



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**KARAKTERISTIK PENGKONDISIAN UDARA MENGGUNAKAN *HEAT PIPE*  
DENGAN VARIASI TEMPERATUR *INLET DUCTING* DAN  
JUMLAH *HEAT PIPE***

**SKRIPSI**

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Teknik**

**BAGUS RAGIL KURNIAWAN**

**08 06 32 9874**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA  
DEPOK  
JUNI 2012**

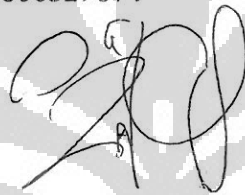
## HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun yang dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Bagus Ragil Kurniawan

NPM : 0806329874

Tanda Tangan :



Tanggal : 19 Juni 2012

## HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :  
Nama : Bagus Ragil Kurniawan  
NPM : 0806329874  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi :

### **KARAKTERISTIK PENGKONDISIAN UDARA MENGGUNAKAN *HEAT PIPE* DENGAN VARIASI TEMPERATUR *INLET DUCTING* DAN JUMLAH *HEAT PIPE***

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

#### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Agus S. Pamitran M. Eng., Ph. D

Penguji : Prof. Dr. Ir. Raldi Artono Koestoer, DEA

Dr. Ir. Budihardjo, Dipl. Ing

Dr. Ir. Muhammad Idrus Alhamid

Dr. -Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng

Ditetapkan di : Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universtas Indonesia  
Kampus Baru UI – Depok

Tanggal : 19 Juni 2012

## KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan kesempatan dan kekuatan sehingga dapat menyelesaikan skripsi ini tepat pada waktunya. Skripsi yang berjudul “Karakteristik Pengkondisian Udara Menggunakan *Heat pipe* dengan Variasi Temperatur *Inlet Ducting* dan Jumlah *Heat pipe*” ini dibuat sebagai salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik Mesin di Universitas Indonesia. Penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua dan saudara yang selalu mendoakan dan terus membari semangat kepada saya agar dapat mengejar cita-cita.
2. Pak Agus Sunjarianta Pamitran ST, M.Eng, P.hd sebagai pembimbing yang telah meluangkan waktu dan tenaga dalam menuntun saya sehingga dapat menyelesaikan skripsi ini.
3. Bapak Dr. -Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng, yang turut membantu memberikan sarana dan fasilitas dalam pengujian dan pengambilan data di laboratorium.
4. Pak Darwin, Pak Udiono dan Pak Yulianto yang telah banyak membantu pengerjaan di laboratorium pendingin DTM FTUI.
5. Saudara Sigit Julius Setiawan, Tri Wahyuadi dan semua teman yang telah membantu menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Rekan-rekan laboratorium refrigerasi Helmi Dadang, Sidra Ahmad, Aris Budianto, dan semua teman yang telah bersama-sama berjuang dalam pengerjaan tugas akhir.
7. Karyawan DTM FTUI atas kelancaran dan kemudahan yang diberikan selama menuntut ilmu di Universitas Indonesia.

Akhirnya, semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi masyarakat dan perkembangan ilmu pengetahuan.

Depok, Juni 2012

**PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI  
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Bagus Ragil Kurniawan

NPM : 0806329874

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**KARAKTERISTIK PENGKONDISIAN UDARA MENGGUNAKAN *HEAT PIPE* DENGAN VARIASI TEMPERATUR *INLET DUCTING* DAN JUMLAH *HEAT PIPE***

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 19 Juni 2012

Yang Menyatakan



(Bagus Ragil Kurniawan)

## ABSTRAK

Nama : Bagus Ragil Kurniawan  
NPM : 0806329874  
Judul Skripsi : Karakteristik Pengkondisian Udara Menggunakan *Heat Pipe* dengan Variasi Temperatur *Inlet Ducting* dan Jumlah *Heat Pipe*

Indonesia merupakan negara beriklim tropis dengan temperatur udara berkisar  $28^{\circ}\text{C}$ - $35^{\circ}\text{C}$  dengan kelembaban *Relative Humidity* 70%-90%. Sedangkan kondisi nyaman udara pada suatu ruangan yaitu pada temperature  $22^{\circ}\text{C}$ - $25^{\circ}\text{C}$  dengan kelembaban *relative humidity* 40%-60%. Oleh karena itu pengkondisian udara merupakan sebuah solusi atas permasalahan tersebut. Hampir semua pengkondisian udara di Indonesia dilakukan dengan *cooling* dan *dehumidification*. Pada perkembangan beberapa akhir tahun ini, biaya operasional bangunan telah habis hingga 60% digunakan untuk pengkondisian udara. Aplikasi *Heat pipe* dalam pengkondisian udara telah banyak diterapkan. *Heat pipe* merupakan sebuah alat heat exchanger dengan kemampuan transfer panas yang sangat baik. *Heat pipe* dapat berfungsi sebagai *precooler* dan *reheater* serta berperan dalam menurunkan *relative humidity*.

Kata Kunci : *relative humidity*, pengkondisian udara, *dehumidification*, *heat pipe*.

## ABSTRACT

Name : Bagus Ragil Kurniawan  
NPM : 0806329874  
Tittle : Characteristics of Air Conditioning with Heat Pipe under  
Variation of Inlet Ducting Temperature and Heat Pipe  
Number

Indonesia have a tropic climate with  $28^{\circ}\text{C}$ - $35^{\circ}\text{C}$  in temperature and 70%-90% in Relative Humidity. Comfortable condition of air in building is about  $22^{\circ}\text{C}$ - $25^{\circ}\text{C}$  and relative humidity 40%-60%. So, air conditioning which in Indonesia using cooling and dehumidification system is a solution. But the cost of air conditioning is very expensive and almost spend 60% of operational cost. So, heat pipe application in heat exchanger for air conditioning is often used. Heat pipe have a good ability in heat exchanger. It's function for precooling, reheating and also dehumidification in air conditioning.

Keywords : relative humidity, air conditioning, dehumidification, heat pipe.

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	<b>i</b>
<b>HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS</b> .....	<b>ii</b>
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b> .....	<b>iii</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>iv</b>
<b>PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI</b> .....	<b>v</b>
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>vi</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vii</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>viii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xii</b>
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	<b>xiii</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	1
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Pembatasan Masalah .....	2
1.5 Metodologi Penelitian .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	4
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>5</b>
2.1 Karakteristik Pengkondisian Udara .....	5
2.1.1 Psychrometric.....	5
2.1.1.1 <i>Relative Humidity</i> .....	7
2.1.1.2 <i>Humidity Ratio</i> .....	8
2.1.1.3 <i>Dry Bulb Temperature</i> .....	9
2.1.1.4 <i>Wet Bulb Temperature</i> .....	10
2.1.1.5 Enthalpy.....	11
2.2 <i>Heat pipe</i> .....	12
2.2.1 Container .....	16
2.2.2 Wick.....	17
2.2.3 <i>Working Fluid</i> .....	18
2.2.4 <i>Design Heat pipe</i> .....	23
2.3 Refrijerasi.....	25
2.3.1 Siklus Kompresi Uap .....	25
2.3.2 Macam-macam Pengkondisian Udara.....	26
2.3.2.1 <i>Direct Expansion</i> .....	26
2.3.2.2 <i>All Water System</i> .....	28
2.3.2.3 <i>Air-Water System</i> .....	29



2.4 Pengukuran.....	29
2.4.1 Termokopel.....	30
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>32</b>
3.1 Ducting System.....	32
3.1.1 <i>Ducting</i> .....	33
3.1.2 <i>Heat pipe</i> .....	37
3.1.3 <i>Sentrifugal Fan</i> .....	37
3.2 Variasi Data yang Diambil.....	38
3.2.1 Variasi Temperatur Inlet pada Ducting.....	39
3.2.2 Variasi Jumlah <i>Heat pipe</i> .....	41
3.3 Alat Ukur yang Digunakan .....	42
3.3.1 <i>Pressure gauge</i> .....	42
3.3.2 Termokopel .....	42
3.3.3 Data Aquisisi (DAQ) .....	42
3.3.4 <i>Clamp meter</i> .....	43
3.3.5 Anemometer.....	44
3.3.6 RH meter.....	45
3.4 Prosedur Pengambilan Data.....	46
<b>BAB 4 HASIL PENGUJIAN DAN ANALISA .....</b>	<b>47</b>
4.1 Variasi Temperatur Inlet pada Ducting.....	47
4.1.1 Temperatur Inlet 30.65 °C .....	52
4.1.2 Temperatur Inlet 26.65 °C .....	53
4.1.3 Temperatur Inlet 24.75 °C .....	54
4.1.4 Temperatur Inlet 23.89 °C.....	55
4.1.1 Psychrometric Chart .....	56
4.1.1.1 Temperatur Inlet 23.89 °C.....	56
4.1.1.2 Temperatur Inlet 24.75°C .....	57
4.1.1.3 Temperatur Inlet 26.65 °C .....	58
4.1.1.4 Temperatur Inlet 30.65 °C .....	59
4.2 Variasi Jumlah <i>Heat pipe</i> .....	67
4.2.1 Jumlah <i>Heat pipe</i> 4 .....	72
4.2.2 Jumlah <i>Heat pipe</i> 6.....	74
4.2.3 Jumlah <i>Heat pipe</i> 8 .....	76
4.3 Analisa Kesalahan .....	78
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>79</b>
5.1 Kesimpulan .....	79
5.2 Saran .....	80
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>81</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>84</b>

## DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1.2 Properties of Air in Psychrometric Chart [6]
- Gambar 2.1.1.1 Relative Humidity Lines in Psychrometric Chart [4]
- Gambar 2.1.1.2 Humidity Ratiolines in Psychrometric Chart [4]
- Gambar 2.1.1.3 Dry Bulb Temperature in Psychrometric Chart [4]
- Gambar 2.1.1.4 Wet Bulb Temperature in Psychrometric Chart [4]
- Gambar 2.1.1.5 Enthalpy Lines in Psychrometric Chart [5]
- Gambar 2.2.1 Schematic of Heat pipe Operation [7]
- Gambar 2.2.2 Simple Psychrometric Processor for a Typical HVAC System [8]
- Gambar 2.2.3 Simple Psychrometric Processor for a Typical HVAC System with heat pipe [8]
- Gambar 2.2.3 Heat pipe overcooled and reheat processes in HVAC system [8]
- Gambar 2.2.1.1 4 Buah Heat pipe dengan Container Tembaga
- Gambar.2.2.2.1 Screen Mesh material dan Container Material Copper [10]
- Gambar 2.2.3 Useful Temperature Range of Working Fluids [11]
- Gambar 2.2.4 Design Heat pipe
- Gambar 2.3.1.2 P-H Diagram sistem pendingin [2]
- Gambar 2.4.1 Diagram Blok Sistem Pengukuran [24]
- Gambar 3.1.2 Alat Uji Penelitian
- Gambar 3.1.3 Ducting system
- Gambar 3.1.1.3 Friction loss [25]
- Gambar 3.1.1.1 4 Buah Heat pipe hasil perancangan - full
- Gambar 3.1.1.2 4 Buah Heat pipe hasil perancangan – ujung
- Gambar 3.1.1.3 material Heat pipe hasil perancangan
- Gambar 3.1.3 sentrifugal fan
- Gambar 3.1.4 Foto Portable AC
- Gambar 3.1.5 Foto Pompa Vakum
- Gambar 3.1.6 Foto Timbangan Digital
- Gambar 3.2.1.1 Grafik  $T - Q$  Conventional – Heat pipe [26].
- Gambar 3.2.1.2 Grafik  $T - Energi saved$  dengan RH [26]
- Gambar 3.3.3 Data akuisisi (DAQ)
- Gambar 3.3.4 Clamp meter
- Gambar 3.3.5 Anemometer
- Gambar 3.3.6 Anemometer
- Gambar 4.1.1 Q dengan HP dan non HP
- Gambar 4.1.2 Sensible Heat Ratio dengan Heat pipe dan tanpa Heat pipe
- Gambar 4.1.3 perbandingan Q dengan heat pipe dan non heat pipe
- Gambar 4.1.4 perbandingan masing-masing Q dengan HP dan non HP

Gambar 4.1.5 perbandingan Q tanpa *heat pipe* untuk masing-masing inlet

Gambar 4.1.6 perbandingan Q dengan *heat pipe* untuk masing-masing inlet

Gambar 4.1.7 W1-W4 dengan *heat pipe* dan tanpa *heat pipe*

Gambar 4.1.1.1 perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 30.65°C

Gambar 4.1.1.2 perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 30.65°C

Gambar 4.1.2.1 perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 26.65°C

Gambar 4.1.2.2 perbandingan Q (kW) dengan HP dan non HP pada inlet 26.65°C

Gambar 4.1.3.2 Perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 24.75°C

Gambar 4.1.3.1 Perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 23.89°C

Gambar 4.1.1.1 Psychrometric pada T inlet 23.89 °C

Gambar 4.1.1.2 Psychrometric pada T inlet 24.75 °C

Gambar 4.1.1.3 Psychrometric pada T inlet 26.69 °C

Gambar 4.1.1.4 Psychrometric pada T inlet 30.65 °C

Gambar4.2.1 Q jumlah HP antara Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.2 Q jumlah HP antara Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.3SHR jumlah HP Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.4 selisih humidity ratio jumlah HP Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.3.1 Q jumlah HP Ti 26.65 °C

Gambar4.2.4.1 Q jumlah HP Tinlet 26.65 °C

Gambar4.2.4 Q, Qevap, Qcond jumlah HP Tinlet 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.1.1 Q jumlah HP 4 dengan Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 4 Ti 24.75 °C

Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 4 Ti 26.65 °C

Gambar4.2.1.1 Q jumlah HP 6 Ti 26.65 °C

Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 6 Ti 24.75 °C

Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 6 Ti 26.65 °C

Gambar4.2.3.1 Q jumlah HP 8 antara Ti 24.75 °C dan Ti 26.65 °C

Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 8 Ti 24.75 °C

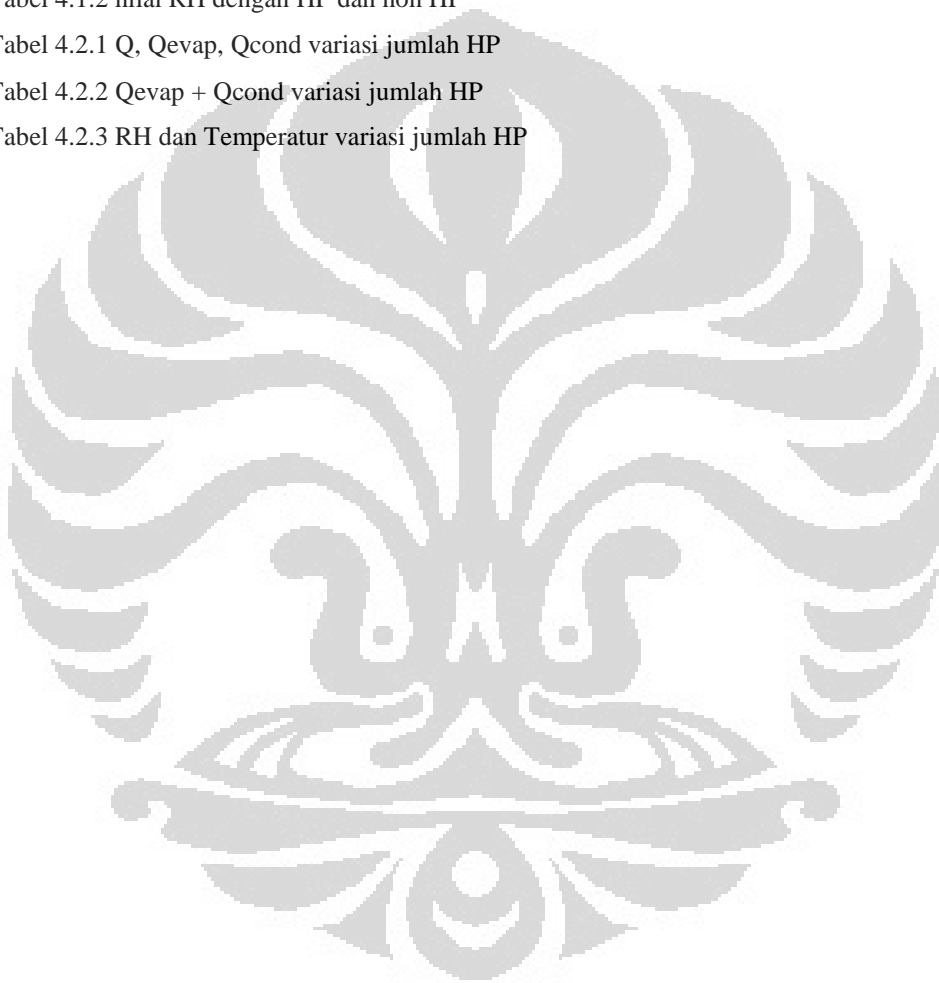
Gambar4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 8 Ti 26.65 °C

Gambar 4.2.2.1 Psychrometric HP 8 Ti 24.75°C

Gambar 4.2.2.2 Psychrometric HP 8 Ti 26.65°C

## DAFTAR TABEL

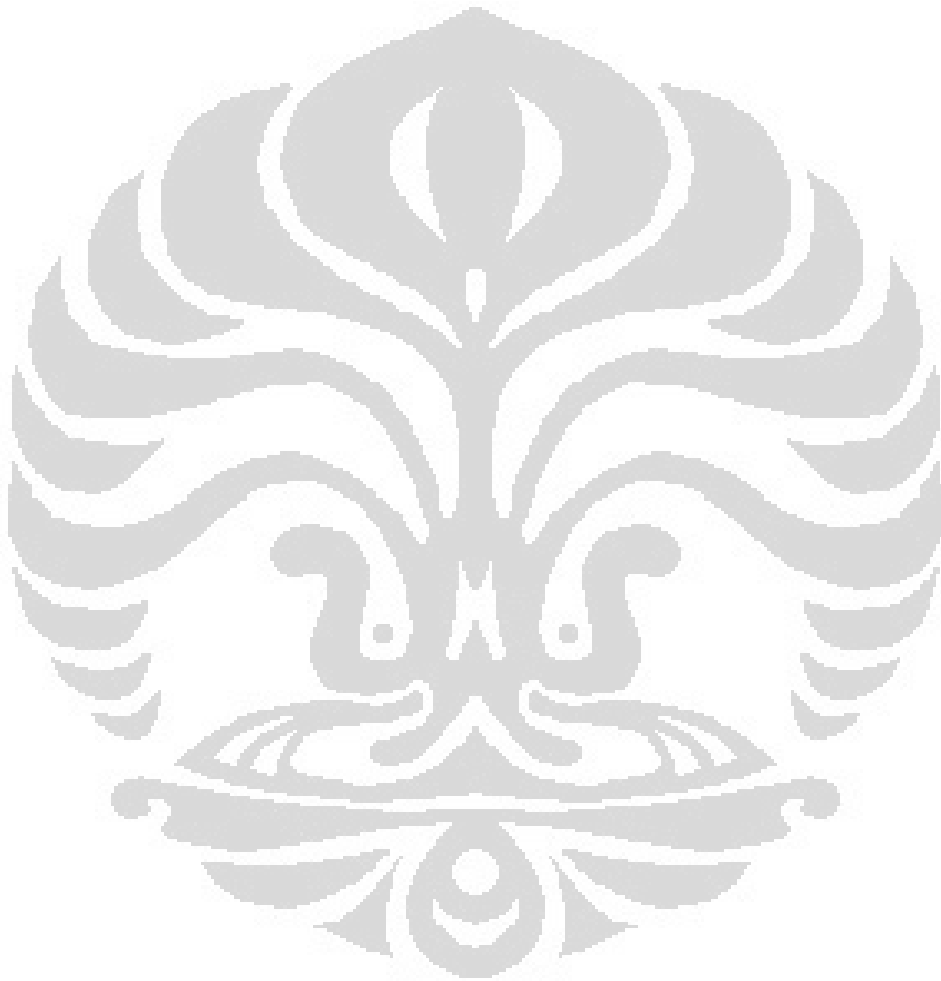
- Tabel 2.2.3 *Compatibility Matrix Working Fluids- Materials* [12]  
Tabel 2.2.4 *Saturated values for R134a*  
Tabel 2.2.5 *Saturated values for R22*  
Tabel 2.4.1 Logam-Logam Pengukuran Temperatur Termoelektrik  
Tabel 3.1.1 *Duct Dimension and Suction Area*[25]  
Tabel 4.1.1 nilai Q dengan HP dan non HP  
Tabel 4.1.2 nilai RH dengan HP dan non HP  
Tabel 4.2.1 Q, Q<sub>evap</sub>, Q<sub>cond</sub> variasi jumlah HP  
Tabel 4.2.2 Q<sub>evap</sub> + Q<sub>cond</sub> variasi jumlah HP  
Tabel 4.2.3 RH dan Temperatur variasi jumlah HP



## DAFTAR LAMPIRAN

**Lampiran 1**

**Lampiran 2**



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Sebuah rumah sakit, gedung perkantoran, *mall*, ataupun rumah hunian sangat erat sekali hubungannya dengan hal kenyamanan. Kenyamanan secara umum pada suatu bangunan dipengaruhi oleh berbagai faktor seperti kondisi thermal, kebisingan, pencahayaan, sirkulasi udara, kebersihan dan lain sebagainya. Pengkondisian udara merupakan suatu cara untuk memberikan kenyamanan dalam aspek thermal serta kualitas udara dalam suatu bangunan.

Indonesia sebagai Negara beriklim tropis pada umumnya memiliki temperature udara berkisar  $28^{\circ}\text{C}$  - $35^{\circ}\text{C}$  dengan kelembaban *Relative Humidity* 70%-90% [1], sedangkan kondisi nyaman udara pada suatu bangunan temperature  $22^{\circ}\text{C}$ - $25^{\circ}\text{C}$  dengan kelembapan *relative humidity* 40%-60% [2]. Sehingga hampir semua pengkondisian udara di Indonesia dilakukan dengan *cooling* dan *dehumidification*. Pada perkembangan beberapa akhir tahun ini, biaya operasional bangunan telah habis hingga 60% digunakan untuk pengkondisian udara.

Aplkasi *Heat pipe* dalam pengkondisian udara telah banyak diterapkan. *Heat pipe* merupakan sebuah alat heat exchanger dengan kemampuan transfer panas yang sangat baik. Pertama kali *heat pipe* dikenalkan oleh Gaugler [3] pada tahun 1942 dan terus berkembang hingga saat ini. *Heat pipe* dapat berfungsi sebagai *precooler* dan *reheater*, penghemat energi dan juga memiliki kapasitas sebagai *dehumidifier*.

Karakteristik dari pengkondisian udara meliputi *dry bulb temperature*, *wet bulb temperature*, *relative humidity*, *humidity ratio*, *enthalpy*, *specific volume*, dan lain sebagainya yang terangkum dalam diagram *psychometric*. *Heat pipe heat exchanger* tersebut akan diaplikasikan pada pengkondisian udara sebagai *heat recovery* dan *dehumidification device*, serta mengkaji *performance heat pipe* terutama pada penggunaan untuk daerah beriklim tropis seperti Indonesia. Bagaimana *heat pipe* tersebut berpengaruh terhadap karakteristik dari pengkondisian udara akan dibandingkan dengan pengkondisian udara secara konvensional atau tanpa menggunakan *heat pipe*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Karakteristik pengkondisian udara secara konvensional atau tanpa menggunakan *heat pipe* akan dibandingkan hasilnya dengan pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe*. Dan dari latar belakang yang telah disampaikan, maka permasalahan yang timbul adalah sejauh mana perbedaan besar penggunaan energi pada sistem pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe* dan dengan sistem pengkondisian konvensional tanpa menggunakan *heat pipe*.

## 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk :

1. Mengetahui karakteristik pengkondisian udara secara konvensional dan menggunakan *heat pipe*.
2. Mengetahui pengaruh temperatur *inlet* pada *ducting* dan nilai *relative humidity* pada karakteristik pengkondisian udara secara konvensional dan menggunakan *heat pipe*.
3. Mengetahui pengaruh jumlah atau banyaknya *heat pipe* pada karakteristik pengkondisian udara secara konvensional dan menggunakan *heat pipe*. Mengetahui informasi perbandingan penggunaan energi pada pengkondisian udara konvensional dan menggunakan *heat pipe*.
4. Mengetahui besarnya konsumsi energi pada pengkondisian udara secara konvensional dan pengkondisian udara menggunakan *heat pipe*.

## 1.4 Pembatasan Masalah

Agar tidak keluar dari fokus pembahasan, pembahasan dalam skripsi ini dibatasi pada:

1. Satuan dalam penulisan skripsi menggunakan standar Satuan Internasional (SI)
2. Menggunakan air conditioner dengan kapasitas kompresor sebesar 1 PK.

3. Menggunakan cooling coil dengan kapasitas 1 PK dan dimensi penampang 20 x 20 (dalam cm).
4. Ukuran ducting 20 x 20, panjang 200 dan elbow siku (persegi) satuan dalam cm.
5. Pembahasan berfokus pada karakteristik pengkondisian udara dan konsumsi energi, baik secara konvensional maupun dengan menggunakan *heat pipe*.
6. Ada dua variabel bebas, yaitu temperatur *inlet* pada *ducting* dan variasi jumlah *heat pipe* yang digunakan.
7. Untuk variasi temperatur *inlet* pada *ducting* yaitu pada temperatur 23.89 °C, 24.75 °C, 26.65 °C dan 30.65 °C dan akan divariasikan untuk pengujian secara konvensional (tanpa *heat pipe*) dan menggunakan *heat pipe* (jumlah 8).
8. Untuk variasi jumlah *heat pipe* yaitu tanpa menggunakan *heat pipe* (jumlah 0), 4 *heat pipe*, 6 *heat pipe*, dan 8 *heat pipe*.
9. Variabel lainnya dijaga konstan yaitu *massflow* udara campuran (dengan kecepatan aliran sebesar 1.6 m/s), orientasi *heat pipe* secara vertical, *refrigerant working fluid heat pipe* R134a, dan tekanan dalam *heat pipe* 103 psia.

### 1.5 Metodologi Penelitian

Metodologi yang dilakukan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Study literatur tentang sistem pendingin dan aplikasi *heat pipe*.
2. Membangun sistem ducting dengan sistem pendinginan AC rumah 1 PK yang dilengkapi dengan fan, AC portable, dan ruangan terkondisikan.
3. Mendesign dan membuat *heat pipe* dengan refrigerant R134a.
4. Melakukan kalibrasi pada termokopel sebagai alat ukur temperatur yang digunakan.
5. Memasang alat ukur yang sudah terkalibrasi ke dalam sistem yang dibangun.
6. Melakukan *running test* pada sistem ducting beserta semua komponennya.



7. Analisa terhadap hasil *running test* dan membandingkan pengkondisian udara secara konvensional dengan menggunakan *heat pipe*.
8. Analisa energi, *relative humidity* dan karakteristik pengkondisian udara.
9. Melakukan kesimpulan dan saran kedepannya agar mendapat hasil penelitian yang lebih maksimal.

## 1.6 Sistematika Penulisan

Skripsi ini dibagi menjadi beberapa bab dengan garis besar bab adalah sebagai berikut :

### 1. BAB 1 PENDAHULUAN

Bab ini berisikan latar belakang penelitian, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan skripsi

### 2. BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisikan landasan teori yang digunakan yaitu mengenai pengertian, fungsi, jenis, prinsip kerja, konstruksi *heat pipe*, persamaan-persamaan termodinamika untuk mengkaji *heat pipe* pada pengkondisian udara, psychometric chart.

### 3. BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini berisikan urutan dan cara yang dilakukan pada penelitian mulai dari perencanaan awal penelitian, perencanaan instalasi dan experimental set-up, alat ukur yang digunakan, pelaksanaan penelitian, dan perumusan hasil penelitian.

### 4. BAB 4 HASIL PENELITIAN DAN ANALISA

Bab ini berisikan penyajian data-data hasil penelitian *heat pipe* dan thermosyphon yang di plotkan ke beberapa grafis dan pembahasan kinerja *heat pipe* dan thermosyphon.

