

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Heat Exchanger

Heat Exchanger adalah peralatan yang digunakan untuk melakukan proses pertukaran kalor antara dua fluida, baik cair (panas atau dingin) maupun gas, dimana fluida ini mempunyai temperatur yang berbeda. *Heat Exchanger* banyak digunakan di berbagai industri tenaga atau industri yang lainnya dikarenakan mempunyai beberapa keuntungan, antara lain:

1. Konstruksi sederhana, kokoh dan aman.
2. Biaya yang digunakan relatif murah.
3. Kemampuannya untuk bekerja pada tekanan dan temperature yang tinggi dan tidak membutuhkan tempat yang luas.

Dikarenakan ada banyak jenis penukar kalor, maka alat penukar kalor dapat dikelompokkan berdasarkan pertimbangan-pertimbangan yaitu:

1. Proses perpindahan kalornya.
2. Jumlah fluida yang mengalir.
3. Konstruksi dan pengaturan aliran.

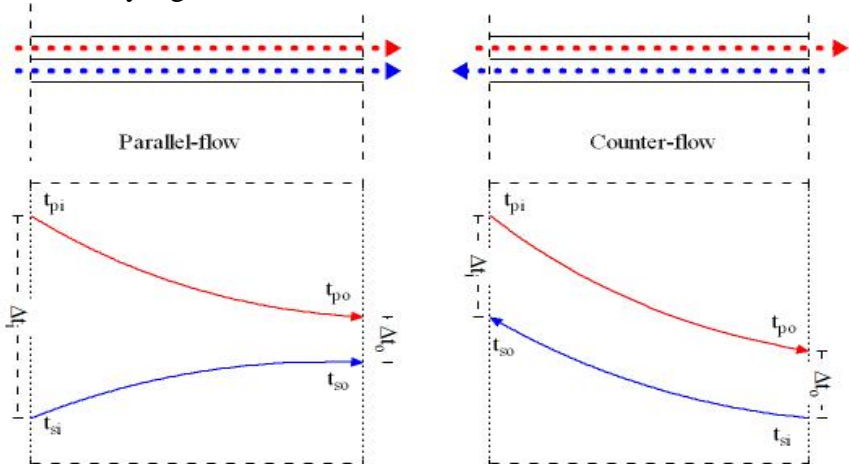
Secara umum *heat exchanger* dapat dikelompokkan menjadi tiga yaitu:

1. Regenerator
yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin mengalir secara bergantian melalui saluran yang sama.
2. *Heat exchanger* tipe terbuka (*Open type heat exchanger*)
yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin terjadi kontak secara langsung (tanpa adanya pemisah).
3. *Heat exchanger* tipe tertutup (*Close type heat exchanger*)
yaitu *heat exchanger* dimana fluida panas dan dingin tidak terjadi kontak secara langsung tetapi terpisahkan oleh

dinding pipa atau suatu permukaan baik berupa dinding datar atau lengkung.

Sedangkan untuk tipe *heat exchanger* berdasarkan aliran fluidanya dapat dikelompokkan menjadi

1. *parallel-flow*, *Parallel-flow* atau aliran searah adalah apabila fluida-fluida dalam pipa *heat exchanger* mengalir secara searah
2. *counter-flow*, atau sering disebut dengan aliran yang berlawanan adalah apabila fluida-fluida dalam pipa *heat exchanger* mengalir secara berlawanan
3. *cross counter flow*., atau sering disebut dengan aliran silang adalah apabila fluida-fluida yang mengalir sepanjang permukaan bergerak menyilang berlawanan dengan fluida yang masuk.
4. *Counter current flow*, aliran silang fluida-fluida yang mengalir sepanjang permukaan bergerak searah dengan fluida yang masuk



Gambar 2.1 Perbedaan parallel flow dan counter flow menurut perhitungan Logarithmic Mean Temperature Difference or *LMTD* or DT_{LM}

Jenis penukar panas atau *Heat Exchanger* berdasarkan konstruksinya adalah dibawah ini:

1. *Double Pipe Heat Exchanger*
2. *Plate and Frame Heat Exchanger*
3. *Shell and Tube Heat Exchanger*
4. *Adiabatic wheel Heat Exchanger*
5. *Pillow plate Heat Exchanger*
6. *Dynamic scraped surface Heat Exchanger*
7. *Phase-change Heat Exchanger*

Analisa kinerja HE dapat diketahui dengan melihat beberapa faktor dibawah ini, sehingga kita bisa mengkalkulasi dan mendesign HE dengan efektifitas yg baik, faktor-faktor tersebut adalah :

1. *Koefisien overall perpindahan panas (U)*
Menyatakan mudah atau tidaknya panas berpindah dari fluida panas ke fluida dingin dan juga menyatakan aliran panas menyeluruh sebagai gabungan proses konduksi dan konveksi.
2. *Fouling factor (Rd) > (Dalam analisa ini akan diabaikan)*
Fouling adalah peristiwa terakumulasinya padatan yang tidak dikehendaki di permukaan Heat Exchanger yang berkontak dengan fluida kerja, termasuk permukaan heat transfer. Peristiwa tersebut adalah pengendapan, pengerakan, korosi, polimerisasi dan proses biologi. Angka yang menunjukkan hambatan akibat adanya kotoran yang terbawa fluida yang mengalir di dalam HE
 - Penyebab terjadinya fouling :
 - a. Adanya pengotor berat yaitu kerak keras yang berasal dari hasil korosi atau coke keras.
 - b. Adanya pengotor berpori yaitu kerak lunak yang berasal dari dekomposisi kerak keras.

- Akibat fouling :
 - a. mengakibatkan kenaikan tahanan heat transfer, sehingga meningkatkan biaya, baik investasi, operasi maupun perawatan.
 - b. ukuran Heat Exchanger menjadi lebih besar, kehilangan energi meningkat, waktu shutdown lebih panjang dan biaya perawatan meningkat.
- Variabel operasi yang berpengaruh terhadap fouling :
 - a. Kecepatan Linier Fluida (Velocity)

Semakin tinggi kecepatan linier fluida, semakin rendah kemungkinan terjadinya fouling. Sebagai batasan dalam rancangan dapat digunakan nilai-nilai berikut:

 - 1) Kecepatan fluida proses di dalam tube adalah 3 – 6 ft/s
 - 2) Kecepatan fluida pendingin di dalam tube adalah 5 – 8 ft/s
 - 3) Kecepatan fluida tube maksimum untuk menghambat terjadinya fouling adalah 10 – 15 ft/s
 - 4) Kecepatan fluida shell adalah 1 – 3 ft/s.
 - b. Temperature Permukaan dan Temperature Fluida

Kecepatan terbentuknya fouling akan meningkat dengan meningkatnya temperatur.

