



**KARAKTERISTIK ALAT PENUKAR KALOR TIPE PLAT  
PADA PENGUJIAN SISTEM  
*AIR CONDITIONER WATER HEATER***

**SKRIPSI**

**DWI ANANTO PRAMUDYO  
04 05 02 026X**

**UNIVERSITAS INDONESIA  
FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
DEPOK  
JULI 2009**



**KARAKTERISTIK ALAT PENUKAR KALOR TIPE PLAT  
PADA PENGUJIAN SISTEM  
*AIR CONDITIONER WATER HEATER***

**SKRIPSI**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik**

**DWI ANANTO PRAMUDYO  
04 05 02 026X**

**UNIVERSITAS INDONESIA  
FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
DEPOK  
JULI 2009**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

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

**Nama : Dwi Ananto P.**

**NPM : 040502026X**

**Tanda Tangan :**

**Tanggal : 2 Juli 2009**

## HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : Dwi Ananto P.  
NPM : 040502026X  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Karakteristik Alat Penukar Kalor Tipe Plat pada  
Pengujian Sistem *Air Conditioner Water Heater*

**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-Ing. Ir. Nandy Putra ( )

Penguji : Dr. Ir. Danardono AS. ( )

Penguji : Ardiyansyah, ST.,MEng. ( )

Ditetapkan di : Depok  
Tanggal : 2 Juli 2009

## UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, Yang Maha Pemurah lagi Maha Pengasih karena atas berkat dan rahmatNya, penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Penyusunan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Departemen Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, sulit bagi penulis untuk menyelesaikan skripsi ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. **Dr-Ing. Ir. Nandy Putra** selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan skripsi ini.
2. **Dosen Departemen Teknik Mesin FTUI** yang telah memberikan ilmu, pengalaman, dan pelajaran hidup kepada penulis,
3. **Karyawan DTM FTUI** atas penyediaan sarana-prasarana pengujian dan bantuannya selama perakitan alat pengujian;
4. **Mama, Papa, Mas Eko dan Anti** yang selalu menyayangi dan mendoakan tanpa henti, memberikan perhatian, motivasi, masukan dan inspirasi
5. **Ricky Padang, Agis, Ponti, dan David**, teman-teman sebimbingan yang telah berjuang bersama-sama.
6. **Najwa Mustafa**, yang selalu memberikan perhatian, dukungan, semangat serta selalu meluangkan waktu untuk membantu penulis mulai dari pengumpulan data, pengolahan, hingga penyelesaian penelitian ini
7. **Teman-teman 2005** lainnya, untuk segala kekompakan, waktu, obrolan, canda tawa dan bantuan yang telah diberikan selama masa perkuliahan.
8. Pihak-pihak lain yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Akhir kata, penulis berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan saudara-saudara semua.

Depok, Juli 2009

**Penulis**

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

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

Nama : Dwi Ananto Pramudyo  
NPM : 040502026X  
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 Alat Penukar Kalor Tipe Plat pada Pengujian Sistem Air Conditioner Water Heater**

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 memublikasikan 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 : 2 Juli 2009

Yang menyatakan

**(Dwi Ananto Pramudyo)**

### ABSTRAK

Nama : Dwi Ananto P.  
 Program Studi : Teknik Mesin  
 Judul : Karakteristik Alat Penukar Kalor Tipe Plat pada Pengujian Sistem *Air Conditioner Water Heater*

ACWH merupakan suatu sistem yang memanfaatkan panas buang dari refrigeran untuk menghasilkan air panas secara instan yang pada aplikasinya sangat cocok digunakan di hunian apartemen. Sistem ACWH yang telah ada sebelumnya masih butuh peningkatan untuk mendapatkan hasil yang optimal. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk memaksimalkan performa ACWH menggunakan alat penukar kalor tipe plat dengan ketebalan 30 plat. Tipe plat dipilih karena alat penukar kalor ini memiliki efisiensi tertinggi diantara semua tipe alat penukar kalor. Penelitian ini memvariasikan laju aliran air dan beban pendinginannya. Sistem ACWH menunjukkan bahwa dengan beban pendinginan sebesar 2600 W dapat menghasilkan air panas bertemperatur 48 °C dengan debit 50 l/jam

Kata kunci:

Energi, Alat Penukar Kalor Tipe Plat, Laju Aliran, Beban Pendinginan

### ABSTRACT

Name : Dwi Ananto P.  
 Study Program : Mechanical Engineering  
 Title : Plate Type Heat Exchanger Characteristic in Air Conditioner Water Heater System

ACWH is a heat recovery system that utilizes waste heat from refrigerant to produce hot water simultaneously through of a heat exchanger which is very suitable to be implemented at residence apartments. The existing ACWH system needs to be developed to reach an optimum result. The objective of this research is to maximize the performance of ACWH using Plate Heat Exchanger which has highest efficiency among all type of heat exchanger. The water flow rate and cooling load are variables to be tested. The result of ACWH system shows that the system with 2600W of cooling load can produce 50l/hr hot water with 48°C temperature in open loop method.

Keywords :

Energy, Plate Heat Exchanger, Water Flowrate, Cooling Load

# DAFTAR ISI

Halaman

<b>PERNYATAAN ORISINALITAS</b> .....	iii
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b> .....	iv
<b>DAFTAR ISI</b> .....	viii
<b>PENDAHULUAN</b> .....	1
I.1. Latar Belakang.....	1
I.2. Perumusan Masalah.....	4
I.3. Tujuan Penelitian.....	4
I.4. Pembatasan Masalah .....	4
I.5. Metodologi Penelitian .....	5
I.6. Sistematika Penulisan.....	6
<b>TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	7
II.1. Alat Penukar Kalor ( <i>Heat Exchanger</i> ).....	7
II.1.1. Klasifikasi Alat Penukar Kalor .....	8
II.1.1.1. Klasifikasi Menurut Jumlah Fluida.....	13
II.1.1.2. Klasifikasi Menurut Permukaan Compact .....	14
II.1.1.3. Klasifikasi Menurut Susunan Aliran.....	32
II.1.1.5. Klasifikasi Menurut Mekanisme Perpindahan Panas.....	33
II.2. Koefisien Perpindahan Kalor Total ( <i>Overall Heat Transfer</i> ).....	33
II.3 $\epsilon$ -NTU .....	34
II.3.1 Efektivitas .....	34
II.3.2 Number of Transfer Unit .....	35
II.4. Air Conditioner .....	38
II.3. <i>Air Conditioning Water Heater (ACWH)</i> .....	46
<b>RANCANG BANGUN ALAT PENGUJIAN</b> .....	49
III.1. Instalasi Alat Pengujian .....	49
III.2. Komponen Alat Pengujian.....	51
III.2.1. Sistem Air Conditioner .....	51
III.2.2. Alat Penukar Kalor .....	52
III.2.3. Data Akusisi .....	53
III.2.4. <i>Gate Valve</i> .....	54



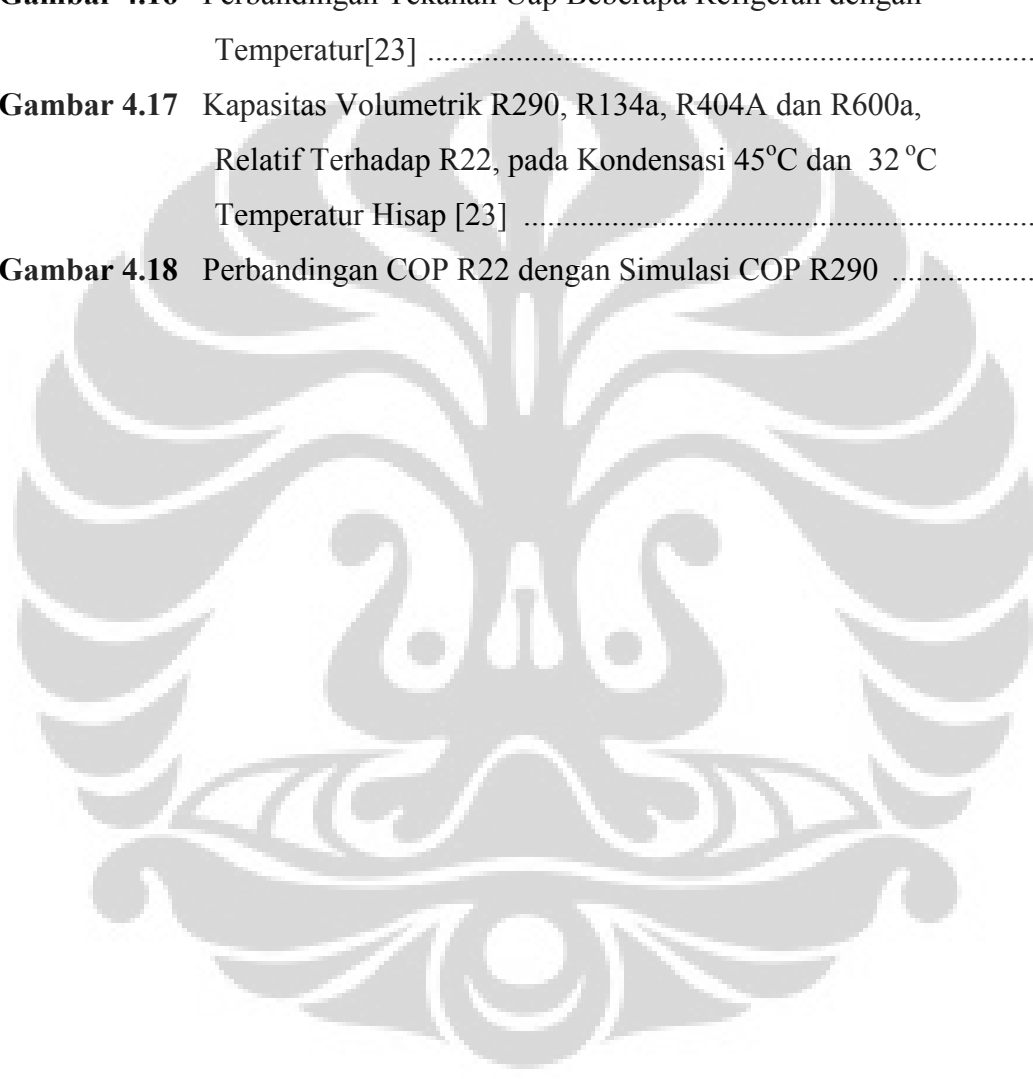
III.2.5. Termokopel Tipe K .....	55
III.2.6. Rotameter.....	55
III.2.7. <i>Pressure Gauge</i> .....	56
III.2.8. <i>Clamp Meter</i> .....	56
III.3. Beban Pendinginan .....	57
III.4. Prosedur Pengambilan Data.....	59
III.5. Prosedur Pengolahan Data .....	61
III.5.1. <i>Number of Transfer Unit</i> (NTU) .....	61
III.5.2. Efektifitas.....	61
III.5.3. Kalor yang Diterima Air.....	62
III.5.4. Kerja Kompresor .....	62
III.5.5. Unjuk Kerja ACWH .....	62
<b>ANALISA DATA PENELITIAN</b> .....	64
IV.1. Analisa Karakterisasi Penukar Kalor.....	64
IV.2. Analisa Kerja Kompresor .....	70
IV.3. Analisa Unjuk Kerja ACWH.....	75
IV.4. Perbandingan Unjuk Kerja ACWH .....	77
<b>KESIMPULAN &amp; SARAN</b> .....	95
V.1. Kesimpulan .....	95
V.2. Saran .....	95
<b>DAFTAR REFERENSI</b> .....	96

## DAFTAR GAMBAR

	Halaman
<b>Gambar 2.1</b> Perpindahan Kalor Melalui Bidang Perpindahan Panas .....	7
<b>Gambar 2.2</b> Klasifikasi alat penukar kalor menurut proses transfer.....	9
<b>Gambar 2.3</b> Perpindahan Kalor <i>Fluidized-bed</i> .....	11
<b>Gambar 2.4</b> Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Jumlah Fluida.....	13
<b>Gambar 2.5</b> Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Permukaan <i>Compact</i> .....	14
<b>Gambar 2.6</b> Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Konstruksi.....	15
<b>Gambar 2.7</b> Contoh penamaan shell and tube (a) BEM .....	17
<b>Gambar 2.8</b> Contoh penamaan shell and tube (b) BEU.....	18
<b>Gambar 2.9</b> Alat Penukar Kalor <i>shell-and-tube</i> . Front- dan rear-end head.....	18
<b>Gambar 2.10</b> Konstruksi PHE dan arah aliran fluidanya.....	20
<b>Gambar 2.11</b> Penampang <i>welded</i> PHE .....	22
<b>Gambar 2.12</b> Pola-pola korugasi pada permukaan plat PHE: (a) <i>washboard</i> , (b) <i>zigzag</i> , (c) <i>chevron</i> , (d) <i>protrusions &amp; depressions</i> , (e) <i>washboard</i> dengan korugasi kedua, (f) <i>oblique washboard</i> [3].....	22
<b>Gambar 2.13</b> Penampang PHE dan parameter-parameternya.....	24
<b>Gambar 2.14</b> Alat Penukar kalor plat gasket .....	25
<b>Gambar 2.15</b> Alat penukar kalor plat spiral dengan dua fluida spiral counterflow .....	26
<b>Gambar 2.16</b> Alat penukar kalor lamella.....	27
<b>Gambar 2.17</b> Alat penukar kalor printed-circuit (PCHE).....	28
<b>Gambar 2.18</b> Komponen dasar alat penukar kalor plate-fin.....	29
<b>Gambar 2.19</b> Alat penukar kalor <i>tube-fin</i> .....	30
<b>Gambar 2.20</b> Regenerator rotary atau <i>heat wheel</i> .....	31
<b>Gambar 2.21</b> Klasifikasi Perpindahan kalor menurut susunan aliran.....	32
<b>Gambar 2.22</b> Klasifikasi penukar kalor menurut mekanisme perpindahan panas... ..	33
<b>Gambar 2.23</b> Mekanisme perpindahan kalor dari tubuh manusia[2].....	38
<b>Gambar 2.24</b> Zona kenyamanan thermal untuk manusia.....	39
<b>Gambar 2.25</b> Skema sistem pendinginan (AC) .....	39
<b>Gambar 2.26</b> P-h dan T-s diagram untuk siklus ideal AC .....	40
<b>Gambar 2.27</b> Proses <i>subcool</i> dan <i>superheat</i> pada P-h diagram .....	42
<b>Gambar 2.28</b> Fasa-fasa refrigeran dalam sistem pendinginan.....	42

<b>Gambar 2.29</b>	Siklus refrigerasi aktual .....	43
<b>Gambar 2.30</b>	Instalasi penelitian ACWH .....	46
<b>Gambar 2.31</b>	Prinsip kerja ACWH .....	47
<b>Gambar 3.1</b>	Skema alat pengujian .....	50
<b>Gambar 3.2</b>	Bagian Evaporator dengan <i>Casing</i> Dilepas .....	51
<b>Gambar 3.3</b>	Penukar Kalor Tipe Plat yang Sudah Diisolasi .....	52
<b>Gambar 3.4</b>	Modul Data Akuisisi .....	53
<b>Gambar 3.5</b>	<i>User Interface</i> pada Saat Pengujian .....	54
<b>Gambar 3.6</b>	<i>Gate Valve 3/8"</i> .....	54
<b>Gambar 3.7</b>	Rotameter .....	55
<b>Gambar 3.8</b>	<i>Pressure gauge</i> jenis (a) <i>hi pressure</i> & (b) <i>low pressure</i> .....	56
<b>Gambar 3.9</b>	<i>Clamp meter</i> .....	57
<b>Gambar 3.10</b>	Beban Pendinginan yang Digunakan pada Penelitian ACWH .....	57
<b>Gambar 3.11</b>	Kontainer yang Digunakan pada Penelitian ACWH .....	58
<b>Gambar 3.12</b>	p-h Diagram .....	63
<b>Gambar 4.1</b>	Temperatur fluida kerja pada inlet-outlet PHE pada Pengujian Variasi Debit Aliran Air .....	66
<b>Gambar 4.2</b>	Jumlah kalor yang diserap air pada pengujian variasi debit aliran air .....	67
<b>Gambar 4.3</b>	Temperatur fluida kerja pada inlet-outlet PHE pada pengujian variasi beban pendinginan .....	68
<b>Gambar 4.4</b>	Kalor yang diserap air pada pengujian variasi beban pendinginan .....	69
<b>Gambar 4.5</b>	Efektivitas PHE pada berbagai nilai NTU .....	70
<b>Gambar 4.6</b>	Tekanan hisap & buang kompresor pada pengujian variasi debit aliran air .....	72
<b>Gambar 4.7</b>	Kerja Kompresor pada Pengujian Variasi debit Aliran Air .....	73
<b>Gambar 4.8</b>	Tekanan Hisap dan Buang Kompresor pada Pengujian variasi Beban Pendinginan .....	74
<b>Gambar 4.9</b>	Kerja Kompresor pada Pengujian Variasi Beban Pendinginan .....	74

<b>Gambar 4.10</b>	Harga COP pada Variasi Debit Aliran Air .....	75
<b>Gambar 4.11</b>	Harga COP pada Variasi Beban Pendinginan .....	76
<b>Gambar 4.12</b>	<i>Heat Recovery</i> ACWH pada P-h Diagram R22 .....	77
<b>Gambar 4.13</b>	Perbandingan Temperatur Keluaran Air .....	81
<b>Gambar 4.14</b>	Perbandingan Kalor yang Diterima Air .....	82
<b>Gambar 4.15</b>	Perbandingan Efisiensi .....	83
<b>Gambar 4.16</b>	Perbandingan Tekanan Uap Beberapa Refigeran dengan Temperatur[23] .....	89
<b>Gambar 4.17</b>	Kapasitas Volumetrik R290, R134a, R404A dan R600a, Relatif Terhadap R22, pada Kondensasi 45°C dan 32 °C Temperatur Hisap [23] .....	90
<b>Gambar 4.18</b>	Perbandingan COP R22 dengan Simulasi COP R290 .....	93



# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **I.1. Latar Belakang**

Energi merupakan salah satu kebutuhan vital manusia yang sangat diperlukan untuk melakukan berbagai aktivitas. Tanpa energi kehidupan modern akan terhenti keberadaannya. Dewasa ini hampir seluruh masyarakat dunia mengalami ujian akibat tingginya harga bahan bakar minyak. Sebenarnya persoalan seperti ini telah berulang kali terjadi di dunia, akan tetapi hingga kini ketergantungan umat manusia terhadap bahan bakar minyak masih sangat tinggi.

Kebijakan pembangunan yang mengedepankan pemanfaatan energi fosil telah melahirkan ketergantungan terhadap bahan bakar fosil sehingga banyak aktivitas kehidupan yang dirasakan tidak dapat berjalan tanpa kehadiran energi fosil. Di Indonesia sendiri, kebutuhan akan bahan bakar fosil masih cenderung tinggi. Dari daftar pembangkit listrik yang ada di Indonesia menunjukkan bahwa Pembangkit listrik PLN yang terbanyak menggunakan BBM (36%) dan diikuti pembangkit yang menggunakan gas (25%), batubara (23%), tenaga air (15%) dan panas bumi (2%). Dapat disimpulkan bahwa listrik dihasilkan dari pembangkit-pembangkit listrik yang sebagian besar menggunakan bahan bakar fosil yang tak terbarukan sebagai bahan bakarnya. Hal ini akan memicu suatu masalah di kemudian hari jika sumber energi tersebut habis suatu hari nanti.

Cadangan bahan bakar minyak petroleum yang teridentifikasi di bumi ini menurut perkiraan American Petroleum Institute mencapai 1 triliun barel ditambah dengan 0,6 triliun barel lagi yang telah teridentifikasi. Jika dikonsumsi dengan laju konsumsi seperti sekarang ini maka cadangan minyak tersebut dapat bertahan selama 55 hingga 90 tahun lagi. Kurun waktu selama ini mungkin terasa singkat jika kita bandingkan dengan usia kehidupan manusia, akan tetapi mungkin juga cukup lama jika kita hanya memikirkan kehidupan pada generasi kita saja. Akan tetapi masyarakat dunia telah sepakat untuk menjaga kelestarian dan kesetimbangan kehidupan di dunia agar segala sesuatu yang ada di bumi dapat dimanfaatkan secara berkelanjutan oleh generasi-generasi selanjutnya. Inilah pentingnya menjaga kelestarian alam dan sumberdayanya.

Seperti yang sudah disebutkan di atas, Energi merupakan suatu kebutuhan penting bagi manusia. Salah satu contoh energi yang banyak dimanfaatkan secara luas adalah energi listrik. Energi listrik dapat dengan mudah dikonversikan menjadi energi lainnya. Energi listrik dapat digunakan untuk menjalankan alat-alat berteknologi canggih yang memungkinkan manusia untuk melakukan sesuatu yang sebelumnya dianggap tidak mungkin dilakukan, mempermudah kehidupan manusia, dan meningkatkan taraf hidup manusia.

Peningkatan taraf hidup yang terjadi di Indonesia akibat adanya keberhasilan pembangunan yang dilaksanakan, menimbulkan banyak perubahan dalam standar dan pola kehidupan masyarakat. Perubahan tersebut akan selalu diikuti dengan peningkatan kebutuhan daya listrik, sebagai akibat dengan bertambahnya jumlah peralatan rumah tangga yang membutuhkan energi listrik.

Pertambahan kebutuhan energi listrik tersebut selayaknya diikuti dengan penghematan penggunaan energi listrik secara menyeluruh dan terpadu. Penghematan energi semakin relevan, sehubungan rencana pemerintah untuk menurunkan subsidi energi, sehingga akan menjadikan harga BBM dan energi listrik semakin mahal pada tahun-tahun mendatang.

Hal yang terpenting dalam pemanfaatan energi adalah menjaga ketersediaan energi di masa mendatang. Dua kata kunci yang perlu selalu kita ingat adalah efisiensi dan konservasi energi. Peningkatan efisiensi adalah sebuah upaya untuk memperkecil konsumsi sumber daya energi tetapi tetap mempertahankan fungsi dan tujuan dari sebuah proses atau kegiatan, sedangkan konservasi diartikan sebagai upaya untuk mempertahankan kelestarian sumber daya energi misalnya dengan cara melakukan diversifikasi penggunaan sumber daya energi baik dalam bentuk yang dapat diperbaharui *renewable* maupun yang bersifat tak dapat diperbaharui *nonrenewable*.

Ada 3 jenis konservasi energi yang digunakan. Cara pertama dengan membatasi dan mengurangi alat-alat yang menggunakan energi tak terbarukan sebagai sumber energinya. misalnya dengan membatasi peredaran kendaraan bermotor,. Cara kedua dengan mengubah cara hidup manusia. Contohnya dengan membangun apartemen di daerah perkantoran, membangun pusat perbelanjaan di dekat daerah perumahan Tujuannya adalah mengurangi konsumsi BBM yang

digunakan untuk transportasi, semua itu dapat dikatakan gaya hidup bermobilitas rendah (*low mobility lifestyle*). Kedua cara ini mempunyai dampak yang cukup besar terhadap gaya hidup manusia yang sudah berlangsung sekian lama.

Cara terakhir yang dilakukan adalah dengan penggunaan energi yang lebih efisien, seperti memberikan isolasi yang baik pada rumah sehingga dapat meminimalkan kalor yang ditransmisikan dari luar rumah sehingga dapat mengurangi beban pendinginan yang berefek dengan digunakannya sistem pendinginan yang lebih hemat energi.

Mengingat iklim di Indonesia cukup panas, hampir setiap rumah dan apartemen menggunakan AC untuk menciptakan temperatur yang nyaman untuk manusia yang tinggal di dalamnya. Selain itu tuntutan lain untuk kenyamanan suatu hunian adalah sistem pemanas air. Sistem yang ada saat ini adalah penggunaan 2 alat terpisah, AC dan pemanas air, yang masing-masing mengkonsumsi listrik dengan daya yang tidak sedikit. Pada sistem AC panas yang dihasilkan pada sistem pendinginan tersebut dibuang begitu saja ke lingkungan. Padahal energi kalor yang terbuang dari sistem pendinginan dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air.

Cara lain yang sering digunakan orang adalah dengan menggunakan pemanas air yang menggunakan panas matahari (*Solar Water Heater/ SWH*). Cara ini mempunyai keterbatasan dimana SWH memerlukan luas permukaan yang besar untuk dapat menangkap energi matahari, *initial cost* yang tinggi, dan efektivitas alat yang hanya bisa digunakan saat mendapatkan sinar matahari.

Salah satu aplikasi konservasi energi pada daerah residensial adalah dengan *Air Conditioner Water Heater* (ACWH). ACWH memang bukan merupakan suatu sistem yang baru, sistem ini telah dikembangkan lebih dari 50 tahun sebelumnya. ACWH bekerja dengan cara memanfaatkan panas buang dari sistem AC untuk memanaskan air. Cara ini dapat berlangsung dengan suatu alat penukar kalor yang tidak membutuhkan listrik tambahan. Dengan sistem ini, kita dapat dua keuntungan sekaligus, efek pendinginan ruangan dan efek pemanasan air yang hemat energi.

Namun, sistem ACWH tidak lepas dari berbagai persoalan, mulai dari waktu pemanasan air yang relative lama, air yang dipanaskan suhunya tidak terlalu

tinggi, hingga terdapat malfungsi dari efek pendinginan yang diharapkan pada AC. Semua permasalahan ini membuat sistem ACWH ini menjadi jarang digunakan pada era 1980-1990an.

Seiring berkembangnya teknologi, persoalan-persoalan ACWH dapat diatasi dan dieliminasi sehingga sistem ini mulai digunakan kembali sekarang ini. Melalui penelitian ini, penulis ingin meningkatkan efektivitas ACWH dengan menggunakan alat penukar kalor tipe plat (*Plate Heat Exchanger/ PHE*) yang mempunyai efektivitas perpindahan panas yang tinggi dengan dimensi yang kompak.

## **I.2. Perumusan Masalah**

ACWH yang ada saat ini mempunyai efektivitas yang rendah dimana suhu air panas tidak bisa terlalu tinggi dan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai suhu tersebut cukup lama. Untuk meningkatkan efektivitas ACWH, maka digunakan jenis alat penukar kalor yang lain, yaitu PHE. Pada penelitian sebelumnya telah didapatkan unjuk kerja ACWH menggunakan PHE 14 plat dengan laju aliran refrigerant yang tetap. Pada penelitian ini akan dilakukan pengujian terhadap efektivitas ACWH menggunakan PHE 30 plat dengan laju aliran refrigerant dan air yang bervariasi sehingga dapat dicapai optimalisasi penggunaan ACWH.

## **I.3. Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah mengoptimalkan efektivitas ACWH dengan laju refrigeran dan air yang bervariasi.

## **I.4. Pembatasan Masalah**

Pembatasan masalah pada skripsi ini adalah:

1. Unit Air Conditioner yang digunakan memiliki daya 1 PK
2. Beban pendinginan menggunakan lampu pijar untuk mensimulasikan beban pendinginan pada tempat tinggal yang besarnya bervariasi
3. Ruang simulasi berukuran 1,5 m x 1,5 m x 3,5 m dengan isolator *polyurethane* berketebalan 10 cm. Di ruangan ini diletakkan part evaporator dan beban pendinginan.



4. Pengukuran terhadap alat pengujian meliputi pengukuran terhadap temperatur dan laju aliran air, temperatur, tekanan, dan laju aliran refrigeran

### **I.5. Metodologi Penelitian**

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

- 1) Studi Literatur

Studi literatur merupakan proses pembelajaran bahan-bahan yang berkaitan dengan materi bahasan yang berasal dari buku-buku, jurnal ilmiah, dan situs-situs internet

- 2) Perancangan dan Instalasi Sistem Pemipaan ACWH

Perancangan sistem pemipaan ACWH bertujuan untuk menggantikan sistem pemipaan yang sudah ada. Pada pengujian kali ini dilakukan penggantian instrument pada alat pengujian yaitu *solenoid valve* diganti dengan ball valve dan PHE 14 plat diganti dengan PHE 30 plat. Selain itu penggantian sistem pemipaan dimaksudkan untuk mencegah terjadinya kebocoran pada jalur pemipaan refrigerant saat pengujian. Pada bagian sambungan pipa terdahulu diperkuat dengan melakukan pengelasan ulang.

- 3) Pengujian ACWH

Unjuk kerja alat dilakukan dengan proses kalibrasi termokopel, pengambilan data temperatur dan tekanan pada alat uji. Kalibrasi termokopel dilakukan dengan membandingkan termokopel dengan thermometer yang sudah terstandarisasi.

- 4) Perhitungan, Analisa, dan Kesimpulan Pengujian

Data yang didapat dari pengujian kemudian diolah untuk mendapatkan grafik-grafik pengujian ACWH. Dari grafik tersebut akan dilakukan analisa yang menggambarkan karakteristik unjuk kerja sistem ACWH. Dari analisa dapat ditarik kesimpulan dari proses pengujian yang dilakukan, unjuk kerja ACWH, dan memberikan saran untuk pengembangan sistem ACWH selanjutnya.

## **I.6. Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan skripsi ini dilakukan menurut urutan bab-bab sebagai berikut:

### **BAB 1 PENDAHULUAN**

Bab pertama ini memuat latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan penelitian, pembatasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penelitian

### **BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA**

Bab ini berisi penjelasan mengenai prinsip kerja sistem pendinginan, teori alat penukar kalor khususnya mengenai Plate Heat Exchanger dan ACWH sebagai alat penukar kalor yang digunakan. Tinjauan pustaka ini diambil dari beberapa buku, jurnal ilmiah, dan situs-situs di internet

### **BAB 3 INSTALASI ALAT PENGUJIAN**

Bab ini berisi uraian terhadap instalasi alat pengujian yang digunakan dalam penelitian ini. Dalam bab ini juga akan diuraikan mengenai gambar instalasi alat pengujian, dan komponen-komponen yang terdapat di dalamnya. Juga dibahas prosedur pengambilan data serta *software* data akuisisi yang berperan penting dalam penelitian ini

### **BAB 4 ANALISA DATA**

Bab ini berisi analisa hasil pengujian sistem ACWH yang meliputi pengolahan data, analisa efektivitas ACWH, unjuk kerja ACWH, dll

### **BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini memuat kesimpulan berdasarkan penelitian yang dilakukan dan terdapat saran untuk pengembangan alat ACWH selanjutnya

## BAB 2

### TINJAUAN PUSTAKA

#### II.1. Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Arti penting dari alat penukar kalor meningkat sangat pesat lebih dari seperempat abad yang lalu, dari sudut pandang konservasi energi, konversi, recovery dan implementasi sumber energi baru. Arti penting tersebut juga meningkat dari sudut pandang yang berkaitan dengan lingkungan, misalnya: polusi thermal, polusi udara, polusi air, dan pengelolaan hasil buang. Alat penukar kalor digunakan pada sebuah proses industri, pembangkitan daya, transportasi, *air conditioning* dan *refrigerasi, criogenic, heat recovery*, bahan bakar alternatif, dan industri manufaktur, sebagai komponen kunci pada produk-produk industri yang tersedia di pasaran [1].

Alat penukar kalor adalah alat yang digunakan untuk mengubah temperatur fluida atau mengubah fasa fluida dengan cara mempertukarkan kalornya dengan fluida lain, arti dari mempertukarkan di sini adalah memberikan atau mengambil kalor. Energi yang dipindahkan adalah energi termal (*enthalpy*) antara dua fluida atau lebih, antara permukaan solid dan fluida, atau antara partikel solid dan fluida, pada temperatur yang berbeda dalam keadaan kontak termal.[4]



**Gambar 2.1** Perpindahan Kalor Melalui Bidang Perpindahan Panas

(sumber: A Heat Transfer Handbook 3<sup>rd</sup> ed. Lienhard.2001, telah diolah kembali)

Alat penukar kalor umumnya merupakan peralatan di mana dua jenis fluida yang berbeda temperaturnya dialirkan ke dalamnya dan saling bertukar kalor melalui bidang-bidang perpindahan panas seperti pada gambar 2.1 atau dengan cara kontak langsung (bercampur). Bidang perpindahan ini umumnya berupa dinding pipa-pipa atau sirip-sirip (*fin*).

Alat penukar kalor pada aplikasi umum digunakan untuk pemanasan atau pendinginan aliran fluida yang dibutuhkan dan penguapan atau pengembunan aliran fluida satu komponen atau multi komponen. Pada aplikasi lain adalah untuk menyimpan atau membuang panas, sterilisasi, pasteurisasi, fraksionasi, penyulingan, konsentrasi, kristalisasi, atau kontrol dari fluida kerja.

Alat penukar kalor terdiri dari elemen perpindahan panas seperti benda padat atau matrix yang merupakan permukaan perpindahan panas, dan elemen distribusi fluida seperti header, manifold, tanki, pipa atau nozzle masuk dan keluar, atau perekat. Biasanya tidak ada bagian yang bergerak pada alat penukar kalor, namun ada pengecualian, seperti pada penukar kalor regenerative rotari.

Alat penukar kalor dapat diklasifikasikan dengan kriteria yang berbeda-beda. Kita dapat mengklasifikasikan berdasarkan proses perpindahan kalor, jumlah fluida kerja, dan mekanisme perpindahan kalornya. Alat penukar kalor konvensional diklasifikasikan lagi menurut tipe konstruksi dan susunan aliran. Klasifikasi lain dapat dibuat berdasarkan rasio luas permukaan perpindahan kalor. Klasifikasi ini dibuat karena tipe peralatan, lapangan aplikasi, dan teknik desain berdasarkan klasifikasi tersebut biasanya berbeda.

