

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Sebelumnya

Bunker, R.S. dan Osgood, S.J (2003) melakukan penelitian eksperimental mengenai pengaruh pemasangan *turbulator* lurus terhadap laju perpindahan kalor dan koefisien gesekan pada saluran rectangular. Mereka memvariasikan sudut antara *turbulator* terhadap penampang melintang saluran, yaitu  $22,5^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $-22,5^\circ$  dan  $-45^\circ$ . Sedangkan *turbulator* yang digunakan mempunyai tinggi 6,985mm dan tebal 6,35mm. Dari hasil penelitian mereka menyimpulkan bahwa koefisien perpindahan kalor konveksi local mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan tanpa menggunakan *turbulator*.

Irwan Nur Afifi (2003) melakukan penelitian eksperimental mengenai pengaruh variasi sudut *angular turbulator* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *counter flow heat exchanger*. Peneliti memvariasikan pemasangan *turbulator* membentuk sudut  $17^\circ$ ,  $26^\circ$  dan  $31^\circ$  terhadap dinding pipa luar dan berjumlah 14 buah dengan arah saling berlawanan. Dari hasil penelitian disimpulkan bahwa semakin besar sudut *turbulator* yang dipasang dan dengan bertambahnya debit air dingin yang dialirkan pada alat penukar kalor akan meningkatkan laju perpindahan kalor, *pressure drop* dan efektivitasnya.

#### 2.2 Energi Panas

Energi panas suatu zat ditunjukkan oleh temperatur dari zat tersebut. Pada bagian yang bertemperatur tinggi molekul-molekul mempunyai kecepatan yang lebih tinggi daripada yang berada pada bagian yang bersuhu rendah. Molekul-molekul itu selalu berada dalam gerakan rambang atau acak, saling bertumbukan satu sama lain, dimana terjadi pertukaran energi dan momentum. Jika suatu molekul bergerak dari daerah bertemperatur tinggi ke daerah yang bertemperatur rendah, maka molekul itu mengangkut energi ke bagian sistem yang bertemperatur lebih rendah, dan disini menyerahkan energinya pada waktu bertumbukan dengan molekul yang energinya lebih rendah.

Panas merupakan suatu bentuk energi yang berpindah diantara dua sistem (atau sebuah sistem dan sistem disekelilingnya) karena adanya perbedaan temperatur. Interaksi energi hanya akan terjadi pada kedua sistem yang memiliki perbedaan

temperatur dan akan terus berinteraksi hingga kedua sistem tersebut mencapai temperatur yang sama.

Pada suatu sistem seperti pada gambar 2.1 dengan aliran *steady* yang memiliki satu *inlet* dan *outlet*, nilai dari massa alir yang masuk ke dalam suatu kontrol volume harus sama dengan nilai massa alir yang keluar dari kontrol volume tersebut, sehingga  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \text{konstan}$ , dimana perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan. Jika fluida tersebut tidak melakukan kerja, maka keseimbangan energi untuk aliran *steady* ini memenuhi persamaan sebagai berikut.

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h = \dot{m} C_p \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:13}) \quad (2-1)$$

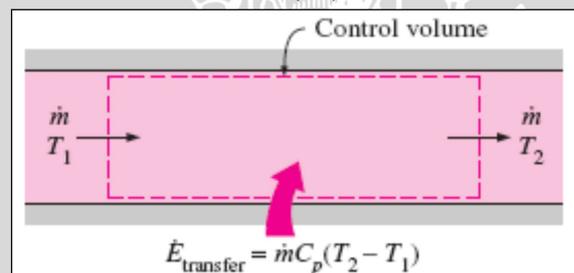
dengan :

$\dot{Q}$  = laju energi panas (W)

$\dot{m}$  = laju massa alir fluida (Kg/s)

$C_p$  = kalor spesifik pada tekanan konstan (J/Kg. $^{\circ}$ C)

$\Delta T$  = beda temperatur masuk dan keluar ( $^{\circ}$ C)



Gambar 2.1 Energi yang ditransfer ke aliran fluida pada kontrol volume  
Sumber : Cengel (2003:13)

## 2.3 Perpindahan Panas

Panas didefinisikan sebagai bentuk dari energi yang dapat ditransfer dari suatu sistem ke sistem yang lain sebagai akibat dari adanya perbedaan temperatur antara kedua sistem tersebut. Perpindahan energi panas dapat terjadi melalui tiga cara, yaitu konduksi atau hantaran, konveksi, dan radiasi atau sinaran. Pada *heat exchanger* susunan pipa ganda, perpindahan panas terjadi secara konduksi dan konveksi.

### 2.3.1 Perpindahan panas konduksi

Jika pada suatu benda (zat padat) terdapat gradien temperatur, maka akan terjadi perpindahan energi dari bagian bertemperatur tinggi ke bagian yang bertemperatur rendah. Fenomena ini dikatakan bahwa energi berpindah secara konduksi. Pada tingkat mikroskopik, konduksi pada fluida yang stasioner adalah akibat dari adanya interaksi

dan pertukaran energi antara molekul-molekul yang bertemperatur tinggi dengan molekul-molekul yang bertemperatur rendah. Pada zat padat sebagai konduktor, perpindahan energi berkaitan dengan gerak translasi dari elektron-elektron bebas.

