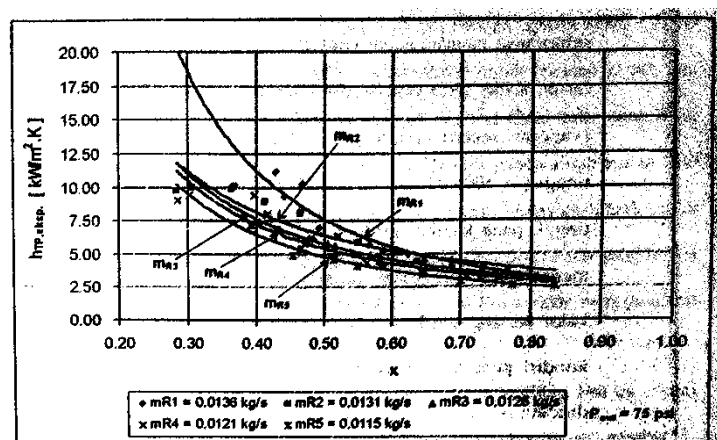


BAB II

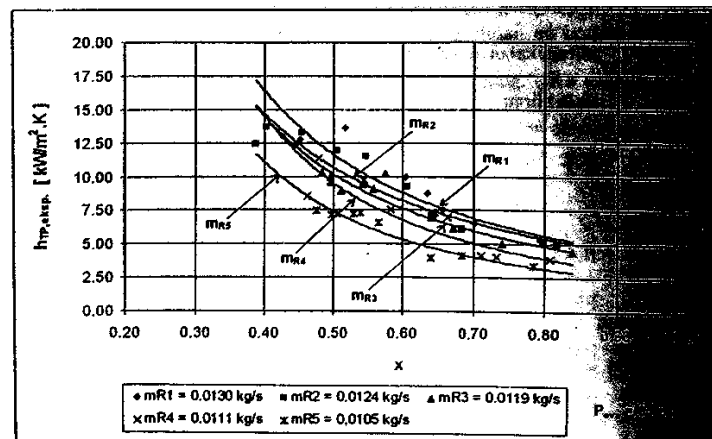
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

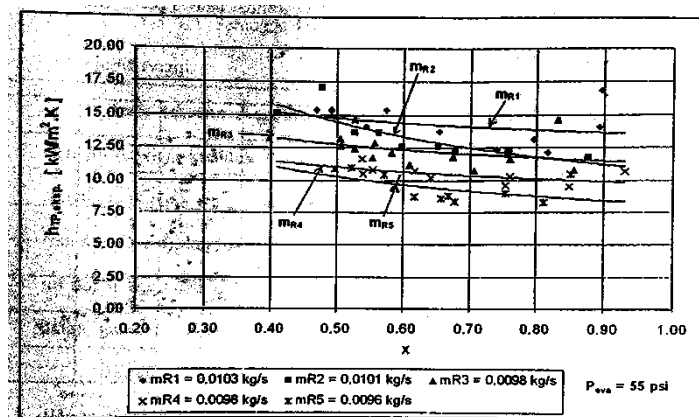
Santosa (2003) meneliti tentang koefisien perpindahan kalor evaporasi Petrozon Rossy 12 di dalam saluran halus mendatar. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui koefisien perpindahan kalor evaporasi Petrozon Rossy 12 di dalam saluran halus horizontal. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan metode eksperimental dengan menggunakan alat uji berupa sistem kompresi uap sederhana yang dimodifikasi. Alat uji juga ditambahkan perangkat penting dalam penelitian seperti orifice-manometer, pemanas listrik, dan seksi uji. Laju aliran massa refrigeran diukur menggunakan perangkat orifice-manometer, pemanas listrik digunakan untuk mengatur kualitas uap, dan untuk mengukur koefisien perpindahan kalor evaporasi menggunakan seksi uji. Pipa ganda dengan aliran berlawanan arah sebagai seksi uji. Pada penelitian dilakukan variasi parameter seperti laju aliran massa refrigeran, tekanan evaporasi, dan kualitas uap. Hasil penelitian Santosa (2003) menunjukkan bahwa koefisien evaporasi turun dengan naiknya kualitas dan variasi tekanan evaporasi menyebabkan perubahan fluks kalor. Penurunan tekanan evaporasi menyebabkan penurunan suhu evaporasi dan peningkatan fluks kalor. Pada gambar 2.1 grafik $x-h_{TP,eks}$ untuk berbagai tekanan evaporasi (a) $P_{eva} = 75$ psi, (b) $P_{eva} = 65$ psi, (c) $P_{eva} = 55$ psi.



(a)



(b)



(c)

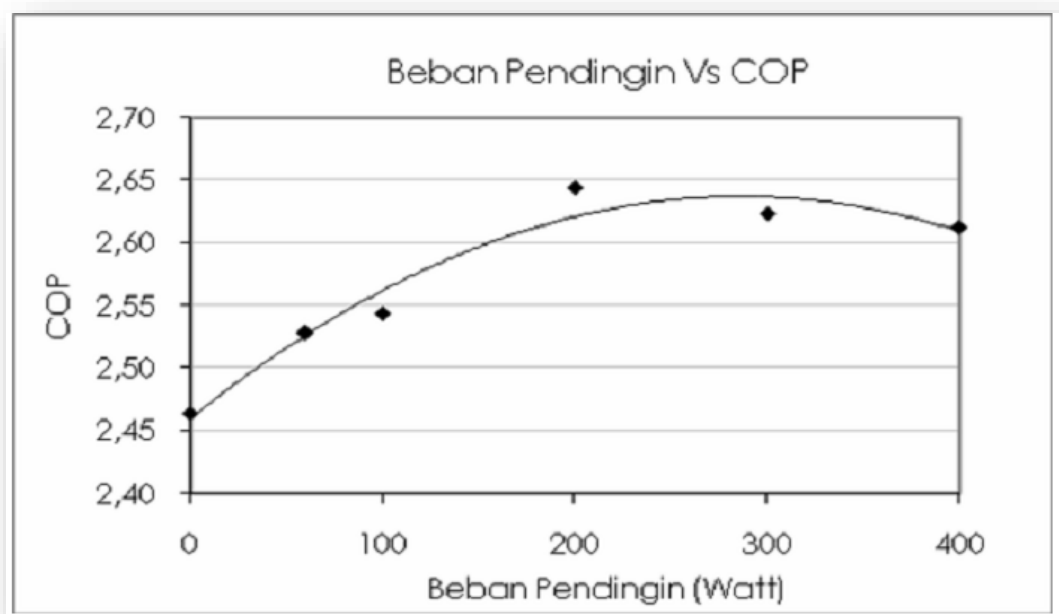
Gambar 2.1 Grafik x - $h_{TP,eksp.}$ untuk berbagai tekanan evaporasi

(a) $P_{eva} = 75$ psi, (b) $P_{eva} = 65$ psi, (c) $P_{eva} = 55$ psi

(Santosa, 2003)

Anwar (2010) melakukan penelitian tentang efek beban pendinginan terhadap performa sistem mesin pendingin. Performa yang diteliti meliputi kapasitas refrigerasi, koefisien prestasi (COP), daya kompresi, dan waktu pendinginan dalam suatu ruang pendingin. Metode pengambilan data yang dilakukan adalah dengan metode eksperimental dengan memberikan beban pendinginan berupa bola lampu dengan variasi daya 60, 100, 200, 300, dan 400 Watt ke dalam ruang pendingin (*cold box*). Sehingga didapatkan hasil sebagai berikut, seperti pada gambar 2.2 grafik hubungan beban pendinginan terhadap COP. Pembebanan pendinginan juga berpengaruh terhadap *coefficient of*

performance (COP), terlihat pada gambar 2.2 menunjukkan kurva parabolik, dimana ada posisi optimal pembebanan untuk mencapai COP yang paling maksimal. Dari grafik terlihat bahwa nilai COP terbesar tercapai pada beban pendinginan 200 watt hingga 300 watt, di beban yang lebih besar justru COP akan mengalami penurunan dikarenakan daya kompresor sudah lebih tinggi jika dibandingkan dengan nilai kapasitas refrigerasi (Q_e) setelah melewati beban 300 watt. Dari penelitian dapat disimpulkan bahwa waktu pendinginan akan semakin lama untuk setiap peningkatan beban pendinginan, untuk variasi beban pendinginan dengan COP sistem membentuk kurva parabolik dimana posisi COP optimal berada pada beban 200 watt dengan nilai COP sebesar 2.64 dan untuk pembebanan yang lebih besar justru COP akan mengalami penurunan.