### 5. BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini sebagai penutup berisikan kesimpulan yang diperoleh dari penelitian dan saran untuk pengembangan *heat pipe* dan thermosyphon pada aplikasi pengkondisian udara kedepannya.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Karakteristik Pengkondisian Udara

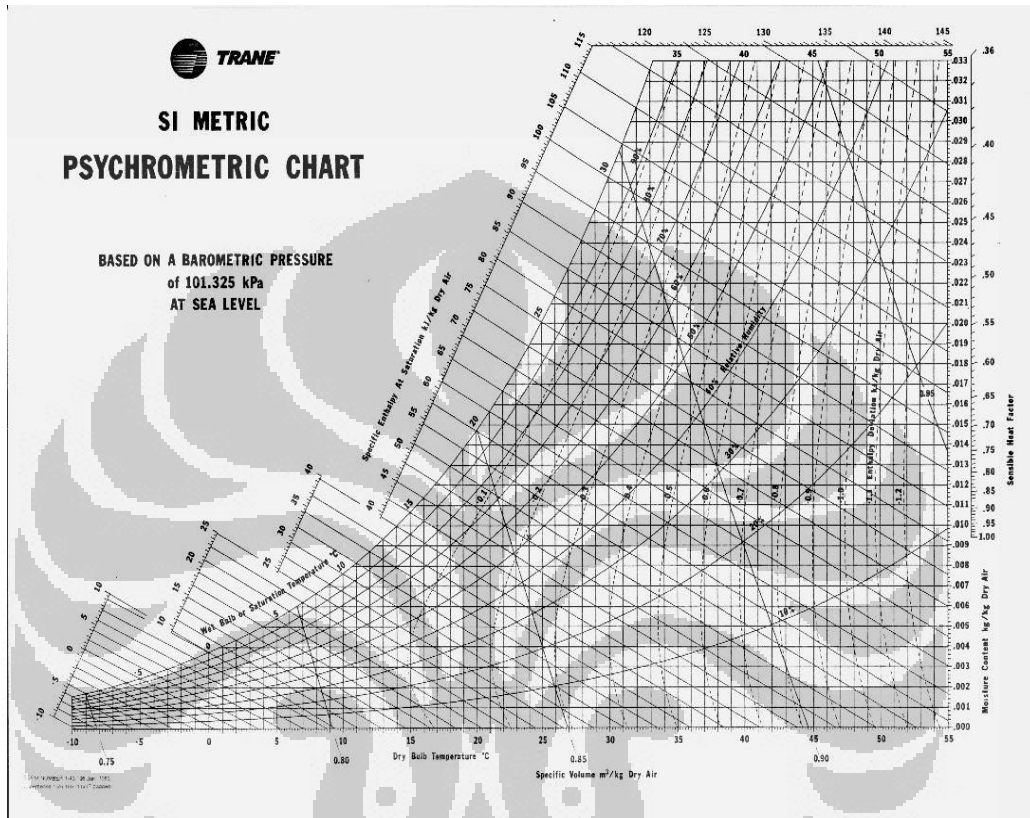
Pada pengkondisian udara terdapat 3 hal penting yang harus diperhatikan, yaitu: *temperature*, *humidity* dan *mass flow* udara. Kondisi temperatur nyaman untuk manusia berkisar dari 22<sup>0</sup>C – 25<sup>0</sup>C sedangkan *relative humidity* berkisar 40%-60% [2]. Pada system pengkondisian udara konvensional, udara didinginkan menggunakan *cooling coil* hingga mencapai temperature yang nyaman (22<sup>0</sup>C-25<sup>0</sup>C), namun untuk daerah beriklim tropis yang cenderung lembab dan memiliki RH tinggi system ini tidak bisa menurunkan kelembaban dan mengangkat *moist* pada udara. Untuk menurunkan temperatur, udara didinginkan melalui *cooling coil* hingga melewati *dew-point* temperaturnya sehingga terjadi pengembunan dan penurunan kandungan *moist* pada udara dengan adanya *reheating*. *Reheating* merupakan pemanasan kembali udara yang telah mencapai *dew-point* temperature bertujuan untuk menjaga agar temperature tetap dalam temperature nyaman sekaligus menaikkan RH. Dalam proses cooling terjadi dua hal, yaitu penurunan *humidity ratio* tanpa terjadi perubahan temperatur *dry bulb* (*laten heat*) dan penurunan temperatur *dry bulb* tanpa adanya perubahan *humidity ratio* (*sensible heat*).

Dewasa ini perkembangan di berbagai bidang termasuk pengkondisian udara menuntut para perancang tak hanya mampu mendesign system pengkondisian udara yang mampu beroperasi pada temperatur dan RH nyaman tapi juga meninjau dari sisi penghematan energi. *Heat pipe* sebagai alat penukar kalor yang mempunyai kapasitas besar merupakan potensi dari sebuah solusi permasalahan penghematan energi pada pengkondisian udara. Pada proses cooling diatas, fungsi *heat pipe* ada dua, yaitu sebagai *precooling* dan *reheating*.

#### 2.1.1 Psychrometric

Psikometrik merupakan kajian tentang sifat-sifat fisikal campuran udara kering dengan uap air, psikometrik ini mempunyai arti penting dalam pengkondisian udara. Udara atmosphere yang ada disekitar kita secara umum

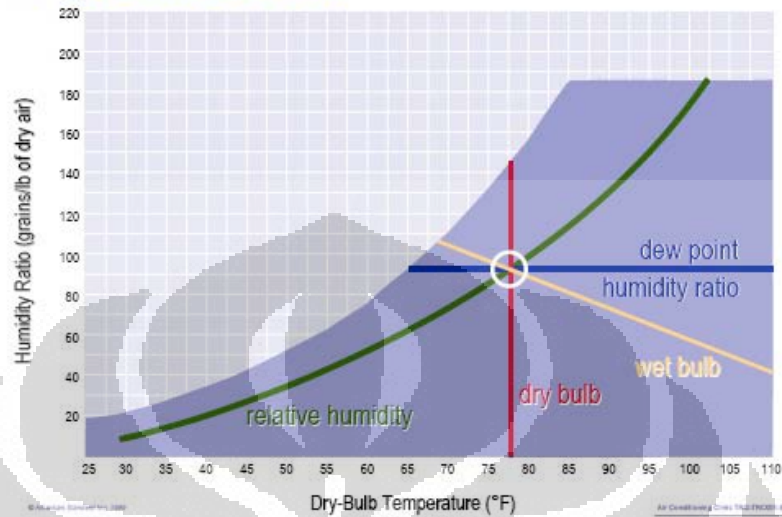
terdiri dari 3 bagian yaitu udara kering, uap air, dan partikel-partikel lain seperti debu, dalam pengkondisian udara, debu dan partikel lain di hilangkan menggunakan filter, kemudian campuran udara kering dan uap air lah yang akan dikondisikan.



Gambar 2.1.1 Psychrometric Chart [4]

Terdapat beberapa karakteristik di dalam sebuah sistem psychrometric, antara lain *relative humidity*, *humidity ratio*, *dew point*, *dry bulb temperature*, dan *wet bulb temperature* yang merupakan properti dari udara campuran.

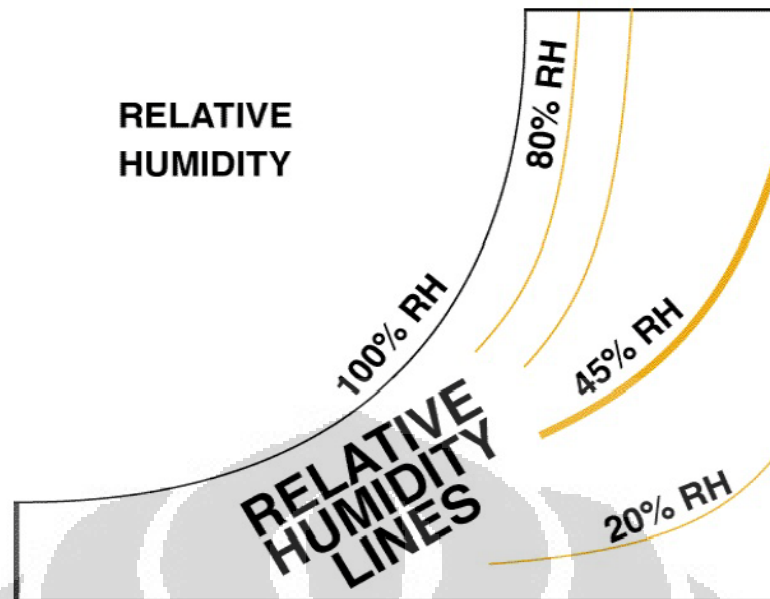
## Properties of Air



Gambar 2.1.2 Properties of Air in Psychrometric Chart [6]

### 2.1.1.1 *Relative Humidity*

*Relative humidity* atau RH adalah banyaknya uap air yang terkandung dalam suatu kondisi per banyaknya uap air maksimal yang bisa tertampung dan merupakan perbandingan fraksi molekul uap air didalam udara basah terhadap fraksi molekul uap air jenuh pada suhu dan tekanan yang sama. Sehingga dapat disimpulkan RH sama dengan tekanan parsial uap air dibanding tekanan jenuh air murni pada suhu yg sama. Untuk membuat bagan atau garis-garis RH dapat digunakan perbandingan jarak tinggi garis jenuh pada suhu yang sama.



Gambar 2.1.1.1 Relative Humidity Lines in Psychrometric Chart [4]

### 2.1.1.2 Humidity Ratio

*Humidity ratio* adalah massa moisture uap air dalam kilogram per massa udara kering dalam kilogram. Untuk menghitung besarnya rasio kelembapan kita dapat menggunakan persamaan gas ideal, jadi uap air dan udara dapat dianggap sebagai gas ideal.

$$P v = R T$$

$$v = R T / P$$

$$V / m = R T / P$$

$$m = P V / R T$$

$$w = \text{kg uap air} / \text{kg udara kering}$$

$$w = (P_s V / R_s T) / (P_a V / R_a T)$$

$$w = (P_s / R_s) / (P_t - P_s) / R_a$$

keterangan:

$w$  = spesifik humidity ( kg uap air / kg udara kering )

$V$  = volume

$P_t$  = tekanan atmosferik =  $P_a + P_s$  (Pa)

$P_a$  = tekanan parsial udara kering (Pa)

$R_a$  = tetapan gas untuk udara kering ( 287 J/ kg. K)

$R_s$  = tetapan gas untuk uap air ( 461,5 J/ kg . K)

$T$  = suhu absolute (K)

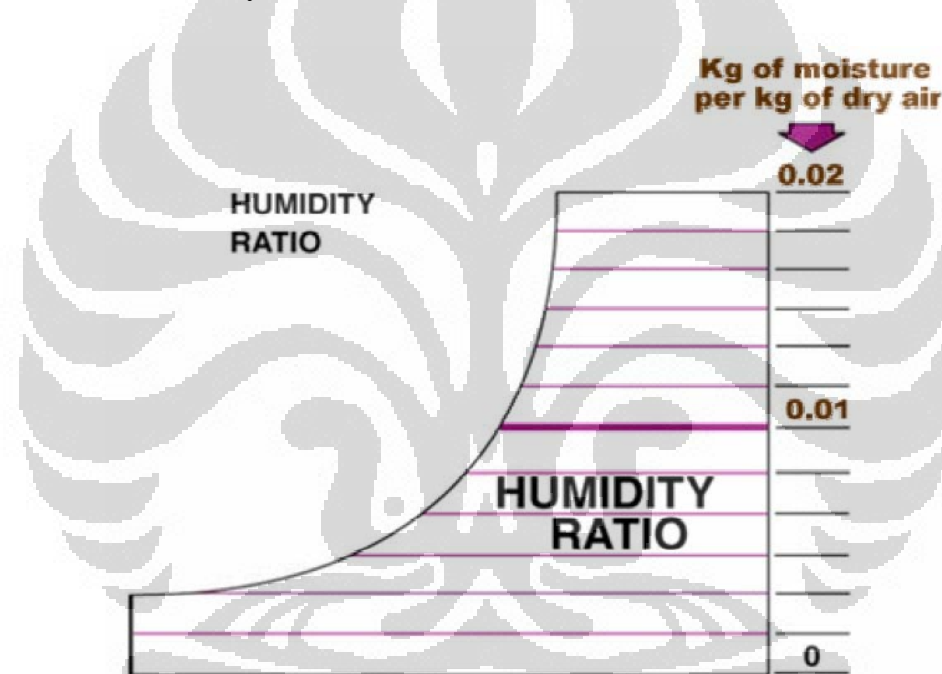
$P_s$  = tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh (Pa)

Dengan mensubstitusikan nilai  $R_a = 287$  J/kg.K dan  $R_s = 461,5$  J/kg.K diperoleh :

$$w = 287 / 461.5 (P_s / (P_t - P_s))$$

$$w = 0.622 \cdot P_s / (P_t - P_s)$$

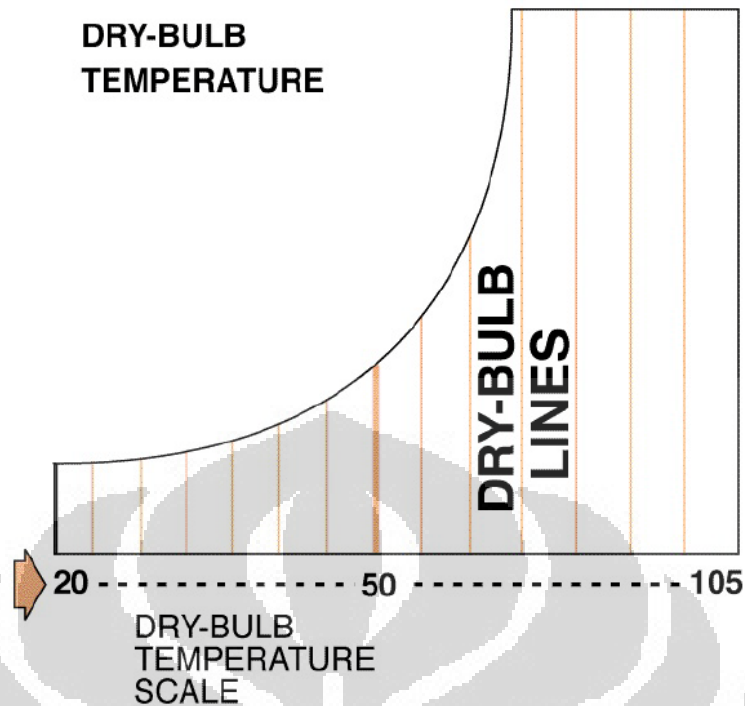
Persamaan ini akan memperlihatkan bagan atau garis spesifik humidity, yaitu dengan melakukan perbandingan terhadap garis tekanan uap air berdasarkan tekanan atmosfernya.



2.1.1.2 Humidity Ratiolines in Psychrometric Chart [4]

### 2.1.1.3 Dry Bulb Temperature

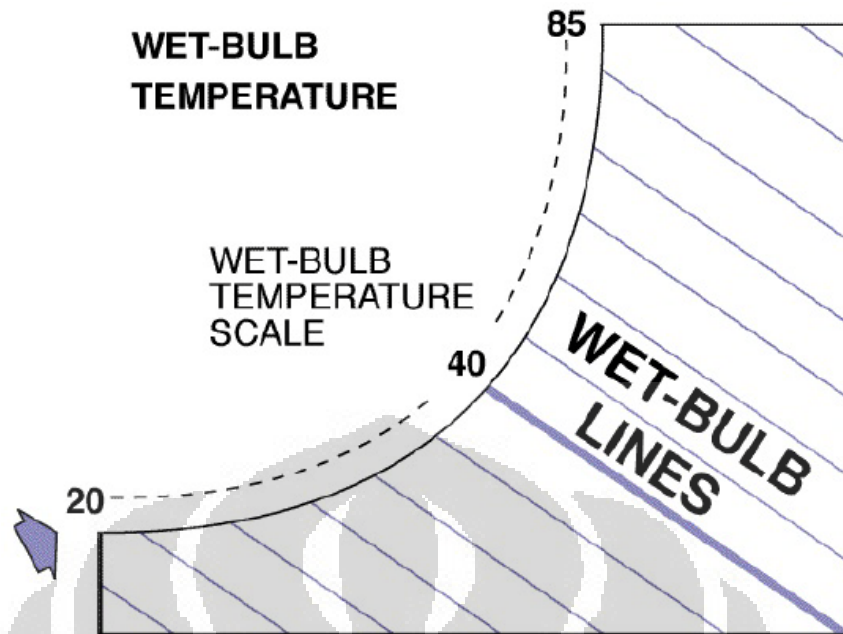
Dry bulb temperature merupakan temperatur udara kering dimana temperatur ini merupakan temperatur inlet pada yang nantinya akan kita variasikan. Variasi temperatur inlet ducting ini ada empat macam, yaitu pada temperatur 23.89 °C, 24.75 °C, 26.65 °C dan 30.65 °C dengan RH yang masing-masing nilainya berbeda untuk setiap variasi inlet tersebut.



2.1.1.3 Dry Bulb Temperature in Psychrometric Chart [4]

#### 2.1.1.4 Wet Bulb Temperature

*Wet bulb temperatur* merupakan temperatur udara basah dimana nilainya bisa dicari menggunakan diagram *psychrometric* dengan minimal dua variabel yang diketahui. Dari penelitian nantinya akan diketahui nilai temperatur *inlet* pada ducting yang merupakan temperatur *dry bulb* dan nilai *relative humidity*, dengan dua variabel ini, temperatur *wet bulb* dan properti dari udara campuran lainnya dapat dicari besar nilainya.



2.1.1.4 Wet Bulb Temperature in Psychrometric Chart [4]

### 2.1.1.5 Enthalpy

Entalpi campuran udara kering dan uap air adalah jumlah dari entalpi udara kering dan entalpi uap air. Secara empirik entalpi campuran ini dapat didefinisikan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H = C_p T + w H_g$$

Keterangan:

$H$  = entalpi campuran udara kering dan uap air [kJ/kg]

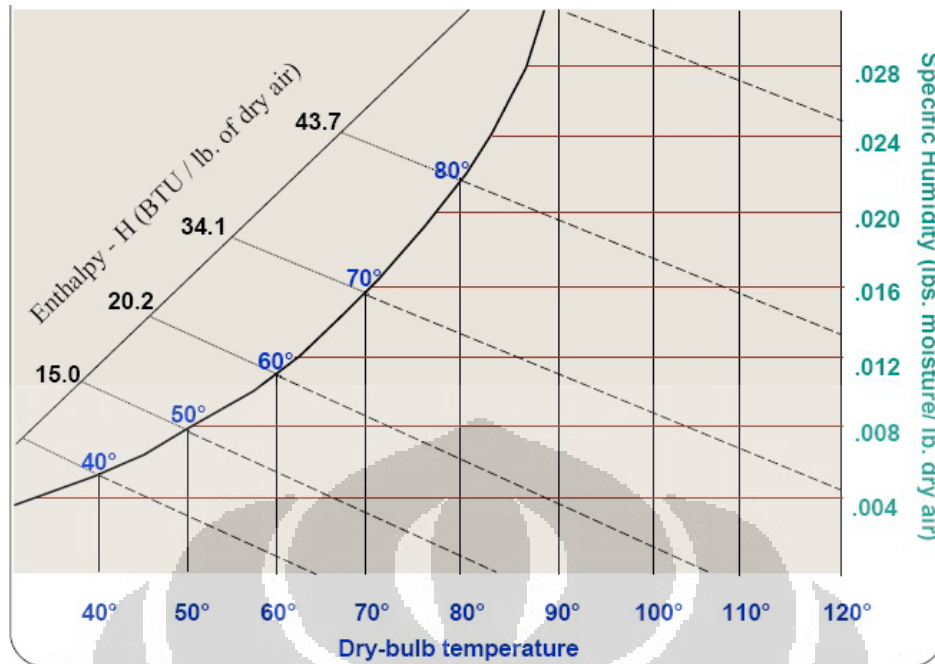
$C_p$  = kalor spesifik udara kering tekanan konstan [1 kJ/kg K]

$H_g$  = entalpi uap air (super heat) pada suhu campuran udara tersebut

Persamaan empirik ini akan cukup teliti walaupun diperlukan koreksi seperti kalor spesifik yang berubah ( $C_p$ ) terhadap temperature .

Garis entalpi konstan pada psikometrik chart dapat kita buat berdasarkan rumus empirik diatas.



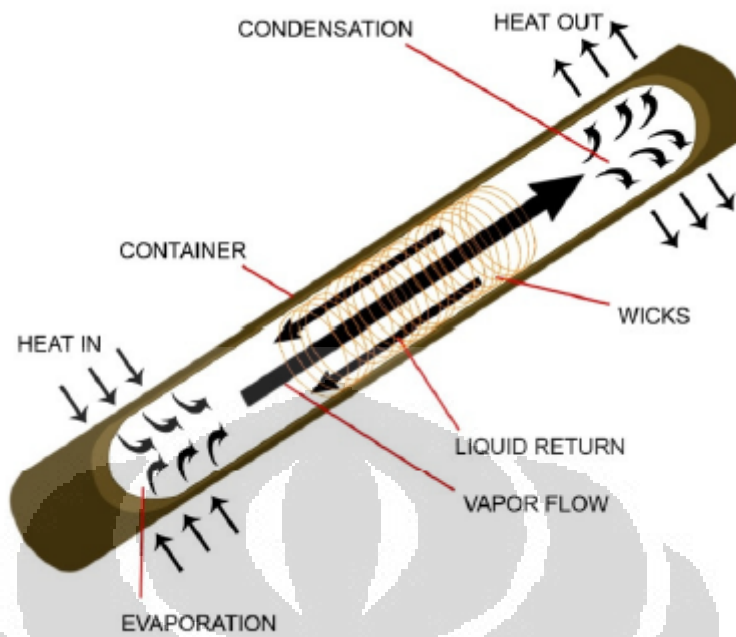


2.1.1.5 Enthalpy Lines in Psychrometric Chart [5]

## 2.2 Heat pipe

Aplikasi *Heat pipe* dalam pengkondisian udara telah banyak diterapkan. *Heat pipe* merupakan sebuah alat heat exchanger dengan kemampuan transfer panas yang sangat baik. Pertama kali *heat pipe* dikenalkan oleh Gaugler [3] pada tahun 1942 dan terus berkembang hingga saat ini. *Heat pipe* dapat berfungsi sebagai *precooler* dan *reheater*, penghemat energi dan juga memiliki kapasitas sebagai *dehumidifier*.

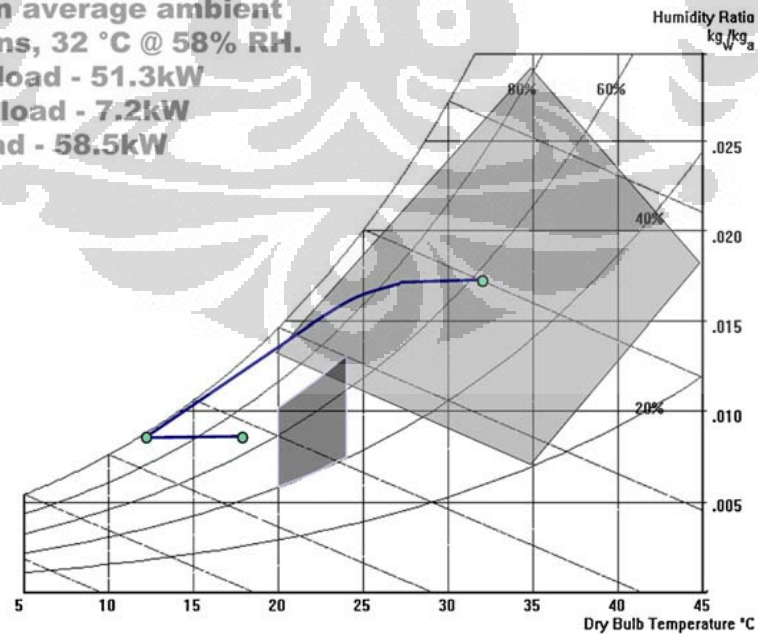
Bagian *heat pipe* yang berfungsi sebagai precooling yaitu pada bagian evaporator, sedang kan yang berfungsi sebagai *reheating* adalah bagian condenser, dan bagian diantara evaporator dan condenser adalah bagian dalam keadaan atau kondisi adiabatik.



Gambar 2.2.1 Schematic of *Heat pipe* Operation [7]

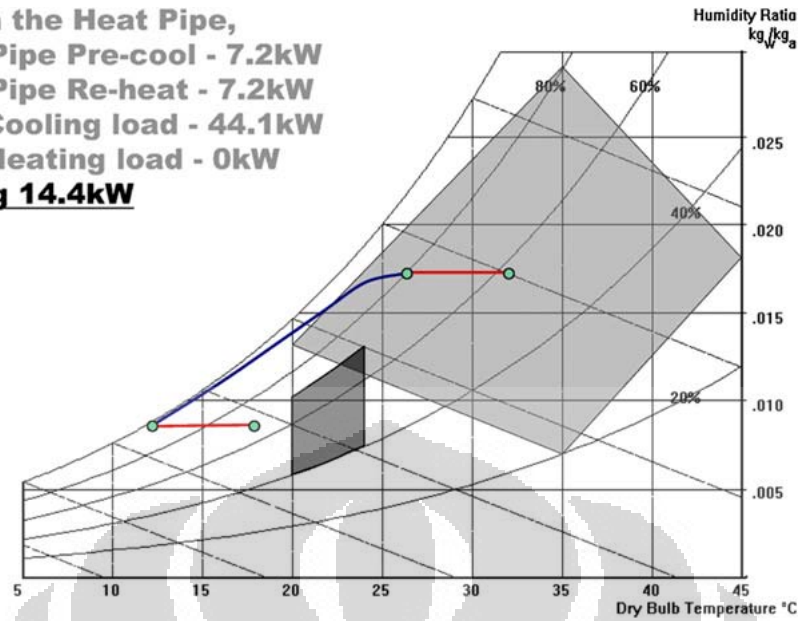
Dengan fungsinya sebagai precooling dan reheating serta menurunkan relative humidity, *Heat pipe Heat Exchanger* (HPHE) dapat digunakan untuk mereduksi konsumsi energi [9].

**Based on average ambient conditions, 32 °C @ 58% RH.**  
**Cooling load - 51.3kW**  
**Heating load - 7.2kW**  
**Total load - 58.5kW**



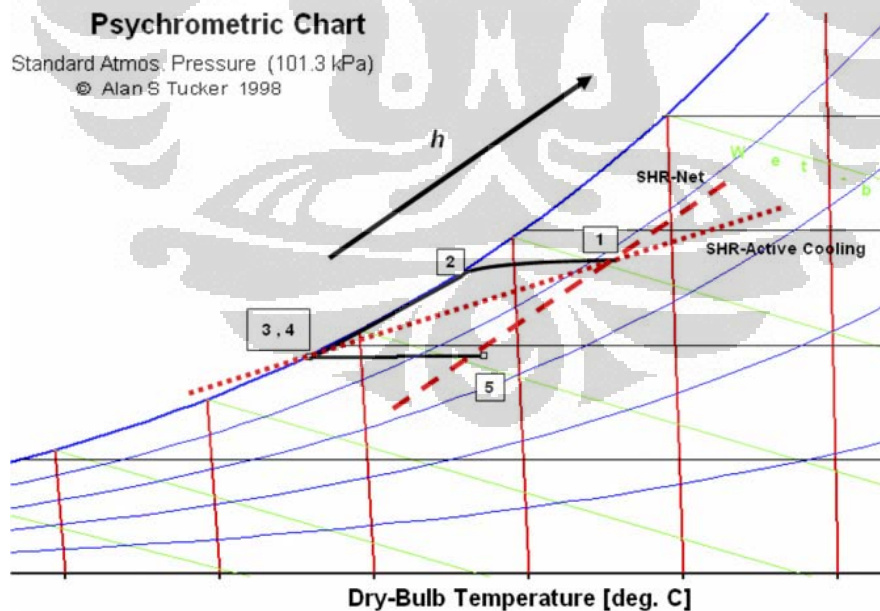
Gambar 2.2.2 Simple Psychrometric Processor for a Typical HVAC System [8]

**Add in the Heat Pipe,  
Heat Pipe Pre-cool - 7.2kW  
Heat Pipe Re-heat - 7.2kW  
New Cooling load - 44.1kW  
New Heating load - 0kW  
Saving 14.4kW**



Gambar 2.2.3 Simple Psychrometric Processor for a Typical HVAC System with *heat pipe* [8]

Dari gambar 2.2.3 di atas, garis proses dengan warna merah bagian atas merupakan fungsi *heat pipe* sebagai precooling, sedangkan garis merah pada bagian bawah merupakan fungsi *heat pipe* sebagai reheating.



Gambar 2.2.3 *Heat pipe* overcooled and reheat processes in HVAC system [8]

- Proses 1 – 2 merupakan proses pre-cooling *heat pipe*

$$Q_{hpe} = m (h_1 - h_2)$$

- Proses 2 -3 merupakan proses pendinginan dari cooling coil atau ac system

$$Q_{ac} = m (h_2 - h_3)$$

- Total beban pendinginan

$$Q_{col\ total} = Q_{hpe} + Q_{ac}$$

- Proses 4-5 merupakan proses pemanasan dari sisi condenser *heat pipe*

$$Q_{hpc} = m (h_5 - h_4)$$

- Total save energy

$$\text{Total penghematan energy} = Q_{hpe} + Q_{hpc}$$

- $SHR_{nett} = m C_p (T_1 - T_5) / m (h_1 - h_5)$   
 $= C_p (T_1 - T_5) / (h_1 - h_5)$

Enthalpi udara campuran:  $H = C_p T + w h_g$

$$w = \text{kg uap air} / \text{kg udara kering}$$

$$w = (P_s V / R_s T) / (P_a V / R_a T)$$

$$w = (P_s / R_s) / ((P_t - P_s) R_a)$$

Dimana :

$C_p = \text{constant (1,006-1,009) kJ/kg K}$

$H_g = \text{entalphi uap air jenuh pada suhu campuran}$

$w = \text{specific humidity}$

$P_s = \text{tekanan parsial uap air jenuh}$

$P_t = \text{tekanan atmosferik}$

$R_s = \text{tetapan gas ideal untuk uap air}$

$R_a = \text{tetapan gas ideal untuk udara}$

Dengan demikian kita dapat menghitung entalpi udara campuran dengan persamaan

$$H \text{ udara campuran} = C_p T + 0.621 (P_s / (P_t - P_s)) \cdot h_g$$

Dengan :

$C_p$  dapat di anggap konstan

$P_s$  fungsi dari  $R_h$  dan temperature

$H_g$  enthalpi fungsi dari temperature.

Sedangkan untuk mengetahui  $m$  (*mass flow*) dibutuhkan flow meter (anemometer) untuk mengukur *flow* udara campuran, yang nantinya kita hitung agar mendapat besar *mass flow*.

Dengan demikian untuk menghitung besarnya *save energy* kita dapat menggunakan 3 alat ukur yaitu RH meter, alat ukur temperature dan flow meter.

Untuk mengetahui besar dehumidification kita dapat menghitung dengan menggunakan sensible heat ratio (SHR)

$$SHR \text{ active cooling} = C_p (T_1 - T_3) / h_1 - h_3$$

### 2.2.1 Container

Container atau bagian terluar dari *heat pipe* berfungsi sebagai tempat untuk menampung fluida dan wick. Container dapat terbuat dari berbagai macam material seperti logam, plastic, composit, kaca, dan keramik [10]. Material yang paling banyak digunakan adalah material logam tembaga karena nilai konduktivitas thermalnya yang baik.

