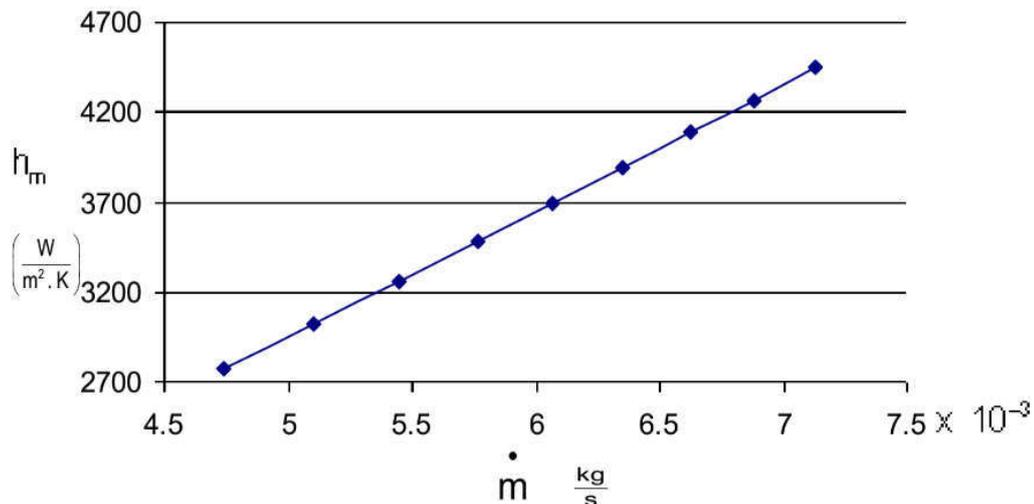


BAB II

TINJUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

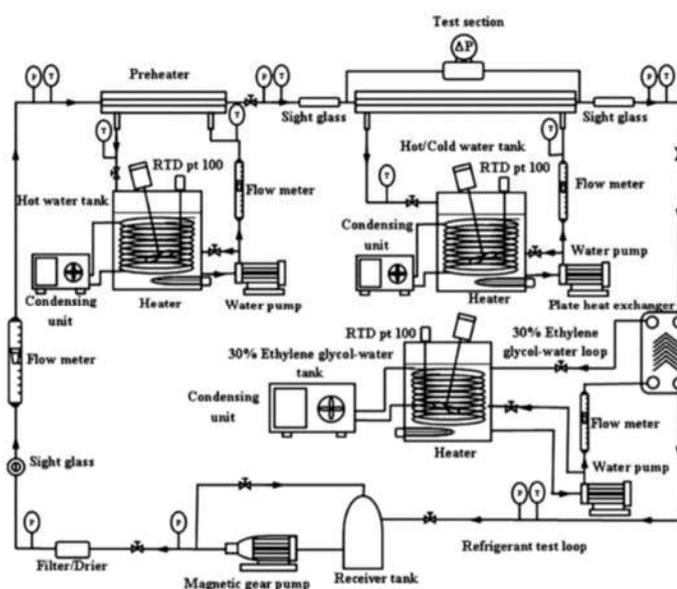
Penelitian tentang koefisien perpindahan kalor evaporasi merupakan penelitian awal dari terbentuknya variasi-variasi lain yang diantaranya yaitu variasi laju aliran massa. Beberapa peneliti seperti Basri (2011) dalam penelitiannya ia meneliti pengaruh dan hubungan antara koefisien perpindahan panas rata-rata dengan laju aliran massa. Untuk mendapatkan variasi tersebut, dilakukan dengan cara mengatur bukaan katup pendingin air. Dari hasil perhitungan untuk laju aliran refrigeran yang ditunjukkan pada gambar 2.1 yaitu 0,0047 kg/s (minimal), kecepatan rata-ratanya adalah 32,79 m/s dan koefisien perpindahan panas rata-ratanya adalah 2876,9 W/m².K sedangkan untuk laju aliran refrigeran 0,0071 kg/s (maksimal), kecepatan rata-ratanya 52,985 m/s dan koefisien perpindahan panas rata-ratanya adalah 4521,6 W/m².K. Akibat dari bertambahnya kecepatan rata-ratanya, maka percampuran antara refrigeran panas dengan refrigeran dingin makin cepat sehingga meningkatkan koefisien perpindahan panas rata-ratanya.



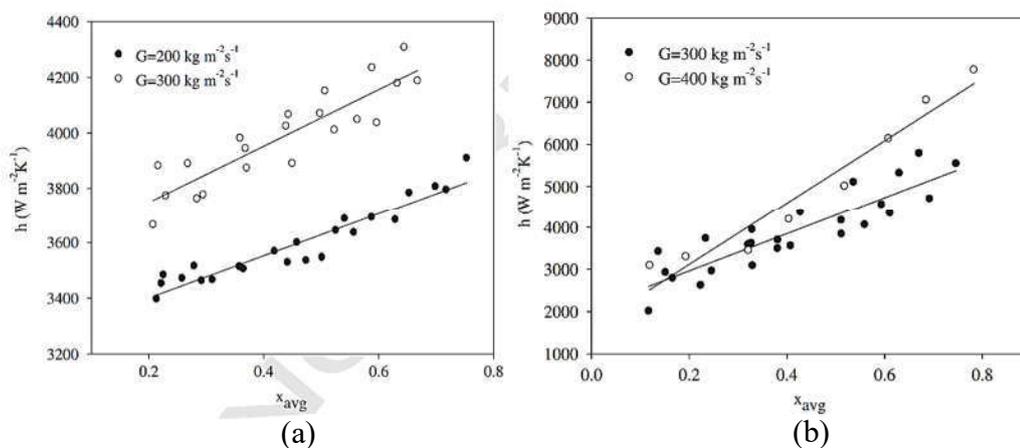
Gambar 2.1 Koefisien Perpindahan Panas Rata-Rata Dengan Laju Aliran Massa Refrigeran (Basri, 2011).

Dalkilic dkk, (2016) melakukan penelitian tentang korelasi empiris pada koefisien perpindahan kalor konveksi evaporator saluran pipa horisontal dan pipa

vertikal halus dan bergelombang. Ia melakukan penelitian pada saluran pipa halus horisontal yang memiliki diameter 0,81 cm dengan panjang 2,5 m dan vertikal yang memiliki diameter 0,87 cm dengan panjang 0,85 m dengan skema peralatan seperti pada gambar 2.2. Hasil penelitian menunjukkan pada saluran pipa halus vertikal dan horisontal pada gambar 2.3 untuk fluks massa $200 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ dan $300 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ memiliki nilai koefisien perpindahan kalor konveksi dan kualitas uap yang meningkat secara signifikan. Semakin tinggi nilai fluks massa maka semakin tinggi nilai koefisien perpindahan kalor konveksi dan kualitas uapnya.

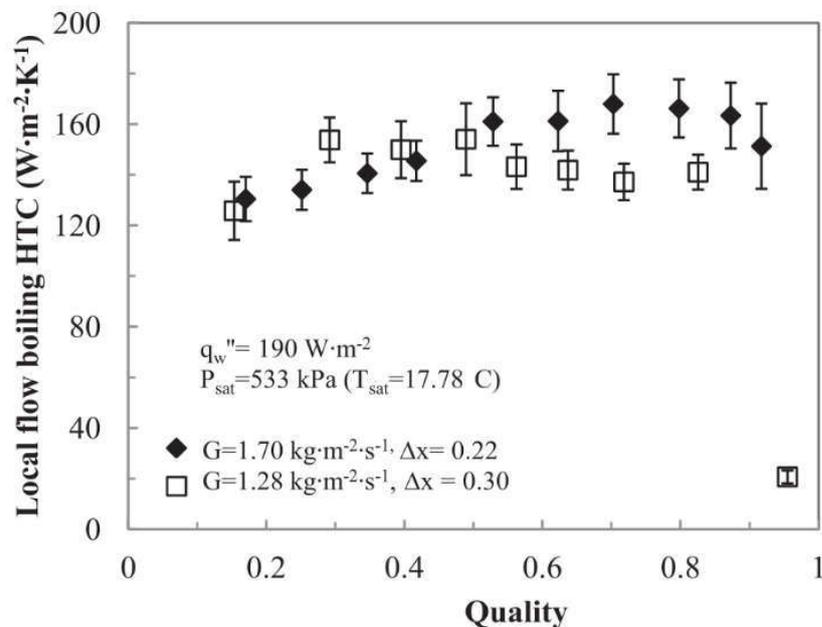


Gambar 2.2 Skema Pengaturan Alat Eksperimental



Gambar 2.3 Variasi eksperimental koefisien perpindahan kalor konveksi dengan kualitas uap rata-rata, (a) saluran halus vertikal, (b) saluran halus horisontal (Dalkilic dkk, 2016).

