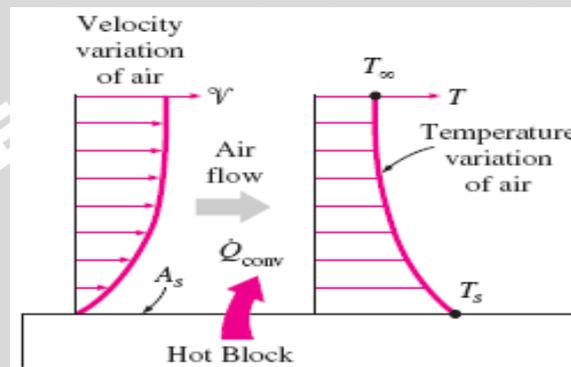
Δx = Ketebalan permukaan perpindahan kalor pada arah x (m)

2.2.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi adalah suatu mekanisme perpindahan kalor antara permukaan padat dengan fluida cair maupun gas yang bergerak dan melibatkan konduksi serta gerakan dari fluida tersebut. Atas dasar suatu proses pendinginan balok panas yang ditiupkan udara dingin maka proses perpindahan kalor konveksi terjadi beberapa tahap, pertama energi kalor akan mengalir secara konduksi dari permukaan benda padat ke partikel-partikel lapisan fluida yang berbatasan, kemudian energi ini akan terbawa menjauh dari permukaan benda padat melalui mekanisme konveksi, dimana terdapat dua proses yang terjadi secara bersamaan yaitu kombinasi dari efek konduksi didalam fluida akibat gerakan acak antar partikel-partikel fluida yang terjadi secara mikroskopis sehingga partikel fluida yang memiliki energi lebih tinggi akan memindahkan sebagian energinya pada partikel fluida yang memiliki energi lebih rendah, serta adanya gerakan fluida secara makroskopis yang akan menggantikan fluida yang telah panas di sekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin.

Semakin cepat gerakan fluida akan semakin cepat menggantikan fluida yang telah panas disekitar permukaan benda padat dengan fluida dingin atau sebaliknya sehingga dihasilkan temperatur fluida yang lebih dingin atau lebih panas pada lapisan lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan panas, hal ini menyebabkan laju perpindahan kalor akan semakin tinggi.

Perpindahan kalor konveksi akan melibatkan perpindahan massa dari fluida, dengan tidak adanya gerakan fluida maka perpindahan kalor yang terjadi merupakan murni perpindahan kalor konduksi. Gambar perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin dapat dilihat dari gambar 2.3 berikut :



Gambar 2.3 Perpindahan kalor konveksi dari suatu permukaan panas yang ditiupkan udara dingin

Sumber : Çengel (2003:26)

Secara umum perpindahan kalor konveksi dibedakan menjadi dua yaitu :

1. Konveksi bebas (*free convection*)

Pada konveksi bebas gerakan perpindahan fluida terjadi karena perbedaan densitas atau kerapatan fluida yang disebabkan oleh 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 gaya atau energi dari luar, misalnya oleh pompa atau kipas (*fan*). *transfer* kalor yang dihasilkan akan lebih tinggi dari konveksi bebas.

Besarnya laju perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{\text{Conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (\text{Çengel, 2003:335}) \quad (2-3)$$

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

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

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

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

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

2.2.3 Perpindahan Kalor Radiasi

Pada radiasi, panas diubah menjadi gelombang elektromagnetik yang merambat tanpa melalui ruang media penghantar. Jika gelombang tersebut mengenai suatu benda, maka gelombang dapat mengalami transisi (diteruskan), refleksi (dipantulkan) dan absorpsi (diserap) dan menjadi kalor. Hal itu tergantung pada jenis benda, sebagai contoh memantulkan sebagian besar radiasi yang jatuh padanya, sedangkan permukaan yang berwarna hitam dan tidak mengkilap akan menyerap radiasi yang diterima dan diubah menjadi kalor. Radiasi yang dipancarkan oleh benda hitam dapat ditentukan oleh persamaan berikut :

$$\dot{Q}_{\text{radiasi}} = \sigma \cdot A \cdot T^4 \quad (\text{Holman, 1997:13}) \quad (2-4)$$

dengan : \dot{Q}_{rad} = Laju perpindahan kalor radiasi (W)

σ = konstanta *Stefan-boltzmann*

$$= 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$$

A = luas permukaan benda hitam (m^2)

T = temperatur absolut benda hitam (K)

2.3 Perpindahan panas pada *Heat Exchanger*

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

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (\text{Çengel, 2003:680}) \quad (2-5)$$

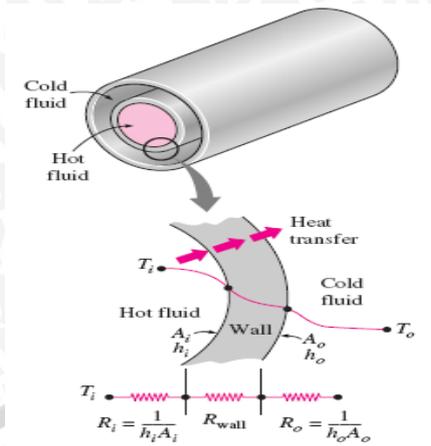
dengan : \dot{Q} = Laju perpindahan kalor (W)

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, sehingga untuk melakukan perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin maka ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada Gambar 2.4 berikut:



Gambar 2.4 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:671)

Pada perpindahan panas tersebut terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam, perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam, serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar dengan permukaan luar dari pipa dalam, sehingga dapat dinyatakan:

$$R = R_{\text{total}} = R_i + R_{\text{wall}} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{Çengel, 2003:672}) \quad (2-6)$$

dengan:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \Delta T = U_o \cdot A_o \Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:672}) \quad (2-7)$$

Sehingga:

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{Çengel, 2003:672}) \quad (2-8)$$

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:

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

dengan : T_h = Temperatur fluida panas ($^{\circ}\text{C}$)

T_c = Temperatur fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)

2.3.1 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), 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:

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-10)$$

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

A_s = Luas permukaan perpindahan kalor (m^2)

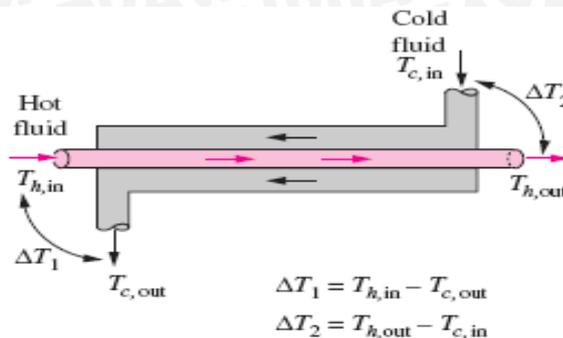
Nilai ΔT_{lm} dari suatu alat penukar kalor akan berbeda-beda tergantung jenis dari alat penukar kalor yang digunakan. Adapun rumus ΔT_{lm} untuk *counter flow heat exchanger* adalah sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Çengel, 2003:681}) \quad (2-11)$$

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

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

Expresi dari ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 2.5 berikut ini :



Gambar 2.5 Ekspresi ΔT_1 dan ΔT_2 pada *counter flow heat exchanger*
 Sumber : Çengel (2003:682)

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.

2.3.2 NTU-Efektivitas

Keefektifan alat penukar kalor diartikan 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:

$$\epsilon = \frac{\text{Perpindahan kalor nyata}}{\text{Perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-12)$$

Perpindahan kalor nyata dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis sebagai berikut:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (\text{Çengel, 2003:690}) \quad (2-13)$$

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

dengan : \dot{Q} = Perpindahan kalor nyata (W)

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

\dot{m}_c = Laju massa 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:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Çengel, 2003:691}) \quad (2-14)$$

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

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (\text{Çengel, 2003:693}) \quad (2-15)$$

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) dimana :

$$C_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min} \quad \text{dan} \quad C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\max}$$

Berdasarkan uraian diatas maka nilai NTU didefinisikan melalui persamaan berikut:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-16)$$

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

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-17)$$

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

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]} \quad (\text{Çengel, 2003:694}) \quad (2-18)$$

2.4 Laju Kalor yang Terbawa Gas Buang

Pada suatu proses pembakaran akan menghasilkan gas buang yang akan dibuang ke lingkungan. Dalam gas buang tersebut masih terkandung energi kalor yang ikut terbuang. Besarnya panas yang terbuang bersama gas buang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{eg} = m_g \cdot C_{pg} \cdot (T_{eg} - T_{ud}) \quad [\text{Watt}] \quad (\text{Surbakty, 1985 :227}) \quad (2-19)$$

Dengan : \dot{Q}_{eg} = Kalor yang terbawa gas buang (Watt)

m_g = Laju alir massa gas buang (Kg/s)

C_{pg} = Panas jenis gas buang = 0,285 (Kcal/Kg^oC)

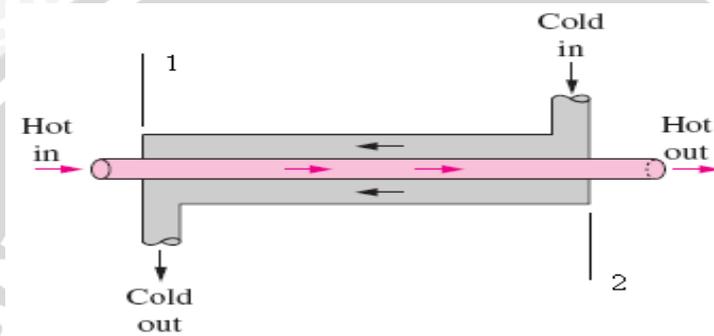
T_{eg} = Temperatur gas buang (°C)

T_{ud} = Temperatur udara masuk ($^{\circ}\text{C}$)

2.5 Aliran Dalam Pipa

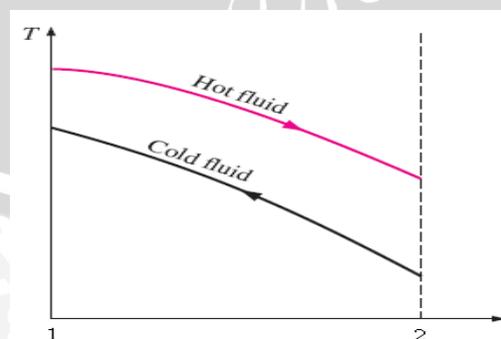
2.5.1 Aliran Pada *Counter Flow Exechanger*

Salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) berdasar arah aliran fluidanya adalah alat penukar kalor aliran berlawanan arah (*counterflow heat exchanger*), *counter flow 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 2.6 dibawah ini:



Gambar 2.6 *Counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:570)

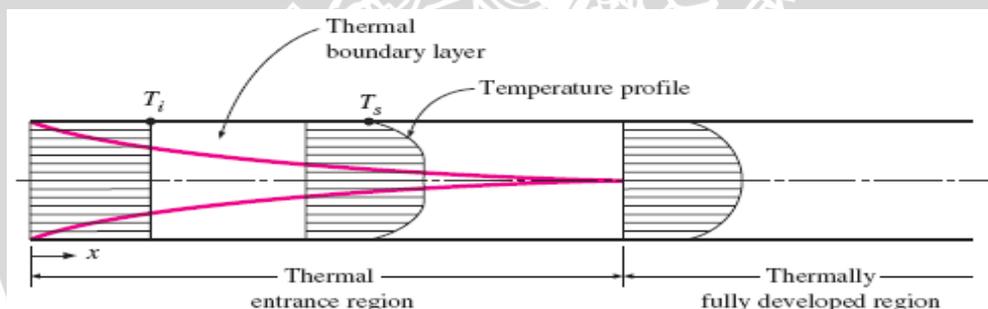
Pada alat penukar kalor dengan tipe aliran lawan arah (*counter flow heat exchanger*), temperatur akhir fluida dingin yang keluar dapat melampaui temperatur akhir fluida panas yang keluar dari *heat exchanger* karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa, sehingga untuk *transfer* sejumlah 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 2.7 dibawah ini :



Gambar 2.7 Distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel (2003:683)

2.5.2 Lapisan Batas *Thermal*

Lapisan batas *thermal* merupakan daerah di mana terdapat gradien suhu dalam aliran terhadap arah normal permukaan (Holman, 1997:208). Gradien suhu itu terjadi akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding, ketika fluida yang mengalir di dalam pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida pada penampang berubah dari T_s pada permukaan dinding sampai maksimum (atau minimum dalam kasus pemanasan) pada pusat pipa. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa. Sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa. Tebal lapisan batas *thermal* pada setiap lokasi sepanjang saluran didefinisikan sebagai jarak dari permukaan saluran yang memiliki temperatur T_s dengan titik dengan temperatur T yang memenuhi persamaan berikut $(T - T_s) = 0.99 (T_\infty - T_s)$ dimana T_∞ adalah temperatur dari arus bebas, pada kasus khusus dimana $T_s = 0$ maka tebal lapisan batas *thermal* merupakan jarak dari permukaan saluran dengan titik yang memiliki temperatur $T = 0.99 T_\infty$ (Çengel, 2003:341). Pertumbuhan lapisan batas termal dan profil suhu dalam pipa ditunjukkan pada Gambar 2.8 dibawah ini.