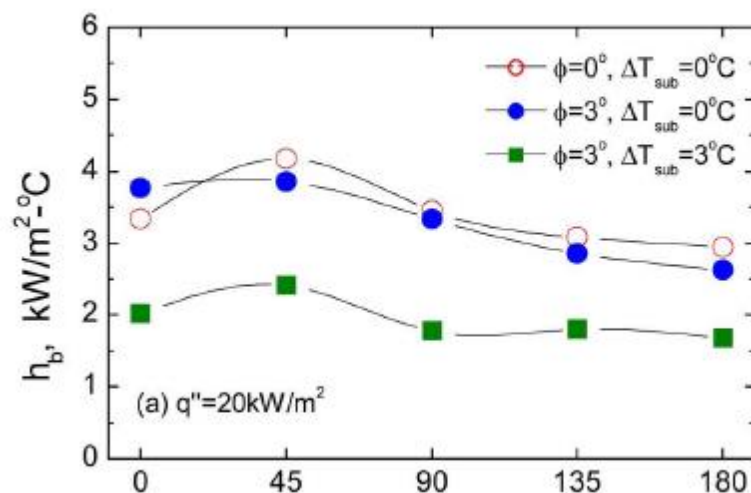
Gambar 2.2 Grafik hubungan beban pendingin terhadap COP

Prasetya (2011) meneliti mengenai koefisien perpindahan kalor aliran evaporasi dua fasa refrigeran R-22 pada kanal mini horizontal. Dimana fluks kalor yang diberikan pada *test section* besarnya dapat divariasikan mulai dari 5 kW/m². Untuk memperoleh besarnya nilai koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa

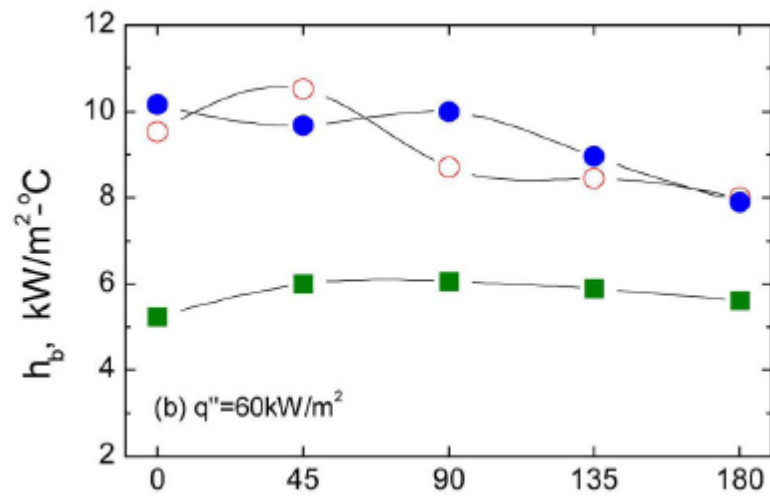
dilakukan dengan melakukan percobaan dan membandingkan hasilnya dengan menggunakan simulasi perhitungan dengan program MATLAB, dimana nantinya diperoleh nilai koefisien perpindahan kalor hasil pengukuran, perhitungan dan menggunakan korelasi Chen. Dimana prinsip kerja alat uji yang digunakan dalam pengujian ini adalah sebagai berikut, sistem sirkulasi untuk pengujian *Heat Transfer Coeficient* ini menggunakan sistem sirkulasi terbuka. Dimana setelah *receiver tank* berada pada kapasitas maksimumnya, maka R-22 yang berada didalamnya akan dibuang ke udara sekitar. Penggunaan *heater* pada tabung berfungsi untuk meningkatkan tekanan dalam tabung R-22 sehingga akan mengalir ke sistem. R-22 yang mengalir keluar dari tabung akan masuk ke dalam *evaporator* dan *condensing* unit 3 PK. Ini bertujuan agar R-22 yang berasal dari tabung memiliki temperatur yang di harapkan yaitu antara -5°C - 10°C . Dari pengujian tersebut didapatkan 2 (dua) nilai koefisien perpindahan kalor. Dimana untuk perhitungan pertama yaitu nilai koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa dari hasil eksperimen. Sedangkan untuk metode perhitungan kedua yaitu nilai koefisien perpindahan kalor aliran dua fasa didapatkan menggunakan korelasi Chen. Berdasarkan pengolahan data koefisien perpindahan kalor untuk aliran evaporasi dua fasa dengan refrigeran R-22 yang merupakan hasil simulasi perhitungan dengan program MATLAB maka dapat didapat hasil yaitu sebagai berikut:

- a) Kenaikan koefisien perpindahan kalor dua fasa refrigerant R-22 pada *heat flux* yang tinggi pada daerah kualitas uap yang sama nilainya akan lebih besar dibandingkan dengan koefisien perpindahan kalor pada *heat flux* yang lebih rendah.
- b) Kualitas massa uap memiliki pengaruh yang cukup signifikan pada koefisien perpindahan kalor dua fasa refrigeran R-22 pada daerah kualitas uap yang tinggi.
- c) Besarnya koefisien perpindahan kalor dua fasa refrigeran R-22 dipengaruhi oleh *heat flux* yang diberikan, semakin besar *heat flux* yang diberikan maka nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa refrigeran R-22 akan semakin besar pula.

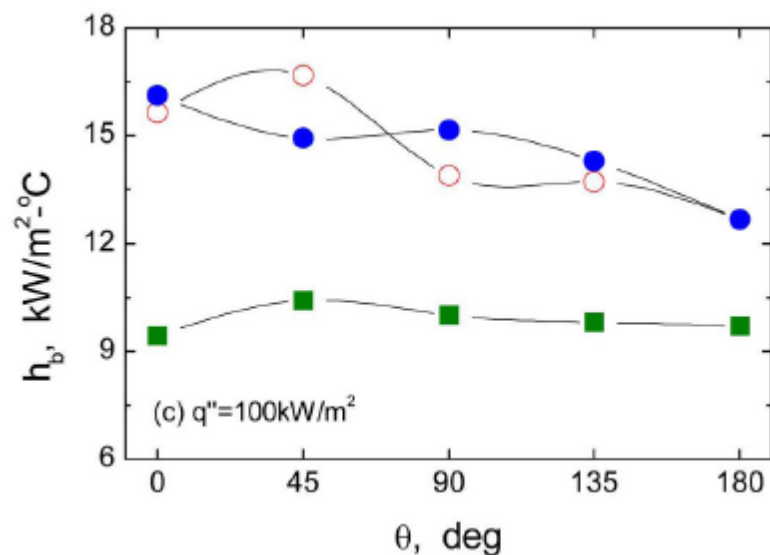
Kang (2013) meneliti tentang variasi didih lokal koefisien perpindahan kalor pada 3 derajat kemiringan permukaan tabung. Metode yang dilakukan adalah metode eksperimental dengan memvariasikan kemiringan tabung 3° dengan diameter tabung 50,8 mm pada tekanan atmosfer. Nilai didih lokal ditentukan pada setiap 45° dari bagian bawah ke bagian paling atas dari pinggiran tabung. Koefisien maksimal dan minimal diamati pada sudut kemiringan 0° dan 180° . Untuk pengujiannya tabung penukar panas dan tabung pendukung dirakit dan ditempatkan di bagian bawah tangki. Dimana dimulai dengan mengisi tangka penyimpanan air sampai tingkat air awal adalah 1000 mm dari tangka luar bagian bawah, dan air akan dipanaskan dengan menggunakan empat pre-heater. Kalor yang masuk ke tabung reaksi dimulai dan dilanjutkan sampai cairan mencapai suhu saturasi (T_{sat}). Dimana suhu permukaan air diukur dan tabung diukur dengan memvariasikan fluks kalor pada permukaan tabung. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa nilai koefisien perpindahan kalor terbesarnya terdapat pada $q''=100 \text{ kW/m}^2$. Dimana dengan kecenderungan kenaikan dan penurunan koefisien perpindahan panas yang hampir sama dari tiap-tiap penambahan fluks kalor. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.3.