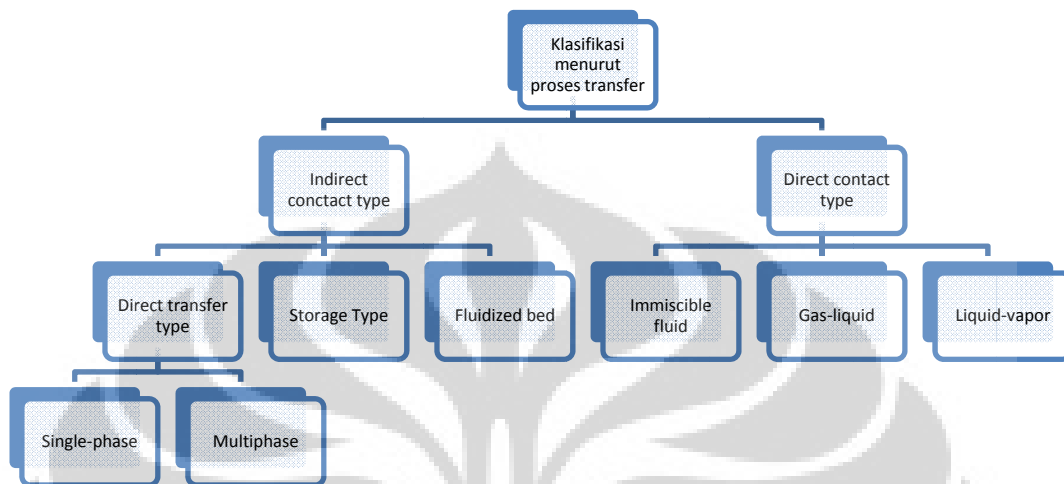
### II.1.1. Klasifikasi Alat Penukar Kalor

Sebagian besar alat penukar kalor, fluida di dalamnya dipisahkan oleh permukaan perpindahan kalor, dan idealnya mereka tidak bercampur atau bocor. Alat penukar kalor seperti itu disebut alat penukar kalor jenis transfer langsung, atau recuperator. Perpindahan kalor pada dinding pemisah dari recuperator umumnya terjadi secara konduksi. Sebaliknya, alat penukar kalor yang perpindahan panasnya terjadi sesekali melalui media penyimpan panas (*thermal energy storage*) dan pelepasan melalui permukaan atau matrix alat penukar kalor, disebut jenis transfer tak langsung, atau regenerator.

Jika tidak ada perubahan fasa pada fluida kerja, penukar kalor tersebut disebut penukar kalor sensible, sedangkan jika terjadi perubahan fasa pada fluida kerja maka disebut penukar kalor laten.

Alat penukar kalor dapat diklasifikasikan dengan kriteria yang berbeda-beda. Dasar klasifikasi yang biasa digunakan pada alat penukar kalor adalah

berdasarkan proses perpindahan kalor, mekanisme perpindahan kalor, jumlah fluida, susunan aliran, rasio luas permukaan perpindahan kalor, dan tipe konstruksinya



**Gambar 2.2** Klasifikasi alat penukar kalor menurut proses transfer

#### II.1.1.1. Klasifikasi menurut proses transfer

##### *Alat Penukar Kalor Indirect-Contact*

Pada penukar kalor ini, aliran fluida terpisahkan satu sama lain dan panas dipindahkan terus-menerus melalui dinding pemisah secara transient. Jadi, tidak ada kontak langsung sama sekali antara fluida yang berinteraksi secara thermal. Tipe penukar kalor seperti ini juga dikenal sebagai alat penukar kalor permukaan, dapat diklasifikasikan lebih jauh menjadi tipe direct-transfer, storage, dan *fluidized-bed*.

##### a) Alat Penukar Kalor *Direct-Transfer*

Panas pada penukar kalor tipe ini mengalir dari fluida panas ke fluida dingin melalui dinding batas. Walaupun dibutuhkan adanya dua atau lebih fluida secara bersamaan, tidak ada pencampuran langsung di antara fluida-fluida tersebut karena setiap fluida mengalir pada jalannya masing-masing. Umumnya tidak ada bagian yang bergerak pada alat penukar kalor tipe ini. Penukar kalor tipe ini

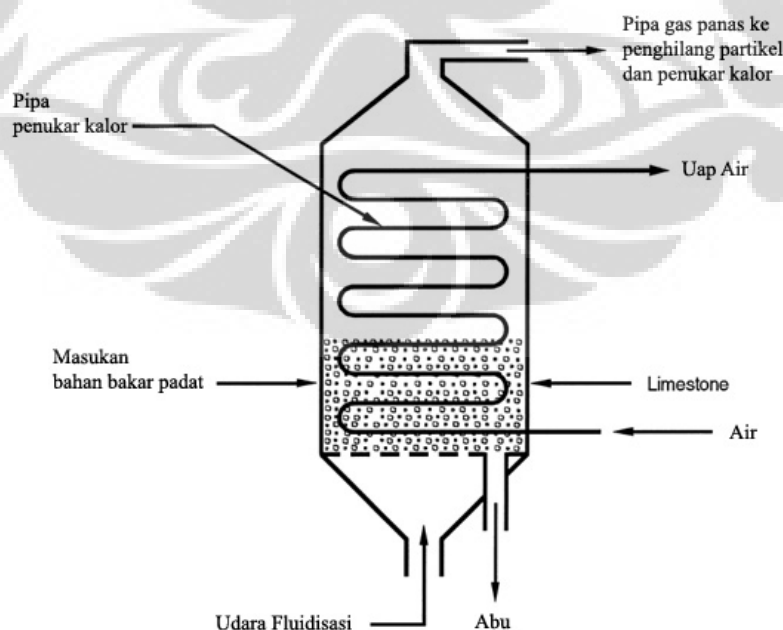
disebut alat penukar kalor recuperative, atau hanya recuperator saja. Beberapa contoh alat penukar kalor tipe direct-transfer yaitu penukar kalor tubular, plat, dan extended surface.

b) Alat Penukar Kalor *Storage*

Kedua fluida pada alat penukar kalor tipe ini mengalir melalui jalan yang sama secara bergantian, dan karena itu pertukaran kalor terjadi sebentar-sebentar. Permukaan perpindahan kalor (atau jalur aliran) umumnya terdiri dari sel-sel dan dirujuk sebagai matrix, atau berupa material solid berpori atau bersifat permeable, dikenal dengan packed bed. Ketika gas panas mengalir melewati permukaan perpindahan panas, energi thermal dari gas panas disimpan dalam dinding matrix, serta dengan begitu gas panas didinginkan selama periode pemanasan matrix. Ketika berikutnya gas dingin mengalir melalui jalur yang sama, dinding matrix melepas energi thermal, yang diserap oleh gas dingin. Jadi, panas tidak mengalir melalui dinding secara kontinu seperti pada penukar kalor tipe *direct-transfer* (recuperator), tetapi energi thermal yang dilibatkan secara bergantian disimpan dan dilepaskan oleh dinding matrix. Alat penukar kalor tipe storage ini juga dikenal sebagai alat penukar kalor regenerative atau regenerator. Untuk dioperasikan terus-menerus dalam jangkauan temperatur tertentu, maka gasnya, headernya, atau matrixnya di-switch secara periodik (misalnya dengan diputar). Waktu aktual dari gas panas untuk melewati matrix dingin regenerator disebut periode panas atau hot blow, dan waktu untuk gas dingin mengalir melalui matrix panas regenerator disebut periode dingin atau cold blow. Agar operasi berhasil, gas panas dan dingin tidak diperlukan untuk memiliki waktu periode yang sama. Disini akan terdapat kebocoran yang tidak bisa dicegah dari fluida yang terperangkap ketika terjadi penggantian fluida (switch). Selain itu jika terdapat perbedaan tekanan di antara fluida panas dan dingin maka akan terdapat kebocoran tekanan dari fluida tekanan tinggi ke fluida tekanan rendah. Karena kebocoran-kebocoran tersebut tak dapat dihindarkan maka regenerator hanya digunakan secara eksklusif untuk perpindahan kalor dan massa dari gas ke gas dengan kalor sensibel.

c) Alat Penukar Kalor *Fluidized-Bed*

Pada penukar kalor *fluidized-bed*, satu sisi dari penukar kalor dua fluida diletakkan di dalam lapisan material solid halus, misalnya tabung-tabung dalam lapisan pasir atau partikel batu-bara. Jika kecepatan fluida ke atas pada sisi lapisan butiran rendah, partikel solid akan tetap tidak bergerak dan fluida mengalir melalui sisi-sisi kosong dari lapisan. Bila kecepatan ke atas fluida tersebut tinggi, partikel solid akan terbawa oleh fluida itu. Pada nilai kecepatan yang tepat, gaya drag ke atas lebih tinggi sedikit dari berat partikel di lapisan. Hasilnya, partikel-partikel solid akan melayang dengan kenaikan volume lapisan, serta lapisan tersebut akan berlaku seperti cairan. Karakteristik ini dikenal sebagai kondisi terfluidisasi dari lapisan butiran. Pada keadaan ini, penurunan tekanan fluida melalui lapisan hampir selalu konstan, tidak tergantung kecepatan aliran, dan pencampuran dari partikel solid mulai terjadi. Hal ini mengakibatkan temperatur uniform di lapisan butiran (gas dan partikel) dengan konduktivitas thermal yang pasti untuk partikel solid yaitu *infinity*. Koefisien perpindahan kalor yang sangat tinggi dicapai pada sisi terfluidisasi dibandingkan dengan aliran fluida yang bebas partikel. Reaksi kimia biasa terjadi pada sisi yang terfluidisasi di banyak aplikasi proses, dan pembakaran terjadi pada *fluidized bed* batu-bara. Aplikasi umum dari penukar kalor *fluidized-bed* adalah pengeringan, pencampuran, adsorpsi, reaktor, pembakaran batu-bara, dan pengambilan kalor sisa.



**Gambar 2.3** Perpindahan Kalor *Fluidized-bed*

## 2. Alat Penukar Kalor *Direct-Contact*

Pada penukar kalor *direct-contact*, dua aliran fluida bertemu dan mengalami kontak, bertukaran panas, dan kemudian dipisahkan. Aplikasi uraum dari penukar kalor tipe ini melibatkan perpindahan massa disamping perpindahan panas, seperti pada pendinginan evaporatif; aplikasi yang melibatkan hanya kalor sensible adalah jarang. Enthalpy perubahan fasa pada penukar panas tipe ini biasanya menyatakan sejumlah bagian besar dari energi total yang ditransfer. Perubahan fase umumnya meningkatkan laju perpindahan panas. Dibandingkan dengan recuperator dan regenerator yang bersifat *indirect-contact*, penukar kalor *direct-contact*, (1) dapat mencapai laju perpindahan kalor yang sangat besar, (2) konstruksi penukar kalor ini relatif tidak mahal, dan (3) masalah fouling biasanya tidak ada, dikarenakan hilangnya permukaan perpindahan kalor antara dua fluida. Namun, penerapan dibatasi pada kasus dimana kontak langsung antara dua fluida dimungkinkan.

### a) Alat Penukar Kalor Fluida *Immiscible*

Pada tipe ini, dua fluida yang tak dapat bercampur dibawa secara bersamaan dan mengalami kontak langsung. Fluida ini bisa dalam keadaan satu fasa atau juga dapat melibatkan adanya kondensasi atau evaporasi. Kondensasi dari uap organik dan uap minyak dengan air atau udara adalah contoh yang umum.

### b) Alat Penukar Kalor *Gas-Liquid*

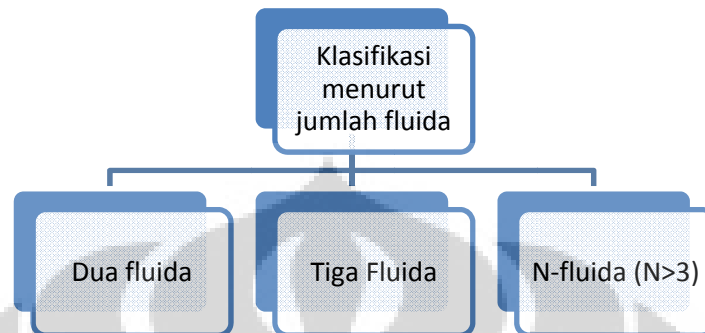
Di tipe ini, satu fluidanya adalah gas (umumnya udara) dan yang lainnya adalah cairan dengan tekanan rendah (biasanya air) yang kemudian dapat dipisahkan menuju jalur masing-masing setelah terjadinya pertukaran energi. Pada pendinginan cairan atau pelembaban gas (udara), cairan menguap sebagian dan uap tersebut terbawa oleh gas. Pada alat penukar kalor ini, lebih dari 90% transfer energi dilakukan dengan perpindahan massa (evaporasi zat cair), dan perpindahan kalor konveksi hanya berperan kecil. Menara pendingin air dengan aliran udara paksa atau bebas adalah aplikasi yang paling umum. Aplikasi lainnya meliputi *air-conditioning spray chamber*, *spray drier*, *spray tower*, dan *spray pond*.

### c) Alat Penukar Kalor *Liquid-Vapor*

Pada tipe ini uap air (*steam*) biasanya dikondensasikan oleh air pendingin sebagian atau semuanya, atau air dipanasi oleh uap air sisa melalui kontak



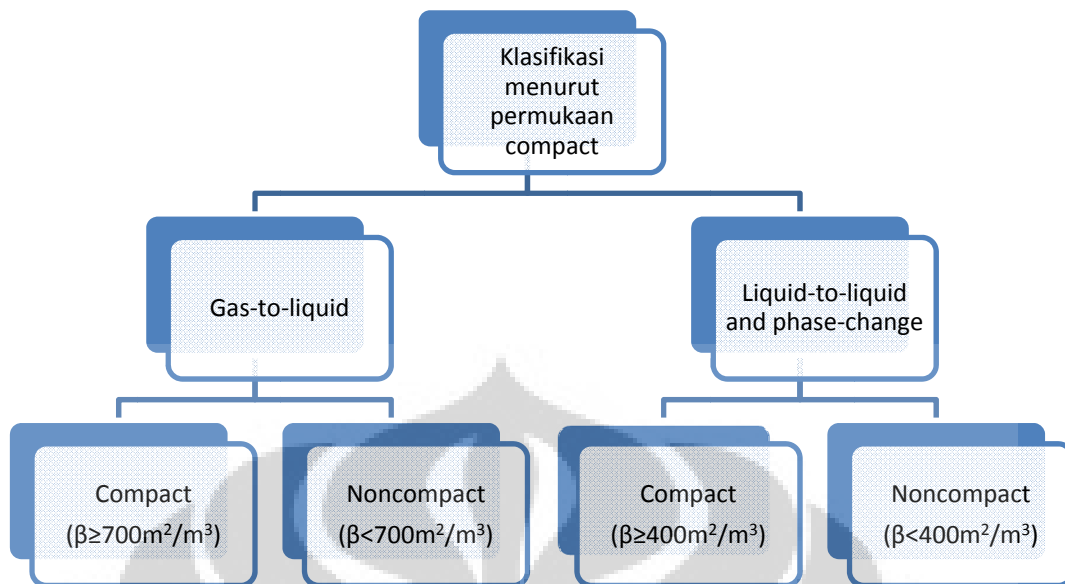
langsung di penukar kalor. Arus keluaran dari penukar kalor berupa steam sisa tak terkondensasikan dan air panas. Contoh umumnya berupa *desuperheater* dan *open feedwater heater* pada plant pembangkit daya.



**Gambar 2.4** Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Jumlah Fluida

#### II.1.1.2. Klasifikasi Menurut Jumlah Fluida

Kebanyakan proses pemanasan, pendinginan, pemulihan panas, dan pembuangan panas melibatkan perpindahan panas antara dua fluida. Jadi, alat penukar kalor dua fluida adalah yang paling umum. Alat penukar kalor tiga fluida banyak digunakan pada proses cryogenic dan beberapa proses kimia (contoh: sistem penyaringan udara, unit pemisah helium-udara, pemurnian dan pencairan hidrogen, sintesis gas ammonia). Alat penukar kalor dengan fluida sebanyak 12 aliran telah digunakan pada beberapa aplikasi proses kimia. Teori desain dari alat penukar kalor tiga sampai multfluid lebih kompleks perhitungannya.



**Gambar 2.5** Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Permukaan *Compact*

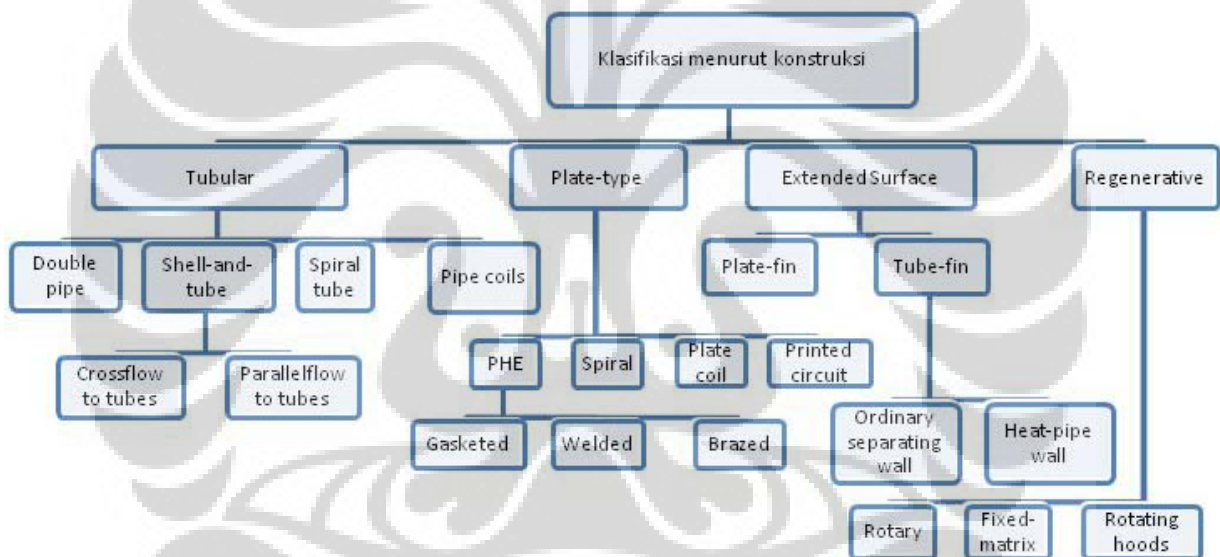
### II.1.1.3. Klasifikasi Menurut Permukaan Compact

Dibandingkan dengan penukar kalor *shell and tube*, penukar kalor *compact* dicirikan dengan besarnya luas permukaan perpindahan panas per satuan volume penukar kalor, sehingga menyebabkan penyusutan ruang volume yang dipakai, berat, struktur penopang, biaya dan kebutuhan energi, serta penyempurnaan desain proses dan kondisi-kondisi *layout plant* dan proses.

Penukar kalor gas-cairan dikatakan *compact* bila memiliki permukaan perpindahan kalor dengan kerapatan lebih dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  atau memiliki diameter hidrolis  $D_h \leq 6 \text{ mm}$  bila beroperasi pada aliran gas dan lebih dari  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  untuk pengoperasian di sekitar cairan atau aliran dengan perubahan fasa. Alat penukar kalor aliran laminar (alat penukar kalor meso) mempunyai kerapatan luas permukaan lebih dari  $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  atau  $100 \mu\text{m} < D_h < 1 \text{ mm}$ . Istilah penukar kalor mikro digunakan bila kerapatan luas permukaan lebih besar dari  $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  atau  $1 \mu\text{m} < D_h < 100 \mu\text{m}$ .

Alat penukar kalor dengan fluida cairan/dua fasa dikatakan *compact* bila kerapatan luas permukaannya lebih dari  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Sebaliknya, pada penukar kalor *shell and tube* untuk industri proses biasa memiliki kerapatan luas permukaan kurang dari  $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$  pada salah satu sisi fluidanya dengan pipa polos. Alat penukar kalor plat biasa mempunyai koefisien perpindahan kalor  $h$

pada satu sisi fluida atau koefisien perpindahan kalor total  $U$  rata-rata dua kali lebih besar dari *shell and tube* untuk aplikasi air ke air. Alat penukar kalor *compact* tidak selalu berarti berukuran kecil dan bermassa kecil. Namun bagaimanapun juga, bila tidak mencakup permukaan dengan kerapatan luas permukaan yang besar, pasti alat penukar kalor itu berukuran lebih besar dan lebih berat. *Plate-fin*, *tube-fin*, dan regenerator rotari adalah beberapa contoh penukar kalor *compact* untuk aliran gas pada satu atau kedua sisi fluidanya, dan penukar kalor plate yang di-gasket, di-welded, di-brazed dan penukar kalor *printed circuit* adalah contoh-contoh penukar kalor *compact* untuk cairan. Susunan aliran dasar dari penukar kalor *compact* dua fluida adalah *single-pass crossflow*, *counterflow*, dan *multipass cross-counterflow*.



**Gambar 2.6** Klasifikasi Alat Penukar Kalor Menurut Konstruksi

#### II.1.1.4. Klasifikasi menurut Konstruksi

Alat penukar kalor seringkali dicirikan oleh konstruksinya. Empat tipe konstruksi yang paling umum yaitu *tubular*, *plat*, *extended surface*, dan regenerator. Penukar kalor dengan tipe konstruksi yang lain pun ada, misalnya *scraped surface exchanger*, pemanas tanki, *cooler cartridge exchanger*, dan lain-lain. Beberapa

yang tersebut tadi dapat dimasukkan ke dalam jenis tubular, tetapi mereka memiliki keunikan yang berbeda dibandingkan penukar kalor tubular konvensional.

Penggunaan metoda e-NTU dan LMTD untuk tipe tubular, plat, dan *extended surface* adalah identik, tetapi dalam proses perancangannya pengaruh dari faktor-faktor berikut harus diperhitungkan: kebocoran dan bypass aliran pada shell-and-tube, pengaruh akibat beberapa plat pada penukar kalor plat, dan efisiensi *fin* pada penukar kalor *extended-surface*. Demikian pula halnya dengan regenerator, metode s-NTU harus disesuaikan dengan memperhitungkan kapasitas kalor matrix pada regenerator.

### 1. Alat Penukar Kalor Tubular

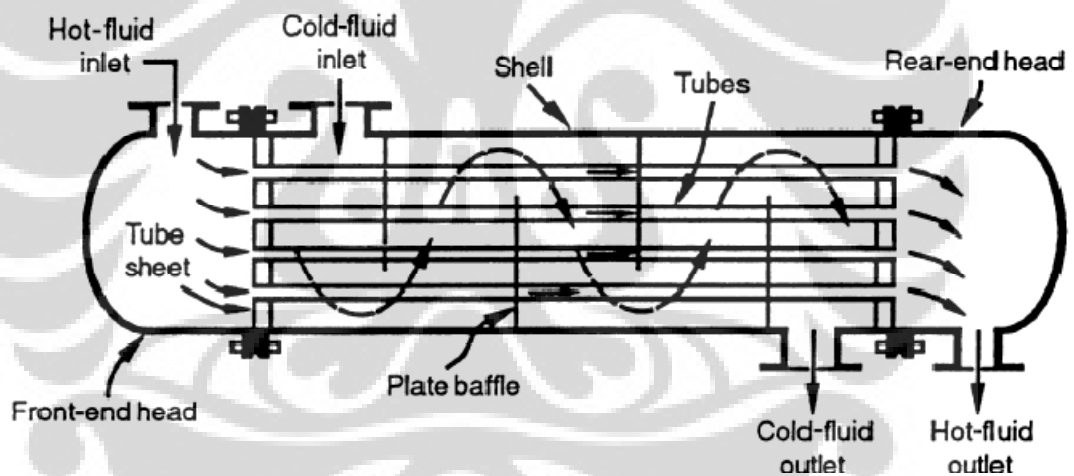
Penukar kalor tipe ini umumnya dibuat dari pipa bulat. Penukar kalor tubular dapat didesain untuk tekanan tinggi relatif terhadap lingkungan dan perbedaan tekanan yang tinggi di antara fluidanya. Penukar kalor tubular digunakan terutama untuk aplikasi perpindahan panas liquid-liquid dan liquid-dua fasa (kondensasi atau evaporasi). Mereka digunakan dalam aplikasi perpindahan panas gas-liquid dan gas-gas terutama bila temperatur dan/atau tekanan operasi sangat tinggi dan faktor fouling merupakan masalah besar pada setidaknya satu sisi fluidanya serta tidak ada penukar kalor tipe lainnya yang dapat dipakai. Penukar kalor jenis ini diklasifikasikan menjadi penukar kalor *shell-and-tube*, *double-pipe*, dan spiral. Mereka semua merupakan penukar kalor permukaan primer kecuali untuk penukar kalor yang menyertakan fin di luar/dalam pipa-pipanya.

#### a) Alat Penukar-Kalor Shell-and-Tube

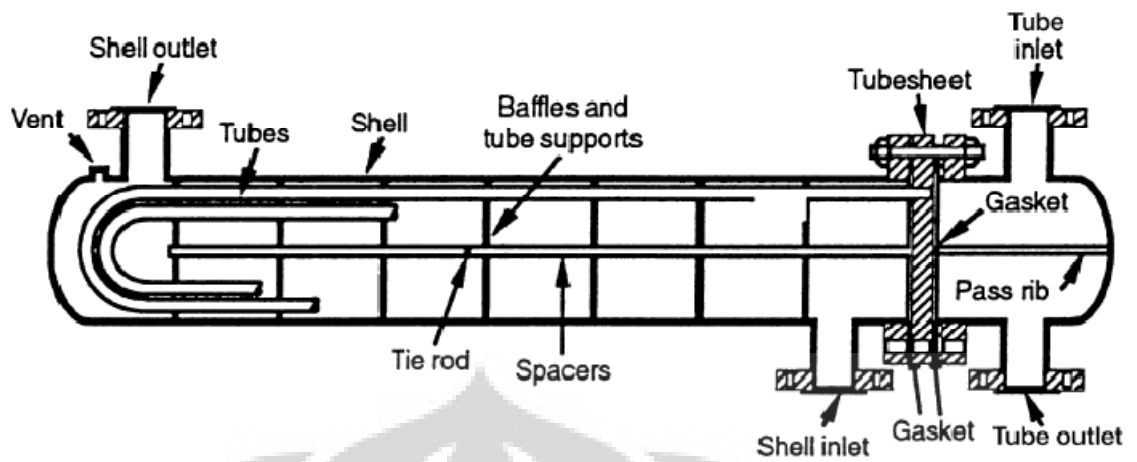
Penukar kalor ini umumnya terdiri dari sekumpulan pipa-pipa bulat yang dimasukkan ke dalam selubung bulat dengan sumbu pipa paralel terhadap sumbu selubung. Satu fluida mengalir di sisi pipa, fluida lainnya mengalir di sekeliling pipa. Komponen-komponen utama dari penukar kalor ini yaitu pipa-pipa (*tube bundle*), selubung (*shell*), kepala depan (*front-end head*), kepala belakang (*rear-end head*), *baffle*, dan *tubesheet*.

Berbagai macam konstruksi internal yang berbeda dipakai pada penukar kalor *shell-and-tube*, tergantung pada perpindahan panas yang dibutuhkan, performa penurunan tekanan dan metode yang digunakan untuk mengurangi tegangan thermal, mencegah kebocoran, mempermudah pembersihan, menjaga

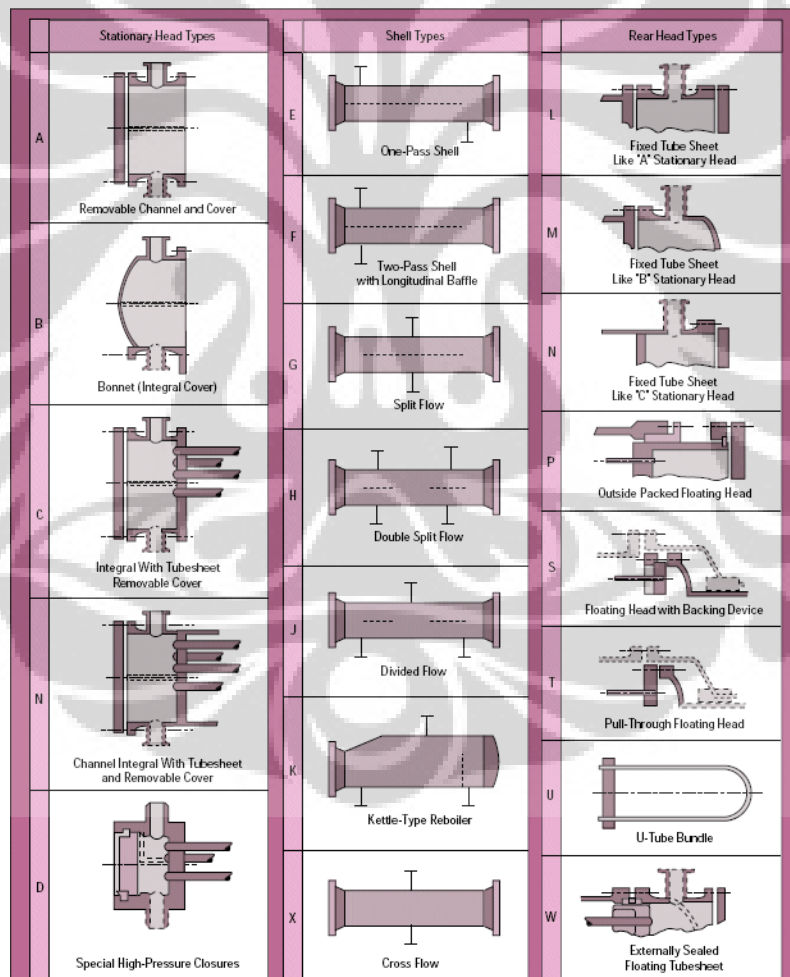
temperatur dan tekanan operasi, mengontrol korosi, mengakomodasi aliran yang sangat asimetris, dan lain-lain. Alat penukar kalor *shell-and-tube* diklasifikasikan sesuai dengan standar-standar yang banyak digunakan seperti standar TEMA [5] (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), DIN, dan ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) bagian *boiler* dan *pressure vessel codes*. TEMA telah mengembangkan suatu sistem notasi untuk menamai tipe umum *shell-and-tube*. Pada sistem ini setiap penukar kalor dinamai dengan kombinasi tiga huruf, huruf pertama menunjukkan tipe *front-end head*, yang kedua menunjukkan tipe *shell*, dan yang ketiga menunjukkan tipe *rear-end head*. Perlu diperhatikan lebih lanjut bahwa terdapat tipe *shell-and-tube* lain yang bersifat spesial yang tersedia secara komersial dengan tipe *front-end head* dan *rear-end head* berbeda dari standar TEMA, sehingga tidak dapat diidentifikasi dengan penamaan huruf dari TEMA. Contoh penamaan shell and tube dapat dilihat pada gambar 2.7 di bawah ini.



**Gambar 2.7** Contoh penamaan shell and tube BEM



Gambar 2.8 Contoh penamaan shell and tube BEU



Gambar 2.9 Alat Penukar Kalor shell-and-tube. Front- dan rear-end head

(Sumber: TEMA,1999)

### b) Alat Penukar Kalor *Double-Pipe*

Penukar kalor ini biasanya terdiri dari dua pipa konsentris dengan pipa dalamnya polos atau ditambahkan sirip. Satu fluida mengalir pada pipa dalam dan fluida satunya lagi mengalir pada annulus di antara dua pipa secara *counterflow* untuk mendapatkan performa tertinggi ideal untuk luas permukaan yang diberikan. Namun apabila suatu aplikasi memerlukan keadaan temperatur yang hampir konstan sepanjang dinding, fluida tersebut dapat dialirkan secara paralel. Alat ini mungkin saja merupakan penukar kalor paling sederhana.

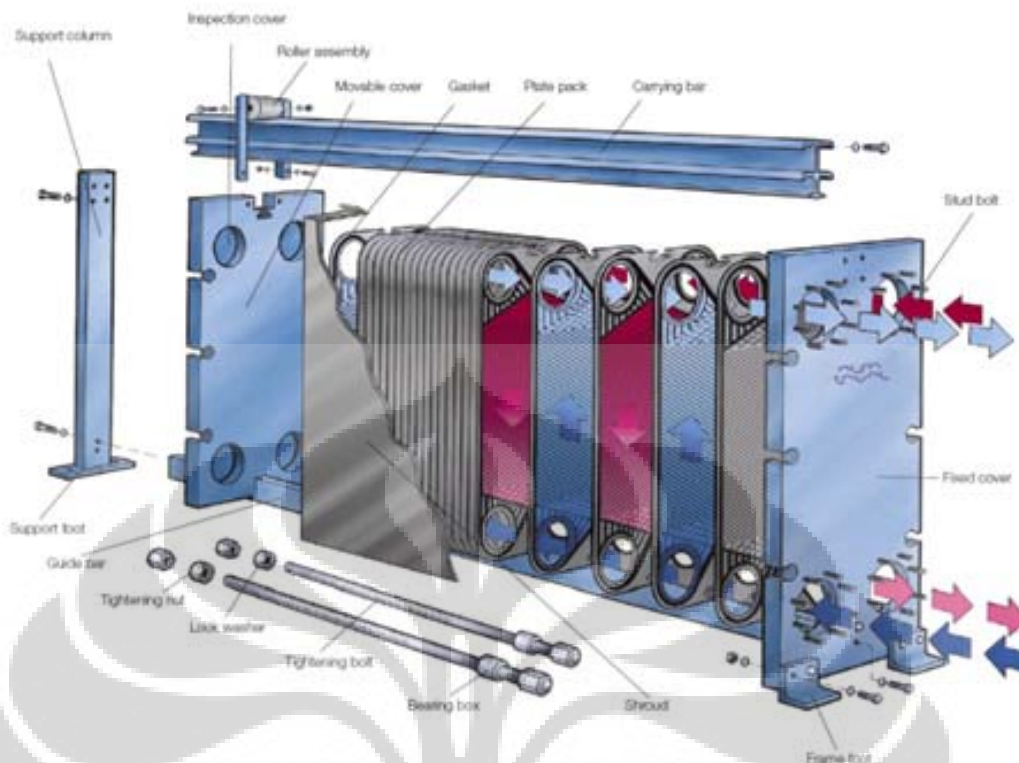
### c) Alat Penukar Kalor Pipa Spiral

Alat penukar kalor ini terdiri dari satu atau lebih pipa coil yang dibentuk spiral dan dimasukkan pada shell. Laju perpindahan panas pada pipa spiral lebih tinggi dari pipa lurus. Selain itu sejumlah besar permukaan dapat diakomodasikan pada ruangan yang tersedia dengan membuat pipa spiral. Masalah pemuaiian thermal tidak perlu dikhawatirkan, namun pembersihan hampir tidak mungkin dilakukan.