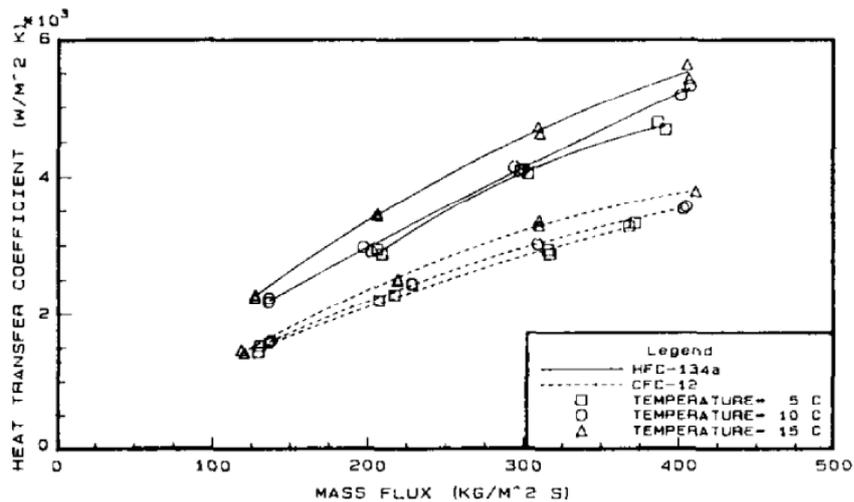
Lee dkk. (2013) melakukan investigasi secara eksperimental pada perpindahan kalor dalam alat penukar kalor plat dengan kondisi fluks massa rendah. Penelitian ini memanfaatkan perbedaan temperatur yang kecil diantara sumber panas dengan pendingin yaitu *low temperature lift heat pump* (LTLHP). Hasil penelitian yang ditampilkan pada gambar 2.4 pada pengaruh perubahan fluks massa, koefisien perpindahan kalor menunjukkan peningkatan pada nilai kualitas uap diatas 0,5. Hal ini menunjukkan kehadiran perpindahan kalor secara konveksi pada fluks massa rendah dengan nilai kualitas uap yang tinggi.



Gambar 2.4 Variasi koefisien perpindahan kalor lokal dengan fluks massa dan kualitas uap (Lee dkk, 2013)

Eckels dan Pate (1990) meneliti tentang perbandingan eksperimental koefisien perpindahan kalor evaporasi dan kondensasi refrigeran HFC-134a dan CFC-12. Penelitian dilakukan pada saluran pipa halus horisontal dengan diameter dalam 8 mm dan panjang 3,67 m. Pipa uji refrigeran dipanasi dan didinginkan dengan aliran air melewati anulus yang melingkupi pipa. Hasil fluks massa bervariasi dari 125-400 kg/m²·s untuk semua tes. Untuk fluks massa yang sama, koefisien perpindahan kalor evaporasi dan kondensasi untuk HFC-134a

menunjukkan 35-45% lebih tinggi untuk evaporasi, dan 25-35% lebih tinggi untuk kondensasi dari pada CFC-12.



Gambar 2.5 Pengukuran koefisien perpindahan kalor satu fasa HFC-134a dan CFC-12 (Eckels dan Pate, 1990).

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi

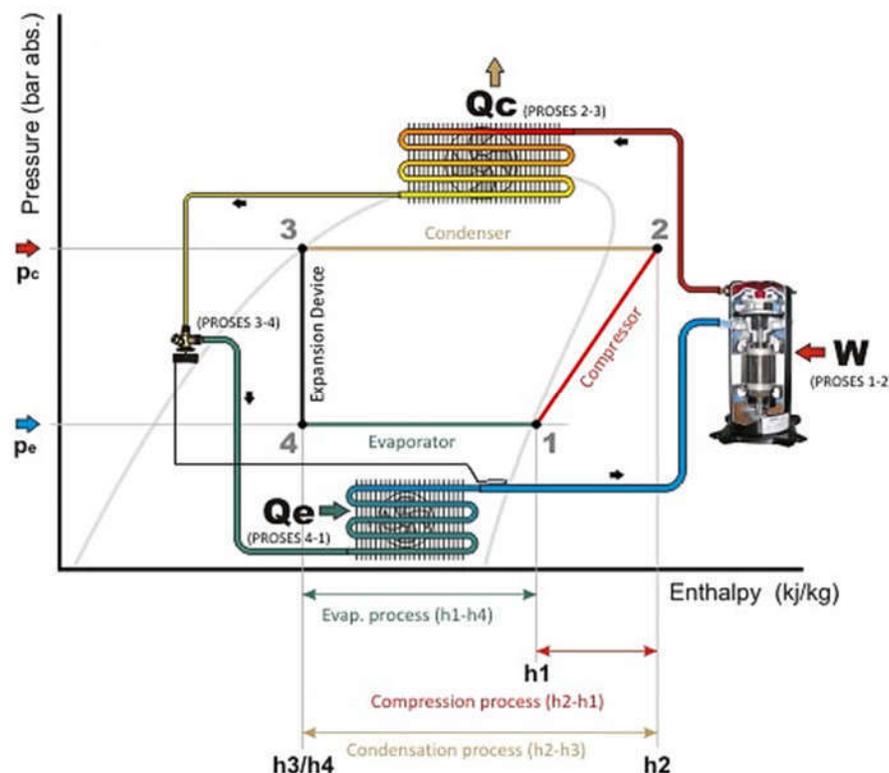
Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari medium bertemperatur, dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang memiliki temperatur lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan. Pada sistem ini sebuah kompresor akan mengkompresi uap refrigeran sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat, kemudian dikondensasikan dengan kondenser menjadi cair dengan melepaskan kalornya dan kemudian memasuki alat ekspansi, refrigeran tersebut diturunkan tekanannya sehingga temperaturnya menurun dan mengubah sebagian besar fasanya menjadi uap kemudian dilanjutkan kedalam evaporator menghasilkan efek refrigerasi dengan menyerap kalor dari suatu ruangan hingga menjadi uap sepenuhnya. Proses ini dilakukan berulang-ulang hingga menjadi suatu sistem.

2.2.2 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Standar

Sistem refrigerasi saat ini banyak menggunakan refrigerasi dengan sistem kompresi uap. Beberapa komponen utama dari sistem kompresi uap yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Dalam siklus ini uap refrigeran bertekanan rendah akan ditekan oleh kompresor sehingga menjadi uap refrigeran bertekanan tinggi, dan dikondensasikan menjadi cairan refrigeran bertekanan tinggi dalam kondensor. Kemudian fluida refrigeran tekanan tinggi tersebut diturunkan tekanannya oleh katup ekspansi lalu refrigeran tekanan rendah tersebut dapat menguap kembali dalam evaporator menjadi uap refrigeran tekanan rendah. Skema dari sistem kompresi uap standar ditunjukkan pada gambar 2.6.

Proses utama dari sistem refrigerasi kompresi uap adalah:

- Proses Kompresi
- Proses Kondensasi
- Proses Ekspansi
- Proses Evaporasi



Gambar 2.6 Sistem Pendingin Siklus Kompresi Uap Standar (Hasan, 2013).

A. Proses Kompresi

Kompresi terjadi pada proses 1-2, Refrigeran dihisap kompresor dalam wujud uap jenuh dengan kondisi temperatur dan tekanan rendah, kemudian kompresor menaikkan tekanannya menjadi lebih tinggi (tekanan kondensor). Kompresi diperlukan untuk menaikkan temperatur refrigeran, sehingga temperatur refrigeran didalam kondensor lebih tinggi dari pada temperatur lingkungan. Maka perpindahan panas dari refrigeran ke lingkungan dapat terjadi. Dengan demikian besar kerja kompresi proses 1-2 tersebut dapat dituliskan dengan persamaan 2.1.

$$q_w = h_1 - h_2 \dots\dots\dots(2.1)$$

dimana:

$$q_w = \text{Besarnya kerja kompresor (kJ/kg)}$$

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran saat masuk kompresor (kJ/kg)}$$

$$h_2 = \text{Entalpi refrigeran saat keluar kompresor (kJ/kg)}$$

B. Proses Kondensasi

Setelah mengalami proses kompresi, refrigeran berada dalam fase panas lanjut dengan tekanan dan temperatur tinggi. Untuk merubah wujudnya menjadi cair, kalor harus dilepaskan ke lingkungan. Proses ini terjadi pada alat penukar kalor yang disebut kondensor. Refrigeran mengalir melalui kondensor dan pada sisi lain dialirkan fluida pendingin (air atau udara) dengan temperatur yang lebih rendah dari temperatur refrigeran. Kalor akan berpindah dari refrigeran ke fluida pendingin dan sebagai akibat refrigeran mengalami penurunan temperatur dari kondisi uap panas lanjut menuju kondisi uap jenuh. Selanjutnya mengembun menjadi fase cair dan keluar dari kondensor berfase cair jenuh. Kesimpulannya proses kondensasi ini adalah proses pengeluaran kalor secara isobarik reversibel pada kondensor. Dengan kata lain proses 2-3 tersebut merupakan penurunan panas lanjut dan pengembunan dengan tekanan tetap, yang merupakan garis lurus mendatar pada diagram tekanan entalpi. Besar panas per satuan massa refrigeran yang dilepaskan di kondensor dinyatakan pada persamaan 2.2.

$$q_c = h_2 - h_3 \dots\dots\dots(2.2)$$

dimana:

q_c = Besarnya panas dilepas di kondensor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran saat masuk kondensor (kJ/kg)

h_3 = Entalpi refrigeran saat keluar kondensor (kJ/kg)

C. Proses Ekspansi

Refrigeran dalam wujud cair jenuh mengalir melalui alat ekspansi. Refrigeran mengalami proses ekspansi pada entalpi konstan terjadi pada katup ekspansi dan berlangsung secara tak reversibel. Selanjutnya refrigeran keluar dari alat ekspansi berwujud campuran uap-cair pada tekanan dan temperatur sama dengan tekanan evaporator. Proses 3-4 berlangsung pada entalpi tetap, dapat dituliskan seperti persamaan 2.3.

$$h_3 = h_4 \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana:

h_3 = Entalpi refrigeran saat keluar kondensor (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran saat masuk evaporator (kJ/kg)