(a)



(b)

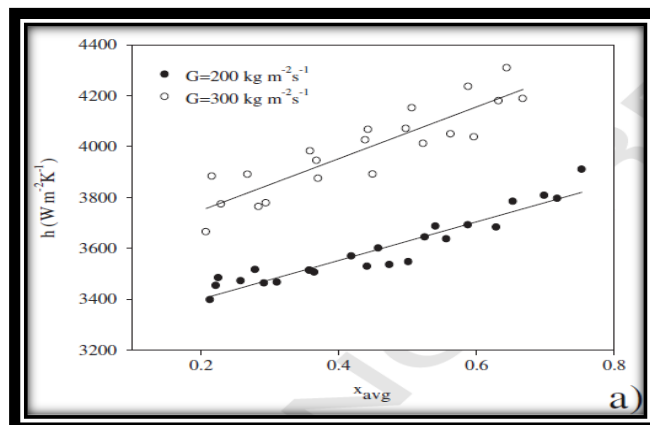


(c)

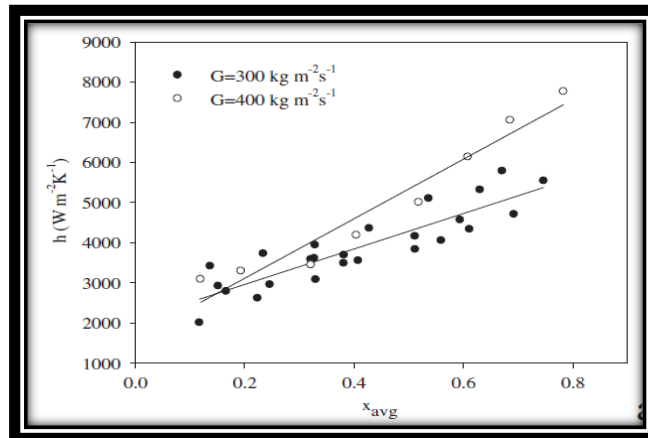
Gambar 2.3 Grafik h_b dan derajat kemiringan tabung, (a) $q'' = 20 \text{ kW/m}^2$, (b) $q'' = 60 \text{ kW/m}^2$, (c) $q'' = 100 \text{ kW/m}^2$

Dalkilic (2016) menentukan koefisien perpindahan panas konveksi R-134a dengan kolerasi empiris pada evaporator yang memiliki saluran halus horisontal dan vertikal. Saluran halus bergelombang atau biasa disebut seksi uji pada penelitian ini menggunakan pipa tembaga berukuran panjang 0,85 m dan berdiameter 0,87 cm untuk saluran vertikal, sedangkan untuk saluran horisontal dengan panjang 2,5 m dan berdiameter 0,81 cm. Fluks massa masing-masing antara

20,300 dan 400 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ untuk saluran halus vertical, sedangkan untuk saluran halus horisontal 300, 400 dan 500 $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$. Kualitas uap rata-rata bervariasi dari 0,14 sampai 0,86 untuk saluran halus vertical dan 0,09 sampai 0,81 untuk tabung horisontal, dan interval tekanan jenuh antara 4,5 dan 5,7 untuk kedua orientasi saluran. Koefisien perpindahan panas rata-rata mendidih R-134a dihitung berdasarkan keseimbangan energi di seksi uji. Penelitian (Dalkilic, 2016) pada karakteristik *trendline* diplot untuk perubahan kualitas uap, suhu jenuh, fluks massa dan fluks kalor dengan eksperimen koefisien perpindahan panas mendidih yang berkaitan dengan berbagai suhu kejenuhan dan fluks massa. Hasil penelitian menunjukkan koefisien perpindahan kalor meningkat pada variasi saluran halus vertical untuk pengaruh fluks massa antara 200 dan 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ dengan meningkatnya kualitas uap rata-rata, pada gambar 2.8.a. Pada variasi saluran halus horisontal untuk fluks massa antara 300 dan 400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ meningkatnya kualitas uap rata-rata mengakibatkan koefisien perpindahan kalor meningkat, pada gambar 2.4.



(a)



(b)

Gambar 2.4 Grafik h - x_{avg} , (a) Fluks massa 200 dan 300 kg/m^2s saluran halus vertikal dan (b) Fluks massa 300 dan 400 kg/m^2s saluran halus horisontal (Dalkilic, 2016)

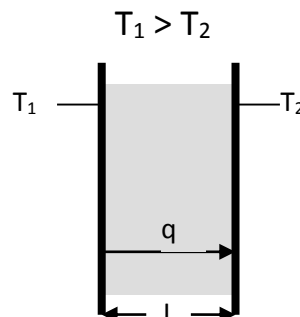
2.2 Dasar Teori

2.2.1. Pengertian Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor adalah perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur dalam sebuah media atau antar media. Perpindahan kalor dibedakan menjadi tiga macam, yaitu:

1. Perpindahan Kalor Konduksi

Perpindahan kalor konduksi adalah proses perpindahan kalor dari temperatur yang lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah melalui perantara molekul-molekul pada suatu media padat. Perpindahan kalor konduksi ditunjukkan pada gambar (2.5).



Gambar 2.5 Perpindahan kalor konduksi

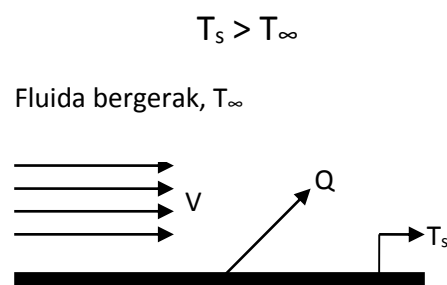
Perpindahan kalor yang terjadi pada suatu media dengan cara konduksi satu dimensi, *steady state* dinyatakan dengan Hukum *Fourier*, yaitu:

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = -k A \left(\frac{\delta T}{\delta x} \right) \dots\dots\dots(2.1)$$

Dengan: k = konduktifitas termal bahan ($\text{W}^2/\text{m } ^\circ\text{C}$)
 A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 $\frac{\delta T}{\delta x}$ = gradient temperature yang terjadi pada penampang ($^\circ\text{C}/\text{m}$)

2. Perpindahan Kalor Konveksi

Jika benda bersuhu tinggi berada pada lingkungan fluida bersuhu rendah maka akan terjadi perpindahan kalor secara konveksi dari benda ke lingkungan. Hal ini terjadi karena pengaruh gerakan partikel-partikel fluida. Perpindahan kalor konveksi ditunjukkan pada gambar (2.6).



Gambar 2.6 Perpindahan kalor konveksi

$$\dot{Q}_{\text{konv}} = h A (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(2.2)$$

Dengan: h = koefisien perpindahan kalor konveksi ($\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$)
 A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 T_s = temperatur permukaan ($^\circ\text{C}$)
 T_∞ = temperatur fluida ($^\circ\text{C}$)

Perpindahan kalor konveksi dapat diklasifikasikan menjadi dua, yaitu:

1. Konveksi bebas

Konveksi bebas terjadi karena perbedaan kerapatan fluida yang disebabkan oleh gradien suhu.

2. Konveksi paksa

Konveksi paksa terjadi apabila gerakan pertukaran suhu karena pengaruh mekanis (energi dari luar) seperti pompa, kompresor, blower.

Selain itu menurut fasanya perpindahan kalor konveksi juga dibagi menjadi 2 yaitu:

1. Konveksi fasa tunggal yaitu terjadi pada gas dan cair

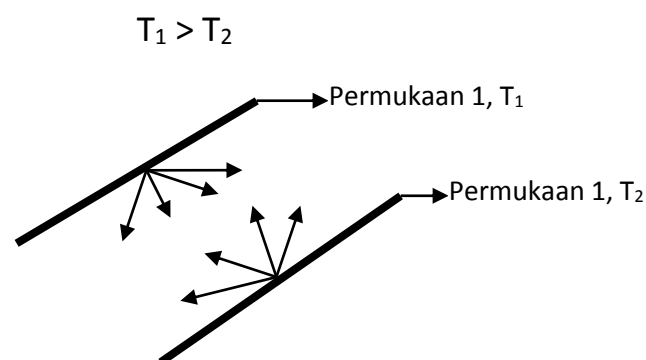
2. Konveksi dua fasa :

1. Evaporasi yaitu perubahan fasa dari cair menjadi uap, pada fluida diam (didih kolam) dan pada fluida bergerak (didih alir)

2. Kondensasi yaitu perubahan fasa dari uap menjadi cair.

3. Perpindahan Kalor Radiasi

Perpindahan kalor radiasi adalah perpindahan kalor antar benda melalui media udara/gas atau hampa (vakum). Dengan kata lain dapat memindahkan energi tanpa tergantung pada media perantara. Mekanisme perpindahan kalornya adalah dengan pancaran atau gelombang elektromagnetik seperti digambarkan pada gambar (2.7).