3. *Pressure drop*

Untuk mengetahui sejauh mana fluida dapat memepertahankan tekanan yang dimilikinya selama fluida mengalir.

Disebabkan oleh 2 hal :

- Friksi aliran dengan dinding
- Pembelokan aliran

Stabilitas fasa fluida pada *Heat Exchanger* sangat penting mengingat aliran panas/dingin harus dapat mengalir dengan baik (viscositas optimal). Pengaruh suhu, tekanan, dan jenis kriogenik akan sangat menentukan efektivitas pertukaran panas yang terjadi. Beberapa kriteria utama *Heat Exchanger* yang dibutuhkan:

1. Perbedaan suhu aliran panas dan dingin yg kecil guna meningkatkan efisiensi
2. Rasio luas permukaan terhadap volume yg besar untuk meminimalkan kebocoran
3. Perpindahan panas yang tinggi untuk sebagai bentuk efektifitas luas permukaan
4. Massa yg rendah untuk meminimalkan waktu start up
5. Kemampuan multi channel untuk mengurangi jumlah *Heat Exchanger*
6. Kemampuan menerima tekanan yg tinggi
7. Pressure Drop yg rendah

Dalam aplikasi *Heat Exchanger* di lapangan banyak permasalahan yang masih ditimbulkan, misalnya panas yang ditransfer oleh *Heat Exchanger* belum maksimal sehingga menyebabkan fluida atau equipment yang didinginkan mengalami overheating, terjadinya penurunan tekanan sehingga kerja pompa menjadi berat dan menimbulkan kerusakan karena efek dari kavitasi itu sendiri. Hal ini berindikasi pada tingginya biaya untuk operation dan maintenance. Yang pada akhirnya menyebabkan lost budget dari sistem operasional yang tidak efektif.

Untuk mengatasi permasalahan tersebut adalah dengan memperluas bidang perpindahan kalor, membuat aliran turbulen dalam pipa serta memakai bahan yang mempunyai konduktivitas yang tinggi. Untuk memperluas permukaan *Heat Exchanger* ada yang dilakukan dengan memperbesar permukaan pipa bagian dalam dan ada yang dilakukan dengan

modifikasi penambahan fin pada pipa bagian dalam yang sekaligus membentuk aliran turbulen pada pipa bagian luarnya. Namun adanya fin tersebut akan menaikkan penurunan tekanan (*Pressure Drop*).

Idealnya *heat exchanger* mempunyai koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) yang tinggi sehingga mampu mentransfer kalor dengan baik dan mempunyai penurunan tekanan (ΔP) yang rendah. Hal ini menjadi masalah yang perlu dikaji lebih jauh terutama untuk memperkecil penurunan tekanan tetapi koefisien perpindahan kalornya masih tetap tinggi. Menyadari hal tersebut penulis mencoba memberikan solusi dengan modifikasi penambahan fin berbentuk *Delta Fin*, dengan beberapa variasi material yaitu: aluminium, tembaga, dan stainless steel. Serta memvariasi jarak dan jumlah *fin* pada pipa bagian dalam (*tube*) serta pada alat penukar kalor pipa ganda.

Klasifikasi Heat exchanger Konstruksi dengan luas permukaan diperluas (*extended surface*)

- 1) Sirip pelat (*plate fin*)
- 2) Sirip tube (*tube fin*)
 - *Heat pipe wall*
 - *Ordinary separating wall*

Dari berbagai variasi tersebut diharapkan dapat menghasilkan alat penukar kalor yang memiliki unjuk kerja yang baik yaitu alat penukar kalor yang memiliki koefisien perpindahan kalor menyeluruh yang tinggi tetapi mempunyai penurunan tekanan yang rendah.

<i>Component</i>	100 & Jumbo Series Temp-Trollers	ASME Code Heat Exchangers	Proprietary API-661 Heat Exchangers	Fully Compliant API-661 Heat Exchangers
Headers	All Types	D Shaped Stainless Steel Or Round Copper	Boxed Headers with Plugs in Carbon or Stainless Steel	Boxed Headers with Plugs in Carbon or Stainless Steel
Tubes	3/4" Welded Carbon or Stainless Steel Or Brazed Copper	3/4" Welded Stainless Steel Or Brazed Copper	3/4" Welded Stainless Steel	1" Rolled Carbon or Stainless Steel
Turbulators	Spiral Saw Cut Expanded Aluminum Extrusion (Hayden Exclusive) Or Trans-T for Water Applications	Spiral Saw Cut Expanded Aluminum Extrusion (Hayden Exclusive) Or Trans-T for Water Applications	Spiral Saw Cut Expanded Aluminum Extrusion (Hayden Exclusive)	Bare Tube, Stainless Steel Wire, Twisted Strip Steel
Fins	Aluminum, Copper or Steel Fin Pack (Expanded)	Aluminum, Copper or Steel Fin Pack (Expanded)	Aluminum, Copper or Steel Fin Pack (Expanded)	Extruded, Wrapped or Embedded Aluminum

Gambar 2.2 Contoh beberapa standar dan spesifikasi Heat Exchanger yang ada dipasar industri dengan fin berbentuk *Fin Pack (Strip)*

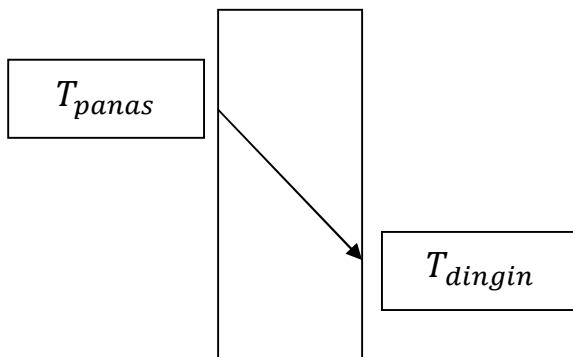
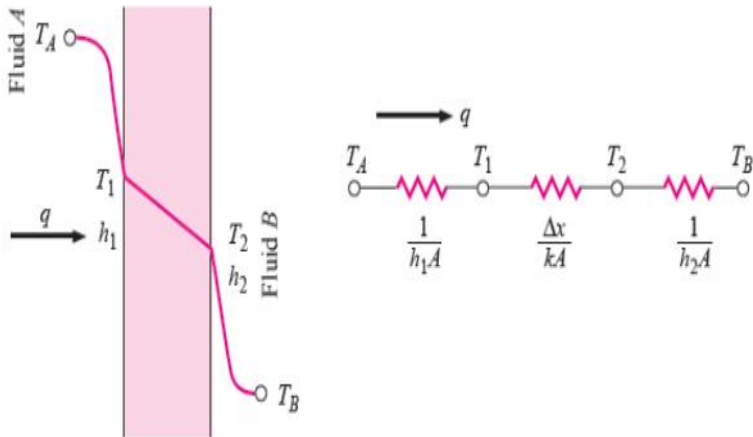
2.2 Proses Heat Transfer (Perpindahan Panas)