Groll et al. (1998) [12] mengatakan bahwa tembaga merupakan material yang paling baik digunakan terutama untuk *heat pipe* yang di aplikasikan pada temperature rendah. Tembaga juga bisa digunakan untuk berbagai jenis fluida kerja sebagai container *heat pipet*. Selain tembaga, Almunium memiliki kelebihan di timbang material lain, selain memiliki density yang rendah almunium juga cocok dengan fluida kerja ammonia ( $NH_3$ ).

Reay dan Kew (2006) [11] menjelaskan fungsi dari container yaitu untuk mengisolasi working fluida terhadap lingkungan luar, menjaga tekanan dalam

tabung dan sebagai media perpindahan panas dari lingkungan kedalam working fluida dan sebaliknya. Berdasarkan fungsi dari container maka material jenis tembaga, aluminium dan stainless steel merupakan material yang sangat baik.

Untuk penelitian ini kita menggunakan container jenis tembaga diameter 5/8 inci dan tebal 1 mm dengan panjang 60 cm.



Gambar 2.2.1.1 4 Buah *Heat pipe* dengan Container Tembaga

### 2.2.2 Wick

Seperti terlihat pada gambar 2.2.1 di atas, wick adalah material yang berada didalam container berbentuk kapiler-kapiler yang berfungsi sebagai sarana kembalinya working fluida (fase liquid) dari sisi condenser ke sisi evaporator dari *heat pipe*. Tujuan dari wick adalah untuk memperoleh tekanan kapilaritas, tekanan kapilaritas dapat di perbesar dengan memperkecil ukuran pori-pori, namun disisi lain permeabilitas akan menurun. Cara lain untuk memperbesar tekanan kapilaritas adalah dengan menambah ketebalan wick, namun penambahan ketebalan wick dapat menyebabkan hambatan thermal bertambah dan heat flux yang diterima *heat pipe* berkurang. Berdasarkan penelusuran literature, terdapat 2 jenis wick yang umumnya digunakan dalam *heat pipe* yaitu screen mesh dan sintered powder .





Gambar.2.2.2.1 *Screen Mesh material dan Container Material Copper* [10]

Untuk penelitian ini kita menggunakan *screen mesh 300 stainless steel* dengan banyaknya lapisan untuk tiap *heat pipe* sebanyak enam.

### **2.2.3 Working Fluid**

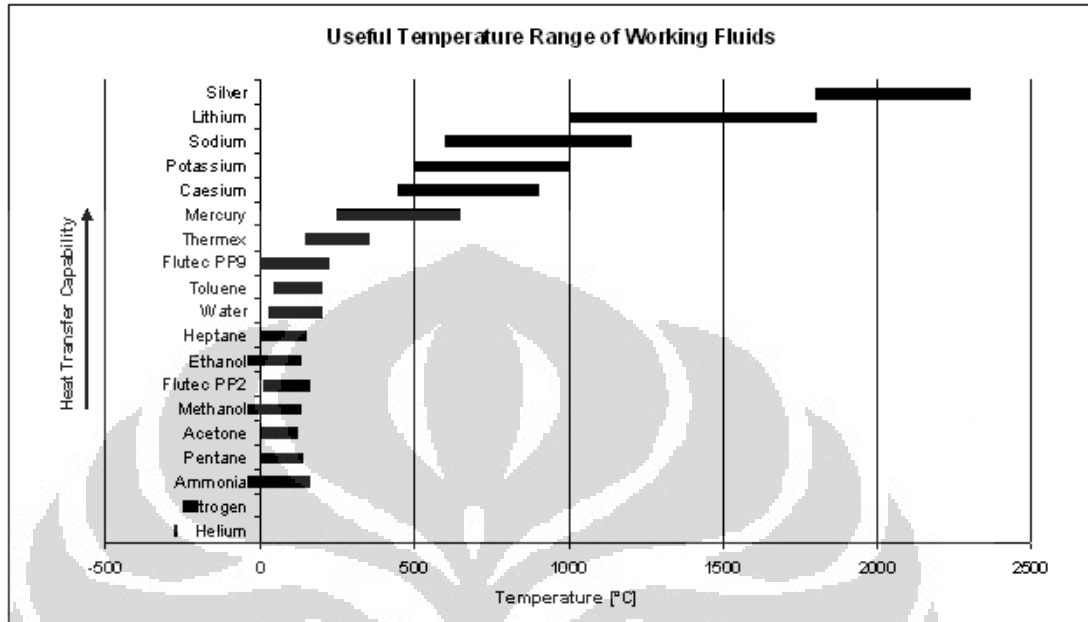
Fluida kerja merupakan medium didalam *heat pipe* yang terevaporasi pada sisi evaporator *heat pipe*, mentransfer panas, dan membuang panas dan terkondensasi pada sisi condenser, kemudian kembali ke sisi evaporator dengan berbagai metode seperti gravitasi atau gaya kapilaritas. Panas laten yang terevaporasi dari working fluida ini merupakan besarnya performance *heat pipe* dalam mentransfer panas.

**Tabel 2.2.3** *Compatibility Matrix Working Fluids- Materials* [12]

<b>Hughes Aircraft Compatibility Recommendations</b>		
	<b>Recommended</b>	<b>Not Recommended</b>
Ammonia	Aluminium Carbon steel Nickel Stainless steel	Copper
Aceton	Copper Silica Aluminium' Stainless steel'	
Methanol	Copper Stainless steel Silica	Aluminium
Water	Copper Monel 347 Stainles steel''	Stainless steel Aluminium Silica Inconel Nickel Carbon steel
Dowtherm A	Copper Silica Stainless steel'''	
Potassium	Stainless steel Inconel	Titanium
Sodium	Stainless steel Inconel	Titanium



Secara umum fluida kerja dapat diklasifikasikan berdasarkan kompatibilitasnya terhadap container dan wick, serta digolongkan berdasarkan range temperature operation dari working fluida tersebut.



Gambar 2.2.3 *Useful Temperature Range of Working Fluids* [11]

Review mengenai operating temperature berbagai macam working fluid telah dilakukan oleh faghri ( 1995). Pada paper tersebut dijelaskan secara mendetail informasi range temperature dari berbagai working fluida. Pada paper tersebut faghri menklasifikasikan working fluida berdasarkan operating range temperature menjadi 4 jenis yakni cryogenic yang memiliki operating range temperature menjadi  $(-270)^{\circ}\text{C} - (-75)^{\circ}\text{C}$  seperti helium, argon, oxygen dan krypton, low temperature yang beroperasi pada temperature  $-75^{\circ}\text{C} - 275^{\circ}\text{C}$  seperti air, ammonia, acetone dan berbagai jenis Freon, kategori ketiga adalah medium operating temperature yang berkisar pada temperature  $275^{\circ}\text{C} - 475^{\circ}\text{C}$  seperti mercury, shulpur dan yang terakhir adalah high operating temperature yang bekerja pada suhu  $475^{\circ}\text{C} - 2725^{\circ}\text{C}$  working fluid dalam kategori ini berupa sodium, lithium, silver dan potassium.

Fluida kerja pada *heat pipe* akan digunakan pada range temperatur sekitar 23-31°C atau pada suhu kamar sehingga kita memilih fluida dengan tekanan saturasi yang cukup bisa ditahan oleh material yang kita pakai. *Refrigerant* R134a pada temperatur sekitar 23°C memiliki tekanan saturasi sebesar 6.265 Bar dan pada temperatur 31°C sebesar 7.924 Bar. Oleh karena itu kita menggunakan R134a sebagai fluida kerja pada *heat pipe*.

Selain R134a, R11 dan R22 juga bisa digunakan dan cukup rasional apabila digunakan apabila melihat temperatur dan tekanan saturasi dari *refrigerant* tersebut. Akan tetapi keberadaan R11 sudah tidak ditemukan lagi di pasaran, dan R22 masih lebih besar tekanan saturasinya dibandingkan dengan menggunakan *refrigerant* R134a.

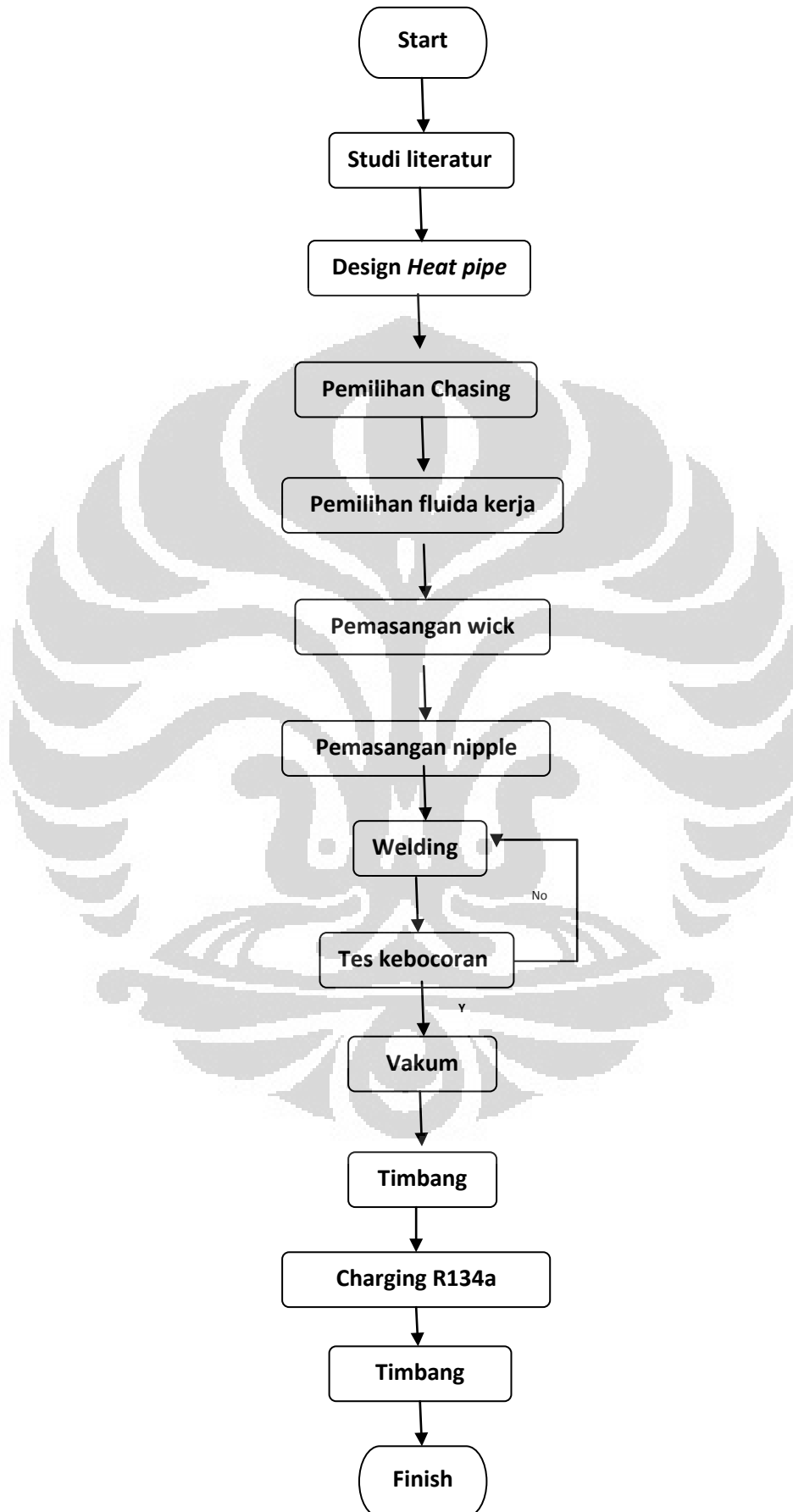
Tabel 2.2.4 Saturated values for R134a

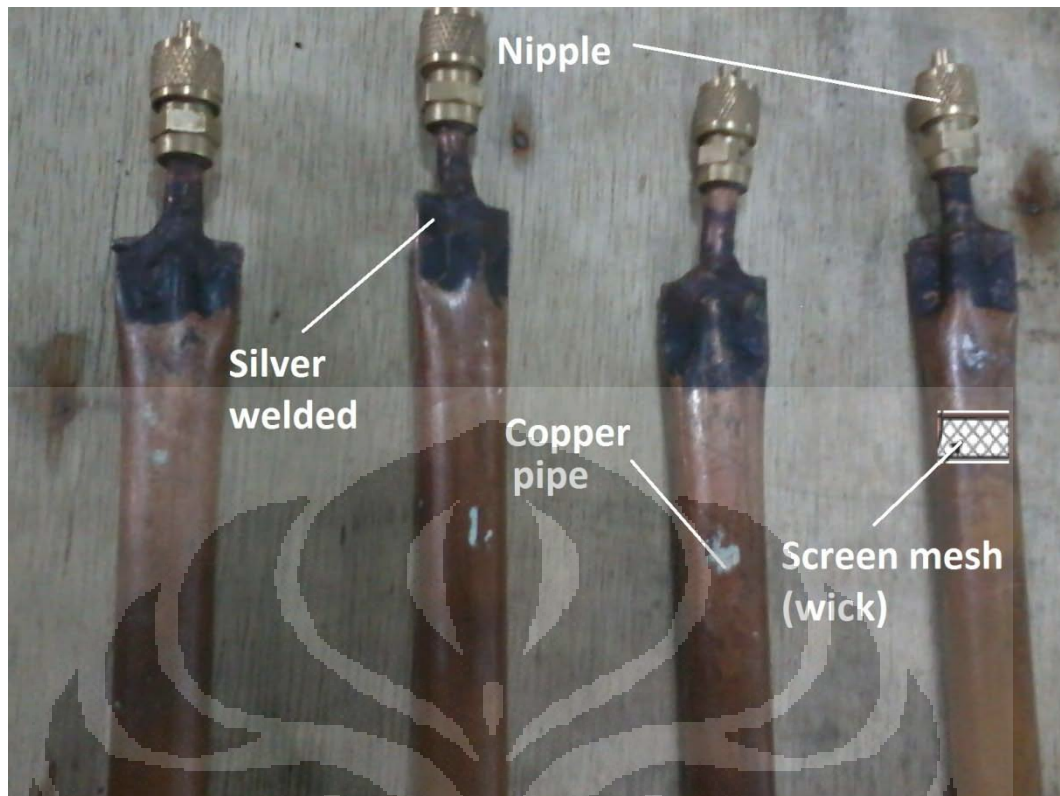
T	p	v <sub>l</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>l</sub>	h <sub>g</sub>	R	s <sub>l</sub>	s <sub>g</sub>
°C	Bar	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
10.00	4.145	0.7927	0.04913	213.44	402.89	189.45	1.0480	1.7170
11.00	4.286	0.7949	0.04756	214.80	403.44	188.64	1.0527	1.7166
12.00	4.429	0.7971	0.04604	216.17	404.00	187.83	1.0575	1.7162
13.00	4.577	0.7994	0.04458	217.54	404.55	187.01	1.0623	1.7158
14.00	4.728	0.8016	0.04318	218.92	405.10	186.18	1.0670	1.7154
15.00	4.883	0.8039	0.04183	220.30	405.64	185.34	1.0718	1.7150
16.00	5.042	0.8062	0.04052	221.68	406.18	184.50	1.0765	1.7146
17.00	5.204	0.8085	0.03927	223.07	406.72	183.66	1.0813	1.7142
18.00	5.371	0.8109	0.03806	224.44	407.26	182.82	1.0859	1.7139
19.00	5.541	0.8133	0.03690	225.84	407.80	181.96	1.0907	1.7135
20.00	5.716	0.8157	0.03577	227.23	408.33	181.09	1.0954	1.7132
21.00	5.895	0.8182	0.03469	228.64	408.86	180.22	1.1001	1.7128
22.00	6.078	0.8206	0.03365	230.05	409.38	179.34	1.1049	1.7125
23.00	6.265	0.8231	0.03264	231.46	409.91	178.45	1.1096	1.7122
24.00	6.457	0.8257	0.03166	232.87	410.42	177.55	1.1143	1.7118
25.00	6.653	0.8283	0.03072	234.29	410.94	176.65	1.1190	1.7115
26.00	6.853	0.8309	0.02982	235.72	411.45	175.73	1.1237	1.7112
27.00	7.058	0.8335	0.02894	237.15	411.96	174.81	1.1285	1.7109
28.00	7.267	0.8362	0.02809	238.58	412.47	173.89	1.1332	1.7106
29.00	7.482	0.8389	0.02727	240.02	412.97	172.95	1.1379	1.7103
30.00	7.701	0.8416	0.02648	241.46	413.47	172.00	1.1426	1.7100
31.00	7.924	0.8444	0.02572	242.91	413.96	171.05	1.1473	1.7097
32.00	8.153	0.8473	0.02498	244.36	414.45	170.09	1.1520	1.7094
33.00	8.386	0.8501	0.02426	245.82	414.94	169.12	1.1567	1.7091
34.00	8.625	0.8530	0.02357	247.28	415.42	168.14	1.1614	1.7088
35.00	8.868	0.8560	0.02290	248.75	415.90	167.15	1.1661	1.7085

Tabel 2.2.5 Saturated values for R22

Refrigeration utilities - [Saturated values for: R22, CHClF2, Chlorodifluoromethane]								
File Options Window Help								
T	p	$v_l$	$v_g$	$h_l$	$h_g$	R	$s_l$	$s_g$
°C	Bar	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
11.00	7.014	0.8023	0.03370	213.09	409.17	196.08	1.0464	1.7365
12.00	7.226	0.8046	0.03273	214.30	409.49	195.19	1.0506	1.7351
13.00	7.443	0.8070	0.03179	215.49	409.81	194.32	1.0547	1.7338
14.00	7.665	0.8094	0.03087	216.70	410.13	193.42	1.0589	1.7325
15.00	7.891	0.8118	0.02999	217.92	410.44	192.52	1.0631	1.7312
16.00	8.123	0.8142	0.02914	219.15	410.75	191.60	1.0672	1.7299
17.00	8.359	0.8167	0.02832	220.37	411.05	190.68	1.0714	1.7286
18.00	8.601	0.8192	0.02752	221.60	411.35	189.74	1.0756	1.7273
19.00	8.847	0.8217	0.02675	222.83	411.64	188.81	1.0797	1.7260
20.00	9.099	0.8243	0.02601	224.07	411.93	187.86	1.0839	1.7247
21.00	9.356	0.8269	0.02529	225.31	412.21	186.90	1.0880	1.7234
22.00	9.619	0.8295	0.02459	226.56	412.49	185.94	1.0922	1.7221
23.00	9.887	0.8322	0.02391	227.80	412.77	184.96	1.0963	1.7209
24.00	10.160	0.8349	0.02326	229.05	413.03	183.98	1.1005	1.7196
25.00	10.439	0.8376	0.02263	230.31	413.30	182.99	1.1046	1.7183
26.00	10.723	0.8404	0.02201	231.57	413.56	181.99	1.1087	1.7171
27.00	11.014	0.8432	0.02142	232.83	413.81	180.98	1.1129	1.7158
28.00	11.309	0.8461	0.02084	234.10	414.06	179.96	1.1170	1.7146
29.00	11.611	0.8490	0.02029	235.37	414.30	178.93	1.1211	1.7133
30.00	11.919	0.8519	0.01974	236.65	414.54	177.89	1.1253	1.7121
31.00	12.232	0.8549	0.01922	237.93	414.77	176.84	1.1294	1.7108
32.00	12.552	0.8579	0.01871	239.22	415.00	175.78	1.1335	1.7096
33.00	12.878	0.8610	0.01822	240.51	415.22	174.71	1.1377	1.7083
34.00	13.210	0.8641	0.01774	241.80	415.43	173.63	1.1418	1.7071
35.00	13.548	0.8673	0.01727	243.10	415.64	172.54	1.1459	1.7058
36.00	13.892	0.8705	0.01682	244.41	415.84	171.43	1.1500	1.7046
37.00	14.243	0.8738	0.01638	245.71	416.03	170.32	1.1542	1.7033

### 2.2.4 Design Heat pipe





Gambar 2.2.4 Design Heat pipe

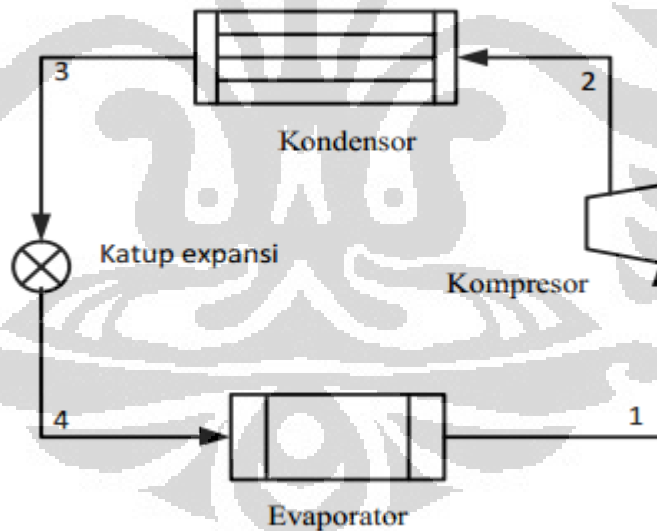
- ❑ Diameter dalam pipa tembaga 5/8 inci
- ❑ Tebal pipa tembaga 0.8 mm
- ❑ Panjang pipa tembaga 60 cm
- ❑ Wick stainless steel screen mesh 300
- ❑ Kedua ujung dilakukan pengelasan dengan perak, ujung satunya las total, ujung satu dipasang *nipple* atau pentil.
- ❑ Sebelum pengisian refrigerant *heat pipe* di berikan udara bertekanan kemudian di tenggelamkan dalam air untuk tes kebocoran
- ❑ Setelah tes kebocoran *heat pipe* di vakum dengan menggunakan pompa vakum
- ❑ *Heat pipe* diisikan dengan refrigerant R134a dengan tekanan kerja 103 psia.
- ❑ Pengisian refrigerant dipertimbangkan berdasarkan jumlah volume liquid dan tekanan kerja *heat pipe*

## 2.3 Refrijerasi

Refrigerasi merupakan suatu proses penarikan kalor dari suatu benda/ruangan ke lingkungan sehingga temperatur benda/ruangan tersebut lebih rendah dari temperatur lingkungannya. Kinerja mesin refrigerasi kompresi uap ditentukan oleh beberapa parameter, diantaranya adalah kapasitas pendinginan, kapasitas pemanasan, daya kompresi, koefisien kinerja dan faktor kinerja. Sesuai dengan konsep kekekalan energi, panas tidak dapat dimusnahkan tetapi dapat dipindahkan. Sehingga refrigerasi selalu berhubungan dengan proses-proses aliran panas dan perpindahan panas.

### 2.3.1 Siklus Kompresi Uap

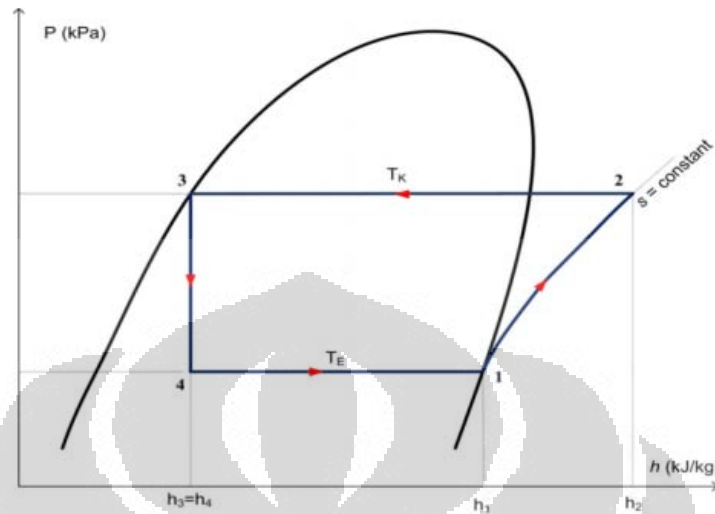
Dari sekian banyak jenis-jenis sistem refrigerasi, namun yang paling umum digunakan adalah refrigerasi dengan sistem kompresi uap. Komponen utama dari sebuah siklus kompresi uap adalah kompresor, evaporator, kondensor dan katup ekspansi.



Gambar 2.3.1.1 Sistem Pendingin [2]

Pada siklus kompresi uap, di evaporator refrigeran akan ‘menghisap’ panas dari lingkungan sehingga panas tersebut akan menguapkan refrigeran. Kemudian uap refrigeran akan dikompres oleh kompresor hingga mencapai tekanan kondensor, dalam kondensor uap refrigeran dikondensasikan dengan cara membuang panas dari uap refrigeran ke lingkungannya. Kemudian refrigeran akan kembali di

teruskan ke dalam evaporator. Dalam diagram P-h siklus kompresi uap ideal dapat dilihat dalam gambar berikut ini.



Gambar 2.3.1.2 P-H Diagram sistem pendingin [2]

Proses-proses yang terjadi pada siklus kompresi uap seperti pada gambar diatas adalah sebagai berikut:

### 2.3.1.1 Proses kompresi (1-2)

Proses ini dilakukan oleh kompresor dan berlangsung secara isentropik adiabatik [2]. Kondisi awal refrigerant pada saat masuk ke dalam kompresor adalah uap jenuh bertekanan rendah, setelah mengalami kompresi refrigerant akan menjadi uap bertekanan tinggi. Karena proses ini berlangsung secara isentropik, maka temperatur ke luar kompresor pun meningkat. Besarnya kerja kompresi per satuan massa refrigeran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$W = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

dimana :

W = besarnya kerja kompresor (kW)

h<sub>1</sub> = entalpi refrigeran saat masuk kompresor (kJ/kg)

h<sub>2</sub> = entalpi refrigeran saat keluar kompresor (kJ/kg)

$\dot{m}$  = mass flow (kg/s)

### 2.3.1.2 Proses kondensasi (2-3)

Proses ini berlangsung didalam kondensor. Refrigeran yang bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi yang berasal dari kompresor akan membuang kalor sehingga fasanya berubah menjadi cair. Hal ini berarti bahwa di dalam kondensor terjadi pertukaran kalor antara refrigeran dengan lingkungannya (udara), sehingga panas berpindah dari refrigeran ke udara pendingin yang menyebabkan uap refrigeran mengembun menjadi cair. Besar panas per satuan massa refrigeran yang dilepaskan di kondensor dinyatakan sebagai:

$$Q_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

dimana :

$Q_c$  = besarnya panas dilepas di kondensor (kW)

$h_2$  = entalpi refrigeran saat masuk kondensor (kJ/kg)

$h_3$  = entalpi refrigeran saat keluar kondensor (kJ/kg)

### 2.3.1.3 Proses ekspansi (3-4)

Proses ekspansi tidak terjadi perubahan entalpi tetapi terjadi drop tekanan dan penurunan temperatur, atau dapat dituliskan dengan:

$$h_3 = h_4$$

Proses penurunan tekanan terjadi pada katup ekspansi yang berbentuk pipa kapiler atau orifice yang berfungsi untuk mengatur laju aliran refrigeran dan menurunkan tekanan.

### 2.3.1.4 Proses evaporasi (4-1)

Proses ini berlangsung secara isobar isothermal (tekanan konstan, temperatur konstan) di dalam evaporator. Panas dari lingkungan akan diserap oleh cairan refrigeran yang bertekanan rendah sehingga refrigeran berubah fasa



menjadi uap bertekanan rendah. Kondisi refrigeran saat masuk evaporator sebenarnya adalah campuran cair dan uap, seperti pada titik 4 dari gambar diatas.

Besarnya kalor yang diserap oleh evaporator adalah:

$$Q_e = m(h_1 - h_4)$$

dimana :

$Q_e$  = besarnya panas yang diserap di evaporator (kW)

$h_1$  = entalpi refrigeran saat keluar evaporator (kJ/kg)

$h_4$  = entalpi refrigeran saat masuk evaporator (kJ/kg)

Selanjutnya, refrigeran kembali masuk ke dalam kompresor dan bersirkulasi lagi. Begitu seterusnya sampai kondisi yang diinginkan tercapai. Untuk menentukan harga entalpi pada masing-masing titik dapat dilihat dari tabel sifat-sifat refrigeran.

### **2.3.2 Macam-macam Pengkondisian Udara**

Secara umum pengkondisian udara dapat diklasifikasikan menjadi 3 macam yaitu [25] :

1. *Direct Expansion*
2. *All Water System*
3. *Air-Water System*

#### **2.3.2.1 Direct Expansion**

Pada system ini yang menjadi media pendingin adalah udara, udara secara langsung didinginkan dengan menggunakan coil yang didalamnya berisi refrigerant. Campuran udara luar dan udara di saring dengan menggunakan filter udara kemudian didinginkan dengan menggunakan coil dan dilembabkan atau dikeringkan sesuai kebutuhan serta dipanaskan kembali dengan heater, kemudian dialirkan dengan menggunakan kipas atau blower melalui saluran udara ke ruangan.

#### **2.3.2.2 All Water System**

Udara dikondisikan dengan menggunakan udara dingin sebagai media pendingin, udara didinginkan dengan menggunakan fan coil unit yang berisikan

air dingin. Air dingin sebelumnya telah didinginkan dengan menggunakan mesin refrigerasi, system ini juga biasa dikenal dengan water chiller. Air yang telah panas akibat mendinginkan udara kembali disirkulasikan ke mesin pendingin lalu kemudian ke fan coil unit membentuk suatu sirkulasi tertutup.

Pengkondisian udara dengan media air ini untuk penggunaan komersial dan skala besar dapat dipertimbangkan karena lebih murah dan membutuhkan tempat yang lebih sedikit bila dibandingkan dengan *direct expansion system*, namun untuk skala kecil tentu system ini kurang efisien .