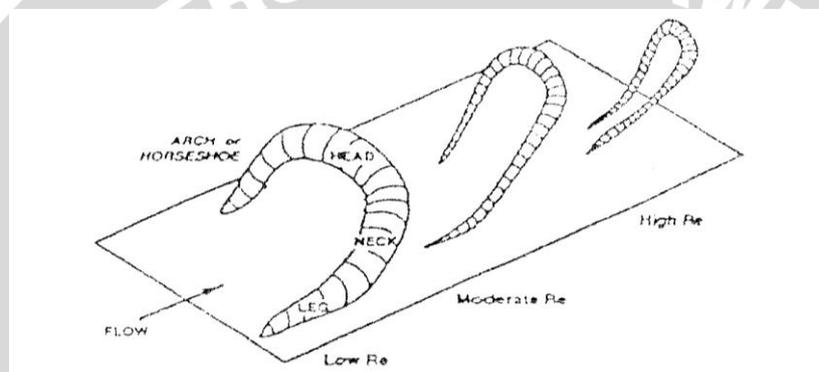
Gambar 2.8 Lapisan batas termal
Sumber : Çengel (2003:424)

2.5.3 Aliran *Vortex*

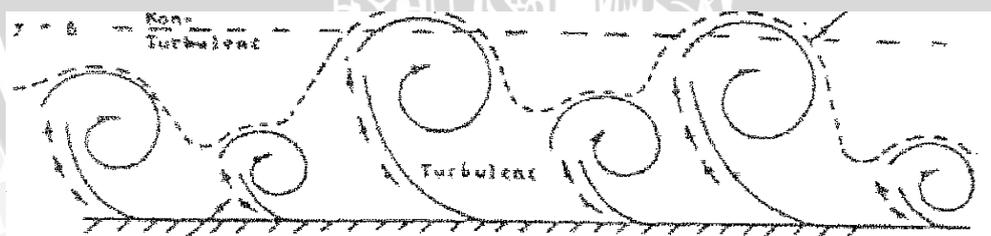
Suatu aliran fluida yang berkisar atau berputar dinamakan aliran *vortex*, seringkali aliran *vortex* mempunyai tipe aliran turbulen. Aliran fluida akan berputar dengan cepat (*swirling rapidly*) disekitar pusat pusaran, pada pusat pusaran kecepatan fluida dan banyaknya rotasi dari partikel fluida memiliki nilai yang paling besar dan menurun seiring dengan jarak fluida terhadap pusat pusaran. Partikel fluida bergerak berputar disebabkan adanya perbedaan kecepatan antara lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu, gradien kecepatan ini akan menyebabkan puntiran (torsi). Torsi ini akan menyebabkan terjadinya *vortices* pada fluida tersebut. Menurut

proses pembentukannya *vortex* dibagi menjadi 2 macam yaitu *vortex* bebas (*free vortex*) dan *vortex* paksa (*forced vortex*). *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya contohnya yaitu pusaran air disungai dan pusaran di belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar. Contohnya yaitu fluida dalam suatu wadah diputar dengan pipa silinder.

Pada kenyataannya *vortex* berwujud tiga dimensi dan dapat berubah menurut nilai bilangan *Reynold*. Pada bilangan *Reynold* yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan *Reynold* maka *vortex* akan semakin meruncing seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9 dibawah ini :.



Gambar 2.9 Geometri *Vortex* menurut besar bilangan *Reynolds*
Sumber : Pramudibyo, B (2008 : 18)



Gambar 2.10 *Vortex* 2 dimensi
Sumber : Pramudibyo, B (2008 : 18)

Pada gambar 2.10 memperlihatkan aliran *vortex* pada bentuk 2 dimensi, berikut ini adalah propertis dari aliran *vortex*:

- a. Pada aliran *vortex* tekanan fluida yang paling rendah terdapat pada pusat pusaran dimana fluida pada daerah tersebut memiliki kecepatan maksimum, dan kemudian tekanan akan meningkat seiring dengan semakin jauhnya jarak lapisan fluida terhadap pusat pusaran (Wikimedia, 2008:1).

- b. Pada pusat pusaran setiap aliran *vortex* memiliki *vortex line*, dan setiap partikel pada aliran *vortex* akan beredar atau berputar (*circulating*) disekitar *vortex line* (Wikimedia, 2008:1).
- c. Dua atau lebih aliran *vortex* yang mempunyai arah pusaran yang paralel serta beredar atau berputar (*circulating*) pada arah yang sama akan bergabung menjadi satu *vortex* yang lebih besar, besar pusaran tersebut merupakan jumlah dari tiap tiap pusaran yang menyusunnya (Wikimedia, 2008:1).
- d. Aliran *vortex* mengandung banyak energi akibat adanya pusaran (*circular motion*) dari fluida, pada fluida ideal energi ini tidak akan musnah dan aliran *vortex* akan terus berlangsung. pada fluida nyata memiliki viskositas yang menyebabkan energi tersebut melemah sehingga pada suatu saat aliran *vortex* akan berhenti (Wikimedia, 2008:1).

2.6 Angka Prandtl (Pr)

Angka *Prandtl* ialah parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dengan lapisan batas *thermal* yaitu menyatakan perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas *thermal*. Viskositas kinematik fluida menunjukkan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul-molekul dari fluida tersebut sedangkan difusivitas termal merepresentasikan seberapa cepat kalor berdifusi di dalam suatu fluida, dimana difusivitas termal didefinisikan sebagai besarnya kalor yang dikonduksikan dibanding dengan kalor yang dapat tersimpan dalam material tersebut (Çengel, 2003:23).

Perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida, kedua laju difusi ini menentukan seberapa tebal lapisan batas *thermal* pada suatu medan aliran fluida, sehingga angka *Prandtl* merupakan penghubung antara medan kecepatan dengan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/C_p} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (\text{Holman, 1997:213}) \quad (2-20)$$

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

C_p = Panas spesifik pada tekanan konstan ($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$)

k = Konduktivitas termal fluida ($\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$)

μ = Viskositas dinamik fluida ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)

ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

2.7 Angka Reynold (Re)

Angka *Reynold* merupakan perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos yang digunakan sebagai kriteria yang menunjukkan aliran itu laminar atau turbulen (Holman, 1997:195). Fluida yang mengalir memiliki pola aliran tertentu, aliran fluida dapat berupa aliran laminar yang bergerak secara teratur dan *streamline*, serta aliran turbulen 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 :

$$Re = \frac{V_m D_m}{\nu} \quad (\text{Çengel, 2003:442}) \quad (2-21)$$

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

D_m = Diameter hidrolis pipa (m)

ν = μ/ρ = Viskositas kinematik fluida (m²/s)

μ = Viskositas dinamik (kg/m.s)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

2.8 Angka Nusselt (Nu)

Angka *Nusselt* adalah kelompok angka yang didapat dari pengukuran eksperimental terdiri dari angka *Reynold*, angka *Prandtl* dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan pola aliran. Angka *Nusselt* menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses Konduksi pada lapisan fluida yang sama, semakin besar angka *Nusselt* maka perpindahan kalor konveksi akan semakin efektif, Laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses konveksi dan konduksi adalah sebagai berikut :

$$\dot{q}_{\text{conv}} = h\Delta T \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-22)$$

$$q_{\text{cond}} = k \frac{\Delta T}{\delta} \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-23)$$

Sehingga rasionya

$$\frac{\dot{q}_{\text{conv}}}{q_{\text{cond}}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/\delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu \quad (\text{Çengel, 2003:336}) \quad (2-24)$$

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

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

- Untuk aliran laminar

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (Pr < 0,5) \quad (\text{Çengel, 2003:437}) \quad (2-25)$$

dengan : Nu = Angka *Nuselt*

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

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

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad \left(\begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10000 \end{array} \right) \quad (\text{Çengel, 2003:441}) \quad (2-26)$$

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

2.9 Persamaan *Bernoulli*

Persamaan *Bernoulli* untuk fluida ideal menyatakan hukum kekekalan energi pada fluida. Dalam mendapatkan persamaan *Bernoulli* terdapat asumsi-asumsi yang harus diperhatikan antara lain fluida dengan aliran *steady*, tidak memiliki viskositas (*frictionless flow*), massa jenis fluida (ρ) konstan (*incompressible*), sehingga tidak ada kehilangan energi selama fluida mengalir. Persamaan *bernoulli* dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g \cdot z = \text{konstan} \quad (\text{Çengel, 2001:456}) \quad (2-27)$$

Jika persamaan 2-27 dibagi dengan percepatan gravitasi (g) maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan *Bernoulli* yang mempunyai arti *Head*. *Head* adalah energi fluida tiap satuan berat fluida. Sehingga Persamaan *Head*-nya menjadi :

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} + z = \text{Total head (H)} = \text{konstan} \quad (\text{Çengel, 2001:460}) \quad (2-28)$$

- dengan :
- P = Tekanan statis fluida (N/m^2)
 - V = Kecepatan fluida (m/s)
 - g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
 - z = Elevasi terhadap datum yang sama (m)
 - ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

2.10 Penurunan Tekanan

Penurunan tekanan diakibatkan oleh berbagai *losses* yang terjadi pada aliran fluida yang memiliki viskositas, diantaranya gesekan antara fluida dengan saluran maupun oleh adanya penghalang pada aliran fluida.

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, yaitu :

- *Major losses*

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

$$h_{\text{ma}} = f \frac{LV^2}{D2g} \quad (\text{Hughes, 1967:89}) \quad (2-29)$$

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 dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (\text{Çengel, 2003:444}) \quad (2-30)$$

dengan : D_h = Diameter hidrolis (m)

A_c = Luas penampang pipa (m)

P = Perimeter yang basah (m)

- *Minor losses*

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*,

helical fin yang dipasang pada saluran pipa dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini.

$$h_{mi} = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Hughes,1967:89}) \quad (2-31)$$

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

K = Faktor kerugian komponen

Sehingga *head losses* (Σh) totalnya adalah :

$$\Sigma h = h_{ma} + h_{mi} \quad (\text{Olson,1993:356}) \quad (2-32)$$

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

$$K_L \cdot \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{LV^2}{D2g} \rightarrow L = \frac{K_L D}{f} \quad (\text{Olson,1993:357}) \quad (2-33)$$

Dari persamaan 2-32 jika dinyatakan dalam bentuk tekanan menjadi:

$$z_1 \gamma + P_1 + \alpha_1 \frac{\rho V_{m1}^2}{2} = z_2 \gamma + P_2 + \alpha_2 \frac{\rho V_{m2}^2}{2} + \Sigma h \gamma \quad (2-34)$$

jika $z_1 = z_2$ dan $\alpha_1 V_{m1} = \alpha_2 V_{m2}$

$$\text{maka } P_1 - P_2 = \Sigma h \cdot \gamma \quad (2-35)$$

Besar penurunan tekanan (*pressure drop*) pada aliran fluida pada aliran fluida tersebut dapat diketahui dengan cara memasang dua buah *pietzometer* 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.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot z \quad (\text{Olson,1993:56}) \quad (2-36)$$

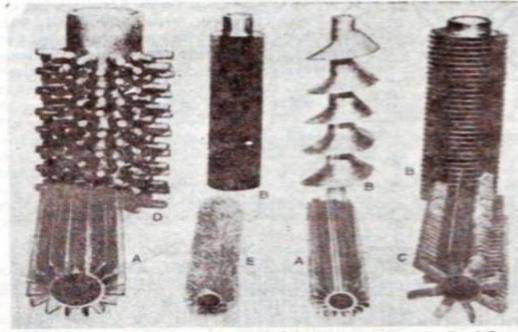
dengan : ρ = Massa jenis fluida referensi (kg/m^3)

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

z = Beda ketinggian permukaan fluida referensi (m)

2.11 Outer Helical 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 2.11 sebagai berikut :



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

Outer Helical Fin, merupakan fin yang berbentuk helical dan dipasang pada bagian luar pipa dalam, yang berfungsi untuk memperluas permukaan perpindahan panas dan sekaligus sebagai turbulator. Dengan penambahan *Outer Helical fin* ini maka aliran fluida tersebut akan menjadi vortex maka akan meningkatkan difusivitas termal pada fluida tersebut, sehingga akan meningkatkan transfer kalor pada aliran tersebut. Pada aliran yang sepenuhnya turbulen terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas termal pusaran (*eddy thermal conductivity*) dimana sifat-sifat pada pusaran ini nilainya mungkin sampai sepuluh kali lebih besar dari nilai molekular (Holman, 1997: 220). Adapun hubungan antara difusivitas termal dan laju perpindahan kalor dapat dilihat pada persamaan berikut ini:

$$\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)_{\text{turb}} = -\rho C_p \epsilon_M \frac{\partial T}{\partial y} \quad (\text{Holman, 1991:224}) \quad (2-37)$$

Dimana : $\left(\frac{\dot{Q}}{A}\right)_{\text{turb}}$ = flux kalor pada aliran turbulen (W/m²)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

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

ϵ_M = difusivitas pusaran (m²/s)

$\frac{\partial T}{\partial y}$ = gradient temperatur pada arah sumbu y (°C/m)

Bedasarkan persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa terjadinya pusaran dalam suatu aliran akan meningkatkan laju perpindahan kalor.