Perpindahan panas konduksi seperti pada ilustrasi diatas ditunjukkan pada gambar 2.4 dan memenuhi persamaan dibawah ini.

$$\dot{Q}_{kond} = k A \frac{\Delta T}{\Delta x} = k A \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (\text{Cengel, 2003:18}) \quad (2-2)$$

Dengan:

$\dot{Q}_{kond}$  = laju perpindahan panas konduksi (W)

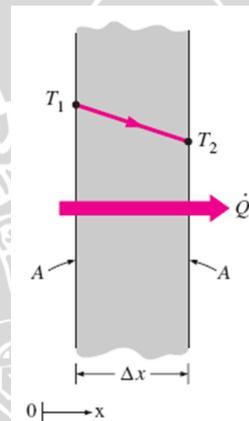
$k$  = konduktivitas panas material (W/m.°C)

$A$  = luas area perpindahan panas (m<sup>2</sup>)

$T_1$  = temperatur dinding panas masuk (°C)

$T_2$  = temperatur dinding panas keluar (°C)

$\Delta x$  = tebal dinding (m)



Gambar 2.2 Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding dengan ketebalan  $\Delta x$  dan luas penampang  $A$

Sumber : Cengel (2003:18)

### 2.3.2 Perpindahan panas konveksi

Telah umum diketahui bahwa plat logam panas akan menjadi dingin bila diletakkan di udara tenang maupun di depan kipas angin. Proses ini dinamakan perpindahan panas secara konveksi. Perpindahan panas konveksi pada fluida (cair atau gas) terjadi melalui kombinasi dari konduksi molekular dan pergerakan makroskopik fluida. Jika suatu plat panas dibiarkan di udara sekitar tanpa ada sumber gerakan dari luar, maka udara itu akan bergerak sebagai akibat terjadinya gradien densitas di dekat plat tersebut, peristiwa ini dinamakan konveksi alamiah (*natural convection*) atau

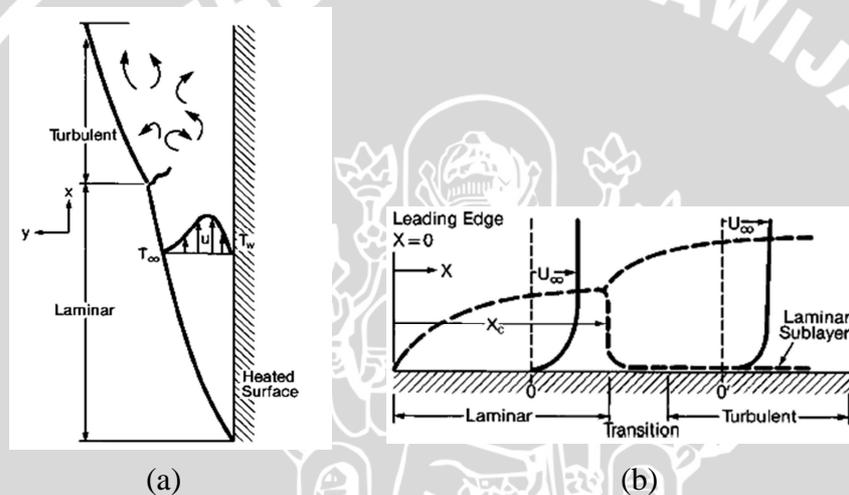
konveksi bebas (*free convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*) terjadi apabila udara itu dihembuskan di atas plat itu dengan kipas.

Perpindahan panas konveksi seperti pada ilustrasi diatas ditunjukkan pada gambar 2.3 dan memenuhi persamaan dibawah ini.

$$\dot{Q}_{konv} = h A (T_s - T_{\infty}) \quad (\text{Cengel, 2003:26}) \quad (2-3)$$

Dengan:

$h$	=	koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )
$A$	=	luas area permukaan yang dilalui fluida ( $\text{m}^2$ )
$T_s$	=	temperatur permukaan ( $^\circ\text{C}$ )
$T_{\infty}$	=	temperatur fluida yang jauh dari permukaan ( $^\circ\text{C}$ )



Gambar 2.3 Perpindahan panas konveksi pada permukaan plat (a) konveksi bebas dan (b) konveksi paksa

Sumber : Wilcox (2005:41)

### 2.3.3 Konveksi paksa dalam pipa

Dalam membahas aliran melalui permukaan luar, kita hanya meninjau apakah aliran tersebut laminar atau turbulen. Namun untuk aliran fluida dalam pipa selain memperhatikan aliran laminar maupun turbulen kita juga harus memperhatikan apa yang disebut dengan kecepatan dan temperatur rata-rata, aliran berkembang penuh hidrodinamik dan kalor, aliran berkembang seragam, panjang masuk kalor dan hidrodinamik, dan *pressure drop*. Beberapa dari topik tersebut akan diuraikan pada sub bab berikut ini.

### 1. Kecepatan rata-rata (*mean velocity*)

Kecepatan aliran fluida didalam pipa berubah dari nol pada permukaan pipa karena kondisi dianggap tidak terjadi *slip* ke kecepatan maksimum pada sumbu penampang dari pipa seperti pada gambar 2.4. Oleh karena itu penyelesaian permasalahan aliran fluida dalam pipa menggunakan kecepatan rata rata atau *mean velocity* untuk aliran fluida *incompressible* dengan luas penampang saluran pipa yang konstan sepanjang aliran. Nilai dari kecepatan rata-rata ( $V_m$ ) aliran fluida didalam pipa ditentukan berdasarkan hukum kekekalan massa.