Perpindahan panas merupakan ilmu untuk meramalkan perpindahan energi dalam bentuk panas yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Dalam proses perpindahan energi tersebut tentu ada kecepatan perpindahan panas yang terjadi, atau yang lebih dikenal dengan laju perpindahan panas. Maka ilmu perpindahan panas juga merupakan ilmu untuk meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahannya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan temperatur pada daerah tersebut. Ada tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

1) Perpindahan Kalor secara Konduksi

Perpindahan kalor secara konduksi adalah proses perpindahan kalor dimana kalor mengalir dari daerah yang bertemperatur tinggi ke daerah yang bertemperatur rendah

dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung sehingga terjadi pertukaran energi dan momentum.



Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi pada dinding (J.P. Holman, 2010 hal: 33)

Laju perpindahan panas yang terjadi pada perpindahan panas konduksi adalah berbanding dengan gradien suhu normal sesuai dengan persamaan berikut

Persamaan Dasar Konduksi :

$$qk = -kA \left(\frac{dt}{dx} \right) \dots\dots\dots (2.1)$$

(J.P Holman,2010 hal:2)

Keterangan :

q = Laju Perpindahan Panas (kj / det,W)

k = Konduktifitas Termal (W/m.°C)

A = Luas Penampang (m²)

dT = Perbedaan Temperatur (°C, °F)

dX = Perbedaan Jarak (m / det)

ΔT = Perubahan Suhu (°C, °F)

dT/dx = gradient temperatur kearah perpindahan kalor. Konstanta positif "k" disebut konduktifitas atau kehantaran termal benda itu, sedangkan tanda minus disisipkan agar memenuhi hokum kedua termodinamika, yaitu bahwa kalor mengalir ketempat yang lebih rendah dalam skala temperatur. (J.P. Holman, 2010 hal: 2)

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

Dalam penerapan hokum Fourier (persamaan 2.1) pada suatu dinding datar, jika persamaan tersebut diintegrasikan maka akan didapatkan :

$$A = -\frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) \dots\dots\dots (2.2)$$

(J.P. Holman, 2010 hal: 27)

Bilamana konduktivitas termal (thermal conductivity) dianggap tetap. Tebal dinding adalah Δx , sedangkan T_1 dan T_2 adalah temperatur muka dinding. Jika konduktivitas berubah menurut hubungan linear dengan temperatur, seperti $k = k_0(1 + \beta T)$, maka persamaan aliran kalor menjadi :

$$q_k = -\frac{k_0 A}{\Delta x} \left[T_2 - T_1 + \frac{\beta}{2} (T_2^2 - T_1^2) \right] \dots\dots\dots (2.3)$$

(J.P. Holman, 2010 hal: 27)

➤ **Konduktivitas Termal**

Tetapan kesebandingan (k) adalah sifat fisik bahan atau material yang disebut konduktivitas termal. Persamaan (2.1) merupakan persamaan dasar tentang konduktivitas termal. Berdasarkan rumusan itu maka dapatlah dilaksanakan pengukuran dalam percobaan untuk menentukan konduktivitas termal berbagai bahan. Pada umumnya konduktivitas termal itu sangat tergantung pada suhu.

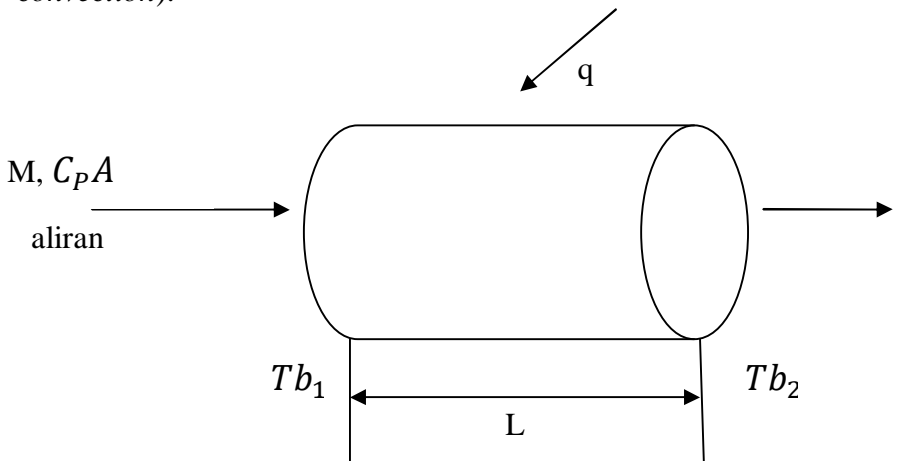
Tabel 2.1 Konduktivitas Termal Berbagai Bahan pada 0°C

Konduktivitas termal		
K		
Bahan	W/m.°C	Btu/h . ft . °F
logam		
<i>perak (murni)</i>	410	237
<i>tembaga (murni)</i>	385	223
<i>aluminium (murni)</i>	202	117
<i>nikel (murni)</i>	93	54
<i>besi (murni)</i>	73	42
<i>Baja karbon, 1% C</i>	43	25
<i>Timbal (murni)</i>	35	20,3
<i>baja karbon-nikel (18% cr, 8% ni)</i>	16,3	9,4
bukan logam		
<i>kuarsa (sejajar sumbu)</i>	41,6	24
<i>magnesit</i>	4,15	2,4
<i>marmar</i>	2,08-2,94	1,2-1,7
<i>batu pasir</i>	1,83	1,06
<i>Kaca, jendela</i>	0,78	0,45
<i>Kayu maple atau ek</i>	0,17	0,096
<i>Serbuk gergaji</i>	0,059	0,034
<i>Wol kaca</i>	0,038	0,022
Zat cair		
<i>Air-raksa</i>	8,21	4,74
<i>Air</i>	0,556	0,327
<i>Amonia</i>	0,540	0,312
<i>Minyak lumas, SAE 50</i>	0,147	0,085
<i>Freon 12, 22FCCI</i>	0,073	0,042
Gas		
<i>Hidrogen</i>	0,175	0,101
<i>Helium</i>	0,141	0,081
<i>Udara</i>	0,024	0,0139
<i>Uap air (jenuh)</i>	0,0206	0,0119
<i>Karbon dioksida</i>	0,0146	0,00844

(J.P.Holman, hal: 7)

2) Perpindahan Kalor secara Konveksi

Konveksi adalah perpindahan panas karena adanya gerakan/aliran/ pencampuran dari bagian panas ke bagian yang dingin. Contohnya adalah kehilangan panas dari radiator mobil, pendinginan dari secangkir kopi dll. 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*).