2.12 Hipotesis

Dengan penambahan *outer helical fin* maka akan memperluas permukaan perpindahan panas dari *air heater* dan dapat menimbulkan pusaran atau olakan-olakan (*vortex*) yang lebih kuat, sehingga mengakibatkan laju perpindahan kalor akan semakin meningkat, sedangkan tekanan fluida di sepanjang aliran akan semakin menurun karena *head losses* yang ditimbulkan akan semakin tinggi.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode penelitian eksperimental (*experimental research*). Jenis penelitian ini dapat digunakan untuk menguji suatu perlakuan atau desain baru dengan membandingkan dengan perlakuan dan tanpa perlakuan.

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. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah:

- a. Laju massa alir fluida dingin (udara) pada pipa luar divariasikan 45 kg/jam, 46 kg/jam, 47 kg/jam, 48 kg/jam dan 49 kg/jam.
- b. Laju massa fluida panas (gas buang) pada pipa dalam divariasikan 45 kg/jam, 46 kg/jam, 47 kg/jam, 48 kg/jam 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:

1. Laju perpindahan kalor
2. Penurunan Tekanan
3. Efektivitas alat penukar kalor

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan. Variabel kontrol pada penelitian ini yaitu:

- a. Tanpa penambahan *outer helical fin*.
- b. Dengan penambahan *outer helical fin*.

3.3 Alat-alat Penelitian

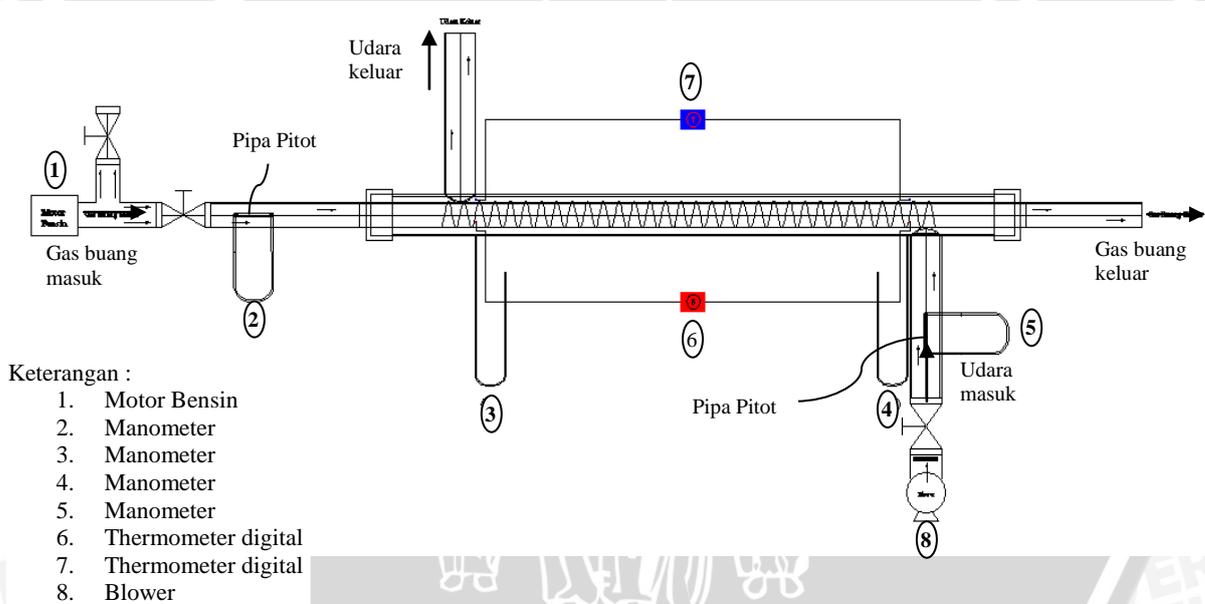
Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian terbagi menjadi peralatan utama yang akan diambil data-data yang diperlukan, dan peralatan tambahan yang digunakan untuk mencatat data dan mengkondisikan pengujian.

3.3.1 Alat Utama

Peralataan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *concentric double tube heat exchanger* dengan spesifikasi sebagai berikut :

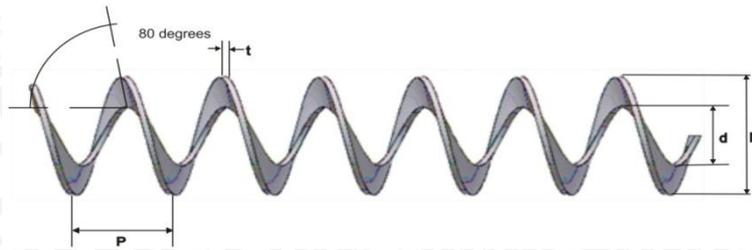
- Pipa dalam (*inner tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan tembaga paduan ASTM B280 dimana diameter luar (Do) 31.75 mm, tebal pipa 0.8 mm, dan panjang pipa (L) 1500 mm.
- Pipa luar (*outer tube*) yang digunakan adalah pipa dari bahan besi dengan diameter luar (Do) 63.5 mm, tebal pipa 4.6 mm, dan panjang pipa (L) 1000 mm. Susunan instalasi pengujian dapat dilihat pada gambar 3.1 dibawah ini :



Gambar 3.1 Susunan instalasi pengujian

2. Specimen Uji

Specimen uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *fin* yang terbuat dari bahan besi plat setebal 2mm. Bentuk dari alat dan spesifikasi tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2 berikut :



Keterangan :

- D = 51.5 mm
- d = 31.75 mm
- t = 2 mm
- p = 25 mm

Gambar 3.2 *Outer helical fin*

3.3.2 Peralatan Bantu

Adapun peralatan bantu pengujian terdiri dari instalasi motor bensin, sensor dan peralatan pendukung lainnya sebagai berikut :

a) Instalasi Motor Bensin, dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Merk mesin : Datsun, Tokyometer Co.Ltd
- Siklus : 4 langkah
- Jumlah silinder : 4 buah
- Daya poros maksimum : 80 BHP / 5000 RPM

b) Peralatan pendukung

- *Digital thermometer*, berfungsi mengubah data elektris dari *termocouple* menjadi data temperatur dengan tampilan *digital*. spesifikasi dari *digital thermometer* yang digunakan adalah sebagai berikut:
 - *Digital thermometer* pada aliran gas buang
 - Merek : APPA-55 II
 - Ketelitian pembacaan : 0.1 °C
 - *Measurement range* : -99.9 °C – 999.9 °C
 - *Input thermocouple* : 2 chanel type K
 - *Digital thermometer* pada aliran pipa udara dingin
 - Merek : KRISBOW
 - Ketelitian pembacaan : 1 °C
 - *Measurement range* : -99.9 °C – 999.9 °C
 - *Input thermocouple* : 2 chanel type K
- *Blower*, berfungsi untuk mengalirkan udara dingin pada pipa bagian luar denganspesifikasi sebagaib berikut :
 - Size : 2 inch
 - Volt/AMP : 220V/1A
 - R.P.M : 3000/3600

- *Asbes*, digunakan untuk mengisolasi pipa luar (*outer tube*) dari *heat exchanger*.
- *Pipa pitot*, digunakan untuk mengukur kecepatan gas buang dan udara masuk *heat exchanger*.
- *Inclined Manometer*, digunakan untuk mengukur tekanan udara dari tabung pitot
- *Manometer U*, digunakan untuk mengukur tekanan gas buang dari tabung pitot serta untuk mengukur penurunan tekanan pada *air heater*.

Gambar instalasi dan alat bantu terdapat pada no **lampiran 7**.

3.4 Tempat Penelitian

Penelitian mengenai pengaruh *outer helical fins* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater* ini dilakukan di Laboratorium Motor Bakar, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.

Surat penelitian pada laboratorium Motor Bakar terlampir pada no **lampiran 6**.

3.5 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian meliputi Persiapan yaitu :

1. Menyiapkan instalasi penelitian.
2. Pengecekan kondisi alat ukur meliputi *pietzometer* dan sensor beserta alat pendukungnya.

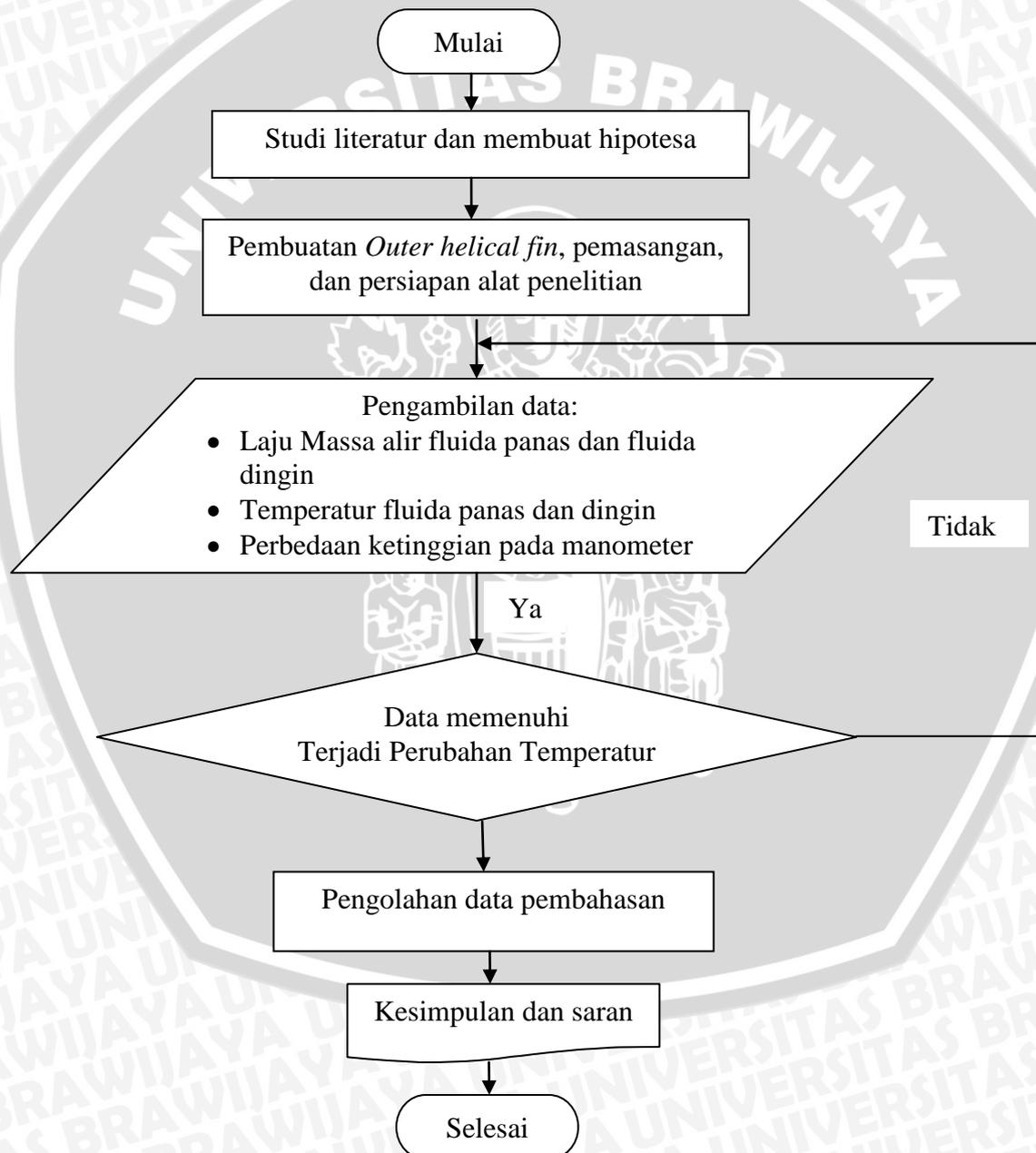
Pelaksanaan penelitian :

1. Memasang semua instalasi penelitian pada alat penukar kalor, dengan tidak memasang *outer helical fin* pada *air heater*.
2. Menyalakan motor bensin dan mengatur laju massa alir gas buang sebesar 49 Kg/jam.
3. Menyalakan blower dan mengatur laju massa alir udara sebesar 46 kg/jam.
4. Setelah keadaan mencapai kondisi *steady*, mengambil data temperatur masuk dan temperatur keluar udara maupun gas buang untuk tiap-tiap variasi laju massa alir udara.
5. Mengambil data perbedaan ketinggian permukaan fluida manometer untuk tiap variasi laju massa alir.
6. Mengulangi langkah 3-6 dengan variasi laju massa alir udara 45, 46, 47, 48, dan 49 (kg/jam).
7. Mengulangi langkah 1 sampai 6 dengan memasang *outer helical fin* pada *air heater*.