$$\dot{m} = \rho V_m A_c \quad (\text{Cengel, 2003:421}) \quad (2-4)$$

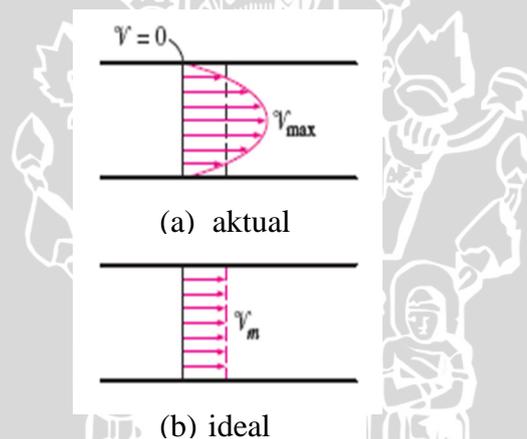
Dengan:

$\dot{m}$  = massa alir fluida (Kg/s)

$\rho$  = massa jenis fluida (Kg/m<sup>3</sup>)

$V_m$  = kecepatan rata-rata atau *mean velocity* (m/s)

$A_c$  = luas penampang saluran pipa (m<sup>2</sup>)



Gambar 2.4 Profil kecepatan fluida di dalam pipa  
Sumber: Cengel (2003:421)

### 2. Temperatur rata-rata (*mean temperature*)

Temperatur fluida berubah pada arah melintang pipa pada aliran dalam pipa yang dipanaskan atau didinginkan dari luar. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa. Sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Maka dalam penyelesaian permasalahan transfer energi digunakan temperatur rata-rata (*mean temperature*). Berbeda dengan kecepatan rata-rata (*mean*

velocity), temperatur rata-rata akan mengalami perubahan sepanjang arah aliran bilamana dipanaskan maupun didinginkan. Sehingga energi yang dapat ditambahkan dalam aliran dalam pipa memenuhi persamaan,

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T_m \quad (\text{Holman, 1986:251}) \quad (2-5)$$

Dengan :

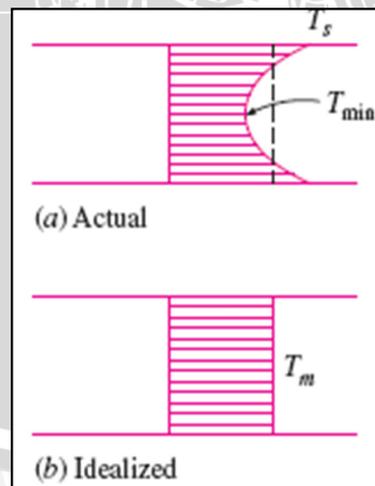
$\dot{Q}$	=	laju energi panas (W)
$\dot{m}$	=	massa alir fluida (Kg/s)
$C_p$	=	panas spesifik (J/Kg.°C)
$\Delta T_m$	=	Beda temperatur rata-rata (°C)

Karena temperatur rata-rata fluida berubah selama pemanasan dan pendinginan, maka peninjauan transfer energi menggunakan temperatur *bulk* rata-rata (*bulk mean fluid temperature*) yang merupakan temperatur rata-rata aritmatika berdasarkan temperatur rata-rata masuk dan keluar seperti yang ditunjukkan pada persamaan dibawah ini :

$$T_b = \frac{(T_{m,i} + T_{m,o})}{2} \quad (\text{Cengel, 2003:422}) \quad (2-6)$$

Dengan :

$T_b$	=	<i>bulk mean temperature</i> (°C)
$T_{m,i}$	=	temperatur rata-rata masuk (°C)
$T_{m,o}$	=	temperatur rata-rata keluar (°C)



Gambar 2.5 Temperatur rata-rata (*mean temperature*) aliran fluida pada pipa  
Sumber: Cengel (2003:421)

### 3. Panjang masuk hidrodinamik dan kalor

Pada aliran dalam pipa, partikel-partikel fluida pada lapisan yang besentuhan langsung dengan permukaan dinding pipa memiliki kecepatan nol. Lapisan ini akan

menyebabkan partikel-partikel fluida pada lapisan setelahnya mengalami penurunan kecepatan secara berangsur-angsur karena gesekan. Untuk mengganti penurunan kecepatan ini, maka semakin dekat lapisan ke sumbu penampang pipa akan semakin meningkatkan kecepatan partikel-partikel fluida pada lapisan tersebut untuk menjaga agar massa alir fluida yang melalui pipa tetap konstan. Maka panjang masuk hidrodinamik ( $L_h$ ) seperti pada gambar 2.6 didefinisikan sebagai panjang yang diperlukan dari depan tabung untuk mencapai kecepatan maksimum dari besaran aliran berkembang penuh. Jika lapisan-lapisan batas tersebut telah memenuhi saluran tabung maka dikatakan aliran berkembang penuh (*fully developed*). Pada daerah aliran berkembang penuh profil kecepatan dari aliran laminar adalah parabolik sedangkan untuk aliran turbulen profil kecepatan lebih seragam (*uniform*) dan sedikit terjadi pusaran pada arah radial. Hubungan  $L_h$  pada aliran laminar dan turbulen adalah sebagai berikut:

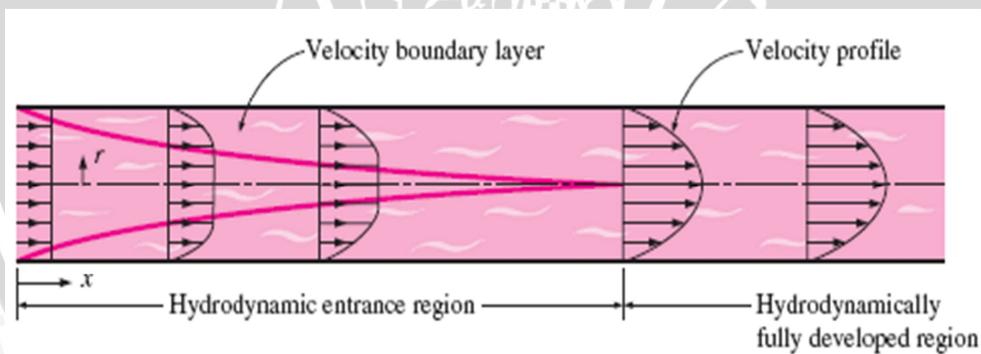
$$L_{h, \text{ laminar}} \approx 0,05 \text{ Re } D$$

$$L_{h, \text{ turbulen}} \approx 10 D$$

Dengan:

$D$  : diameter pipa (m)

$Re$  : bilangan *Reynold*



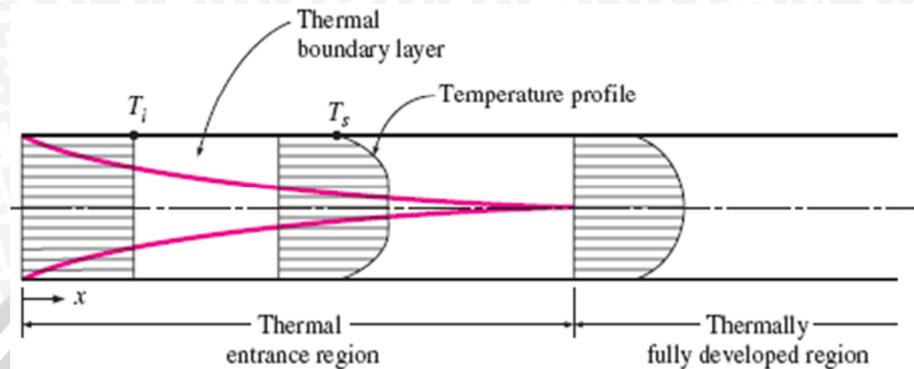
Gambar 2.6 Proses berkembangnya lapisan batas hidrolis  
Sumber : Cengel (2003:423)

Lapisan batas thermal seperti pada gambar 2.7 didefinisikan sebagai daerah dimana terdapat gradien suhu dalam aliran. Gradien suhu tersebut akibat proses pertukaran panas antara fluida dan dinding. Partikel-partikel fluida pada lapisan yang bersentuhan dengan permukaan pipa diasumsikan sebagai temperatur permukaan. Ini akan memulai perpindahan panas konveksi pada lapisan-lapisan thermal setelahnya. Aliran dalam pipa disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*) secara termal jika tebal lapisan batas termal telah mencapai pusat pipa. Koestoeer (2002:58) menyatakan “panjang masuk kalor merupakan panjang yang dibutuhkan dari awal

daerah perpindahan kalor untuk mencapai angka Nusselt lokal  $Nu_x$  sama dengan 1,05 kali nilai aliran berkembang penuh". Hubungan  $L_t$  pada aliran laminer dan turbulen ditunjukkan pada persamaan dibawah ini.

$$L_t, \text{ laminar} \approx 0,05 \text{ Re Pr } D \quad (\text{Cengel, 2003:425}) \quad (2-7)$$

$$L_t, \text{ turbulen} \approx 10 D$$



Gambar 2.7 Proses berkembangnya lapisan batas termal  
Sumber : Cengel (2003:424)

#### 4. Aliran melalui pipa anulus

Peralatan *heat exchanger* yang paling sederhana adalah susunan pipa ganda (*double tube heat exchanger*) yang terdiri dari dua pipa konsentris. Salah satu fluida mengalir pada pipa bagian dalam sedangkan yang lain mengalir pada ruang annulus. Maka dalam penyelesaian perpindahan panas pada ruang annulus digunakan diameter hidraulik yang memenuhi persamaan sebagai berikut:

$$D_h = \frac{4 A_c}{P} = \frac{4 \pi (D_o^2 - D_i^2)}{\pi (D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (\text{Cengel, 2003:444}) \quad (2-8)$$

Dengan :

$D_h$  = diameter hidraulik (m)

$A_c$  = luas penampang saluran ( $m^2$ )

$P$  = keliling penampang pipa (m)

Ruang annulus dianggap saluran bukan circular, maka dalam analisa perpindahan panas pada ruang annulus digunakan diameter hidraulik  $D_o - D_i$ .

#### 2.3.4 Angka Prandtl (Pr)

Angka Prandtl merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dan lapisan batas thermal. Viskositas kinematik fluida

memberikan informasi tentang laju difusi momentum dalam karena gerakan molekul. Difusivitas thermal memberi petunjuk tentang hal yang serupa mengenai difusi panas dalam fluida. Jadi perbandingan antara dua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor di dalam fluida. Kedua difusi ini menentukan seberapa tebal lapisan batas pada suatu medan aliran eksternal tertentu, difusivitas yang besar menunjukkan bahwa pengaruh viskos atau pengaruh suhu terasa pada jarak yang jauh dalam medan aliran. Jadi angka Prandtl merupakan penghubung medan kecepatan dan medan suhu.