D. Proses Evaporasi

Refrigeran dalam fasa campuran uap-cair, mengalir melalui sebuah penukar kalor yang disebut evaporator. Pada tekanan evaporator, titik didih refrigeran haruslah lebih rendah daripada temperatur lingkungan (media kerja atau media yang didinginkan), sehingga dapat terjadi perpindahan panas dari media kerja ke dalam refrigeran. Kemudian refrigeran yang masih berwujud cair menguap di dalam evaporator dan selanjutnya refrigeran meninggalkan evaporator dalam fasa uap jenuh. Proses penguapan tersebut adalah proses pemasukan kalor secara isobarik reversibel pada evaporator yang menyebabkan refrigeran menguap menjadi uap jenuh. Proses 4-1 merupakan garis lurus mendatar karena aliran refrigeran melalui evaporator dianggap tekanan tetap. Besarnya kalor yang diserap oleh evaporator tertulis pada persamaan 2.4.

$$Q_e = h_1 - h_4 \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana:

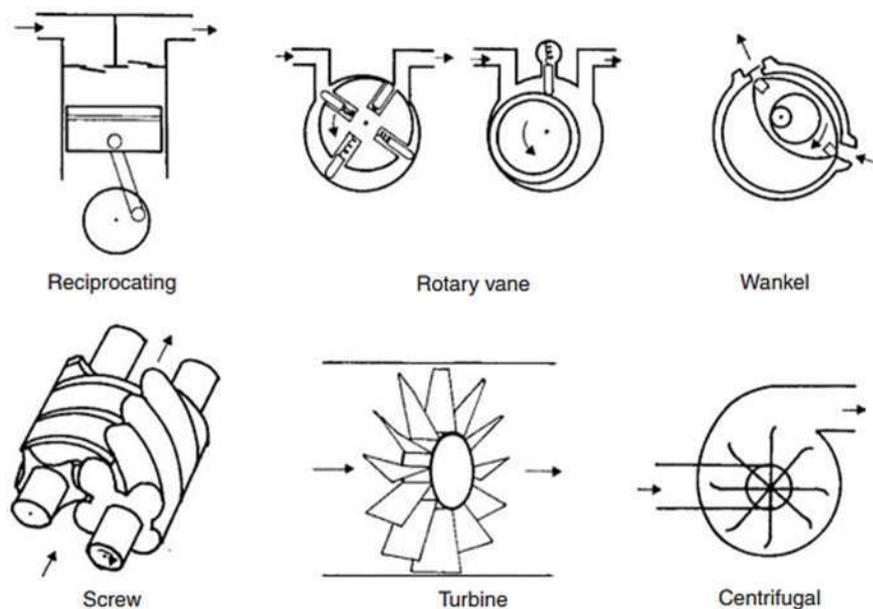
Q_e = Besarnya panas yang diserap di evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran saat keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran saat masuk evaporator (kJ/kg)

2.2.3 Komponen Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

1) Kompresor



Gambar 2.7 Tipe-tipe kompresor (Dincer dan Kanoglu, 2010).

Kompresor merupakan komponen yang berfungsi untuk mensirkulasikan refrigeran ke semua komponen refrigerasi. Untuk mendapatkan performa seperti yang diharapkan maka kompresor harus bekerja sesuai dengan kondisi yang diharapkan, terutama kondisi temperatur dan tekanan refrigeran pada saat masuk dan meninggalkan katup kompresor.

Kompresor juga berfungsi untuk mengubah kondisi gas refrigeran yang bertemperatur rendah dari evaporator menjadi gas yang bertemperatur tinggi. Memastikan bahwa temperatur gas refrigeran yang disalurkan ke kondenser harus lebih tinggi dari temperatur lingkungan sekitar. Hal ini dimaksudkan untuk membuang panas gas refrigeran yang berada di kondenser ke lingkungan sekitar. Pada sistem refrigerasi kompresi uap terdapat beberapa macam kompresor yang sering dipakai. Jenis kompresor berdasarkan letak motor:

1. Kompresor *Open-Type*.
2. Kompresor *Hermetic-Type*.
3. Kompresor *Semi Hermetic-Type*.

Berdasarkan cara kerjanya kompresor dibagi menjadi lima, yaitu :

1. Kompresor torak (*Reciprocating Compressor*)
2. Kompresor putar (*Rotary Compressor*)
3. Kompresor sentrifugal (*Centrifugal Compressor*)
4. Kompresor sekrup (*Screw Compressor*)
5. Kompresor *scroll* (*Scroll Compressor*)

2) Kondensor



Gambar 2.8 Kondensor tipe *Shell and Tube* (Hundy, 2008)

Kondenser adalah suatu komponen yang berfungsi untuk merubah fasa refrigeran dari gas bertekanan tinggi menjadi cairan bertekanan tinggi atau dengan kata lain pada kondenser ini terjadi proses kondensasi.

Agar proses perubahan fasa yang diinginkan ini dapat terjadi, maka kalor/panas yang ada dalam gas refrigeran bertekanan tinggi harus dibuang keluar dari sistem. Adapun kalor ini berasal dari 2 sumber, yaitu:

1. Kalor yang diserap refrigeran ketika mengalami proses evaporasi.
2. Kalor yang ditimbulkan di kompresor selama terjadinya proses kompresi.

Gas refrigeran bertekanan rendah dikompresi sehingga menjadi gas refrigeran bertekanan tinggi dimana temperatur kondensasinya lebih tinggi dari temperatur media pendingin kondenser. Media pendingin yang umum digunakan biasanya air, udara, atau kombinasi keduanya. Dengan temperatur kondensasi yang lebih tinggi dari media pendingin akan mudah terjadi proses perpindahan kalor dari refrigeran ke media maka akan mudah terjadi proses perpindahan kalor dari refrigeran ke media pendingin.

Proses perpindahan kalor di kondenser terjadi dalam 3 tahapan yaitu:

- Penurunan nilai *superheat* (*desuperheating*) sampai mencapai temperatur kondensasi. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor *sensible*.
- Perubahan fasa refrigeran dari fasa gas menjadi cair. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor *latent*.
- Pelepasan kalor dari refrigeran cair (*sub-cooling*) ke media pendingin. Pada proses ini terjadi perpindahan kalor *sensible*.

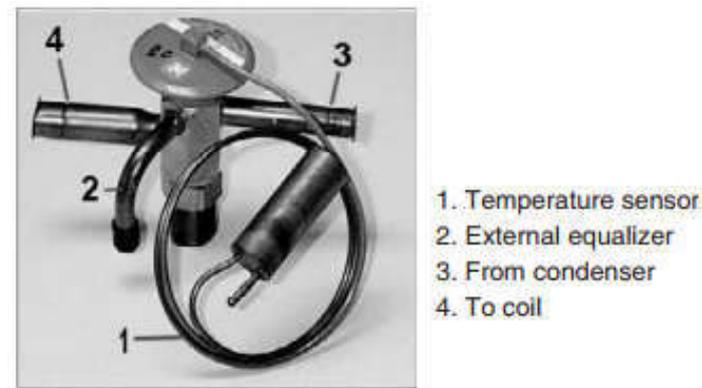
Kapasitas kondenser adalah kemampuan kondenser untuk melepas kalor dari refrigeran (sistem) ke media pendingin. Ada empat hal yang mempengaruhi kapasitas kondenser yaitu:

1. Material (bahan pembuat kondenser).
2. Luas area kondenser.
3. Perbedaan temperatur.
4. Kebersihan kondenser.

Jenis kondensor berdasarkan media pendingin terbagi menjadi 3 macam, yaitu:

1. Kondenser berpendingin udara (*air cooled condenser*)
2. Kondenser berpendingin air (*water cooled condenser*)
3. Kondenser berpendingin kombinasi udara dan air (*evaporative condenser*)

3) Katup Ekspansi

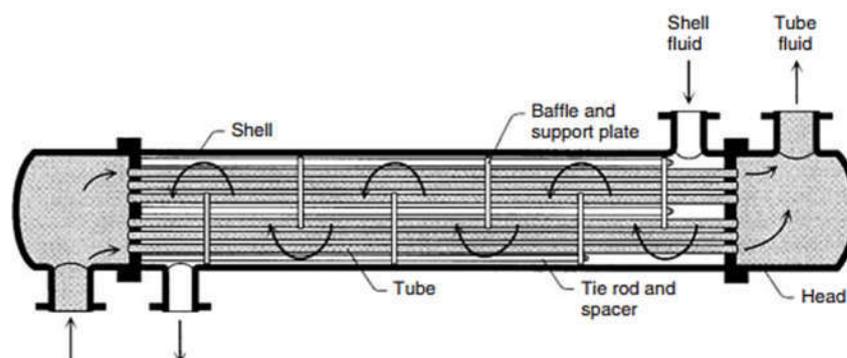


Gambar 2.9 Katup ekspansi elektronik (Dincer dan Kanoglu, 2010).

Katup ekspansi yang mengontrol jumlah refrigeran yang masuk ke evaporator agar sesuai dengan laju aliran atau penguapan cairan refrigeran di evaporator. Selain itu, katup ekspansi juga berfungsi menurunkan tekanan hal ini bertujuan untuk menjaga beda tekanan di sisi tekanan rendah dan tekanan tinggi pada sistem. Adapun jenis-jenis katup ekspansi yaitu:

1. Pipa kapiler (*capillary tube*).
2. Katup ekspansi otomatis (*automatic expansion valve*).
3. Katup ekspansi termostatik (*thermostatic expansion valve*).
4. Katup ekspansi manual (*hand expansion valve*).
5. Katup apung sisi tekanan rendah (*low side float valve*).
6. Katup apung sisi tekanan tinggi (*high side float valve*).
7. Katup ekspansi termoelektrik (*thermal electric expansion valve*).