8. Mengulangi langkah 1 sampai 7 dengan merubah variasi laju massa alir gas buang.
9. Data kemudian diolah serta dilakukan analisa mengenai pengaruh pemasangan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performance* dari *air heater*
10. Menarik kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir merupakan diagram yang menggambarkan suatu proses pemecahan suatu masalah, diagram alir penelitian dapat dilihat pada gambar 3.3 berikut ini:



Gambar 3.3 Diagram Alir Penelitian

**BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN**

4.1. Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

1. Data Hasil Pengujian tanpa *Outer Helical fin*

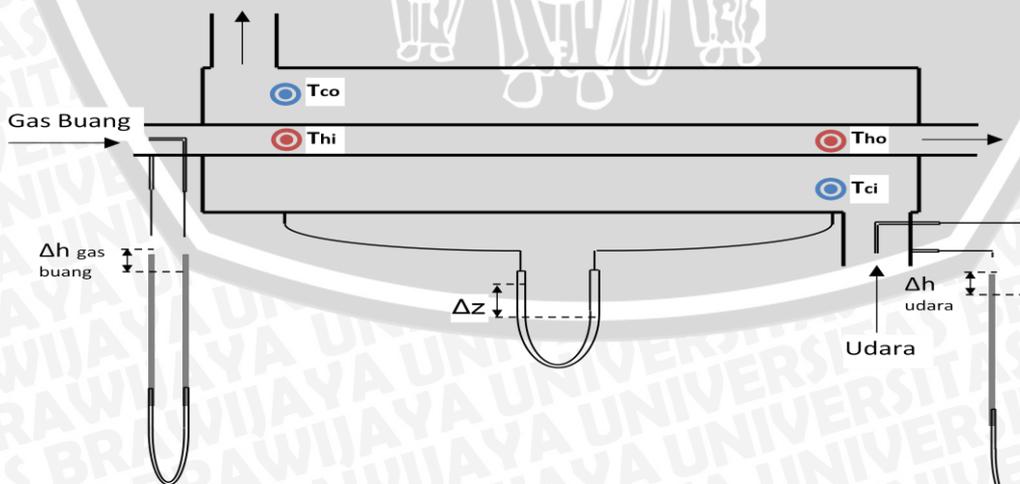
Tabel 4.1 Variasi laju massa alir gas buang (laju massa alir udara konstan):

| Δh gas buang (mm) | Δh udara (mm) | T gas buang (°C) | | T ud (°C) | | Δz (mm) |
|---------------------------|-----------------------|------------------|----------|-----------|----------|-----------------|
| | | T_{hi} | T_{ho} | T_{ci} | T_{co} | |
| 24 | 35 | 287 | 243 | 46 | 84 | 4 |
| 25 | 35 | 288 | 241 | 46 | 84 | 4 |
| 26 | 35 | 289 | 240 | 47 | 87 | 4 |
| 27 | 35 | 290 | 239 | 48 | 89 | 4 |
| 28 | 35 | 293 | 236 | 48 | 91 | 4 |

Tabel 4.2 Variasi Laju Massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan)

| Δh udara (mm) | Δh gas buang (mm) | T (°C) | | T (°C) | | Δz (mm) |
|-----------------------|---------------------------|----------|----------|----------|----------|-----------------|
| | | T_{ci} | T_{co} | T_{hi} | T_{ho} | |
| 30 | 29 | 50 | 100 | 300 | 245 | 2 |
| 32 | 29 | 50 | 101 | 302 | 246 | 2 |
| 33 | 29 | 51 | 102 | 303 | 246 | 3 |
| 34 | 29 | 51 | 102 | 303 | 245 | 4 |
| 36 | 29 | 51 | 102 | 304 | 246 | 4 |

Untuk gambar instalasi pengujian dapat dilihat pada gambar 4.1 di bawah ini :



Gambar 4.1 Instalasi Pengujian Tanpa *Outer Helical Fin*

2. Data Hasil Pengujian Dengan Penambahan *Outer Helical fin*

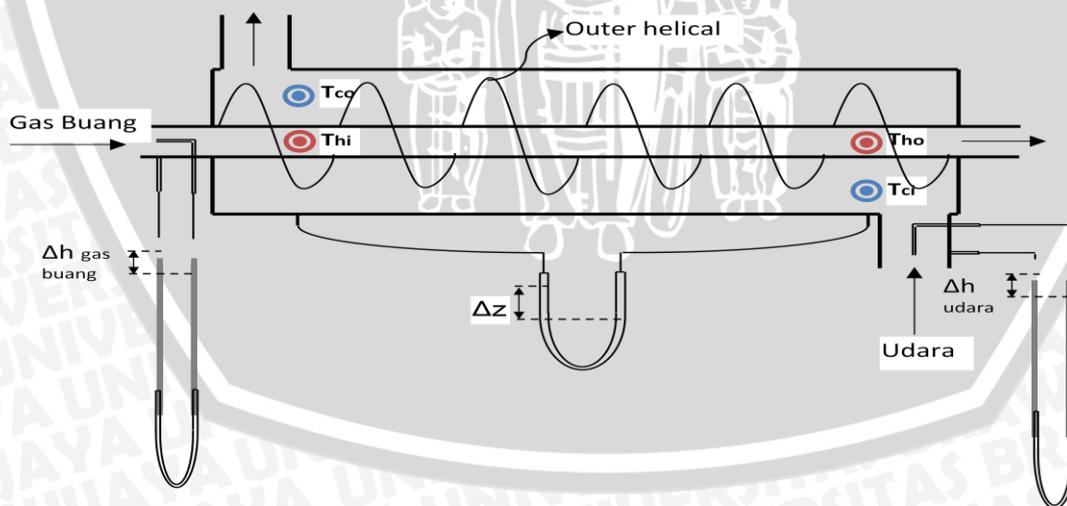
Tabel 4.3 Variasi laju massa alir gas buang (laju massa alir udara konstan)

| Δh gas buang (mm) | Δh udara (mm) | T gas buang ($^{\circ}\text{C}$) | | T ud ($^{\circ}\text{C}$) | | Δz (mm) |
|---------------------------------|-----------------------------|---------------------------------------|----------|--------------------------------|----------|--------------------|
| | | T_{hi} | T_{ho} | T_{ci} | T_{co} | |
| 24 | 36 | 280 | 240 | 46 | 96 | 17 |
| 25 | 36 | 281 | 241 | 46 | 99 | 17 |
| 26 | 36 | 281 | 241 | 47 | 100 | 17 |
| 27 | 36 | 284 | 243 | 47 | 102 | 17 |
| 28 | 36 | 285 | 244 | 47 | 104 | 17 |

Tabel 4.4 Variasi Laju Massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan)

| Δh udara (mm) | Δh gas buang (mm) | T ($^{\circ}\text{C}$) | | T ($^{\circ}\text{C}$) | | Δz (mm) |
|-----------------------------|---------------------------------|-----------------------------|----------|-----------------------------|----------|--------------------|
| | | T_{ci} | T_{co} | T_{hi} | T_{ho} | |
| 30 | 28 | 45 | 100 | 295 | 242 | 14 |
| 32 | 28 | 46 | 104 | 295 | 242 | 16 |
| 33 | 28 | 46 | 108 | 296 | 242 | 17 |
| 35 | 28 | 47 | 111 | 296 | 243 | 18,5 |
| 36 | 28 | 48 | 112 | 296 | 243 | 19 |

Untuk gambar instalasi pengujian dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.2 sebagai berikut :



Gambar 4.2 instalasi Pengujian Dengan Penambahan *Outer Helical Fin*

4.1.2 Perhitungan Data

Dari data hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian dengan penambahan *outer helical fin* pada variasi laju massa alir udara (laju massa alir gas buang konstan):

Beda ketinggian pada manometer (fluida dingin = udara) di pipa luar : 30 mm

Beda ketinggian pada manometer (fluida panas = gas buang) di pipa dalam : 28 mm

$$\begin{aligned}
 V_{\text{gas buang}} &= \sqrt{2g\Delta h \frac{\rho_{\text{air}} - \rho_{\text{gas}}}{\rho_{\text{gas}}}} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{(2 \times 9,81 \times 28)}{1000}\right) \times \left(\frac{1000 - 0,653}{0,653}\right)} \\
 &= 29,204 \text{ m/s} \\
 \dot{m}_{\text{gas buang}} &= \rho VA \\
 &= \left(0,653 \times 29,204 \times \frac{1}{4} \pi \left(\frac{30,15}{1000}\right)^2\right) \times 3600 \\
 &= 49 \text{ kg/ jam}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_{\text{udara}} &= \sqrt{2\rho g\Delta h} \\
 &= \sqrt{2g \frac{\rho_{\text{minyak}} \times g \times h_{\text{minyak}}}{g \times \rho_{\text{udara}}}} \\
 &= \sqrt{2g \frac{\rho_{\text{air}} \times SG_{\text{minyak}} \left(\frac{z \sin 3,75}{1000}\right)}{\rho_{\text{udara}}}} \\
 &= \sqrt{2 \times 9,81 \times \frac{1000 \times 0,826 \left(\frac{28 \sin 3,75}{1000}\right)}{1,0083}} \\
 &= 5,619 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{\text{udara}} &= \rho VA \\
 &= \left(1,0083 \times 5,619 \times \frac{1}{4} \pi \left(\frac{53}{1000}\right)^2\right) \times 3600 \\
 &= 45 \text{ kg/ jam}
 \end{aligned}$$

1. Perhitungan Perpindahan Panas

Perhitungan laju perpindahan panas dimanas besarnya energy kalor dapat dinyatakan:

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

Diketahui :

Temperatur Udara :

$$T_{c,in} = 45^\circ\text{C} \text{ dan } T_{c,out} = 100^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_c = 100^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C} = 55^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} = \frac{100^\circ\text{C} + 55^\circ\text{C}}{2} = 73^\circ\text{C}$$

Dengan melakukan interpolasi terhadap tabel sifat-sifat udara (no **lampiran 5**) pada tekanan atmosfer propertis dari udara pada temperatur rata-rata (T_f) = 73 °C yaitu:

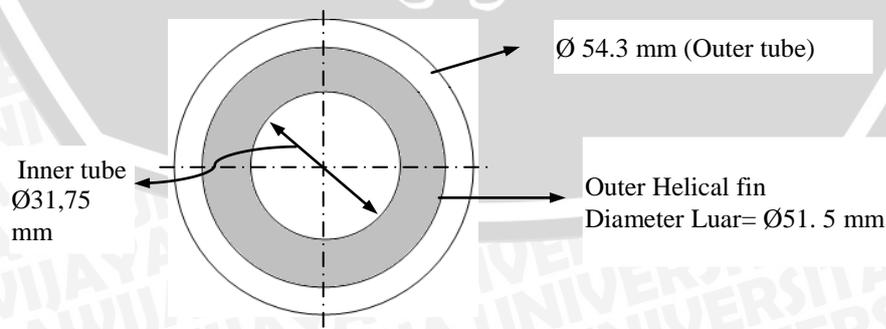
$$C_p = 1,009 - \frac{(1,009 - 1,0057)(350 - 346)}{(350 - 300)} = 1,0087 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 0,988 - \frac{(0,998 - 1,1774)(350 - 346)}{(350 - 300)} = 1,0141 \text{ kg/m}^3$$

Maka besarnya laju perpindahan panas adalah :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}C_p\Delta T \\ &= 45 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \cdot 1,0087 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 55^\circ\text{C} \\ &= 2503,29 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Perhitungan diameter hidrolik dan kecepatan aliran fluida panas didasarkan pada penampang melintang pipa luar (*Outer tube*), dimana pada pemasangan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.3 sebagai berikut:



Gambar 4.3 Penampang pipa tampak depan dengan pemasangan *Outer helical fin*

- Sehingga diameter hidrolis (D_h) :

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (\text{Pers 2-30})$$

$$= 4 \frac{\left[\left(\pi \frac{1}{4} \left(\frac{54,3}{1000} \right)^2 \right) - \left(\pi \frac{1}{4} \left(\frac{51,5}{1000} \right)^2 \right) \right] m^2}{\pi \frac{54,3}{1000} m + \pi \frac{51,5}{1000} m}$$

$$= 0.0028 \text{ m}$$

- Kecepatan udara dengan penambahan *Outer helical fin* (V) :

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_c}$$

$$= \frac{45 \text{ m}^3/\text{s}}{1,0087 \left[\left(\pi \frac{1}{4} \left(\frac{54,3}{1000} \right)^2 \right) - \left(\pi \frac{1}{4} \left(\frac{51,5}{1000} \right)^2 \right) \right] m^2}$$

$$= 53,002 \text{ m/s}$$

- Angka Reynold udara (Re) :

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu}$$

$$= \frac{53,002 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0028 \text{ m}}{20,304 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 6223,448$$

Diasumsikan tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan, sehingga kalor yang dilepas sama dengan kalor yang diterima oleh udara, besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat dinyatakan dengan :

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_{h1} - T_{h2}) = U A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Pers. 2-10})$$

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

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (\text{Pers. 2-11})$$

Untuk Temperatur air heater dengan *Outer-helical fin* :

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

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

Sehingga:

$$\Delta T_1 = 295 \text{°C} - 100 \text{°C} = 195 \text{°C}$$

$$\Delta T_2 = 242 \text{°C} - 45 \text{°C} = 197 \text{°C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{195 - 197}{\ln(195/197)} = 195 \text{°C}$$