Angka Prandtl adalah besaran tak berdimensi apabila kita menggunakan perangkat satuan yang konsisten.

$$\text{Pr} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho C_p} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (\text{Holman, 1986:213}) \quad (2-9)$$

Dengan :

Pr	=	angka Prandtl
$v$	=	viskositas kinematik ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$C_p$	=	panas spesifik pada tekanan konstan ( $\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}$ )
$\alpha$	=	difusi thermal fluida ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\mu$	=	viskositas dinamik ( $\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$ )
$\rho$	=	massa jenis ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )
$k$	=	konduktivitas thermal ( $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$ )

### 2.3.5 Angka Nusselt (Nu)

Perpindahan panas antara batas benda padat dan fluida terjadi karena adanya suatu gabungan dari konduksi dan transport massa. Kecepatan perpindahan energi panas bergantung pada gerakan massa dan pencampuran partikel-partikel fluida. Pada pengamatan-pengamatan kualitatif yang telah dilakukan pada perpindahan panas dari dinding padat ke fluida, dapat digambarkan profil suhunya secara kasar. Di dekat dinding kalor hanya dapat mengalir dengan cara konduksi karena partikel-partikel fluida tidak dapat bergerak relatif terhadap lapisan batas.

Pembahasan diatas mengarah pada suatu cara untuk menentukan laju perpindahan panas antara dinding padat dan fluida. Pada lapisan fluida dengan ketebalan  $L$  dan perbedaan temperatur  $\Delta T = T_2 - T_1$  seperti pada gambar 2.8, perpindahan panas melalui lapisan fluida secara konveksi ketika fluida meliputi

beberapa pergerakan dan konduksi ketika fluida tidak bergerak seperti pada lapisan fluida yang bersentuhan langsung dengan permukaan dinding. Dengan  $\dot{Q}_{konv} = h \Delta T$  dan

$\dot{Q}_{kond} = k \frac{\Delta T}{L}$  dan rasio dari kedua persamaan tersebut adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{konv}}{\dot{Q}_{kond}} = \frac{h \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = \text{Nu} \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-10)$$

$$h = \frac{k}{\delta_t}$$

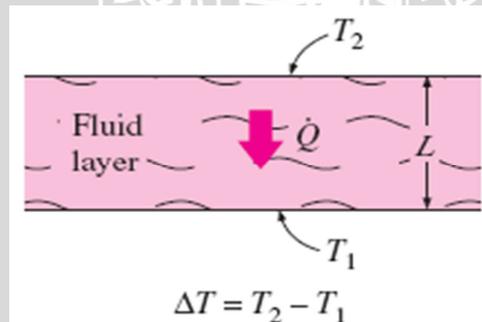
dan bilangan Nusselt dapat dinyatakan sebagai

$$\text{Nu} = \frac{L}{\delta_t} \quad (\text{Koestoer, 2002:14}) \quad (2-11)$$

Dengan :

$\delta_t$  = lapisan batas fluida

Gabungan antara koefisien perpindahan panas konveksi  $h$ , tebal lapisan fluida  $L$ , dan konduktivitas kalor fluida  $k$  dalam bentuk  $hL/k$  disebut bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt adalah suatu besaran yang tak berdimensi. Berdasarkan uraian diatas maka bilangan Nusselt dapat ditafsirkan sebagai perbandingan antara gradien suhu yang langsung bersinggungan dengan permukaan terhadap suatu gradien suhu acuan  $\Delta T/L$ . Uraian diatas menunjukkan bahwa semakin tipis lapisan batas  $\delta_t$ , maka akan semakin besar koefisien perpindahan panas konveksinya. Untuk memindahkan sejumlah besar panas secara cepat, maka diusahakan untuk memperkecil tebal lapisan batasnya sebanyak mungkin.



Gambar 2.8 Perpindahan panas melalui lapisan fluida  
Sumber : Cengel (2003:336)

Pada aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed*) dalam tabung maka angka Nusselt dapat ditentukan melalui persamaan Dittus dan Boelter dibawah ini,

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (\text{Holman, 1986:252}) \quad (2-12)$$

Dengan :

$Nu$  = angka Nusselt

$Re$  = angka Reynold

$Pr$  = angka Prandtl

Untuk persamaan diatas sifat-sifat fluida ditentukan berdasarkan temperatur *bulk*, dan nilai eksponen  $n$  ditentukan berdasarkan kondisi perlakuan fluida,  $n = 0,4$  untuk pemanasan dan  $n = 0,3$  untuk pendinginan. Menurut Holman (1986:254), persamaan diatas dapat menghasilkan kesalahan sampai  $\pm 25\%$ , namun karena penyajian persamaan yang sederhana dan mudah dipakai dalam mengkorelasikan data eksperimental sehingga persamaan tersebut umum dipakai dalam analisa perpindahan panas pada *heat exchanger*.

### 2.3.6 Angka Reynolds

Transisi dari aliran laminer ke turbulen didasarkan pada geometri permukaan saluran, kekasaran permukaan, temperatur permukaan, dan propertis fluida. Angka Reynold merupakan bilangan tak berdimensi yang menyatakan perbandingan gaya-gaya inersia terhadap gaya-gaya kekentalan (viskositas). Untuk pipa circular yang mengalir penuh, angka Reynold memenuhi persamaan dibawah ini:

$$Re = \frac{\text{gaya inersia}}{\text{viskositas}} = \frac{\rho V^2 / D}{\mu V / D^2} = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{Giles, 1977:99}) \quad (2-13)$$

Dengan :

$Re$  = bilangan Reynold

$V$  = kecepatan rata-rata (m/s)

$D$  = diameter saluran (m)

$\nu$  = viskositas kinematik fluida ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$\mu$  = viskositas dinamik fluida ( $\text{Kg}/\text{m.s}$ )

Pada angka Reynold yang besar kekentalan fluida tidak mampu menahan keacakan dan fluktuasi kecepatan dari partikel-partikel fluida, sedangkan kekentalan akan menjaga partikel-partikel fluida tetap dalam *streamline* pada angka Reynold yang kecil.