4) Evaporator



Gambar 2. 10 Evaporator tipe *Shell and Tube* (Bejan, 2004).

Evaporator merupakan sebuah media penguapan cairan refrigeran yang berasal dari katup ekspansi. Penguapan ini bertujuan untuk menyerap panas dari kabin atau ruang yang akan didinginkan melalui perpindahan panas dari dinding-dindingnya.

Evaporator sering juga disebut *cooling coil, boiler*, dan lain-lain tergantung dari bentuknya. Karena kegunaan dari evaporator berbeda-beda, maka evaporator dibuat dalam berbagai macam bentuk, ukuran, dan perencanaan. Evaporator juga dapat dibagi dalam beberapa golongan dari konstruksi, cara kerja, dan aliran bahan.

Evaporator jika di tinjau dari segi konstruksinya dapat dikelompokkan menjadi:

1. Evaporator pipa telanjang (*bare tube*).
2. Evaporator permukaan pelat (*plate surface*).
3. Evaporator bersirip (*finned*).
4. Evaporator tabung pipa (*shell and tube*).

Jenis evaporator berdasarkan pemakaian:

1. Ekspansi langsung (*direct expansion*).
2. Ekspansi tidak langsung (*indirect expansion*).

5) Refrigeran

Refrigeran banyak dipergunakan untuk keperluan pendinginan udara sampai refrigerasi. Untuk unit refrigerasi dapat dipilih jenis refrigeran yang lebih sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, karakteristik termodinamika yang meliputi temperatur dan tekanan penguapan (evaporasi) maupun pengembunan (kondensasi) (Arismunandar dan Saito, 1991). Beberapa syarat refrigeran untuk unit refrigerasi adalah:

- a. Tekanan penguapannya harus cukup tinggi

Refrigeran sebaiknya memiliki temperature penguapan pada tekanan yang lebih tinggi, sehingga dapat dihindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator dan turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi.

b. Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi

Jika tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya lebih rendah dan dapat terhindar dari penurunan prestasi kompresor. Mesin dapat bekerja lebih aman dan terhindar dari kemungkinan bahaya kerusakan, ledakan dan lainnya.

c. Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang lebih tinggi lebih menguntungkan karena kapasitas untuk refrigeran yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi lebih kecil.

d. Volume spesifik (fasa gas) yang cukup kecil

Volume spesifik gas yang kecil akan memungkinkan untuk kapasitas refrigerasi dan penggunaan kompresor dengan volume langkah torak yang lebih kecil.

e. Koefisien prestasi harus tinggi

Dari segi karakteristik termodinamika refrigeran, koefisien prestasi merupakan parameter yang penting dalam menentukan biaya operasi.

Tabel 2.1 Sifat fisika dan termodinamika refrigeran (Khoril dkk, 2010)

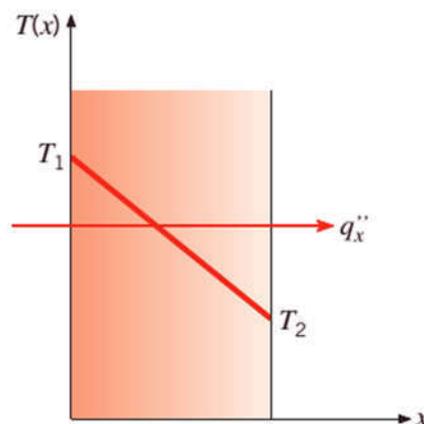
No	Parameter	R-12	R-22	MC-22	R-134a	MC-134
1	Normal boiling point, ($^{\circ}C$)	-29,75	-40,8	-42,05	-26,07	-33,98
2	Temperatur kritis, ($^{\circ}C$)	111,9	96	96,77	101,06	113,8
3	Tekanan Kritis, (<i>psia</i>)	599,9	723,7	616,0	588,7	591,8
4	Panas jenis cairan jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, (<i>kJ / Kg. K</i>)	1,026	1,325	2,909	1,486	2,717
5	Panas jenis uap jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, (<i>kJ / Kg. K</i>)	0,749	0,973	2,238	1,126	2,014
6	Tekanan cairan jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, (<i>psia</i>)	131,7	210,7	188,3	138,9	139,4
7	Kerapatan cairan jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, (<i>kg/m³</i>)	1263	1138	471,3	1156	500,6
8	Kerapatan uap jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$ (<i>kg/m³</i>)	51,46	62,46	28,53	47,05	17,76
9	Kerapatan uap jenuh pada NBP, (<i>kg/m³</i>)	6,29	4,705	2,412	5,259	1,642
10	Konduktivitas Termal cairan jenuh 37,8 $^{\circ}C$, (<i>W/m. K</i>)	0,062	0,077	0,0868	0,0756	0,0896
11	Konduktivitas Termal uap jenuh 37,8 $^{\circ}C$, (<i>W / m. K</i>)	0,011	0,012	0,0211	0,0195	0,0195
12	Viskositas cairan jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, $\mu Pa-s$	166,5	143,1	84,58	102,5	101,6
13	Viskositas uap jenuh pada 37,8 $^{\circ}C$, $\mu Pa-s$	12,37	13,39	9,263	8,064	8,044

Refrigeran yang menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer dapat mencegah terjadinya kebocoran udara luar masuk sistem refrigerasi karena kemungkinan adanya vakum pada seksi masuk kompresor. Titik didih refrigeran merupakan faktor penting yaitu sebagai indikator yang menyatakan refrigeran dapat menguap pada temperatur rendah dan pada tekanan yang tidak terlalu rendah.

2.2.4 Perpindahan Kalor

Kalor didefinisikan sebagai energi panas yang dimiliki oleh suatu zat. Kalor merupakan bentuk energi yang mengalir dan memiliki suhu tinggi. Sehingga perpindahan kalor merupakan perpindahan suatu energi panas ke objek yang lebih dingin. Syarat dasar perpindahan kalor adalah adanya perbedaan temperatur. Tidak ada perpindahan kalor jika dua medium memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat terjadi melalui 3 cara, yaitu:

A. Konduksi



Gambar 2.11 Perpindahan kalor Konduksi (Incropera, 2011)

Konduksi merupakan proses perpindahan kalor dari suatu tempat yang bertemperatur tinggi ke tempat yang bertemperatur lebih rendah melalui suatu medium padat. Aliran kalor konduksi memindahkan kalor tanpa memindahkan molekul-molekul suatu medium. Perpindahan kalor konduksi dapat mencapai kesetimbangan temperatur berkat seorang ilmuwan bernama Joseph Fourier (Holman, 2002). Laju perpindahan panas yang terjadi pada perpindahan kalor konduksi satu dimensi dengan kondisi *steady-state* adalah berbanding dengan gradien suhu normal sesuai dengan persamaan 2.5

$$q_{kond} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.5)$$

Keterangan:

- q = Laju Perpindahan Kalor (W)
- k = Konduktifitas Termal (W/m.°C)
- A = Luas Penampang (m²)

dT = Perbedaan Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)

dx = Perbedaan Jarak (m)

Gradien temperatur yang terjadi kearah perpindahan kalor dT/dx . Konstanta positif “ k ” disebut konduktifitas atau kehantaran termal suatu material, sedangkan tanda minus disisipkan agar memenuhi hukum kedua termodinamika, yaitu bahwa kalor mengalir ketempat yang lebih rendah dalam skala temperatur (Holman, 2002).

Hubungan dasar aliran panas melalui konduksi adalah perbandingan antara laju aliran panas yang melintas permukaan isothermal dan gradien yang terdapat pada permukaan tersebut berlaku pada setiap titik dalam suatu benda yang dikenal dengan hukum *fourier*.

Dalam penerapan hukum *Fourier* (2.5) pada suatu dinding datar, maka diintegrasikan menjadi persamaan 2.6.

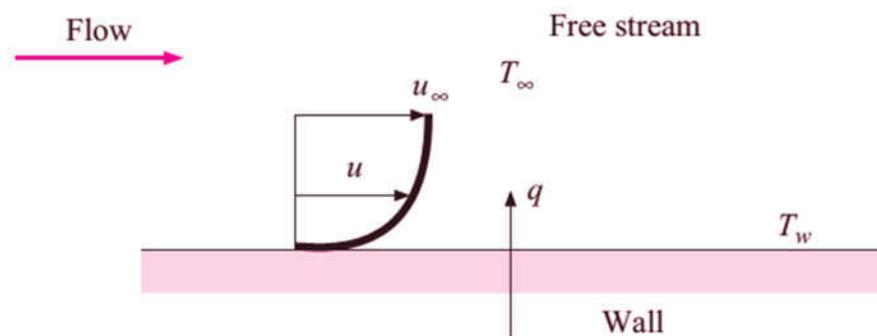
$$q_{kond} = -\frac{kA}{L}(T_2 - T_1) \dots\dots\dots(2.6)$$

Persamaan diatas berlaku jika konduktivitas termal dianggap tetap. Tebal dinding adalah L , sedangkan T_1 dan T_2 adalah temperatur dinding.

Konduktivitas termal suatu materi dapat didefinisikan sebagai laju transfer panas melalui unit ketebalan bahan per satuan luas per unit perbedaan suhu. Hal ini mengindikasikan kemampuan suatu material untuk menghantarkan panas. Nilai konduktivitas termal tinggi menunjukkan bahwa material merupakan konduktor panas yang baik, dan nilai yang rendah menunjukkan bahwa material adalah konduktor panas yang buruk atau isolator (Cengel, 2003).