- Luas permukaan perpindahan kalor (A_s) :

$$A_s = A_1 + A_2$$

$$A_1 = \frac{(\pi \cdot 0,0315 \cdot 0,8) + (\pi \cdot 0,03095 \cdot 0,8)}{2 \cdot 1000} = 0,0788 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{2,33 \cdot (\pi 51,5^2 - \pi 31,75^2)}{1000} = 0,0852 \text{ m}^2$$

$$A_s = 0,0788 \text{ m}^2 + 0,0852 \text{ m}^2 = 0,163 \text{ m}^2$$

- Perpindahan panas Menyeluruh :

$$U = \frac{\dot{Q}}{A_s \Delta T_{\text{lmtD}}} \quad (\text{Pers. 2-5})$$

$$U = \frac{2496,171 \text{ kJ/jam}}{0,163 \text{ m}^2 \cdot 196^\circ\text{C}} \times 3,6$$

$$= 304,7511 \text{ Watt/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

1. Perhitungan Pressure Drop (ΔP)

Besarnya penurunan tekanan pada pipa dengan aliran gas buang didapatkan dari persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot g \cdot z \quad (\text{Pers. 2-36})$$

$$\text{dengan: } \Delta Z = 14/1000 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$\rho \text{ udara} = 1,0141 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho \text{ air pada suhu } 29^\circ\text{C} = 995,4175 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga besarnya penurunan tekanan (pressure drop) adalah :

$$\Delta P = (\rho_{\text{air}} - \rho_{\text{udara}}) \cdot g \cdot \Delta z$$

$$= \left(995,4175 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 1,0141 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 14/1000$$

$$= 136,57 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 136,57 \text{ Pa}$$

2. Perhitungan Efektivitas Thermal (ϵ)

Berdasarkan (Pers. 2-12) maka besarnya efektivitas alat penukar kalor dinyatakan:

$$\text{Efektifitas } (\epsilon) = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

$$(\varepsilon) = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}}$$

Sedangkan,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (\text{Pers 2-14})$$

Dimana, $C_c = \dot{m}C_{p,c}$; $C_h = \dot{m}C_{p,h}$

Sehingga:

$$C_c = 45 \cdot 1,0086 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} = 45,514 \text{ kJ/jam}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 49 \cdot 1,038 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} = 50,841 \text{ kJ/jam}^\circ\text{C}$$

Dalam kasus ini C_{\min} terjadi pada aliran gas buang ($45,514 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}}$), sehingga laju kalor maksimum adalah :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\max} &= C_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 45,514 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}^\circ\text{C}} (295^\circ\text{C} - 456^\circ\text{C}) \\ &= 11387,694 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}} \end{aligned}$$

Sedangkan besarnya perpindahan kalor nyata (\dot{Q}) adalah : $2496,171 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}}$

Jadi besarnya efektivitas dari alat penukar kalor ini adalah :

$$\begin{aligned} \text{Efektifitas } (\varepsilon) &= \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \\ &= \frac{2496,171 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}}}{11387,694 \frac{\text{kJ}}{\text{jam}}} \\ &= 0,21982 = 21,98\% \end{aligned}$$

Pengolahan data perhitungan terlampir pada no **lampiran 1 - 4**.

Tabel 4.5 Data Hasil Perhitungan Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (Laju Massa Alir Udara Konstan = 49 kg/jam)

| \dot{m} (kg/jam) | Tanpa <i>Outer Helical Fin</i> | | | | Dengan Penambahan <i>Outer Helical Fin</i> | | | |
|-----------------------|--------------------------------|-------------------|--------------------|------------------------------|--|-------------------|--------------------|------------------------------|
| | \dot{Q} (kJ/jam) | ϵ (%) | ΔP [Pa] | U Watt/m ² °C. | \dot{Q} (kJ/jam) | ϵ (%) | ΔP [Pa] | U Watt/m ² °C. |
| 45 | 1891.289 | 16.82 | 39.0344 | 437.9079 | 2480.436 | 22.74 | 165.895 | 289.8936 |
| 46 | 1891.289 | 16.39 | 39.0344 | 439.0469 | 2627.074 | 23.47 | 165.895 | 308.0600 |
| 47 | 1988.689 | 16.86 | 39.0344 | 466.3341 | 2625.575 | 23.02 | 165.895 | 309.1937 |
| 48 | 2036.759 | 16.91 | 39.0344 | 481.2825 | 2723.151 | 23.13 | 165.896 | 318.7608 |
| 49 | 2134.939 | 17.15 | 39.0344 | 507.1773 | 2820.553 | 23.34 | 165.896 | 330.2803 |

Tabel 4.6 Data Hasil Perhitungan Variasi Laju Massa Alir Udara (Laju Massa Alir Gas Buang Konstan = 49 kg/jam)

| \dot{m} (kg/jam) | Tanpa <i>Outer Helical Fin</i> | | | | Dengan Penambahan <i>Outer Helical Fin</i> | | | |
|-----------------------|--------------------------------|-------------------|--------------------|------------------------------|--|-------------------|--------------------|------------------------------|
| | \dot{Q} (kJ/jam) | ϵ (%) | ΔP [Pa] | U Watt/m ² °C. | \dot{Q} (kJ/jam) | ϵ (%) | ΔP [Pa] | U Watt/m ² °C. |
| 45 | 2272.710 | 20.00 | 19.5104 | 656.1033 | 2503.29 | 21.98 | 136.571 | 304.7508 |
| 46 | 2369.046 | 20.24 | 29.2656 | 664.8532 | 2695.086 | 23.26 | 156.083 | 309.0477 |
| 47 | 2419.235 | 20.24 | 29.2657 | 678.5166 | 2940.225 | 24.82 | 165.839 | 312.3441 |
| 48 | 2470.703 | 20.24 | 39.0210 | 692.1204 | 3100.25 | 25.72 | 180.473 | 312.9839 |
| 49 | 2522.172 | 20.16 | 39.0210 | 688.7545 | 3165.165 | 25.83 | 185.351 | 314.6382 |

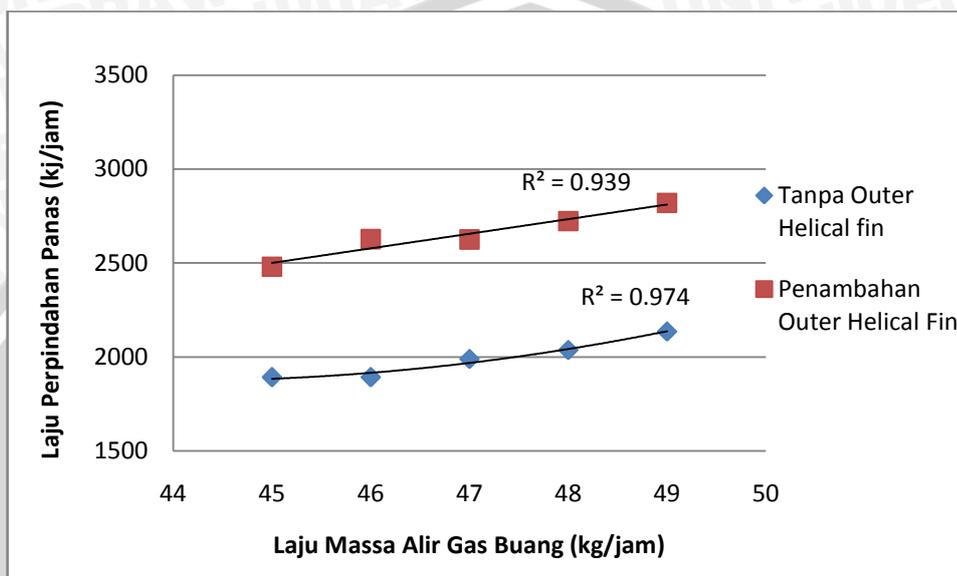
Pengolahan data perhitungan terlampir pada no **lampiran 1 - 4**.

4.2 Pembahasan

4.2.1 Hubungan Laju Massa Alir dengan Laju Perpindahan Panas

1. Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (Laju Massa Alir Udara Konstan)

Hubungan antara laju massa alir gas buang dengan laju perpindahan panas pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.1 dibawah ini :



Gambar 4.1 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Gas Buang dengan Laju Perpindahan Panas (Laju Massa Alir Udara Konstan = 49 kg/jam)

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa peningkatan laju perpindahan panas sebanding dengan kenaikan laju massa alir dari gas buang, semakin cepat laju massa alir gas buang yang bergerak, maka laju perpindahan panasnya pun semakin tinggi. Adanya gerakan fluida gas buang akan semakin cepat menggantikan fluida panas yang telah dingin di sekitar permukaan dinding pipa dalam (*inner tube*) dengan fluida panas yang lain sehingga dihasilkan temperatur fluida yang lebih panas pada lapisan lapisan fluida yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, sesuai dengan rumus :

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

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)

Dari Persamaan tersebut dapat dilihat, laju energi kalor akan sebanding dengan ³⁶ perbedaan temperatur antara kedua benda yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, sehingga dari hal tersebut menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi.

Dari gambar 4.1 adanya penambahan *outer helical fin* menyebabkan terjadinya peningkatan laju perpindahan kalor lebih besar dibandingkan dengan tanpa penghalang. Penambahan *outer helical fin* membuat luas permukaan perpindahan panas semakin lebih besar, karena luas permukaan alat penukar kalor berbanding lurus dengan laju perpindahan panas sesuai dengan rumus:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

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

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

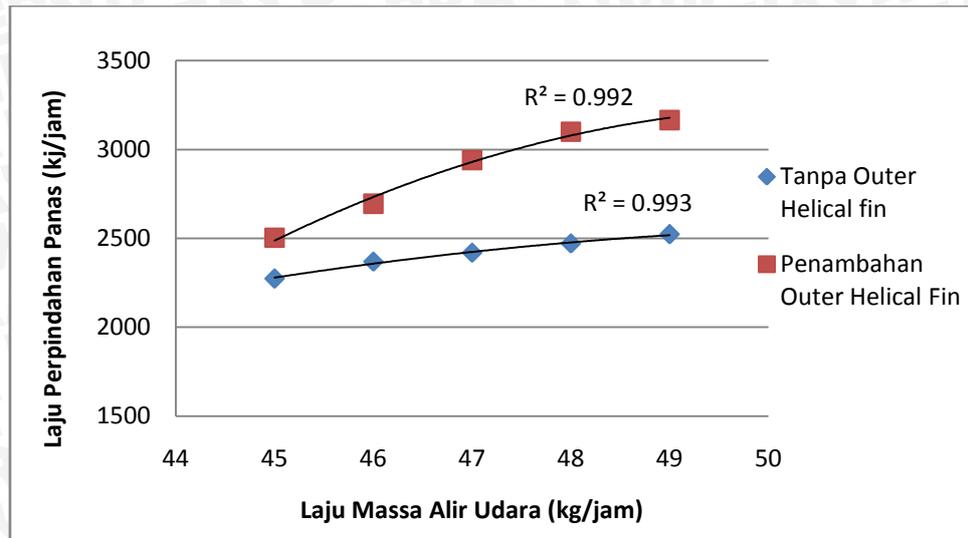
A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata-rata diantara kedua fluida pada masing-masing sisi (°C)

Dari persamaan tersebut maka laju perpindahan panas pun meningkat. Selain itu penambahan *outer helical fin* juga membuat aliran fluida udara semakin diputar (*swirling flow*) dan diarahkan ke dinding luar dari pipa luar (*outer tube*), gerakan fluida yang acak serta adanya gerakan fluida yang berpusar (*swirling flow*) menyusuri penampang *outer helical fin* akan mengakibatkan sebagian besar partikel fluida akan dapat saling bercampur dan berinteraksi untuk selanjutnya men-*transfer* energi kalor pada partikel-partikel fluida yang lain maupun pada permukaan media, dimana temperatur pada daerah tersebut lebih rendah sehingga lapisan batas *thermal* yang dibentuk oleh aliran tersebut akan semakin menipis. Perbedaan temperatur fluida panas dengan dinding pipa menjadi semakin besar sehingga laju perpindahan kalor pada daerah tersebut juga akan semakin tinggi.

2. Variasi Laju Massa Udara (Laju Massa Alir Gas Buang Konstan)

Hubungan antara laju massa alir udara dengan laju perpindahan panas pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut :



Gambar 4.2 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Udara dengan Laju Perpindahan Panas (Laju Massa Alir Gas Buang Konstan = 49 kg/jam)

Gambar 4.2 merupakan grafik pengaruh penambahan *outer helical* terhadap laju perpindahan kalor pada variasi laju massa alir udara, sama dengan variasi laju massa alir gas buang dapat dilihat dari grafik tersebut laju perpindahan panas semakin tinggi sebanding dengan kenaikan laju massa alir udara sesuai dengan rumus:

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

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)

Maka semakin besar laju massa alir maka laju perpindahan panas pun semakin tinggi. Selain itu peningkatan laju perpindahan panas disebabkan pula penambahan *outer helical fin* karena luas permukaan perpindahan panas semakin besar dan berbanding lurus dengan laju perpindahan panas. Penambahan *outer helical fin* juga mempengaruhi aliran pada udara, dengan adanya *fin* maka udara yang mengalir menjadi lebih *vortex* karena terdapat hambatan sehingga partikel panas yang dilepas gas buang dan partikel dingin udara dapat saling bercampur dan berintraksi sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan panas.