## 2.4 Analisa Aliran

Pemahaman tentang lapisan batas (*boundary layer*) fluida sangat penting untuk dapat memahami perpindahan panas konveksi. Lapisan batas fluida dipengaruhi oleh bilangan Reynold. Pada bilangan-bilangan Reynold yang rendah, keseluruhan lapisan batas diatur oleh gaya-gaya *viscous* dan aliran laminer yang terjadi. Untuk harga-harga bilangan Reynold menengah lapisan batasnya laminer didekat permukaan dan turbulen ditempat yang jauh. Untuk bilangan-bilangan Reynold yang tinggi keseluruhan lapisan batasnya turbulen. Jadi kondisi aliran laminer maupun turbulen dapat ditinjau dari bilangan Reynold. Bilangan Reynold mempengaruhi angka Nusselt, dan angka Nusselt mempengaruhi perpindahan panas konveksi.

### 2.4.1 Aliran laminar

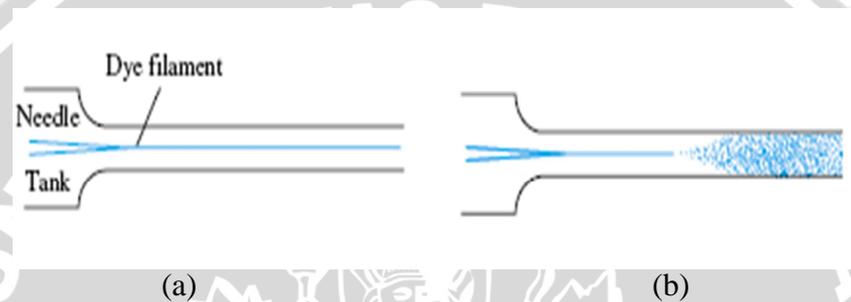
Dalam aliran laminer partikel-partikel fluidanya bergerak di sepanjang lintasan-lintasan lurus, sejajar dalam lapisan-lapisan atau lamina-lamina seperti pada gambar 2.9a. Aliran laminer diatur oleh hukum yang menghubungkan tegangan geser dengan laju perubahan bentuk sudut, yaitu hasil kali kekentalan fluida dan gradien kecepatan. Kekentalan fluida tersebut dominan dan karenanya mencegah setiap kecenderungan menuju kondisi-kondisi turbulen. Molekul-molekul pada aliran laminer mungkin berpindah dari satu lamina ke lamina yang lain, dan bersama dengan itu membawa momentum dan energi yang sesuai dengan kecepatan aliran. Energi ini kemudian berpindah ke medium yang bertemperatur lebih rendah. Aliran laminer suatu fluida dapat di lihat dari bilangan Reynold,  $Re < 5 \cdot 10^5$  untuk aliran eksternal, dan untuk aliran internal  $Re < 2300$ .

### 2.4.2 Aliran turbulen

Dalam aliran turbulen partikel-partikel bergerak secara acak ke semua arah dan terjadi fluktuasi kecepatan pada partikel-partikel fluida. Jadi tidaklah mungkin untuk meneliti gerakan sebuah partikel tersendiri. Dalam daerah aliran turbulen, lapisan-lapisan fluida tidak terlihat lagi secara nyata seperti pada gambar 2.9b. Gambaran kualitatif proses aliran turbulen tersebut adalah dengan membayangkan adanya bongkah-bongkah makroskopik fluida yang mengangkut energi dan momentum, jadi bukan pengangkutan secara mikroskopik oleh molekul seperti pada aliran laminer, massa yang lebih besar pada unsur-unsur makroskopik fluida tersebut mengangkut lebih

banyak energi dan momentum. Sehingga interaksi energi pada sistem yang bertemperatur tinggi ke sistem yang bertemperatur rendah semakin lebih besar. Dalam daerah yang sepenuhnya turbulen, terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas panas pusaran (*eddy thermal conductivity*), sifat-sifat pusaran ini dapat sampai 10 kali lebih besar dari nilai-nilai molekular. Aliran turbulen suatu fluida dapat di tinjau dari bilangan Reynold sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Re} > 5 \cdot 10^5 & \quad \text{untuk aliran eksternal} \\ \text{Re} > 4000 & \quad \text{untuk aliran internal} \end{aligned}$$



Gambar 2.9 Sketsa Reynold tentang aliran di dalam pipa: (a) aliran laminar, (b) aliran turbulen.