### **2.3.2.3 Air-Water System**

Air-water system adalah suatu sistem AC dimana proses pendinginan udara didalam suatu ruang tertutup diproses oleh AHU ( Air Handling Unit ) yang ditempatkan pada ruang lain yang terpisah dan FCU sekaligus didalam ruangan yang akan didinginkan. Jadi merupakan penggabungan pemakaian FCU & AHU.

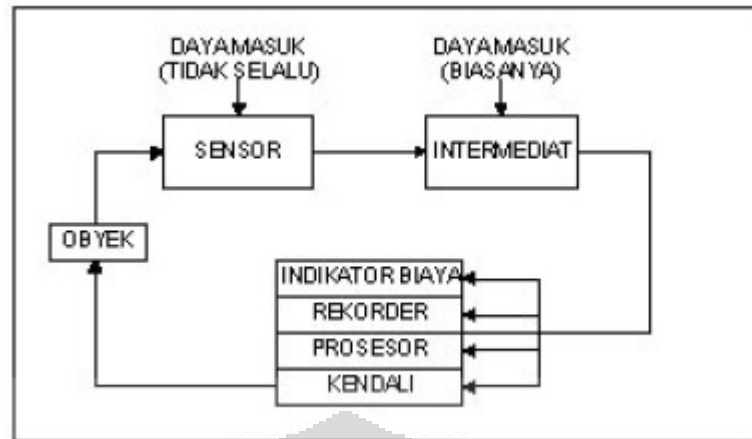
## **2.4 Pengukuran**

Mengukur adalah kegiatan membandingkan suatu objek dengan besaran fisika. Sedangkan pengukuran merupakan suatu usaha untuk mendapatkan informasi deskriptif-kuantitatif dari variabel-variabel fisika dan kimia suatu zat atau benda yang diukur [24].

Secara umum sistem pengukuran dapat dibagi menjadi tiga tahap, yaitu (Beckwith, 1981) :

- Tahap detektor – transduser, merupakan tahap pendeteksian besaran fisik pada obyek yang akan diukur.
- Tahap intermediat, pengkondisian sinyal yang dihasilkan oleh detektor yang kemudian ditransformasikan ke tahap akhir.
- tahap terakhir, yaitu tahap pembacaan.

Pada tahap pertama, sensor membaca data dari obyek pengukuran, kemudian dikondisikan pada tahap intermediat dan akhirnya data tersebut memasuki tahap akhir seperti tampilan hasil, kendali dan sebagainya.



Gambar 2.4.1 Diagram Blok Sistem Pengukuran [24]

### 2.4.1 Termokopel

Suatu termokopel bekerja atas dasar prinsip fenomena dari Seebeck (pada tahun 1821), yaitu : bila suatu rangkaian yang terdiri dari dua buah logam yang tidak sejenis dan bila temperatur pada sambungan-sambungan dari kedua kawat tersebut tidak sama, maka akan ada gaya listrik (electromotive force = emf) [24].

Termokopel harus mempunyai karakteristik yang dikehendaki seperti :

- Gaya gerak listrik yang dihasilkan relatif besar, sehingga mudah diukur dengan kesalahan kecil.
- Hubungan tegangan-temperatur selinier mungkin.
- Tahan terhadap oksidasi dan korosi.
- Mudah kalibrasinya.
- Mempunyai stabilitas yang baik, baik terhadap waktu maupun keadaan sekeliling.
- Logamnya harus dapat dibuat secara uniform
- Titik leleh logam tinggi

Tabel 2.4.1 Logam-Logam Pengukuran Temperatur Termoelektrik

Max. Temp C	Allowable Atmosphere (Hot)	Material names	Color Code	Type ANSI	Avg. Output V/100 F	Accuracy	
						Std.	Spec.
2800	Inert,H. Vac	Tungsten/tungsten 26% rhenium	-	-	0,86	-	-
2760	Inert, H. Vac	Tungsten 5% rhenium/ tungsten 26% rhenium	-	-	0,76	-	-
2210	Inert, H. Vac	Tungsten 3% rhenium/ tungsten 25% rhenium	-	-	0,74	-	-
1800	Oxidizing	Platinum 30% rhodium/ platinum 6% rhodium	B	-	0,43	1/2%	1/4%
1600	Oxidizing	Platinum 13% rhodium/ platinum	R	-	0,64	1/4%	1/4%
1540	Oxidizing	Platinum 10% rhodium/ platinum	S	-	0,57	1/4%	1/4%
1300	Oxidizing	Platinel II (5355)/platinel II (7674)	-	-	2,20	5/8%	-
1260	Oxidizing	Chonel/Alumel, Topel/Nial, Advenced T/T <sub>2</sub> , Term. Kantthal P/N	-	Yellow -red	2,20	4 F 3/4%	2 F 3/8%
980	Reducing	Chromel/ Constantan	E	Purple -red	4,20	1/2%	3/8%
875	Reducing	Iron/Konstantan	J	White -red	3,00	4 F 3/4%	2 F 3/8%
400	Reducing	Copper/constantan	T	Blue -red	2,50	3/4%	3/8%

## BAB 3

### METODOLOGI PENELITIAN

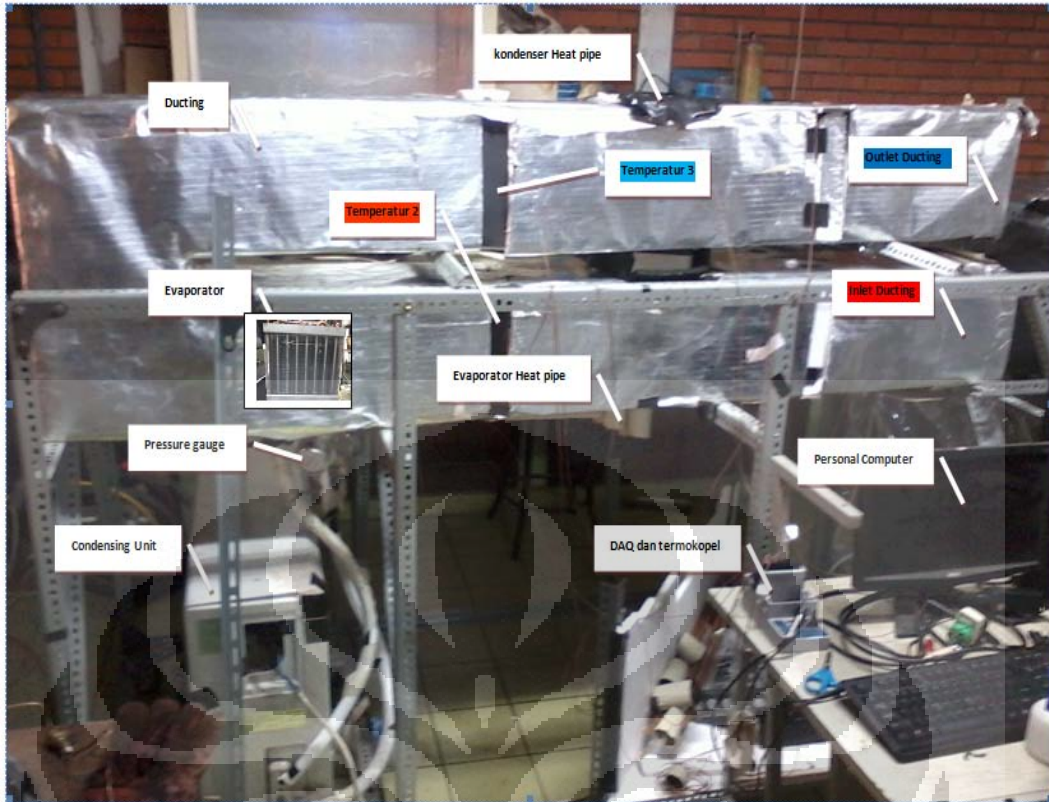
Penelitian ini dimulai pada bulan september 2011, dengan penyelesaian alat penelitian pada bulan mei 2012. Kami melakukan studi-studi literatur mengenai *heat pipe* dan pengkondisian udara sebagai modal utama untuk merancang dan membuat sebuah alat penelitian. Meskipun memerlukan waktu yang cukup lama untuk menyelesaikan alat ini, tapi kita berhasil menyelesaikannya tepat waktu sehingga kami bisa mengambil data untuk menyelesaikan skripsi ini.

Pada tahap pertama kita mendesain alat penelitian yang akan kita buat. Kita membuat sebuah sistem *ducting* dengan AC rumah dengan kapasitas 1 PK, dan kita juga membuat dan mendesain 8 buah *heat pipe* sendiri. Berdasarkan literatur-literatur yang relevan, kita mengumpulkan dan mencari komponen-komponen apa saja yang kita butuhkan untuk membuat alat penelitian tersebut. Secara garis besar kita membagi alat tersebut menjadi 2, yaitu pembuatan *heat pipe*, dan pembuatan sistem *ducting* atau saluran udara.

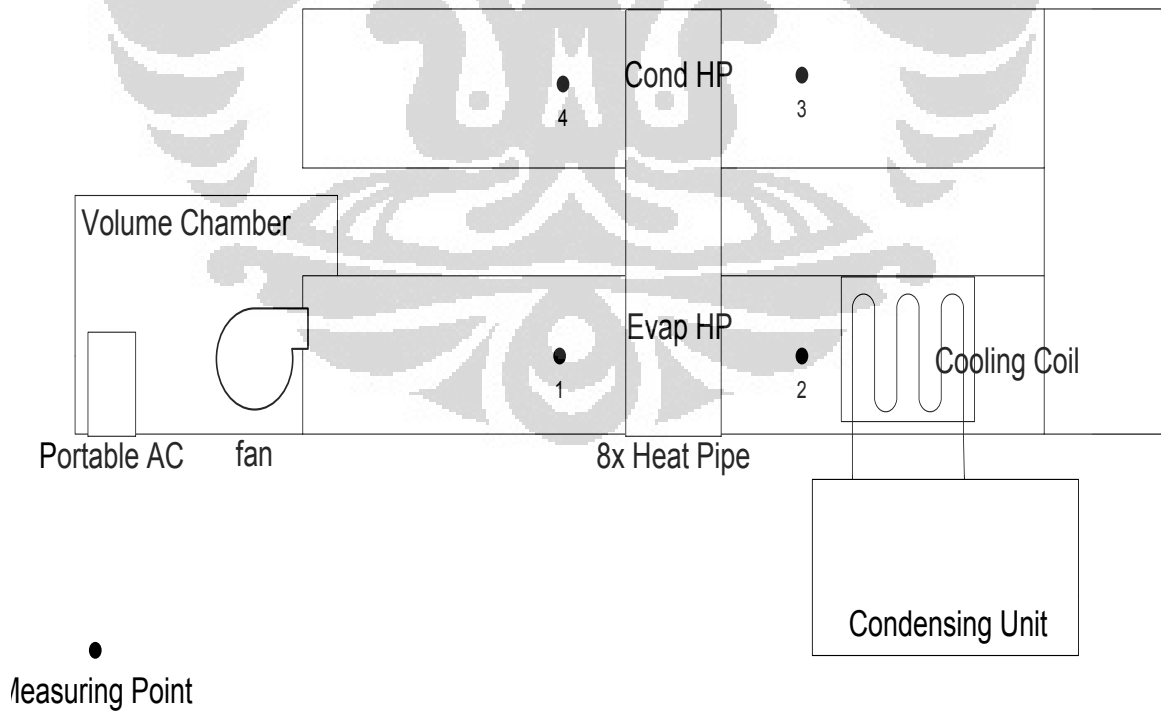
#### 3.1 Ducting System

Ducting atau saluran udara merupakan komponen penting dalam suatu pengkondisian udara, khususnya pada sistem pengkondisian udara menggunakan AC Central atau terpusat. Pada design ducting yang kita lakukan, ada beberapa komponen, yaitu : set AC rumah 1 PK, AC portable 1 PK, sentrifugal fan, *ducting* dan cooling coil 1 PK.

Pada ducting kita bagi menjadi 4 bagian, yaitu bagian 1, bagian 2, bagian 3, dan bagian 4. Bagian 1 adalah tempat dimana temperatur *inlet* berada, yang nantinya akan kita variasikan. Bagian 2 merupakan bagian setelah *inlet* dan setelah bagian evaporator *heat pipe* berada, dan sebelum *cooling coil* berada. Bagian 3 merupakan bagian setelah *cooling coil* dan sebelum bagian condenser *heat pipe* berada. Bagian 4 adalah bagian *outlet* yaitu bagian setelah condenser *heat pipe*.



Gambar 3.1.2 Alat Uji Penelitian



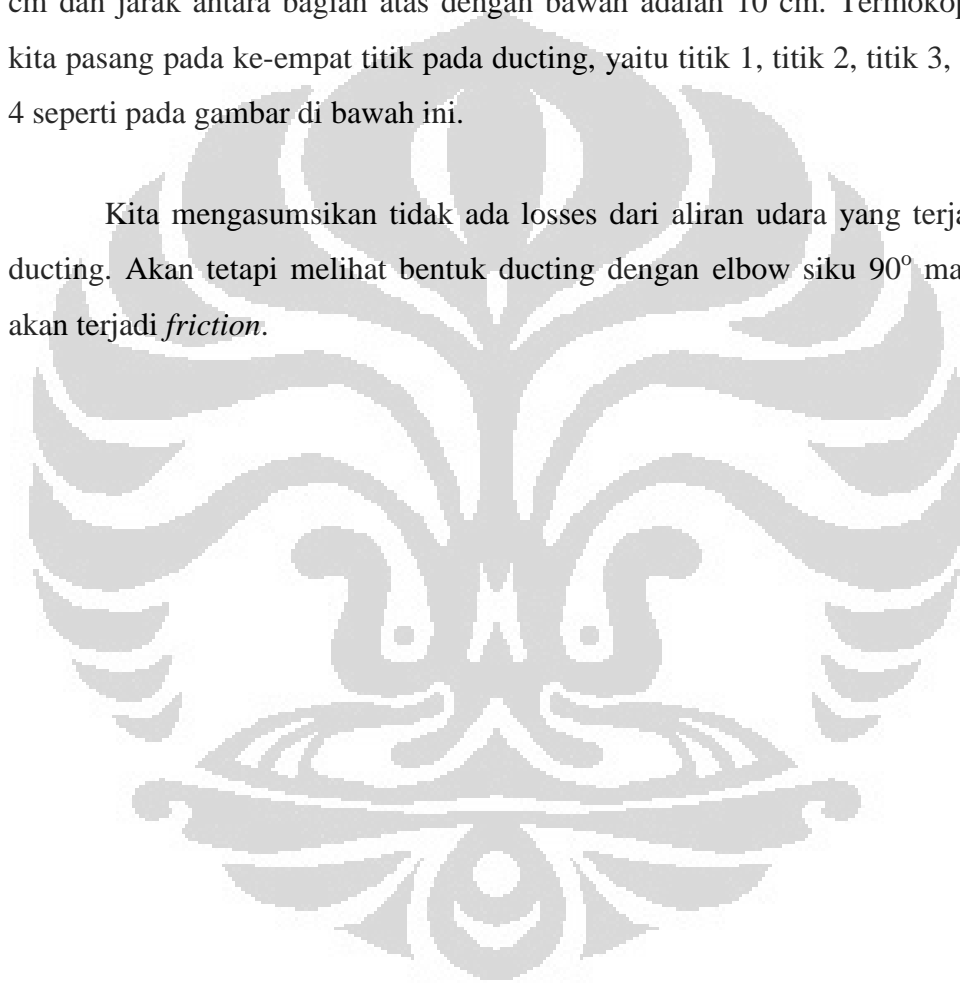
Gambar 3.1.3 Ducting system

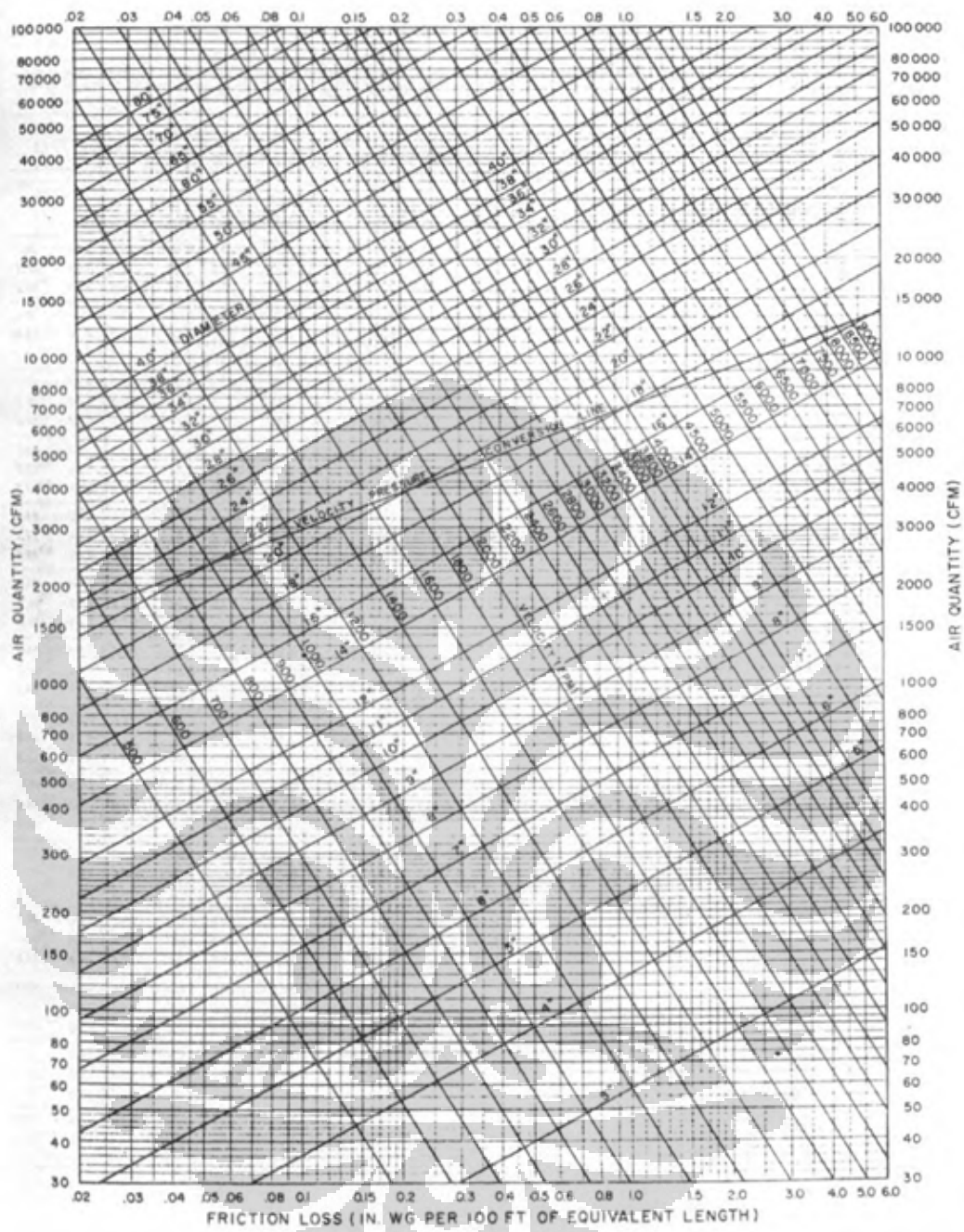
### 3.1.1 Ducting

Ducting yang kita buat berbahan dasar seng, thermostat foam, stereofoam dan *aluminium foil*. Kita melakukan semuanya sendiri, berbekal studi literatur seadanya melakukan pembuatan ducting sendiri. Thermostat foam, stereofoam dan alufoil digunakan sebagai insulaor sehingga udara di dalam ducting tidak terjadi kontak dengan udara di luar ducting.

Ducting dengan ukuran penampang 20 cm x 20 cm dengan panjang 200 cm dan jarak antara bagian atas dengan bawah adalah 10 cm. Termokopel akan kita pasang pada ke-empat titik pada ducting, yaitu titik 1, titik 2, titik 3, dan titik 4 seperti pada gambar di bawah ini.

Kita mengasumsikan tidak ada losses dari aliran udara yang terjadi pada ducting. Akan tetapi melihat bentuk ducting dengan elbow siku 90° maka pasti akan terjadi *friction*.





Gambar 3.1.1.3 Friction loss [25]



Tabel 3.1.1 Duct Dimension and Suction Area [25]

SIDE	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	8.4	.52	9.8	.65	10.9												
12	.45	9.1	.62	10.7	.77	11.9	.94	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	12.9	1.09	14.2	1.28	15.3								
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	15.1	1.45	16.3	1.67	17.5						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.15	14.5	1.40	16.0	1.63	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.5	1.26	15.2	1.54	16.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.6	1.99	19.1	2.27	20.4	2.57	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.35	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.4	3.60	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	25.2	3.89	26.7	4.27	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.25	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.55	28.9
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.96	23.3	3.43	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.7
36	1.18	14.7	1.65	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.58	29.0	5.07	30.5
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.25	20.3	2.76	22.5	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.35	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.52	28.8	5.07	30.5	5.62	32.1
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.1	2.96	23.4	3.57	25.6	4.15	27.6	4.71	29.4	5.31	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.95	18.9	2.52	21.5	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.55	31.9	6.12	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.35	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.46	25.2	4.15	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.57	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.73	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	26.5	4.55	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.5	7.62	37.4
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.26	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.26	36.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.46	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.87	35.5	7.71	37.6	8.59	39.7
68					3.63	25.8	4.49	28.7	5.37	31.4	6.26	33.9	7.18	36.3	8.12	38.6	9.03	40.7
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.60	34.8	7.54	37.2	8.50	39.5	9.52	41.8
76					4.09	27.4	4.91	30.0	5.86	32.8	6.83	35.4	7.95	38.2	8.90	40.4	9.98	42.8
80					4.15	27.6	5.17	30.8	6.15	33.6	7.22	36.4	8.29	39.0	9.21	41.1	10.4	43.8
84							5.41	31.5	6.41	34.5	7.54	37.2	8.55	39.6	9.75	42.3	10.8	44.6
88							5.58	32.0	6.64	34.9	7.87	38.0	8.94	40.5	10.1	43.1	11.2	45.4
92							5.79	32.6	6.91	35.6	8.12	38.6	9.29	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							5.90	33.0	7.14	36.2	8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2
100									7.40	36.9	8.50	39.5	9.80	42.5	11.3	45.5	12.3	47.6
104									7.60	37.4	8.90	40.5	10.3	43.5	11.6	46.2	13.0	48.8
108									7.90	38.0	9.20	41.2	10.6	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	13.8	50.3
116											9.80	42.4	11.3	45.3	12.6	48.1	14.3	51.3
120											10.0	42.8	11.5	46.0	13.1	49.1	14.4	51.5
124											10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.6	15.0	52.4
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3
132													12.5	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9
136													12.8	48.5	14.5	51.6	16.2	54.5
140													13.0	48.8	14.7	52.0	16.5	55.0
144													13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6

\*Circular equivalent diameter (d<sub>c</sub>). Calculated from  $d_c = 1.3 \sqrt{\frac{ab}{a+b}}$

†Large numbers in table are duct class.



### 3.1.2 Heat pipe

Seperti halnya pada desain ducting, sebelum mendesain *heat pipe* kita juga melakukan tahap-tahap yang harus dilakukan. Tahap-tahap tersebut antara lain studi literatur, pemilihan material, perhitungan, dan lain sebagainya.

Seperti yang telah dibahas pada bab 2, kita memilih material pipa tembaga sebagai *chasing* atau container. Untuk *wick* nya, kita menggunakan *screen mesh* stainless steel 300. Untuk keperluan vakum, dan charging, kita memasang nipple atau pentil pada ujung *heat pipe*. Pada proses pemasangan screen mesh, kita membuat menjadi 6 lapisan sebelum kita masukan ke dalam pipa tembaga yang berukuran 5/8 inci.

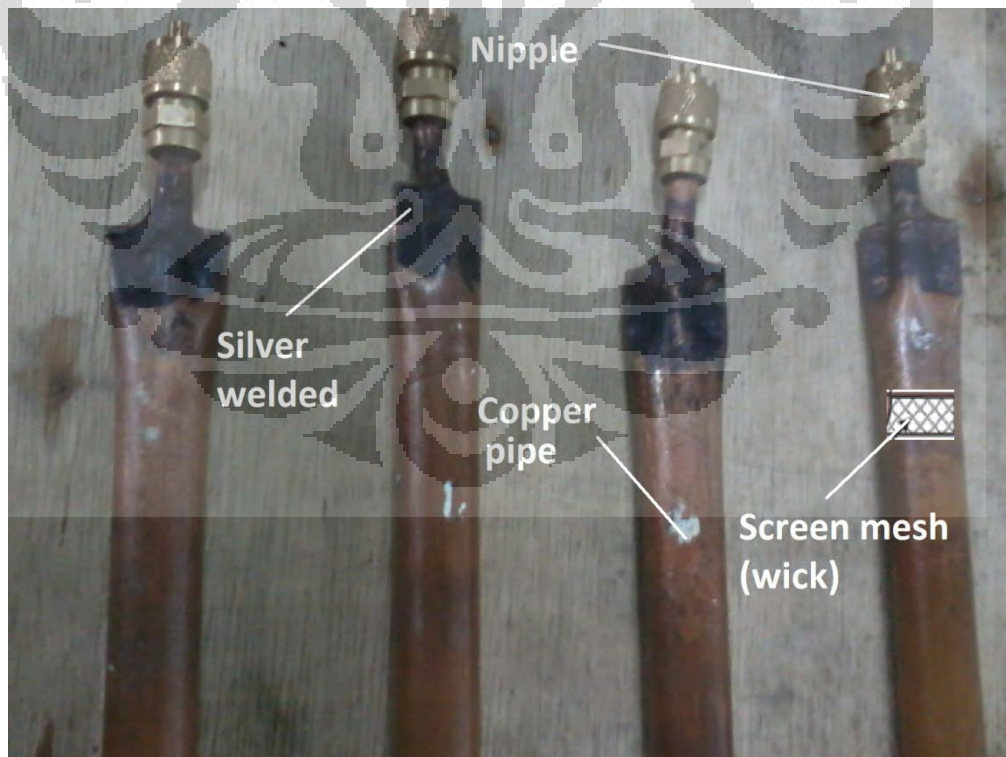
Setelah pengelasan selesai, tes uji kebocoran dilakukan dengan sebelumnya mengisi *heat pipe* dengan N<sub>2</sub> atau dengan udara kompresi dan memasukkannya kedelapan jumlah *heat pipe* yang kita buat ke air. Setelah itu, kita vakum terlebih dahulu sebelum ditimbang dan dilakukan proses charging.



Gambar 3.1.1.1 4 Buah *Heat pipe* hasil perancangan - full



Gambar 3.1.1.2 4 Buah *Heat pipe* hasil perancangan – ujung



Gambar 3.1.1.3 material *Heat pipe* hasil perancangan

### 3.1.3 *Sentrifugal Fan*

Untuk mendapatkan aliran udara yang tinggi, kita menggunakan sentrifugal fan, meskipun diameter outletnya cukup kecil, namun flow yang dihasilkan cukup besar. Berbeda dengan kipas-kipas biasa yang lemah dalam hal flow velocity dan memiliki cfm (cubic feet meter) yang kecil.



Gambar 3.1.3 sentrifugal fan

### 3.1.4 *Portable AC*

Portable AC digunakan untuk mendinginkan atau mengkondisikan udara pada volume chamber agar udara *inlet* yang masuk pada *ducting* dapat dikondisikan temperaturnya. portable AC yang digunakan adalah merek Midea model MPN190R ; kapasitas pendinginan 9000 btu/h ; tekanan maksimum operasi low 1.0MPa dan High 2.6 MPa ; *Refrigrant* R22 350 gram ; daya listrik normal 900 W; daya listrik maksimum 1300Watt





Gambar 3.1.4 Foto Portable AC

### 3.1.5 Pompa Vacum

Pompa vakum digunakan untuk memindahkan udara yang ada didalam *heat pipe* sehingga dalam pengisian *refrigerant* tidak ada udara dan juga digunakan untuk memvacuk condensing unit sebelum melakukan *charging*



Gambar 3.1.5 Foto Pompa Vakum

### 3.1.6 Timbangan Elektrik/ digital

Timbangan digital digunakan untuk mengukur masa dari jumlah *refrigerant* dalam *heat pipe* dengan cara mengukur tabung sebelum pengisian

*refrigerant* dan menimbang kenaikan massa tabung saat *charging refrigerant*, alat ini mempunyai ketelitian 0.05 gram. Maksimal masa timbangan digital yang digunakan adalah 5 kg.



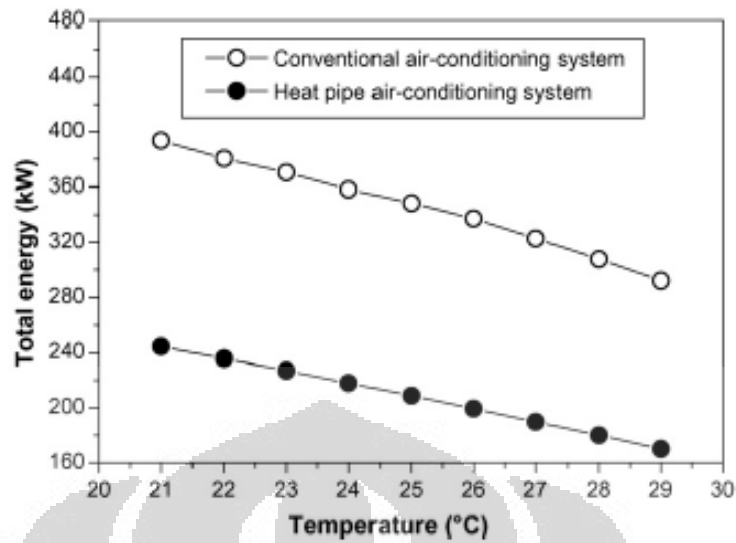
Gambar 3.1.6 Foto Timbangan Digital

### 3.2 Variasi Data yang Diambil

Dalam penelitian ini terdapat variabel tetap dan variasi variabel yang dilakukan untuk mengetahui kinerja optimal dari sistem. Variabel tetapnya antara lain refrigerant yang digunakan dalam *heat pipe* (R134a), orientasi *heat pipe* secara vertical, *mass flow* aliran udara campuran, dan tekanan dalam *heat pipe* (103 psia). Sedangkan variabel bebasnya ada dua, antara lain temperatur inlet pada ducting, dan jumlah *heat pipe* yang digunakan.