Gambar 2.7 Perpindahan kalor radiasi

$$\dot{Q}_{\text{radiasi}} = \sigma A (T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(2.3)$$

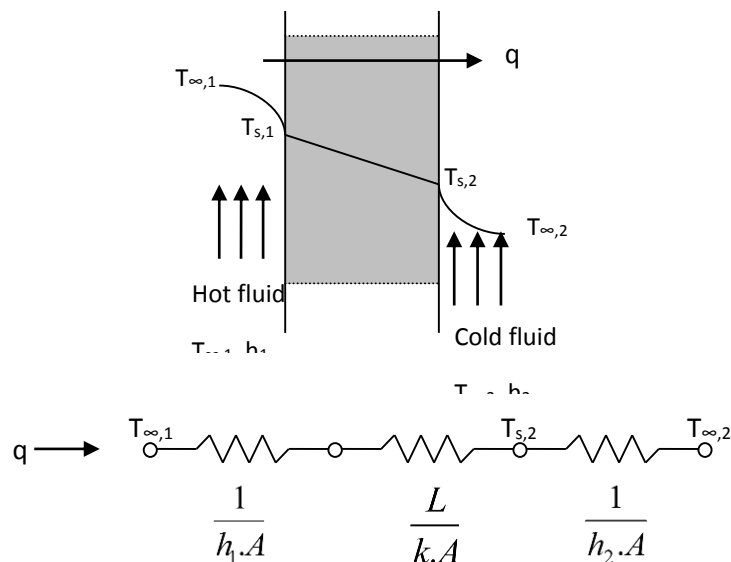
Dengan: ε = emisivitas, $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ($\varepsilon = 1$ untuk benda hitam sempurna)
 σ = konstanta Stefan Boltzman ($5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$)
 T_1 = suhu permukaan benda 1 ($^\circ\text{K}$)
 T_2 = suhu permukaan benda 2 ($^\circ\text{K}$)

Perpindahan kalor pada sebuah alat penukar kalor biasanya meliputi konveksi pada masing-masing fluida dan aliran konduksi pada dinding pemisah antara dua fluida tersebut. Sedangkan perpindahan kalor radiasi diabaikan karena dianggap pengaruhnya tidak signifikan. Dalam menganalisis alat penukar kalor dengan kondisi tersebut maka yang diperlukan adalah mengganti koefisien konveksi dan koefisien konduksi dengan sebuah koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) untuk menghitung besarnya perpindahan kalor yang terjadi (Q).

2.2.2. Perpindahan Kalor Konduksi (Stedi Satu Dimensi)

1. Dinding datar

Dinding datar tebal L pada gambar (2.8) berada pada lingkungan fluida bergerak



Gambar 2.8 Perpindahan kalor pada dinding datar

Laju perpindahan kalor ditentukan dengan Hukum *Fourier*,

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,2} - T_{s,1}) \dots\dots\dots (2.4)$$

Tahanan termal konduksi ditentukan berdasarkan persamaan (2.4) diatas,

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots\dots\dots (2.5)$$

Jika analisis mencakup sistem konveksi maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan (2.2),

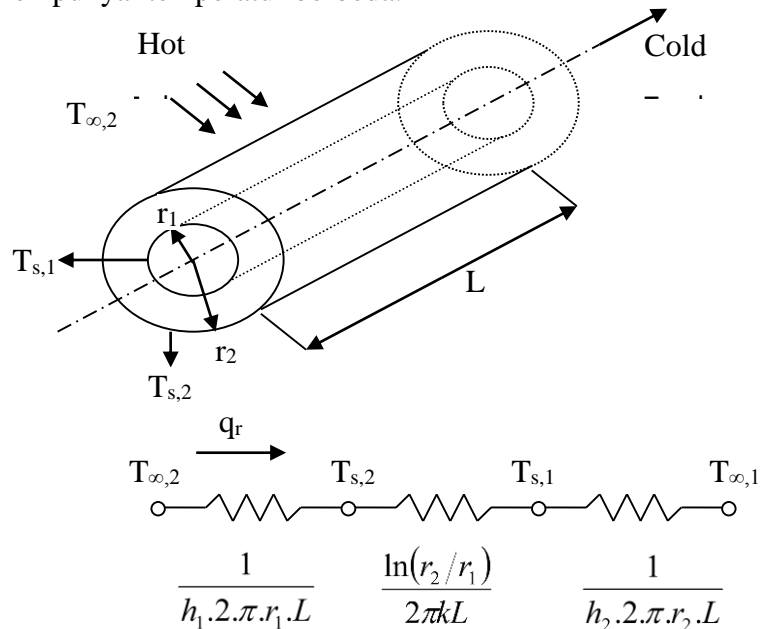
$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots\dots\dots (2.6)$$

Jadi laju perpindahan kalor menjadi:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{tot}} = \frac{T_{\infty 1} - T_{s2}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\left(\frac{L}{kA}\right)} + \frac{T_{s2} - T_{\infty 2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots\dots\dots (2.7)$$

2. Silinder

Contoh umum adalah silinder berlubang atau pipa seperti pada gambar (2.9), dimana permukaan dalam dan luar berhadapan dengan fluida yang mempunyai temperatur berbeda.



Gambar 2.9 Perpindahan kalor pada silinder (pipa)

Berdasarkan Hukum *Fourier*, laju perpindahan kalor dengan $A = 2\pi.r.L$ dan hanya ditinjau dengan sistem konduksi:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi kL(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots (2.8)$$

Tahanan termal,

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots (2.9)$$

Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi L(T_{\infty,2} - T_{\infty,1})}{\frac{1}{h_1 r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2 r_2}} \dots\dots\dots (2.10)$$

2.2.3. Prinsip Dasar Alat Penukar Kalor

Heat exchanger atau penukar kalor adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan kalor dari suatu aliran fluida ke aliran fluida lain yang berbeda suhunya, dimana fluida yang memiliki suhu lebih tinggi akan memberikan kalor pada fluida yang lebih rendah suhunya sehingga diperoleh suhu yang diinginkan pada masing-masing aliran.

Berdasarkan fungsinya, ada beberapa macam *heat exchanger* yaitu :

1. *Heater* berfungsi untuk memanaskan fluida, biasanya menggunakan pemanas berupa *steam*.
2. *Cooler* berfungsi untuk mendinginkan fluida, medium utama yang digunakan adalah air.
3. *Condensor* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa uap menjadi fasa cair dengan medium pendingin berupa air atau *refrigerant*.
4. *Vaporizer* yang berfungsi untuk mengubah fluida dari fasa cair menjadi fasa uap (penguapan cairan menjadi uap dengan medium pemanas berupa *steam* atau fluida kalor lain).

5. *Reboiler* yang berfungsi menguapkan kembali hasil bawah (*bottom*) menara destilasi dengan medium pemanas berupa *steam* atau lainnya.

2.2.4. Tipe-Tipe Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dibedakan menjadi beberapa tipe, yaitu didasarkan pada kegunaan dan fungsi masing-masing. Pemilihan tipe yang sesuai dengan prinsip perpindahan kalor akan menjadikan penukar kalor tersebut efektif dalam operasinya.

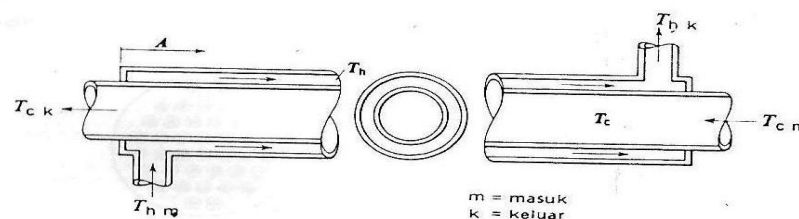
Alat penukar kalor secara umum dibagi menjadi tiga:

1. *Recuperative Heat Exchanger*

Merupakan jenis *heat exchanger* dengan dinding pemisah yang tidak bergerak. *Recuperative* dibedakan menjadi tiga, yaitu:

a. *Coaxial tube heat exchanger*

Tipe ini merupakan penukar kalor sederhana yang terdiri atas dua lingkaran pipa dengan diameter berbeda seperti terlihat pada gambar (2.10).



Gambar 2.10 Diagram penukar kalor sederhana

Salah satu fluidanya mengalir melalui pipa yang lebih kecil sedangkan fluida lainnya mengalir melalui ruang anular antara dua pipa. Ada dua tipe aliran yang mungkin terjadi pada alat penukar kalor pipa ganda:

- *Parallel Flow (PF)*

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang sama.

- *Counter Flow (CF)*

Jika fluida panas dan fluida dingin mengalir masuk alat penukar kalor dan bergerak dengan arah yang berlawanan.

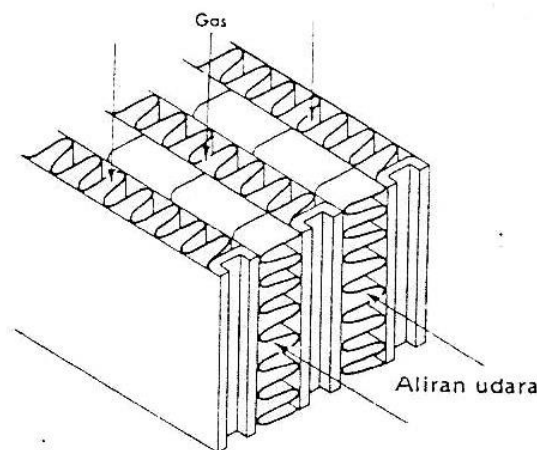
- b. *Cross flow heat exchanger*

Penukar kalor bertipe aliran melintang (*cross flow*) yaitu bila kedua fluida yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan kalor bergerak dalam arah saling tegak lurus. Terdapat dua jenis *cross flow*, yaitu:

- Aliran tak bercampur (*unmixed flow*)

Masing-masing fluida tak bercampur saat melintas melalui penukar kalor, sehingga suhu fluida-fluida yang meninggalkan penampang pemanas tidak seragam, pada satu sisi lebih panas dari pada sisi lainnya.