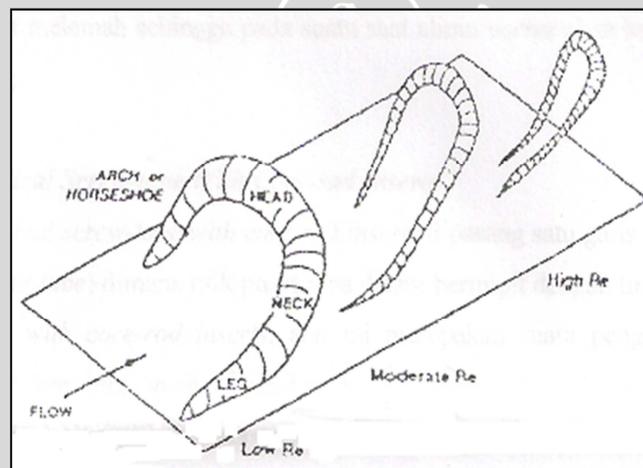
Sumber : White (1986:330)

### 2.4.3 Vortex

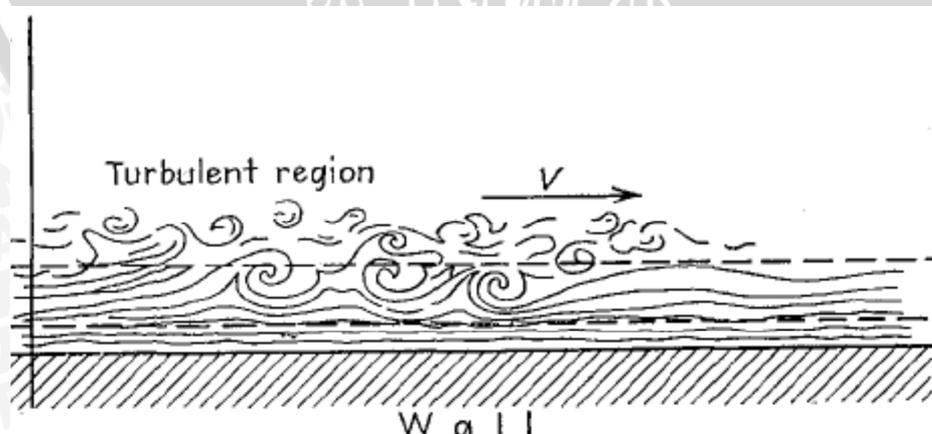
*Vortex* adalah massa fluida yang partikel-partikelnya bergerak berputar dengan garis arus (*stream line*) membentuk lingkaran konsentris. Dalam dunia industri, terbentuknya *vortex* dapat menguntungkan dan merugikan. Pada *heat exchanger* terbentuknya *vortex* dapat meningkatkan laju perpindahan panas, karena *vortex* dapat menyapu lapisan batas sehingga jumlah panas yang dipindahkan semakin besar. Sering kali aliran *vortex* mempunyai tipe aliran turbulen. Aliran fluida akan berputar dengan cepat (*swirling rapidly*) disekitar pusat pusaran kecepatan fluida dan banyaknya rotasi dari partikel fluida memiliki nilai yang paling besar dan menurun seiring dengan jarak fluida terhadap pusaran. Partikel fluida bergerak berputar disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan (fluktuasi kecepatan) antar lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan dengan jarak tertentu, gradient kecepatan ini akan menyebabkan puntiran (torsi). Torsi ini akan menyebabkan *vortices* pada fluida tersebut.

Menurut proses terbentuknya *vortex* dibagi menjadi dua macam yaitu *vortex* bebas (*free vortex*) dan *vortex* paksa (*forced vortex*). *Vortex* bebas ini terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar sumber. Fluida berputar karena gerakan internalnya, contohnya yaitu pusaran air di sungai dan pusaran belokan pipa akibat aliran sekunder. *Vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida diberi torsi atau puntiran dari luar, contohnya yaitu fluida dalam sebuah wadah silinder yang diputar.

Sesungguhnya *vortex* berwujud tiga dimensi seperti pada gambar 2.10 dan dapat berubah menurut nilai bilangan Reynold. Pada bilangan Reynold yang rendah, *vortex* berbentuk seperti tapal kuda dan semakin tinggi harga bilangan Reynold maka *vortex* akan semakin meruncing.



Gambar 2.10 Geometri *vortex* tiga dimensi menurut bilangan Reynold  
Sumber: Gerhart (1985:607)



Gambar 2.11 *Vortex* pada visualisasi dua dimensi  
Sumber: McAdams (1985:152)

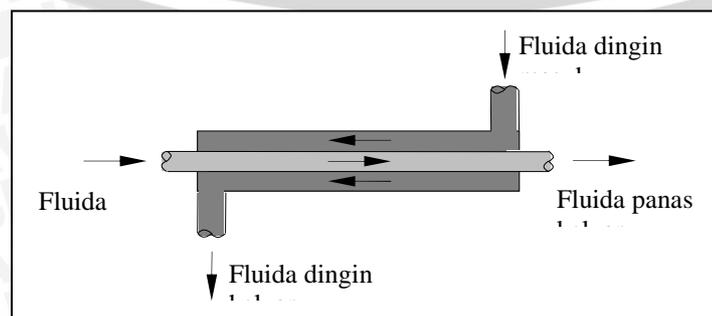
Berikut adalah karakteristik dari aliran *vortex*:

1. Pada aliran *vortex* tekanan fluida yang paling rendah terdapat pada pusaran dimana fluida pada daerah tersebut memiliki kecepatan maksimum, dan kemudian tekanan akan meningkat seiring dengan semakin jauhnya jarak lapisan fluida terhadap pusat pusaran.
2. Pada pusat pusaran setiap aliran *vortex* memiliki *vortex line*, dan setiap partikel pada aliran *vortex* akan beredar atau berputar (*circulating*) disekitar *vortex line*.
3. Dua atau lebih aliran *vortex* yang mempunyai arah pusaran yang parallel serta beredar atau berputar pada arah yang sama akan bergabung menjadi suatu *vortex* yang lebih besar, besar pusaran tersebut merupakan jumlah dari setiap pusaran penyusunnya.