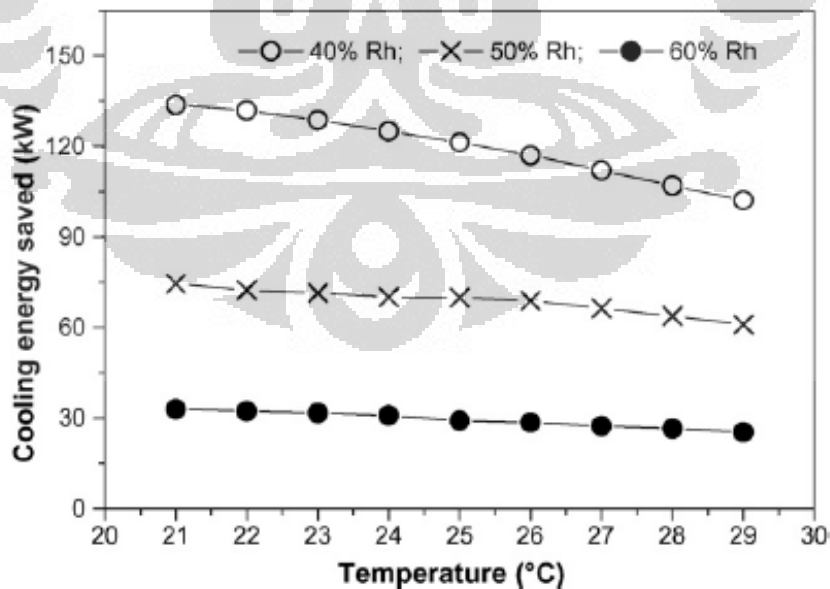
#### 3.2.1 Variasi Temperatur Inlet pada Ducting

Perbandingan jumlah konsumsi energi antara pengkondisian udara secara konvensional dengan menggunakan *heat pipe* akan lebih besar yang dengan cara konvensional [26].



Gambar 3.2.1.1 Grafik  $T - Q$  Conventional – Heat pipe [26].

Dari grafik tersebut terlihat juga bahwa semakin besar nilai temperatur inletnya, maka semakin kecil juga energinya, akan tetapi nilai RH juga berpengaruh dalam hal ini [26]. Untuk variasi temperatur inlet ducting, kami ada 4 variasi temperatur, yaitu : 23.89 °C, 24.75 °C, 26.65 °C, dan 30.65 °C. Setiap variasi temperatur memiliki nilai RH yang berbeda satu sama lainnya, sehingga nantinya bisa kita analisa pengaruh RH terhadap temperatur inlet serta konsumsi energinya.



Gambar 3.2.1.2 Grafik  $T - Energi\ saved$  dengan RH [26]



### **3.2.2 Variasi Jumlah *Heat pipe***

Di dunia industri, *heat pipe* digunakan untuk mereduksi konsumsi energi, sehingga secara logika, semakin besar jumlah *heat pipe* yang digunakan, semakin besar juga reduksi energi pemakaiannya [15]. Untuk variasi jumlah *heat pipe*, kami melakukan 4 variasi, yaitu tanpa HP (0 HP), 4 buah HP, 6 buah HP dan 8 buah HP. Satu sama lain nantinya akan kita bandingkan, juga kita menambah variasi temperatur untuk melihat apakah perbandingan jumlah HP pada suhu pertama sama dengan perbandingan *heat pipe* pada suhu atau temperatur kedua.

### **3.3 Alat Ukur yang Digunakan**

Untuk mendukung proses pengambilan data, maka diperlukan alat ukur sebagai agar data yang diambil lebih akurat. Berikut adalah alat ukur yang digunakan dalam penelitian ini:

#### **3.3.1 *Pressure gauge***

*Pressure gauge* adalah alat ukur tekanan dalam pipa tembaga. Tujuannya adalah untuk mengetahui tekanan yang berada dalam lokasi tertentu seperti pada setelah katup ekspansi dan setelah evaporator. Kita memasang dua buah *pressure gauge* untuk melihat apakah sistem pendingin bekerja secara baik dan stabil atau tidak. Kita memasang *pressure gauge* tersebut sebelum dan sesudah evaporator yang secara ideal bekerja secara isobarik, namun ada sedikit selisih perbedaan tapi masih relatif kecil.

#### **3.3.2 Termokopel**

Termokopel adalah alat untuk mengukur temperatur pada daerah sebelum dan setelah refrigeran masuk kompresor, serta daerah sebelum dan sesudah katup ekspansi. Berbeda dengan termometer, prinsip kerja termokopel untuk mengukur temperatur adalah dengan membaca perbedaan tegangan yang dihasilkan oleh junction antara kedua material konduktor yang berbeda [24].

Pada penelitian ini termokopel yang digunakan adalah termokopel tipe T dengan jangkauan temperatur ukur antara -200 °C hingga 350 °C. Untuk

pembacaan output termokopel digunakan sebuah data akuisisi yang dihubungkan dengan komputer.

### 3.3.3 Data Aquisisi (DAQ)

Data akuisisi (DAQ) digunakan untuk membaca perbedaan tegangan pada termokopel tipe T. Perbedaan tegangan ini kemudian akan di konversikan menjadi temperatur ukur yang akan ditampilkan pada layar komputer berupa tampilan digital. DAQ yang digunakan adalah tipe DT 9806 yang dihubungkan dengan komputer menggunakan *USB port* serta sumber daya dari *power supply* .

Signal yang dapat diterima oleh DAQ dapat terdiri dari 3 jenis yaitu *single ended input*, *pseudo differential* dan *differential input*:

#### - *Single ended*

Digunakan jika ingin mengukur sinyal yang cukup besar dimana pengaruh noise tidak signifikan. Pada *single ended* semua sinyal input memiliki *common ground* yang sama sehingga semua channel ( 16 channel) dapat digunakan

#### - *Pseudo differential*

Konfigurasi ini dapat digunakan jika terdapat *noise* dan konfigurasi differensial tidak dapat digunakan.

#### - *Differential input*

Digunakan untuk mengukur termometer tahanan listrik dengan aplikasi tahanan rendah ( $\leq 1$  V). Pada konfigurasi ini noise menjadi bagian yang berpengaruh. Pada konfigurasi ini hanya 8 channel yang dapat digunakan.

Dalam proses pemasanganya, termokopel mengalami perlakuan panas akibat pengelasan. Untuk itu, dilakukan proses kalibrasi agar hasil pengukuran temperatur lebih akurat. Kalibrasi dilakukan dengan membandingkan temperatur yang diukur menggunakan termokopel dengan temperatur real yang diukur menggunakan termometer. Data hasil kalibrasi termokopel ditampilkan pada bagian lampiran.



Gambar 3.3.3 Data akuisisi (DAQ)

### 3.3.4 Clamp meter

*Clamp meter* atau multi meter adalah alat yang berfungsi sebagai pengukur arus yang mengalir pada kabel. Pada penelitian ini, clamp meter digunakan untuk mengukur arus yang mengalir melalui kompresor. Arus yang diukur ini selanjutnya akan digunakan pada proses charging AC system dengan R22.

Prinsip kerja clamp meter berdasarkan induksi magnetik akibat adanya arus yang mengalir pada konduktor tunggal. Besarnya induksi magnetik ini selanjutnya akan dikonversikan menjadi arus. Cara menggunakan clamp meter adalah dengan melingkarkannya pada salah satu kutub kabel yang menghubungkan kotak panel dengan kompresor. Selanjutnya hasil pengukuran akan ditampilkan pada layar LCD.



Gambar 3.3.4 *Clamp meter*

### 3.3.5 Anemometer

Anemometer atau flow meter kita gunakan untuk mengukur flow udara keluaran dari sentrifugal fan. Hasil dari pengukuran ini berupa data digital. Selain bisa mengukur flow udara (m/s), anemometer yang kita gunakan juga bisa mengukur temperatur. Pengukuran maksimal kurang lebih sekitar 30 m/s dan hanya bisa mengukur dengan angka dua digit.



Gambar 3.3.5 Anemometer

### 3.3.6 RH meter

Kita juga menggunakan RH meter untuk mengukur besarnya nilai relative pada tiap-tiap titik. Akan tetapi, karena alat yang kita miliki hanya satu buah dan tidak bisa menyimpan data, maka pengukuran yang dilakukan tidak bisa tiap waktu untuk masing-masing titik. Untuk mencapai stabil, memerlukan waktu yang cukup lama, sekitar 15 menit untuk pengukuran ke 4 titik pada ducting tersebut.





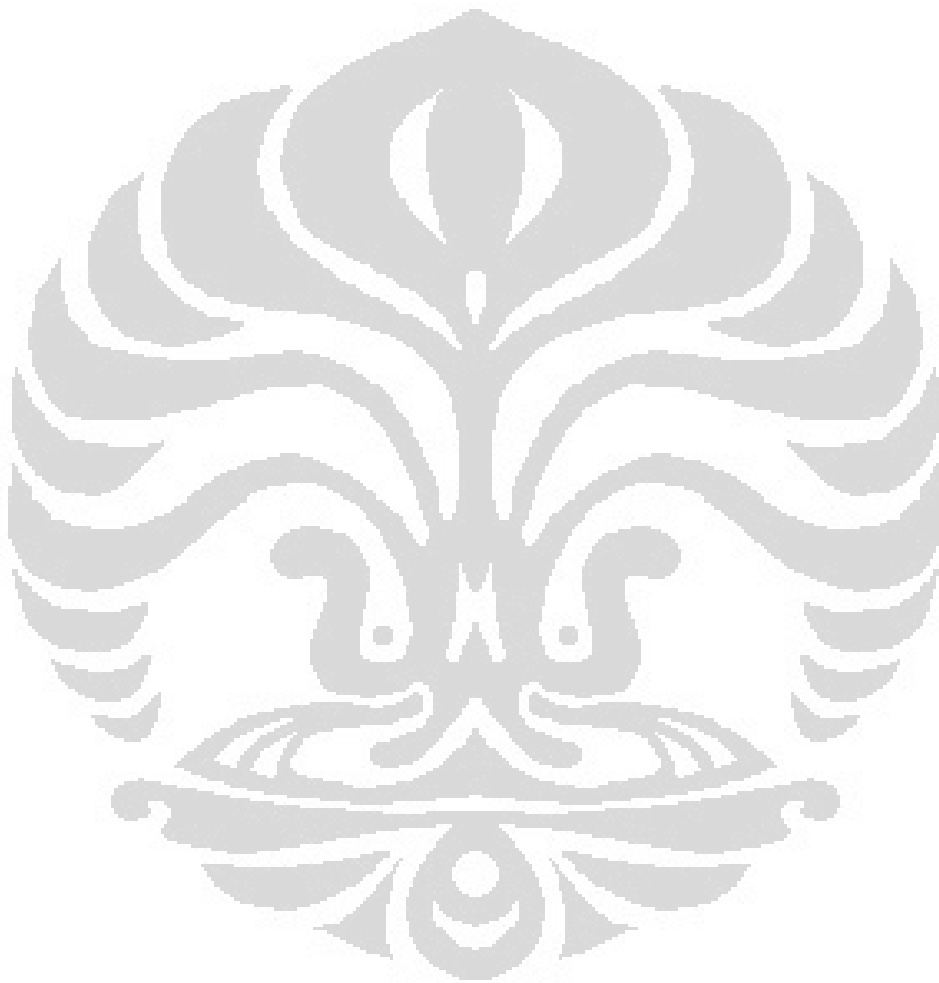
Gambar 3.3.6 Anemometer

### 3.4 Prosedur Pengambilan Data

Sebelum melakukan pengambilan data ada beberapa hal yang harus dilakukan dan dibawah ini sekaligus langkah-langkah dalam pengambilan data, yaitu:

1. Melakukan pengecekan kabe-kabel yang terhubung dengan listrik, apakah sudah terhubung dengan benar dan aman atau belum.
2. Melakukan pengecekan terhadap sistem alat penelitian, apakah sudah siap, atau masih ada komponen yang belum sesuai dengan prosedur *running*.
3. Memastikan kabel sentrifugal fan sudah terhubung ke sumber listrik, dan kemudian mengatur flownya.
4. Mengatur temperatur ruangan terkondisi dengan AC portable.
5. Apabila PC sudah siap, maka kabel usb DAQ sudah bisa dicolokan ke PC
6. Memasang kabel-kabel termokopel tipe T ke DAQ.
7. Apabila sistem sidah siap dan sudah masuk ke labview, maka AC sudah bisa dihidupkan.

8. Menunggu hingga suhu mulai stabil dan siap melakukan pengambilan data, baik RH, Tekanan, maupun temperatur yang sudah secara otomatis sudah tersimpan datanya di dalam labview.
9. Melakukan pengambilan data dengan variasi percobaan yang lain apabila sudah selesai, untuk satu variasi dibutuhkan sekitar waktu 40-50 menit untuk mendapatkan data yang cukup baik.



## BAB 4

### HASIL PENGUJIAN DAN ANALISA

Berdasarkan persamaan-persamaan enthalpi pada bab 3, perhitungan data hasil pengujian dilakukan. Untuk pengambilan data, dilakukan dengan berbagai variabel yang dijaga konstan dan dua variasi untuk melihat karakteristik pengkondisian udara secara konvensional dan menggunakan *heat pipe*. beberapa variabel tersebut yaitu:

- mass flow udara, aliran diukur menggunakan anemometer atau flow meter dan sebesar 1.6 m/s
- jenis refrigerant yang digunakan sebagai fluida kerja *heat pipe*, yaitu R134a
- tekanan dalam *heat pipe* sebesar 103 psia
- orientasi *heat pipe* secara vertical.

Contoh Perhitungan nilai Q dan SHR

	1	2	3	4
Dry bulb temp[°C]	24.75	24.5365	14.183935	15.2
RH [%]	73	73	84.0625	76.5

luas area *ducting* 0.2cm x 0.2 cm dan velocity udara dari fan sentrifugal 1.6m/s.

- *mass flow rate* udara diperoleh dengan perkalian antara debit udara dengan massa jenis udara yang berubah terhadap temperatur.
- $Q_{debit} = A \times V$ 
  - $Q_{debit} = 0.04 \times 1.6$
  - $Q_{debit} = 0.064 \text{ m}^3 / \text{s}$
- Tekanan uap air saturasi diperoleh dengan menggunakan persamaan regresi yang diberikan oleh ASHRAE atau dapat dengan menggunakan table standart uap air  $\ln(P_{sat}) = c_1/T + c_2 + c_3T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_6 \ln(T)$ 
  - dimana  $P_{sat}$  = saturated vapor pressure [kPa]
  - T = temperature absolute *dry bulb* moist [K]
  - dan c1 hingga c6 adalah koefisien regresi



- $c_1 = -5.80022006 \times 10^{-3}$  ;  $c_2 = -5.516256$  ;  $c_3 = -4.8640239 \times 10^{-2}$  ;  $c_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}$  ;  $c_5 = -1.4452093 \times 10^{-8}$  ;  $c_6 = 6.5459673$
  - pada *dry bulb* temperature di *point* 1 dan 4 diperoleh tekanan uap air saturasi
  - $p_{ws1} = 3120.5$  Pa dan  $P_{ws4} = 1777.779$  Pa
- Tekanan uap air diperoleh dengan menggunakan persamaan Relative *humidity* dan tekanan uap air saturasi. RH didefinisikan sebagai rasio massa uap air dengan massa uap air ketika saturasi di temperature yang sama dan juga merupakan perbandingan tekanan uap air dan tekanan uap air saturasinya.
  - $RH = P_w / P_{ws} | t$
  - $73\% = P_{w1} / 3120.5$  Pa
  - $P_{w1} = 2277.975$  Pa sedangkan pada *point* 4  $P_{w4} = 1464.001$
- Massa jenis udara didefinisikan sebagai massa udara kering dibagi dengan volume udara total
  - $\rho = M_{da} / V = (28.9645 n_{da}) / V$
  - Dengan menggunakan persamaan gas ideal untuk udara kering di dapat
    - $\rho = 28.9645 (P - P_w) / R T = (P - P_w) / R_{da} T$
    - mass jenis udara di titik 4
    - $\rho_4 = (P - P_{w4}) / R_{da} T_4$
    - $\rho_4 = (101300 - 1464.001) / 287.055 (24.75 + 273.15)$
    - $\rho_4 = 1.2045$  kg/m<sup>3</sup>
- besar *mass flow rate* udara =  $Q_{debit} \times \rho_4$ 
  - *mass flow rate* udara =  $0.064$  m<sup>3</sup> / s x  $1.2045$  kg/m<sup>3</sup>
  - *mass flow rate* udara =  $0.077$  kg/s
- *Humidity ratio* [kg uap air/kg udara kering]
  - $W = M_w / M_{da}$
  - dengan menggunakan Persamaan ideal gas
  - $W = (P_w V / R_w T) / (P_{da} V / R_{da} T)$

- $W = (P_w / P_{da}) \times (R_{da} / R_w)$
- dengan mensubstitusikan nilai konstanta gas ideal untuk udara kering dan uap air didapat
- $W = 0.6219 P_w / P_{da}$
- $W = 0.6219 P_w / (P - P_w)$
- *Humidity ratio* untuk *point 1*
- $W_1 = 0.6219 P_{w1} / (P - P_{w1})$
- $W_1 = 0.6219 \cdot 2277.975 / (101300 - 2277.975)$
- $W_1 = 0.0143$  kguap air / kg udara kering
- sedangkan untuk *humidity ratio point 4*
- $W_4 = 0.00886$  kg uap air/ kg udara kering
- *Entalphi* udara, *Entalphi* udara campuran adalah besarnya penjumlahan dari *entalphi* udara kering dengan *entalphi* uap air
  - $h = h_{da} + W h_g$
  - $h = C_p t + W (h_{fg} + c_{pw} t)$
- dimana
  - $C_p$  = kalor spesifik *dry air* pada tekanan konstan [kJ/kg K]
  - $C_{pw}$  = kalor spesifik uap air [kJ/kg K]
  - $t$  = dry-bulb temperature *moist air*
  - $w$  = *humidity ratio* [kg<sub>uapair</sub>/kg<sub>udarakering</sub>]
  - $h_{da}$  = entalpi *dry air* pada temperatur  $t$  [kJ/kg K]
  - $h_g$  = entalpi uap air pada temperature  $t$  [kJ/kg K]
  - $h_{fg}$  = kalor *latent* penguapan pada temperature  $0^\circ\text{C}$ , kJ/kg
- Dengan pendekatan  $C_p$  dianggap constant sebesar 1.006 dan  $H_g$  meningkat secara linear terhadap peningkatan temperature  $h_g \approx 2501 + 1.86 t$ 
  - $h = 1.006 t + W (2501 + 1.86 t)$ 
    - *entalphi* udara pada *point 1*
    - $h_1 = 1.006 t_1 + W_1 (2501 + 1.86 t_1)$
    - $h_1 = 1.006 \times 24.75 + 0.0143 (2501 + 1.86 \times 24.75)$
    - $h_1 = 61.31$  kJ/kg sedangkan untuk  $h_4 = 37.7$  kJ/kg

- *Sensible heat ratio system*
  - *Sensible heat ratio* didefinisikan sebagai perbandingan panas untuk perubahan temperature dengan panas total untuk system ini SHR
  - $SHR\ system = C_p (T_1 - T_4) / (h_1 - h_4)$
  - $SHR\ system = 1.006 ( 24.75 - 15.2 ) / ( 61.31 - 37.7 )$
  - $SHR\ system = 0.40668$

#### 4.1 Variasi Temperatur Inlet pada Ducting

J.W.Wan (2006) mengatakan bahwa semakin tinggi nilai temperatur indoor atau bisa kita sebut sebagai temperatur inlet maka akan semakin menurun nilai konsumsi energinya, baik untuk pengkondisian udara secara konvensional, maupun dengan menggunakan *heat pipe*, dengan relative humidity yang juga mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan temperatur tersebut [26].

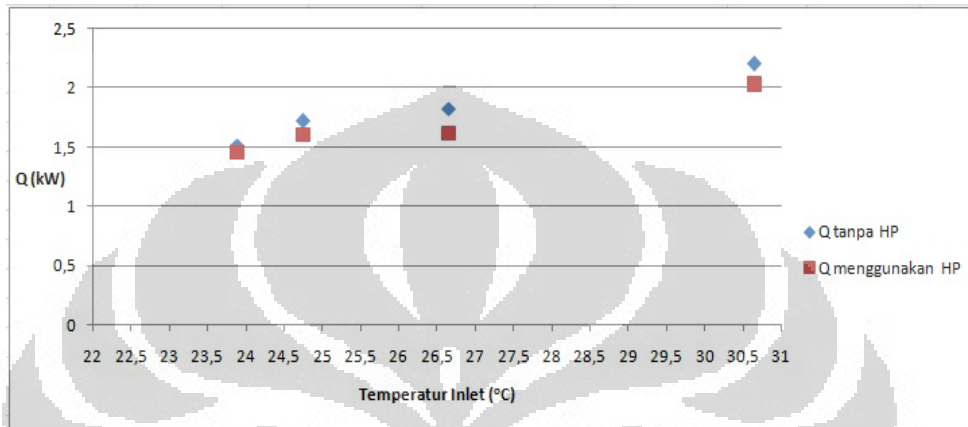
Tabel 4.1.1 nilai Q dengan HP dan non HP

T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
Tanpa HP		Tanpa HP		Tanpa HP		Tanpa HP	
Q rata2	1,513246392	Q rata2	1,720161125	Q rata2	1,820359369	Q rata2	2,201153213
HP 8		HP 8		HP 8		HP 8	
Q rata2	1,455594411	Q rata2	1,598971808	Q rata2	1,61168599	Q rata2	2,028737301
Qe rata2	0,036881338	Qe rata2	0,080319203	Qe rata2	0,073290135	Qe rata2	0,057668982
Qc rata2	0,174059402	Qc rata2	0,18425637	Qc rata2	0,177733084	Qc rata2	0,182181955

Tabel 4.1.2 nilai RH dengan HP dan non HP

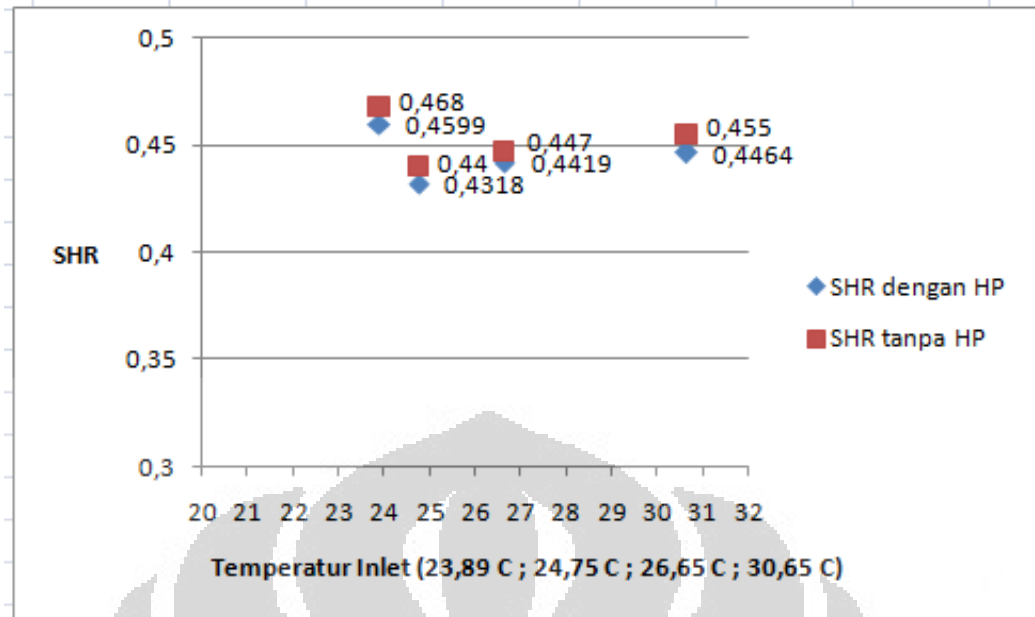
RH (%)	T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP
1	67,11111	67,11111	73,03333	73,03333	70,6	70,6	56,23	56,23
2	66,82604	65,21111	73,14529	72,74444	71,57523	70,08	56,62879	56,48
3	80,88968	80,2	88,67103	80,62222	92,36862	80,59	76,04701	75,34
4	79,55933	80,65556	87,55018	80,96667	90,31367	80,88	74,42116	75,84

Hasil yang didapatkan dari pengujian yang telah kami lakukan agak sedikit berbeda dan cukup menarik. Nilai konsumsi energi dari hasil penelitian kami menunjukkan kenaikan seiring dengan naiknya temperatur inlet pada ducting, tetapi dengan relative humidity yang menurun. Sehingga nilai dari relative humidity disini sangat berpengaruh terhadap besarnya energi yang digunakan pada proses *cooling and dehumidifing*.

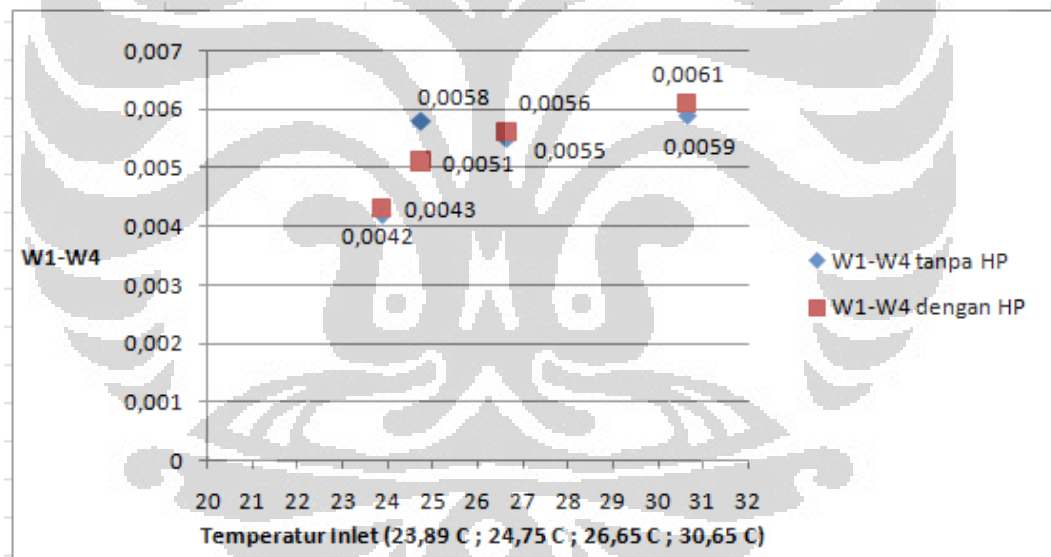


Gambar 4.1.1 Q dengan HP dan non HP

Nilai konsumsi energi pada temperatur 23.89 °C memiliki nilai yang paling kecil dibandingkan dengan 24.75 °C, 26.65 °C, dan 30.65 °C. Dari grafik di atas terlihat bahwa nilai konsumsi energi pengkondisian udara dengan cara konvensional memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan menggunakan *heat pipe*. Dapat dilihat juga adanya penurunan relative humidity dari point 3 ke point 4 untuk pengkondisian udara yang menggunakan *heat pipe*.