Gambar 2.4 Perpindahan panas konveksi (J.P.Holman, 2010 hal: 253).

Proses pemanasan atau pendinginan fluida yang mengalir didalam saluran tertutup seperti pada gambar 2.2 merupakan contoh proses perpindahan panas. Laju perpindahan panas pada beda suhu tertentu dapat dihitung dengan persamaan:

$$q = -hA (T_w - T_\infty) \dots\dots\dots (2.4)$$

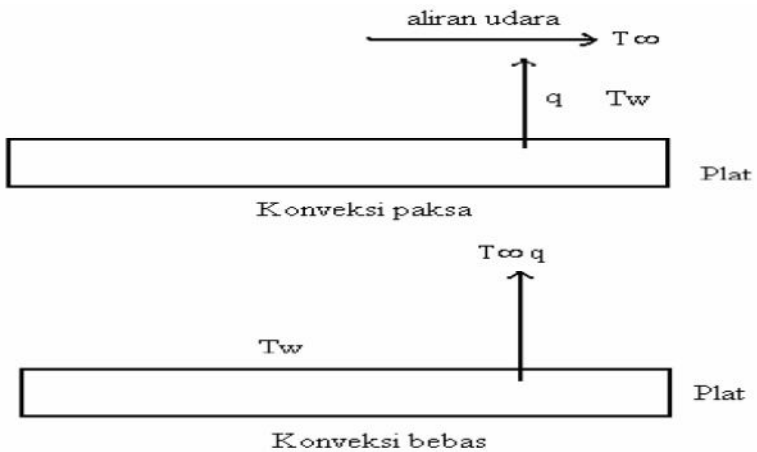
(J.P. Holman,2010 hal: 10)

Keterangan :

- Q = Laju Perpindahan Panas (kj/det atau W)
- h = Koefisien perpindahan Panas Konveksi (W / m².oC)
- A = Luas Bidang Permukaan Perpindahan Panas (ft^2 , m²)
- T_w = Temperature Dinding (oC , K)
- T_∞ = Temperature Sekeliling (oC , K)

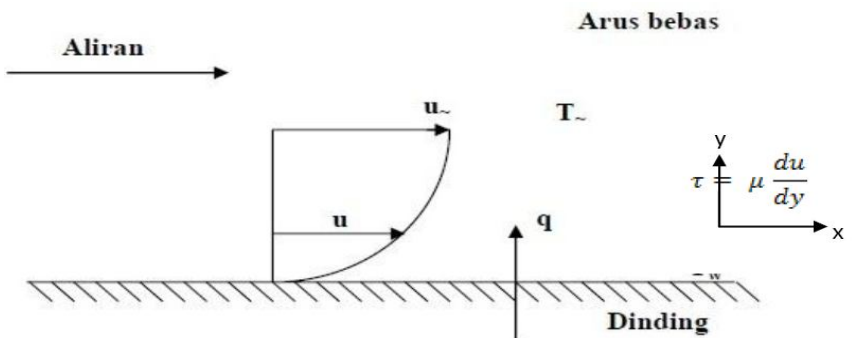
Tanda minus (-) digunakan untuk memenuhi hukum II thermodynamika, sedangkan panas yang dipindahkan selalu mempunyai tanda positif (+).

Persamaan (2.4) mendefinisikan tahanan panas terhadap konveksi. Koefisien pindah panas permukaan h , bukanlah suatu sifat zat, akan tetapi menyatakan besarnya laju pindah panas didaerah dekat pada permukaan itu.



Gambar 2.5 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan konveksi paksa dalam kenyataannya sering dijumpai, karena dapat meningkatkan efisiensi pemanasan maupun pendinginan satu fluida dengan fluida yang lain. Pada konveksi pelat rata akan mendingin lebih cepat dapat dilihat pada gambar berikut ini :



Gambar 2.6 Perpindahan kalor secara konveksi pada suatu pelat rata

Keterangan :

- U = Koefisien Perpindahan Panas ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- U_{\sim} = Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
- q = Laju Perpindahan Panas (kJ/det atau W)
- T_w = Temperature Dinding ($^\circ C$, K)
- T_{\sim} = Temperature Sekeliling ($^\circ C$, K)

Perpindahan kalor secara konveksi dapat dikelompokkan menurut gerakan alirannya, yaitu konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Apabila gerakan fluida tersebut terjadi sebagai akibat dari perbedaan densitas (kerapatan) yang disebabkan oleh gradient suhu maka disebut konveksi bebas atau konveksi alamiah (*natural convection*). Bila gerakan fluida tersebut disebabkan oleh penggunaan alat dari luar, seperti pompa atau kipas, maka prosesnya disebut konveksi paksa.

Laju perpindahan kalor antara suatu permukaan plat dan suatu fluida dapat dihitung dengan hubungan :

$$q_c = hc A \Delta T \dots\dots\dots (2.5)$$

(Holman J.P, 2010 hal:11)

Dimana

q_c = Laju perpindahan kalor secara konveksi (W)

hc = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($W/ m^2 \cdot K$)

A = Luas perpindahan kalor (m^2)

ΔT = Beda antara suhu permukaan T_w dan suhu fluida T_{\sim}

➤ **Bilangan Reynolds**

Transisi dari aliran laminar menjadi turbulen terjadi apabila :

$$\frac{X \cdot U_{\infty}}{V} = \frac{\rho \cdot X \cdot U_{\infty}}{\mu} > 5 \times 10^5$$