## 2. Alat Penukar Kalor Plat

Alat penukar kalor tipe plat biasanya terdiri dari plat-plat tipis. Plat-plat tersebut berkontur polos namun bisa juga terdapat semacam korugasi atau cerukan bergelombang. Umumnya, penukar kalor ini tak dapat menangani tekanan, temperatur, atau perbedaan tekanan dan perbedaan temperatur yang sangat tinggi. Penukar kalor plat (PHE) dapat dibedakan sebagai PHE gasket, welded, atau brazed, tergantung pada tingkat anti-bocor yang diperlukan. PHE jenis lainnya berupa plat spiral, lamella, dan plate coil.

Penukar kalor plat (PHE) adalah penukar kalor yang terdiri dari plat-plat tipis yang disusun secara paralel. Fluida mengalir melalui celah-celah yang terbentuk diantara 2 buah plat, sehingga tidak ada pencampuran antara fluida panas dan fluida dingin). Pemilihan jenis PHE yang akan digunakan disesuaikan dengan kondisi operasi PHE tersebut.



**Gambar 2.10** Konstruksi PHE dan arah aliran fluidanya

(Sumber: of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)

Beberapa keunggulan PHE dibandingkan penukar kalor lainnya adalah:

- Perpindahan kalor yang tinggi  
Aliran fluida pada plat-plat adalah turbulen. Turbulensi akan meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi ( $h$ ) sehingga perpindahan kalor akan lebih maksimal
- Efektivitas yang tinggi  
Efektivitas PHE berkisar antara 0,9 - 0,95, lebih tinggi dibandingkan *shell & tube* ( $\epsilon \leq 0,9$ , single pass), *double pipe* ( $\epsilon \leq 0,9$ ), atau penukar kalor lainnya
- $\Delta T$  fluida yang rendah  
PHE dapat memberikan perbedaan temperatur yang sangat kecil pada keluaran kedua fluidanya yang dimana kondisi ini tidak dapat dicapai dengan penukar kalor lain.



- Dimensi yang kompak  
PHE merupakan penukar kalor yang dapat memindahkan kalor terbanyak dibandingkan penukar kalor lainnya untuk dimensi yang sama

- *Maintainability* yang baik

Proses *maintenance* PHE sangat mudah dibandingkan dengan *shell & tube*. Pada PHE cukup membuka sambungan antar plat dan mengganti *gasket* untuk melakukan *maintenance*, jauh lebih singkat dibandingkan dengan *shell & tube* dimana harus membuka banyak baut dan sambungan lain. Proses *maintenance* hanya dilakukan pada *gasketed* PHE. Pada *welded/brazed* PHE, tidak dapat dilakukan *maintenance* karena PHE tidak dapat dibuka

Selain keunggulan-keunggulannya, PHE juga memiliki beberapa kelemahan yang membatasi aplikasinya seperti:

- Tekanan operasi maksimum yang rendah

Tekanan kerja maksimum PHE adalah 25 bar, jauh lebih kecil dibandingkan dengan *shell & tube* (>300 bar). PHE tersusun dari plat-plat tipis yang tidak terlalu kuat dibandingkan dengan plat besi tebal pada *shell & tube*. Faktor lain yang membatasi tekanan kerja PHE adalah *gasket* yang digunakan. Kebanyakan *gasket* tidak dapat menahan tekanan tinggi

- Temperatur operasi yang tidak terlalu tinggi

Faktor utama yang membatasi temperatur kerja PHE adalah material *gasket* yang digunakan. Untuk memilih *gasket*, harus dicocokkan dengan temperatur fluida kerjanya

- Debit aliran fluida yang terbatas

Inlet & outlet pada PHE sangat kecil dibandingkan dengan inlet pada *shell & tube*. Inlet & outlet yang kecil ini membatasi debit fluida yang dapat mengalir keluar/masuk PHE.

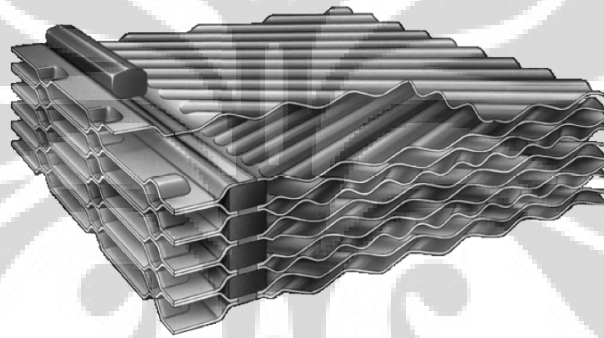
- Mudah mengalami kebocoran

Kebocoran pada PHE sering terjadi jika digunakan pada tekanan & temperatur yang terlalu tinggi, atau saat fluida kerja yang digunakan tidak cocok dengan *gasket* yang digunakan

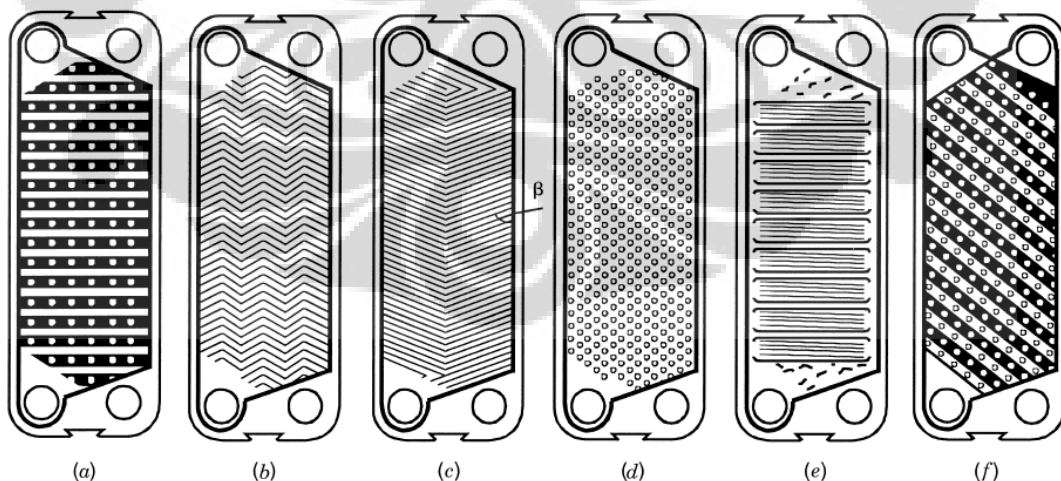
- Pilihan fluida kerja yang terbatas

Fluida kerja yang digunakan harus disesuaikan dengan material *gasket* yang digunakan. Kebanyakan *gasket* tidak cocok digunakan untuk pelarut organik (hidrokarbon). Material yang sering digunakan untuk *gasket* adalah *neoprene*, *viton*, *hypalon*, dan *nitrile rubber*. Fluida kerja yang digunakan juga harus bersih dari kotoran. Kotoran yang terbawa fluida dapat menyumbat celah-celah fluida yang ukurannya sangat kecil.

Permukaan plat PHE memiliki korugasi-korugasi. Korugasi ini sengaja dibuat untuk menambah luas permukaan perpindahan kalor dan menimbulkan turbulensi pada fluida kerjanya. Selain itu korugasi juga berfungsi sebagai penguat dari PHE. Ada berbagai macam pola korugasi yang digunakan pada PHE seperti pada gambar 2.12., namun yang paling banyak digunakan adalah jenis *chevron*.



**Gambar 2.11** Penampang *welded* PHE



**Gambar 2.12** Pola-pola korugasi pada permukaan plat PHE: (a) *washboard*, (b) *zigzag*, (c) *chevron*, (d) *protrusions & depressions*, (e) *washboard* dengan korugasi kedua, (f) *oblique washboard* [3]

Pada korugasi jenis *chevron*, besarnya sudut yang dibentuk dinyatakan dengan *chevron angle* ( $\beta$ ). *Chevron angle* yang banyak digunakan berkisar antara  $25^{\circ}$ - $65^{\circ}$ . Plat dengan *chevron angle* kecil (*high- $\theta$* ,  $25^{\circ} \leq \beta \leq 30^{\circ}$ ) akan mengalami perpindahan kalor yang besar dan disertai dengan *pressure drop* yang besar. Sebaliknya plat dengan *chevron angle* besar (*low- $\theta$* ,  $60^{\circ} \leq \beta \leq 65^{\circ}$ ) akan mengalami perpindahan panas yang lebih kecil dan *pressure drop* yang tidak terlalu besar.

Seperti sudah disebutkan diatas, korugasi akan menambah luas permukaan plat, khususnya panjang efektif sebenarnya dari plat. Pertambahan panjang ini akan sangat tergantung pada kedalaman dan *pitch* dari korugasi. Pertambahan panjang dari plat ditunjukkan dengan parameter faktor perpanjangan (*enlargement factor*),  $\Phi$ . Faktor perpanjangan merupakan rasio antara *developed length* dan *projected length*. Nilai  $\Phi$  berkisar antara 1,1 sampai 1,25. Pada umumnya faktor perpanjangan diasumsikan pada 1,17<sup>1</sup>[7]. Nilai  $\Phi$  juga menyatakan rasio luas efektif plat aktual ( $A_1$ ) dengan luas plat terproyeksi ( $A_{1p}$ )

$$\Phi = \frac{\text{developed length}}{\text{projected length}} = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (2.1)$$

Dimana nilai  $A_{1p}$  dihitung dari:

$$A_{1p} = L_p \times L_w \quad (2.2)$$

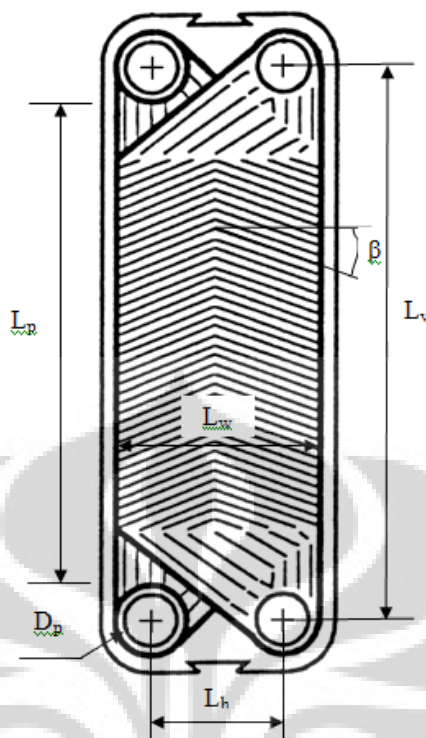
dan nilai  $L_p$  dan  $L_w$  didapat dari:

$$L_p = L_v - D_p \quad (2.3)$$

$$L_w = L_h + D_p \quad (2.4)$$

Simbol	Arti
$D_p$	Diameter <i>port</i>
$L_v$	Jarak vertikal antar <i>port</i>
$L_p$	Panjang efektif plat
$L_w$	Lebar efektif plat
$L_h$	Jarak horizontal antar <i>port</i>
$\beta$	<i>Chevron angle</i>

<sup>1</sup> E.A.D. Saunders, Heat Exchangers – Selection, Design, and Construction (New York:John Wiley & Sons, 1988), hal. 365



**Gambar 2.13** Penampang PHE dan parameter-parameternya

Parameter lain yang menjelaskan tentang PHE adalah *Mean Flow Channel Gap* dan *Channel Flow Area*. *Mean Flow Channel Gap* ( $b$ ) menyatakan jarak rata-rata celah pada PHE yang dapat dialiri oleh fluida.

$$b = (p - t) \quad (2.5)$$

dimana  $p$  = *pitch* plat, dan  $t$  = ketebalan plat

*Channel Flow Area* ( $A_x$ ) menyatakan luas permukaan masing-masing celah yang akan dialiri oleh fluida kerja.

$$A_x = b \times L_w \quad (2.6)$$

dimana  $L_w$  adalah lebar efektif plat

Untuk perhitungan bilangan Reynolds, digunakan diameter hidrolis untuk menyatakan diameter permukaan yang bukan berbentuk bulat yang dilalui oleh fluida. Pada PHE, diameter hidrolis dinyatakan dengan *Channel Equivalent Diameter* ( $D_e$ )

$$D_e = \frac{4(\text{channel flow area})}{\text{wetted area}} = \frac{4A_c}{P_w} \quad (2.7)$$

dengan  $P_w = 2(b + L_w\Phi)$ , maka:

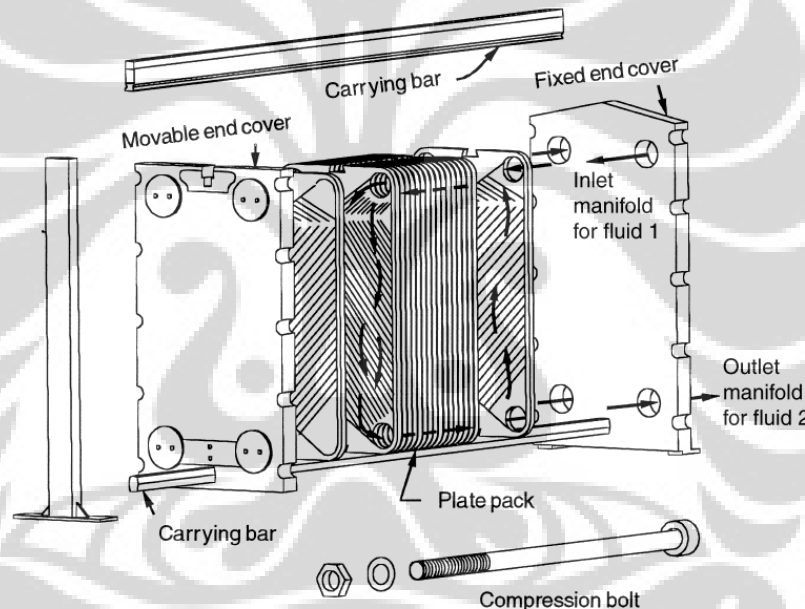
$$D_e = \frac{4(b \times L_w)}{2(b + L_w\Phi)} \quad (2.8)$$

karena pada kebanyakan plat, nilai  $b$  sangat kecil dibandingkan  $L_w$ , maka:

$$D_e = \frac{2b}{\phi} \quad (2.9)$$

a) Alat Penukar Kalor Plat Gasket

PHE *plate-and-frame* atau gasket terdiri dari sejumlah plat logam persegi panjang tipis disegel pada sekelilingnya oleh gasket dan disatukan dalam satu frame. Frame yang dimaksud biasanya mempunyai cover ujung tetap dengan jalur-jalur penghubung dan sebuah cover ujung mampu gerak. Pada frame tersebut plat-plat dijaga posisinya dari atas oleh *upper carrying bar* dan dari bawah oleh *bottom carrying bar*. Untuk itu setiap plat diberi bentukan pada bagian tengah sisi atas dan bawahnya. Satu unit plat dan cover ujung tetap dan mampu geraknya direkatkan dengan baut yang panjang, sehingga gasket tertekan dan menyegel aliran fluida.



**Gambar 2.14** Alat Penukar kalor plat gasket

(Sumber: of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)

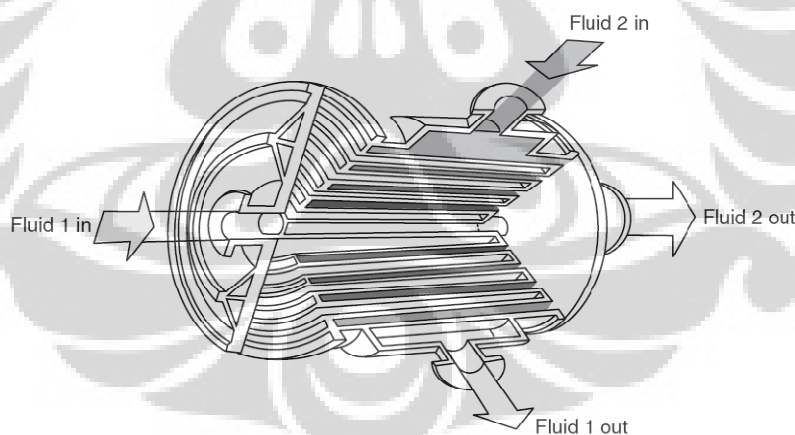
b) Alat Penukar Kalor Plat *Welded*

Salah satu pembatasan dari PHE gasket adalah akibat dari keberadaan gasket itu sendiri, yang membatasi mereka terhadap jenis fluida tertentu dan membatasi temperatur dan tekanan kerja. Untuk mengatasi masalah ini telah muncul rancangan PHE dengan lasan pada sisi plat-platnya. Untuk mengurangi biaya efektif pengelasan, ukuran plat untuk penukar kalor ini biasanya lebih besar

daripada untuk PHE gasket. Kelemahan dari tipe ini adalah hilangnya fleksibilitas pembongkaran karena pengelasan. Pengelasan laser dilakukan di sekeliling tepi plat, dimana normalnya gasket berada. Pengelasan pada kedua sisi menghasilkan batasan yang lebih tinggi untuk temperatur dan tekanan kerja dan memungkinkan penggunaan fluida korosif yang cocok dengan material plat.

#### c) Alat Penukar Kalor Plat Spiral

Sebuah penukar kalor plat spiral terdiri dari dua lembaran logam relative panjang, dibungkus secara helical untuk membentuk sepasang saluran spiral untuk dua fluida. Setiap fluida memiliki sebuah jalur panjang disusun dalam satu paket compact. Untuk menyempurnakan alat penukar kalor ini, penutup dipasang pada tiap ujung. Logam apa pun yang dapat dibentuk dingin dan dapat dilas bisa digunakan untuk penukar kalor ini. Logam yang umum digunakan antara lain baja karbon dan baja antikorosi. Logam lainnya yaitu titanium, *Hastelloy*, *Incoloy*, dan paduan logam kaya nikel. Elemen spiral dasar disegel dengan cara dilas pada setiap sisi saluran atau dengan memasang gasket pada tiap ujung penutup. Seluruh rakitan dimasukkan ke dalam sebuah selubung silindris ditutup oleh penutup bulat datar atau konis.



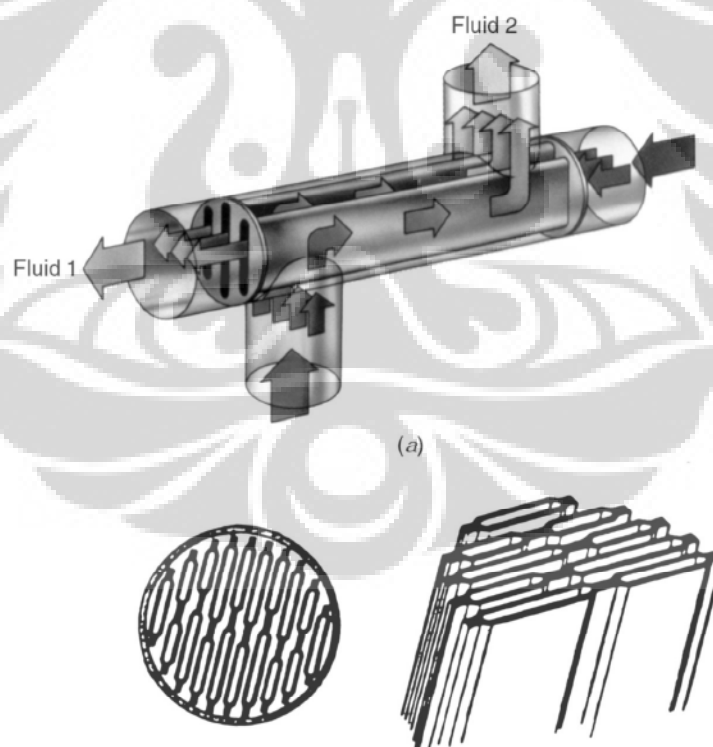
**Gambar 2.15** Alat penukar kalor plat spiral dengan dua fluida spiral counterflow

(Sumber: of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)

#### d) Alat Penukar Kalor Lamella

Penukar kalor lamella terdiri dari pipa selubung luar yang di dalamnya terdapat sekumpulan elemen perpindahan panas. Elemen tersebut, dikenal dengan sebutan lamella, adalah pipa-pipa datar. Bukan dalam dari lamella berkisar di

antara 3 sampai 10 mm dan ketebalan dindingnya berkisar antara 1,5 sampai 2 mm. Lamella ditumpuk dekat-dekat untuk membentuk saluran sempit. Pada penukar kalor kecil lebar lamella meningkat dari sisi selubung ke tengah selubung agar memaksimalkan semua ruang yang tersedia. Pada penukar kalor yang lebih besar lamella terdiri dari dua atau lebih pipa datar untuk menjaga tekanan kerja. Baffle tidak digunakan di sini. Satu fluida mengalir di dalam pipa lamella dan fluida lainnya mengalir longitudinal pada celah antara lamella tanpa baffle di sisi shell. Penukar kalor ini adalah *single pass*, dan biasanya alirannya *counter/low*. Koefisien perpindahan panas yang tinggi biasanya diperoleh karena diameter hidrolis yang kecil dan tidak adanya kebocoran atau arus bypass seperti pada *shell-and-tube* konvensional. Unit lamella besar dapat mempunyai permukaan dengan luas sampai 1000 m<sup>2</sup>. Penukar kalor lamella memiliki berat kurang dari penukar kalor *shell-and-tube* dengan bobot kerja yang sama. Penukar kalor ini digunakan untuk pengambilan kalor pada industri kertas, industri proses kimia, dan aplikasi industri lainnya bersaing dengan penukar kalor *shell-and-tube*.

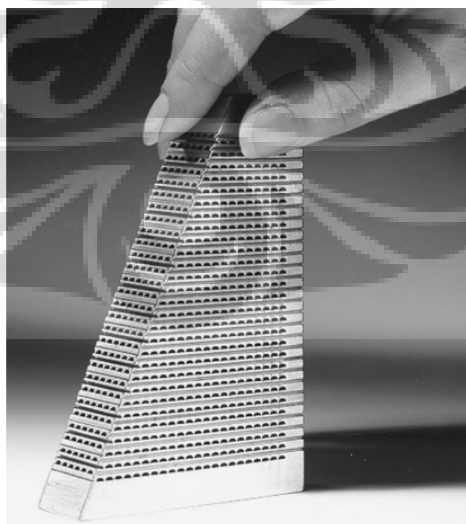


**Gambar 2.16** (a) Alat penukar kalor lamella;  
(b) irisan penampang penukar kalor lamella; (c) lamella.

(Sumber: of Alfa Laval Thermal, Inc., Lund, Sweden.)

e) Alat Penukar Kalor *Printed-Circuit* (PCHE)

Penukar kalor ini hanya bisa memiliki permukaan primer seperti pada PHE. Jalur-jalur halus dibuat pada plat dengan teknik yang sama yang digunakan untuk membuat PCB. Untuk dua aliran fluida, terdapat pola *etching* yang berbeda untuk menciptakan aliran *counter/low*, *crossflow*, atau *multipass cross-counterflow*. Lajuan yang banyak dan arus fluida yang banyak dapat dibuat pada satu blok plat. Beberapa blok disatukan dengan cara las untuk aplikasi beban kalor besar. Kerapatan luas permukaan yang tinggi, 650 sampai 1300 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>, dapat diperoleh untuk tekanan kerja 50 sampai 10 MPa dan temperatur kerja 150 sampai 800°C. Berbagai macam material termasuk baja antikorosi, titanium, tembaga, nikel, dan paduan nikel dapat dipakai. Alat ini telah digunakan dan sukses dengan fluida gas, cairan, dan perubahan fasa yang relatif bersih pada aplikasi industri proses kimia, pengolahan bahan bakar, pengambilan kalor sisa, energi dan daya, refrigerasi, dan pemisahan udara. Mereka digunakan secara ekstensif pada platform minyak *offshore* sebagai pendingin kompresor, pendingin gas, pada proses cryogenic untuk menghilangkan gas mulia, dan lain-lain. Karena mempunyai saluran berukuran kecil, penurunan tekanan dapat menjadi hambatan bagi aplikasi dengan tekanan rendah dan sedang. Namun bagaimanapun juga, keuntungan terbesar dari penukar kalor ini adalah tekanan kerja yang tinggi, fleksibel dalam hal desain, dan efektifitas yang tinggi.



**Gambar 2.17** Alat penukar kalor printed-circuit (PCHE)

(Sumber: Heatric Division of Meggitt(UK) Ltd., Dorset, UK.)

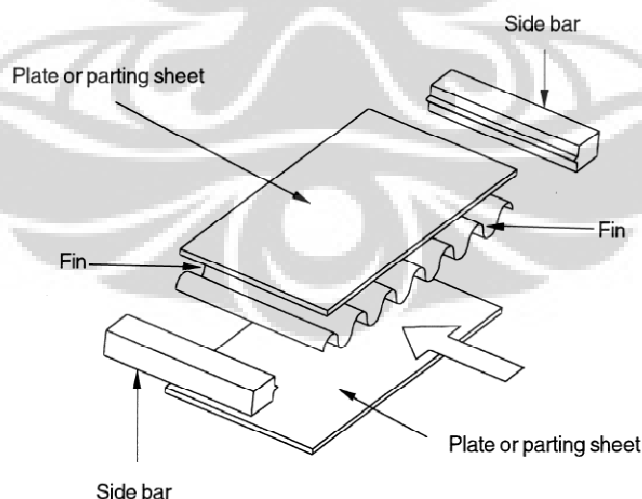


### 3. Alat Penukar Kalor *Extended Surface*

Penukar kalor *tubular* dan plat semuanya adalah penukar kalor dengan permukaan primer, kecuali pada *shell-and-tube* dengan pipa *low-fin*. Efektifitas terbaik dari penukar kalor ini biasanya 60% atau kurang, dan kerapatan luas permukaan perpindahan panasnya biasanya kurang dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Pada beberapa aplikasi, efektifitas penukar kalor yang sangat tinggi sangat diperlukan, dan volume serta massa unit dibatasi sehingga penukar kalor yang lebih compact permukaannya merupakan keharusan. Hal ini menyebabkan munculnya kebutuhan akan luas permukaan perpindahan panas yang besar. Salah satu metode yang paling uraum untuk meningkatkan luas permukaan dan kerapatan penukar kalor adalah dengan menambahkan fin dengan kerapatan setinggi-tingginya sesuai dengan kebutuhan desain. Penukar kalor ini menjadi penukar kalor *extended surface*.

#### a) Alat Penukar Kalor *Plate-Fin*

Penukar kalor tipe ini memiliki fin bergelombang atau pemisah yang diletakkan selang-seling di antara plat-plat. Bila fluida cairan atau berubah fasa mengalir pada sisi lainnya, lembaran pemisahannya biasanya digantikan oleh pipa datar. Penukar kalor *plate-fin* telah diproduksi sejak 1910 oleh industri automotif[3], sejak tahun 1940 oleh industri kapal terbang, dan pada aplikasi pencairan gas sejak tahun 1950.

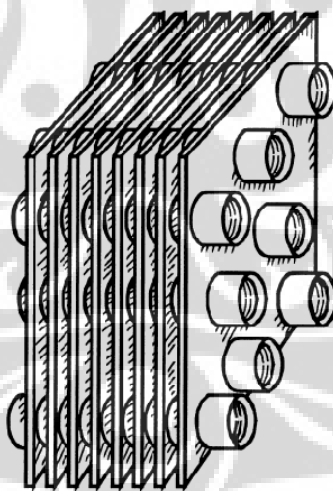


**Gambar 2.18** Komponen dasar alat penukar kalor plate-fin

(Sumber: Shah and Webb, 1983).

#### b) Alat Penukar Kalor *Tube-Fin*

Alat penukar kalor ini dapat dibedakan menjadi *tube-fin* konvensional dan *tube-fin* spesial. Pada *tube-fin* konvensional, perpindahan panas antara dua fluida terjadi secara konduksi melalui dinding pipa. Namun pada penukar kalor *heat pipe* (*tube-fin* tipe spesial), pipa dengan kedua ujungnya ditutup berlaku sebagai dinding pemisah, dan perpindahan panas antara fluida terjadi melalui dinding pemisah ini secara konduksi, dan evaporasi dan kondensasi dari fluida di pipa pemanas. Penukar kalor *tube-fin* digunakan bila pada satu fluida tekanan atau koefisien perpindahan panasnya lebih tinggi dari fluida satunya lagi. Akibatnya penukar kalor ini digunakan secara ekstensif pada aplikasi refrigerasi dan air conditioning sebagai kondenser dan evaporator, kondenser di pembangkit tenaga listrik, pendingin minyak di pembangkit daya, dan sebagai penukar kalor *air-cooled* pada industri proses dan daya. Penukar kalor *heat pipe* (*heat pipe heat exchanger*, HPHE) umumnya dipakai pada aplikasi perpindahan panas gas ke gas. Mereka digunakan terutama untuk aplikasi pengambilan kalor sisa pada banyak industri.



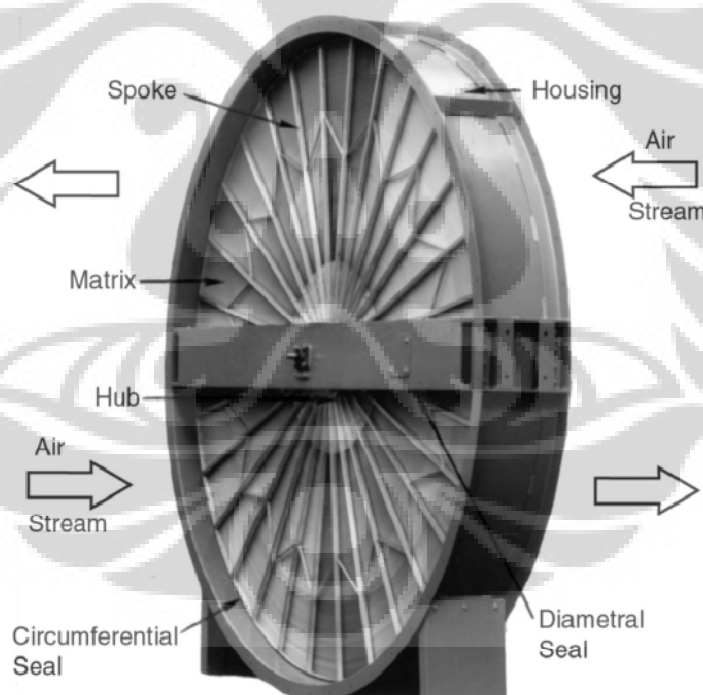
**Gambar 2.19** Alat penukar kalor tube-fin

#### 4. Regenerator

Regenerator adalah alat penukar kalor tipe *storage*. Permukaan atau elemen perpindahan panasnya biasanya dikenal dengan matrix regenerator. Untuk bekerja secara kontinu maka matrix harus digerakkan ke dalam dan keluar aliran fluida gas

seperti pada regenerasi rotari atau aliran gas dilarikan masuk keluar katup-katup menuju dan melewati matrix yang tetap yaitu pada regenerasi *fixed* matrix.

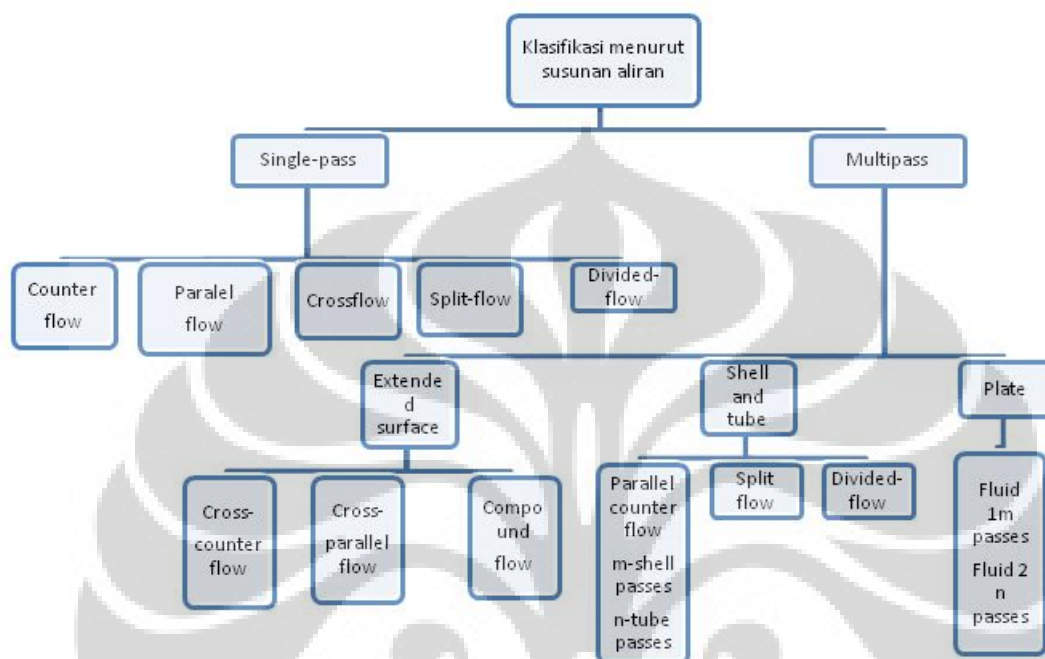
Keuntungan utama dari regenerasi adalah sebagai berikut. Permukaan yang lebih compact daripada recuperator dapat diterapkan, sehingga mengurangi volume penukar kalor dan berarti regenerasi lebih ekonomis dibandingkan recuperator yang ekuivalen. Regenerasi dibuat dari logam, keramik, nilon, plastik dan kertas tergantung pada aplikasi. Keuntungan lainnya dari regenerasi *counter/low* dibandingkan dengan recuperator *counter/low* adalah *header* untuk aliran fluida pada regenerasi lebih sederhana. Hal ini dikarenakan kedua fluida mengalir pada seksi-seksi regenerasi yang berbeda. Permukaan yang compact dan susunan *counterflow* membuat regenerasi ideal untuk aplikasi penukar kalor gas ke gas dengan kebutuhan efektifitas thermal penukar kalor lebih dari 85%.