Tabel 2.2 Konduktivitas termal beberapa material (Cengel, 2003)

Material	k , W/m.°C
<i>Diamond</i>	2300
<i>Silver</i>	429
<i>Copper</i>	401
<i>Gold</i>	317
<i>Aluminium</i>	237
<i>Iron</i>	80,2
<i>Mercury (l)</i>	8,54
<i>Glass</i>	0,78
<i>Brick</i>	0,72
<i>Water (l)</i>	0,613
<i>Human Skin</i>	0,37
<i>Wood (oak)</i>	0,17
<i>Helium (g)</i>	0,152
<i>Soft Rubber</i>	0,13
<i>Glass Fiber</i>	0,043
<i>Air (g)</i>	0,026
<i>Urethane, rigid foam</i>	0,026

B. Konveksi**Gambar 2.12** Perpindahan kalor Konveksi (Cengel, 2003).

Konveksi adalah perpindahan panas karena adanya gerakan/aliran/pencampuran dari bagian panas ke bagian yang dingin. Laju perpindahan kalor secara konveksi dapat dihitung dengan persamaan 2.7.

$$q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.7)$$

Keterangan:

q = Laju Perpindahan Kalor Konveksi (W)

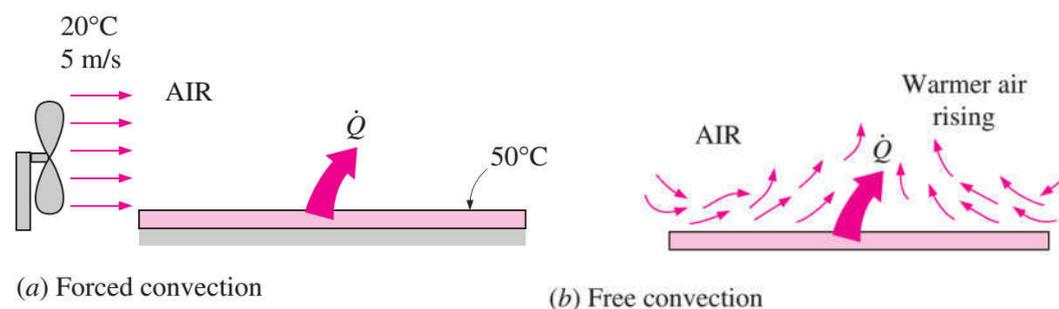
A = Luas Permukaan Benda (m^2)

h = Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

T_s = Temperatur Permukaan (*surface*) ($^\circ C$)

T_∞ = Temperatur Sekeliling ($^\circ C$)

Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi h dapat didefinisikan sebagai tingkat perpindahan panas antara permukaan padat dan cairan per satuan luas permukaan per perbedaan suhu unit (Cengel, 2003).



Gambar 2.13 (a) Konveksi Paksa dan (b) Konveksi Bebas (Cengel, 2003).

Menurut cara menggerakkan alirannya, perpindahan panas konveksi diklasifikasikan menjadi dua, yakni konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Bila gerakan fluida disebabkan karena adanya perbedaan kerapatan karena perbedaan suhu, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi bebas (*free/natural convection*). Bila gerakan fluida disebabkan oleh gaya pemaksa / eksitasi dari luar, misalkan dengan pompa atau kipas yang menggerakkan fluida sehingga fluida mengalir di atas permukaan, maka perpindahan panasnya disebut sebagai konveksi paksa (*forced convection*).

C. Radiasi

Mekanisme konduksi dan konveksi memerlukan medium untuk memindahkan kalor, sedangkan radiasi menggunakan mekanisme radiasi elektromagnetik. Radiasi dapat diartikan perpindahan energi pancaran suatu benda dengan bentuk gelombang elektromagnetik. Dalam perpindahan kalor, bentuk radiasi yang dipancarkan oleh suatu badan (*body*) karena perbedaan temperatur

disebut radiasi termal. Radiasi yang dipancarkan berasal dari energi kalor suatu benda pada batas permukaan dimana energi dilepaskan per satuan luas (W/m^2) dengan mengacu pada hukum *Stefan-Boltzmann* (Cengel, 2003) dituliskan pada persamaan 2.8.

$$q = \sigma \cdot A \cdot T^4 \dots\dots\dots(2.8)$$

Keterangan:

- q = Energi yang Dipancarkan (W)
- σ = $5.67 \times 10^{-8} W/m^2.K^4$ atau $0.1714 \times 10^{-8} Btu/h.ft^2.R^4$
- T = Temperatur Absolut (K)
- A = Luas Permukaan (m^2)

Idealnya rumus ini hanya berlaku pada *Blackbody*. *Blackbody* merupakan permukaan yang ideal yang memancarkan radiasi (Cengel, 2003). Tetapi setiap *blackbody* meradiasikan energi yang berbeda walaupun pada temperatur yang sama. Sehingga didapat persamaan 2.9.

$$q = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \dots\dots\dots(2.9)$$

Dalam beberapa penerapannya, absorptivitas rata-rata suatu permukaan dianggap sama dengan emisivitas rata-ratanya (Cengel, 2003). Sehingga rasio energi pancaran aktual terhadap energi pancaran *blackbody* adalah ϵ emisivitas dengan nilai $0 \leq \epsilon \leq 1$ (Stoecker, 1996). Emisivitas dari beberapa material dapat merujuk pada tabel 2.4. Dalam persamaan 2.10, beberapa emisivitas dan absorptivitas material diasumsikan mendekati sama, material tersebut dinamakan *graybodies*, dimana α merupakan absorptivitas (Stoecker, 1996).

$$\epsilon = \alpha \dots\dots\dots(2.10)$$

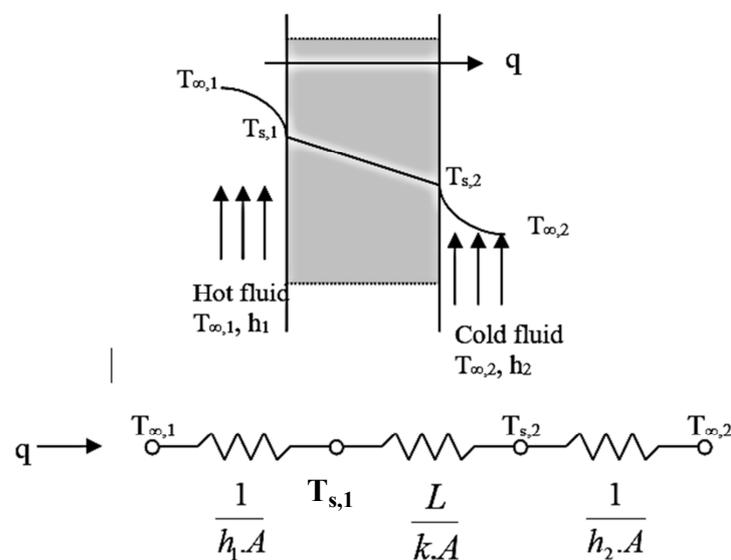
Tabel 2.3 Emisivitas material pada suhu 300 °K (Cengel, 2003).

Material	Emissivitas
<i>Aluminum foil</i>	0,07
<i>Anodized aluminium</i>	0,82
<i>Polished copper</i>	0,03
<i>Polished gold</i>	0,03
<i>Polished silver</i>	0,02
<i>Polished stainless steel</i>	0,17
<i>Black paint</i>	0,98
<i>White paint</i>	0,90
<i>White paper</i>	0,92-0,97
<i>Asphalt pavement</i>	0,85-0,93
<i>Red brick</i>	0,93-0,96
<i>Human skin</i>	0,95
<i>Wood</i>	0,82-0,92
<i>Soil</i>	0,93-0,96
<i>Water</i>	0,96
<i>Vegetation</i>	0,92-0,96

2.2.5 Perpindahan Kalor Konduksi *Steady* Satu Dimensi

A. Dinding datar

Dinding datar tebal dinyatakan L pada gambar 2.14 berada pada lingkungan fluida bergerak.

**Gambar 2.14** Perpindahan kalor pada dinding datar (Kurniawan, 2007)

Laju perpindahan kalor dapat ditentukan dengan Hukum *Fourier* dengan persamaan 2.11.

$$q_{(x)} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots \dots (2.11)$$

Tahanan termal konduksi ditentukan berdasarkan persamaan 2.11 diatas, yaitu dengan persamaan 2.12.

$$R_{t,kond} = \frac{L}{kA} \dots \dots \dots (2.12)$$

Jika analisis mencakup sistem konveksi, maka tahanan termal konveksi dapat ditentukan berdasarkan persamaan 2.13.

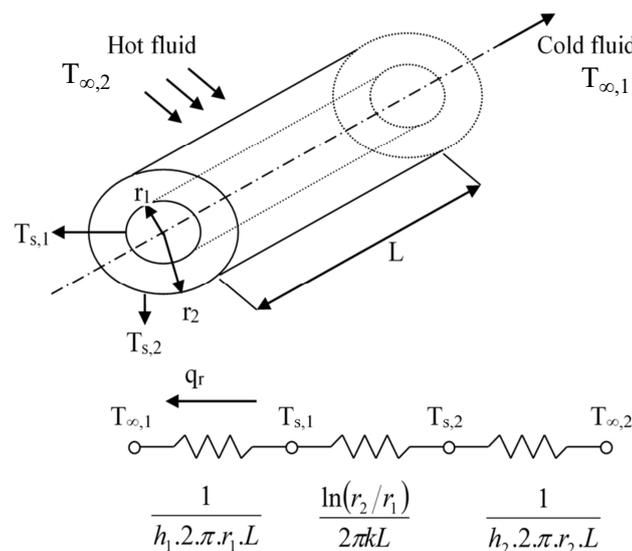
$$R_{t,konv} = \frac{1}{hA} \dots \dots \dots (2.13)$$

Maka persamaan 2.14 laju perpindahan kalor menjadi:

$$q_{(x)} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{total}} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A}\right)} + \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\left(\frac{L}{kA}\right)} + \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\left(\frac{1}{h_2 A}\right)} \dots \dots \dots (2.14)$$

B. Silinder

Perpindahan kalor pada silinder berlubang atau pipa seperti pada gambar 2.15 dimana fluida di permukaan luar dan dalam saling berhadapan dengan temperatur yang berbeda.