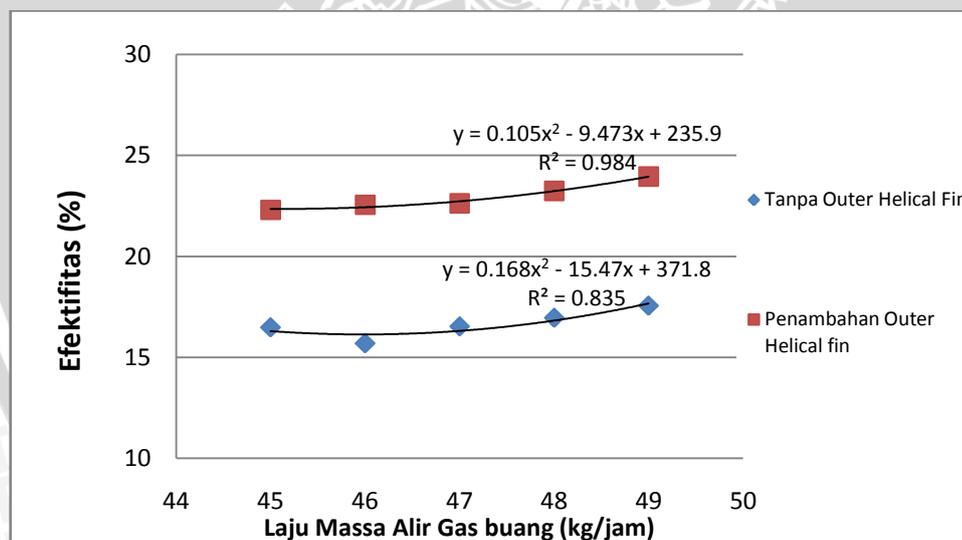
Pada gambar 4.2 jika dibandingkan pada gambar 4.1 yaitu variasi laju massa alir udara memiliki laju perpindahan kalor yang lebih tinggi dibandingkan dengan variasi laju massa alir gas buang. Dapat dilihat pada laju massa alir udara 49 kg/jam mempunyai nilai laju perpindahan panas sebesar 3165 kJ/jam (dengan penambahan

outer helical fin) sedangkan pada variasi gas buang laju perpindahan kalor sebesar 2820 kJ/jam, hal tersebut dikarenakan pada variasi laju massa alir udara, laju massa alir gas buang sebagai sumber panas di jaga konstan (49 kg/jam), sehingga panas yang dilepas oleh gas buang merupakan panas pada laju massa alir maksimal dan cenderung konstan. Partikel panas tersebut tercampur dengan partikel fluida dingin (udara) dan dengan penambahan *outer helical fin* membuat intensitas turbulensi yang ditimbulkan menjadi lebih besar sehingga olakan-olakan yang di timbulkan semakin besar dan membuat partikel-partikel fluida disekitar dinding pipa dan *fin* untuk dapat saling bercampur dan berinteraksi melakukan perpindahan kalor sehingga perpindahan kalor pun menjadi lebih besar.

4.2.2 Hubungan Laju Massa Alir dengan Efektifitas Alat Penukar Kalor

1. Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (Laju Massa Alir Udara Konstan)

Hubungan antara laju massa alir gas buang dengan efektifitas alat penukar kalor pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.3 dibawah ini :



Gambar 4.3 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Gas buang dengan Efektifitas Alat Penukar kalor (Laju Massa Alir Udara konstan = 49 kg/jam)

Pada gambar 4.3 dapat dilihat pada laju massa alir gas buang awal efektifitas menurun kemudian meningkat. Hal ini disebabkan dengan pada laju massa alir tersebut gerakan gas buang menggantikan fluida panas yang telah dingin di sekitar permukaan alat penukar kalor dengan partikel fluida panas yang lain, atas dasar hal tersebut maka temperatur keluar gas buang menjadi turun karena panas di-*transfer* ke permukaan alat

penukar kalor tersebut dan dinding pipa, sehingga perbedaan temperatur fluida panas yang masuk dengan fluida panas yang keluar menjadi lebih kecil.

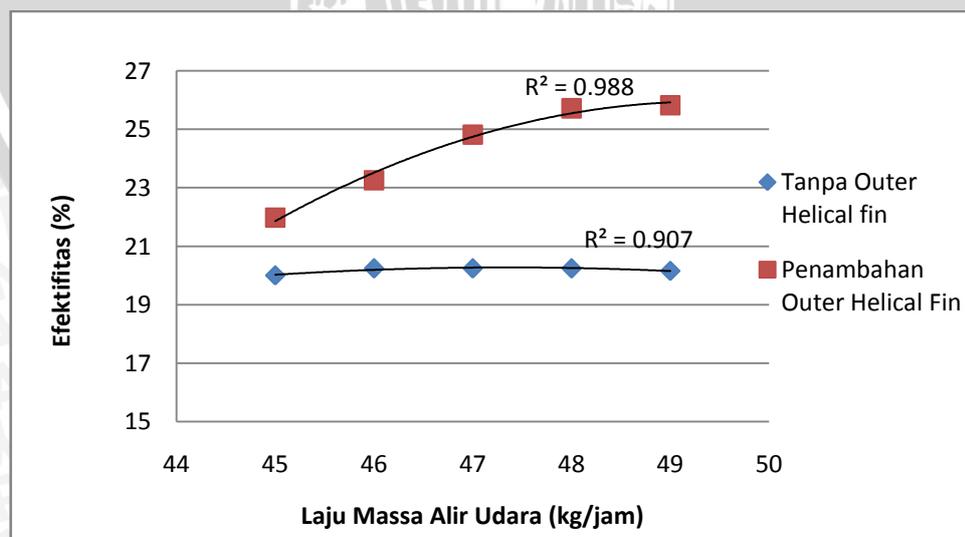
Dari grafik juga dapat dilihat bahwa pada variasi laju massa alir gas buang dengan adanya pemasangan *outer helical fin* akan menyebabkan peningkatan efektivitas dari alat penukar kalor dibandingkan dengan tanpa pemasangan *outer helical fin*. Hal ini berdasarkan persamaan:

$$\varepsilon = \frac{\text{Perpindahan kalor nyata}}{\text{Perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

Laju perpindahan kalor nyata yang ditimbulkan pada masing-masing pengujian menjadi lebih tinggi, hal ini mengakibatkan peningkatan efektivitas pada masing-masing variasi laju massa alir gas buang. Selain itu, dengan semakin meningkatnya laju massa alir gas buang maka $C = \dot{m}C_p$ (*heat capacity rate*) akan semakin meningkat, dimana *heat capacity rate* menyatakan besarnya laju perpindahan kalor yang diperlukan untuk merubah temperatur dari laju aliran fluida sebesar 1°C , sehingga dengan semakin meningkatnya laju massa alir maka akan meningkatkan *heat capacity rate*. Dapat diartikan bahwa dengan meningkatkan *heat capacity rate* pada perubahan temperatur fluida yang lebih kecil sudah didapatkan laju perpindahan kalor yang besar.

2 Variasi Laju Massa Alir Udara (Laju Massa Alir Gas Buang Konstan)

Hubungan antara laju massa alir udara dengan efektivitas alat penukar kalor pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.4 dibawah ini :



Gambar 4.4 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Udara dengan Efektivitas Alat Penukar kalor (Laju Massa Alir Gas Buang konstan = 49 kg/jam)

Dari gambar 4.4 terlihat pada variasi laju massa alir udara sama dengan pada variasi laju massa alir gas buang efektifitas alat penukar kalor tanpa penambahan lebih rendah dibandingkan dengan penambahan *outer helical fin*. Tetapi jika dibandingkan antara keduanya tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* pada variasi laju massa alir udara memiliki efektifitas lebih tinggi dibanding variasi laju massa alir gas buang, hal ini berhubungan dengan laju perpindahan panas yang dihasilkan oleh variasi laju massa alir udara lebih besar, sesuai dengan persamaan:

$$\varepsilon = \frac{\text{Perpindahan kalor nyata}}{\text{Perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

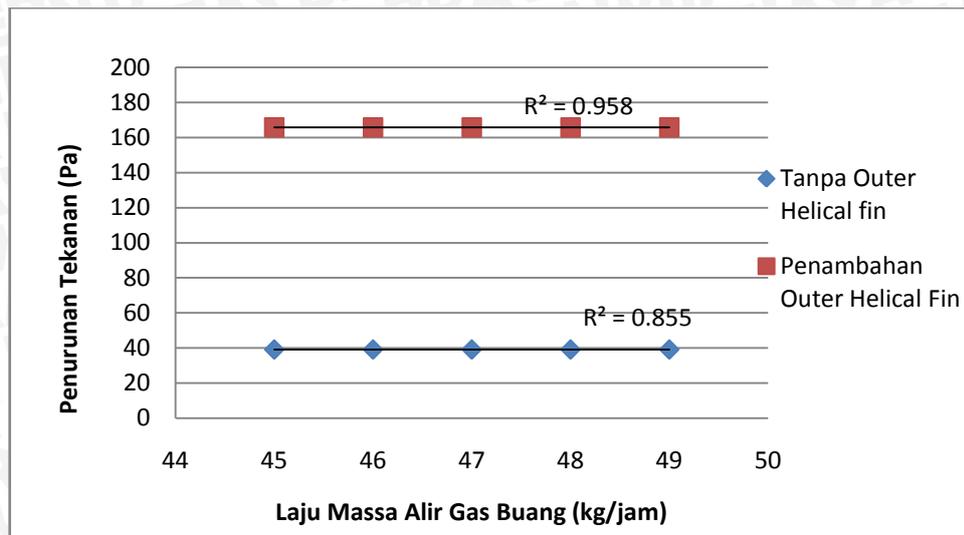
Dari persamaan tersebut maka, laju perpindahan kalor nyata yang ditimbulkan pada variasi laju massa alir udara lebih tinggi, hal ini akan mengakibatkan peningkatan efektifitasnya pun lebih tinggi dibandingkan dengan variasi gas buang.

Dari grafik diatas terlihat efektifitas *thermal* tertinggi pada laju massa alir udara 49 kg/jam, hal ini disebabkan perpindahan kalor nyata pada variasi laju massa alir udara lebih tinggi dari pada variasi laju massa alir gas buang karena peningkatan laju massa alir udara semakin besar maka udara yang berinteraksi dengan permukaan *outer helical fin* dan pipa dalam bagian luar pun semakin besar, dengan adanya *outer helical fin* udara menjadi lebih berolak (*vortex*) sehingga panas dapat tercampur dengan baik mengakibatkan temperatur keluar udara menjadi lebih tinggi, sehingga perbedaan temperatur udara yang masuk dengan udara yang keluar menjadi lebih besar.

4.2.3 Hubungan Laju Massa Alir dengan Penurunan Tekanan

1 Variasi Laju Massa Alir Gas Buang (Laju Massa Alir Udara Konstan)

Hubungan antara laju massa alir gas buang dengan penurunan tekanan pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.5 berikut :



Gambar 4.5 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Gas buang dengan Penurunan Tekanan (Laju Massa Alir Udara konstan = 49 kg/jam)

Gambar 4.5 menunjukkan hubungan laju massa alir gas buang dengan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa luar (*outer tube*), semakin besar laju massa alir gas buang maka penurunan tekanan (ΔP) yang terjadi cenderung konstan. Hal ini dikarenakan, penurunan tekanan yang diteliti yaitu pada pipa luar (*outer tube*) yang akan diberikan penambahan atau tidak *outer helical fin*. Pada grafik terlihat dengan penambahan *outer helical fin* memiliki penurunan tekanan yang sangat tinggi disebabkan luas penampang aliran fluida menjadi lebih kecil, akibatnya fluida akan mempunyai kecepatan yang lebih tinggi untuk mempertahankan laju massa alir fluida yang sama, Dimana besarnya minor losses berbanding lurus dengan kuadrat dari kecepatan fluida, sesuai dengan rumus:

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

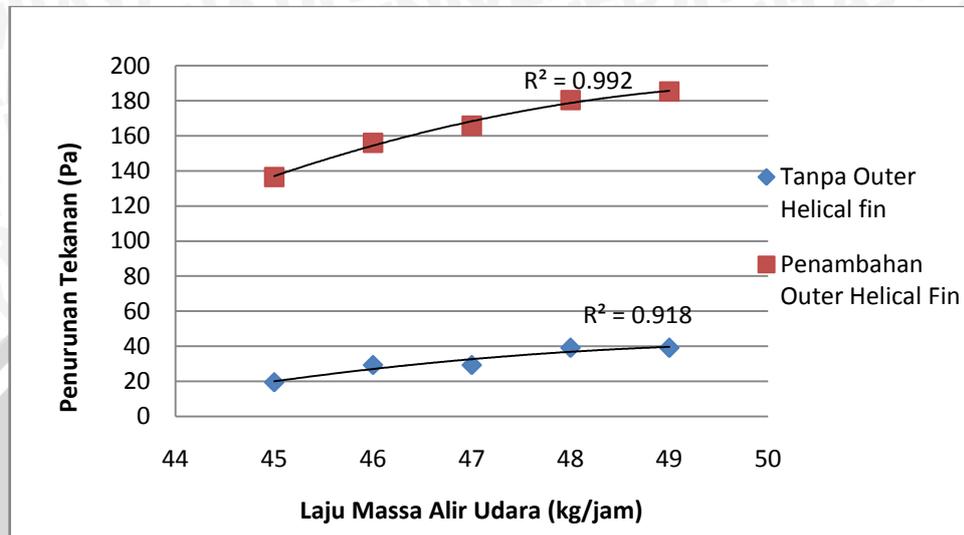
dengan : h_{mi} = Minor losses (m)

K = Faktor kerugian komponen

Sehingga dapat disimpulkan bahwa *pressure drop* yang terjadi berbanding lurus dengan peningkatan kuadrat laju massa alir. Karena hal tersebut gesekan pada dinding pipa luar maupun dengan *outer helical fin* juga akan semakin meningkat, hal tersebut akan meningkatkan *total losses* yang besarnya dipengaruhi oleh kecepatan fluida dan faktor kerugian komponen, sehingga penurunan tekanan yang terjadi pada saluran akan semakin meningkat karena besar penurunan tekanan yang terjadi berbanding lurus dengan *total losses*.