**Gambar 2.20** Regenerasi rotari atau *heat wheel*

Kelemahan terbesar dari regenerasi rotari adalah operan yang tak terelakkan dari fraksi kecil fluida yang terperangkap ketika matrix berganti fluida. Ketika kontaminasi fluida tidak boleh terjadi misalnya pada fluida cair,

regenerator tidak dapat digunakan. Sehingga regenerator hanya dapat dipakai pada aplikasi perpindahan panas gas ke gas terutama untuk pengambilan kalor sisa, dan tidak dapat dipakai dengan fluida cair dan fluida berubah fasa.

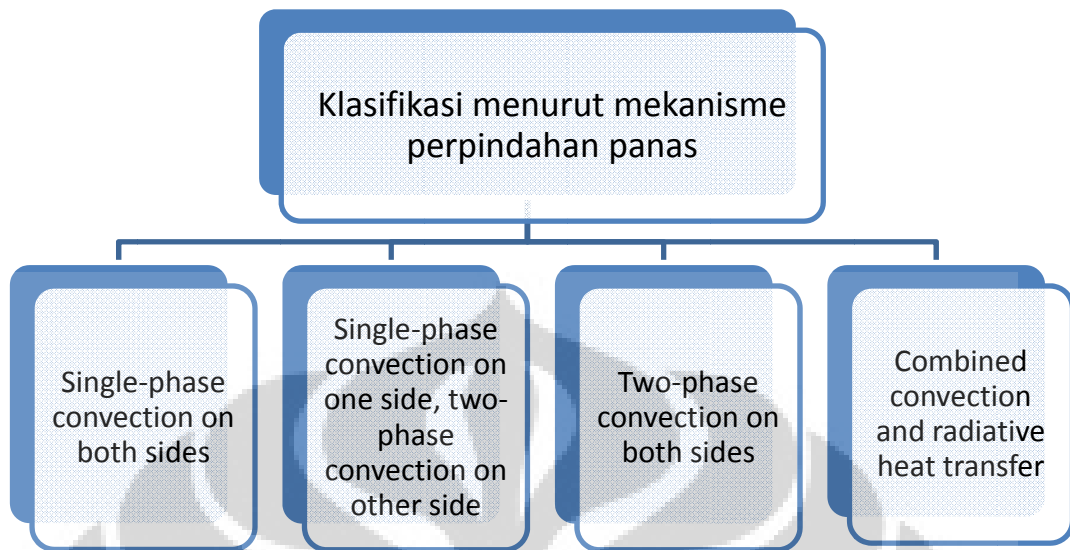


**Gambar 2.21** Klasifikasi Perpindahan kalor menurut susunan aliran

#### II.1.1.5. Klasifikasi Menurut Susunan Aliran

Susunan aliran fluida yang umum pada penukar kalor diklasifikasikan seperti pada gambar 2.21 di atas. Pemilihan jenis susunan tertentu tergantung dari efektifitas penukar kalor yang dibutuhkan, penurunan tekanan yang ada, kecepatan minimum dan maksimum yang dibolehkan, jalur aliran fluida, selubung seluruh unit, tegangan thermal yang diijinkan, level temperatur, pertimbangan pipa dan pemipaan, dan kriteria desain lainnya.

Konsep banyak laluan (*multipassing*) berlaku terpisah untuk fluida dan penukar kalor. Fluida dikatakan mengalir dalam satu laluan bila ia mengalir pada penampang penukar kalor sekali dalam satu panjang penuhnya. Setelah mengalir satu panjang penuhnya bila arah aliran dibalik dan mengalir melalui penampang yang sama atau berbeda ukuran maka bisa dikatakan kalau fluida tersebut telah melakukan laluan keduanya. Alat penukar kalor dikatakan sebuah unit satu laluan bila kedua fluidanya melakukan satu laluan pada penukar kalor tersebut.



**Gambar 2.22** Klasifikasi penukar kalor menurut mekanisme perpindahan panas

#### II.1.1.6. Klasifikasi Menurut Mekanisme Perpindahan Panas

Mekanisme dasar perpindahan panas untuk memindahkan energi thermal dari fluida pada sisi yang satu ke dinding pemisah yaitu dengan cara konveksi satu fase (paksa atau bebas), konveksi dua fase (kondensasi atau evaporasi), dan kombinasi radiasi dan konveksi.

Beberapa contoh dari setiap tipe klasifikasi diberikan sebagai berikut. Konveksi satu fasa pada kedua sisi penukar kalor dua fluida: radiator otomotif, regenerator, *economizer*, dan lain-lain. Konveksi satu fasa pada satu sisi dan konveksi dua fasa pada sisi lainnya terjadi pada penukar kalor berikut: kondenser pembangkit tenaga uap, kondenser *air-cooled*, evaporator gas atau cair, generator uap, dan lain-lain. Perpindahan kalor radiasi merupakan modus utama pada boiler pembangkit tenaga berbahan bakar fosil, generator uap, penukar kalor pembangkit tenaga batu bara, *incinerator*, dan penukar kalor pembakaran.

## II.2. Koefisien Perpindahan Kalor Total (*Overall Heat Transfer*)

Perhitungan mengenai koefisien perpindahan kalor menyeluruh diperlukan dalam menganalisa alat penukar kalor. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ini merupakan total hambatan termal antara dua fluida yang mengalami

perpindahan kalor. Perpindahan kalor yang terjadi antara dua fluida tersebut dapat dinyatakan dalam persamaan:

$$q = UA(T_h - T_c) \quad (2.10)$$

Sedangkan yang dimaksud dengan koefisien perpindahan kalor secara menyeluruh ialah  $U$  yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{A \sum R_t} \quad (2.11)$$

### II.3 $\epsilon$ -NTU

Untuk mendefinisikan suatu  $\epsilon$ -NTU[6] dari suatu heat exchanger, maka kita harus terlebih dahulu mengetahui perpindahan kalor maksimum yang terjadi (maximum possible heat transfer rate).  $q_{\max}$ . Sehingga apabila harus menentukan suhu masuk atau keluar, analisa kita harus menggunakan prosedur iterasi karena LMTD merupakan suatu fungsi logaritma. Maka akan lebih mudah jika menggunakan metode yang berdasarkan atas efektifitas penukar kalor dalam memindahkan sejumlah kalor tertentu.

#### II.3.1 Efektivitas

Efektifitas alat penukar kalor,  $\epsilon$ , didefinisikan sebagai rasio perpindahan panas aktual dengan perpindahan panas yang dapat dicapai pada penukar kalor berlawanan arah dengan panjang tidak terbatas. Kita memilih penukar kalor dengan panjang tidak terbatas karena dapat memberikan nilai perpindahan kalor yang maksimal.

Pada kasus penukar kalor tipe berlawanan (counter flow), 2 fluida memasuki penukar kalor dengan temperatur inlet (yang diketahui),  $T_{H \text{ in}}$  dan  $T_{C \text{ in}}$ . Aliran fluida panas dapat keluar dengan temperature sama dengan aliran fluida dingin masuk, atau aliran fluida dingin dapat keluar sama dengan temperature fluida panas masuk.

Salah satu kasus tersebut diatas dapat terjadi tergantung dari fluida yang memiliki koefisien kapasitas yang lebih besar.  $C_C$  atau  $C_H$ . jika  $C_C > C_H$  maka aliran fluida panas akan keluar penukar kalor dengan temperature sama dengan

temperature inlet fluida dingin, begitu pula sebaliknya. Akan lebih mudah dimengerti jika karakteristik fluida dingin maupun panas itu sama (kecuali untuk temperatur), namun laju alirannya yang sangat berbeda, sehingga koefisien kapasitasnya juga berbeda. Pikirkan apabila air dingin dalam jumlah besar melewati penukar kalor dengan cepat, temperturnya hanya akan berubah sedikit karena berada dalam penukar kalor sebentar saja. Sangat berbeda ketika air panas dengan jumlah sedikit melewati penukar kalor, fluida panas ini mempunyai waktu yang cukup lama untuk menurunkan temperturnya hingga mencapai temperature yang sama dengan fluida dinginnya (karena  $C = \dot{m}c$ , maka  $C_C \gg C_H$ ). Untuk menentukan jumlah perpindahan panas, kita harus menentukan  $C_C$  atau  $C_H$  yang lebih besar karena  $q = C_{\min}(T_{H\text{ in}} - T_{C\text{ in}})$ , dalam kasus ini  $C_{\min}$  adalah  $C$  yang lebih kecil.

Jadi dengan mendefinisikan efektivitas dengan cara ini, kita dapat menghitung nilai efektivitas dengan:

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{Cout} - T_{Cin})}{C_{\min}(T_{Hin} - T_{Cin})} = \frac{C_c(T_{Hin} - T_{Hout})}{C_{\min}(T_{Hin} - T_{Cin})} \quad (2.12)$$

Jika nilai efektivitasnya diketahui, maka kita dapat segera menghitung nilai perpindahan kalornya dengan rumus :

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{Hin} - T_{Cin}) \quad (2.13)$$

### II.3.2 Number of Transfer Unit

Metode lainnya untuk menghitung nilai efektivitas adalah dengan menggunakan Number of Transfer Unit (NTU).

Sekali lagi, kita dapat menghitung perpindahan kalor pada alat penukar kalor dengan

$$q = C_c(T_{c_{out}} - T_{c_{in}}) = C_H(T_{H_{in}} - T_{H_{out}}) = UA\overline{\Delta T} \quad (2.14)$$

Terlihat jelas dari persamaan diatas bahwa nilai  $C_C$ ,  $C_H$ , dan  $UA$  semuanya mempunyai nilai unit yang sama. Jika kita ingin mengukur “ukuran”

atau kapasitas dari alat penukar kalor, kita dapat menghitung dengan menggunakan angka tanpa dimensi. Number of Transfer Unit ditentukan dengan:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.15)$$

Persamaan diatas juga dapat mengukur kemampuan penukar kalor untuk mengubah temperature pada fluida “minimum”, yaitu fluida yang temperaturnya berubah dengan mudah.

Akan lebih menguntungkan jika kita menghubungkan nilai efektivitas dengan nilai NTU, jadi kita dapat menghitung performa dari alat penukar kalor yang dapat ditukarkan.

Seperti yang diketahui sebelumnya, nilai efektivitas dapat dihitung dengan

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{Cout} - T_{Cin})}{C_{\min}(T_{Hin} - T_{Cin})} = \frac{C_c(T_{Hin} - T_{Hout})}{C_{\min}(T_{Hin} - T_{Cin})} \quad (2.16)$$

Jika fluida dinginya adalah fluida minimum, maka persamaannya menjadi

$$\varepsilon = \frac{(T_{Cout} - T_{Cin})}{(T_{Hin} - T_{Cin})} \quad (2.17)$$

Lalu kita dapat menulis temperature yang memasuki penukar kalor dengan

$$T_{Hin} = T_{Cin} + \frac{1}{\varepsilon}(T_{Cout} - T_{Cin}) \quad (2.18)$$

Sedangkan temperature yang keluar dari penukar kalor

$$T_{Hout} = T_{Hin} + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}(T_{Cout} - T_{Cin}) \quad (2.19)$$

Jadi, untuk nilai perpindahan kalor untuk aliran berlawanan



$$q = UA \left( \frac{(T_{H_{out}} - T_{C_{in}}) - (T_{H_{in}} - T_{C_{out}})}{\ln \left( \frac{(T_{H_{out}} - T_{C_{in}})}{(T_{H_{in}} - T_{C_{out}})} \right)} \right) \quad (2.20)$$

Sehingga didapat persamaan untuk efektivitas:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[ -\frac{UA}{C_{\min}} (1 - R_C) \right]}{1 - R_C \exp \left[ -\frac{UA}{C_{\min}} (1 - R_C) \right]} \quad (2.21)$$

Dimana  $R_C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ .

Untuk aliran sejajar, didapatkan persamaan

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + R_C)]}{1 + R_C} \quad (2.22)$$

Jadi, kita dapat menghubungkan NTU dengan efektivitas  $\varepsilon$

### Term efisiensi

Efisiensi merupakan rasio dari energi berguna berbanding dengan suplai energi. Jadi, efisiensi lebih menekankan kepada “ongkos produksi” (uang, waktu, energi), dan efektivitas adalah seberapa besar suatu alat penukar kalor dapat meraih nilai pertukaran kalor maksimumnya.

Efektivitas juga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$\varepsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.23)$$

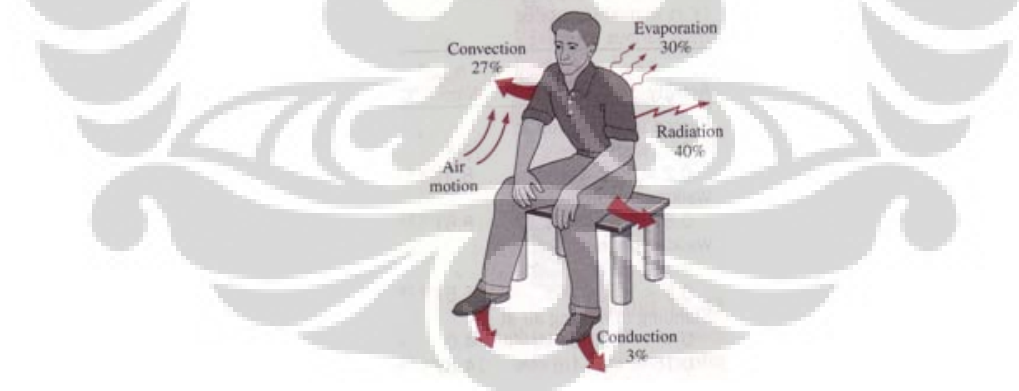
Jadi, efektifitas tidak selalu identik dengan  $\frac{(T_{H_{in}} - T_{H_{out}})}{(T_{H_{in}} - T_{C_{in}})}$ , tergantung dari

tipe fluida dan laju massa alirannya.

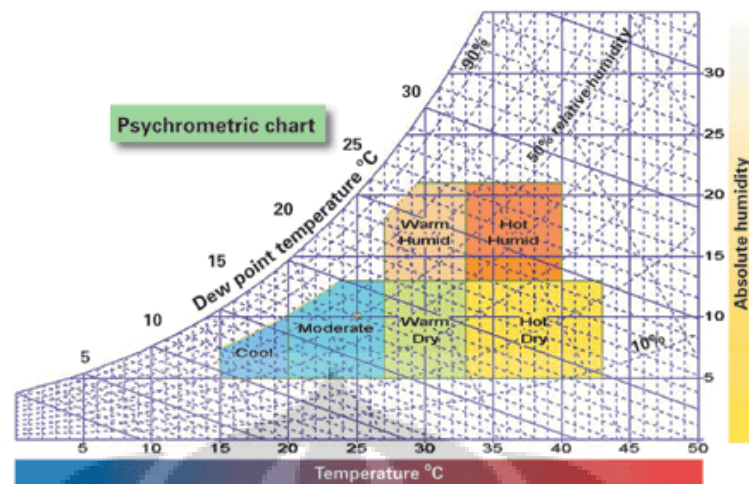
Karakteristik dari suatu alat penukar kalor dilihat dari nilai efektivitasnya, sedangkan term efisiensi tidak pernah digunakan pada alat penukar kalor (tidak seharusnya). Term efisiensi digunakan pada perhitungan pompa, boiler, turbin, dan kompresor, karena pada peralatan tersebut terdapat suplai energi untuk menjalankannya, sedangkan pada alat penukar kalor, tidak dibutuhkan suplai energi.

#### II.4. Air Conditioner

Ruangan yang didiami oleh manusia cenderung untuk meningkat suhunya. Hal ini dikarenakan manusia membuang kalor dari tubuhnya. Kalor dihasilkan dari manusia dari proses metabolisme tubuh. Kalor ini digunakan untuk melakukan aktivitasnya sehari-hari, memanaskan udara yang akan masuk ke paru-paru melalui saluran pernapasan, dll. Kelebihan kalor dari proses ini akan dikeluarkan dari tubuh manusia melalui konveksi sebanyak 27%, konduksi sebanak 3%, dan radiasi 40%, sedangkan dari penguapan keringat kira-kira sebanyak 30%. Manusia mengeluarkan kalor dari dalam tubuhnya sehingga bisa mencapai kenyamanan (*thermal comfort*) bagi dirinya. Zona kenyamanan thermal bagi manusia adalah pada temperatur 23°C dan kelembaban relatif (*relative humidity*) 50%, seperti pada gambar 2.23 [2].

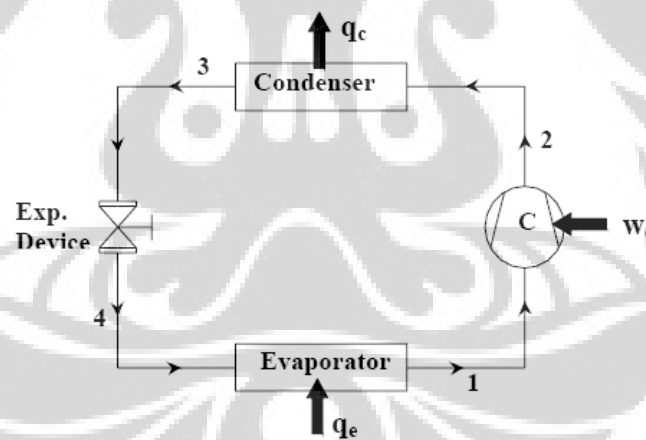


**Gambar 2.23** Mekanisme perpindahan kalor dari tubuh manusia[2]

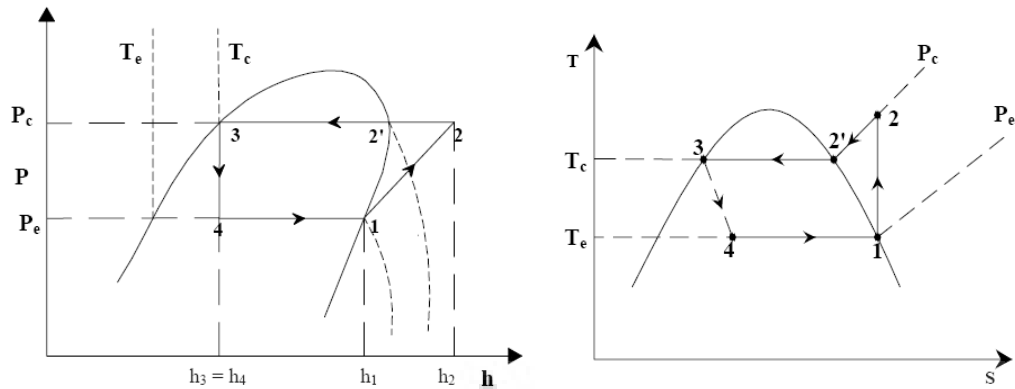


**Gambar 2.24** Zona kenyamanan thermal untuk manusia

*Air conditioner* (AC) adalah alat yang digunakan untuk mengkondisikan temperatur dan kelembaban udara pada suatu ruangan. Saat ini kegunaan AC yang utama adalah menjaga temperatur suatu suhu tetap konstan, sebagian besar untuk kenyamanan manusia. Secara umum cara kerja AC adalah memindahkan kalor dari tempat (*Reservoir Energy Thermal* / RET) bersuhu tinggi ke RET bersuhu rendah.



**Gambar 2.25** Skema sistem pendinginan (AC)



**Gambar 2.26** P-h dan T-s diagram untuk siklus ideal AC

Secara umum, sistem pendingin (termasuk AC) terdiri dari 4 komponen utama:

1. Kompresor (1-2)

Kompresor berfungsi untuk mengkompresi refrigeran sehingga refrigeran dapat berputar dalam siklus refrigerasi. Refrigeran yang masuk ke dalam kompresor (*suction line*) memiliki suhu dan tekanan yang relatif rendah, sedangkan refrigeran yang keluar dari kompresor (*discharge/hot gas line*) memiliki temperatur dan tekanan yang relatif tinggi. Jenis kompresor yang paling banyak digunakan pada AC adalah jenis *reciprocating*. Proses yang terjadi dalam kompresor ideal adalah isentropik.

$$W_{\text{kompresor}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.24)$$

$$W_{\text{kompresor}} = V \times I \quad (2.25)$$

2. Kondensor (2-3)

Kondensor adalah alat untuk melepaskan kalor yang sudah ditampung refrigeran ke lingkungan melalui proses konveksi paksa (*forced convection*). Konstruksi kondensor berupa *fin & tube heat exchanger*. Kalor yang harus dibuang di kondensor meliputi beban pendinginan (*cooling load*) dan kerja yang dilakukan oleh kompresor ( $W_c$ ). Suhu kondensasi harus lebih tinggi daripada suhu ambient sehingga panas dapat dibuang dari kondensor ke lingkungan. Refrigeran yang masuk ke dalam kondensor berfasa gas dan keluar dari refrigeran dalam fasa cair (*liquid*). Di condenser, refrigeran didinginkan 3-5°C dibawah suhu saturasinya (*subcooling*), hal ini bertujuan untuk memastikan refrigeran yang masuk ke

dalam alat ekspansi berfasa cair seluruhnya untuk keamanan alat ekspansi (alat ekspansi akan mengalami kerusakan jika refrigeran yang masuk masih ada yang berfasa gas) dan untuk memperbesar beban pendinginan yang dapat didinginkan oleh sistem (secara tidak langsung akan memperbesar COP). Proses yang terjadi dalam kondensor ideal adalah isobarik.

$$Q_{condenser} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.26)$$

### 3. Alat ekspansi (3-4)

Alat ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan dari refrigeran yang masuk. Hal ini dimaksudkan untuk menurunkan suhu refrigeran dari temperatur kondensasi ke temperatur evaporasinya sehingga dapat dicapai efek pendinginannya. Alat ekspansi yang banyak ditemui untuk AC adalah pipa kapiler (*capillary tube*) karena beban pendinginan pada AC relatif konstan. Alat ekspansi lain yang biasa ditemui dalam sistem pendinginan adalah TXV (*Thermostatic Expansion Valve*) dan EEV (*Electronic Expansion Valve*) untuk beban pendinginan yang bervariasi. Proses yang terjadi dalam alat ekspansi ideal adalah isentalpik (*throttling*).

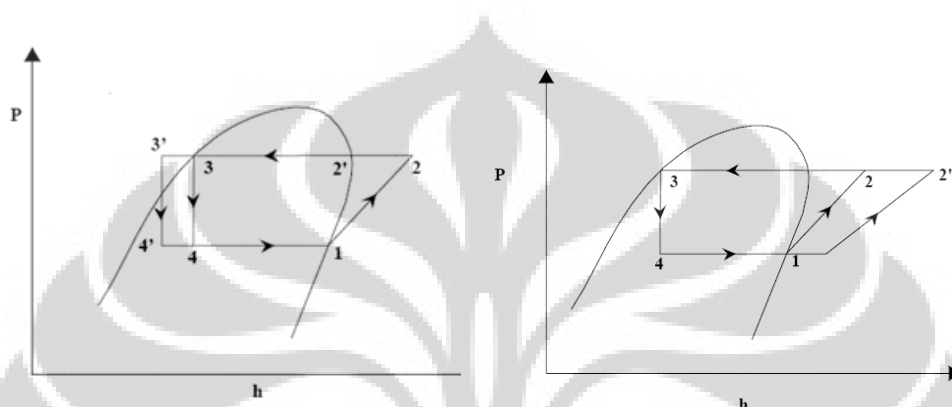
$$h_3 = h_4 \quad (2.27)$$

### 4. Evaporator (4-1)

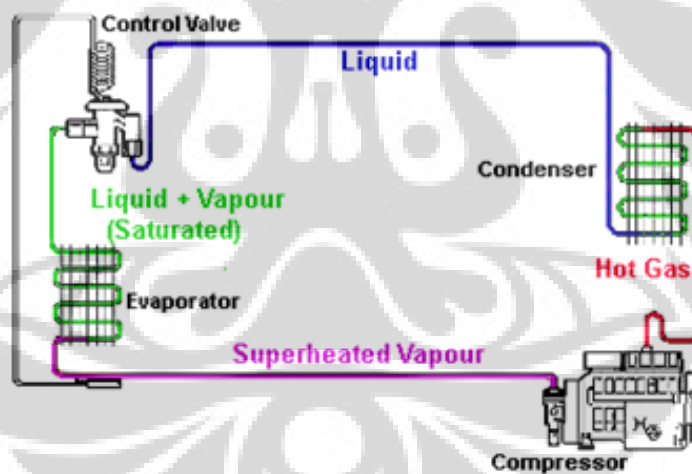
Evaporator adalah alat yang secara konstruksi hampir sama dengan kondensor. Evaporator mempunyai fungsi yang berkebalikan dengan kondensor, menyerap kalor dari lingkungan. Suhu evaporator harus lebih rendah dibandingkan suhu ruangan sehingga kalor dapat berpindah dari ruangan ke evaporator. Refrigeran yang masuk ke dalam evaporator berfasa cair, dan kalor yang diserap evaporator digunakan untuk menguapkan refrigeran sehingga refrigeran keluar evaporator dalam fasa gas. Seringkali refrigeran dipanaskan 3-5°C di atas suhu saturasinya (*superheat*) yang dimaksudkan supaya refrigeran yang keluar sudah berfasa gas seluruhnya. Hal ini untuk keamanan kompresor karena kompresor hanya bisa mengompresi refrigeran dalam fasa gas. Jika ada refrigeran yang berfasa cair masuk ke dalam kompresor dan ikut dikompresi, maka kompresor bisa mengalami kerusakan. *Superheat* juga berfungsi

memperbesar beban pendinginan yang dapat dipindahkan oleh sistem (secara tidak langsung meningkatkan COP), tetapi superheat yang berlebihan akan berdampak negatif dimana kerja yang dilakukan kompresor akan bertambah besar. Proses yang terjadi di dalam evaporator ideal adalah isobarik.

$$Q_{evaporator} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.28)$$



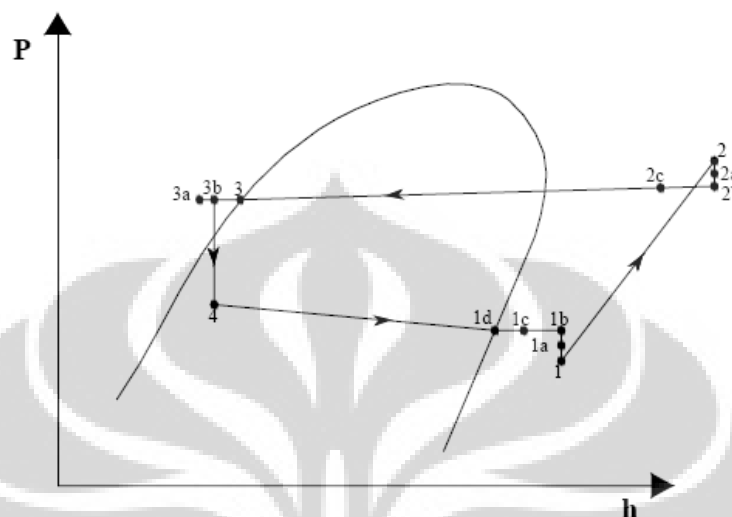
Gambar 2.27 Proses *subcool* dan *superheat* pada P-h diagram



Gambar 2.28 Fasa-fasa refrigeran dalam sistem pendinginan

Refrigeran yang mengalir dalam sistem pendinginan tidak berada dalam satu fase saja. Ketika refrigerant dikompresi menuju kondenser, refrigeran berada dalam fasa *hot gas*, kemudian, refrigeran didinginkan di dalam kondenser sehingga terkondensasi dan berubah fasa menjadi fasa liquid. Setelah sampai di pipa kapiler, refrigerant diekspansikan menuju evaporator, pada saat diekspansikan ini refrigeran berada dalam fasa campuran antara *liquid* dan *vapour*. Ketika berada

di evaporator, refrigerant menyerap kalor dari lingkungan. Kalor yang diserap itu juga menguapkan refrigeran sehingga berubah fase menjadi uap *superheated*. Perubahan fasa-fasa refrigerant dapat dilihat pada gambar 2.26.



**Gambar 2.29** Siklus refrigerasi aktual

Dalam siklus aktual pendinginan, ada deviasi terhadap siklus idealnya yang diakibatkan beberapa faktor seperti[3]:

1. Kemurnian refrigeran

Pada siklus ideal, fluida kerjanya adalah refrigeran murni, sedangkan pada kenyataannya, fluida kerja yang ada adalah refrigeran yang bercampur dengan pelumas/oli (untuk melumasi kompresor), air, dan partikel-partikel lainnya yang akan mengakibatkan deviasi dibandingkan siklus idealnya

2. Jatuh tekanan (*pressure drop*) pada evaporator (4-1d)

Evaporator memiliki konstruksi berupa *fin & tube heat exchanger*, dimana refrigeran akan berada dalam pipa yang memiliki banyak belokan (*bend*) dan putaran (*U-bend*) yang akan menyebabkan *pressure drop*

3. *Superheat* tidak berguna (*unuseful superheat*) pada suction line(1c-1b)

*Superheat* yang berguna (*useful superheat*) adalah *superheat* yang memperbesar *cooling load*. Namun karena isolasi yang kurang baik pada pipa-pipa refrigeran (*refrigerant piping*), maka terjadi kebocoran kalor dimana refrigeran pada pipa menyerap kalor dari ambient yang akan

meningkatkan temperatur dari refrigeran tanpa meningkatkan *cooling load* dari sistem

4. *Pressure drop* pada *suction line* (1b-1a)

Permukaan dalam pipa refrigeran memiliki kekasaran tertentu ( $\mu \neq 0$ ). Gesekan antara refrigeran dan permukaan pipa ini akan menyebabkan penurunan tekanan refrigeran yang keluar dibandingkan dengan tekanan yang masuk

5. *Pressure drop* pada *suction valve* (1a-1)

Refrigeran akan mengalami *pressure drop* karena bergesekan dengan permukaan katup hisap (*suction valve*) dari kompresor

6. Kompresi yang non-isentropik (1-2)

Proses isentropik berarti proses yang adiabatik dan reversibel. Proses di dalam kompresor tidak dapat dibalikkan (non-reversibel). Refrigeran juga akan mengalami kenaikan suhu akibat menyerap kalor dari kompresor (gesekan antara piston dan dinding silinder dalam kompresor akan menghasilkan panas)

7. *Pressure drop* pada *discharge valve* (2-2a)

Refrigeran akan mengalami *pressure drop* karena bergesekan dengan permukaan katup buang (*discharge valve*) dari kompresor

8. *Pressure drop* pada *discharge line* (2a-2b)

Sama seperti *suction line*, permukaan bagian dalam *discharge line* juga memiliki kekasaran yang akan mengakibatkan *pressure drop* pada refrigeran

Refrigeran yang sudah dikompresi akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan temperatur ambient. Isolasi yang kurang baik pada *piping* akan mengakibatkan kalor pada refrigeran berpindah ke ambient

9. *Pressure drop* pada kondensor (2b-3)

Sama dengan evaporator, konstruksi *fin & tube heat exchanger* pada kondensor akan mengakibatkan *pressure drop* pada refrigeran

10. Penyerapan kalor pada *liquid line* (3b-3a)

Refrigeran yang sudah mengalami *subcooling* akan memiliki suhu dibawah suhu ambient. Isolasi yang kurang baik pada *piping* akan mengakibatkan

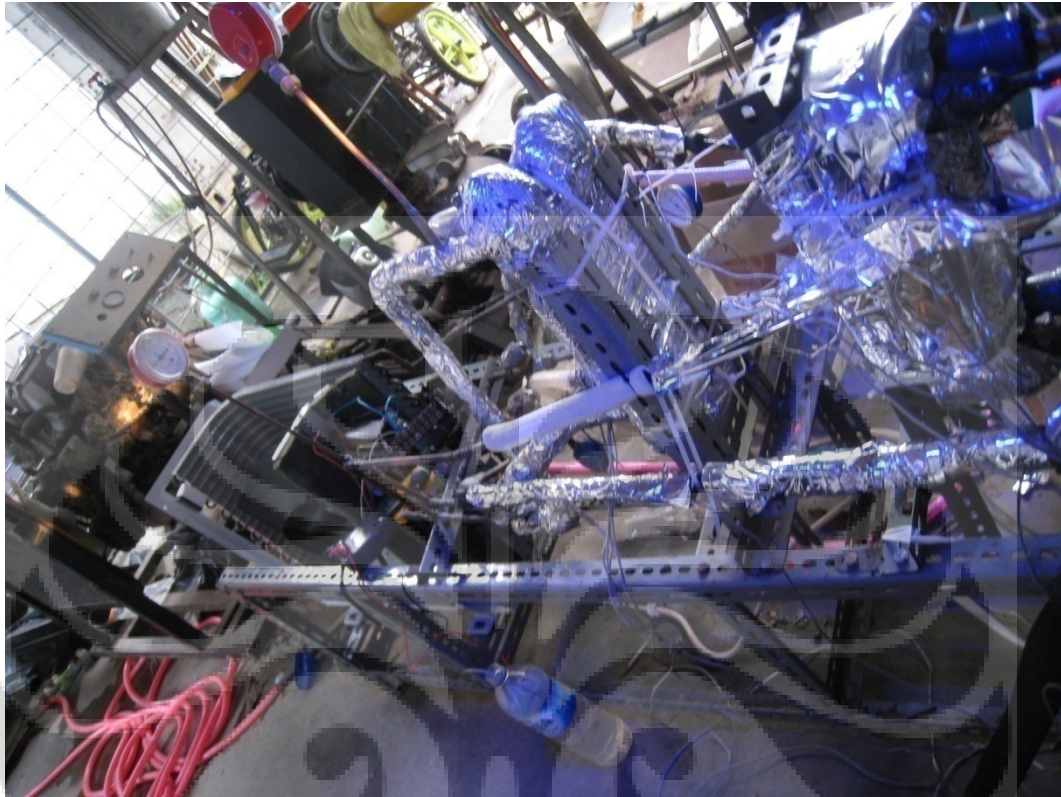


refrigeran menyerap kalor dari ambient dan mengalami kenaikan temperatur. Kenaikan suhu ini akan mengurangi *cooling load* yang dapat dipindahkan oleh sistem

Semua losses diatas akan mengurangi efisiensi dari sistem pendinginan. *Pressure drop* pada evaporator, *suction line*, dan *suction valve* akan mengakibatkan kenaikan volume spesifik dari refrigeran, rasio kompresi, dan temperatur *discharge* dari kompresor. Semua ini akan menurunkan kapasitas pendinginan AC, meningkatkan kerja yang dilakukan kompresor, dan mengurangi umur kompresor karena temperatur yang lebih tinggi. Karena *pressure drop* berdampak negatif bagi sistem, maka *pressure drop* harus dikurangi seminimal mungkin. *Pressure drop* dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti kecepatan refrigeran dan konstruksi perpipaan (sambungan, belokan, dan panjang pipa). Penyerapan kalor oleh refrigeran pada *suction line* akan mengurangi densitas refrigeran yang akan mengakibatkan dampak yang sama seperti *pressure drop*.