Aliran tak bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.11).

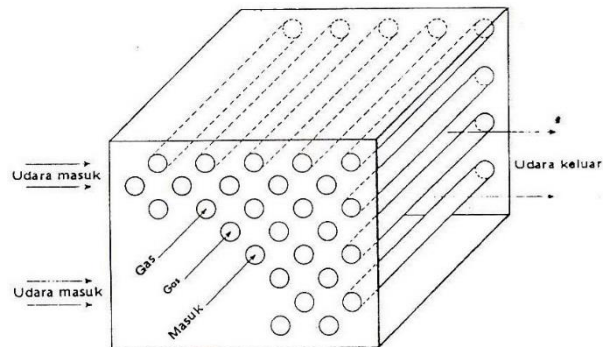


Gambar 2.11 Penukar kalor tipe plat datar yang melukiskan aliran lintang dengan kedua fluidanya tak bercampur

- Aliran bercampur (*mixed flow*)

Salah satu fluida tak bercampur sedangkan fluida lainnya bercampur sempurna saat melintas melalui penukar kalor. Suhu aliran bercampur

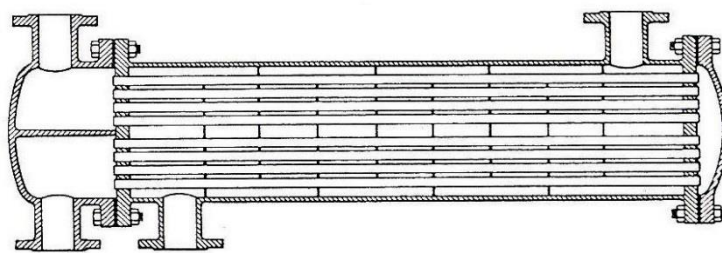
akan seragam pada setiap penampang dan hanya berbeda-beda dalam arah aliran. Aliran bercampur ditunjukkan seperti pada gambar (2.12).



Gambar 2.12 Pemanas udara aliran lintang yang melukiskan aliran lintang dengan satu fluidanya bercampur dan fluida lainnya tak bercampur.

c. Multi pass shell and tube

Guna menaikkan luas permukaan perpindahan kalor efektif, kebanyakan penukar kalor komersil menggunakan lebih dari satu lintas melalui pipa-pipa dan fluida yang mengalir diluar pipa-pipa di dalam cangkang diarahkan bolak-balik dengan sarana sekat-sekat (*baffles*). Penukar kalor tersebut digambarkan seperti gambar (2.13) dibawah ini.



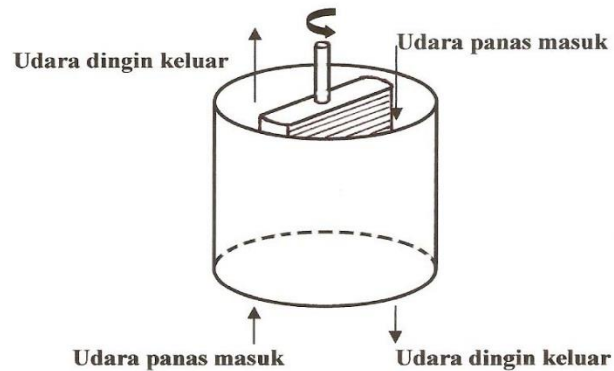
Gambar 2.13 Penukar kalor *shell and tube* dengan sekat-sekat (*baffles*)

segmen

2. Regenerative Heat Exchanger

Pada jenis ini dinding pemisah dapat berputar dalam periode waktu tertentu. Seperti pada gambar (2.14), satu sisi dari dinding pemisah berhubungan

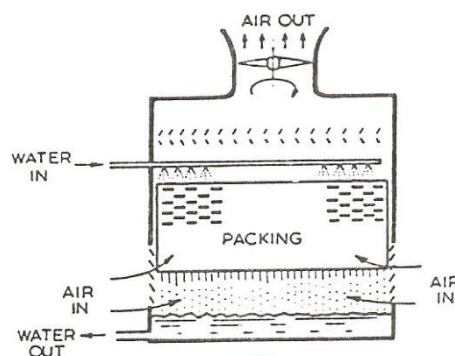
dengan fluida panas sedang sisi yang lain dengan fluida dingin. Perpindahan kalor terjadi setelah dinding pemisah diputar. Jenis *regenerative* ini diantaranya digunakan dalam *air heater* pada *boiler*.



Gambar 2.14 *Regenerative heat exchanger*

3. *Direct Contact Heat Exchanger*

Yaitu proses pertukaran kalor antara dua fluida dengan kontak langsung sehingga dominasi perpindahan masa terjadi pada pertukaran kalornya. Proses seperti ini misalnya terjadi pada *Cooling Tower* seperti pada gambar (2.15).



Gambar 2.15 *Cooling Tower*

Prinsip kerja *Cooling Tower* adalah mendinginkan air dengan memasukan air bertemperatur tinggi dari bagian atas kemudian air tersebut disemprotkan di dalam menara, air jatuh melewati plat-plat penghalang

hingga sampai ke bawah (tempat penampungan). Dari penampungan diperoleh air dengan temperatur yang lebih rendah dari air masukan. Dengan cara itu terjadi proses perpindahan kalor secara langsung yang disebabkan oleh gesekan antara udara dengan butiran-butiran air. Udara panas dan uap air akibat proses itu ditarik keluar oleh kipas/*fan*.

2.2.5. Analisis Perpindahan Kalor Pada *Heat Exchanger*

Perencanaan *heat exchanger* dilakukan untuk memindahkan beban kalor yang ada melalui luas perpindahan kalor yang dibutuhkan. Dalam hal ini terdapat dua modus analisis perpindahan kalor itu yaitu modus simulasi dan modus desain.

1. Modus Simulasi

Dalam modus simulasi ini yang dicari adalah laju perpindahan kalor sedangkan luas permukaan alat penukar kalor telah diketahui untuk *heat exchanger* aliran kompleks.

$$Q = U \times A \times F \times \text{LMTD}_{CF} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dengan:

Q	= laju perpindahan kalor (Kcal/hr)
U	= koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Kcal/hr m ² °C)
A	= luasan bidang perpindahan kalor (m ²)
F	= faktor koreksi LMTD
LMTD _{CF}	= beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

Harga luasan bidang perpindahan kalor (A) yaitu:

$$A = N \times \pi \times L \times \text{OD}_{Tube} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dengan:

N	= jumlah <i>tube</i>
L	= panjang <i>tube</i> (m)
OD _{Tube}	= diameter luar <i>tube</i> (m)

2. Modus Desain

Modus desain adalah kebalikan dari modus simulasi yaitu yang dicari adalah luas permukaan alat penukar kalor dengan laju perpindahan kalor telah diketahui.

$$A = \frac{Q}{(U \times F \times \text{LMTD}_{CF})} \dots \dots \dots (2.13)$$

2.2.6. Laju Perpindahan Kalor

Laju perpindahan kalor pada *heat exchanger* biasanya ditentukan oleh kondisi proses. Sebagai contoh untuk pendinginan fluida ditentukan kecepatan aliran fluida dan perbedaan temperatur yang dibutuhkan untuk pendinginan tersebut serta *specific heat* dari fluida pada kondisi proses.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot \Delta T \\ &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (2.14) \end{aligned}$$

Atau,

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T \\ &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,i} - T_{c,o}) \dots \dots \dots (2.15) \end{aligned}$$

Dengan:

- \dot{m} = laju aliran massa dari fluida kerja (kg/dt)
- C_p = kalor jenis fluida
- ΔT = beda temperatur (°C)
- $T_{h,i}$ = temperatur input fluida panas (°C)
- $T_{h,o}$ = temperatur output fluida panas (°C)
- $T_{c,i}$ = temperatur input fluida dingin (°C)
- $T_{c,o}$ = temperatur output fluida dingin (°C)

2.2.7. Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Suhu fluida pada alat penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu terjadinya perpindahan kalor dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Sehingga untuk tahanan termal

yang konstanpun, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan alat penukar kalor karena harganya tergantung pada beda suhu antara fluida panas dan fluida dingin pada penampang tertentu.