Gambar 4.1.2 Sensible Heat Ratio dengan heat pipe dan non heat pipe



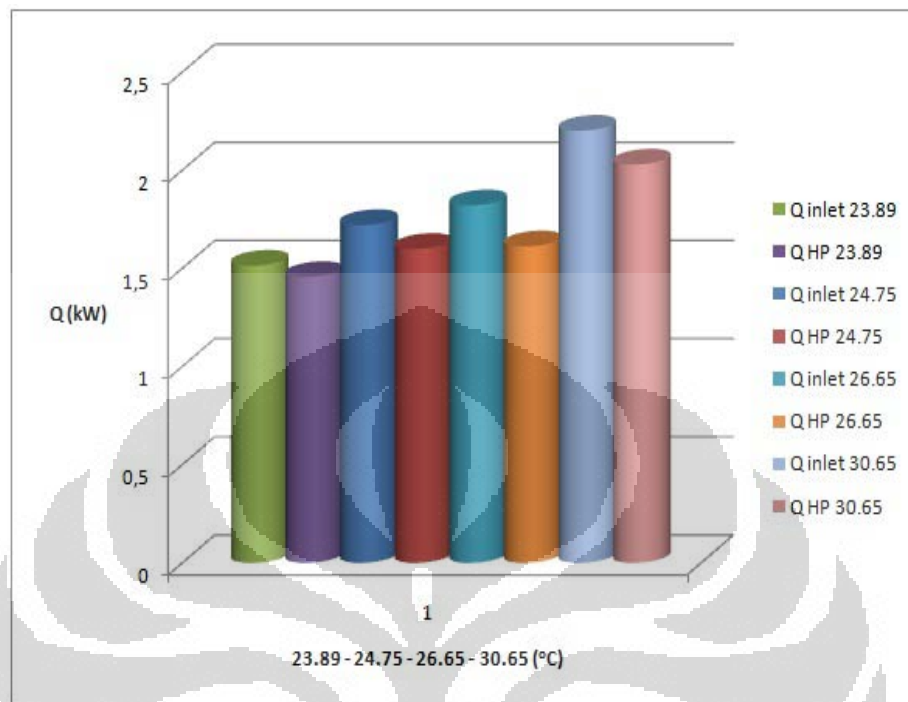
Gambar 4.1.7 W1-W4 dengan heat pipe dan tanpa heat pipe

$$SHR = Q_{sensible} / Q_{system}$$

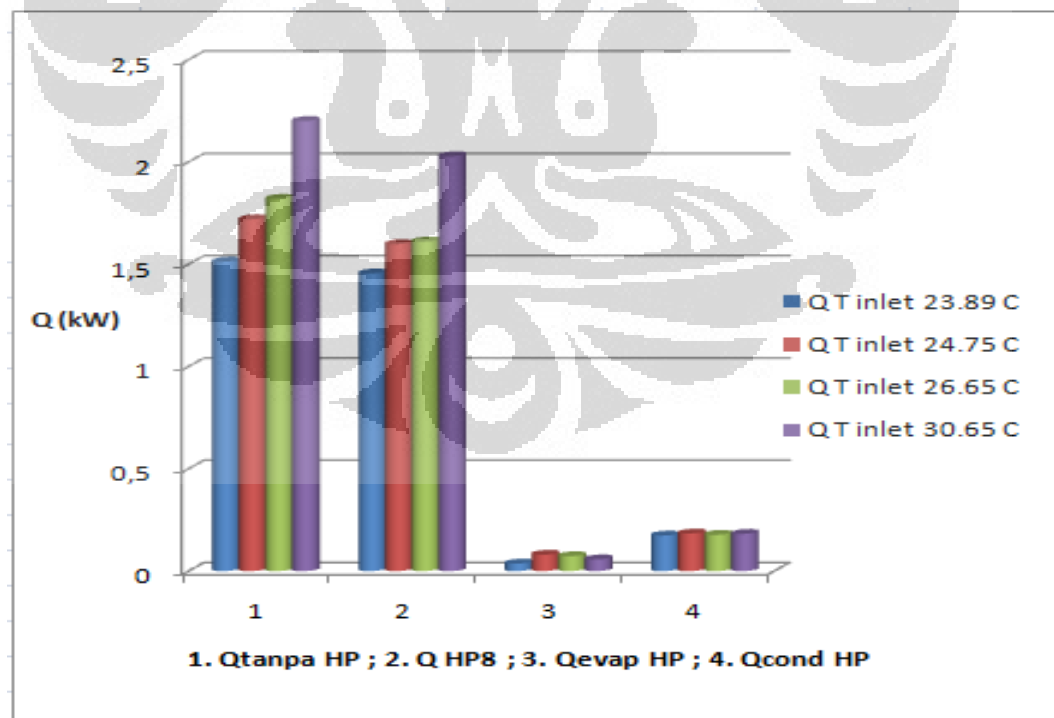
$$Q_{system} = Q_{sensible} + Q_{latent}$$

Q latent merupakan nilai energi yang dibutuhkan untuk melepaskan uap air tanpa disertai dengan penurunan temperatur. Dari grafik SHR dapat dilihat bahwa nilai SHR sekitar  $< 0.45$  sehingga Q latent lebih besar, maka terjadi penurunan kelembapan udara yang dapat dilihat dari grafik nilai W1-W4. Humidity ratio (W) merupakan besar massa uap air atau massa kondensat dibandingkan dengan massa

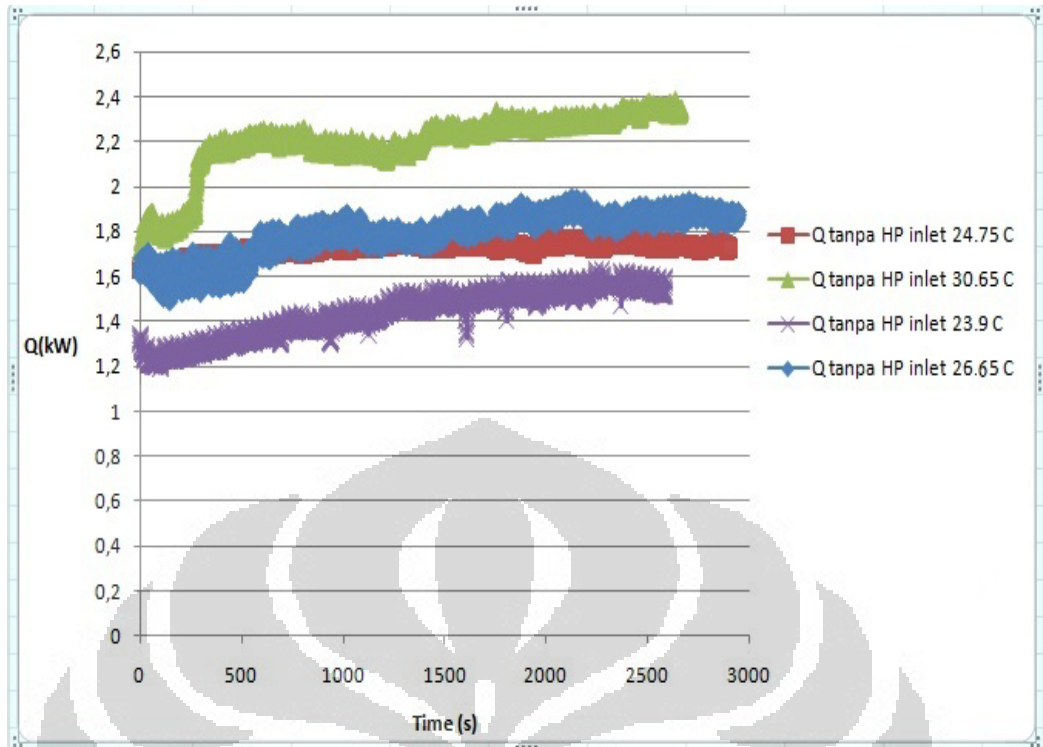
udara kering. Sehingga *heat pipe* disini sangat berperan terhadap penurunan kelembapan udara.



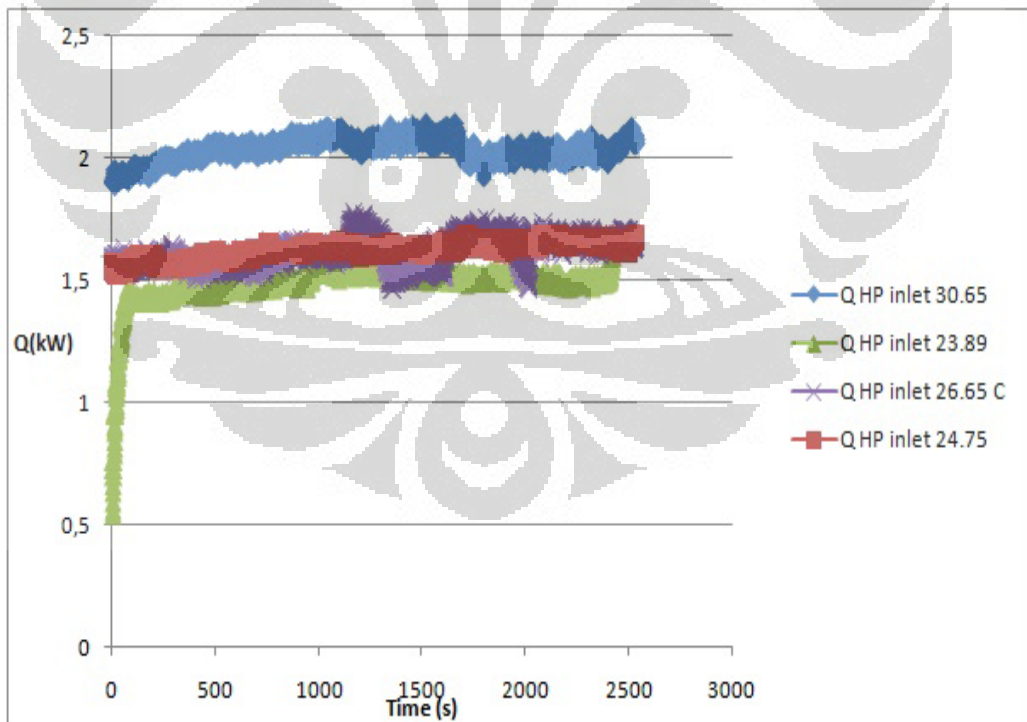
Gambar 4.1.3 perbandingan Q dengan *heat pipe* dan non *heat pipe*



Gambar 4.1.4 perbandingan masing-masing Q dengan HP dan non HP

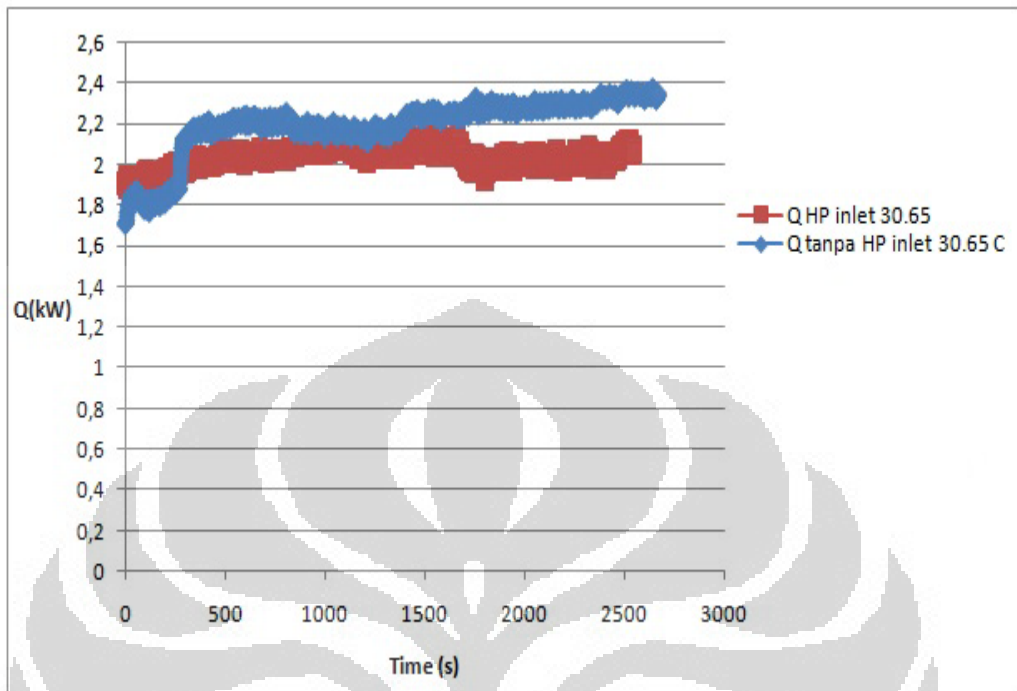


Gambar 4.1.5 perbandingan Q tanpa *heat pipe* untuk masing-masing inlet

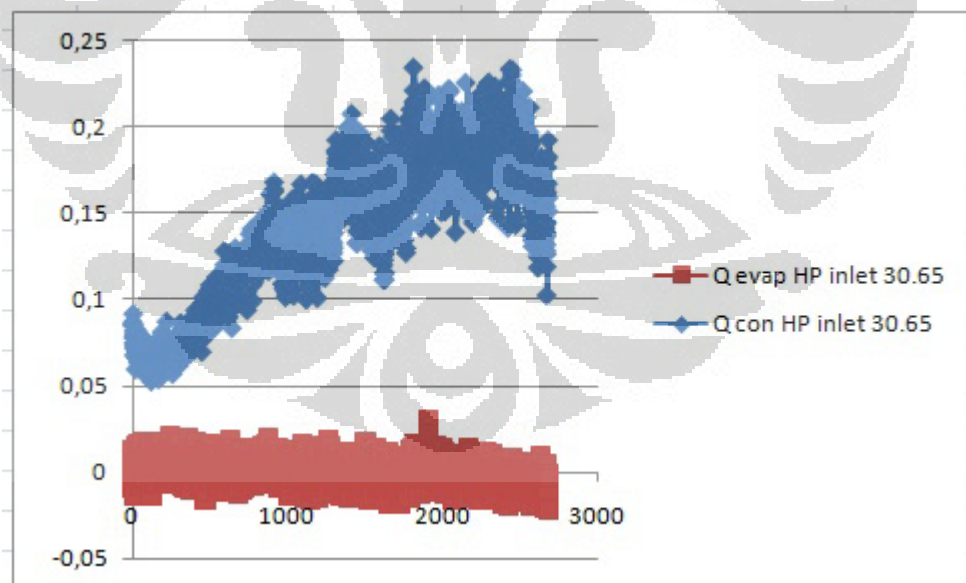


Gambar 4.1.6 perbandingan Q dengan *heat pipe* untuk masing-masing inlet

#### 4.1.1 Temperatur Inlet 30.65 °C



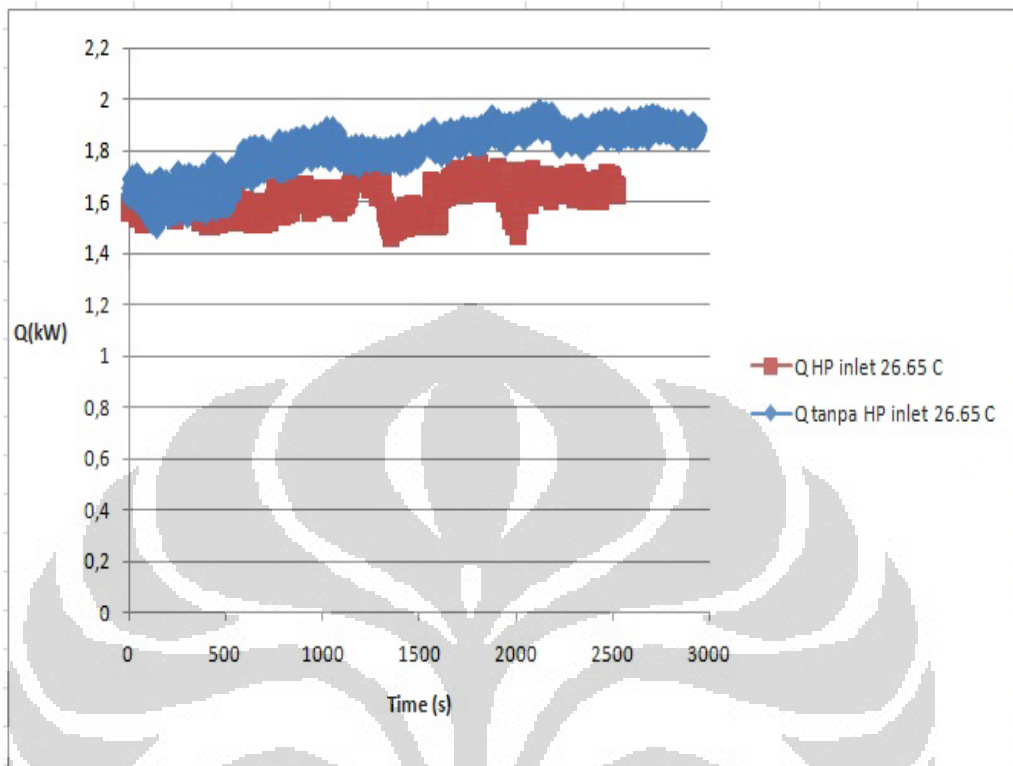
Gambar 4.1.1.1 perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 30.65°C



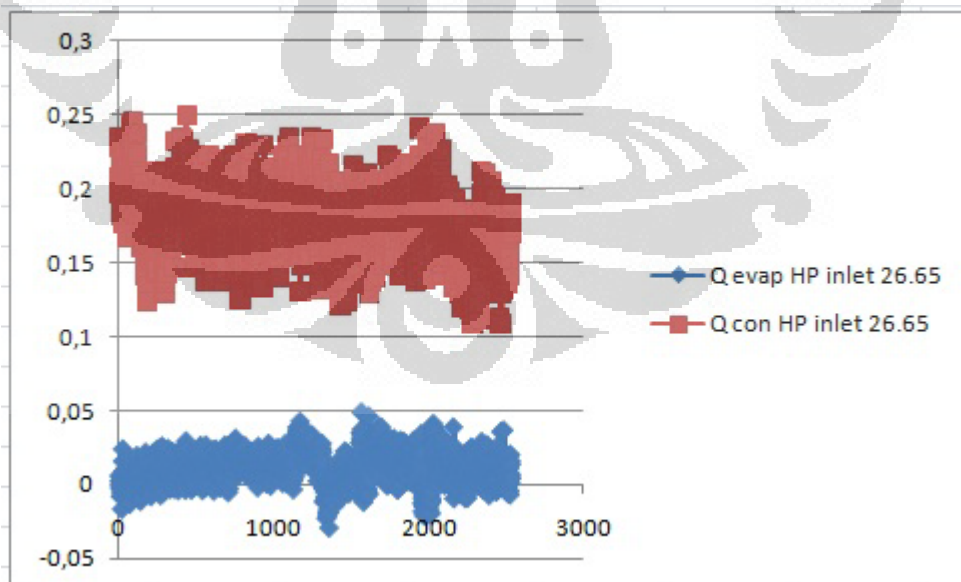
Gambar 4.1.1.2 perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 30.65°C



#### 4.1.2 Temperatur Inlet 26.65 °C

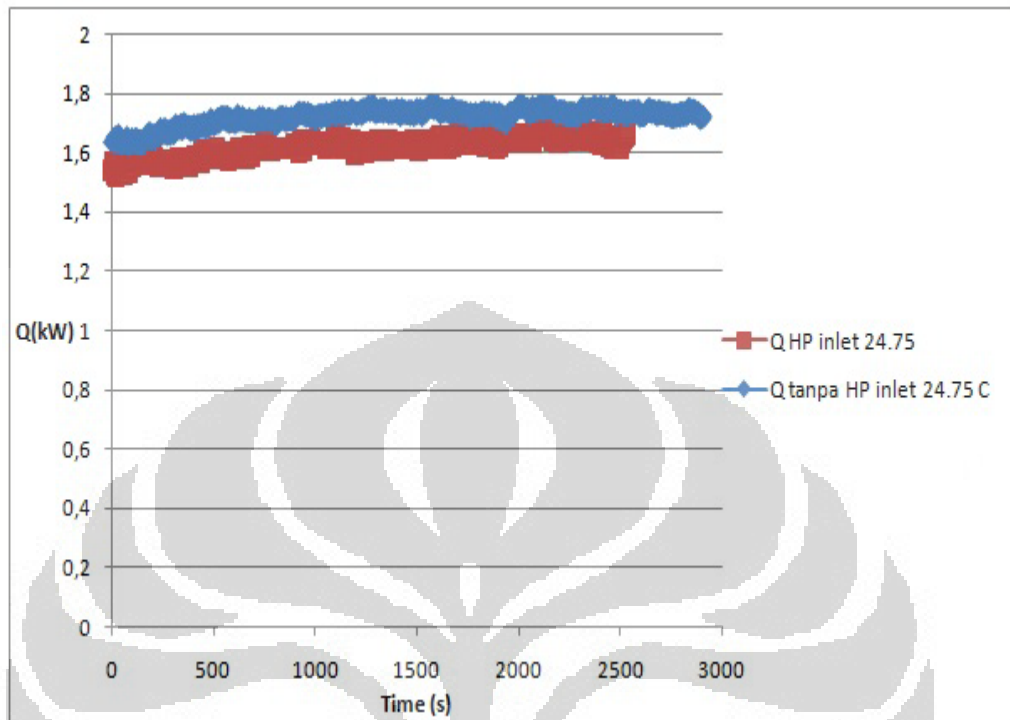


Gambar 4.1.2.1 perbandingan  $Q$  dengan HP dan non HP pada inlet 26.65°C

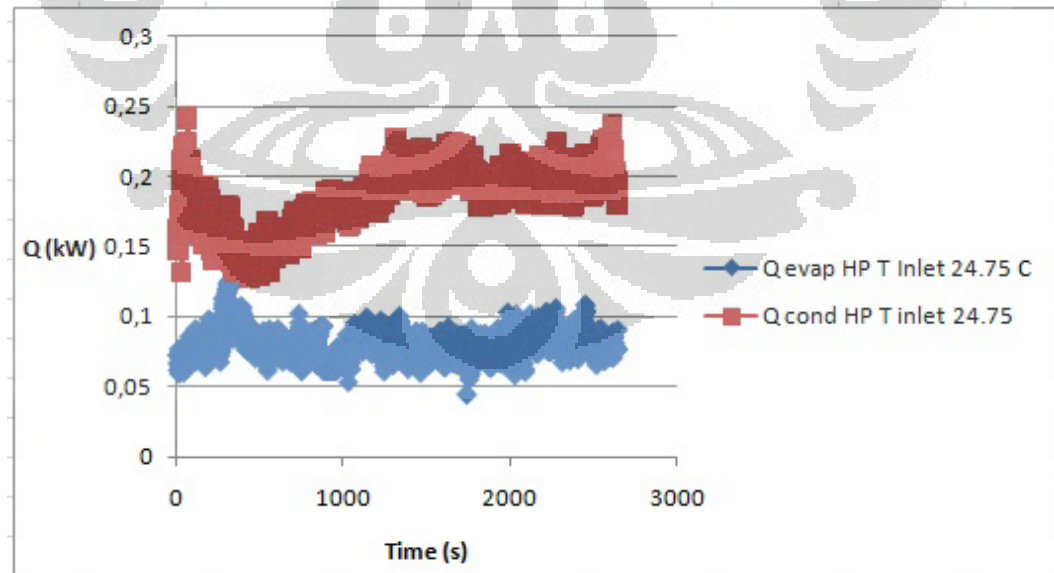


Gambar 4.1.2.2 perbandingan  $Q$  (kW) dengan HP dan non HP pada inlet 26.65°C

### 4.1.3 Temperatur Inlet 24.75 °C

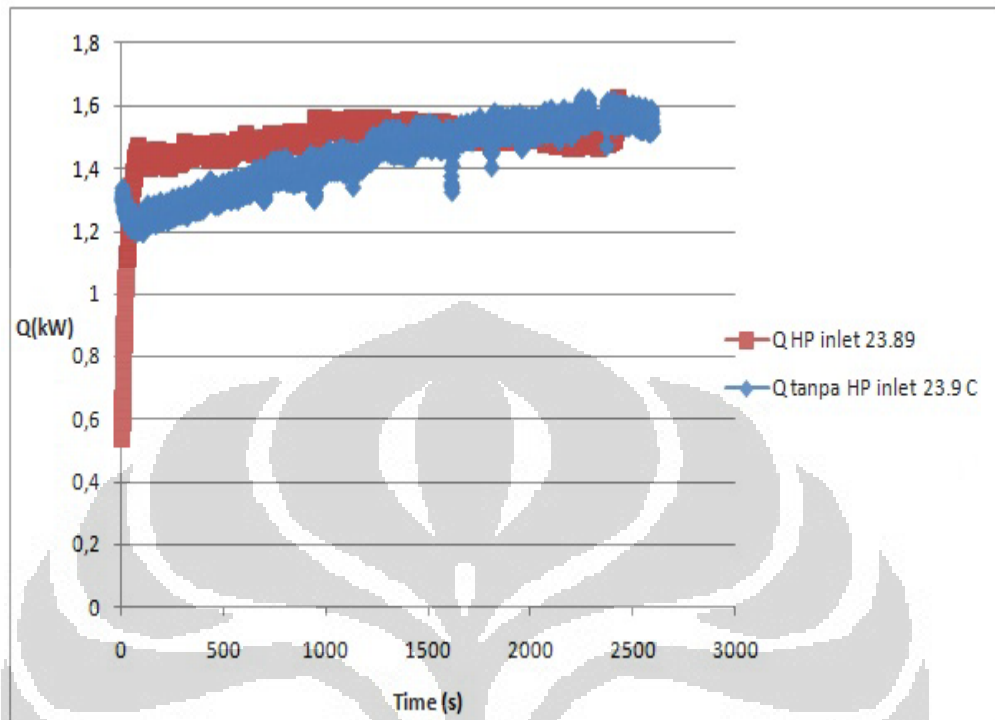


Gambar 4.1.3.1 Perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 24.75°C

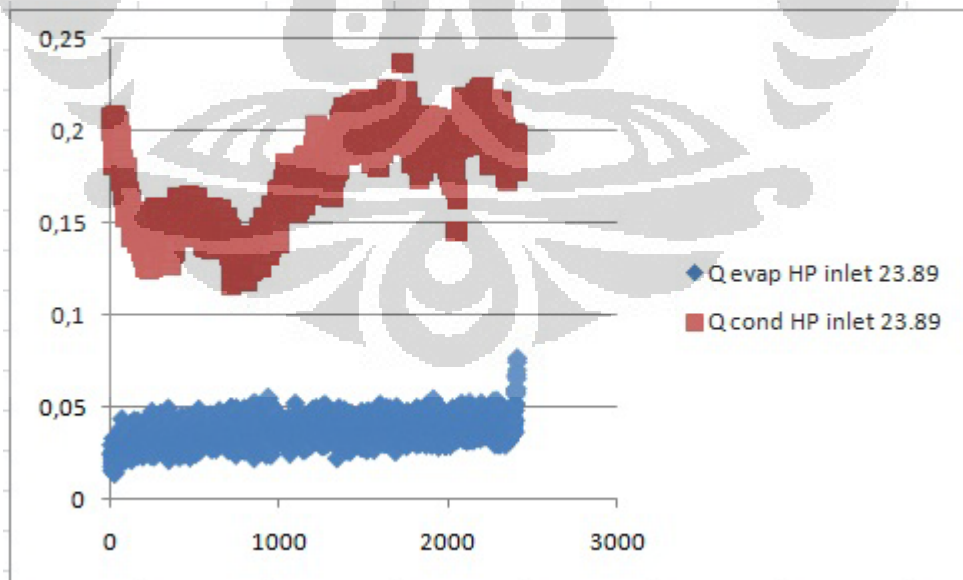


Gambar 4.1.3.2 Perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 24.75°C

#### 4.1.4 Temperatur Inlet 23.89 °C



Gambar 4.1.3.1 Perbandingan Q dengan HP dan non HP pada inlet 23.89°C



Gambar 4.1.4.2 Perbandingan Q ( kW) dengan HP dan non HP pada inlet 23.89°C

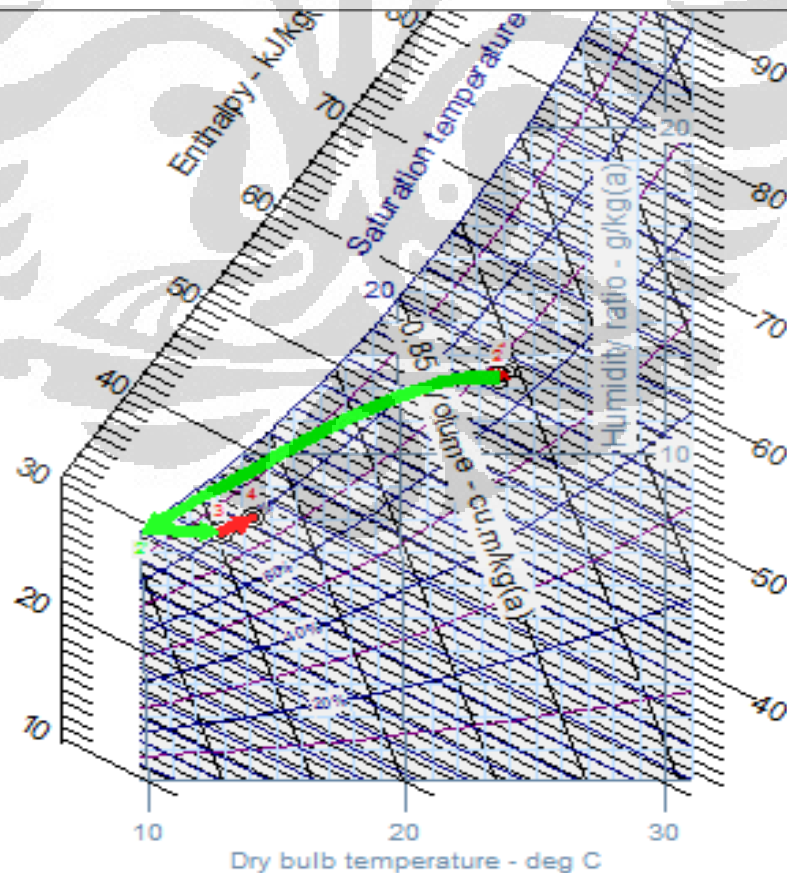
### 4.1.1 Psychrometric Chart

Untuk melihat karakteristik properties dari udara pada psychrometric chart, kita memerlukan minimal dua variabel. Untuk itu, kita memerlukan temperatur dry bulb atau temperatur inlet pada ducting dan relative humidity yang sebelumnya telah kita ketahui pada hasil pengambilan data.