2. Variasi Laju Massa Alir Udara (Laju Massa Alir Gas Buang Konstan)

Hubungan antara laju massa alir udara dengan penurunan tekanan pada *air heater* tanpa dan dengan penambahan *outer helical fin* dapat dilihat pada gambar 4.6 berikut :



Gambar 4.6 Grafik Hubungan antara Laju Massa Alir Udara dengan Penurunan Tekanan (Laju Massa Alir Udara konstan = 49 kg/jam)

Pada gambar 4.6 menunjukkan hubungan variasi laju massa alir udara dengan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada pipa luar (*outer tube*), dari grafik diatas dapat dilihat bahwa semakin besar laju massa alir udara maka penurunan tekanan yang terjadi juga akan semakin besar. Hal ini sesuai dengan hukum kontinuitas dimana laju massa alir fluida yang masuk sama dengan laju massa alir fluida yang keluar, dengan pemasangan *outer helical fin* maka udara akan mempunyai kecepatan yang lebih tinggi untuk mempertahankan massa alir yang masuk sama dengan masa alir yang keluar sehingga penurunan tekanan menjadi lebih tinggi karena besarnya minor losses berbanding lurus dengan kuadrat dari kecepatan fluida, sesuai dengan rumus :

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

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

K = Faktor kerugian komponen

Penurunan tekanan (*pressure drop*) terkecil selalu terjadi pada pengujian alat penukar kalor tanpa pemasangan *outer helical fin*, hal ini terjadi karena besarnya *pressure drop* yang dihasilkan hanya disebabkan oleh *major losses*. Sehingga nilainya akan selalu lebih kecil dibandingkan dengan pengujian alat penukar kalor dengan

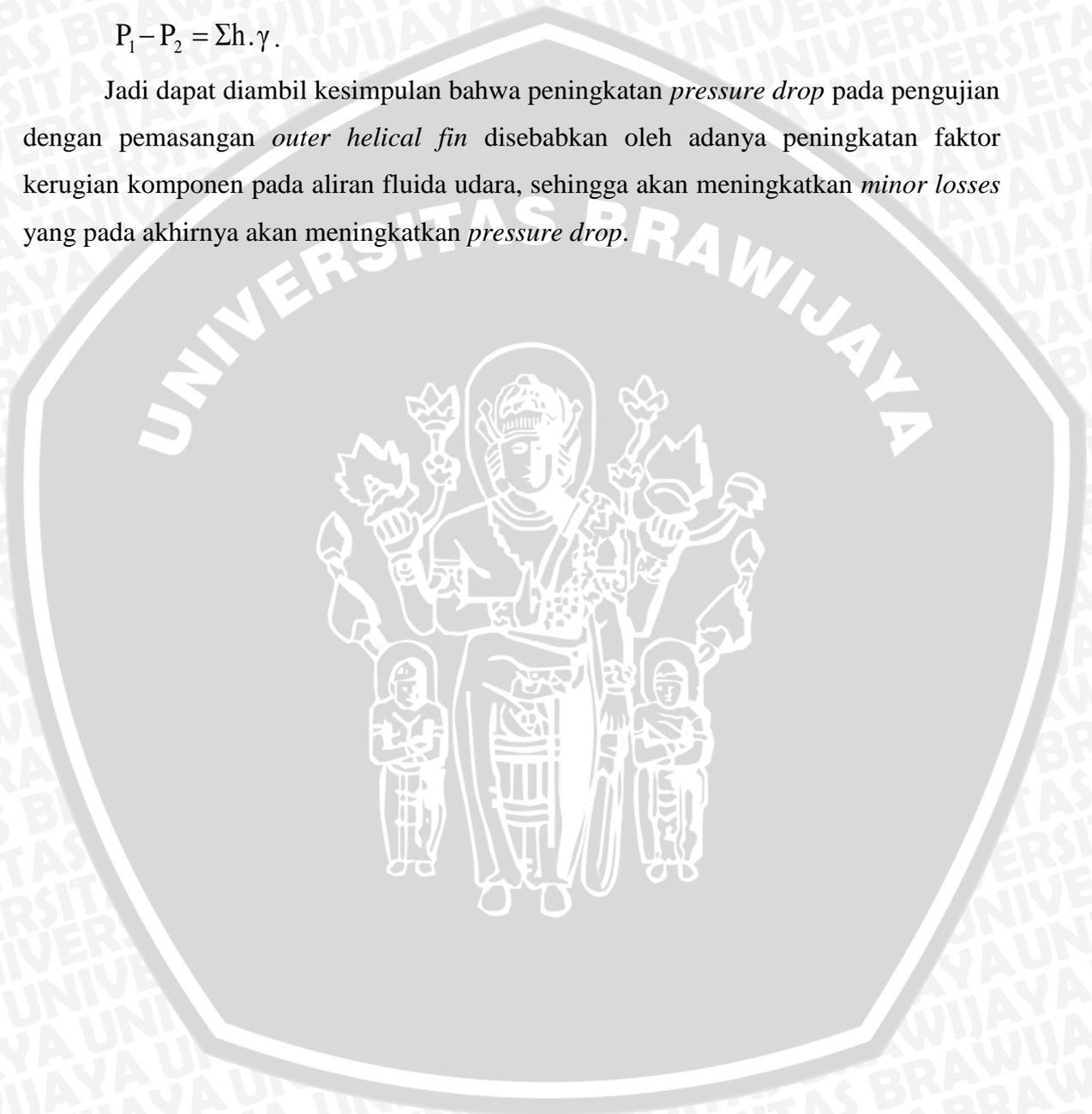
pemasangan *outer helical fin* yang *pressure drop*nya dipengaruhi oleh *minor losses* dan *major losses*, *head losses* total pada aliran fluida dinyatakan dengan:

$$\Sigma h = h_{ma} + \Sigma h_{mi}$$

Sedangkan penurunan tekanan yang diakibatkan oleh kerugian tersebut dinyatakan:

$$P_1 - P_2 = \Sigma h \cdot \gamma.$$

Jadi dapat diambil kesimpulan bahwa peningkatan *pressure drop* pada pengujian dengan pemasangan *outer helical fin* disebabkan oleh adanya peningkatan faktor kerugian komponen pada aliran fluida udara, sehingga akan meningkatkan *minor losses* yang pada akhirnya akan meningkatkan *pressure drop*.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian pengaruh penambahan *outer helical fin* terhadap *characteristic of performance* pada *air heater* dapat disimpulkan bahwa :

- Laju perpindahan panas meningkat sebanding dengan kenaikan laju massa alir, dengan penambahan *outer helical fin* maka luas permukaan perpindahan panas semakin besar dan aliran menjadi lebih vortex sehingga laju perpindahan panas meningkat dan efektifitas alat penukar kalor pun meningkat, sedangkan tekanan sepanjang aliran semakin tinggi karena *head losses* yang ditimbulkan semakin tinggi.
- *Characteristic of performance air heater* pada pengujian dengan variasi udara lebih tinggi dibandingkan dengan variasi laju massa alir gas buang. Hal ini dikarenakan pada variasi laju massa alir udara, panas yang dilepas gas buang laju massa alir nya konstan ini berarti gas buang melepas kalor maksimal dan cenderung konstan pada laju massa alir konstan (49 kg/jam), panas dari gas buang dapat ter-*transfer* ke udara dengan baik, partikel fluida panas dan fluida dingin dapat tercampur dengan baik, sehingga perpindahan panas dan efektifitas dari alat penukar kalor pun menjadi lebih tinggi.

5.2. Saran

Dari hasil penelitian ini dapat dilanjutkan pengujian dengan berbagai variasi yang lain serta terdapat saran-saran yang harus diperhatikan yaitu :

1. Untuk pengujian selanjutnya, disarankan untuk mengambil data temperatur dinding pipa agar didapatkan besarnya koefisien perpindahan kalor konveksi, serta jika dikembangkan lebih lanjut dapat dicari rumusan angka *Nusselt* untuk masing-masing kondisi pengujian.
2. Untuk pengujian selanjutnya, disarankan untuk mengambil data dengan laju massa alir lebih besar, dan menggunakan fluida yang berbeda.
3. Dapat dilanjutkan penelitian mengenai variasi bentuk *fin* pada alat penukar kalor.

DAFTAR PUSTAKA

- Çengel, Yunus A. 2003. *Heat Transfer A Practical Approach*, 2nd edition, New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Çengel, Yunus A. & Turner, Robert H. 2001. *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Eiamsa-ard , S. & Promvonge, P. 2006. *Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod insert*, Bangkok.: King Mongkuts Institute of Technology Ladkrabang.
[http://www.energy-based.nrct.go.th/Article/Ts-3 heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw tape with without core rod inserts.pdf](http://www.energy-based.nrct.go.th/Article/Ts-3%20heat%20transfer%20characteristics%20in%20a%20tube%20fitted%20with%20helical%20screw%20tape%20with%20without%20core%20rod%20inserts.pdf) (diakses 28 Januari 2009)
- Holman, JP. 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., De Witt, D.P. 1981. *Fundamental of Heat Transfer*, 2nd edition: John Willey and Sons: New York.
- Kern, Donald Q. 1988. *Process Heat Transfer*; New York : McGraw-Hill Companies Inc.
- Oslon, Rouben, M. & Wright, S.J. 1993. *Dasar-dasar Mekanika Fluida Teknik*. Terjemahan Alex Tri KW. Jakarta: Gramedia.
- Prabowo, Fredy A. 2005. *pengaruh kecepatan fluida terhadap terhadap laju perpindahan kalor pada pipa bersirip rectangular*. Skripsi tidak diterbitkan, Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
- Technol, Songklanakarin J.Sci. 2004. *Thermal behavior of crimped spiral fin tube*, Thailand: Chiang Mai University.
- Wikimedia foundation. 2008. *Vortex*. <http://en.wikipedia.org/wiki/Vortex>: (diakses 14 September 2009)

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN



Lampiran 1

Hasil Pengolahan Data Pengujian Variasi Laju Massa Alir Gas Buang Tanpa *Outer Helical Fin*
(laju massa Alir udara konstan)

| Gas Buang | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|--------|--------------------------|-------------|----------------------|------------|-----------|--------|--|-----------|---------|-----------------------|
| m ³ | T (°C) | | Thi-Tho | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | vis.kin | Re | pr | k |
| (kg/jam) | Thi | Tho | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | kJ/jam | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 45 | 287 | 243 | 44 | 265 | 0.6573 | 1.0369 | 2053.024 | 26.651 | 42.794 | 18776.136 | 0.680 | 0.0428 |
| 46 | 288 | 241 | 47 | 265 | 0.6579 | 1.0368 | 2241.513 | 27.217 | 42.730 | 19203.931 | 0.680 | 0.0428 |
| 47 | 289 | 240 | 49 | 265 | 0.6579 | 1.0368 | 2387.683 | 27.808 | 42.730 | 19621.278 | 0.680 | 0.0428 |
| 48 | 290 | 239 | 51 | 265 | 0.6579 | 1.0368 | 2538.024 | 28.400 | 42.730 | 20038.827 | 0.680 | 0.0428 |
| 49 | 293 | 236 | 57 | 265 | 0.6579 | 1.0368 | 2895.697 | 28.991 | 42.730 | 20456.202 | 0.680 | 0.0428 |
| Udara | | | | | | | | | | | | |
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 49 | 46 | 84 | 38 | 65 | 1.0411 | 1.0082 | 1891.289 | 8.647 | 19.543 | 9977.723 | 0.700 | 0.0291 |
| 49 | 46 | 84 | 38 | 65 | 1.0411 | 1.0082 | 1891.289 | 8.647 | 19.543 | 9977.723 | 0.700 | 0.0291 |
| 49 | 47 | 87 | 40 | 67 | 1.0339 | 1.0083 | 1988.689 | 8.697 | 19.746 | 9931.793 | 0.699 | 0.0293 |
| 49 | 48 | 89 | 41 | 69 | 1.0285 | 1.0084 | 2036.759 | 8.734 | 19.898 | 9898.471 | 0.699 | 0.0294 |
| 49 | 48 | 91 | 43 | 70 | 1.0249 | 1.0085 | 2134.939 | 8.760 | 20.000 | 9876.684 | 0.699 | 0.0295 |
| ΔT1 | ΔT2 | ΔTLMTD | U | C,c | C,h | Thi-Tci | Qmax | ε | ΔZ | ΔP | Nu | h |
| (°C) | (°C) | (°C) | Watt/m ² .°C. | (kJ/jam.°C) | (kJ/jam.°C) | (°C) | (kJ/jam) | (%) | (mm) | [Pa] | | (w/m ² .C) |
| 200 | 195 | 197 | 656.103 | 45.454 | 50.8781 | 250 | 11363.550 | 20.000 | 4 | 39.034 | 31.5430 | 40.7337 |
| 201 | 196 | 198 | 664.853 | 46.452 | 50.8924 | 252 | 11705.874 | 20.238 | 4 | 39.034 | 31.5430 | 40.7337 |
| 201 | 195 | 198 | 678.517 | 47.436 | 50.8974 | 252 | 11953.869 | 20.238 | 4 | 39.034 | 31.4189 | 40.7846 |
| 201 | 194 | 197 | 692.120 | 48.445 | 50.8924 | 252 | 12208.178 | 20.238 | 4 | 39.034 | 31.3286 | 40.8254 |
| 202 | 195 | 198 | 688.755 | 49.454 | 50.9014 | 253 | 12511.953 | 20.158 | 4 | 39.034 | 31.2695 | 40.8535 |