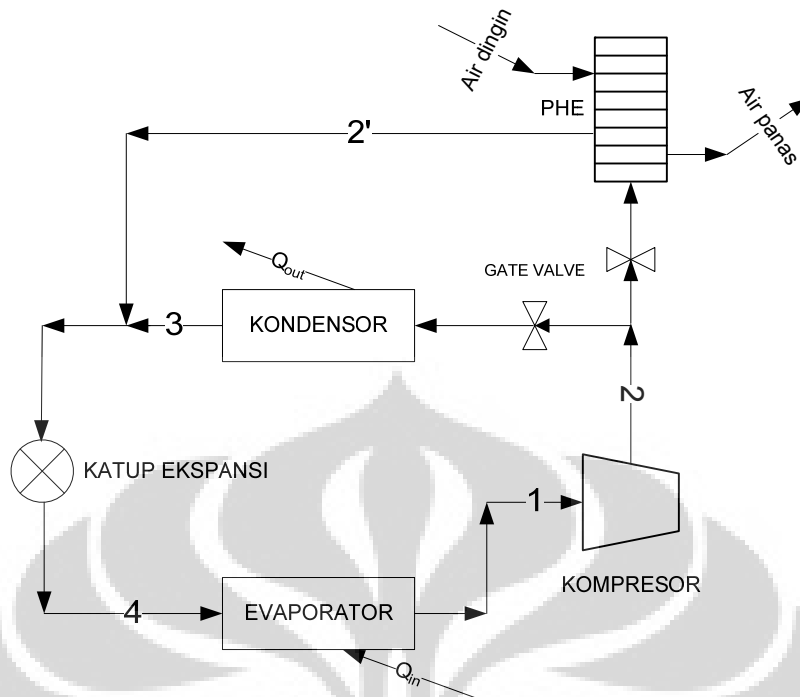
*Pressure drop* pada kondensor dan *suction line* juga akan berdampak negatif pada sistem, tetapi pengaruhnya tidak terlalu signifikan dibandingkan dengan *pressure drop* pada evaporator dan *suction line*.

### II.3. Air Conditioning Water Heater (ACWH)



**Gambar 2.30** Instalasi penelitian ACWH

ACWH adalah sistem yang mengutilisasi panas buang dari sistem pendinginan untuk memanaskan air. Sebagian kalor dari refrigeran yang sudah dikompresi oleh kompresor digunakan untuk memanaskan air dengan bantuan alat penukar kalor. Penukar kalor inilah yang sangat menentukan kinerja dari ACWH. Dibutuhkan penukar kalor yang dapat memindahkan kalor semaksimal mungkin dari refrigeran tanpa menyebabkan *pressure drop* berlebihan yang dapat mempengaruhi kinerja sistem pendinginan.



**Gambar 2.31** Prinsip kerja ACWH

Prinsip kerja ACWH adalah:

- Proses 1-2:  
Uap refrigeran dihisap kompresor kemudian ditekan sehingga tekanan dan temperatur refrigeran naik.
- Proses 2-2':  
Panas refrigeran ditransfer kepada air di dalam penukar kalor sehingga air mengalami kenaikan temperatur sedangkan refrigeran mengalami penurunan dan sebagian telah berubah fasa menjadi cairan.
- Proses 2-3:  
Refrigeran didinginkan pada kondensor seperti pada siklus pendinginan biasa
- Proses 3-4:  
Refrigeran keluaran kondensor dan penukar kalor digabungkan sebelum diekspansi. Cairan refrigeran dengan tekanan dan temperatur tinggi diekspansikan sehingga mengalami penurunan tekanan dan temperatur.
- Proses 4-1:

Refrigeran di evaporator dalam keadaan temperatur rendah sehingga dapat menyerap kalor ruangan. Cairan refrigeran menguap secara berangsur-angsur karena menerima kalor sebanyak kalor laten penguapan. Selama proses penguapan di dalam pipa terdapat campuran refrigeran fase cair dan uap. Proses ini berlangsung pada tekanan tetap sampai mencapai derajat *superheat*

Secara teoritis dengan penggunaan ACWH dapat meningkatkan jumlah kalor yang dapat dibuang yang berarti dapat menambah beban pendinginan (*cooling load*) yang dapat dipindahkan dengan kerja kompresor yang sama. Namun perlu diperhatikan jika beban pendinginan tidak ditambah, akan mengakibatkan refrigeran yang masuk ke dalam kompresor masih berada dalam kubah uap (berfasa campuran antara *liquid* dan *vapor*) sehingga dapat merusak kompresor.

Berdasarkan standar temperatur air panas untuk kepentingan mandi dan mencuci tangan, maka temperatur yang harus dicapai oleh sistem ACWH adalah 40-45<sup>0</sup>C. Sedangkan untuk kepentingan mandi, rata-rata seorang dewasa membutuhkan air 50-300L. Dengan asumsi bahwa sebuah apartemen dihuni oleh 4 orang dan setiap orangnya mandi 2 kali per hari, maka jumlah air panas yang harus disuplai sistem ACWH adalah 1200-2400 L/hari.

## BAB 3

### RANCANG BANGUN ALAT PENGUJIAN

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui karakter alat penukar kalor tipe plat (PHE) pada sistem *Air Conditioner Water Heater*. Instalasi alat penukar kalor tipe plat (PHE) ini merupakan pengembangan dari instalasi yang telah ada, perbedaannya yaitu pada jumlah plat yang digunakan. Oleh karena itu, penelitian ini sekaligus melanjutkan penelitian mengenai sistem ACWH dengan alat penukar kalor tipe plat yang telah dilakukan sebelumnya.

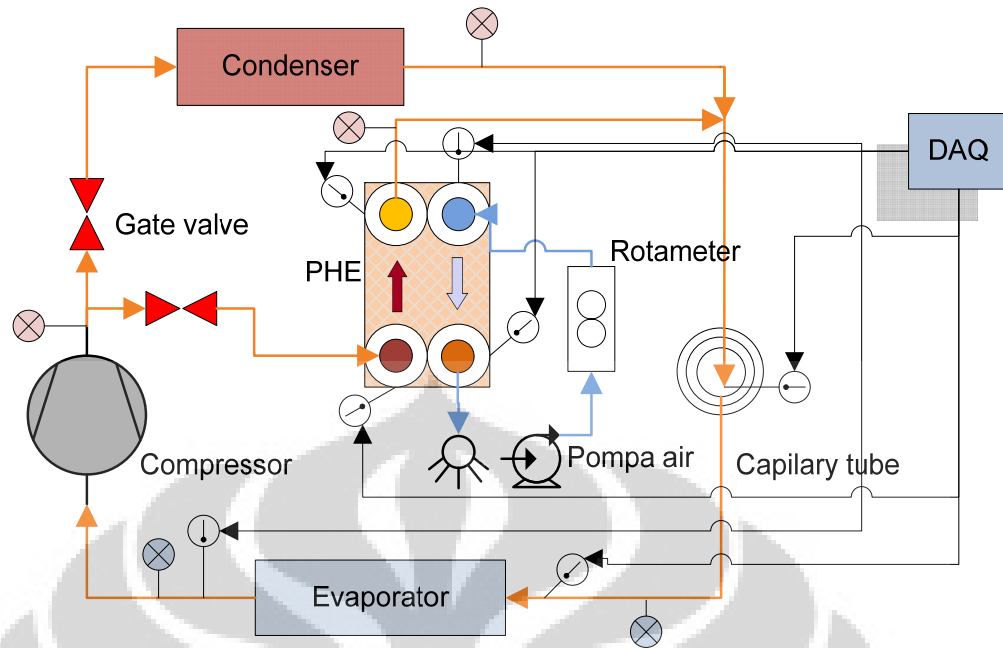
Jika pada suatu sistem terdapat perbedaan temperatur maka akan terjadi perpindahan kalor dari bagian temperature yang lebih tinggi ke bagian temperatur yang lebih rendah.

Dalam sistem ACWH, kalor berpindah antara refrigeran bertemperatur tinggi yang keluar dari kompresor dan air bertemperatur rendah yang dialirkan melalui PHE. Kalor dari refrigeran yang berpindah ke air bertemperatur rendah menyebabkan temperatur air dingin naik dan menghasilkan air panas yang pada aplikasinya nanti dapat digunakan untuk berbagai keperluan, antara lain untuk mandi dan mencuci.

#### III.1. Instalasi Alat Pengujian

Alat pengujian terdiri dari sistem AC *split* dengan aliran refrigeran dihubungkan dengan penukar kalor tipe plat dengan jumlah plat sebanyak 30 lapis. Di antara bagian pipa outlet kompresor dan pipa inlet kondensor dihubungkan dengan PHE. Dengan demikian, PHE akan dialiri aliran refrigerant dengan temperatur tinggi yang keluar dari kompresor menuju ke kondensor. Di sisi lainnya, air bertemperatur rendah dialirkan melewati PHE.

Refrigeran dari kompresor AC akan mengalir berlawanan arah dengan air di dalam alat penukar kalor tipe plat (PHE) ini. Di dalam PHE akan terjadi pertukaran kalor antara refrigeran dan air.



Gambar 3.1 Skema alat pengujian

Termokopel dipasang pada setiap titik *input* dan *output* fluida-fluida kerja. Parameter lain yang diukur dalam pengujian ini adalah laju aliran air. Alat yang digunakan adalah rotameter. Rotameter sebagai alat pengukur laju aliran air diletakkan pada jalur aliran air tepatnya di antara pompa air dan alat penukar kalor. Tekanan refrigeran diukur dengan menggunakan *pressure gauge* tipe *bourdon tube* pada beberapa titik, tekanan *discharge* kompresor (inlet PHE), tekanan keluar PHE, tekanan keluar pipa kapiler, dan tekanan *suction* kompresor.

Berdasarkan skema alat pengujian seperti gambar 3.2 diatas, termokopel digunakan untuk mengukur temperature inlet-outlet evaporator, temperatur inlet-outlet pada PHE (refrigeran maupun air), temperature sesaat sebelum pipa kapiler.

Dengan data-data temperature dan tekanan yang didapatkan, siklusnya dapat dimasukkan dalam diagram P-h. Arus listrik yang masuk kompresor diukur menggunakan *clamp meter*. Selengkapnya untuk perancangan dan instalasi alat penujian penukar kalor pada *Air Conditioner Water Heater* dapat dilihat pada skema alat pengujian.

### III.2. Komponen Alat Pengujian

Komponen yang digunakan pada instalasi alat ACWH adalah:

- Kondenser
- Kompresor
- Pipa Kapiler
- Evaporator
- PHE
- Pompa air
- *Gate valve 3/8"*
- Termokopel tipe k
- *Pressuge gauge*
- Data akuisisi

#### III.2.1. Sistem Air Conditioner



**Gambar 3.2** Bagian Evaporator dengan *Casing* Dilepas

Air Conditioner (AC) yang digunakan dalam pengujian ini adalah tipe *split* dengan daya sebesar 1 PK. Unit indoor, yang terdiri dari evaporator, dan unit outdoor, yang terdiri dari kompresor, condenser, dan pipa kapiler. Seluruh jalur pemipaan (piping) refrigeran yang ada diisolasi untuk mencegah kebocoran thermal yang dapat menurunkan performa AC.

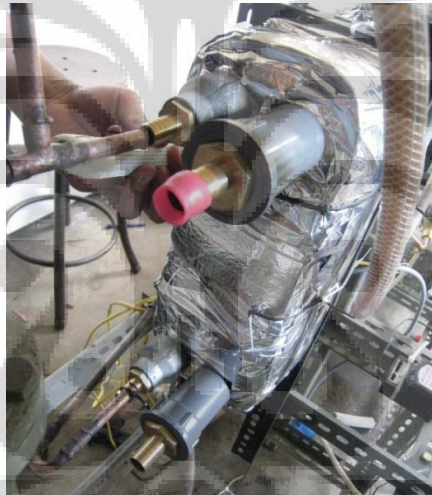
*Casing* pada *indoor unit* dibuka agar dapat menyerap kalor dari *cooling load* secara optimal. *Outdoor unit* pada percobaan kali ini menggunakan unit baru, sedangkan pada indoor unit tetap menggunakan alat yang sudah ada. Namun karena alat pengujian kali ini merupakan pengembangan dari alat sebelumnya, maka dilakukan pengelasan ulang pada setiap sambungan pipa yang sudah ada sebelumnya agar performanya tetap terjaga dengan baik. Juga dilakukan

penggantian pada beberapa bagian pipa yang kondisinya sudah tidak dalam kondisi baik.

### III.2.2. Alat Penukar Kalor

Pada penelitian ini digunakan alat penukar kalor berupa plate heat exchanger (PHE). PHE yang digunakan adalah AlfaLaval tipe CB26-30H yang merupakan *counterflow current, brazed* PHE. PHE diisolasi dengan menggunakan bahan armaflex dan dilapisi *laminated tape* sehingga tidak mengalami kontak dengan udara bebas. Hal ini dimaksudkan untuk meminimalkan kalor yang hilang dari PHE sehingga efektivitas PHE tetap tinggi. Dudukan untuk PHE terbuat dari plat siku yang dibaut.

Spesifikasi lengkap dari PHE dapat dilihat pada tabel III.1



**Gambar 3.3.** Penukar Kalor Tipe Plat yang Sudah Diisolasi

**Tabel 3.1.** Spesifikasi PHE CB26-30H

Data & Dimensi	CB26-30H
Temperatur kerja max/min	225/-160 °C
Tekanan kerja max S3-S4/S1-S2	30/30 bar
Volume per kanal	0,059 L
Flowrate max	8,1 m <sup>3</sup> /h
Tinggi	310 mm
Lebar	112 mm
Jarak sambungan per <i>port</i> vertikal	250 mm
Jarak sambungan per <i>port</i> horizontal	50 mm



(lanjutan)

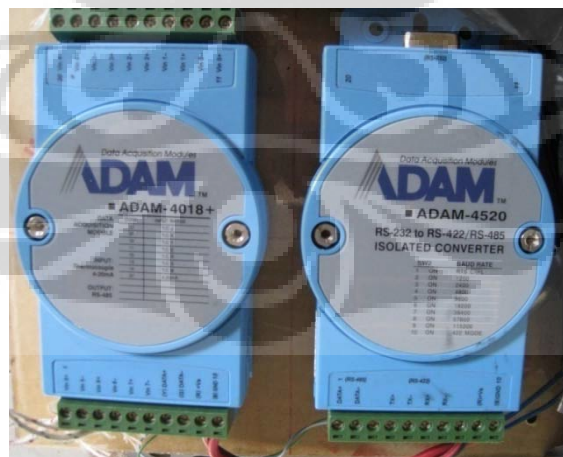
<i>Plate pack length</i>	$(n*2,4)+9$ mm
Berat kosong	$(n*0,13)+2,4$ kg
Sambungan ulir standar	1 inch
Material <i>plate</i>	AISI 316
Material sambungan	AISI 316
Material <i>brazing</i>	Tembaga

### III.2.3. Data Akusisi

Data akusisi (DAQ) yang digunakan untuk pembacaan tegangan keluaran termokopel tipe K ini adalah ADAM 4018+ dan ADAM 4520 (*converter*). Dalam penggunaannya DAQ dihubungkan dengan komputer melalui *USB port - RS 232* dan menggunakan *power supply* DC 12V. Hasil pembacaan tegangan akan terbaca pada layar komputer. DAQ ADAM 4018+ mempunyai masukan 8 kanal termokopel dengan input termokopel masing-masing sebesar 4-20 mA.

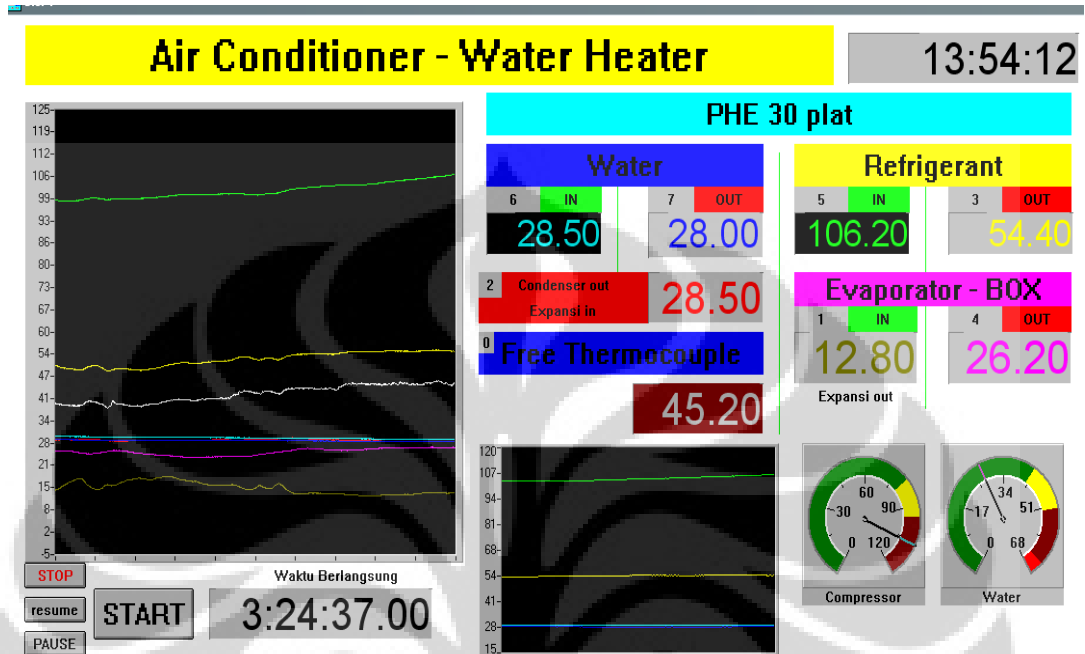
Perlu diperhatikan bahwa pembacaan pada DAQ merupakan pembacaan tegangan (voltase) keluaran termokopel, bukan pembacaan temperatur sebenarnya. Untuk itu perlu dilakukan proses kalibrasi pada termokopel untuk menyamakan tegangan keluaran termokopel dengan temperatur sesungguhnya.

Proses kalibrasi dilakukan dengan membandingkan pembacaan temperatur keluaran termokopel dengan pembacaan temperatur pada thermometer yang sudah dikalibrasi.



**Gambar 3.4** Modul Data Akusisi

Perangkat lunak yang digunakan untuk mendukung DAQ ADAM 4018+ ini adalah “Advantech VisiDAQ Builder & Runtime”. Dengan perangkat lunak ini dapat dibuat tampilan (*user interface*) dari termokopel-termokopel yang ada.



Gambar 3.5 User Interface pada Saat Pengujian

#### III.2.4. Gate Valve

*Gate valve* yang digunakan berukuran 3/8” dengan jenis sambungan *flare*. *Gate valve* ini digunakan menggantikan *solenoid valve* pada penelitian sebelumnya. Katup ini digunakan pada sambungan pipa dari kompresor menuju PHE dan sambungan dari kompresor menuju kondenser. Jumlah *gate valve* yang digunakan sebanyak 2 buah.



Gambar 3.6 Gate Valve 3/8”

### III.2.5. Termokopel Tipe K

Termokopel adalah alat yang bekerja berdasarkan efek Seebeck yang menyatakan jika kedua material konduktor yang berbeda dihubungkan dan membentuk *junction*, akan menghasilkan perbedaan tegangan (*electromotive force/emf*) jika terdapat perbedaan temperatur pada kedua *junction* tersebut. Besarnya gradien tegangan-temperatur berbeda untuk tiap-tiap termokopel, tergantung material penyusun termokopelnya.

Termokopel yang digunakan dalam penelitian ini adalah termokopel tipe K, dimana material penyusun *junction*nya adalah kromel dan alumel.

### III.2.6. Rotameter

Rotameter adalah salah satu alat yang digunakan untuk mengatur aliran air. Rotameter menggunakan prinsip keseimbangan antara gaya seret (*drag*) dan gaya apung (*buoyancy*) pada pelampungnya (*float*). Saat aliran air mengalir melalui float dengan kecepatan tertentu, akan dihasilkan *drag* akibat gerakan air pada float. *Drag* ini akan mengangkat float naik sampai pada suatu titik keseimbangan antara *drag* dan *buoyancy* pada float tersebut. Saat tercapai keseimbangan, akan didapatkan suatu nilai pembacaan debit aliran air tersebut. Rotameter yang digunakan memiliki kapasitas debit aliran 50-1000 L/jam.

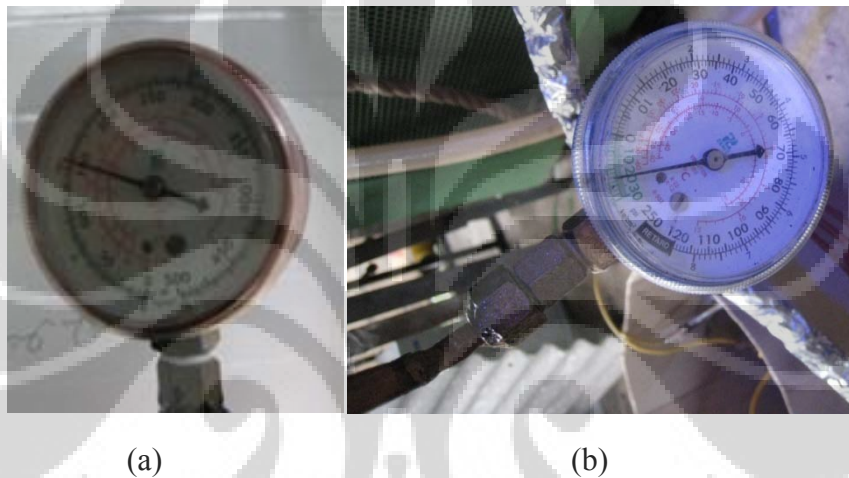


**Gambar 3.7** Rotameter

### III.2.7. Pressure Gauge

*Pressure gauge* digunakan untuk mengetahui tekanan refrigeran pada titik-titik tertentu dalam sistem ACWH ini. Tekanan refrigeran yang diukur adalah tekanan *discharge* kompresor (inlet PHE), tekanan keluar PHE, tekanan keluar TXV, dan tekanan *suction* kompresor.

*Pressure gauge* yang digunakan ada 2 macam, *Low Pressure* (0-120 psi) dan *Hi Pressure* (0-500 psi). Untuk membedakannya, pada tipe *Low Pressure*, casing bodynya berwarna biru sedangkan untuk tipe *Hi Pressure*, casing bodynya berwarna merah.

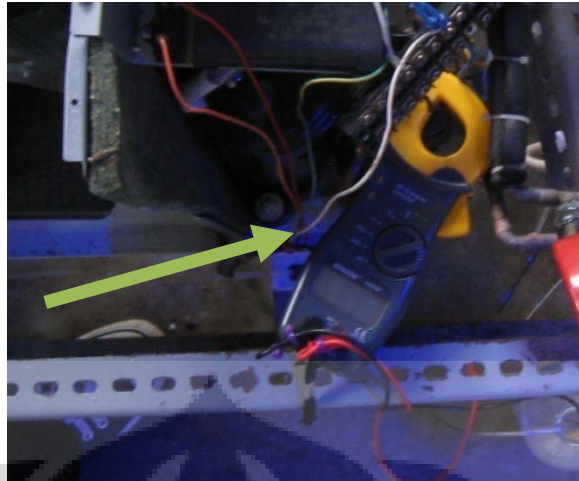


**Gambar 3.8** *Pressure gauge* jenis (a) *hi pressure* & (b) *low pressure*

### III.2.8. Clamp Meter

*Clamp meter* digunakan untuk mengetahui arus listrik yang digunakan oleh kompresor. Arus listrik akan menyatakan kerja yang dilakukan kompresor. Pengukuran arus listrik dengan *clamp meter* dilakukan dengan melingkari kabel tunggal (boleh kabel + atau -) dengan *clamp*.

*Clamp meter* bekerja berdasarkan induksi magnetik listrik akibat adanya arus yang mengalir pada kawat konduktor tunggal. Besarnya induksi tersebut diterjemahkan ke dalam pembacaan arus listrik (*ampere*). Perlu diperhatikan, *clamp meter* tidak dapat digunakan pada jenis kabel serabut.



**Gambar 3.9** *Clamp meter*

### III.3. Beban Pendinginan



**Gambar 3.10** Beban Pendinginan yang Digunakan pada Penelitian ACWH

Untuk mengetahui seberapa besar kapasitas pendingin ataupun pemanasan, harus diketahui kondisi di dalam dan luar ruangan. Beban pendingin dari suatu bangunan/ruangan terdiri dari kalor yang masuk dari sela-sela ruangan (dinding, atap, lantai, jendela, pintu, dsb.) dan kalor yang berasal dari dalam ruangan itu sendiri, (kalor dari penghuni, peralatan, dan lampu). Beban yang berasal dari luar ruangan disebut dengan **external load**, sedangkan beban dari dalam ruangan disebut dengan **internal load**. Beban tersebut termasuk beban kalor laten dan beban kalor sensible. Beban kalor sensible mempengaruhi temperatur bola kering,

sedangkan beban kalor laten mempengaruhi kadar kelembaban dalam ruangan tersebut.



**Gambar 3.11** Kontainer yang Digunakan pada Penelitian ACWH

Pada penelitian ACWH ini, diasumsikan tidak ada kalor yang keluar-masuk ruang pengujian (container). Ruang pengujian berukuran 3,5 m x 1,5 m x 1,5 m, dan dilapisi isolator polyurethane setebal 10 cm, sehingga perhitungan kalor *external load* diabaikan, beban pendinginan yang ada hanya berasal dari lampu pijar yang dinyalakan di dalam ruangan pengujian.

### III.1.1 Estimasi Beban Pendinginan Internal [27]

Beban pendinginan internal berasal dari objek yang berada dalam ruangan, seperti pencahayaan lampu, alat-alat elektronik, maupun manusia yang beraktifitas di dalamnya. Dalam penelitian ACWH ini, beban pendinginan internal hanya berupa lampu pijar yang dinyalakan. Lampu ini menghasilkan kalor sensible terhadap ruangan penelitian, karena kalor yang ditransmisikan dari lampu ini berupa radiasi dan konveksi, Cooling Load Faktor (CLF) digunakan untuk menghitung nilai konversinya. Beban pendinginan yang dihasilkan oleh lampu pijar dapat dihitung dengan:

$$Q_{lighting} = (\text{Installed Wattage})(\text{Usage Factor})(\text{Ballast Factor})(\text{CLF}) \quad (x.x)$$

*Usage factor* merupakan jumlah bohlam yang dinyalakan pada saat pengujian, ballast factor bernilai 1,25 jika menggunakan lampu tipe tabung (TL), pada penelitian ini digunakan lampu bohlam, sehingga nilai *ballast factor* bernilai 1. Nilai *CLF* mengacu pada tabel pada buku panduan ASHRAE. *CLF* mengkonversi jumlah kalor yang dapat disimpan pada suatu ruangan. Pada penelitian ACWH ini, nilai *CLF* bernilai 1, hal ini juga bertujuan untuk memudahkan perhitungan.

#### III.4. Prosedur Pengambilan Data

Pengambilan data yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan dua variabel. Yaitu pengambilan data untuk variasi debit aliran air dan pengambilan data untuk variasi beban pendinginan. Keduanya mengacu pada prosedur pengambilan data sebelumnya.

Langkah-langkah yang dijalankan dalam pengambilan data untuk variasi debit aliran air adalah:

1. Membuka kran air dan menyalakan AC sehingga kedua fluida kerja mengalir di dalam sistem
2. Menyalakan beban pendinginan dan beban pendinginan diset pada keadaan maksimal, 2600W
3. Menghubungkan DAQ dengan komputer dengan kabel USB. Kabel-kabel dari termokopel yang akan digunakan untuk mengambil data percobaan dihubungkan dengan DAQ pada channel yang sudah ditentukan saat proses kalibrasi
4. Mengatur setting suhu evaporator AC pada 16<sup>0</sup>C dan mengatur bukaan katup sehingga didapatkan laju aliran air yang diinginkan
5. Mengaktifkan sistem akuisisi data dengan menyalakan komputer dan menjalankan *software* akuisisi data
6. Mengatur bukaan *gate valve* untuk mendapatkan temperatur air panas maksimum
7. Menunggu tercapainya keadaan *steady* dengan memperhatikan besarnya temperatur pada sistem akuisisi data. Keadaan *steady* dicapai apabila pembacaan temperatur sudah tidak berubah lagi

8. Setelah kondisi *steady* tercapai, sistem akuisisi data mulai mencatat data pengujian selama 10 menit dan kemudian diambil nilai rata-rata. Dengan demikian data untuk 1 laju aliran sudah didapatkan
9. Mengubah laju aliran air untuk mendapatkan variasi data pengujian. Laju aliran air yang akan diuji adalah 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, dan 200 L/jam
10. Mengubah bukaan *gate valve* kembali, kemudian kembali tercapainya keadaan *steady* seperti pada point 6, dan demikian seterusnya sampai seluruh data didapatkan

Sedangkan langkah-langkah yang dijalankan dalam pengambilan data untuk variasi beban pendinginan adalah:

1. Membuka kran air dan menyalakan AC sehingga kedua fluida kerja mengalir di dalam sistem
2. Mengatur bukaan kran sehingga didapatkan debit aliran pengujian, 100L/jam
3. Menghubungkan DAQ dengan komputer dengan kabel USB. Kabel-kabel dari termokopel yang akan digunakan untuk mengambil data percobaan dihubungkan dengan DAQ pada channel yang sudah ditentukan saat proses kalibrasi
4. Mengatur setting suhu evaporator AC pada 16<sup>0</sup>C dan mengatur bukaan katup sehingga didapatkan laju aliran air yang diinginkan
5. Mengaktifkan sistem akuisisi data dengan menyalakan komputer dan menjalankan software akuisisi data
6. Mengatur bukaan *gate valve* untuk mendapatkan temperatur air panas maksimal
7. Menunggu tercapainya keadaan *steady* dengan memperhatikan besarnya temperatur pada sistem akuisisi data. Keadaan *steady* dicapai apabila pembacaan temperatur sudah tidak berubah lagi
8. Setelah kondisi *steady* tercapai, sistem akuisisi data mulai mencatat data pengujian selama 10 menit dan kemudian diambil nilai rata-rata. Dengan demikian data untuk 1 beban pendinginan sudah didapatkan



9. Mengubah beban pendinginan untuk mendapatkan variasi data pengujian. Beban pendinginan yang akan diuji adalah 1800, 2000, 2200, 2400, dan 2600W
10. Menunggu kembali tercapainya keadaan *steady* seperti pada point 7, dan demikian seterusnya sampai seluruh data didapatkan

### III.5. Prosedur Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan dengan beberapa asumsi:

- Alat penukar kalor bekerja dalam kondisi *steady*
- Tidak ada kebocoran kalor (*heat loss*) ke lingkungan
- Temperatur tiap fluida seragam pada setiap bidang perpotongan pada alat penukar kalor
- Kecepatan aliran fluida terdistribusi merata pada sisi masing-masing

#### III.5.1. Number of Transfer Unit (NTU)

NTU menyatakan rasio antara tahanan thermal menyeluruh dengan *heat transfer capacity rate* (C) terkecil dari fluida dalam alat penukar kalor. NTU menunjukkan ukuran thermal dari alat penukar kalor. NTU tidak menggambarkan ukuran alat penukar kalor secara fisik. Tetapi jika digunakan pada kondisi U dan C yang konstan, semakin besar NTU akan diikuti dengan semakin besarnya dimensi penukar kalor.

Jumlah satuan perpindahan (Number of Transfer Unit/NTU) memberikan petunjuk tentang ukuran *heat exchanger*, yang dirumuskan

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.1)$$

#### III.5.2. Efektifitas

Efektifitas alat penukar kalor ( $\epsilon$ ) adalah rasio perpindahan panas aktual dengan perpindahan panas maksimal yang dapat terjadi pada alat penukar kalor. Perpindahan kalor aktual dapat dihitung dari energi yang diterima oleh fluida dingin (air). Perpindahan kalor maksimal yang dapat dicapai adalah perpindahan kalor antara fluida terpanas dengan fluida terdingin. Fluida yang akan mendapatkan perbedaan temperatur ( $\Delta T$ ) tertinggi adalah fluida yang memiliki kapasitas panas terkecil.

Efektifitas suatu penukar kalor (heat exchanger) didefinisikan:

$$\varepsilon = \frac{\text{Perpindahan Kalor Nyata}}{\text{Perpindahan Kalor Maksimum yang Mungkin}} \quad (3.2)$$

Perpindahan kalor nyata dapat dihitung dari energi yang dilepas oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Efektifitas juga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{aktual}}}{Q_{\text{maks}}} = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m} \cdot C_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (3.3)$$

Jadi, efektifitas tidak selalu identik dengan  $\frac{(T_{Hin} - T_{Hout})}{(T_{Hin} - T_{Cin})}$ , tergantung dari tipe fluida dan laju massa alirannya.

### III.5.3. Kalor yang Diterima Air

Kalor yang diterima air dapat dihitung dari debit aliran air dan perbedaan temperatur air yang masuk dan air yang keluar. Variabel bebas dalam pengujian kali ini adalah debit aliran air. Kapasitas kalor air yang diambil adalah kapasitas kalor rata-rata temperatur masuk dan temperatur keluar air.

Untuk menghitung besarnya kalor yang diterima air, digunakan rumus:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.4)$$

### III.5.4. Kerja Kompresor

Kerja kompresor didapatkan dari perkalian arus listrik yang dikonsumsi dengan tegangan listrik PLN (220V). Kerja kompresor juga didapatkan dari perkalian debit aliran refrigeran dengan selisih entalpi refrigeran yang masuk dan keluar kompresor.