Dimana

U_{∞} = kecepatan aliran bebas

X = jarak dari tepi depan

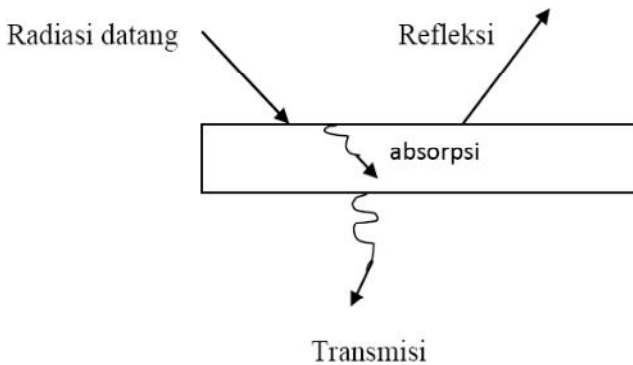
V = μ/ρ = viskositas kinematik

Pengelompokan khas diatas disebut angka Reynolds dan angka ini tak berdimensi apabila untuk semua sifat-sifat diatas digunakan perangkat satuan yang konsisten ;

$$Re_x = \frac{xU_\infty}{\nu} \dots\dots\dots (2.6)$$

3) Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas radiasi adalah proses di mana panas mengalir dari benda yang bersuhu tinggi ke benda yang bersuhu rendah bila benda-benda itu terpisah di dalam ruang, bahkan jika terdapat ruang hampa di antara benda - benda tersebut.



Gambar 2.7 Perpindahan panas radiasi (J.P.Holman, 2010 hal: 13).

Energi radiasi dikeluarkan oleh benda karena temperatur, yang dipindahkan melalui ruang antara, dalam bentuk gelombang elektromagnetik Bila energi radiasi menimpa suatu bahan, maka sebagian radiasi dipantulkan , sebagian diserap dan sebagian diteruskan seperti **gambar 2.7** Sedangkan besarnya energi :

$$Q_{pancaran} = \sigma AT^4 \dots\dots\dots (2.7)$$

dimana :

$Q_{pancaran}$	= laju perpindahan panas (W)
σ	= konstanta boltzman ($5,669.10^{-8}$ W/ $m^2.K^4$)
A	= luas permukaan benda (m^2)
T	= suhu absolut benda ($^{\circ}C$)

2.3 Lapisan Batas Thermal

Lapis batas thermal (*Thermal Boundary Layer*) adalah daerah dimana terdapat gradient suhu dalam aliran. Gradient suhu ini adalah akibat proses pertukaran kalor antara fluida dengan dinding tabung.

2.3.1 Panjang Masuk Thermal dan Hidrodinamik

Panjang masuk hidrodinamik adalah panjang yang diperlukan saluran masuk tabung untuk mencapai kecepatan maksimum dari besaran aliran berkembang penuh. Sedang panjang kalor thermal adalah panjang yang dibutuhkan dari awal daerah perpindahan kalor untuk mencapai angka Nusselt local (Nu). Jika perpindahan kalor ke fluida dimulai segera setelah fluida memasuki saluran, lapisan batas kalor dan kecepatan mulai berkembang dengan cepat, maka keduanya diukur dari depan saluran.

2.3.2 Aliran Terbentuk Penuh

Apabila fluida memasuki tabung dengan kecepatan seragam, fluida akan melakukan kontak dengan permukaan dinding tabung sehingga viskositas menjadi penting dan lapisan batas akan berkembang. Perkembangan ini terjadi bersamaan dengan menyusunnya daerah aliran inviscid diakhiri dengan bergabungnya lapisan batas pada garis pusat tabung. Jika lapisan-lapisan batas tersebut telah memenuhi seluruh tabung, maka dikatakan aliran berkembang penuh (*fully developed*).

Bilangan *Reynolds* untuk aliran dalam pipa dapat di definisikan dengan:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

ρ = kerapatan fluida (kg/m³)

u = kecepatan aliran (m/s)

D = diameter pipa (m)

μ = viskositas dinamik (kg/m.s)

Sedang bilangan Nusselt untuk aliran yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) di dalam tabung licin dapat dituliskan dengan persamaan:

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^n \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana:

$n = 0,3$. untuk pendinginan.

$n = 0,4$. untuk pemanasan.

(J.P Holman,2010 hal:280)

Dimana :

Re = adalah bilangan Reynolds

Pr = adalah bilangan Prandtl

2.4 Tekanan

Tekanan dinyatakan sebagai gaya per satuan luas. Untuk keadaan dimana gaya (F) terdistribusi merata atas suatu luas (A), maka:

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

P = tekanan fluida (Pa atau N/m²)

F = gaya (N)

A = luas (m²)

Penurunan tekanan pada dua titik, pada ketinggian yang sama dalam suatu fluida adalah:

$$\Delta P = (\gamma_{Hg} - \gamma_{air}) \Delta h \dots\dots\dots (2.11)$$

dengan :

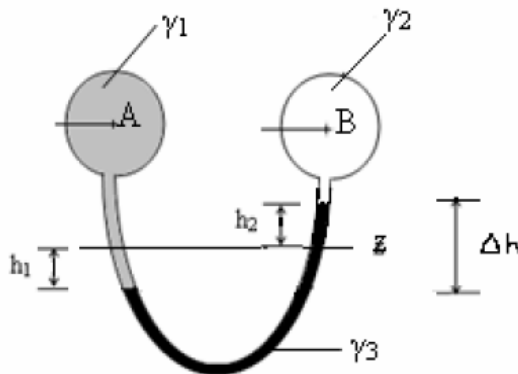
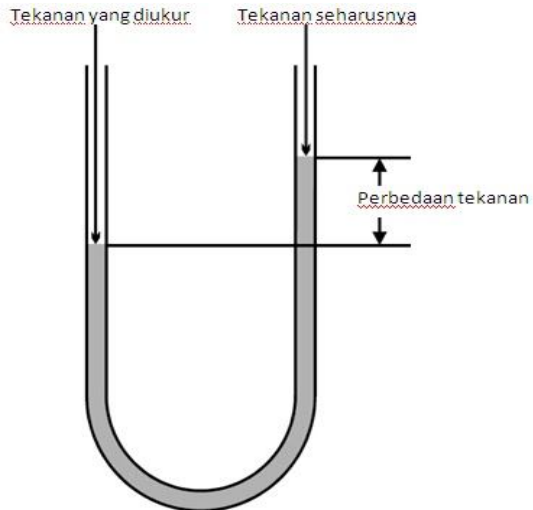
ΔP = penurunan tekanan (N/m²)

γ_{Hg} = berat jenis raksa (N/m³)

γ_{air} = berat jenis air (N/m³)