#### 4.1.1.1 Temperatur Inlet 23.89 °C

RH (%)	T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP
1	67,11111	67,11111	73,03333	73,03333	70,6	70,6	56,23	56,23
2	66,82604	65,21111	73,14529	72,74444	71,57523	70,08	56,62879	56,48
3	80,88968	80,2	88,67103	80,62222	92,36862	80,59	76,04701	75,34
4	79,55933	80,65556	87,55018	80,96667	90,31367	80,88	74,42116	75,84

- T1 = 23,89 °C
- T2 = 23,7531 °C
- T3 = 13,12675°C
- T4 = 14,29481°C



Gambar 4.1.1.1 Psychrometric pada T inlet 23.89 °C

#### 4.1.1.2 Temperatur Inlet 24.75°C

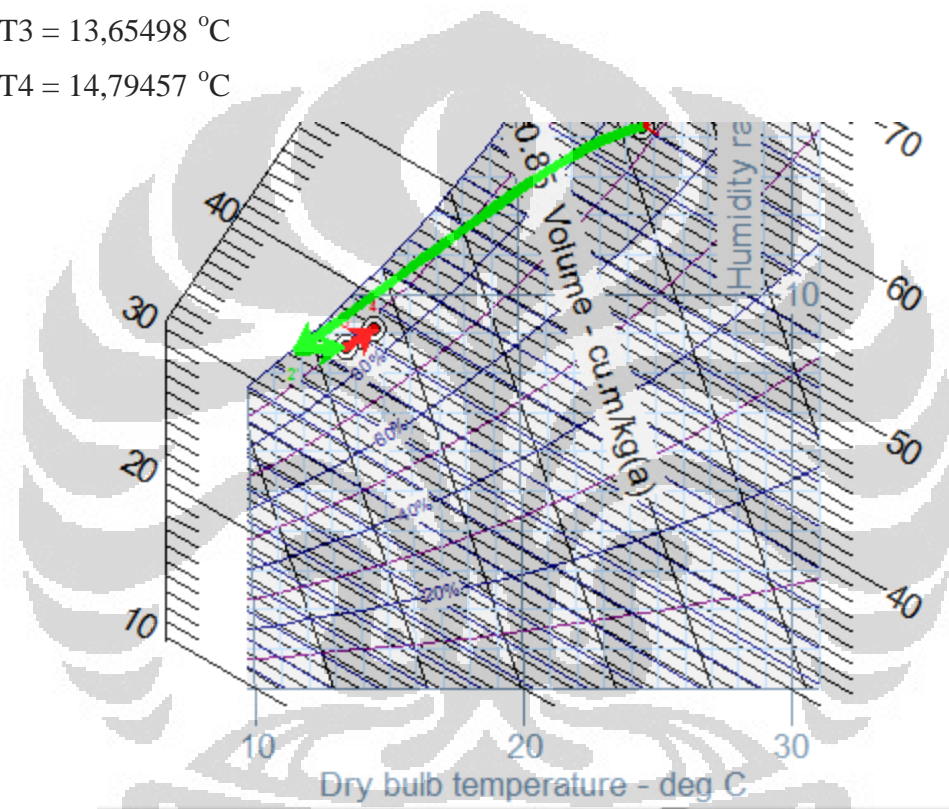
RH (%)	T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP
1	67,11111	67,11111	73,03333	73,03333	70,6	70,6	56,23	56,23
2	66,82604	65,21111	73,14529	72,74444	71,57523	70,08	56,62879	56,48
3	80,88968	80,2	88,67103	80,62222	92,36862	80,59	76,04701	75,34
4	79,55933	80,65556	87,55018	80,96667	90,31367	80,88	74,42116	75,84

T1 = 24,75 °C

T2 = 24,58809 °C

T3 = 13,65498 °C

T4 = 14,79457 °C



Gambar 4.1.1.2 Psychrometric pada T inlet 24.75 °C

#### 4.1.1.3 Temperatur Inlet 26.65 °C

RH (%)	T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP
1	67,11111	67,11111	73,03333	73,03333	70,6	70,6	56,23	56,23
2	66,82604	65,21111	73,14529	72,74444	71,57523	70,08	56,62879	56,48
3	80,88968	80,2	88,67103	80,62222	92,36862	80,59	76,04701	75,34
4	79,55933	80,65556	87,55018	80,96667	90,31367	80,88	74,42116	75,84

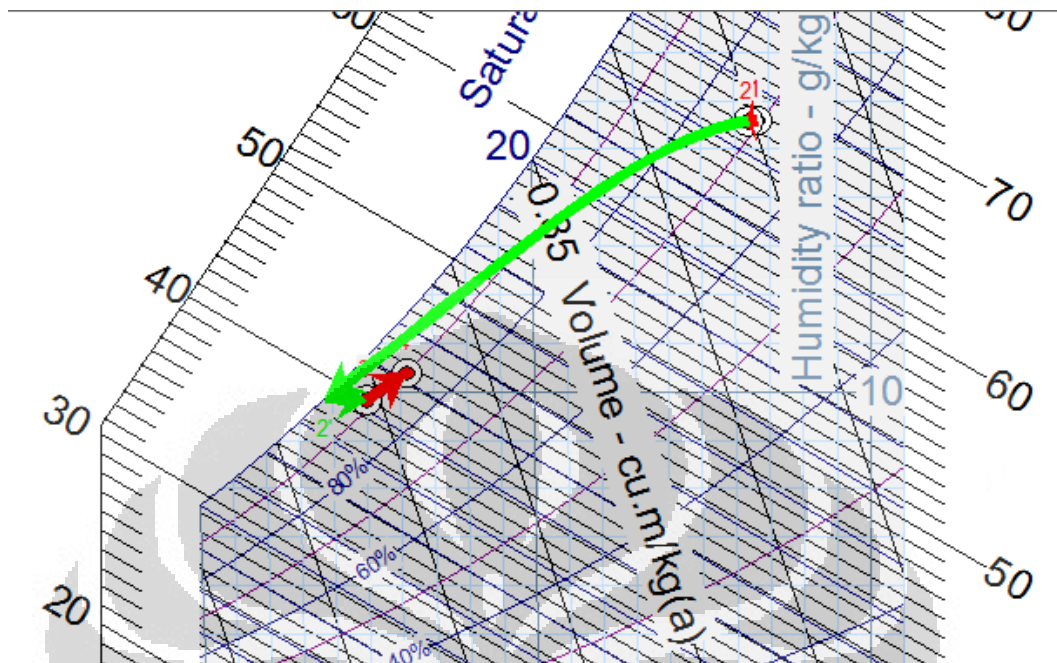
T1 = 26,6500 °C

T2 = 26,4299 °C



T3 = 15,0382 °C

T4 = 16,1886 °C



Gambar 4.1.1.3 Psychrometric pada T inlet 26.69 °C

#### 4.1.1.4 Temperatur Inlet 30.65 °C

RH (%)	T inlet 23.89 C		T inlet 24.75 C		T inlet 26.65 C		T inlet 30.65 C	
	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP	HP	non HP
1	67,11111	67,11111	73,03333	73,03333	70,6	70,6	56,23	56,23
2	66,82604	65,21111	73,14529	72,74444	71,57523	70,08	56,62879	56,48
3	80,88968	80,2	88,67103	80,62222	92,36862	80,59	76,04701	75,34
4	79,55933	80,65556	87,55018	80,96667	90,31367	80,88	74,42116	75,84

T1 = 30,65 °C

T2 = 30,494 °C

T3 = 16,211 °C

T4 = 17,219 °C



Dari hasil pengolahan data, didapatkan nilai penggunaan energi pada pengkondisian udara untuk variasi jumlah *heat pipe* dari 0 hp, 4 hp, 6 hp dan 8hp. Nilai dari konsumsi energi total dengan variasi jumlah *heat pipe* menunjukkan penurunan sebanding dengan kenaikan jumlah *heat pipe* yang digunakan. Untuk memperjelas hasil tersebut, dilakukan sebuah variasi lagi berupa temperatur inlet, yang tadinya 24.75 °C menjadi 26.65 °C. Hasilnya juga menunjukkan hal yang sama pada variasi kedua ini.

Variabel yang kita buat konstan antara lain:

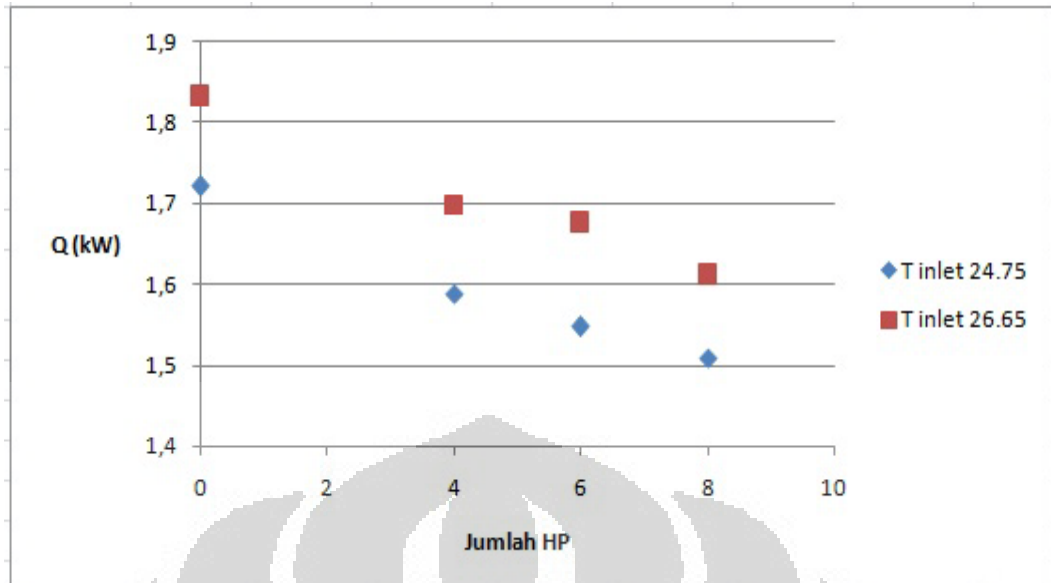
- 1 T inlet 24.75 °C dan 26.65 °C
- 2 Tekanan dalam *heat pipe* 710 kPa
- 3 Refrigerant dalam *heat pipe* R134a
- 4 Orientasi *heat pipe* secara vertikal

Tabel 4.2.1 Q, Qevap, Qcond variasi jumlah HP

Tanpa HP (0)		Jumlah HP 4		Jumlah HP 6		Jumlah HP 8	
T inlet 24.75 C		T inlet 24.75 C		T inlet 24.75 C		T inlet 24.75 C	
Q rata2 (kW)	1,720161125	Q rata2	1,587455981	Q rata2	1,547128725	Q rata2	1,508979638
		Qe rata2	0,045637395	Qe rata2	0,040843346	Qe rata2	0,042920159
		Qc rata2	0,213888793	Qc rata2	0,224845908	Qc rata2	0,242479825
T inlet 26.65 C		T inlet 26.65 C		T inlet 26.65 C		T inlet 26.65 C	
Q rata2 (kW)	1,832379037	Q rata2	1,696429263	Q rata2	1,676089946	Q rata2	1,61168599
		Qe rata2	0,049744364	Qe rata2	0,056658751	Qe rata2	0,073290135
		Qc rata2	0,277733084	Qc rata2	0,298028473	Qc rata2	0,317268945

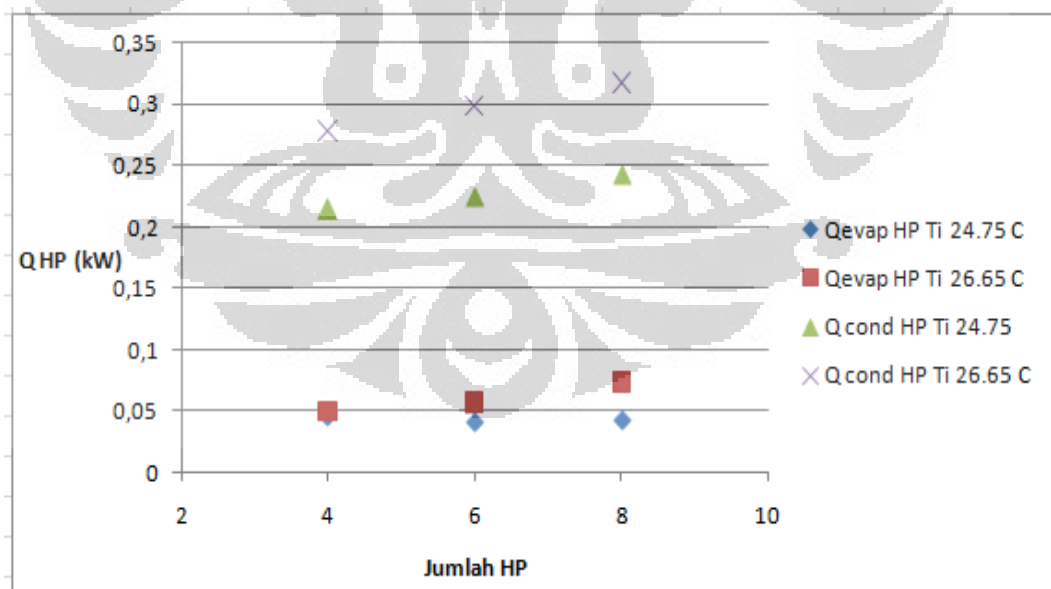
Penurunan nilai Q dalam kilowatt sebanding dengan penambahan jumlah *heat pipe* yang diaplikasikan pada pengkondisian udara, dan pengkondisian udara tanpa *heat pipe* atau secara konvensional merupakan yang paling besar nilai konsumsinya. Agar lebih jelasnya, dapat dilihat dari grafik di bawah ini:





Gambar 4.2.1 Q jumlah HP antara  $T_i$  24.75 °C dan 26.65 °C

Terdapat selisih antara temperatur inlet 24.75 °C dengan temperatur inlet 26.65 °C. Untuk nilai energi pada jumlah *heat pipe* pada temperatur 26.65 °C memiliki nilai yang lebih besar. Semakin besar jumlah *heat pipe* yang kita gunakan semakin kecil energi dalam pengkondisian udara.



Gambar 4.2.2 Q jumlah HP antara  $T_i$  24.75 °C dan 26.65 °C

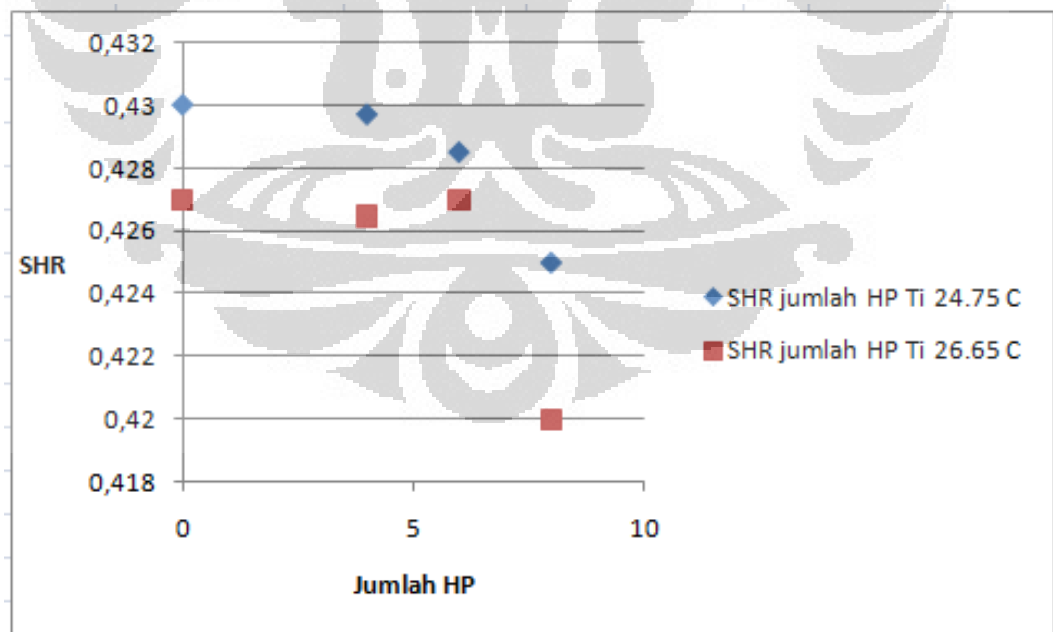
Nilai energi pada *heat pipe* untuk masing-masing evaporator dan kondenser menunjukkan kenaikan seiring dengan penambahan jumlah *heat pipe*. Hal tersebut berpengaruh terhadap penurunan relative humidity yang terjadi dikarenakan

energi laten lebih besar dibandingkan dengan energi sensible untuk masing-masing *heat pipe*.

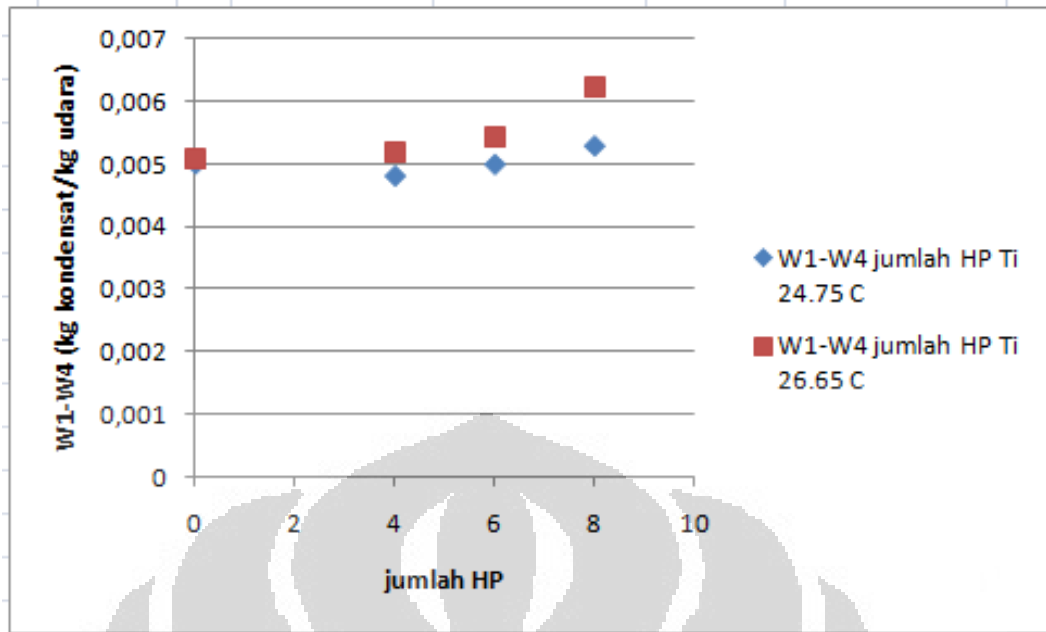
Tabel 4.2.3 RH dan Temperatur variasi jumlah HP

RH (%)	Jumlah HP 4		Jumlah HP 6		Jumlah HP 8	
	Ti 24.75	Ti 26.65	Ti 24.75	Ti 26.65	Ti 24.75	Ti 26.65
1	73	70,6	73	70,6	73	70,6
2	72,66	71,09	72,90	71,18	72,53	71,58
3	87,48	92,07	88,00	91,22	84,01	92,37
4	86,68	91,20	86,75	89,64	82,31	90,31
T (C)						
T1	24,75	26,65	24,75	26,65	24,75	26,65
T2	24,60963	26,56579	24,58665	26,51536	24,60396	26,42992
T3	14,01809	14,14267	13,80394	14,10051	14,01486	15,03825
T4	15,38890	15,90924	15,18050	15,85711	15,38535	16,18856

Dari data hasil pengukuran di atas juga terlihat adanya penurunan relative humidity dibagian kondenser *heat pipe*, yaitu pada titik 3 ke titik 4 untuk masing-masing jumlah *heat pipe*. selain itu, dapat juga ditunjukkan dengan nilai sensible heat ratio dan nilai perbandingan massa kondensat dengan massa udara kering (W).



Gambar 4.2.3SHR jumlah HP Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

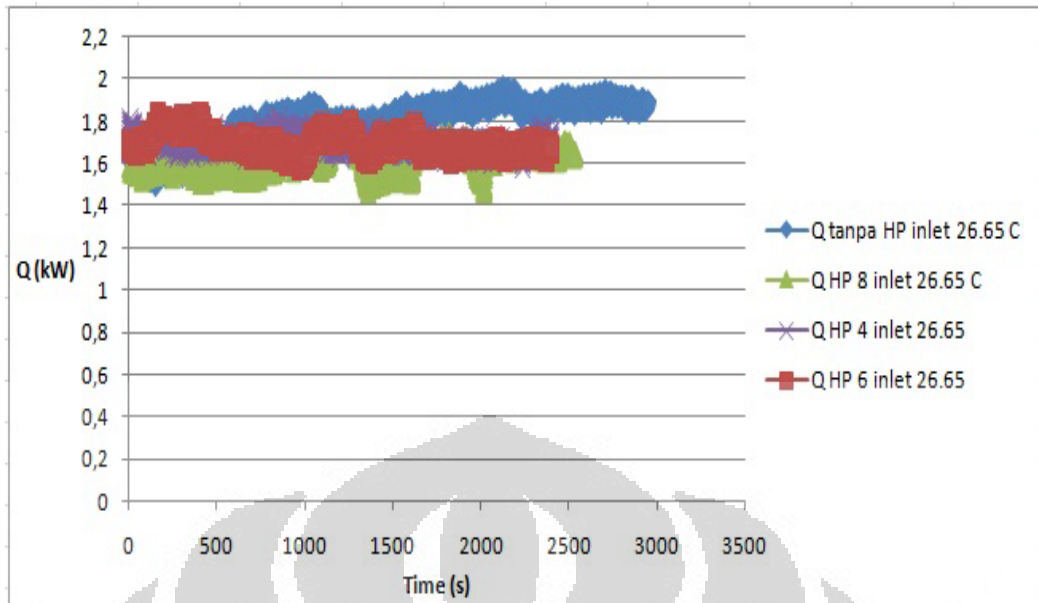


Gambar 4.2.4 selisih humidity ratio jumlah HP Ti 24.75 °C dan 26.65 °C

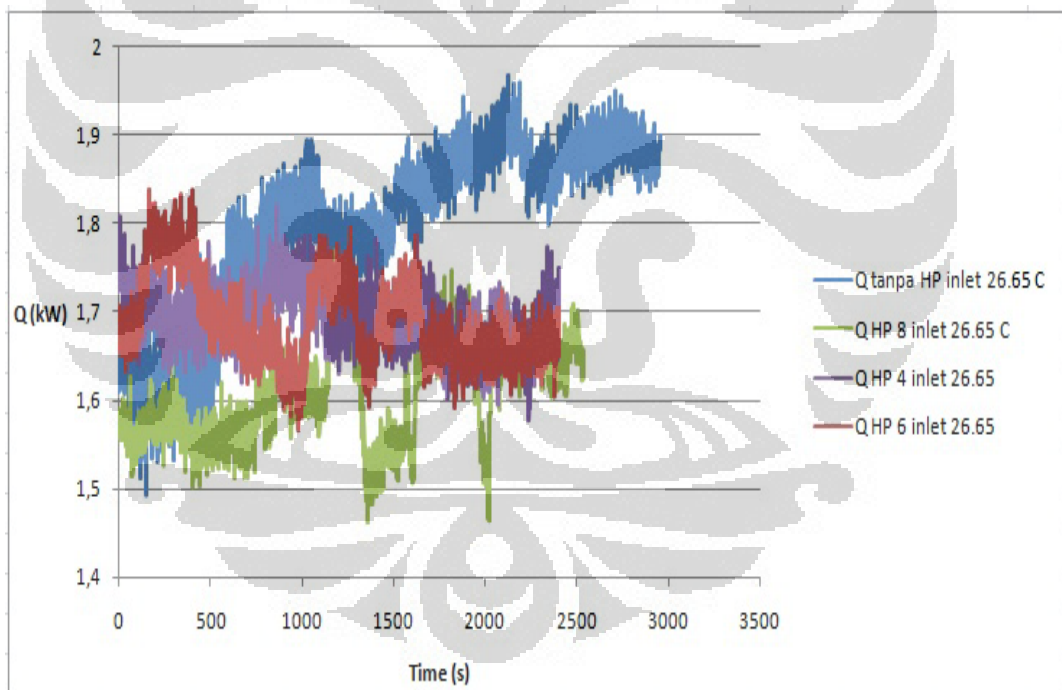
$$SHR = Q_{sensible} / Q_{system}$$

$$Q_{system} = Q_{sensible} + Q_{latent}$$

Q latent merupakan nilai energi yang dibutuhkan untuk melepaskan uap air tanpa disertai dengan penurunan temperatur. Dari grafik SHR dapat dilihat bahwa nilai SHR sekitar  $< 0.45$  sehingga Q latent lebih besar, maka terjadi penurunan kelembapan udara yang dapat dilihat dari grafik nilai W1-W4. Humidity ratio (W) merupakan besar massa uap air atau massa kondensat dibandingkan dengan massa udara kering. Sehingga *heat pipe* disini sangat berperan terhadap penurunan kelembapan udara.

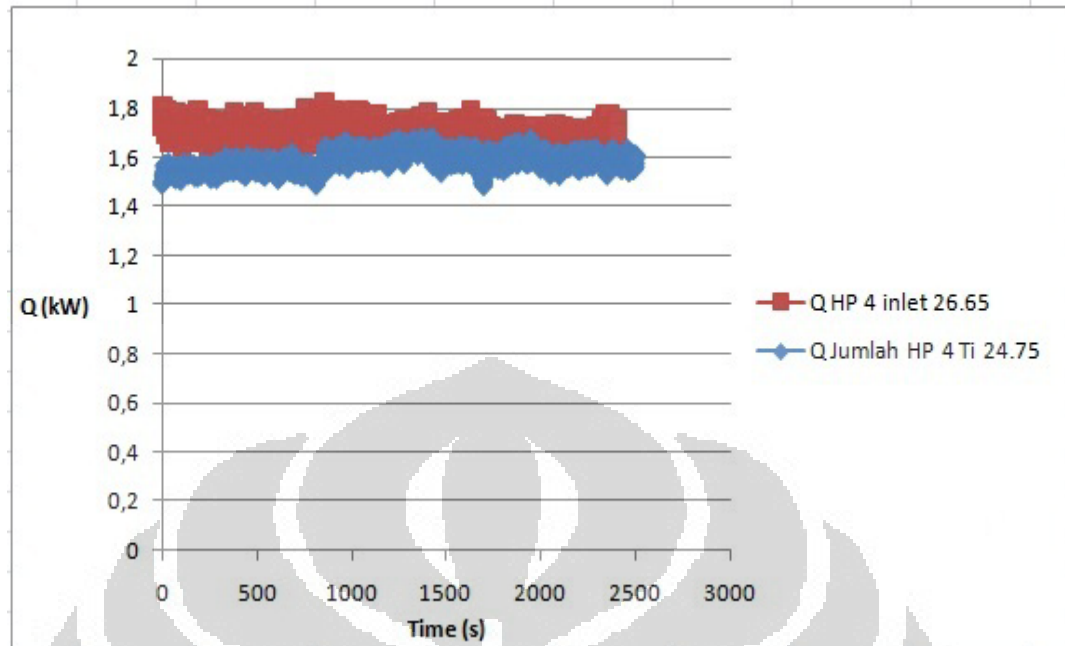


Gambar 4.2.3.1 Q jumlah HP Ti 26.65 °C

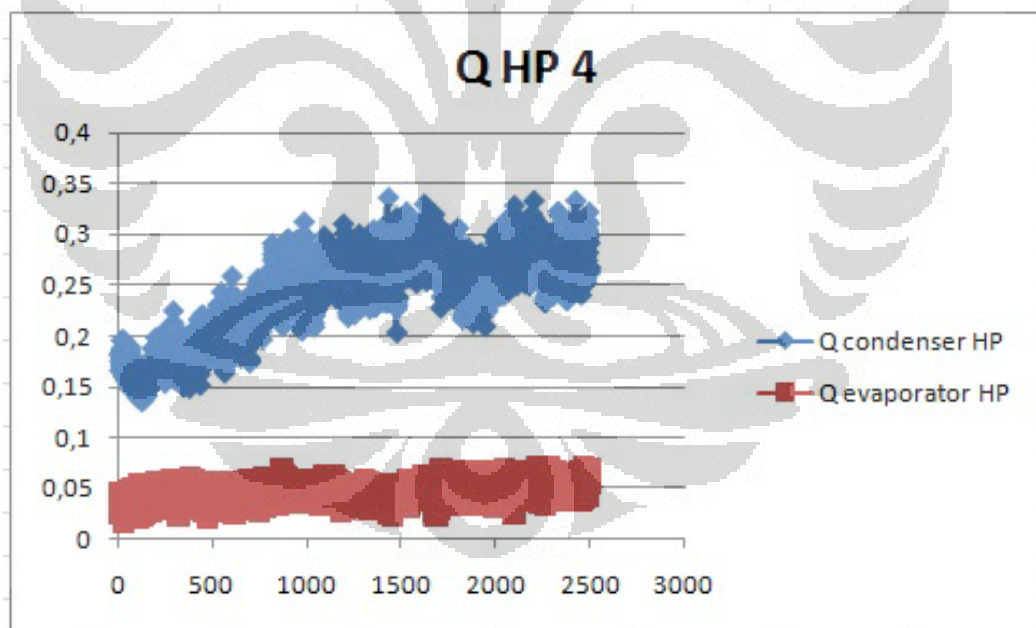


Gambar 4.2.4.1 Q jumlah HP Tinlet 26.65 °C

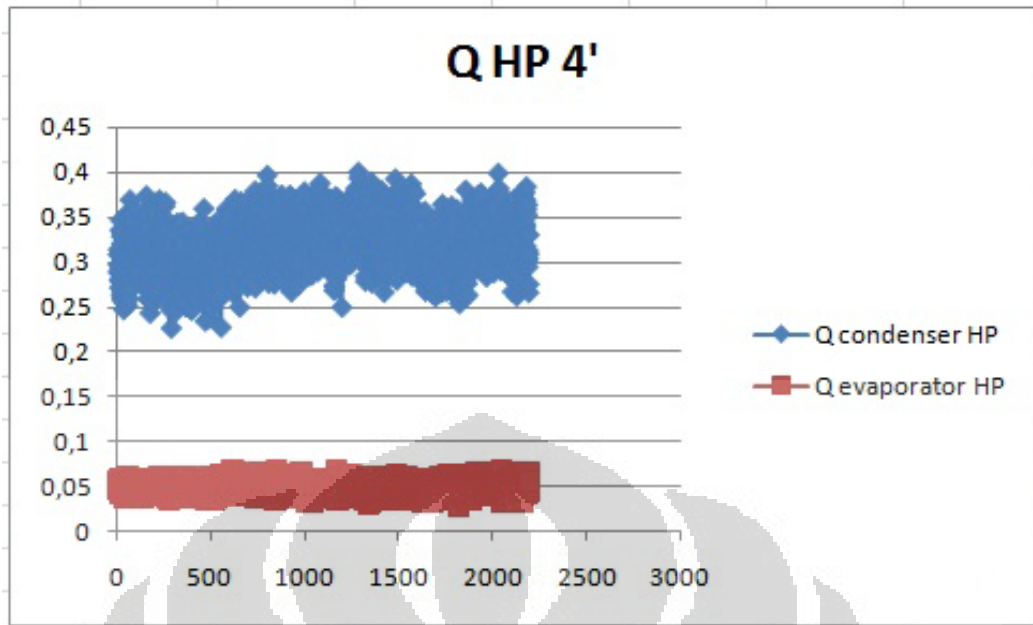
#### 4.2.1 Jumlah *Heat pipe* 4



Gambar 4.2.1.1 Q jumlah HP 4 dengan  $T_i$   $24.75^\circ\text{C}$  dan  $26.65^\circ\text{C}$