### III.5.5. Unjuk Kerja ACWH

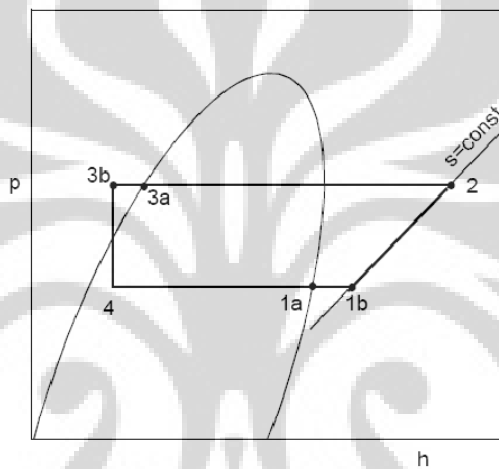
*Coefficient of Performance* (COP) menyatakan rasio antara manfaat yang dicapai dengan kerja/usaha yang dilakukan untuk mendapatkan manfaat tersebut. Manfaat yang didapatkan pada ACWH adalah efek pendinginan pada bagian

indoor unit dan pemanasan air panas. Sedangkan usaha yang dilakukan adalah kerja kompresor yang memutar refrigeran. Tidak ada usaha tambahan yang dilakukan karena air yang digunakan sudah melalui pompa sebelumnya. Hal ini menggambarkan simulasi aplikasi ACWH dimana ACWH akan dipasang pada unit apartemen yang sudah memiliki instalasi pompa dan pemipaan air.

COP yang dihitung merupakan COP pendinginan.

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{in}} \quad (3.5)$$

Sedangkan jika dilihat pada p-h diagram refrigeran,



**Gambar 3.12** p-h Diagram

maka nilai COP dapat dihitung menggunakan rumus:

$$COP_{ref} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

## BAB 4

### ANALISA DATA PENELITIAN

Pengolahan data dilakukan dengan mengacu pada prosedur pengolahan data yang sudah dijelaskan pada bab III. Pengolahan data yang dimaksudkan pada bab ini adalah pengolahan data untuk mengetahui karakteristik unjuk kerja alat penukar kalor yang digunakan pada kerja ACWH. Fluida yang digunakan adalah R-22 sebagai fluida panas pada pipa, dan air sebagai fluida dingin pada selang.

Data yang digunakan dalam penelitian ini dilampirkan di halaman lampiran. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan penukar kalor tipe plat dengan ketebalan 30 lembar.

#### IV.1. Analisa Karakterisasi Penukar Kalor

Air Conditioner Water Heater pada prinsipnya adalah sebuah alat yang memanfaatkan panas buang AC untuk memanaskan air. ACWH menggunakan prinsip heat recovery dengan memindahkan kalor dari refrigeran untuk menghasilkan air panas dengan bantuan alat penukar kalor. Alat penukar kalor yang digunakan adalah tipe plat.

Refrigerant yang keluar dari kompresor kemudian terbagi dua, menuju condenser dan menuju PHE. Bukaannya diatur menggunakan gate valve. Sehingga air keluaran yang dihasilkan masih kurang panas karena debit refrigeran yang masuk ke PHE hanya sebagian. Temperatur air panas ini masih bisa ditingkatkan dengan menambah refrigeran ke dalam sistem. Namun melihat tekanan *discharge* kompresor sudah cukup tinggi (330 psi pada 50 L/jam, sistem AC normal bekerja pada sekitar 260 psi), maka tidak ditambahkan refrigeran ke dalam sistem karena penambahan refrigeran akan mempertinggi tekanan *discharge* kompresor yang dapat mempengaruhi ketahanan kompresor. Perlu diketahui pada penelitian ACWH ini, untuk mengisi refrigeran ke dalam sistem ini dibutuhkan refrigerant R22 sebanyak 1,8kg. sebagai perbandingan, sistem AC normal hanya membutuhkan refrigerant sekitar 600 g [12].

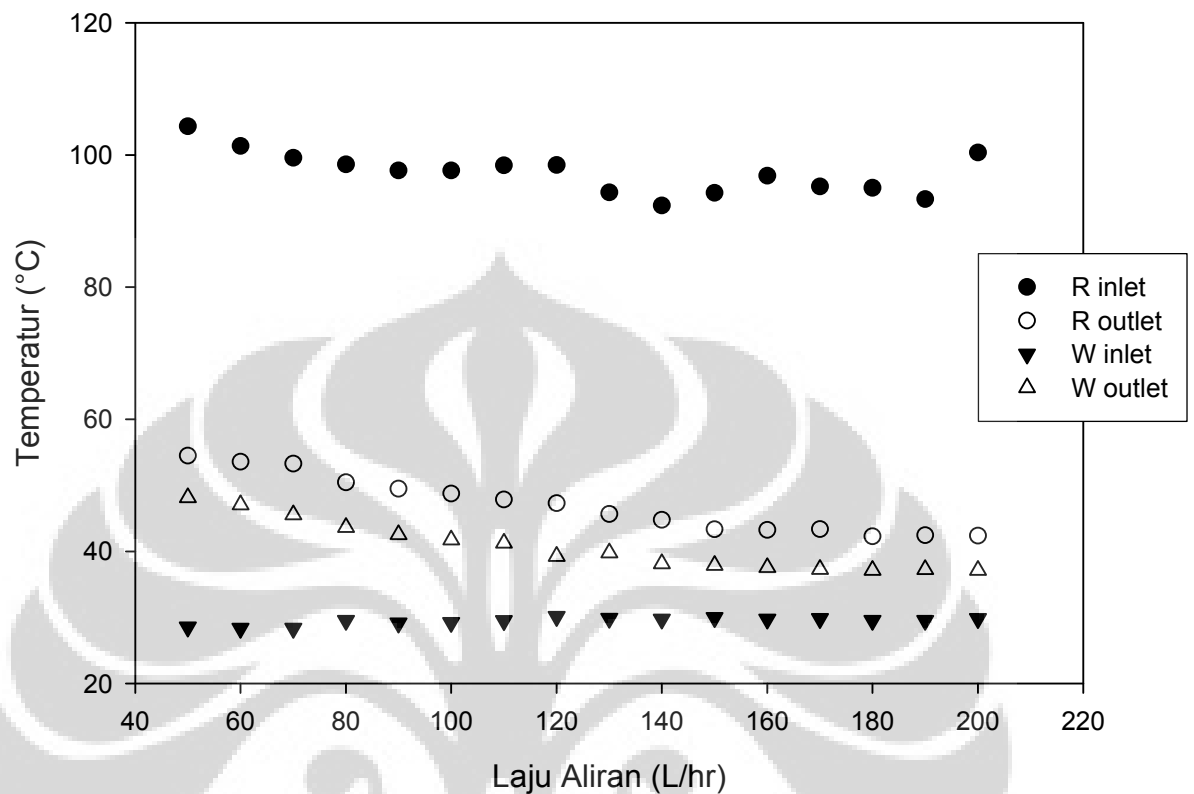
Bukaan gate valve pada bagian PHE dan condenser diatur sedemikian rupa sehingga mendapatkan nilai panas air yang optimal, hal ini juga disesuaikan

dengan debit aliran air, *pressure drop* pada sistem, dan temperatur dalam kabin. Jika bukaan katup menuju condenser kecil dan menuju PHE besar sehingga sebagian besar refrigeran mengalir ke PHE, akan menghasilkan temperatur air panas yang tinggi (secara teoritis karena debit refrigeran yang memanaskan air menjadi lebih banyak), namun *pressure drop* pada *suction* kompresor akan tinggi dan mengurangi efek pendinginan (meningkatkan temperatur di dalam kabin).

Bukaan katup tidak boleh terlalu besar karena pada bukaan tertentu, *suction* kompresor akan drop sampai 10 psi dan sistem kehilangan efek pendinginan maupun pemanasannya. Hal ini diakibatkan oleh temperatur refrigeran yang keluar PHE dan masuk ke pipa kapiler lebih tinggi temperaturnya dibandingkan temperatur refrigeran yang keluar dari kondensor sehingga temperatur gabungannya masih lebih tinggi dibandingkan sistem AC biasa. Hasilnya adalah temperatur refrigeran yang masih tinggi setelah diekspansi sehingga penyerapan kalor pada evaporator menjadi tidak maksimal. Jika jumlah kalor yang diserap sedikit, maka refrigeran yang keluar masih berfasa campuran *liquid-vapor* sehingga refrigeran yang akan dikompresi oleh kompresor (refrigeran yang berfasa gas karena liquid refrigeran tidak bisa masuk kompresor karena ditahan oleh *scrubber*) menjadi sedikit yang berujung pada penurunan tekanan *suction* kompresor. Keadaan ini dapat membahayakan kompresor dikarenakan tidak terdapat akumulator pada sistem ACWH pada penelitian ini.

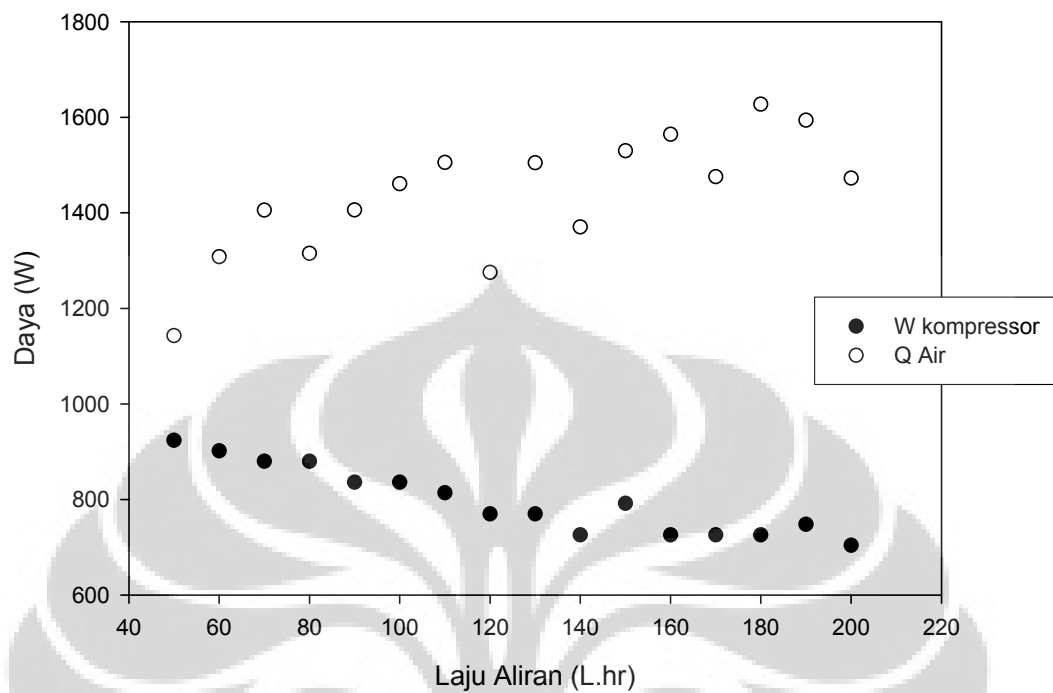
Fluida dingin pada penelitian ini menggunakan air tanah dengan temperature berkisar antara 29-30 °C. Air dialirkan ke dalam *heat exchanger* dengan variasi laju aliran 50 L/jam sampai 200 L/jam dengan selisih 10 L/jam untuk setiap pengambilan data dengan alat penukar kalor tipe plat untuk percobaan variasi debit aliran air.

Dengan pengujian seperti di atas, didapatkan temperatur refrigeran yang masuk berkisar antara 90-104<sup>0</sup>C, dan temperatur keluar fluida air antara 37-48<sup>0</sup>C, seperti yang ditunjukkan gambar 4.1. Temperatur air panas yang dihasilkan semakin menurun seiring dengan kenaikan debit aliran. Temperatur refrigeran yang keluar cenderung semakin turun seiring dengan kenaikan debit aliran air karena kalor yang diserap oleh air semakin besar sehingga refrigeran memiliki entalpi yang lebih kecil.



**Gambar 4.1** Temperatur fluida kerja pada inlet-outlet PHE pada pengujian variasi debit aliran air

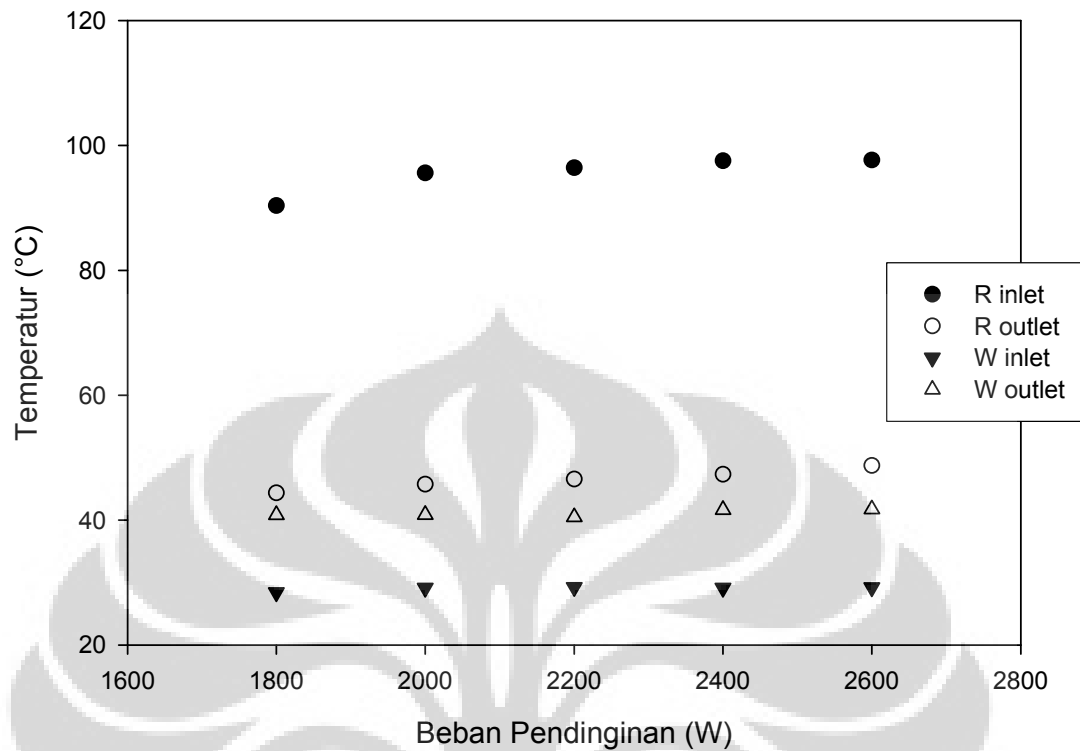
Berkurangnya temperatur air panas yang dihasilkan tidak berarti kalor yang diserap oleh air berkurang. Debit aliran yang besar berarti laju aliran massa juga besar. Berkurangnya  $\Delta T$  diimbangi dengan meningkatnya laju aliran massa air sehingga jumlah kalor yang diserap air justru semakin meningkat. Gambar 4.2 menunjukkan terjadinya fenomena tersebut. Kalor minimal yang diserap terjadi pada debit aliran 50 L/jam sebesar 1142 W dengan temperatur air panas yang dihasilkan 48,12 °C, sedangkan kalor maksimal yang diserap mencapai 1627 W pada debit aliran 180 L/jam dengan temperatur air panas yang dihasilkan 37,27 °C.



**Gambar 4.2** Jumlah kalor yang diserap air pada pengujian variasi debit aliran air

Pada gambar 4.2 juga menunjukkan seiring dengan meningkatnya jumlah kalor yang diserap air, maka kerja kompresor akan semakin berkurang. Kerja kompresor ketika kalor yang diserap air minimum adalah 924 W, sedangkan ketika kalor yang diserap air maksimum, kerja kompresor berkurang sehingga hanya membutuhkan daya 726 W.

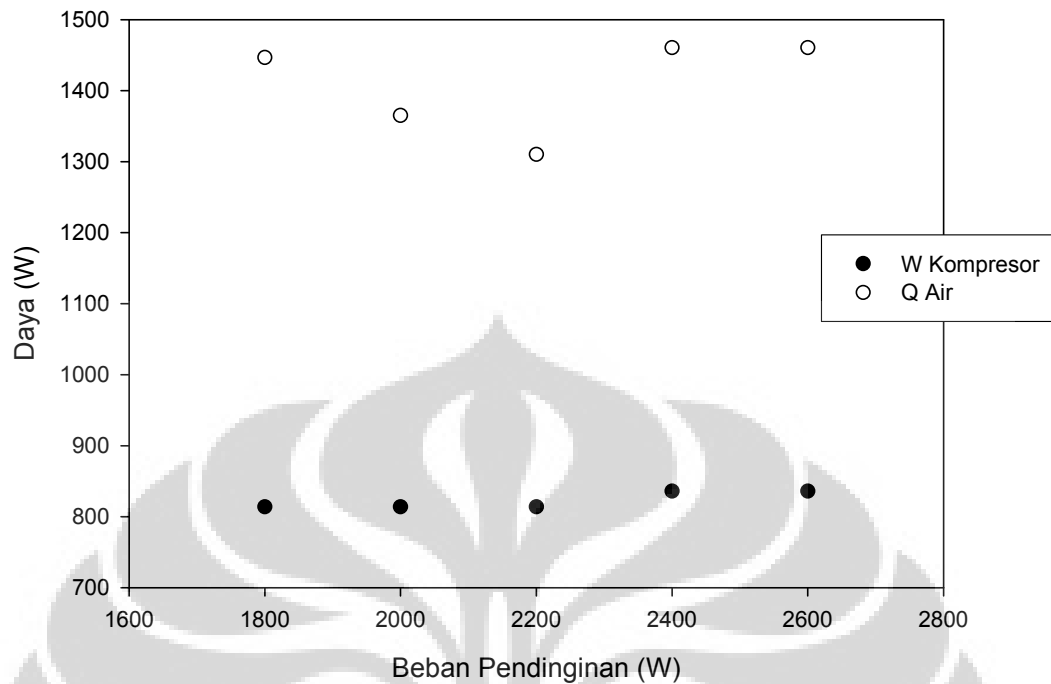
Sedangkan untuk pengujian dengan variasi beban pendinginan, temperatur refrigeran yang masuk berkisar dari 90-97 °C dan temperatur air panas yang dihasilkan berkisar 40-41°C, seperti yang terlihat pada gambar 4.3. Kenaikan beban pendinginan cenderung diikuti dengan kenaikan temperatur refrigeran karena semakin banyak beban pendinginan yang harus dipindahkan, entalpi refrigeran akan semakin meningkat yang diikuti dengan meningkatnya temperatur refrigeran.



**Gambar 4.3** Temperatur fluida kerja pada inlet-outlet PHE pada pengujian variasi beban pendinginan

Semakin banyak beban pendinginan, maka kalor yang tersedia untuk memanaskan air akan semakin banyak sehingga temperaturnya air panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Semakin tinggi kenaikan temperatur air, semakin besar pula kalor yang diserap oleh air. Hal ini dapat terlihat pada gambar 4.4.

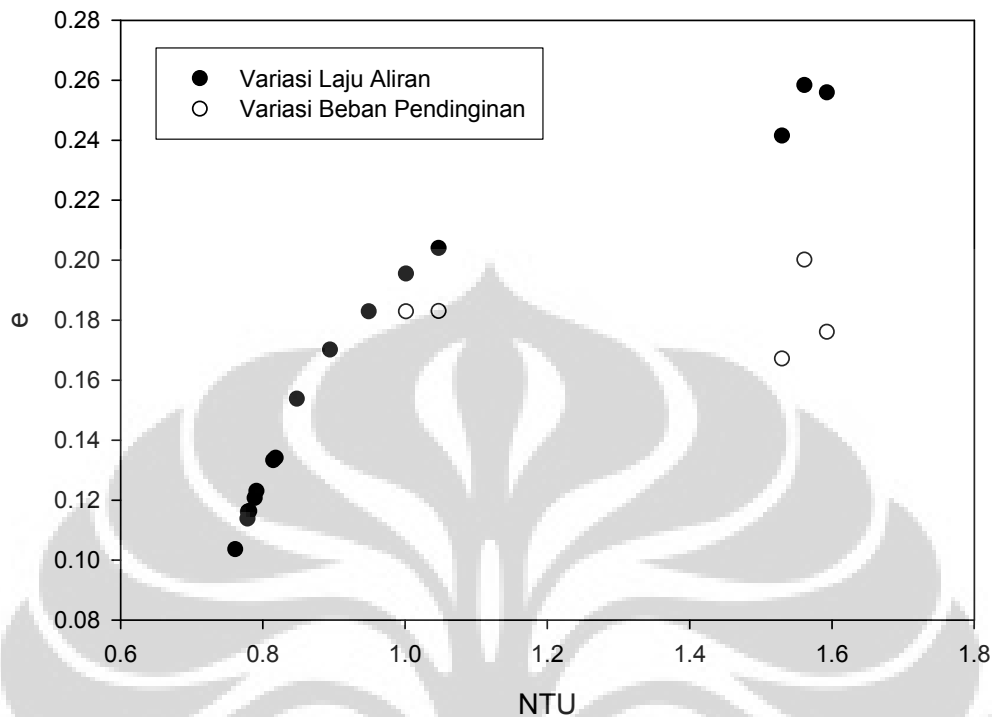




**Gambar 4.4** Kalor yang diserap air pada pengujian variasi beban pendinginan

Untuk perhitungan NTU,  $C$  yang digunakan adalah yang nilainya minimum. Refrigeran yang keluar dari PHE masih berfase *superheated* gas sehingga kapasitas kalornya masih berhingga. Jika refrigeran sudah masuk ke dalam kubah uap, maka kapasitas kalor refrigeran menjadi tak terhingga. Kapasitas kalor air adalah 4,18 kJ/kg, sedangkan kapasitas kalor refrigeran adalah 1,164 kJ/kg (pada debit aliran 100L/jam, beban pendinginan 2600 W, fasa *superheat* gas), sehingga jelas bahwa fluida yang digunakan untuk perhitungan NTU adalah refrigeran.

Berdasarkan pengolahan data, efektivitas PHE berkisar antara 0,10-0,26, dengan membandingkan selisih temperatur air dengan selisih temperatur maksimum. Pada pengujian variasi debit aliran air, efektivitas penukar kalor berbanding terbalik dengan debit aliran air.



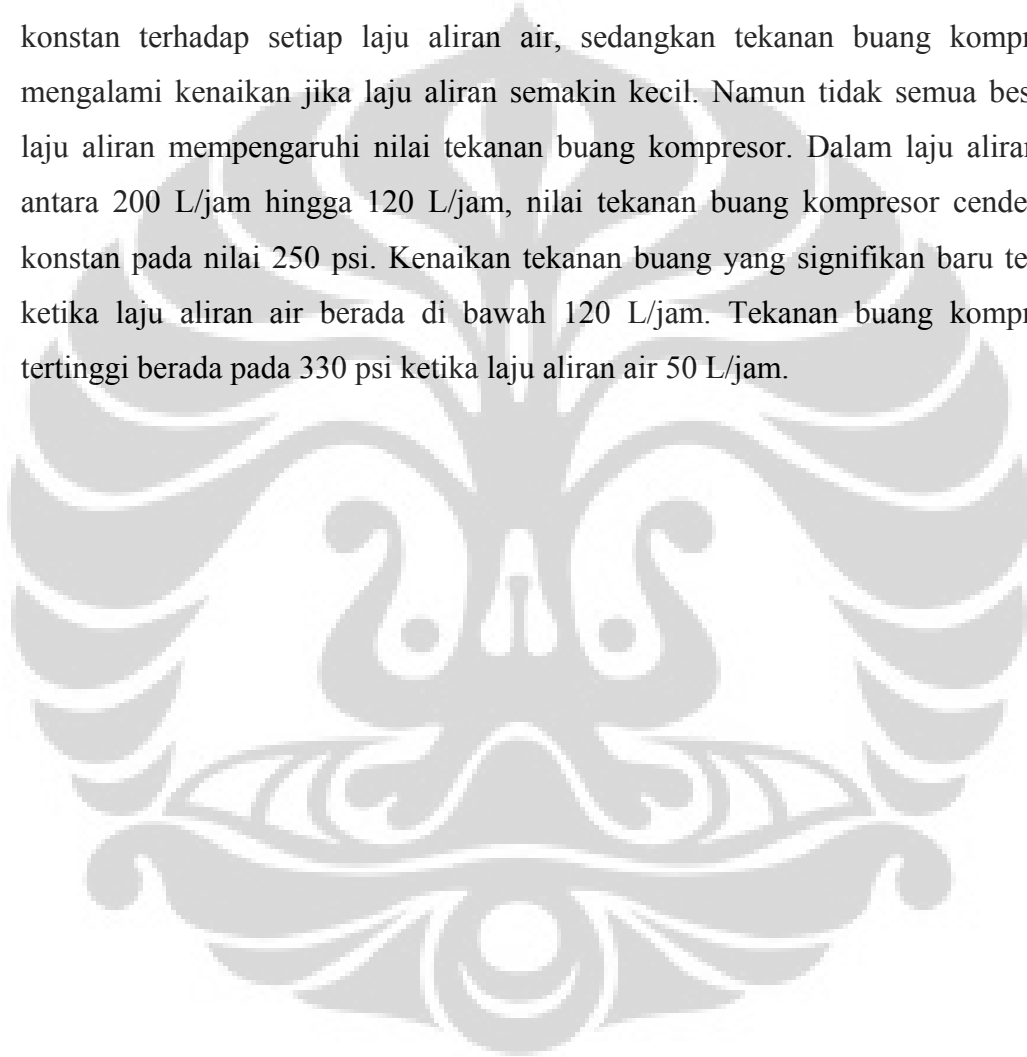
**Gambar 4.5** Efektivitas PHE pada berbagai nilai NTU

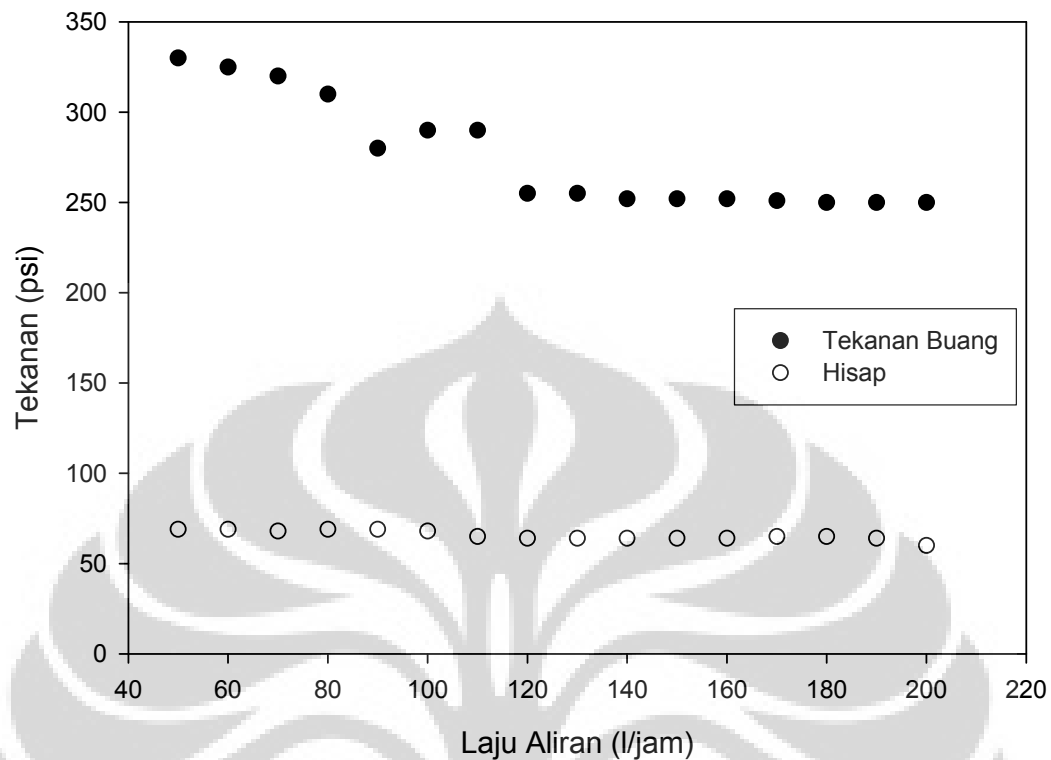
#### IV.2. Analisa Kerja Kompresor

Pada sistem ACWH, tekanan *suction* dan *discharge* kompresor cenderung mengalami penurunan jika debit aliran air dinaikkan. Pada kondisi AC normal, tekanan *suction* kompresor dibuat lebih tinggi (80 psi) daripada biasanya (60-70 psi). Saat sistem ACWH diaktifkan, tekanan akan turun dengan sendirinya. Jika tekanan *suction* kompresor tidak ditambahkan, maka tekanan *suction* akan turun saat sistem ACWH aktif, melewati tekanan pada AC normal (kurang dari 60 psi). Tekanan *suction* yang terlalu rendah akan menyebabkan sistem pendinginan kurang efektif karena temperatur di pada evaporator akan meningkat dan beban pendinginan yang dapat dipindahkan menjadi berkurang. Hal ini diakibatkan oleh refrigeran yang meninggalkan evaporator masih berada dalam kubah uap sehingga debit refrigeran yang dikompresi lebih sedikit jumlahnya. Hal inilah yang menjadi penyebab sistem ACWH membutuhkan refrigeran yang lebih banyak dibandingkan dengan sistem AC biasa.

Pada pengujian ini, tekanan *suction* diatur sampai mencapai tekanan ideal dengan mengatur bukaan *gate valve*. Sebagai akibat dari tekanan *suction* yang tinggi, maka tekanan *discharge* kompresor juga akan lebih tinggi dari normal. Tekanan *discharge* tertinggi didapat pada debit aliran air 50 L/jam sebesar 330 psi, sedangkan tekanan *discharge* terendah didapat pada debit aliran 200 L/jam sebesar 250 psi.

Pada gambar 4.6. dapat dilihat bahwa tekanan hisap kompresor cenderung konstan terhadap setiap laju aliran air, sedangkan tekanan buang kompresor mengalami kenaikan jika laju aliran semakin kecil. Namun tidak semua besaran laju aliran mempengaruhi nilai tekanan buang kompresor. Dalam laju aliran air antara 200 L/jam hingga 120 L/jam, nilai tekanan buang kompresor cenderung konstan pada nilai 250 psi. Kenaikan tekanan buang yang signifikan baru terjadi ketika laju aliran air berada di bawah 120 L/jam. Tekanan buang kompresor tertinggi berada pada 330 psi ketika laju aliran air 50 L/jam.

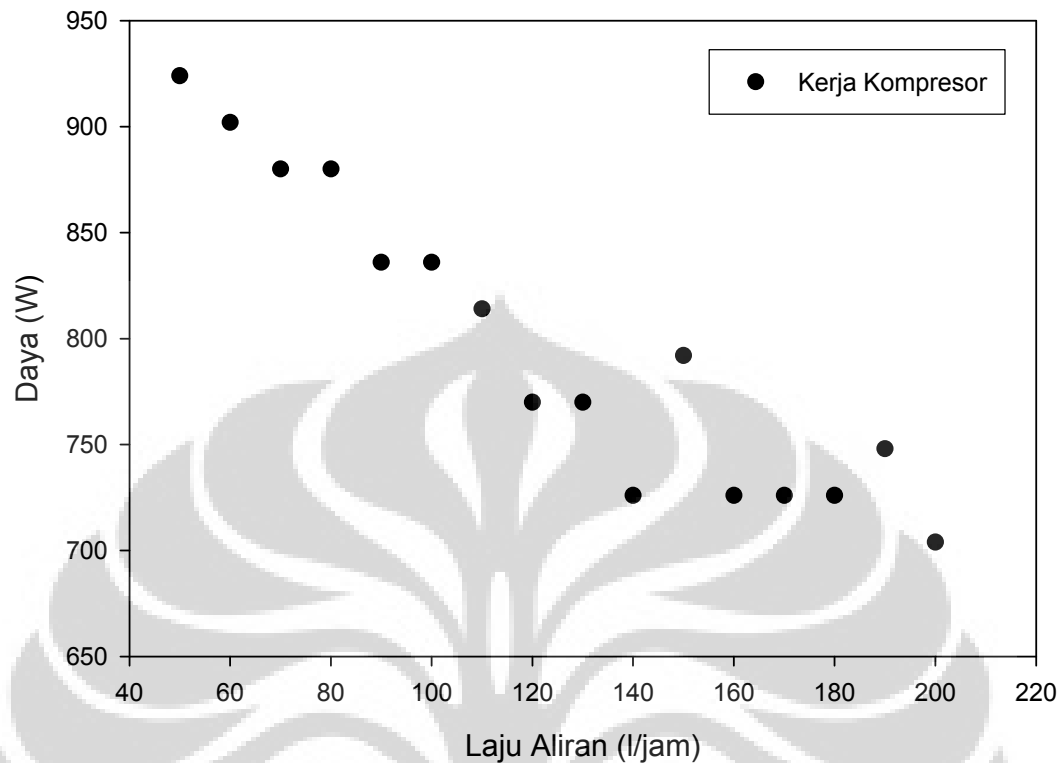




**Gambar 4.6** Tekanan hisap & buang kompresor pada pengujian variasi debit aliran air

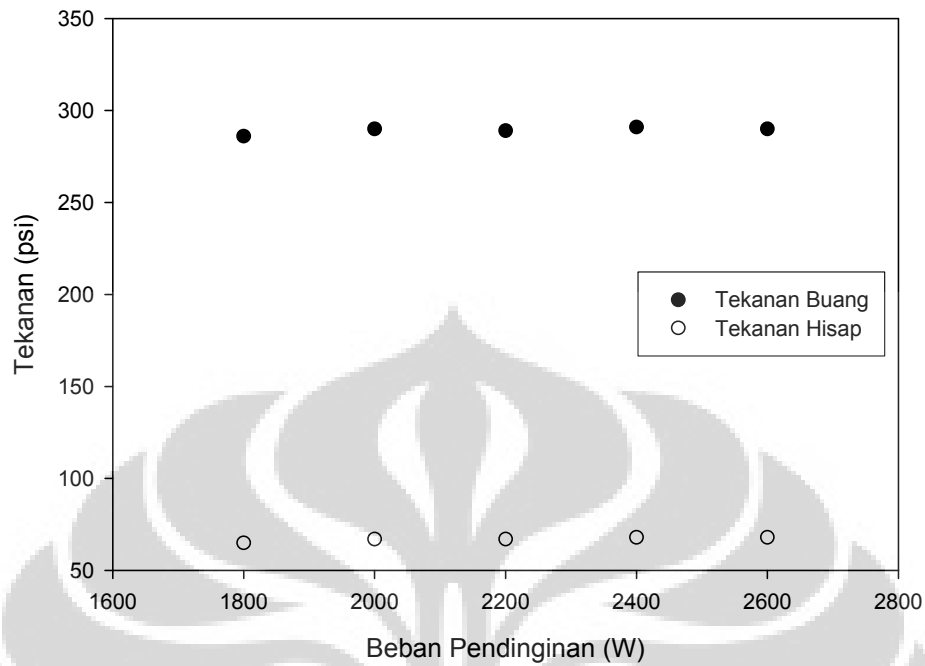
Kerja kompresor terlihat tren menurun karena adanya *heat recovery* pada PHE. *Heat recovery* akan menurunkan tekanan *suction* dan *discharge* pada kompresor yang secara tidak langsung akan menurunkan entalpi sehingga akan menurunkan kerja kompresor. Kerja kompresor berbanding lurus dengan arus.