Gambar 2.15 Perpindahan kalor pada pipa silinder (pipa) (Kurniawan, 2007)

Berdasarkan Hukum *Fourier*, laju perpindahan kalor pada permukaan dinyatakan dengan $A = 2.\pi.r.L$ dan hanya ditinjau dengan sistem konduksi tertulis pada persamaan 2.15.

$$q_{(x)} = \frac{2.\pi.k.L(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \dots\dots\dots (2.15)$$

Keterangan:

$q_{(x)}$ = Perpindahan kalor konduksi (W/m².°C)

k = Konduktivitas termal (W/m.°C)

$T_{s,1}$ = Temperatur dinding dalam pipa (°C)

$T_{s,2}$ = Temperatur dinding luar pipa (°C)

r_2 = Jari-jari dinding luar pipa (mm)

r_1 = Jari-jari dinding dalam pipa (mm)

Dengan tahanan termal pada persamaan 2.16.

$$R_{t,kond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2.\pi.k.L} \dots\dots\dots (2.16)$$

Apabila peninjauan melibatkan sistem konduksi dan konveksi maka tercantum pada persamaan 2.17.

$$q_{(r)} = \frac{2.\pi.L(T_{\infty,2} - T_{\infty,1})}{\frac{1}{h_1.r_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2.r_2}} \dots\dots\dots (2.17)$$

2.2.6 Analisis Perpindahan Kalor Pada *Heat Exchanger*

Dibutuhkan perencanaan *heat exchanger* yang baik untuk memindahkan beban kalor yang ada melalui luas permukaan perpindahan kalor. Terdapat dua modus analisis perpindahan kalor itu yaitu:

1. Modus Simulasi

Dalam modus simulasi ini, mencari laju perpindahan kalor dengan luas permukaan alat penukar kalor telah diketahui dengan persamaan 2.18.

$$Q = U.A.(F.LMTD) \dots\dots\dots (2.18)$$

Keterangan:

Q = Laju Perpindahan Kalor (W)

U = Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = Luasan Bidang Perpindahan Kalor (m^2)

F = Faktor Koreksi LMTD

$LMTD$ = Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik ($^\circ C$)

Persamaan 2.19 merupakan harga luasan bidang perpindahan kalor (A).

$$A = N \cdot \pi \cdot L \cdot OD_{Tube} \dots\dots\dots (2.19)$$

Keterangan:

N = jumlah *tube*

L = panjang *tube* (m)

OD_{Tube} = diameter luar *tube* (m)

2. Modus Desain

Modus desain merupakan kebalikan dari modus simulasi, yaitu mencari luas permukaan alat penukar kalor dengan laju perpindahan kalor telah diketahui dengan persamaan 2.20.

$$A = \frac{Q}{U \cdot F \cdot LMTD} \dots\dots\dots (2.20)$$

2.2.7 Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik (LMTD)

Temperatur fluida pada alat penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada satuan waktu terjadinya perpindahan kalor dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Sehingga untuk tahanan termal yang konstan, 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 pada persamaan 2.21 dengan menggunakan hukum Newton tentang pendinginan yang menghubungkan Q dengan ΔT .

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots (2.21)$$

Berbagai asumsi dibawah ini membuktikan 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 2.22 menjadi:

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD \dots\dots\dots (2.22)$$

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.

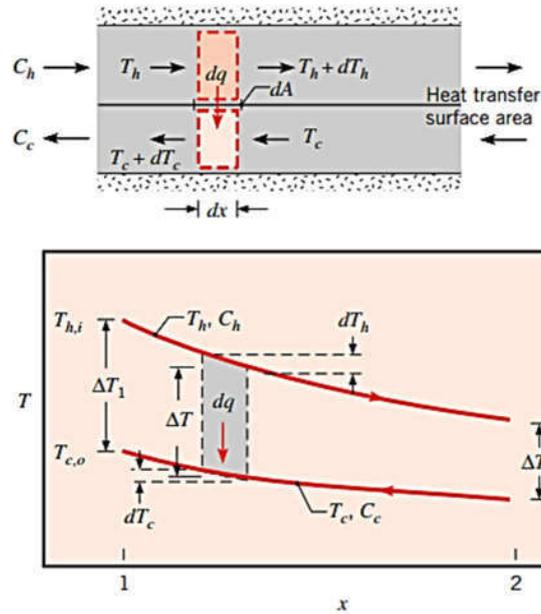
Metode beda temperatur rata-rata logaritmik digunakan sebagai langkah awal dalam analisis *heat exchanger*, bila temperatur masuk dan keluar fluida diketahui, baik untuk fluida panas maupun dingin, sehingga dapat menentukan beda temperatur rata-rata logaritmik. Jika keadaan masuk fluida panas diidentifikasi kondisi 1 dan keadaan keluar fluida diidentifikasi kondisi 2, sedangkan keadaan fluida dingin diidentifikasi sama seperti fluida panas, maka beda temperatur rata-rata logaritmik tercantum pada persamaan 2.24.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \dots\dots\dots (2.24)$$

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

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.26)$$

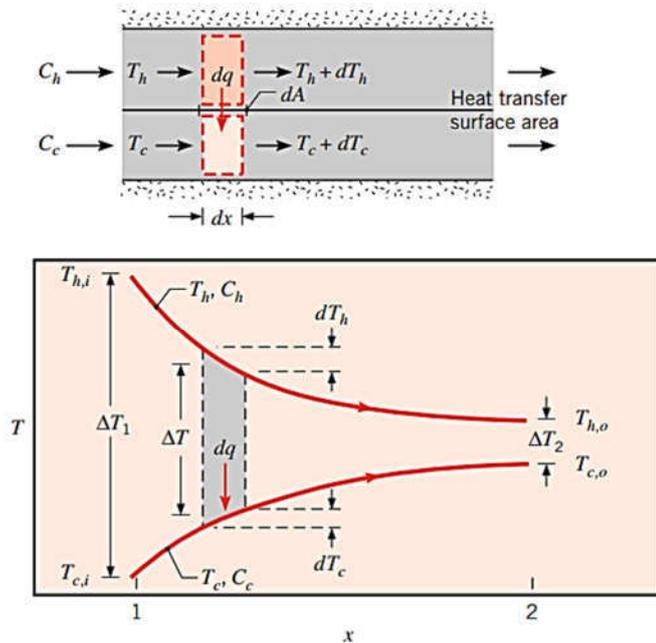


Gambar 2.16 Profil temperatur aliran berlawanan (*counter flow*) (Incropera, 2011)

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

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.28)$$



Gambar 2.17 Profil temperatur aliran searah (*parallel flow*) (Incropera, 2011)

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 *multipass* 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 persamaan menjadi 2.29.

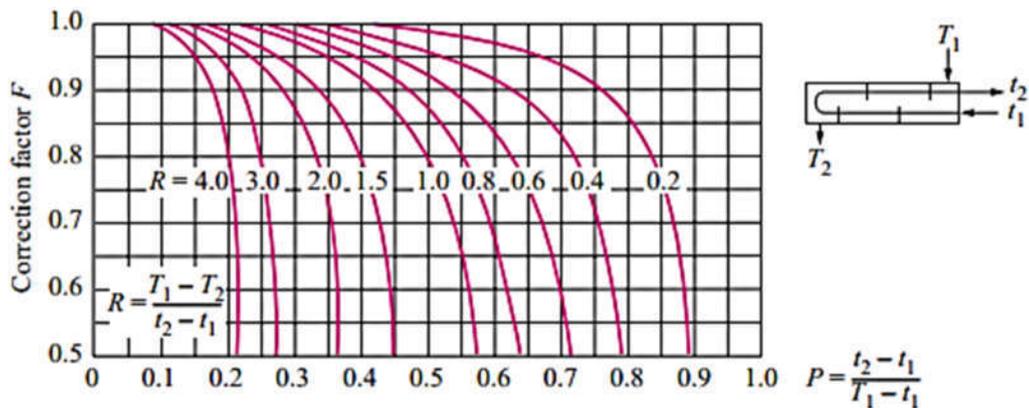
$$LMTD = F \cdot LMTD_{CF} \dots\dots\dots (2.29)$$

Faktor koreksi "F" tersebut besarnya tergantung pada tipe penukar kalor, temperatur fluida masuk dan temperatur fluida keluar, F merupakan fungsi dari persamaan 2.30 dan 2.31.