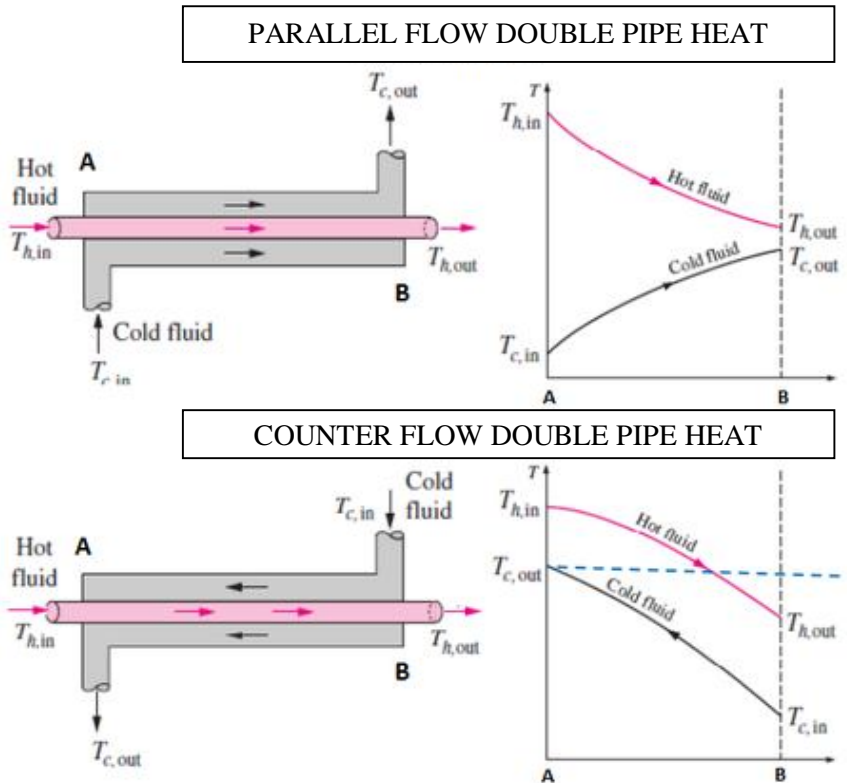
Δh = perbedaan ketinggian (m)

Untuk mengetahui perbedaan tekanan antara dua titik menggunakan manometer diferensial.



Gambar 2.8 Manometer differential

2.5 Laju Perpindahan Kalor pada Alat Penukar Kalor Pipa Ganda (*Double Pipe Heat Exchanger*)



Gambar 2.9 Perpindahan panas pada Double pipe heat exchanger

Pada alat ini, mekanisme perpindahan kalor terjadi secara tidak langsung (*indirect contact type*), karena terdapat dinding pemisah antara kedua fluida sehingga kedua fluida tidak bercampur. Fluida yang memiliki suhu lebih rendah (fluida pendingin) mengalir melalui pipa kecil, sedangkan

fluida dengan suhu yang lebih tinggi mengalir pada pipa yang lebih besar (*pipa annulus*). Penukar kalor demikian mungkin terdiri dari beberapa lintasan yang disusun dalam susunan vertikal. Perpindahan kalor yang terjadi pada fluida adalah proses konveksi, sedang proses konduksi terjadi pada dinding pipa. Kalor mengalir dari fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang bertemperatur rendah.

Dalam desain pipa penukar panas ganda, merupakan faktor penting adalah jenis pola aliran dalam penukar panas. Sebuah penukar panas pipa ganda biasanya akan baik berlawanan arah / counterflow atau aliran paralel. Crossflow hanya tidak bekerja untuk penukar panas pipa ganda. Pola yang aliran dan tugas panas yang dibutuhkan pertukaran memungkinkan perhitungan log mean perbedaan suhu. Yang bersama-sama dengan perpindahan panas keseluruhan diperkirakan koefisien memungkinkan perhitungan luas permukaan perpindahan panas yang diperlukan. Kemudian ukuran pipa, panjang pipa dan jumlah tikungan dapat ditentukan.

Prinsip kerja dari alat ini adalah memindahkan panas dari cairan dengan temperature yang lebih tinggi ke cairan yang memiliki temperatur lebih rendah. Dalam percobaan kali ini, aliran panas (*Hot Water*) dialirkan pada bagian dalam pipa konsentris sedangkan air dialirkan pada bagian luar dari pipa konsentris ini (*bagian annulus*).

Namun, terkadang dalam beberapa alat seperti HE ini, akan ada pengotor didalam pipa yang membuat proses perpindahan kalornya menjadi terganggu. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari heat exchanger akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama heat exchanger ini dioperasikan pengaruh pengotoran pasti akan terjadi. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mengganggu atau

memperngaruhi temperatur fluida mengalir juga dapat menurunkan ataaau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut. Beberapa faktor yang dipengaruhi akibat pengotoran antara lain : Temperatur fluida, Temperatur dinding tube dan Kecepatan aliran fluida.

Pada dasarnya laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor dipengaruhi oleh adanya tiga (3) hal, yaitu:

1. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U)

Besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh suatu alat penukar kalor pipa ganda merupakan kebalikan dari tahanan keseluruhan. Tahanan keseluruhan terhadap perpindahan kalor ini adalah jumlah semua tahanan perpindahan panas pada alat penukar kalor pipa ganda. Tahanan ini meliputi tahanan konveksi fluida, tahanan konduksi karena tebal *tube*, efisiensi total permukaan luar, efisiensi total permukaan dalam.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{to}} + R_{k_{wall}} + \frac{A_o}{\eta_{ti} A_i h_i}} \dots\dots\dots (2.12)$$

(Gregory Nellis & Sanford Klein, 2008 Hal: 895)

Dimana:

- Rk wall = tahanan termal dinding dimana dipasang sirip-sirip.
- η_{ti} = efisiensi total untuk permukaan dalam
- η_{to} = efisiensi total untuk permukaan luar
- Ao = luas permukaan luar total, dalam (m²)
- Ai = luas permukaan dalam total, dalam (m²)
- ho = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian luar (W/m²K)
- hi = koefisien perpindahan kalor konveksi pada pipa bagian dalam (W/m²K)

Koefisien perpindahan kalor pada masing-masing proses perpindahan kalor dapat dijabarkan sebagai berikut :

- a. Koefisien perpindahan kalor konveksi pipa bagian dalam (hi)

$$h_i = \frac{Nu k}{D_h} \dots\dots\dots (2.13)$$

dimana :

Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/m².°C)

Dh = Diameter hidrolis (m)

$$D_h = \frac{4 \times \pi/4 \times d_i^2}{\pi \times d_i} \dots\dots\dots (2.14)$$

= di (diameter dalam pipa sebelah dalam) (m)

- b. Koefisien perpindahan kalor konveksi pada bagian luar (ho)

$$h_o = \frac{Nu k}{D_h} \dots\dots\dots (2.15)$$

dimana:

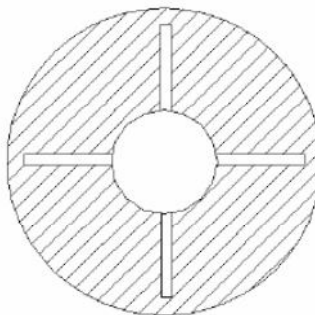
Nu = Bilangan Nuselt

k = Konduktifitas termal (W/m².°C)

Dh = Diameter hidrolis (m)

$$D_h = \frac{4 \times \text{luas basah}}{\text{keliling yang dibasahi}}$$

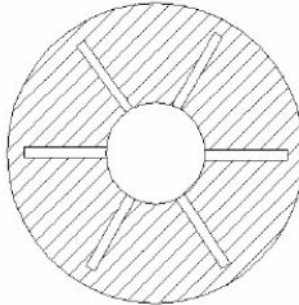
Untuk fin 4



Gambar 2.10 Diameter hidrolis untuk jumlah fin 4

$$D_h = 4 \frac{\left(\left(\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_1^2) \right) - (4(p.l)) \right)}{\pi(D_0 + D_1) + 8p + 4l}$$

Untuk fin 6



Gambar 2.11 Diameter hidrolik untuk jumlah fin 6

$$D_h = 4 \frac{\left(\left(\frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_1^2) \right) - (6(p.l)) \right)}{\pi(D_0 + D_1) + 12p + 6l}$$

Untuk memperoleh efisiensi total dari permukaan yang bersirip, kita menggabungkan bagian permukaan yang tidak bersirip, yang berefisiensi 100%, dengan luas permukaan sirip-sirip yang berefisiensi η_f , atau

$$A\eta_t = A - A_f + A_f\eta_f = A - A_f(1 - \eta_f) \dots\dots (2.16)$$

Dimana:

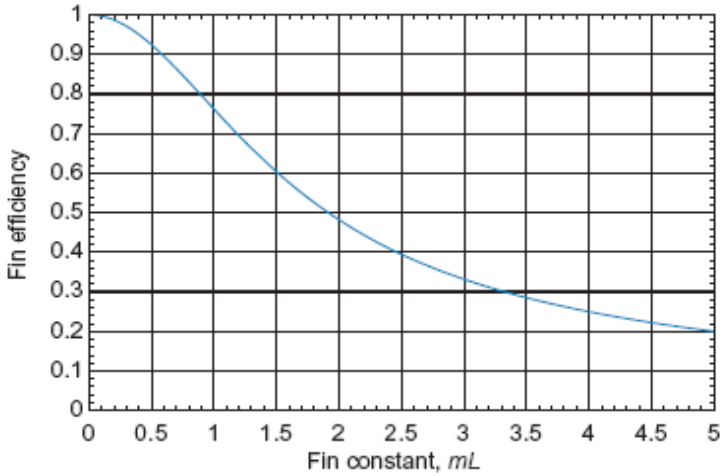
A = luas perpindahan kalor total

A_f = luas perpindahan panas sirip-sirip

Untuk menunjukkan efektifitas fin / sirip dalam memindahkan sejumlah kalor tertentu, kita rumuskan suatu parameter baru yang disebut efisiensi sirip (*fin efficiency*):

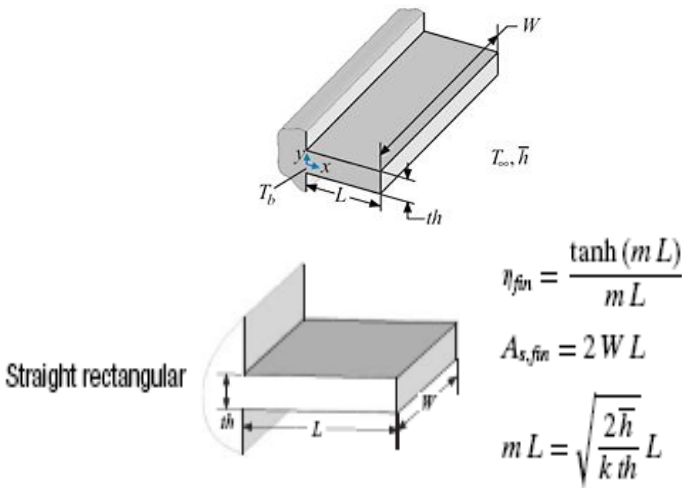
Efisiensi sirip / fin =

$$= \frac{\text{kalor yang sebenarnya dipindahkan}}{\text{kalor yang dipindahkan kalau seluruh muka sirip berada pada } s} = \eta_f$$



Gambar 2.12 Efisiensi Fin untuk cross-section konstan dengan parameter mL

Diasumsikan fin dalam bentuk *Rectangular* seperti pada **gambar 2.13**



Gambar 2.13 Penampang fin rectangular

Sehingga efisiensi siripnya adalah:

$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \dots\dots\dots (2.17)$$

(Gergory Nellis & Sanford Klein, 2008 Hal: 106)

Sedangkan tahanan thermal dimana fin menempel pada dinding (R_{kwall}) adalah :

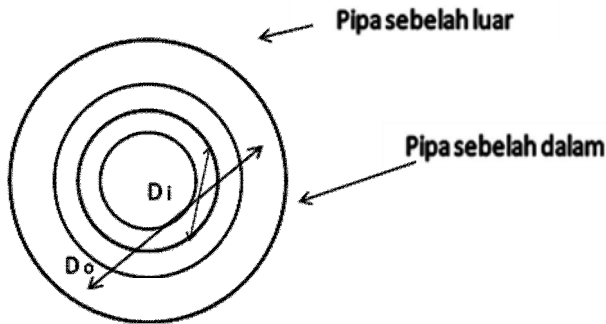
$$R_{kwall} = \frac{\ln(r_0/r_1)}{mL_c} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana:

- k = konduktifitas bahan (W/m^0c)
- l = panjang alat penukar kalor (m)

2. Luas perpindahan panas A

Luas penampang secara konveksi tidaklah sama untuk kedua fluida. Luas bidang ini tergantung pada diameter dalam dan tebal pipa.



Gambar 2.14 Penampang penukar kalor pipa ganda

Besarnya A_i dan A_o merupakan luas permukaan dalam dan luar tabung, jadi:

Luas permukaan untuk pipa sebelah dalam A_i

$$A_i = 2 \pi r l = \pi d_i l \dots\dots\dots (2.19)$$

Luas permukaan untuk pipa sebelah luar A_o

$$A_o = \pi d_o l + \text{jumlah luas seluruh sirip} \dots\dots\dots (2.20)$$

Asumsi: fin dianggap tipis.