Perpindahan kalor dapat ditentukan dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan Q dengan ΔT , yaitu:

$$Q = U \times A \times \Delta T \dots\dots\dots (2.16)$$

Dengan berbagai asumsi dibawah ini dapat dibuktikan bahwa harga beda temperatur (ΔT) dalam persamaan diatas adalah beda temperatur rata-rata logaritmik. Asumsi yang dimaksud adalah:

1. Harga U konstan untuk seluruh panjang pipa.
2. Laju aliran fluida konstan, memenuhi ketentuan *steady state*.
3. Kalor jenis (C_p) dianggap konstan.
4. Kehilangan kalor diabaikan.
5. Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.

Apabila ketentuan diatas dipenuhi, maka persamaan berubah menjadi:

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots (2.17)$$

Besarnya LMTD dapat dihitung berdasarkan jenis susunan aliran yang diterapkan dalam penukar kalor. Persamaan untuk menghitung LMTD pada aliran sejajar, berlawanan dan aliran silang (*cross flow*) dijelaskan dalam penjelasan berikut.

Metode beda temperatur rata-rata logaritmik digunakan sebagai langkah awal dalam analisis *heat exchanger*, bila temperatur masuk dan keluar fluida diketahui, baik untuk fluida panas maupun dingin, sehingga dapat menentukan beda temperatur rata-rata logaritmik. Jika keadaan masuk fluida panas diidentifikasi kondisi 1 dan keadaan keluar fluida diidentifikasi kondisi 2, sedangkan keadaan

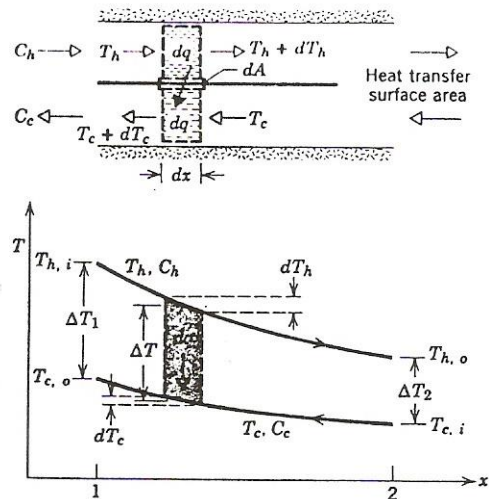
fluida dingin diidentifikasi sama seperti fluida panas, maka beda temperatur rata-rata logaritmik adalah:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \dots \dots \dots (2.18)$$

Untuk aliran berlawanan arah (*counter flow*) ditunjukkan pada gambar (2.16).

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

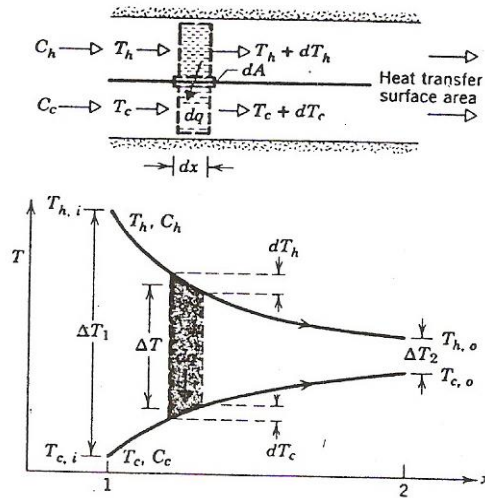


Gambar 2.16 Profil temperatur aliran berlawanan (*counter flow*)

Untuk aliran searah (*parallel flow*) yang ditunjukkan pada gambar (2.17).

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$$



Gambar 2.17 Profil temperatur aliran searah (*parallel flow*)

Pada penukar kalor tipe lain yang lebih kompleks dalam hal aliran baik jumlah maupun arahnya, maka harga LMTD harus dikoreksi dengan faktor koreksi (F) dan LMTD dihitung berdasarkan aliran berlawanan arah (*Counter Flow*).

Sebagai contoh yaitu penukar kalor *multypass* dan *cross-flow* untuk penukar kalor *shell and tube* dengan satu *shell pass* dan dua atau kelipatannya *tube pass*, beda temperatur rata-rata logaritmiknya dapat diperoleh dengan mengalikan faktor koreksi F, sehingga menjadi:

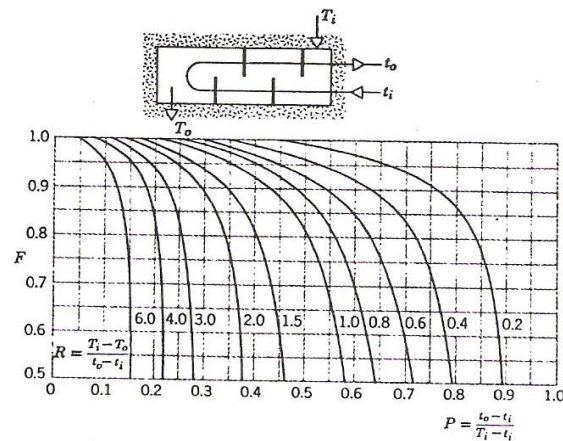
$$LMTD = F.LMTD_{CF} \dots \dots \dots (2.19)$$

Faktor koreksi "F" tersebut besarnya tergantung pada tipe penukar kalor, temperatur fluida masuk dan temperatur fluida keluar, F merupakan fungsi dari:

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots \dots \dots (2.20)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \dots \dots \dots (2.21)$$

Setelah harga R dan P diketahui maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi (F) seperti gambar (2.18) untuk alat penukar kalor *shell and tube* dengan satu lintas *shell* dan dua atau kelipatannya lintas *tube*.



Gambar 2.18 Grafik faktor koreksi (F) untuk 1 *shell pass* dan 2 atau kelipatan *tube pass*

2.2.8. Metode *Effectiveness* (ϵ) – NTU

Effectiveness suatu penukar kalor adalah perbandingan antara jumlah kalor aktual yang bisa dipindahkan dengan jumlah kalor maksimum yang mungkin dapat dipindahkan. Metode (ϵ) – NTU digunakan bila suhu masuk dan keluar baik fluida panas maupun dingin ada yang tidak diketahui, karena jika menggunakan metode LMTD akan membutuhkan iterasi. Metode (ϵ) – NTU terdiri dari:

1. Modus Simulasi, yaitu mencari nilai catu kalor (Q)
2. Modus Desain, yaitu mencari luas penampang perpindahan kalor

(A)

Untuk mendefinisikan besarnya kalor maksimum yang mungkin dapat dipindahkan harus terlebih dahulu mendefinisikan laju kapasitas kalor (C), yaitu:

$$C_c = m_c \cdot c_{p,c}$$

$$C_h = m_h \cdot c_{p,h}$$

Bilamana:

$$C_c < C_h, \text{ maka } q_{\max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$C_c > C_h, \text{ maka } q_{\max} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Sehingga laju perpindahan kalor maksimum:

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana C_{\min} adalah harga minimum dari C_c dan C_h , *effectiveness* menjadi:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \\ &= \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \dots\dots\dots (2.23) \end{aligned}$$

Parameter tanpa dimensi dalam analisis penukar kalor disini adalah suatu bilangan yaitu “*Number Transfer Unit*” (NTU), yang dinyatakan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \dots\dots\dots (2.24)$$

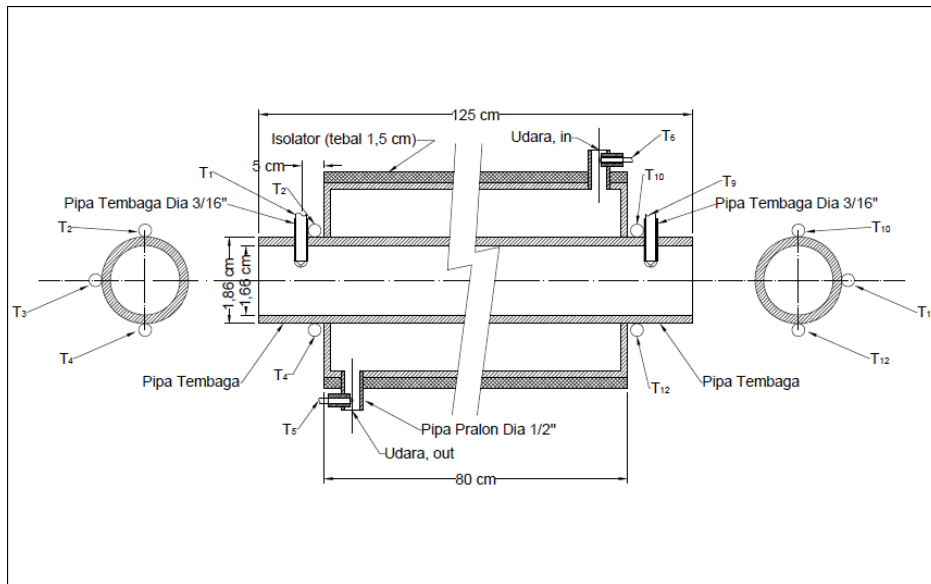
2.2.9 Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi

Koefisien perpindahan kalor evaporasi dalam saluran halus horizontal tidak bisa langsung atau sangat sulit di dapatkan dengan cara analitik. Sifat fluida baik sifat fisik maupun sifat termodinamik yang menentukan koefisien tersebut berubah karena terjadinya perubahan fasa. Kondisi yang tidak simetri akibat pengaruh gravitasi semakin menyulitkan analisis. Sehingga penentuan koefisien perpindahan kalor evaporasi ditentukan dengan cara eksperimental dari hukum *Newton* tentang pendinginan (Santosa, 2003) sebagai berikut:

$$h_{TP} = \frac{\dot{Q}}{T_{w,i} - T_{sat}} \dots\dots\dots (2.6)$$

dengan:

- \dot{Q} = fluks kalor (W)
- $T_{w,i}$ = suhu dinding dalam saluran ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{sat} = suhu jenuh fluida di tengah saluran ($^{\circ}\text{C}$)



Gambar 2.19 Seksi Uji

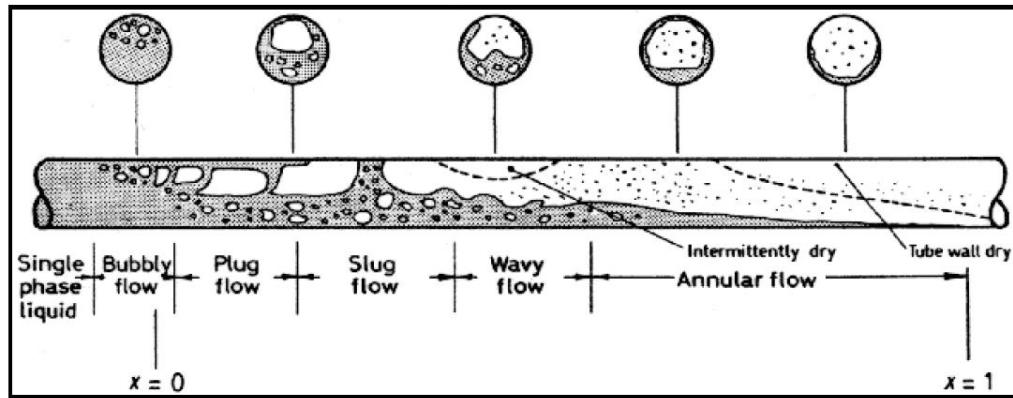
Akan tetapi ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam menentukan nilai koefisien evaporasi, sebagai berikut:

1. Tegangan permukaan, σ
2. Perbedaan suhu dinding dalam dengan suhu saturasi, ($\Delta T = T_{w,i} - T_{sat}$)
3. Gaya badan akibat perbedaan densitas, $g(\rho_L - \rho_G)$
4. Kalor laten evaporasi, h_{fg}
5. Panjang karakteristik, L atau D
6. Sifat termofisika cairan dan uap, (ρ, cp, k, μ)
7. Fluks kalor, (\dot{q})
8. Fluks massa, (G)

2.2.10. Pola Aliran

Pola aliran adalah distribusi perubahan fasa fluida yang terjadi di dalam sebuah saluran. Dimana terjadi proses pemanasan oleh lingkungan ketika fluida kerja berada di evaporator, sehingga terjadi perubahan fasa dari cair menjadi uap. Maka sangat penting untuk mengetahui bagaimana fasa-fasa tersebut terdistribusi di dalam saluran. Selain itu ada juga faktor-faktor yang berpengaruh terhadap pola aliran antara lain properties dari fluida berbeda, orientasi dan geometri pipa, gravitasi serta kecepatan aliran dari masing-masing fasa. Dimana konfigurasi yang dibentuk fasa liquid dan fasa gas memiliki bentuk yang berbeda. Jenis pola aliran

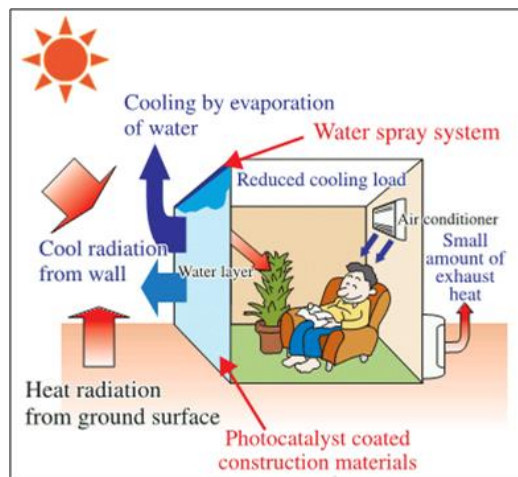
pada fluida terbagi menjadi dua, yaitu pola aliran horizontal dan pola aliran vertikal. Pada penelitian ini menggunakan pola aliran horizontal, jenis pola aliran horizontal digambarkan pada gambar 2.20.



Gambar 2.20 Pola Aliran Horizontal

2.2.11. Beban Pendinginan

Beban pendinginan adalah jumlah kalor yang dipindahkan oleh sistem pengkondisian udara tiap satuan waktu (Anwar:2010). Beban pendinginan terdiri dari panas ruangan dan tambahan panas yang berasal dari penerangan, alat elektronik, dan makhluk hidup. Ilustrasi beban pendinginan dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.21 Ilustrasi pembebanan pendinginan dalam sebuah ruangan

Perhitungan beban pendinginan (*cooling load*) merupakan bagian awal yang penting dalam perancangan mesin refrigerasi. Perhitungan yang teliti akan

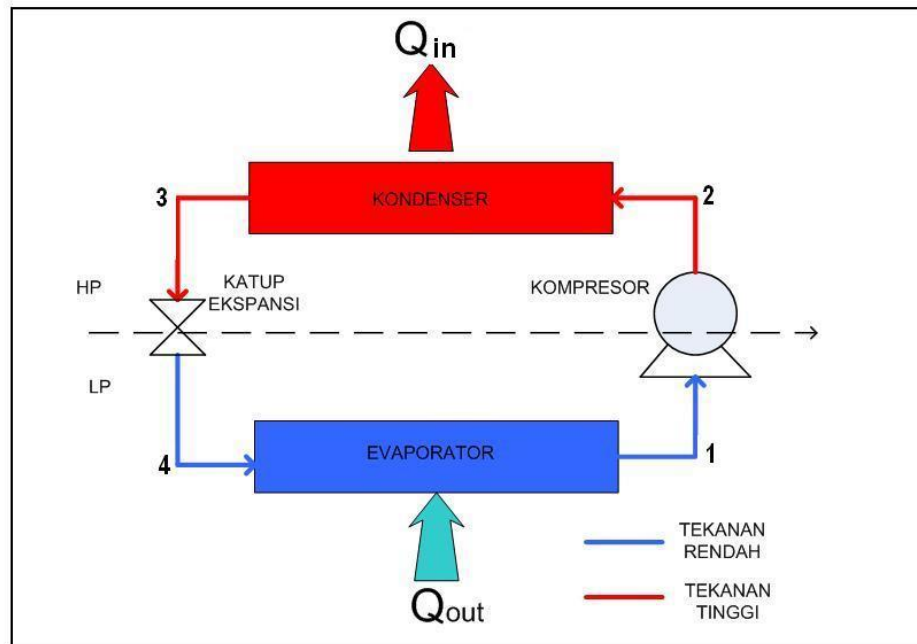
mempengaruhi optimasi dimensi/kapasitas mesin. Sebelum melakukan perhitungan beban pendinginan, perlu diketahui atau ditetapkan kondisi rancangan, yaitu:

- Kondisi rancangan dalam ruangan (DBT dan RH)
(*inside design condition*)
- Kondisi rancangan luar ruangan (DBT dan RH)
(*outside design condition*)

Kondisi rancangan dalam ruang adalah kondisi DBT dan RH yang dipertahankan. Besarnya kondisi rancangan berbeda-beda sesuai dengan aplikasi mesin refrigerasi. Misalnya: *Cold storage*, AC industry, AC kenyamanan. Sedangkan untuk kondisi rancangan luar ruangan bervariasi setiap waktu tergantung intensitas radiasi matahari dan tata letak lintang. Untuk memilih kondisi rancangan luar, biasa diterapkan kondisi beban puncak dimana dipakai anggapan bahwa kondisi ekstrim sering terjadi. Contohnya: Jakarta “6°LS 32°C DBT 27°C WBT” terjadi pada bulan Mei-Oktober. Sementara itu sumber beban pendingin terdiri dari beban kalor ruangan dan beban kalor alat pengkondisian udara. Seperti matahari, manusia, lampu, mesin, peralatan, dll. Dimana beban-beban tersebut harus dikelompokkan menjadi beban sensibel dan beban laten (Nadjib,2005).