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \dots\dots\dots (2.30)$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - T_i} \dots\dots\dots (2.31)$$

Setelah harga R dan P diketahui maka harga F dapat ditentukan dengan menggunakan grafik faktor koreksi (F) seperti gambar 2.14 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* (Cengel, 2003)

2.2.8 Perpindahan Kalor Konveksi Bebas

Incropera dkk. (2011) mengusulkan dua parameter bilangan yang tak berdimensi yaitu *Grashof number* (Gr) dan *Rayleigh number* (Ra) yang muncul

dalam korelasi empiris untuk konveksi bebas dari pelat datar. Korelasi yang dimaksud ditunjukkan pada persamaan 2.39.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}.L}{k} = C. Ra_L^n \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana *Rayleigh number* (Ra) dapat dihitung dengan persamaan 2.40.

$$Ra_L = Gr_L.Pr = \frac{g.\beta.(T_s-T_\infty).L^3}{v.\alpha} \dots\dots\dots (2.40)$$

Keterangan:

- L = Panjang Geometri (m)
- k = Konduktivitas termal (W/m.K)
- \overline{Nu} = *Nusselt number*
- Ra_L = *Rayleigh number*
- Gr = *Grashof number*
- Pr = *Prandtl number*
- g = Gravitasi (m/s²)
- β = Daya apung (K⁻¹)
- v = Viskositas kinematik fluida (m²/s)
- α = *Thermal diffusivity* (m²/s)

Parameter di atas mengacu pada pembacaan tabel properti A.4. Incropera dkk. (2011) yang dapat dilihat pada lampiran 11 berdasarkan nilai temperatur film $T_f = \frac{T_s-T_\infty}{2}$. Korelasi yang diaplikasikan ditunjukkan pada persamaan 2.41.

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387.Ra_L^{1/6}}{[1+(0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \dots\dots\dots (2.41)$$

Maka koefisien perpindahan kalor konveksi bebas (\bar{h}) dapat dihitung dengan persamaan 2.43.

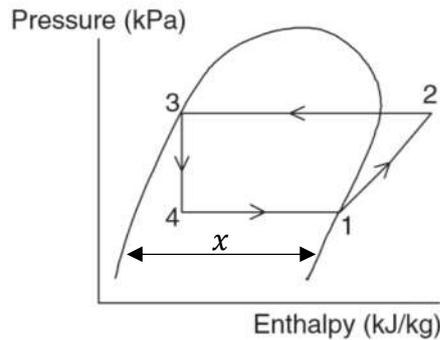
$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L.k}{L} \dots\dots\dots (2.42)$$

Dengan nilai \bar{h} konveksi bebas, maka dapat dihitung nilai kalor yang terbuang (Q_{loss}) dengan persamaan 2.7 dan 2.9 yang menghasilkan persamaan 2.43.

$$Q_{loss} = q_{konveksi} + q_{radiasi} \dots\dots\dots (2.43)$$

2.2.9 Kualitas Uap Refrigeran

Kualitas uap refrigeran merupakan suatu nilai dari fraksi fasa campuran refrigeran yang disimbolkan dengan (x) dalam diagram P-h refrigeran tertentu terlihat pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Diagram P-h Siklus refrigerasi kompresi uap (Dincer dan Kanoglu, 2010)

Perhitungan nilai kualitas uap refrigeran dapat merujuk pada persamaan 2.44.

$$\dot{Q}_{ref} = (h_x - h_3) \cdot \dot{m}_{ref} \dots\dots\dots (2.44)$$

Keterangan:

- \dot{Q}_{ref} = Laju kalor yang diserap refrigeran (J/det)
- \dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/det)
- h_x = Entalpi kualitas uap tertentu (kJ/kg)
- h_3 = Entalpi titik ke-3 diagram P-h (kJ/kg)

Hasil dari Q_{loss} menentukan seberapa banyak kalor yang diserap oleh suatu refrigeran (Q_{ref}) yang ditunjukkan pada persamaan 2.46. Dimana Q_{heater} merupakan daya yang bekerja pada heater sesuai pengaturan voltase dan arus tiap kualitas uap (Δx) dalam setiap frekuensi.

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{Q}_{heater} - \dot{Q}_{loss} \dots\dots\dots (2.45)$$

Nilai kalor yang diserap refrigeran digunakan untuk mencari nilai entalpi dengan tekanan tertentu setelah titik ke-3 diagram P-h melalui persamaan 2.46.

$$h_x = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{m}_{ref}} + h_3 \dots\dots\dots (2.46)$$

Maka nilai kualitas uap (x) dapat dicari dengan persamaan 2.48.

$$h_x = h_f + x \cdot h_{fg} \dots\dots\dots (2.47)$$

$$x = \frac{h_x - h_f}{h_{fg}} \dots\dots\dots (2.48)$$

Keterangan:

x = Nilai kualitas uap

h_f = Entalpi fasa cair pada kondisi titik ke-4 diagram P-h (kJ/kg)

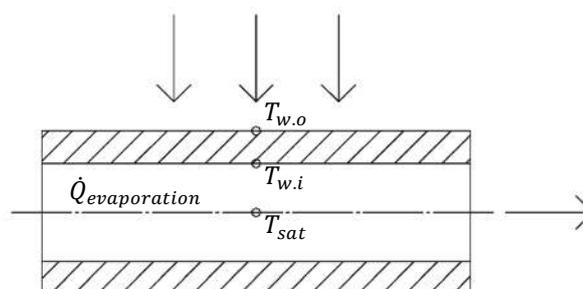
h_g = Entalpi fasa uap pada kondisi titik ke-4 diagram P-h (kJ/kg)

h_{fg} = Entalpi fasa campuran pada kondisi titik ke-4 diagram P-h (kJ/kg)

2.2.10 Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi

Dalam menentukan koefisien perpindahan kalor tergantung pada kondisi lapisan batas fluida yang dipengaruhi oleh luas permukaan, gerakan dasar suatu fluida, dan beragam termodinamika fluida serta sifat transportasi fluida (Incropera, 2011). Beberapa hal lain yang dipertimbangkan untuk menentukan koefisien perpindahan kalor antara lain pola aliran fluida dan posisi alat penukar kalor yang vertikal sehingga gaya gravitasi pada fluida akan berpengaruh pada koefisien perpindahan kalor. Persamaan (2.7) dapat digunakan jika fluks kalor konveksi dianggap positif dan kalor dipindahkan dari permukaan luar ($T_s > T_\infty$) dan terjadi evaporasi. Dalam penelitian kali ini T_s disubstitusikan dengan $T_{w,i}$ yaitu temperatur dinding pipa bagian dalam, sedangkan T_∞ menjadi T_{sat} yaitu temperatur pada fluida. Sehingga koefisien perpindahan kalor evaporasi dapat ditentukan pada persamaan 2.49.

$$h = \frac{\dot{Q}_{eva}}{A_i \cdot (T_{w,i} - T_{sat})} \dots\dots\dots (2.49)$$



Gambar 2.20 Skema laju Perpindahan Kalor Evaporasi

Keterangan:

\dot{Q}_{eva} = Laju perpindahan kalor evaporasi (W)

$T_{w,i}$ = Suhu dinding dalam saluran (C°)

T_{sat} = Suhu jenuh di tengah saluran (C°)

A_i = Luas permukaan pipa sisi dalam (m^2)

Besar kalor yang dapat diserap oleh udara diperoleh dengan persamaan 2.50.

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \dots \dots \dots (2.50)$$

Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam penentuan besar nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi, seperti:

- a. Tegangan permukaan (σ)
- b. Perbedaan suhu dinding dengan suhu saturasi ($\Delta T = T_{w,i} - T_{sat}$)
- c. Gaya badan akibat perbedaan densitas ($\rho_L - \rho_G$)
- d. Kalor laten evaporasi (h_{fg})
- e. Panjang karakteristik, L atau D
- f. Sifat termofisika cairan dan uap (ρ, c_p, k, μ)
- g. Fluks kalor (q'')
- h. Fluks massa (G)

Sehingga koefisien perpindahan kalor evaporasi dapat dituliskan pada persamaan 2.51 sebagai fungsi dari sifat-sifat diatas.

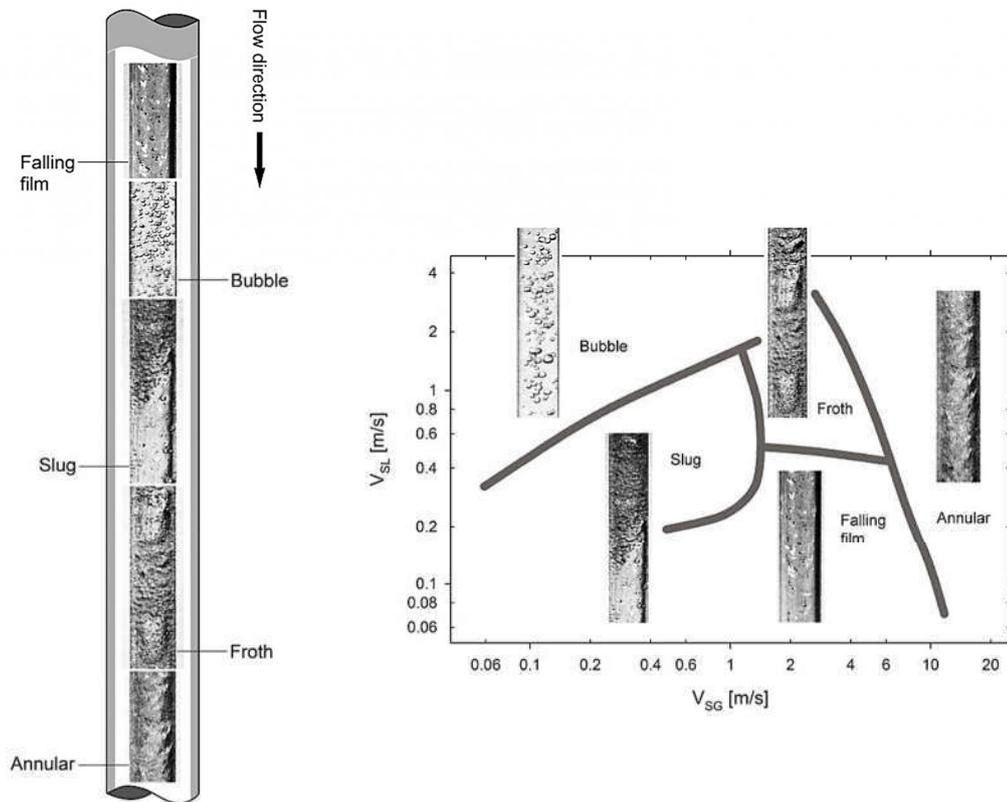
$$h_{TP} = f(\sigma, \Delta T, g(\rho_L - \rho_G), h_{fg}, D, \mu, c_p, k, \rho, q'', G) \dots \dots \dots (2.51)$$

Fungsi f dalam persamaan tersebut ditentukan melalui pengujian. Semakin lengkap faktor- faktor yang mempengaruhi koefisien evaporasi dilibatkan akan memberikan korelasi empirik yang baik (Santosa, 2003).