Dimana

d_i = Diameter dalam pipa bagian dalam (m)

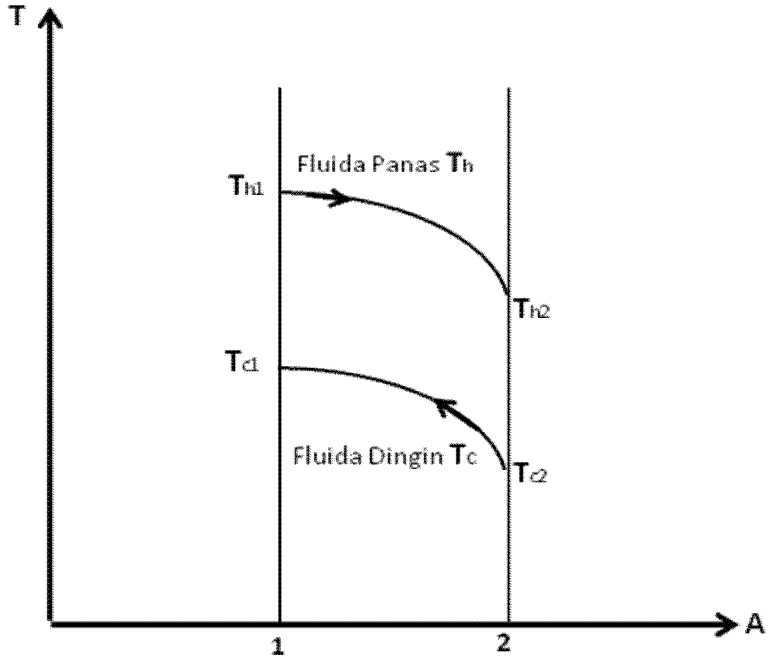
d_o = Diameter luar pipa sebelah dalam (m)

l = panjang pipa penukar kalor (m)

3. Selisih temperatur logaritmik (ΔT_{lmtD})

Suhu fluida di dalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida yang panas ke fluida yang dingin. Untuk tahanan termal yang konstan, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan alat penukar panas, karena harganya tergantung pada beda suhu antara fluida yang panas dan fluida yang dingin pada penampang tertentu. Profil

suhu pada alat penukar kalor pipa ganda berlawanan arah dapat diamati pada gambar di bawah ini

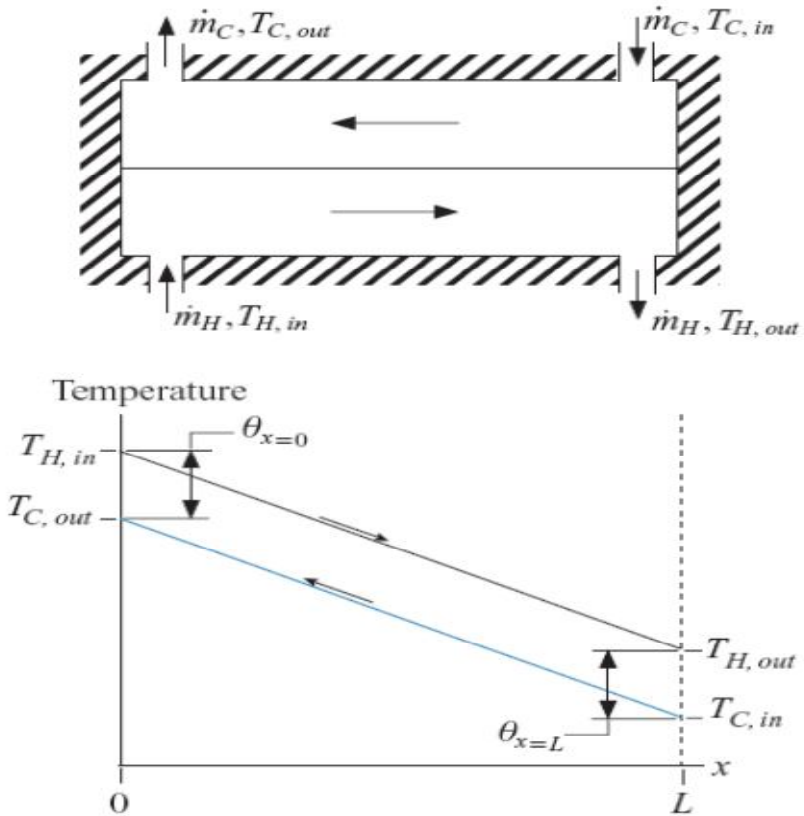


Gambar 2.15 Distribusi temperatur untuk aliran berlawanan arah pada penukar kalor pipa ganda / *Counter Flow*

Dari gambar diatas di dapatkan rumus ΔT_{lmtd} untuk aliran berlawanan yaitu:

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_{h2}T_{c1}) - (T_{h1}T_{c2})}{\ln \left[\frac{(T_{h2}T_{c1})}{(T_{h1}T_{c2})} \right]} \dots\dots\dots (2.21)$$

(Gregory Nellis & Sanford Klein, 2008 Hal: 845)



Gambar 2.16 Counter flow menurut perhitungan Logarithmic Mean Temperature Difference or *LMTD* or DT_{LM}

Beda suhu ini disebut beda suhu rata-rata logaritmik (*Log Mean Temperature Difference = LMTD*). Artinya beda suhu pada satu ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda suhu tersebut. *LMTD* ini juga berlaku apabila suhu salah satu fluida tersebut konstan.

Penggunaan beda suhu rata-rata logaritmik hanyalah suatu pendekatan (*aproksimasi*) dalam praktek, karena pada umumnya U tidak konstan. Namun dalam pekerjaan rancang bangun, harga konduktansi keseluruhan biasanya ditentukan dalam suatu penampang rata-rata, yang biasanya ditengah-tengah antara ujung – ujung dan dianggap konstan. Jika U berbeda-beda (bervariasi) banyak, maka mungkin diperlukan *integrasi numeric* tahap demi tahap terhadap persamaan-persamaan yang telah ditentukan. (Gregory Nellis & Sanford Klein, 2008 Hal: 845)

2.6 Hipotesis

Ada pengaruh variasi jarak *fin* dan jumlah *fin* terhadap peningkatan koefisien perpindahan kalor total (*heat transfer*) dan peningkatan penurunan tekanan (*pressure drop*) dalam *heat exchanger* pipa ganda.