Gambar 4.7. menunjukkan kerja kompresor berbanding terbalik dengan laju aliran. Kerja kompresor terbesar bernilai 924 W pada laju aliran 50 L/hr. Kerja kompresor terkecil bernilai 704 W pada laju aliran 200 L/hr. Dari penelitian diketahui bahwa kenaikan tekanan buang kompresor di atas 280 psi sangat memengaruhi kerja kompresor (kerja kompresor menjadi lebih berat). Hal ini dikarenakan temperature refrigeran inlet menuju kompresor sudah cukup tinggi.



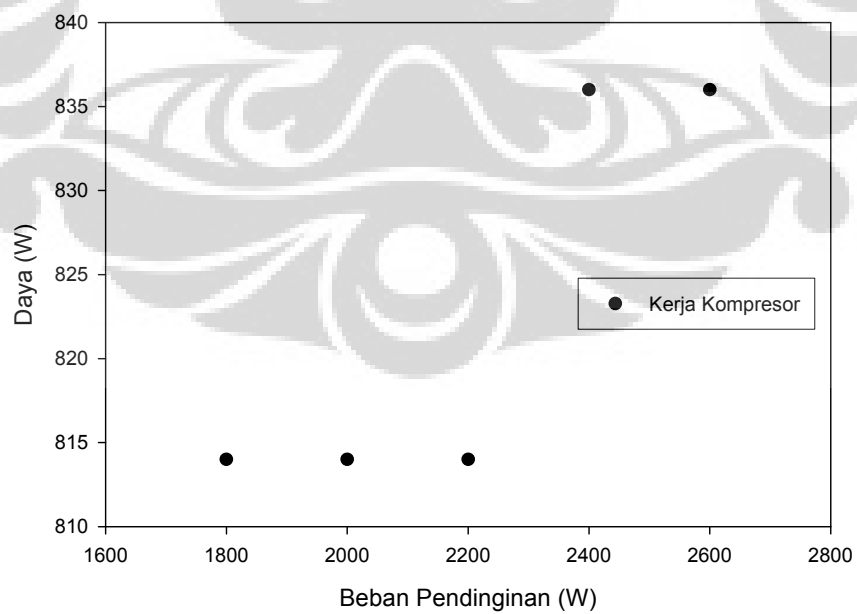
**Gambar 4.7** Kerja kompresor pada pengujian variasi debit aliran air

Sedangkan pada variasi beban pendinginan tekanan *suction* dan *discharge* cenderung stabil. Sedikit penambahan tekanan diakibatkan oleh lamanya sistem berlangsung (kompresor yang bekerja menghasilkan panas sehingga terjadi sedikit kenaikan tekanan buang). Peningkatan tekanan *discharge* dengan tekanan *suction* akan meningkatkan kerja kompresor.



**Gambar 4.8** Tekanan hisap dan buang kompresor pada pengujian variasi beban pendinginan

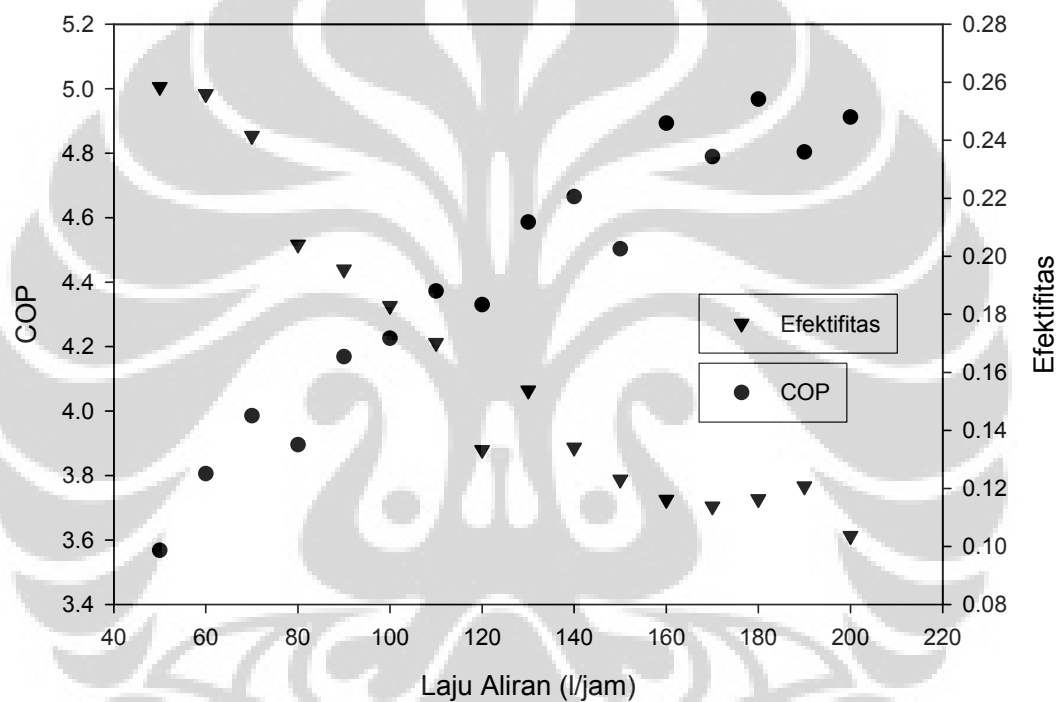
Pada penelitian variabel beban pendinginan kalor yang diserap air berada pada kisaran 1310 – 1460 W, seperti yang ditunjukkan gambar 4.9.



**Gambar 4.9** Kerja kompresor pada pengujian variasi beban pendinginan

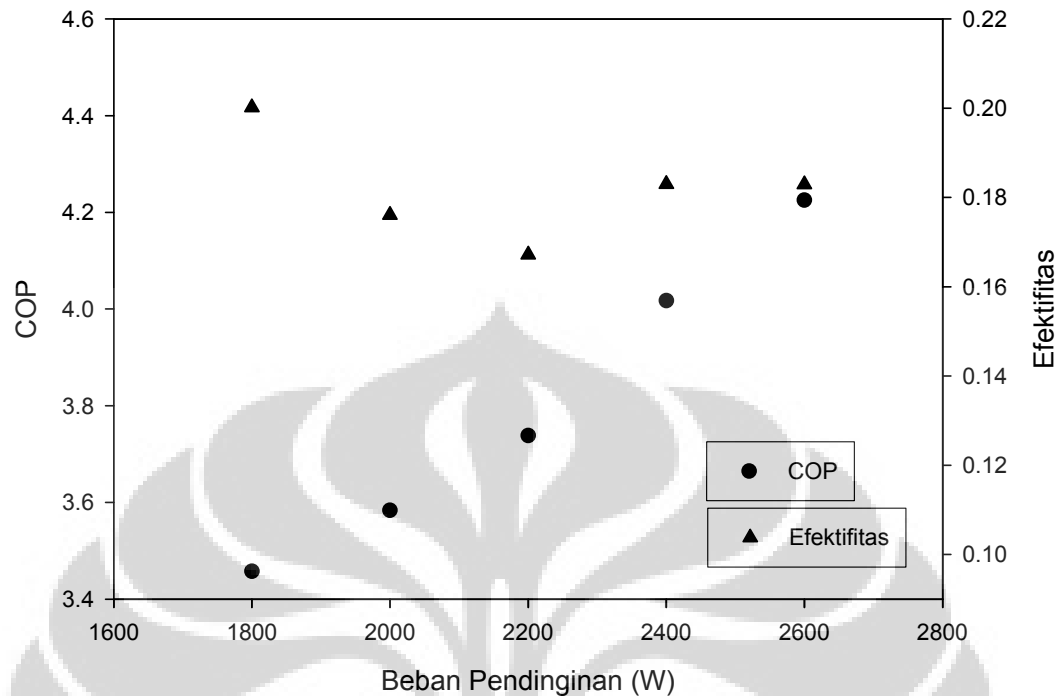
### IV.3. Analisa Unjuk Kerja ACWH

COP merupakan rasio antara manfaat yang didapatkan dengan kerja yang dilakukan. Pada perhitungan COP, nilai kerja pompa sebesar 125 W juga ikut diperhitungkan. Semakin kecil debit aliran air, manfaat yang didapatkan lebih ke efek pendinginan. Semakin besar debit aliran air, manfaat yang didapatkan lebih ke pemanasan air. Pada pengujian variasi debit aliran air, COP meningkat dengan cukup signifikan sampai mencapai nilai optimal pada debit aliran 180 L/jam, seperti yang ditunjukkan gambar 4.10.



**Gambar 4.10** Harga COP pada variasi debit aliran air

Efektifitas sistem ACWH semakin menurun bersamaan dengan penambahan laju aliran air. Efektivitas sistem ACWH maksimum berada bernilai sekitar 0,25 pada laju aliran 50 l/jam, sedangkan nilai efektifitas minimum pada nilai 0,10 ketika laju aliran maksimum 200 l/jam. Rendahnya nilai efektifitas pada laju aliran maksimum dikarenakan fluida dingin hanya berada dalam waktu yang singkat ketika melewati alat penukar kalor. Pada pengujian variasi debit aliran air, beban pendinginan diatur konstan pada 2600 W.



**Gambar 4.11** Nilai COP pada Variasi Beban Pendinginan

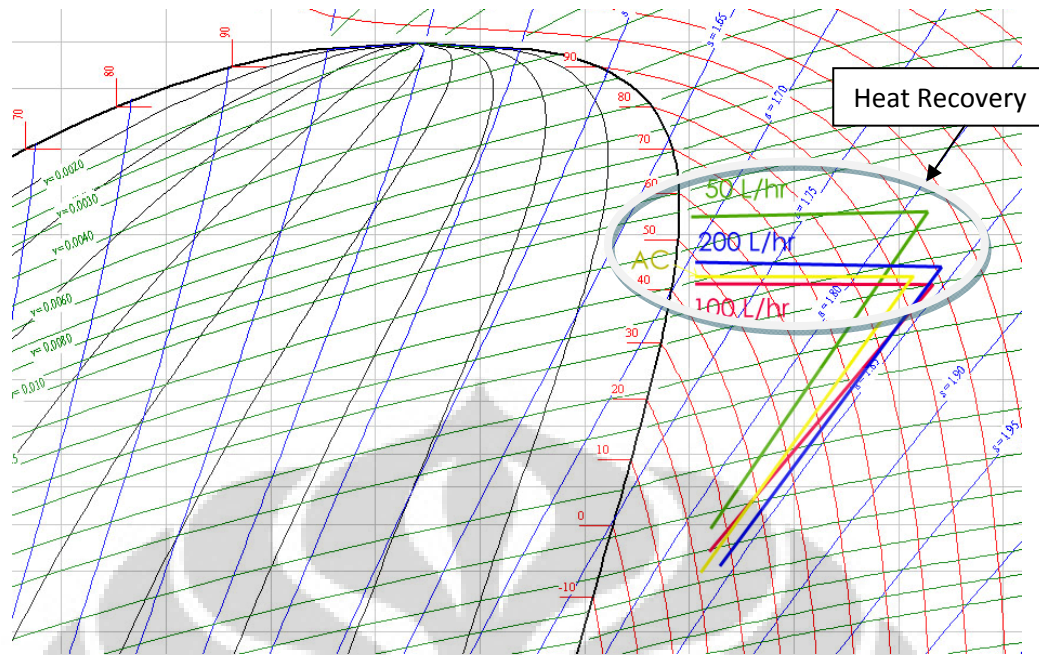
Gambar 4.11 menunjukkan nilai COP dan efektifitas pada pengujian variasi beban pendinginan, COP akan semakin meningkat jika beban pendinginan ditambah karena beban pendinginan yang dipindahkan akan bertambah.

Secara umum performa ACWH ( $COP_{ch}$ ) cenderung meningkat sejalan dengan peningkatan beban pendinginan, tetapi kenaikannya tidak terlalu signifikan jika dibandingkan pada pengujian variasi laju aliran.

Efek pendinginan juga meningkat jika beban pendinginan ditingkatkan, tetapi kenaikan ini juga diikuti dengan kenaikan kerja kompresor. Ini akan mengakibatkan kenaikan performa pendinginannya ( $COP_c$ ), tetapi kenaikannya tidak terlalu signifikan.

Efek pemanasan cenderung konstan, performa pemanasan ( $COP_h$ ) akan berkurang sejalan dengan meningkatnya beban kompresor.





**Gambar 4.12** Heat Recovery ACWH pada P-h diagram R22

Proses *heat recovery* pada ACWH dapat dilihat pada gambar 4.12. Penukar kalor akan menyerap kalor dari refrigeran yang keluar dari kompresor (*superheat gas*) sehingga temperatur refrigeran akan menurun. Penurunan ini tidak disertai dengan penurunan tekanan karena konstruksi PHE tidak menyebabkan *pressure drop* yang terlalu besar. Refrigeran yang keluar dari PHE masih berfasa *superheat gas* yang kemudian akan dicampur dengan refrigeran yang keluar dari kondensor sebelum diekspansikan.

#### IV.4. Perbandingan Unjuk Kerja ACWH

Air Conditioner Water Heater telah mengalami beberapa perubahan desain, terutama dari segi alat penukar kalor yang digunakan. Perubahan ini juga berpengaruh terhadap kinerjanya. Beberapa perubahan yang pernah dilakukan adalah dengan menggunakan alat penukar kalor tipe koil, pipa helical, hingga menggunakan tipe plat dengan variable jumlah plat. Sebagai catatan, siklus aliran air yang dilakukan dalam penelitian tersebut adalah siklus terbuka.

Berikut adalah tabel yang membandingkan hasil penelitian yang telah dilakukan pada sistem ACWH

Tabel 4.1. Data dan Kinerja pipa koil 1 shell pass [14]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	86.51	41.52	29.34	44.95	899.76	0.27
100	86.92	40.4	28.17	37.05	1024.79	0.15
150	87.26	39.51	27.59	32.94	926.53	0.08
200	87.24	39.92	27.53	31.52	922.07	0.06

Tabel 4.2. Data dan Kinerja pipa helical 1 shell pass [14]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	117.03	53.7	29.49	53.91	1405.07	0.27
100	117.55	48.76	28.33	43.94	1798.64	0.17
150	117.84	45.61	27.97	40.05	2091.2	0.13
200	117.87	42.6	27.6	37.17	2209.59	0.10

Tabel 4.3. Data dan Kinerja pipa koil 2 shell pass [15]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	109.70	46.09	28.84	48.38	1124.99	0.190
100	105.57	41.31	27.04	35.70	999.99	0.080
150	104.38	38.55	26.62	31.63	868.12	0.040
200	105.46	36.85	26.69	29.60	671.81	0.020

Tabel 4.4. Data dan Kinerja pipa helical 2 shell pass [15]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	115.23	42.14	28.62	47.65	1095.59	0.17
100	114.46	37.22	27.58	36.81	1065.93	0.08
150	112.92	32.4	27.21	32.84	973.58	0.04
200	112.61	30.98	27.14	31.07	909.43	0.03

Tabel 4.5. Data dan Kinerja pipa koil 3 shell pass [18]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	85.62	49.18	22.54	59.90	2176.78	0.58
60	84.82	47.79	22.65	46.52	1670.92	0.46
70	85.47	46.96	22.14	39.45	1413.53	0.36
80	86.35	46.50	21.85	36.26	1344.94	0.31
90	87.10	45.89	22.00	34.52	1314.86	0.28
100	97.73	45.90	21.69	33.30	1354.82	0.25
150	89.31	44.34	21.53	30.03	1485.86	0.19
200	91.45	43.29	21.58	26.63	1176.97	0.11

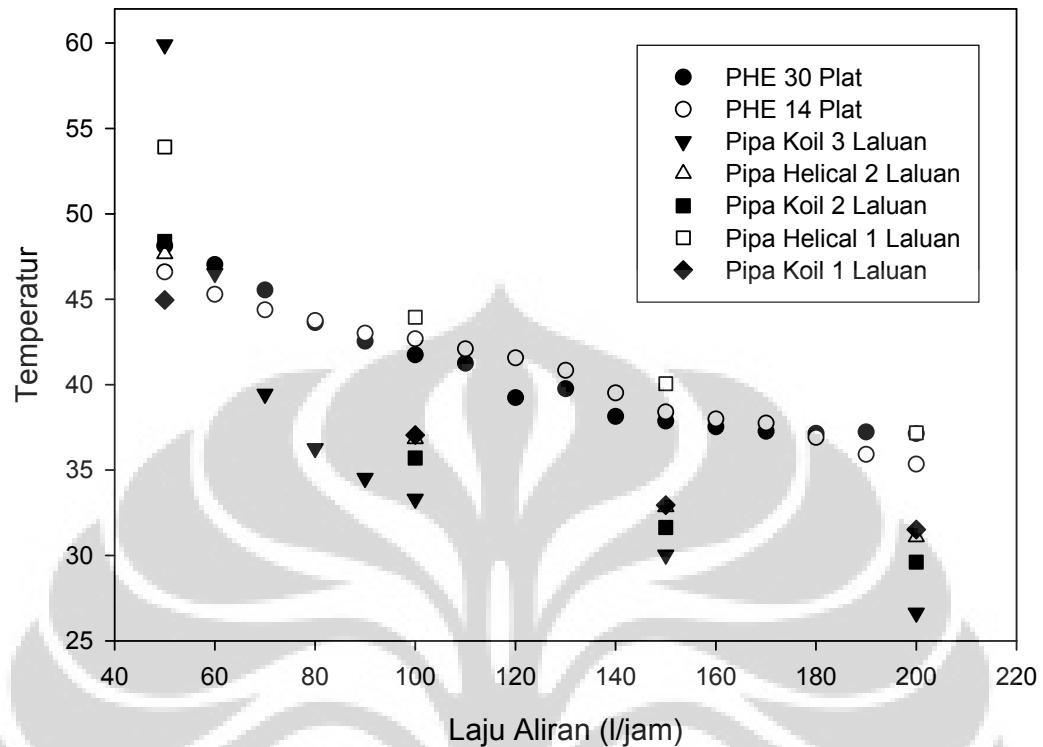
Tabel 4.6. Data dan Kinerja PHE 14 plat [19]

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	105.34	54.76	29.64	46.59	988.75	0.224
60	104.69	54.15	29.61	45.28	1096.90	0.209
70	104.11	53.89	29.52	44.37	1212.75	0.199
80	103.53	53.17	29.47	43.75	1332.80	0.193
90	103.08	52.61	29.39	43.01	1430.10	0.185
100	102.52	52.37	29.49	42.68	1538.83	0.181
110	99.17	51.18	29.52	42.09	1613.15	0.180
120	98.26	50.69	29.42	41.56	1699.60	0.176
130	97.19	50.04	29.51	40.83	1716.87	0.167
140	95.44	49.83	29.49	39.51	1636.60	0.152
150	94.36	49.31	29.51	38.4	1606.50	0.137
160	92.69	46.21	29.31	37.99	1642.67	0.137
170	90.13	46.59	29.29	37.74	1675.92	0.139
180	88.15	45.75	29.26	36.91	1682.10	0.130
190	88.66	43.69	29.17	35.92	1673.58	0.113
200	86.7	42.66	29.11	35.34	1638.00	0.108

Tabel 4.7. Data dan Kinerja PHE 30 plat

Debit Air (L/hr)	Temperatur (°C)				Q	$\epsilon$
	Refrigerant		Air			
	R Inlet	R Outlet	Air Inlet	Air Outlet		
50	104.34	54.47	28.53	48.12	1142.75	0.258
60	101.36	53.56	28.34	47.03	1308.30	0.256
70	99.56	53.28	28.32	45.53	1405.48	0.242
80	98.56	50.45	29.53	43.62	1315.07	0.204
90	97.63	49.46	29.14	42.53	1405.95	0.196
100	97.65	48.73	29.22	41.74	1460.67	0.183
110	98.42	47.85	29.51	41.24	1505.35	0.170
120	98.47	47.27	30.12	39.23	1275.40	0.133
130	94.32	45.64	29.83	39.75	1504.53	0.154
140	92.32	44.77	29.74	38.13	1370.37	0.134
150	94.24	43.33	29.95	37.86	1529.50	0.123
160	96.85	43.24	29.73	37.52	1564.27	0.116
170	95.21	43.37	29.82	37.26	1475.60	0.114
180	95.02	42.26	29.52	37.14	1627.50	0.116
190	93.31	42.44	29.53	37.23	1593.78	0.121
200	100.35	42.36	29.82	37.13	1472.33	0.104

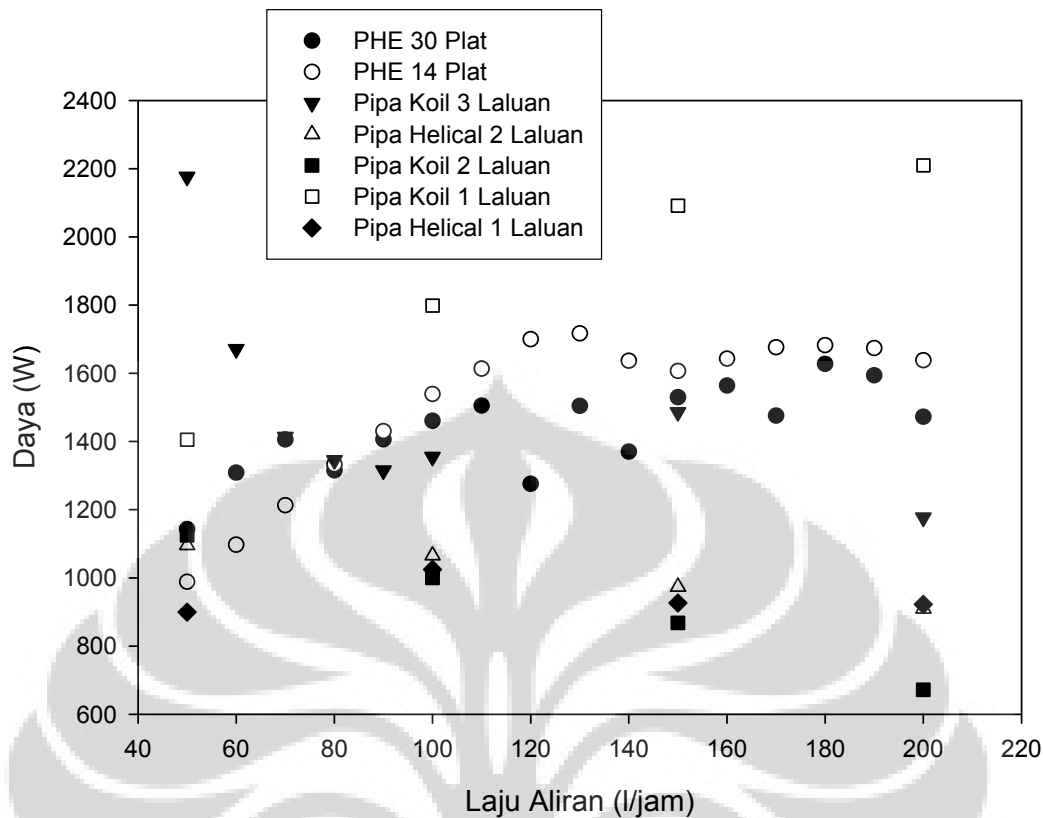
Dari data-data yang telah dipaparkan di atas, dianalisa perbandingan temperature outlet air, kalor yang diterima air, dan efisiensi tiap-tiap penukar kalor. Untuk memudahkan perbandingan, data laju aliran yang diambil antara 50 l/jam – 200 l/jam.



**Gambar 4.13** Perbandingan Temperatur Keluaran Air

Pada gambar 4.13 di atas, terlihat bahwa temperature outlet air tertinggi dihasilkan oleh penukar kalor tipe pipa koil dengan 3 shell pass pada laju aliran 50 L/jam. namun, alat penukar kalor tipe ini tercatat menghasilkan temperature outlet terkecil pada debit yang besar. Yaitu hanya 26,63 °C pada 200 L/jam. secara keseluruhan, nilai temperatur keluaran air dari setiap jenis penukar kalor, cenderung turun seiring dengan peningkatan laju alirannya. Pada alat penukar kalor tipe plat, deviasi penurunan suhunya kecil.

Untuk laju aliran 100 L/hr, urutan temperatur keluaran air yang tertinggi adalah penukar kalor tipe pipa helical 1 shell pass. Namun, nilai temperaturnya tidak berbeda jauh dengan penukar kalor tipe plat dengan ketebalan 14 plat maupun 30 plat. Temperaturnya berada pada kisaran 42 °C.

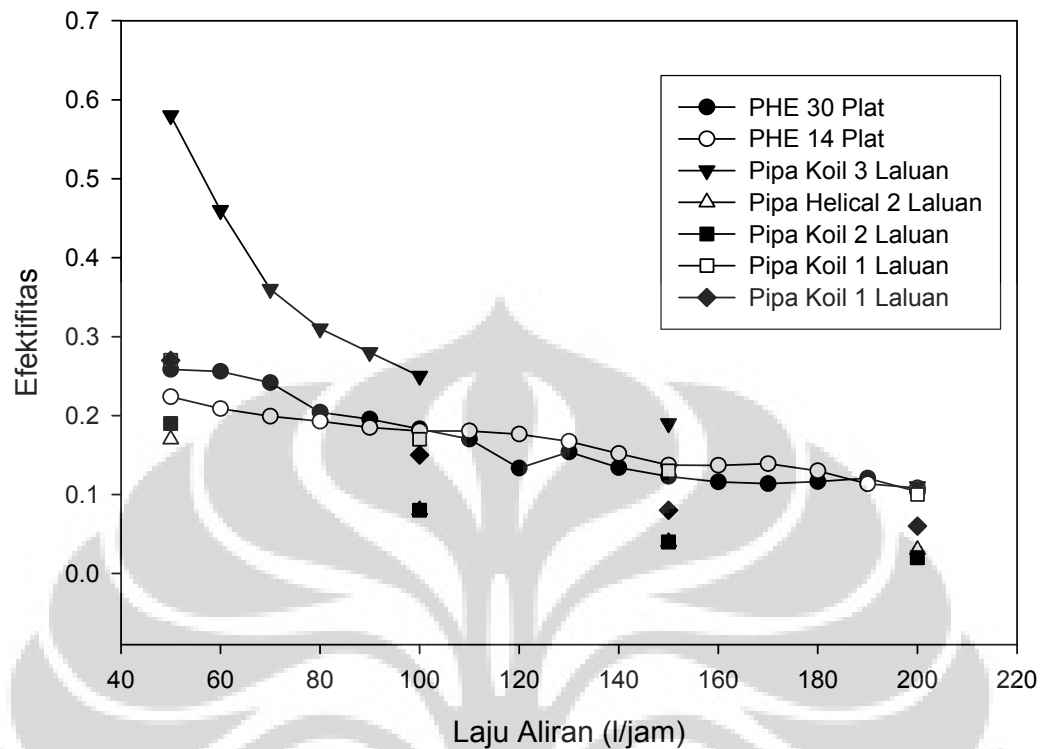


**Gambar 4.14** Perbandingan Kalor yang Diterima Air

Kenaikan temperatur pada air dapat mengindikasikan bahwa telah terjadi perpindahan kalor dari refrigerant ke air. Kalor yang berinteraksi adalah kalor yang dilepas fluida panas, kalor yang diterima fluida dingin adalah kalor yang dipindahkan oleh penukar kalor.

Penelitian menggunakan penukar kalor tipe plat menunjukkan nilai kalor yang diterima air meningkat sesuai dengan laju alirannya, begitu pula yang terjadi pada penukar kalor tipe pipa helical 1 shell pass, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.14. Namun tidak semua penukar kalor menunjukkan fenomena yang demikian, untuk tipe pipa koil 3 shell pass, kecenderungan yang terjadi menjadi terbalik. Kalor yang diterima air menurun dibandingkan laju alirannya.

Kalor yang diterima air terbesar terjadi pada penukar kalor tipe pipa helical 1 shell pass, yaitu sebesar 2200 W pada laju aliran 200 L/hr. Pada laju aliran yang sama, pipa koil 2 shell pass maupun pipa helical 2 shell pass, tidak dapat menyalurkan kalor yang cukup besar ke air. Nilai kalor yang disalurkan kedua penukar kalor tersebut hanya berkisar 650 W.



**Gambar 4.15** Perbandingan Efektifitas

Nilai efektifitas PHE, baik yang berketebalan 14 plat maupun 30 plat, berada di bawah nilai efektifitas dari sistem ACWH dengan menggunakan alat penukar kalor tipe koil dengan 3 lualan. Nilai efektifitas PHE berada pada kisaran 0,1 – 0,25. Pada laju aliran 50 l/jam, tercatat pipa koil dengan 3 lualan memiliki nilai efektifitas yang tertinggi yaitu sebesar 0,58, sedangkan untuk PHE dengan ketebalan 30 plat hanya sebesar 0,258.

Pada setiap jenis alat penukar kalor yang digunakan pada sistem ACWH, nilai efektifitasnya cenderung menurun seiring dengan kenaikan laju alirannya.

Menyikapi banyaknya refrigeran yang dibutuhkan pada sistem ACWH, perlu dipikirkan refrigeran alternatif sebagai substitusi untuk R22 tanpa perlu merubah peralatan yang sudah ada sebelumnya.

### **Perkembangan Teknologi di Bidang Refrigeran**

Refrigeran adalah fluida kerja yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi. Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena dialah yang menimbulkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. Seperti

telah dijelaskan pada Bagian 1, masalah kontemporer yang menghadang refrigeran adalah munculnya lubang ozon dan pemanasan global [20].

ASHRAE (2005) mendefinisikan refrigeran sebagai fluida kerja di dalam mesin refrigerasi, pengkondisian udara, dan sistem pompa kalor. Refrigeran menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, biasanya melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi. Calm (2002) membagi perkembangan refrigeran dalam 3 periode: Periode pertama, 1830-an hingga 1930-an, dengan kriteria refrigeran "apa pun yang bekerja di dalam mesin refrigerasi". Refrigeran yang digunakan dalam periode ini adalah ether, CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, SO<sub>2</sub>, hidrokarbon, H<sub>2</sub>O, CCl<sub>4</sub>, CHCs. Periode ke-dua, 1930-an hingga 1990-an menggunakan kriteria refrigeran: aman dan tahan lama (durable). Refrigeran pada periode ini adalah CFCs (Chloro Fluoro Carbons), HCFCs (Hydro Chloro Fluoro Carbons), HFCs (Hydro Fluoro Carbons), NH<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>O. Periode ke-tiga, setelah 1990-an, dengan kriteria refrigeran "ramah lingkungan". Refrigeran pada periode ini adalah HCFCs, NH<sub>3</sub>, HFCs, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>.

Perkembangan mutakhir di bidang refrigeran utamanya didorong oleh dua masalah lingkungan, yakni lubang ozon dan pemanasan global. Sifat merusak ozon yang dimiliki oleh refrigeran utama yang digunakan pada periode ke-dua, yakni CFCs, dikemukakan oleh Molina dan Rowland (1974) yang kemudian didukung oleh data pengukuran lapangan oleh Farman dkk. (1985). Setelah keberadaan lubang ozon di lapisan atmosfer diverifikasi secara saintifik, perjanjian internasional untuk mengatur dan melarang penggunaan zat-zat perusak ozon disepakati pada 1987 yang terkenal dengan sebutan Protokol Montreal. CFCs dan HCFCs merupakan dua refrigeran utama yang dijadwalkan untuk dihapuskan masing-masing pada tahun 1996 dan 2030 untuk negara-negara maju (United Nation Environment Programme, 2000). Sedangkan untuk negara-negara berkembang, kedua refrigeran utama tersebut masing-masing dijadwalkan untuk dihapus (phased-out) pada tahun 2010 (CFCs) dan 2040 (HCFCs) (Powell, 2002). Pada tahun 1997, Protokol Kyoto mengatur pembatasan dan pengurangan gas-gas penyebab rumah kaca, termasuk HFCs (United Nation Framework Convention on Climate Change, 2005).