Lampiran 2

Hasil Pengolahan Data Pengujian Variasi Laju Massa Alir Gas Buang Dengan Penambahan *Outer Helical Fin*
(laju massa Alir Udara konstan)

| Gas Buang | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|--------|--|-----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Thi-Tho | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | vis.kin | Re | pr | k |
| (kg/jam) | Thi | Tho | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | kJ/jam | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 45 | 280 | 240 | 40 | 260 | 0.6634 | 1.0359 | 1855.330 | 26.404 | 42.163 | 18881.025 | 0.680 | 0.0425 |
| 46 | 281 | 241 | 40 | 261 | 0.6623 | 1.0361 | 1896.886 | 27.037 | 42.279 | 19280.452 | 0.680 | 0.0426 |
| 47 | 281 | 241 | 40 | 261 | 0.6621 | 1.0361 | 1947.941 | 27.635 | 42.305 | 19695.087 | 0.680 | 0.0426 |
| 48 | 284 | 243 | 41 | 263 | 0.6594 | 1.0366 | 2015.052 | 28.338 | 42.582 | 20064.657 | 0.680 | 0.0427 |
| 49 | 285 | 244 | 41 | 264 | 0.6582 | 1.0367 | 2092.978 | 28.981 | 42.704 | 20461.019 | 0.680 | 0.0428 |

| Udara | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|--------|--|----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 49 | 46 | 96 | 50 | 71 | 1.0195 | 1.0086 | 2480.436 | 57.627 | 20.152 | 8007.018 | 0.698 | 0.0296 |
| 49 | 46 | 99 | 53 | 73 | 1.0141 | 1.0087 | 2627.074 | 57.878 | 20.304 | 7981.778 | 0.698 | 0.0297 |
| 49 | 47 | 100 | 53 | 74 | 1.0106 | 1.0088 | 2625.575 | 58.047 | 20.405 | 7965.243 | 0.698 | 0.0298 |
| 49 | 47 | 102 | 55 | 75 | 1.0070 | 1.0088 | 2723.151 | 58.218 | 20.507 | 7949.191 | 0.698 | 0.0298 |
| 49 | 47 | 104 | 57 | 76 | 1.0034 | 1.0089 | 2820.553 | 58.389 | 20.608 | 7933.283 | 0.697 | 0.0299 |

| ΔT1 | ΔT2 | ΔTLMTD | U | C,c | C,h | Thi-Tci | Qmax | ε | ΔZ | ΔP | Nu | h |
|------|------|--------|--------------------------|-------------|-------------|---------|-----------|--------|------|---------|---------|-----------------------|
| (°C) | (°C) | (°C) | Watt/m ² .°C. | (kJ/jam.°C) | (kJ/jam.°C) | (°C) | (kJ/jam) | (%) | (mm) | [Pa] | | (w/m ² .C) |
| 184 | 194 | 189 | 289.894 | 49.609 | 46.616 | 234 | 10908.221 | 22.739 | 17 | 165.895 | 26.4318 | 34.6663 |
| 182 | 195 | 188 | 308.060 | 49.567 | 47.660 | 235 | 11195.441 | 23.466 | 17 | 165.895 | 26.3601 | 34.7052 |
| 181 | 194 | 188 | 309.194 | 49.539 | 48.699 | 234 | 11405.192 | 23.021 | 17 | 165.895 | 26.3131 | 34.7318 |
| 182 | 196 | 189 | 318.761 | 49.512 | 49.754 | 237 | 11771.887 | 23.133 | 17 | 165.896 | 26.2674 | 34.7597 |
| 181 | 197 | 189 | 330.280 | 49.483 | 50.800 | 238 | 12085.422 | 23.338 | 17 | 165.896 | 26.2220 | 34.7878 |

Lampiran 3

Hasil Pengolahan Data Pengujian Variasi Laju Massa Alir Udara Tanpa Penambahan *Outer Helical Fin*
(Laju massa Alir Gas Buang konstan)

| Udara | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|-------|--|----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 45 | 50 | 100 | 50 | 75 | 1.0052 | 1.0088 | 2272.710 | 8.174 | 20.554 | 8968.070 | 0.697 | 0.0297 |
| 46 | 50 | 101 | 51 | 76 | 1.0034 | 1.0089 | 2369.046 | 8.368 | 20.606 | 9157.942 | 0.697 | 0.0298 |
| 47 | 51 | 102 | 51 | 77 | 0.9998 | 1.0090 | 2419.235 | 8.575 | 20.709 | 9338.003 | 0.697 | 0.0300 |
| 48 | 51 | 102 | 51 | 77 | 0.9998 | 1.0090 | 2470.703 | 8.758 | 20.709 | 9536.662 | 0.697 | 0.0300 |
| 49 | 51 | 102 | 51 | 77 | 0.9998 | 1.0090 | 2522.172 | 8.940 | 20.709 | 9735.329 | 0.697 | 0.0300 |

| Gas Buang | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|--------|--|-----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 49 | 300 | 245 | 55 | 273 | 0.6479 | 1.0383 | 2798.298 | 29.439 | 43.760 | 20282.971 | 0.680 | 0.0428 |
| 49 | 302 | 246 | 56 | 274 | 0.6461 | 1.0386 | 2849.975 | 29.525 | 43.954 | 20252.431 | 0.680 | 0.0428 |
| 49 | 303 | 246 | 57 | 275 | 0.6454 | 1.0387 | 2901.150 | 29.553 | 44.018 | 20242.466 | 0.680 | 0.0428 |
| 49 | 303 | 245 | 58 | 274 | 0.6461 | 1.0386 | 2951.760 | 29.525 | 43.954 | 20252.431 | 0.680 | 0.0428 |
| 49 | 304 | 246 | 58 | 275 | 0.6448 | 1.0388 | 2952.281 | 29.582 | 44.082 | 20232.197 | 0.680 | 0.0428 |

| ΔT1 | ΔT2 | ΔTLMTD | U | C,c | C,h | Thi-Tci | Qmax | ε | ΔZ | ΔP | Nu | h |
|------|------|--------|--------------------------|-------------|-------------|---------|-----------|--------|------|--------|---------|-----------------------|
| (°C) | (°C) | (°C) | Watt/m ² .°C. | (kJ/jam.°C) | (kJ/jam.°C) | (°C) | (kJ/jam) | (%) | (mm) | [Pa] | | (w/m ² .C) |
| 200 | 195 | 197 | 656.103 | 45.454 | 50.878 | 250 | 11363.550 | 20.000 | 2 | 19.510 | 28.9241 | 38.1572 |
| 201 | 196 | 198 | 664.853 | 46.452 | 50.892 | 252 | 11705.874 | 20.238 | 3 | 29.266 | 29.4116 | 38.8922 |
| 201 | 195 | 198 | 678.517 | 47.436 | 50.897 | 252 | 11953.869 | 20.238 | 3 | 29.266 | 29.8706 | 39.6857 |
| 201 | 194 | 197 | 692.120 | 48.445 | 50.892 | 252 | 12208.178 | 20.238 | 4 | 39.021 | 30.3779 | 40.3597 |
| 202 | 195 | 198 | 688.755 | 49.454 | 50.901 | 253 | 12511.953 | 20.158 | 4 | 39.021 | 30.8831 | 41.0309 |

Lampiran 4

Hasil Pengolahan Data Pengujian Variasi Laju Massa Alir Udara Tanpa Penambahan *Outer Helical Fin*
(Laju massa Alir Gas Buang konstan)

| Udara | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|--------|--|----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 45 | 45 | 100 | 55 | 73 | 1.0141 | 1.0086 | 2503.290 | 53.002 | 20.304 | 6223.488 | 0.698 | 0.0297 |
| 46 | 46 | 104 | 58 | 75 | 1.0052 | 1.0089 | 2695.086 | 54.664 | 20.557 | 6273.419 | 0.697 | 0.0299 |
| 47 | 46 | 108 | 62 | 77 | 0.9980 | 1.0090 | 2940.225 | 55.057 | 20.760 | 6339.111 | 0.697 | 0.0300 |
| 48 | 47 | 111 | 64 | 79 | 0.9934 | 1.0092 | 3100.250 | 56.515 | 20.966 | 6410.476 | 0.697 | 0.0303 |
| 49 | 48 | 112 | 64 | 80 | 0.9911 | 1.0093 | 3165.165 | 57.852 | 21.068 | 6512.123 | 0.697 | 0.0305 |

| Gas Buang | | | | | | | | | | | | |
|----------------|--------|-----|---------|------|----------------------|------------|----------|--------|--|-----------|-------|----------|
| m ³ | T (°C) | | Tco-Tci | Tf | ρ | Cp | Q | Vel | Vis.Kin | Re | Pr | k |
| (kg/jam) | Tci | Tco | (°C) | (°C) | (kg/m ³) | (kJ/kg.°C) | (kJ/jam) | m/s | (m ² /s) x 10 ⁻⁶ | | | (W/m.°C) |
| 49 | 295 | 242 | 53 | 269 | 0.6528 | 1.0376 | 2704.722 | 29.219 | 43.258 | 20365.098 | 0.680 | 0.0431 |
| 49 | 295 | 242 | 53 | 269 | 0.6526 | 1.0376 | 2709.874 | 29.227 | 43.277 | 20361.801 | 0.680 | 0.0431 |
| 49 | 296 | 242 | 53 | 269 | 0.6522 | 1.0377 | 2715.134 | 29.247 | 43.322 | 20354.243 | 0.680 | 0.0431 |
| 49 | 296 | 243 | 53 | 269 | 0.6519 | 1.0377 | 2694.902 | 29.258 | 43.348 | 20349.986 | 0.680 | 0.0431 |
| 49 | 296 | 243 | 53 | 269 | 0.6519 | 1.0377 | 2694.902 | 29.258 | 43.348 | 20349.986 | 0.680 | 0.0431 |

| ΔT1 | ΔT2 | ΔT _{LMTD} | U | C _c | C _h | Thi-Tci | Q _{max} | ε | ΔZ | ΔP | Nu | h |
|------|------|--------------------|--------------------------|----------------|----------------|---------|------------------|--------|---------|----------|---------|-----------------------|
| (°C) | (°C) | (°C) | Watt/m ² .°C. | (kJ/jam.°C) | (kJ/jam.°C) | (°C) | (kJ/jam) | (%) | (mm) | [Pa] | | (w/m ² .C) |
| 195 | 197 | 196 | 304.751 | 45.514 | 50.841 | 250 | 11387.694 | 21.982 | 14.0000 | 136.5714 | 21.6020 | 28.4408 |
| 191 | 196 | 194 | 309.048 | 46.467 | 50.842 | 249 | 11588.868 | 23.256 | 16.0000 | 156.0830 | 21.7337 | 28.7968 |
| 188 | 196 | 192 | 312.344 | 47.423 | 50.845 | 250 | 11846.261 | 24.820 | 17.0000 | 165.8393 | 21.9101 | 29.1778 |
| 185 | 196 | 190 | 312.984 | 48.441 | 50.847 | 249 | 12052.222 | 25.723 | 18.5000 | 180.4731 | 22.1031 | 29.7109 |
| 184 | 195 | 189 | 314.638 | 49.456 | 50.847 | 248 | 12255.124 | 25.827 | 19.0000 | 185.3511 | 22.3810 | 30.2242 |

Lampiran 5

Daftar A-5 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 6



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 : 008/I/Lab MB/2010

Yang bertanda tangan dibawah ini menerangkan bahwa :

| No. | Nama | NIM | Jurusan |
|-----|----------------------|------------|--------------|
| 1. | Rizki Berka Julianto | 0510620087 | Teknik Mesin |

dari Universitas Brawijaya Malang.

Telah melakukan pengujian dalam rangka penyelesaian Skripsi dengan judul **Pengaruh Penambahan *Outer Helical Fin* Terhadap *Characteristic of Performance* pada *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



[Signature]
Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST, M. Eng

NIP. 19740121 199903 1 001

Lampiran 7



Gambar : *Outer Helical fin*



Gambar : *Susunan Instalasi*



Gambar : Mesin Bensin



Gambar : *Thermo Digital APPA II*



Gambar : Pemasangan *Outer Helical fin* pada *Inner tube*



Gambar : *Outer tube*