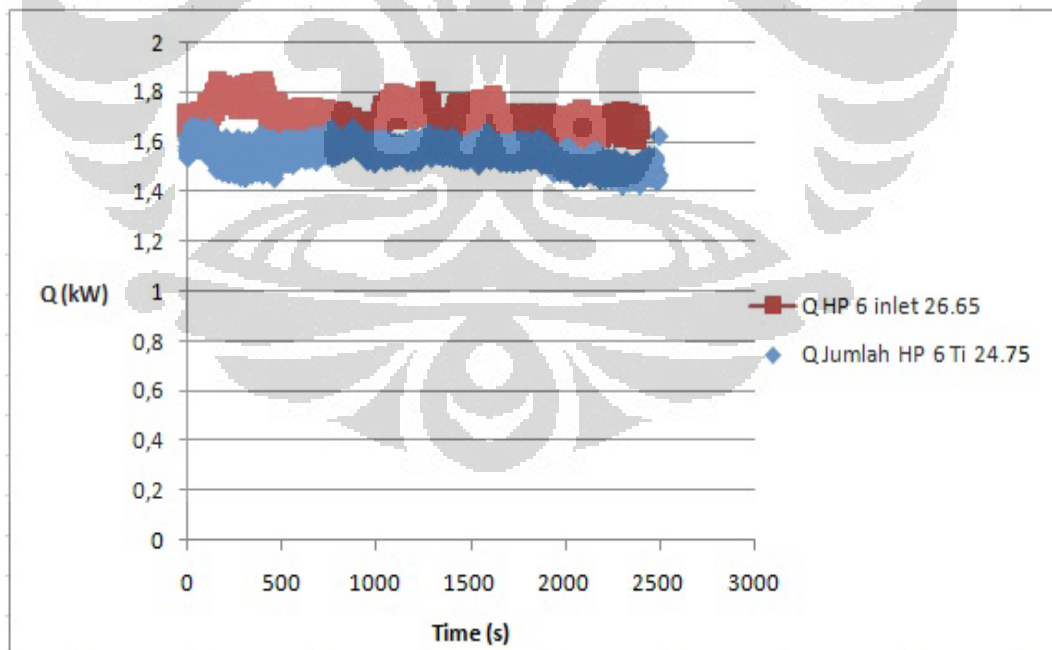


Gambar 4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 4  $T_i$   $24.75^\circ\text{C}$

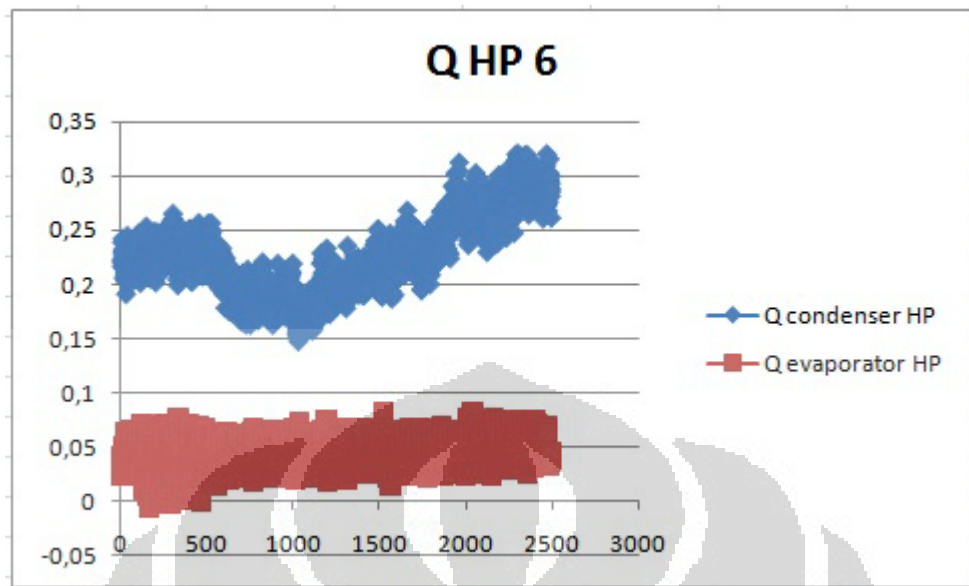


Gambar 4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 4 Ti 26.65 °C

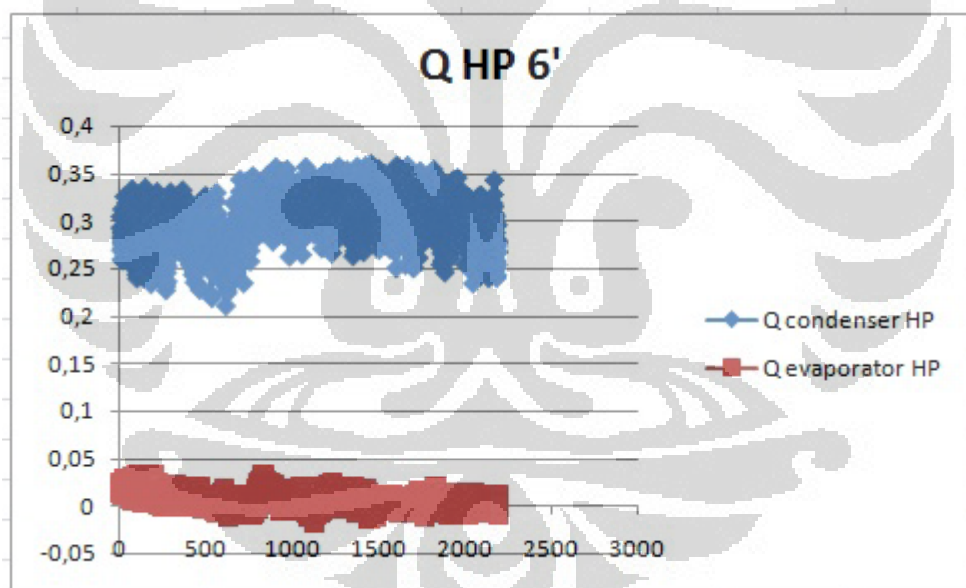
#### 4.2.2 Jumlah *Heat pipe* 6



Gambar 4.2.1.1 Q jumlah HP 6 Ti 26.65 °C



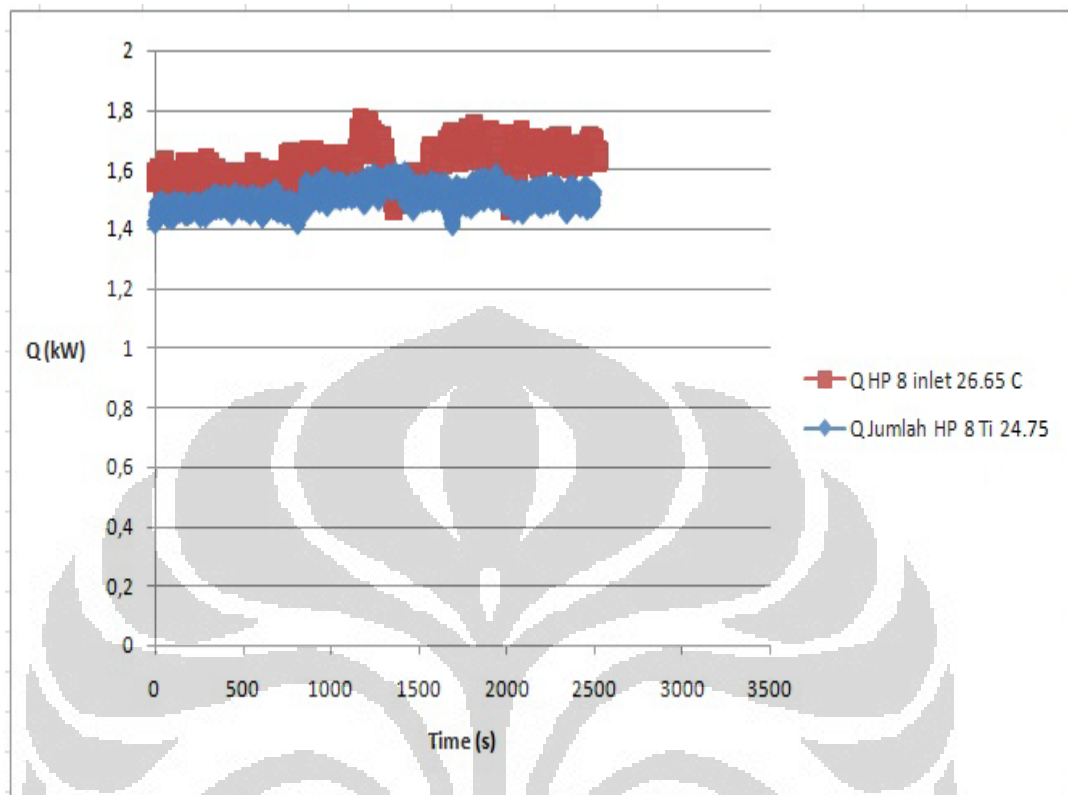
Gambar 4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 6 Ti 24.75 °C



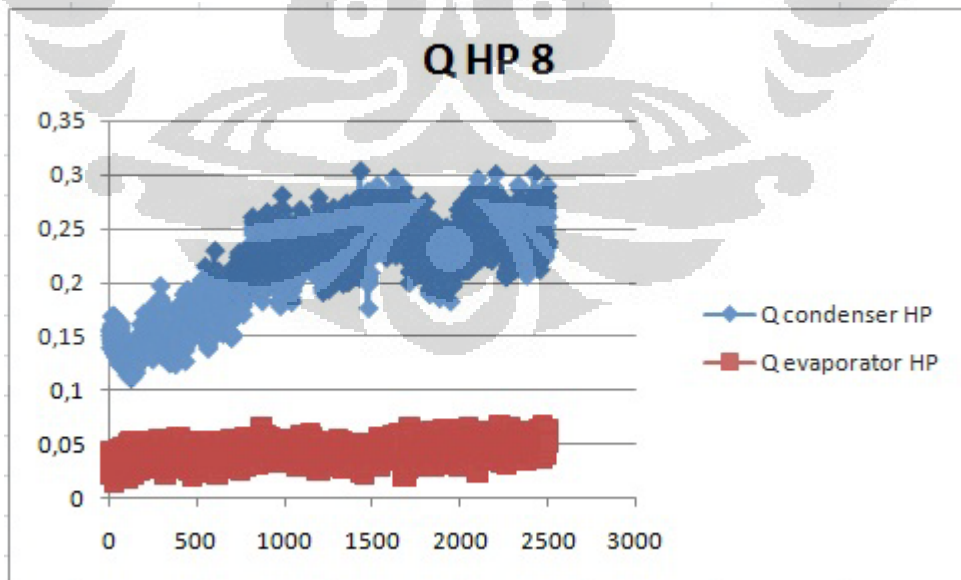
Gambar 4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 6 Ti 26.65 °C



### 4.2.3 Jumlah Heat pipe 8

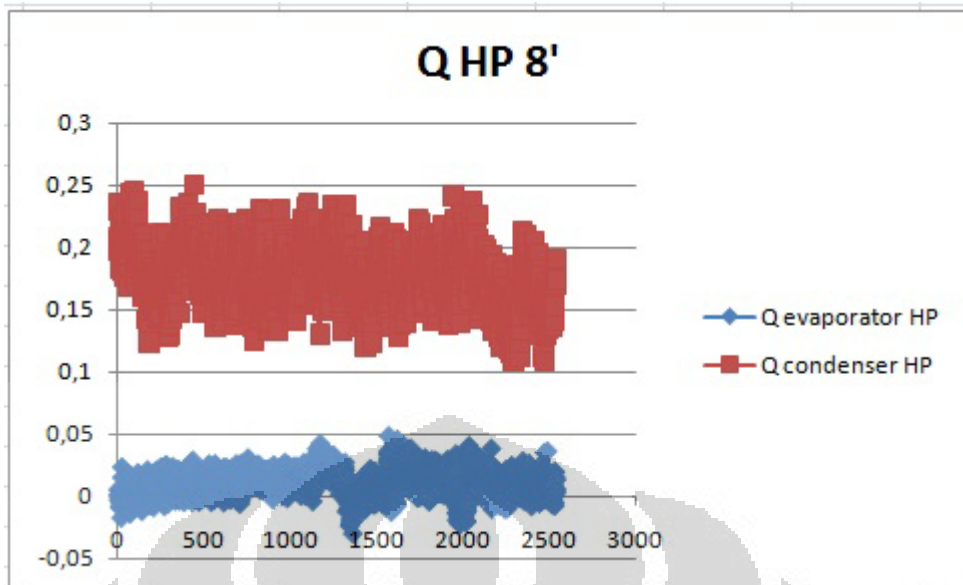


Gambar 4.2.3.1 Q jumlah HP 8 antara  $T_i$  24.75 °C dan  $T_i$  26.65 °C



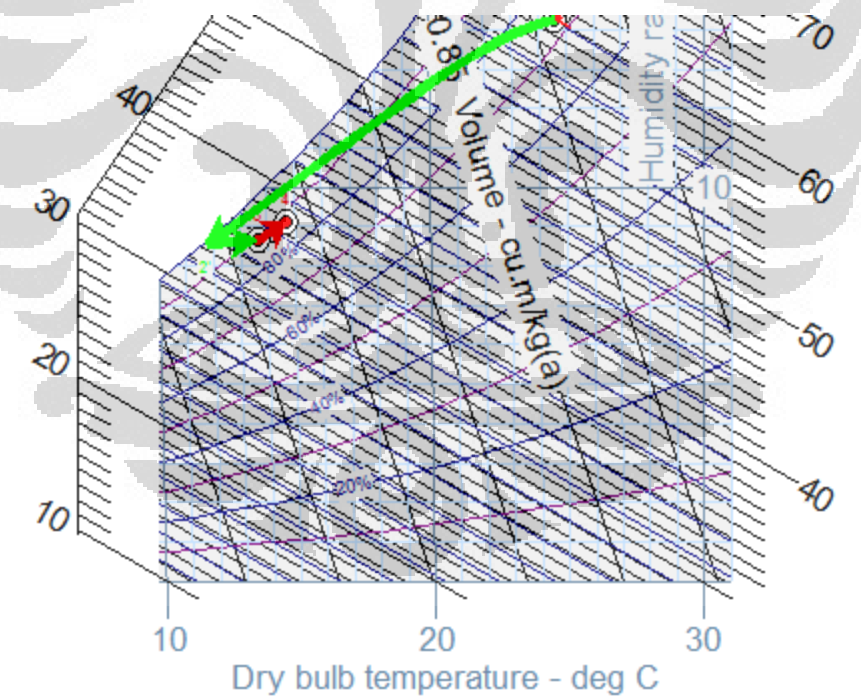
Gambar 4.2.1.1  $Q_{evap}$  dan  $Q_{cond}$  jumlah HP 8  $T_i$  24.75 °C



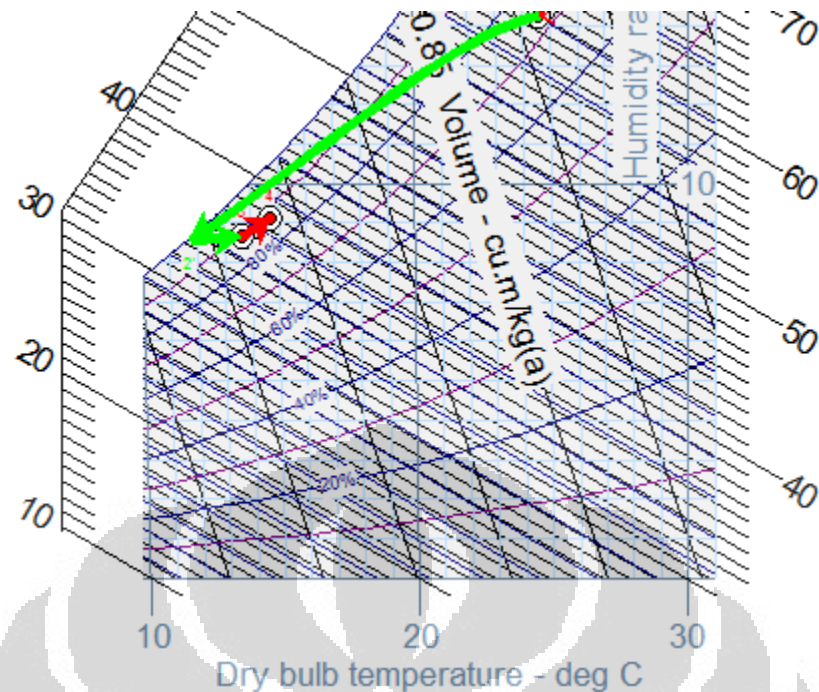


Gambar 4.2.1.1 Qevap dan Qcond jumlah HP 8 Ti 26.65 °C

#### 4.2.2 Psychrometric Chart



Gambar 4.2.2.1 Psychrometric HP 8 Ti 24.75°C



Gambar 4.2.2.2 Psychrometric HP 8 Ti 26.65°C

### 4.3 Analisa Kesalahan

Pada penelitian ini, ada beberapa faktor kemungkinan yang menyebabkan kesalahan yang dapat terjadi pada proses penelitian. Hal itu berdampak pada data yang dihasilkan atau diperoleh, kemungkinan terbesar penyebab tidak validnya data yang dihasilkan adalah:

□ Pengukuran relative humidity menggunakan RH meter, dimana RH meter membutuhkan waktu yang cukup lama dari poin 1 hingga point 4 untuk menunjukkan hasil RH yang valid dan stabil. Ada beberapa titik yang sangat lama ketika melakukan pengambilan data RH dengan RH meter. Titik tersebut yaitu perpindahan pengukuran dari titik 2 ke titik 3, dan dari titik 4 ke titik 1. Hal itu disebabkan karena range RH yang terlalu jauh dari titik-titik tersebut untuk memperoleh kestabilan.

□ Pengaturan Temperatur inlet

Untuk menjaga agar temperatur inlet pada ducting supaya konstan memerlukan waktu yang cukup lama dan cukup sulit. Hal tersebut dikarenakan ruang pengkondisian inlet yang terlalu kecil dan insulasi yang kurang baik. Sehingga terkadang temperatur berubah-ubah dan cukup jauh dari yang diinginkan.

□ Pembuatan *Heat pipe*

Proses pembuatan *heat pipe* yang mungkin kurang baik sangat mempengaruhi kinerja *heat pipe* selama penelitian ini berlangsung. Pemasangan wick berupa screen mesh masih kurang meyakinkan dan meragukan. Kita masih sangat kurang dalam hal pembuatan *heat pipe*.

Pemasangan *Heat pipe*

*Heat pipe* dipasang dengan menghubungkan antara ducting bagian atas dengan ducting bagian bawah, diantara kedua bagian ducting tersebut, berhubungan langsung dengan udara ruangan, dan memerlukan insulasi yang cukup baik untuk mendapatkan hasil yang diinginkan, akan tetapi karena kita kesulitan untuk menginsulasi bagian tersebut, karena *heat pipe* juga sering dipasang dan diambil berulang kali untuk variasi, kesalahan mungkin akan terjadi dan berpengaruh terhadap kinerja *heat pipe*.

Kesalahan instrumensasi

Kesalahan yang terjadi juga dapat diakibatkan oleh komponen yang tidak dapat berfungsi dengan baik. Pada penelitian ini, kemungkinan besar kesalahan instrumensai terjadi pada sistem ducting dimana terjadi losses dikarenakan insulasi yang kurang baik. Sehingga menyebabkan data yang diperoleh kurang valid, dan kesalahan-kesalahan lain yang mungkin terjadi.

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil pengujian dan analisa diatas dapat diambil beberapa kesimpulan yang berhubungan dengan konsumsi energi, karakteristik pengkondisian udara, relative humidity pada pengkondisian udara, dan beberapa hal lainnya yang berhubungan dengan pengkondisian udara baik yang menggunakan *heat pipe* maupun dengan cara konvensional, antara lain:

1. Konsumsi energi pada pengkondisian udara dengan menggunakan *heat pipe* relatif lebih kecil dibandingkan dengan cara konvensional.
2. Semakin banyak jumlah *heat pipe* yang digunakan, konsumsi energi semakin kecil dibandingkan dengan pengkondisian udara tanpa menggunakan *heat pipe* (konvensional).
3. Nilai relative humidity dan temperatur inlet pada ducting berpengaruh terhadap besarnya energi yang digunakan.
4. Kenaikan temperatur inlet pada ducting apabila diikuti dengan penurunan *relative humidity*, maka konsumsi energi pada pengkondisian udara akan semakin besar.
5. *Heat pipe* yang baik sangat berpengaruh terhadap karakteristik dari pengkondisian udara.
6. Fungsi kondenser pada *heat pipe* adalah sebagai *reheater* yang juga berperan dalam penurunan *relative humidity*.
7. Semakin rendah nilai *sensible heat ratio* semakin tinggi nilai selisih *humidity ratio*, dan penurunan *relative humidity* semakin besar.

## 5.2 Saran

Saran dan perbaikan untuk kelanjutan penelitian kedepan sangat diperlukan, sehingga diharapkan kedepannya mendapatkan hasil yang lebih baik dan lebih maksimal dibandingkan sekarang.

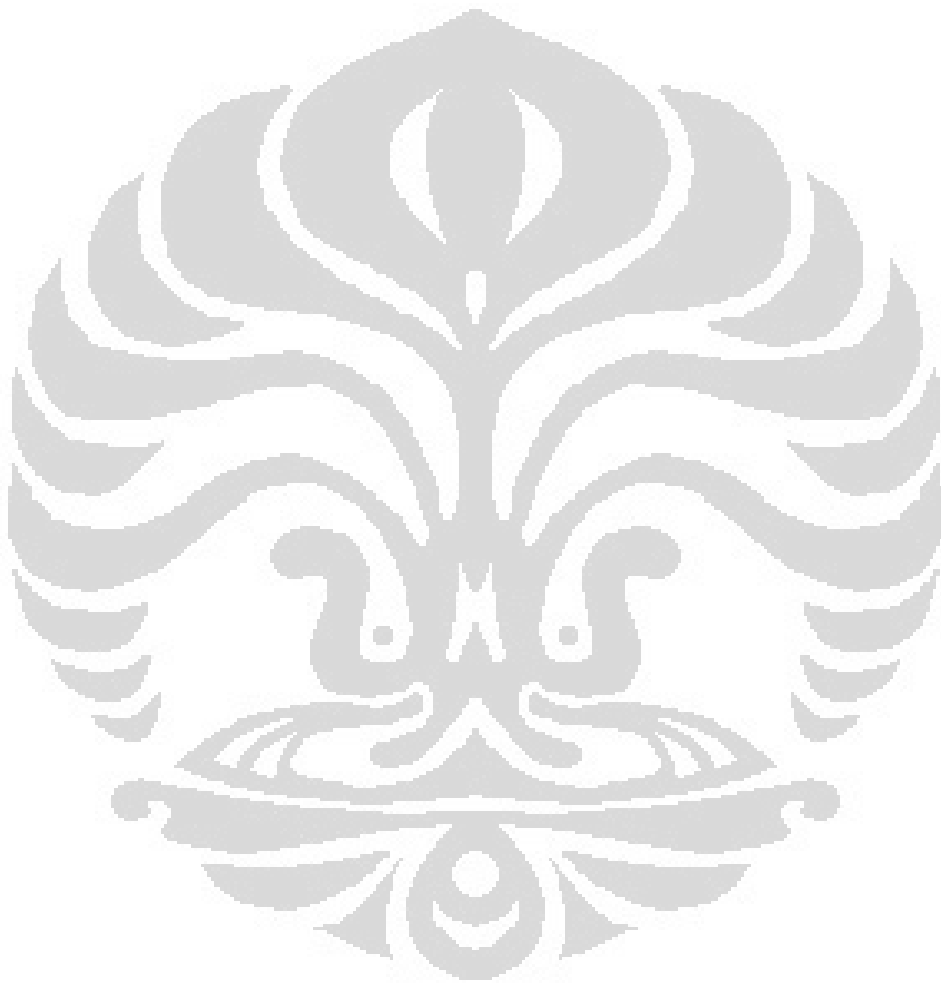
1. Melihat kondisi Laboratorium Pendingin Teknik Mesin Universitas Indonesia memang cukup memprihatinkan. Ruang penelitian terkadang tidak cukup mendukung untuk dilakukan penelitian. Semoga dengan dibangunnya Lab baru bisa lebih baik lagi penelitian yang akan dilakukan, khususnya dalam hal *space*.
2. Pada saat pembuatan *heat pipe* diharapkan lebih teliti lagi dan dilakukan pengujian untuk mendapatkan hasil yang maksimal.
3. Pada saat pengambilan data untuk satu variasi, diharapkan untuk dilakuan pada kondisi yang hampir sama baik waktu dan cuaca.
4. Penambahan tempat untuk kondensat sangat perlu agar tidak membasahi tempat penelitian.
5. Dalam hal insulasi, bisa lebih diperbaiki lagi supaya meminimalisir heat loss yang terjadi.
6. Bentuk cooling coil sebaiknya dirubah sehingga tidak terlalu banyak terjadi *pressure drop*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] yat h. yau,. application of *heat pipe* heat exchanger to humidification enhancement in HVAC system for tropical climate-a baseline performance characteristics study. international jurnal of thermal science 46(2007).
- [2] ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 2009
- [3] Gaugler, R.S. US Patent 2350348. Appl. 21 Dec, 1942. Published 6 June 1944.
- [4] Peralta, Perry. The Psychrometric Chart: Theory and Application. NC State University.
- [5] Tim Junker, P.E. Fundamental Psychometric: Terms, Chart, Air Mixing, and Basic Calculations.
- [6] A Trane Air Conditioning Clinic. 1999. Psychrometry. American Standar Inc.
- [7] Firouzfard et al. 2011. Application of *heat pipe* heat exchangers in heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems. Sharif University of Technology, Tehran, Iran.
- [8] Yau, Yat H. 2006. Application of a *heat pipe* heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates-a baseline performance characteristics study. Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, 50603 Kuala Lumpur, Malaysia.
- [9] Roy Johannesen, Michael West. 1991. Efficient Humidity Control with *Heat pipes*. University of Florida.
- [10] Engelhardt, Andreas. 2010. Investigation Of Several Critical Issues In Screen Mesh *Heat pipe* Manufacturing And Operation. The University of Nottingham.
- [11] Kew, Reay. 2006. *Heat pipes: Theory, Design, and Applications*. Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier
- [12] Groll, M. 1973. Warmetrohre als Bauelemente in der Warme-und Kaltetechnik. Brennst-Waerme-kraft. German.
- [13] S.H. Noie-Baghban.1999. Waste heat recovery using *heat pipe* heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospitals. Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

- [14] Y.H. Yau, 2006. Analysis of enthalpy change with/without a *heat pipe* heat exchanger in a tropical air conditioning system, International Journal of Energy Research 30.
- [15] Y.H. Yau, A.S. Tucker, 2003. The performance study of a wet six-row *heat pipe* heat exchanger operating in tropical buildings, International Journal of Energy Research 27.
- [16] Cui, Haiting et al. 2005. Thermal performance analysis on unit tube for *heat pipe* receiver. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China.
- [17] Lin, Song. 2004. Numerical study of *heat pipe* application in heat recovery systems. Northumberland NE63 8QW, UK.
- [18] Y.H. Yau. 2007. Experimental thermal performance study of an inclined *heat pipe* heat exchanger operating in high humid tropical HVAC systems. University of Malaya.
- [19] R.Brown et al., 1991. design of the share II monogroov *heat pipe* in proceedings of the AIAA 26th thermosiphon conference paper no. AIAA 91-1359.
- [20] mostafa A, abd el-baky, Mousa M Mohamed. 2007. *heat pipe* heat exchanger for heat recovery in air condition. Minufiya University, Shebin El-Kom, Egypt.
- [21] H.I. Abu-Mulaweh. 2005. Design and performance of a thermosiphon heat recovery system. Purdue University at Fort Wayne.
- [22] Xiao Ping wu, Peter Jhonson. 1996. Application of *heat pipe* heat exchanger to humidity control in air conditioning system. Department of Mechanical Engineering RMIT, Australia.
- [23] Zhongliang Liu. 2005. An experimental study on heat transfer characteristics of *heat pipe* heat exchanger with latent heat storage. Part I: Charging only and discharging only modes. Beijing University of Technology, China.
- [24] Raldi Artono Koestoer. 2004. Pengukuran Teknik. Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
- [25] Carrier Air Conditioning Co.. Handbook of Air Conditioning System Design. McGraw-Hill Book Company.

[26] J.W. Wan. 2006. The effect of heat-pipe air-handling coil on energy consumption in central air-conditioning system. Guangzhou University, China.





## LAMPIRAN

### Kalibrasi Termokopel