2.2.11 Pola Aliran

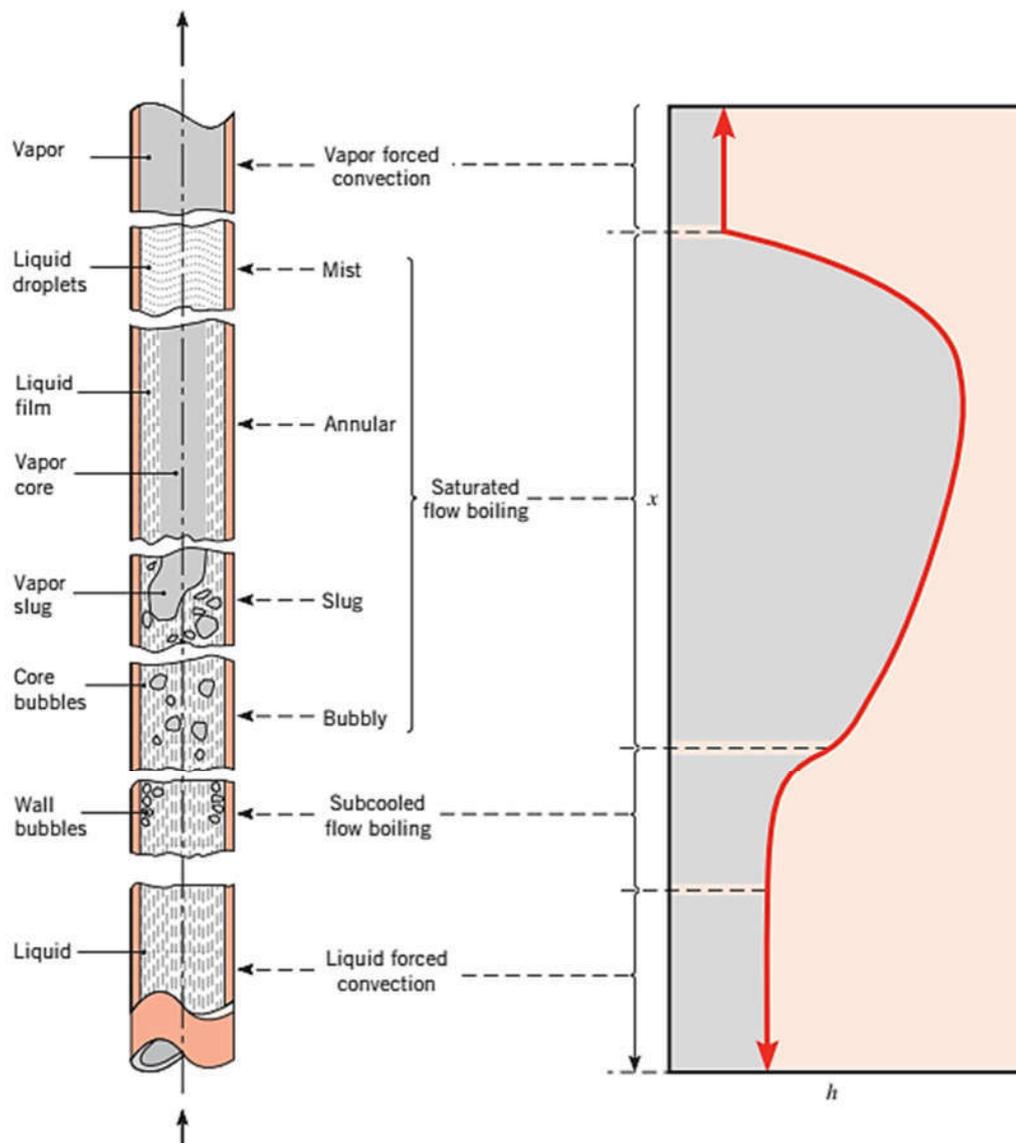
Analisa pola aliran dapat diketahui dengan mengasumsikan salah satu aliran laminar atau turbulen dan pada pemisahan lain atau efek kedua pada aliran yang terjadi. Ketika fluida cair menguap pada *heater*, fluida cair dan uap menghasilkan beberapa variasi konfigurasi yang disebut pola aliran (Collier, 1994). Pola aliran khusus tergantung pada kondisi tekanan, aliran, *heat flux*, dan geometri saluran. Pola aliran juga dapat dipengaruhi oleh posisi saluran, maka dapat dibedakan

menurut posisinya yaitu pola aliran vertikal dan horisontal. Beberapa pola aliran vertikal yang secara jelas dan umumnya dapat dikenali terdapat pada gambar 2.21.



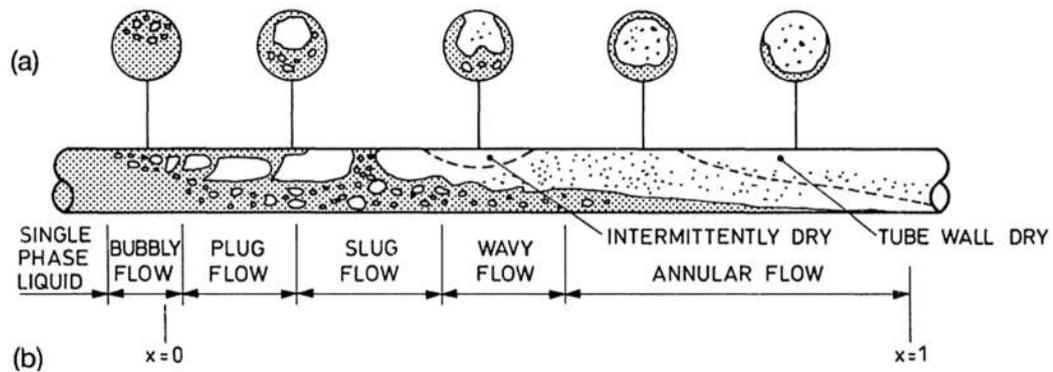
Gambar 2.21 Konfigurasi pipa vertikal dengan arah aliran kebawah (Ghajar, 2012)

Pola aliran fluida dapat terjadi pada laju aliran massa yang tinggi maupun rendah. Konfigurasi pola aliran yang terjadi pada laju aliran massa cair rendah terjadi pola aliran *falling film*. Pola aliran *bubble* terlihat dengan adanya evaporasi pada fasa cair dan mulai terbentuk fasa uap. Kemudian seiring dengan laju evaporasi membuat kesetimbangan laju aliran massa fasa cair dan uap bercampur dan terjadi pola aliran *slug*, semakin tinggi kecepatan laju alirannya maka terjadi pola aliran *froth*. Diakhir proses evaporasi laju aliran fasa gas lebih besar dibanding dengan fasa cair, maka dapat terjadi pola aliran *annular*.



Gambar 2.22 Konfigurasi pipa vertikal dengan arah aliran keatas (Incropera dkk, 2011)

Berdasarkan pola aliran yang terjadi, nilai kualitas uap refrigeran memiliki pengaruh terhadap nilai dari koefisien perpindahan kalor evaporasi. Dalam hal ini koefisien perpindahan kalor evaporasi meningkat secara signifikan dengan kenaikan kualitas uap yang terjadi. Meningkat atau menurunnya nilai koefisien evaporasi tergantung dari fluida dan material dinding pipa. Koefisien konveksi mulai terjadi pada pola aliran kedua yang menunjukkan bahwa konduktivitas termal rendah dari fasa uap relatif terhadap fluida cairnya.



Gambar 2.23 Distribusi pola aliran saluran pipa horisontal (Collier, 1994)

Pola aliran horisontal pada gambar 2.23 terbentuk ketika penguapan dalam pipa horisontal dipengaruhi oleh kesetimbangan termodinamik dan hidrodinamik seperti pada aliran vertikal. Pada pipa horisontal yang dipanaskan, rangkaian pola aliran relatif memiliki kecepatan rendah pada saluran masuk pipa. Dalam segi perpindahan kalor, kemungkinan terjadi pengeringan dan pembasahan kembali pada permukaan bagian atas pipa termasuk dalam aliran *slug* dan *wavy* dan semakin mengering sepanjang pipa yang kemudian termasuk dalam aliran *annular*. Pada kecepatan fluida pada saluran masuk yang lebih tinggi pengaruh gravitasi berkurang, distribusi fasa menjadi lebih simetris dan pola aliran menjadi lebih seperti aliran vertikal.