## **Kebijakan Internasional dan Nasional Mengenai Dampak Lingkungan Refrigeran[21]**

Kesadaran masyarakat internasional akan pentingnya menjaga lapisan ozon dituangkan ke dalam berbagai konvensi, antara lain:

- **Vienna Convention**
- **Montreal Protocol**
- **London Amendement**
- **Copenhagen Amendement**

Tidak hanya masyarakat internasional yang sadar akan pentingnya menjaga lapisan ozon. Pemerintah Indonesia juga memperhatikannya, hal tersebut dituangkan ke dalam berbagai peraturan baik berupa keputusan presiden maupun keputusan menteri antara lain :

- **Kep. Pres No:23 Tahun 1992**, meratifikasi Konvensi Wina, Montreal Protocol dan Amendemen London.
- **Kep. Menperindag No: 110/MPP/Kep/1/1998**, mengenai pelarangan memproduksi barang yang menggunakan ODS dan kewajiban barang baru menggunakan zat non ODS. Bahan ODS dan barang yang terbuat dari ODS hanya dapat diperdagangkan sampai 2005.
- **Kep. Menperindag No: 111/MPP/Kep/1/1998**, mengenai pelarangan import ODS dan pembatasan import CFC-12 untuk keperluan purna jual sampai tahun 2003 sebanyak 700 ton melalui importir terdaftar.
- **Kep. Menperindag No: 410-411/MPP/Kep/9/1998**
- **Kep. Menperindag No: 789-790/MPP/Kep/12/2002**, mengenai perpanjangan izin import ODS oleh importir terdaftar sampai 31 Desember 2007.

Protokol Montreal memaksa para peneliti dan industri refrigerasi membuat refrigeran sintetis baru, HFCs (*Hydro Fluoro Carbons*) untuk menggantikan refrigeran lama yang ber-klorin yang dituduh menjadi penyebab rusaknya lapisan

ozon. Banyak kalangan menyebutkan bahwa Protokol Montreal adalah salah satu perjanjian internasional di bidang lingkungan yang paling berhasil diterapkan.

Jika Protokol Montreal dan Kyoto dilaksanakan secara penuh dan konsisten, maka secara umum pada saat ini belum ada pilihan refrigeran komersial selain refrigeran alami. Meskipun perlu dicatat bahwa baru-baru ini terdapat produsen refrigeran yang mengklaim keberhasilannya membuat refrigeran yang tidak merusak ozon dan tidak menimbulkan pemanasan global (ASHRAE, 2006). Beberapa refrigeran alami yang sudah digunakan pada mesin refrigerasi adalah: amonia ( $\text{NH}_3$ ), hidrokarbon (HC), karbondioksida ( $\text{CO}_2$ ), air. Kata "alami" menekankan keberadaan zat-zat tersebut yang berasal dari sumber biologis ataupun geologis; meskipun saat ini beberapa produk refrigeran alami masih didapatkan dari sumber daya alam yang tidak terbarukan, misalnya hidrokarbon yang didapatkan dari oil-cracking, serta amonia dan  $\text{CO}_2$  yang didapatkan dari gas alam (Powell, 2002).

Setelah periode CFCs, R22 (HCFC) merupakan refrigeran yang paling banyak digunakan di dalam mesin refrigerasi dan pengkondisian udara. Saat ini beberapa perusahaan pembuat mesin-mesin refrigerasi masih menggunakan refrigeran R22 dalam produk-produk mereka.

### **Pemilihan Refrigeran**

Pemilihan refrigerant secara umum berdasarkan kepada kecocokan tekanan uap refrigerant pada kondisi operasinya, walaupun tidak semua kasus seperti itu. Refrigerant juga harus dipilih yang dapat meningkatkan efisiensi sistem. Ketika berhadapan dengan refrigerant campuran, seharusnya kita sudah tidak mempermasalahkan mengenai perubahan komposisinya serta pergerakan temperaturnya. Beberapa syarat yang harus dimiliki oleh refrigeran pengganti, yakni memiliki sifat-sifat termodinamika yang berdekatan dengan refrigeran yang hendak digantikannya, utamanya pada tekanan maksimum operasi refrigeran baru yang diharapkan tidak terlalu jauh berbeda dibandingkan dengan tekanan refrigeran lama yang ber-klorin. Refrigerant pengganti hendaknya juga tidak mudah terbakar apalagi beracun.

Sebagai Panduan umum untuk pemilihan refrigerant, tabel 4.8 menyediakan indikasi batasan aplikasi dimana refrigerant jenis HC dapat diaplikasikan.

Tabel 4.8. Lingkup Aplikasi untuk refrigerant hidrokarbon[22]

<b>Refrigerant</b>	<b>Lingkup Aplikasi</b>	<b>Pengganti</b>
R600a (isobutane)	Temperatur tinggi/sedang ; peralatan rumah tangga	(R12, R134a)*
R290 (propane)	Temperatur tinggi/sedang/rendah; komersial, industrial; freezers, AC; heat pump ; peralatan rumah tangga	R22, R404A, R407C, R507A
R1270	Temperatur tinggi/sedang/rendah komersial, industrial; freezers, AC; heat pump ; peralatan rumah tangga, chiller	R22, R404A, R407C, R507A
R170	Sistem kaskade dengan temperature rendah	R13, R23, R503
*R600a memiliki kapasitas refrigerasi volumetric kira-kira setengah dari R12 dan R134a. sehingga R600a bukan merupakan pengganti secara “thermodynamik” untuk refrigerant ini		

### **Pemilihan *hidrokarbon refrigerant R290***

Refrigerant R290, atau propane, adalah salah satu kemungkinan pengganti refrigerant jenis R22 [5], yang mempunyai dampak besar terhadap lingkungan, dalam sistem hermetic kecil, seperti sistem AC, kulkas ataupun sistem pendinginan kecil lainnya. Ringkasan perbandingan dampak refrigeran terhadap lingkungan CFC-12, HCFC-22, HCFC-134a dan hidrokarbon ditunjukkan pada Tabel 4.9. Terlihat bahwa hidrokarbon adalah refrigeran yang ramah lingkungan, karena tidak merusak ozon (ODP nol) dan tidak menyebabkan pemanasan global (GWP diabaikan).

Tabel 4.9. Perbandingan dampak terhadap lingkungan

<b>Refrigeran</b>	<b>Formula</b>	<b>Usia aktif (tahun)</b>	<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
CFC-12	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	120	1.0	4000
HCFC-22	$\text{CHClF}_2$	13.3	0.055	1700
HFC-134a	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	14.6	0	1300
Hidrokarbon	$\text{C}_n\text{H}_m$	<1	0	-

Perlu diperhatikan bahwa pemakaian refrigerant R290 bukanlah suatu hal yang baru. P.J. van der Weyde dari Philadelphia telah menggunakannya pada tahun 1866. R290 mempunyai sejarah yang panjang di dunia refrijerasi. Refrigerant ini telah digunakan bahkan sejak CFCs belum dikembangkan secara luas dan dikenalkan kembali untuk digunakan pada heat pump setelah masa pemakaian CFCs berakhir.

Di beberapa Negara, para produsen alat-alat kebutuhan rumah tangga telah mulai menggunakan R290 untuk menggantikan R404A, R134a, dan R22 pada aplikasinya semenjak tahun 2000. Propane R290 merupakan refrigerant dengan nilai efisien energy yang baik, namun membutuhkan perlakuan khusus untuk sifat mudah terbakar dari propane ini.

### Perbandingan refrigerant

Sifat-sifat dari R290 dan refrigerant lainnya yang biasa digunakan pada sistem hermetic kecil dapat ditunjukkan oleh tabel 4.10. Pada beberapa bagian, hal ini dapat mengakibatkan beberapa perubahan desain pada sistem.

Tabel 4.10. Perbandingan data refrigerant[23]

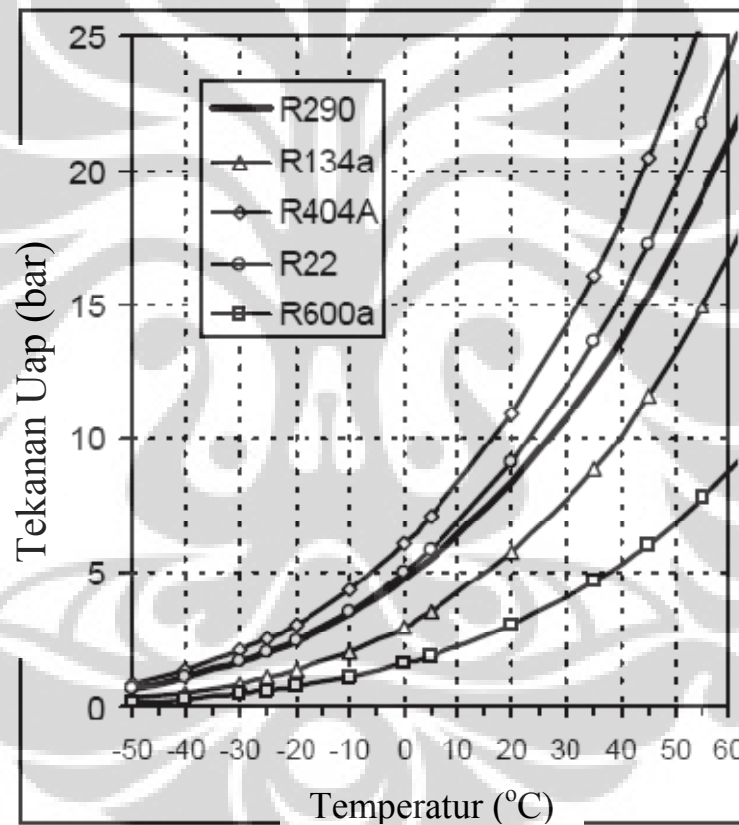
Refrigerant	R 290	R 134a	R22	R600a
Nama	Propane	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	Chloro-difluoro-methane	Isobutane
Formula	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	CF <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> F	CHF <sub>2</sub> Cl	(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH
Temperatur kritis (°C)	96.7	101	96.1	135
Berat molekul (kg/kmol)	44.1	102	86.5	58.1
Titik didih normal	-42.1	-26.5	-40.8	-11.6
Tekanan pada -25 °C (bar absolut)	2.03	1.07	2.01	0.58
Kepadatan Cairan pada -25 °C (kg/l)	0.56	1.37	1.36	0.60
Kepadatan Uap pada -25/+32 °C (kg/m <sup>3</sup> )	3.6	4.4	7.0	1.3
Kapasitas Volumetrik pada -25/55/32 °C (kJ/m <sup>3</sup> )	1164	658	1244	373
Entalpi Penguapan pada -25 °C (Kj/kg)	406	216	223	376

(lanjutan)

Tekanan pada +20 °C (bar absolut)	8.4	5.7	9.1	3.0
--------------------------------------	-----	-----	-----	-----

### Tekanan

Perbedaan antara R290 dan R134a terdapat pada bagian *pressure level*, sedangkan untuk R22 dan R404a cenderung lebih dekat. Misalnya pada temperature evaporasi -25°C, tekanan R290 bernilai sekitar 190% dari tekanan R134a, 81% dari R404a, 350% dari R600a, namun cenderung sama terhadap nilai tekanan R22. Hubungan ini juga berkaitan dengan nilai normal boiling point R290 yang mendekati R22.



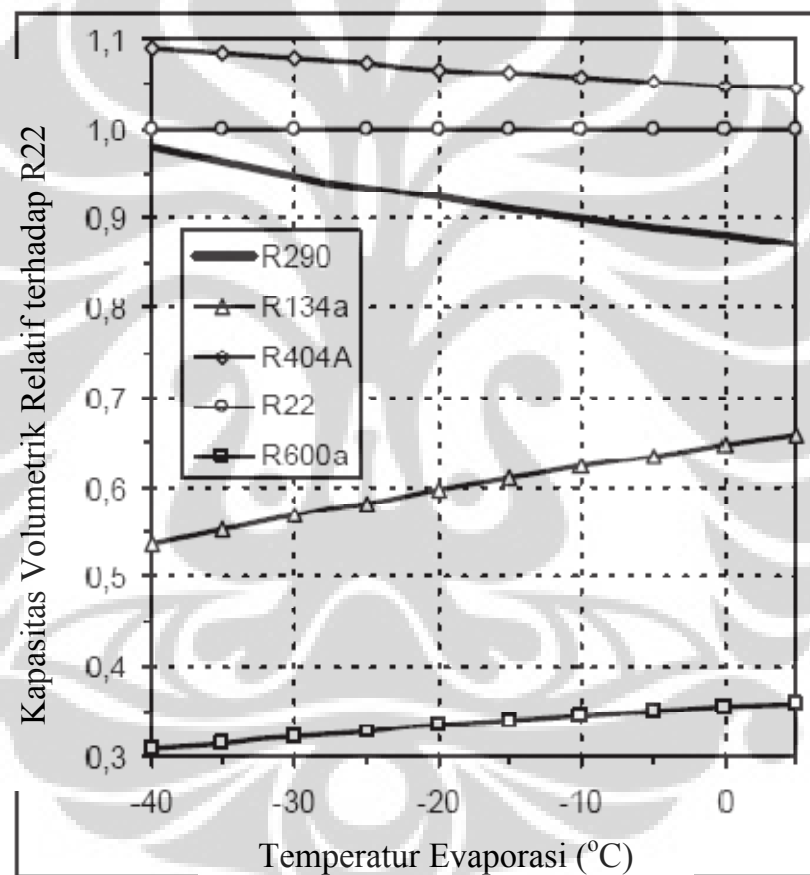
**Gambar 4.16** Perbandingan Tekanan uap beberapa refrigeran dengan temperature[23]

Nilai *pressure level* dan temperature kritis hamper mirip dengan R22. Namun, discharge temperaturnya lebih rendah. Hal ini memberikan kesempatan fluida untuk bekerja dengan rasio tekanan yang lebih tinggi, yang berarti

menghasilkan temperature evaporasi yang lebih rendah, atau pada temperatur suction gas yang lebih tinggi.

### Kapasitas Volumetrik

Kapasitas volumetrik R290 bernilai 90% dari R22, atau 150% dari R134a pada 45°C condensing temperature, seperti terlihat pada gambar 4.17 Nilai kapasitas pendinginan volumetric didapat dari perhitungan dari suction gas density dan perbedaan enthalpy pada evaporasi.



**Gambar 4.17** Kapasitas Volumetrik R290, R134a, R404A dan R600a, relative terhadap R22, pada kondensasi 45°C dan 32°C temperature hisap [23]

### Pengisian Refrigeran

Jika R290 akan diisi pada sistem pendinginan yang sama, jumlah pengisiannya dalam gram akan jauh berkurang. Namun, perhitungan dalam  $\text{cm}^3$ , jumlahnya kurang lebih akan sama memenuhi ke dalam sistem. Berdasarkan tabel 1 diatas, jumlah pengisian R290 hanya sebanyak 40% dari pengisian R22 dalam gram.

Batas pengisian maksimum menurut peraturan keselamatan [24] adalah berjumlah 150 gram untuk alat pendinginan rumah tangga dan peralatan yang sejenis, yaitu sekitar 360 g R22.

### Flammability Hidrokarbon

Hidrokarbon dapat terbakar bila berada di dalam daerah segitiga api yaitu tersedianya : hidrokarbon, udara dan sumber api. Jika salah satu dari ketiga faktor tersebut tidak terpenuhi maka proses kebakaran tidak akan terjadi. Hal ini mengakibatkan tidak akan terjadi kebakaran di dalam sistem refrigerasi karena tidak adanya udara (tekanan sistem refrigerasi lebih tinggi dari tekanan atmosfer). Tabel 4.11 memberikan penjelasan mengenai karakteristik flammability dari refrigerant hidrokarbon. Nilai tersebut perlu diperhatikan pada tahap desain untuk memperhitungkan batas pengisian maksimum refrigerant, aliran udara ventilasi, dan batasan maksimum dari temperature komponen.

Tabel 4.11. Karakteristik mampu bakar beberapa refrigerant hidrokarbon [6,7]

Refrigeran	Jenis	Lower Flammability Limit (LFL)		Temperatur auto-ignition ( $^{\circ}\text{C}$ )
		dengan Volume (%)	dengan massa ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	
Ethane	R170	3	0.037	515
Propane	R290	2.1	0.038	470
Iso-butane	R600a	1.8	0.043	460
Propylene	R1270	2.5	0.043	455

Hidrokarbon termasuk kelompok refrigeran A3, yaitu refrigeran tidak beracun yang mempunyai batas nyala bawah (*Low Flammability Limit/LFL*) kurang dari 3,5%. Hidrokarbon dapat terbakar jika berada di antara ambang batas

nyala 2-10% volume. Bila konsentrasi hidrokarbon di udara kurang dari 2% maka tidak cukup hidrokarbon untuk terjadinya pembakaran, demikian juga bila konsentrasinya di atas 10% karena oksigen tidak cukup untuk terjadinya pembakaran. Secara praktis batas nyala bawah sekitar  $35 \text{ g/m}^3$  bagi rata-rata refrigeran HC di udara [24].

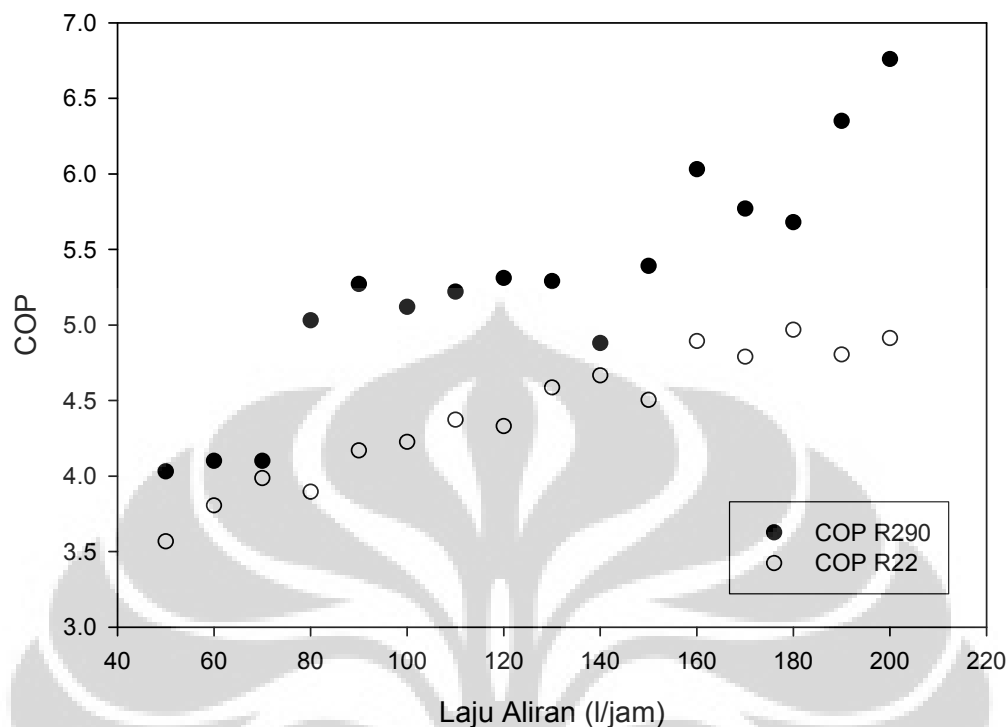
Sifat flammable hidrokarbon dapat diantisipasi dengan memperhatikan prosedur dan standard kerja, di antaranya Standard Nasional Indonesia (SNI), standard Inggris BS : 4434 tahun 1995 standard Jerman DIN 7003, standard Australia AS 1596-1989 dan AS 1677.

### **Simulasi Coolpack**

Untuk membandingkan unjuk kerja sistem ACWH dengan refrigerant yang berbeda, penulis menggunakan software Coolpack. Perangkat lunak ini biasa digunakan pada bidang teknik refrigerasi karena database yang dimiliki perangkat lunak ini cukup lengkap untuk mensimulasikan perbandingan refrigerant R22 dengan R290 pada sistem ACWH,

Data COP R22 didapat dari perhitungan, sedangkan data COP R290 didapat dari hasil simulasi coolpack. Perbandingan antara hasil perhitungan COP R22 dengan simulasi R290 coolpack dapat dilihat pada gambar 4.29. di bawah ini.





**Gambar 4.18** Perbandingan COP R22 dengan simulasi COP R290

Dari gambar diatas terlihat bahwa sejak laju aliran di atas 50 L/hr, COP R290 hasil simulasi lebih besar dibandingkan dengan COP R22. Naiknya nilai COP ini diikuti dengan turunnya nilai pressure ratio, yang artinya beban kompresor semakin ringan. Pada laju aliran 200 L/hr, COP R290 hasil simulasi menunjukkan nilai 6,76, sedangkan COP R22 hanya sebesar 4,91. Untuk laju aliran 100 L/hr, COP R290 hasil simulasi menunjukkan nilai 5,12, sedangkan COP R22 hanya sebesar 4,22.

Secara teoritis, pemakaian hidrokarbon lebih efisien dibandingkan dengan refrigeran sintetik, hal ini berlaku untuk sistem AC normal, maupun sistem ACWH seperti pada penelitian kali ini. Hal tersebut ditunjukkan oleh COP (*Coefficient of Performance*) yang lebih besar, seperti yang terlihat pada hasil simulasi di atas. Hal tersebut dapat disebabkan sebagai berikut:

Rasio tekanan (perbandingan tekanan dorong dengan tekanan hisap kompresor) yang lebih kecil dari rasio tekanan refrigeran sintetik. Hal ini dapat mengakibatkan kecilnya kerja kompresor yang diperlukan sehingga menghemat konsumsi energy (penurunan sekitar 10-20% daya listrik).

Kalor laten dan efek refrigerasi yang lebih besar dari refrigeran sintetik. Karakteristik ini mengakibatkan kapasitas pendinginan dan *cooling rate* yang lebih besar dari kapasitas pendinginan dan *cooling rate* dengan refrigeran sintetik.

Kerapatan (*density*) hidrokarbon yang lebih kecil dari kerapatan refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan jumlah pemakaian hidrokarbon lebih sedikit, sekitar 30% dari berat penggunaan refrigeran sintetik untuk volume yang sama. Untuk pemakaian AC normal, pengisian refrigerant R22 untuk mencapai tekanan kerjanya membutuhkan refrigerant sekitar 600 g<sup>l</sup>, sedangkan untuk sistem ACWH pada penelitian ini dibutuhkan refrigerant sebanyak 1,8kg untuk mencapai tekanan optimal pada sistem. Jika sistem ACWH diisi refrigerant hidrokarbon R290, maka jumlah refrigeran yang diisi hanya 30% dari 1,8kg, atau sekitar 540 g. Jumlah tersebut kurang lebih sama dengan jumlah yang dibutuhkan untuk mengisi refrigerant R22 pada sistem AC normal.

Viskositas yang lebih kecil dari refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan kecilnya rugi-rugi tekanan sepanjang sistem refrigerasi yang meringankan beban kompresor dan mengawetkan sistem refrigerasi. Pada simulasi ini, terjadinya penurunan tekanan dalam sistem ACWH tidak diperhitungkan pada perhitungan COP R 290.

#### Keunggulan Refrigeran Hidrokarbon R290

Refrigeran hidrokarbon merupakan refrigeran alternatif jangka panjang refrigeran CFCs/HCFCs. Dua keunggulan penting yang dimilikinya adalah ramah lingkungan dan karakteristik termodinamika yang handal sehingga meningkatkan kinerja dan menghemat konsumsi energi sistem refrigerasi secara aman. Pemakaian hidrokarbon dengan isu hemat energi dan ramah lingkungan masih belum bisa diterima secara luas seperti pemakaian freon sebagai refrigeran. Hal ini disebabkan oleh kekhawatiran masyarakat akan sifat hidrokarbon yang bisa terbakar. Sifat ini sebenarnya tidak membahayakan jika digunakan sesuai prosedur yang benar.

Untuk pemakaian pada sistem ACWH, jumlah refrigerant hidrokarbon yang digunakan sekitar 600 gram, hal ini dapat membahayakan apabila terjadi kebocoran. Selain itu, perlu diperhatikan bahwa batas aman dari penggunaan refrigerant yang mudah terbakar ini adalah sekitar 150 gram.

## BAB 5

### KESIMPULAN & SARAN

#### V.1. Kesimpulan

Berdasarkan analisis yang didapatkan selama pengujian, dapat diambil beberapa kesimpulan:

- Dengan AC berdaya 1 PK, dan debit aliran 50L/jam sampai 200 L/jam, sistem ACWH dapat menghasilkan air panas dengan temperatur 37-48<sup>0</sup>C.
- Semakin tinggi beban pendinginan, temperatur air panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Pada variasi beban pendinginan 1800-2600W, temperatur air panas yang dihasilkan bervariasi antara 40-41<sup>0</sup>C.
- Sistem ACWH akan menurunkan kerja kompresor. Semakin tinggi debit aliran air, kerja kompresor akan semakin turun karena heat recovery pada ACWH akan semakin besar
- Keuntungan yang didapat dari ACWH selain penurunan kerja kompresor, adalah keuntungan utama yaitu berupa air panas yang dihasilkan. Pada debit aliran air 50L/hr. didapat panas air maksimum sebesar 48,12<sup>0</sup>C.

#### V.2. Saran

Dari serangkaian proses pengujian yang sudah dilakukan, ditemukan beberapa hambatan. Untuk pengujian selanjutnya, dapat dilakukan beberapa perbaikan seperti:

1. Perlu dilakukan kontrol yang lebih akurat terhadap beberapa parameter pengujian seperti pengukuran debit aliran refrigeran yang masuk ke PHE, pengkondisian udara pada kondensor untuk menghasilkan perhitungan yang lebih akurat.
2. Untuk meningkatkan performa ACWH, dapat ditambahkan *Suction Gas Heat Exchanger*.
3. Perlu ditambahkan penukar kalor untuk menurunkan temperatur refrigeran yang keluar dari PHE sehingga mencapai temperatur ideal refrigeran keluar dari kondenser (30<sup>0</sup>C). Kalor yang dibuang ini dapat digunakan untuk memanaskan air sebelum masuk ke PHE (*preheat*)
4. Perlu dipikirkan suatu cara untuk mengalirkan keseluruhan refrigeran melalui PHE tanpa membuat tekanannya drop menjadi 10 psi.

## DAFTAR REFERENSI

- [1] Yergin, Daniel, “World Energy Supply”, Encarta Reference Library, 2006
- [2] Cengel, Yunus.A., “Heat Transfer; A Practical Approach 2<sup>nd</sup> Edition”, McGraw-Hill, New York, 2003
- [3] Shah, R.K., “Fundamentals of Heat Exchanger Design”, John Wiley & Sons Inc., New Jersey, 2003
- [4] IV, John Lienhard & John Lienhard V, “A Heat Transfer Textbook”, Phlogiston Press, Massachusetts, 2001
- [5] Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc., “Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association”, New York, 7<sup>th</sup> ed., 1988
- [6] Incropera, Frank P., et al, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, John Wilet & Sons (Asia) Pte. Ltd., Singapore, 2002
- [7] Saunders, E.A.D., “Heat Exchangers – Selection, Design, and Construction”, John Wiley & Sons, New York, 1988
- [8] Mardiana, Dian, “Perbandingan Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe Pipa Koil & Pipa Helical pada Air Conditioner Water Heater”, 2005
- [9] Amri, Hidayat Dwi, “Karakterisasi Unjuk Kerja Air Conditioner Water Heater dengan Menggunakan Penukar Kalor Double Shell Pass”, 2002
- [10] Nandy Putra, Agus LMS. “Unjuk Kerja Sistem ACWH Menggunakan Penukar Kalor Plat”. 2007
- [11] H.J. Laue, Regional report Europe: “heat pumps—status and trends”, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 414–420.
- [12] Mei, V.C., (2003, February). Development of refrigerant charge indicator and dirty air filter sensor. Sponsored project by the US Department of Energy
- [13] Handi Chandra, “Karakteristik Alat Penukar Kalor Tipe Koil Tiga Laluan Pada Sistem Air Conditioner Water Heater” Skripsi Program Sarjana Fakultas Teknik UI, Depok 2007
- [14] Luky Christian, “Pengujian Sistem Air Conditioning Water Heater dengan Alat Penukar Kalor Tipe Plat”. Skripsi Program Sarjana Fakultas Teknik UI, Depok 2008

- [15] Setyo, Yuli. (2008, Agustus). Perkembangan Terkini Teknik Refrigerasi. Juni 1 2009. [http://teknik-pendingin.blogspot.com/2008\\_08\\_01\\_archive.html](http://teknik-pendingin.blogspot.com/2008_08_01_archive.html)
- [16] Himpunan Praktisi Tata Udara dan Refrigerasi (HIMPATUR). (2004, December). *Karakteristik Bahan dan Aspek Lingkungan Refrigeran Hidrokarbon*. Paper presented at Pelatihan Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon pada Mesin Pendingin, Bandung.
- [17] House, Kelvin. (2001, February). Guidelines for the use of Hydrocarbon Refrigerants in Static Refrigeration and Air Conditioning Systems. *The Air Conditioning and Refrigeration Industry Board*. Carshalton.
- [18] Practical Application of Refrigerant R290 Propane in Small Hermetic Systems. (2000, November) Technical Information, Danfoss.
- [19] Refrigerators, food-freezers and ice-makers using flammable refrigerants, Safety Requirements, Ammendment to IEC 60 335-2-24, CENELEC, July 1995
- [20] United Nations Environment Programme Industry and Environment, *Chillers and Refrigerant Management*, United Nations Publication, Paris, 1994.
- [21] Watanabe, Koichi, Widiatmo, Januarius V., *Alternative Refrigerants and their thermophysical Properties Research*, Seminar on ODS Phase Out, 5-7 Mei 1999, Bali
- [22] Ecofrig, *Refrigeration Appliances Using Hydrocarbon Refrigerants*, Ecofrig publication, United Kingdom, 1997.
- [23] Jazwin, Richard, *Alternative Refrigerants*, ICI Klea, Wilmington, 1995.
- [24] Jurgensen, Propane as R22-Replacement in Commercial Appliances, Danfoss Compressors GmbH, Flensburg,
- [25] BS 4434: 1995 Specification for safety and environmental aspects in the design, construction and installation of refrigerating appliances and systems., BSI, London 1997.
- [26] BS EN 378: 2000 Refrigerating systems and heat pumps – safety and environmental requirements.

- [27] ASHRAE. 1993. *1993 ASHRAE handbook-Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.



Lampiran 1 Perhitungan Variasi Laju Aliran

Water Flow (L/hr)	Temperature (°C)					W comp Wcomp	Q2-2' Qwater	Cp liq (KJ/kg.K)	Cp gas (KJ/kg.K)	Cp mix (KJ/kg.K)	h2-h2' (kJ/kg)	m dot (kg/s)	h2-h1 (kJ/kg)	COP	NTU	ε
	Refrigerant		Water		ΔT R											
	R, I	R, O	W, I	W, O												
50	104.34	54.47	28.53	48.12	49.87	924	1142.75	1.524	1.264	1.394	49.38	0.0231	40.60	3.57	1.56	0.258
60	101.36	53.56	28.34	47.03	47.8	902	1308.30	1.515	1.251	1.383	47.3	0.0277	38.51	3.81	1.59	0.255
70	99.56	53.28	28.32	45.53	46.28	880	1405.48	1.506	1.238	1.372	45.56	0.0308	37.55	3.99	1.53	0.241
80	98.56	50.45	29.53	43.62	48.11	880	1315.07	1.488	1.212	1.350	47.04	0.0280	38.87	3.90	1.05	0.204
90	97.63	49.46	29.14	42.53	48.17	836	1405.95	1.439	1.140	1.290	44.84	0.0314	39.87	4.17	1.00	0.195
100	97.65	48.73	29.22	41.74	48.92	836	1460.67	1.454	1.164	1.309	46.43	0.0315	39.05	4.23	0.95	0.182
110	98.42	47.85	29.51	41.24	50.57	814	1505.35	1.454	1.164	1.309	48.06	0.0313	39.25	4.37	0.89	0.170
120	98.47	47.27	30.12	39.23	51.2	770	1275.40	1.402	1.086	1.244	46.01	0.0277	41.01	4.33	0.81	0.133
130	94.32	45.64	29.83	39.75	48.68	770	1504.53	1.402	1.086	1.244	44.09	0.0341	37.31	4.59	0.85	0.153
140	92.32	44.77	29.74	38.13	47.55	726	1370.37	1.397	1.080	1.239	43.03	0.0318	35.83	4.67	0.82	0.134
150	94.24	43.33	29.95	38.69	50.91	792	1529.50	1.397	1.080	1.239	46.12	0.0332	37.56	4.50	0.79	0.135
160	96.85	43.24	29.73	38.11	53.61	726	1564.27	1.397	1.080	1.239	48.44	0.0323	40.14	4.89	0.78	0.124
170	95.21	43.37	29.82	37.26	51.84	726	1475.60	1.396	1.078	1.237	46.83	0.0315	38.63	4.79	0.78	0.113
180	95.02	42.26	29.52	37.27	52.76	726	1627.50	1.395	1.076	1.235	47.71	0.0341	38.80	4.97	0.78	0.118
190	93.31	42.44	29.53	36.72	50.87	748	1593.78	1.395	1.076	1.235	46.07	0.0346	37.94	4.80	0.79	0.112
200	100.35	42.36	29.82	36.13	57.99	704	1472.33	1.395	1.076	1.235	52.15	0.0282	42.73	4.91	0.76	0.089

Lampiran 2 Perhitungan Variasi Beban Pendinginan

Cooling Load (W)	Temperature (°C)				$\Delta T$	W comp	Q2-2'	Cp liquid (kJ/kg.K)	Cp gas (kJ/kg.K)	Cp mix (kJ/kg.K)	h2-h2' (kJ/kg)	m dot (kg/s)	h2-h1 (kJ/kg)	COP	NTU	$\epsilon$
	Refrigerant		Water													
	R, I	R, O	W, I	W, O												
1800	90.35	44.35	28.41	40.81	46	814	1446.67	1.448	1.154	1.301	44.59	0.0324	34.28	3.45	0.97	0.200
2000	95.58	45.72	29.13	40.83	49.86	814	1365	1.454	1.164	1.309	47.94	0.0285	38.69	3.58	0.90	0.176
2200	96.42	46.56	29.25	40.48	49.86	814	1310.17	1.453	1.161	1.307	47.65	0.0275	39.42	3.73	0.89	0.167
2400	97.52	47.32	29.12	41.64	50.2	836	1460.67	1.456	1.166	1.311	47.96	0.0305	39.36	4.01	0.92	0.183
2600	97.65	48.73	29.22	41.74	48.92	836	1460.67	1.454	1.164	1.309	46.43	0.0315	39.56	4.22	0.95	0.182