2.2.12 Siklus Kompresi Uap (Sistem Refrigerasi)

Sistem refrigerasi adalah suatu rangkaian sistem dimana sistem ini bertujuan untuk memungkinkan pengaturan suhu sampai mencapai suhu dibawah suhu lingkungan. Penggunaan sistem refrigerasi ini sendiri biasa digunakan pada sistem pendingin udara pada bangunan, transportasi, dan pengawetan suatu bahan makanan dan minuman. Menurut Stoecker dan Jones (1982) sistem refrigerasi dan pengkondisian udara merupakan terapan dari teori perpindahan kalor dan termodinamika. Siklus refrigerasi dapat dilihat pada gambar 2.22.

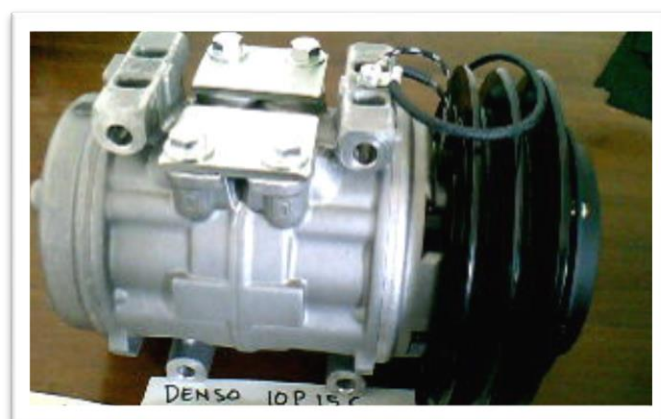


Gambar 2.22 Siklus kompresi uap sederhana

Prinsip kerja sistem refrigerasi adalah untuk memindahkan panas pada suatu ruangan ke lingkungan dengan memanfaatkan fluida kerja yang disebut refrigeran. Ada empat prinsip kerja pada proses pendinginan, dan dengan mensirkulasikan refrigeran berulang kali dengan perubahan-perubahan yang outputnya menghasilkan proses pendinginan. Untuk proses pertama kalor diserap refrigeran pada tekanan rendah melewati evaporator yang nantinya kalor tersebut akan dilepaskan pada tekanan tinggi oleh kondensor. Terdapat beberapa komponen-komponen vital dalam proses refrigerasi yaitu refrigeran, evaporator, kompresor, katup ekspansi dan kondensor. Dimana refrigeran sebagai fluida kerja, evaporator bertugas menyerap kalor dari ruangan sehingga temperatur yang terdapat di dalam ruangan menjadi dingin, kompresor bertugas untuk mengompresikan refrigeran bertekanan rendah dari evaporator sehingga refrigeran berubah fasa menjadi uap panas lanjut yang memiliki tekanan dan temperatur tinggi sehingga panas refrigeran tersebut dapat dilepaskan ke lingkungan melalui kondensor sedangkan refrigeran mengalami kondensasi sehingga refrigeran berubah fasa menjadi cairan pada tekanan tinggi. Cairan refrigeran tersebut kemudian diekspansikan ke tekanan evaporator untuk siklus selanjutnya oleh katup ekspansi.

2.2.13 Kompresor

Kompresor adalah bagian terpenting dari sistem refrigerasi, dalam sistem refrigerasi ini kompresor berfungsi menekan refrigeran ke seluruh bagian dari sistem. Pada sistem refrigerasi kompresor bekerja membuat perbedaan tekanan, sehingga refrigeran dapat mengalir dari satu bagian ke bagian yang lain dalam sistem. Karena ada perbedaan tekanan antara sisi tekanan tinggi dan sisi tekanan rendah, maka refrigeran cair dapat mengalir melalui alat pengatur refrigeran (alat ekspansi) ke evaporator. Tekanan gas di evaporator harus lebih tinggi dari tekanan gas dalam saluran hisap, agar gas dingin dari evaporator dapat mengalir melalui saluran hisap kompresor. Dimana gas dingin tersebut berfungsi untuk mendinginkan kumparan motor listrik dan minyak pelumas kompresor. Selain itu kompresor juga menerunkan tekanan di dalam evaporator sehingga refrigeran cair di evaporator dapat menguap pada suhu yang lebih rendah dan menyerap panas lebih banyak dari ruangan di sekitar evaporator. Kompresor juga menghisap refrigeran gas dari evaporator pada suhu dan tekanan rendah lalu memanfaatkannya menjadi gas bertekanan dan suhu tinggi. Kemudian mengalirkannya ke kondensor hingga gas tersebut berubah fase menjadi cair (pengembunan) dengan melepaskan panas refrigeran ke lingkungan atau zat yang mendinginkan kondensor.



Gambar 2.23 Kompresor

2.2.14 Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengembunkan uap refrigeran yang mengalir dari kompresor. Untuk mengembunkan uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi diperlukan usaha untuk melepaskan kalor sebanyak kalor laten pengembunan dengan cara mendinginkan uap refrigeran tersebut. Jumlah kalor yang di lepaskan pada kondensor sama dengan jumlah kalor yang diserap evaporator ditambah kalor yang ekuivalen dengan energi yang diperlukan untuk melakukan kerja kompresi di dalam kompresor. Kondensor ada tiga macam menurut media yang digunakan untuk mendinginkannya yaitu:

- Kondensor dengan pendinginan udara (*air cooled*)
- Kondensor dengan pendinginan air (*water cooled*)
- Kondensor dengan pendinginan campuran udara dan air (*evaporative*)



Gambar 2.24 Kondensor

2.2.15 Evaporator

Evaporator merupakan alat penukar kalor yang berfungsi memindahkan kalor dari zat-zat yang diinginkan ke refrigeran. Pada prinsipnya perpindahan panas yang terjadi dalam evaporator sama dengan perpindahan panas yang terjadi pada kondensor. Hanya saja di dalam kondensor, panas dilepas atau dibuang oleh refrigeran ke media pendingin kondensor sedangkan di dalam evaporator kalor di serap oleh refrigeran dari media yang diinginkan. Evaporator menjadi tempat terjadinya perubahan fase refrigeran dari cair menjadi gas. Perubahan ini memerlukan media perpindahan panas atau sumber kalor dari lingkungan

evaporator baik berupa cairan atau udara dalam sebuah ruangan. Berdasarkan refrigeran yang ada di dalamnya evaporator dibagi menjadi 2, yaitu:

1. Evaporator basah (*flooded evaporator*)
2. Evaporator kering (*dry or direct-expansion evaporator*)



Gambar 2.25 Evaporator

2.2.16 Katup Ekspansi Termostatik

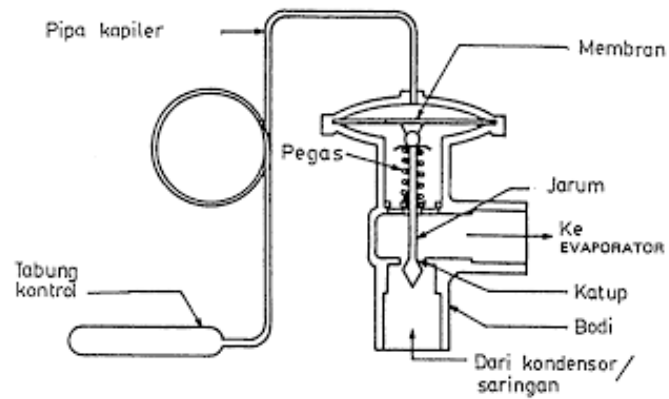
Katup ekspansi dipergunakan untuk mengekspansi secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Selain itu katup ekspansi juga mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus suplai oleh evaporator. Dalam penelitian kali ini atup ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi *thermostatic* seperti pada gambar 2.26 dibawah ini.



Gambar 2.26 Katup Ekspansi

Untuk mekanisme kerja katup ekspansi *thermostatic* dapat dilihat dari gambar 2.26 dibawah. Dimana bagian luar katup ekspansi (tabung kontrol) berhubungan langsung dengan ruang bagian bawah diafragma. Yang nantinya

mendapatkan tekanan gas jenuh didalam tabung sensor thermal yang menekan diafragma dari bagian atas diafragma ke bagian bawah untuk membuka lubang katup, dan sebaliknya tekanan dari bagian bawah diafragma menekan keatas untuk menutup lubang katup.



Gambar 2.27 Mekanisme Kerja Katup Ekspansi