Aliran *vortex* mengandung banyak energi akibat adanya pusaran (*circulating motion*) dari fluida, pada fluida ideal energi ini tidak akan musnah dan aliran *vortex* akan terus berlangsung. Pada fluida nyata memiliki viskositas yang menyebabkan energi tersebut melemah sehingga pada suatu saat aliran *vortex* akan berhenti.

## 2.5 Heat exchanger

Konstruksi dari *heat exchanger* yang paling sederhana adalah jenis susunan pipa ganda seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12. Dalam *heat exchanger* jenis ini dapat digunakan aliran searah maupun berlawanan arah, baik dengan zat cair panas maupun zat cair dingin yang terdapat dalam ruang annulus dan zat cair yang lain didalam pipa bagian dalam. *Heat exchanger* ini termasuk ke dalam tipe *indirect transfer* dimana fluida-fluidanya dipisahkan dengan area permukaan perpindahan kalor dan tidak terjadi pencampuran antara fluida bersuhu tinggi dengan fluida bersuhu rendah, atau sering disebut fluida *unmixed*. Didalam *heat exchanger*, panas mula-mula dipindahkan dari fluida panas ke dinding melalui konveksi, melewati dinding dengan konduksi, dan dari dinding ke fluida dingin melalui konveksi kembali.



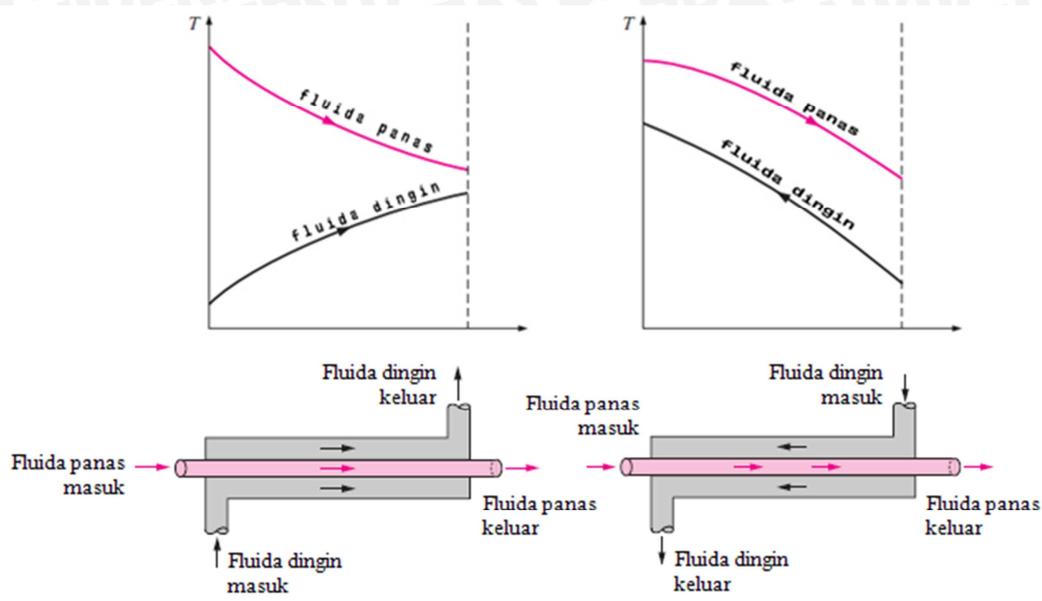
Gambar 2.12 *Counter flow heat exchanger* susunan pipa ganda

*Heat exchanger* biasanya dioperasikan dalam waktu yang lama dan tidak ada perubahan kondisi pengoperasian. Oleh karena itu, peralatan ini dapat dimodelkan sebagai aliran tetap (*steady*). Aliran fluida mengalami sedikit atau sama sekali tidak terjadi perubahan kecepatan dan ketinggian (*elevation*), dengan demikian perubahan energi kinetik dan potensial dapat diabaikan. Konduksi panas aksial (*axial heat conduction*) sepanjang pipa biasanya tidak signifikan dan dapat diabaikan karena permukaan luar pipa diasumsikan terisolasi secara sempurna, dan tidak ada panas yang hilang ke lingkungan sekitar, jadi pertukaran panas hanya terjadi antara dua fluida saja.

Dalam menganalisis perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan dua metode yakni beda temperatur rata-rata log (*log mean temperature difference (LMTD)*) dan NTU-efektivitas. Untuk menentukan perubahan temperatur spesifik dalam sebuah aliran fluida dari nilai masa alir yang diketahui metode yang pertama sangatlah tepat. Sedangkan metode NTU-efektivitas dapat digunakan untuk memprediksi temperatur keluaran fluida melalui efektivitas *heat exchanger*.

Beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama, dan kita perlu menentukan beda temperatur rata-rata untuk menentukan laju perpindahan panas pada *heat exchanger*. Penentuan beda temperatur rata-rata dapat ditentukan secara aritmatik ( $\Delta T_{am} = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2)$ ) maupun secara beda suhu rata-rata log (*log mean temperature difference (LMTD)*). Nilai beda temperatur rata-rata secara LMTD selalu lebih rendah daripada secara aritmatik ( $\Delta T_{am}$ ), oleh karena itu penggunaan  $\Delta T_{am}$  dalam perhitungan akan menghasilkan nilai perpindahan panas yang lebih tinggi (*overestimate*). Ketika perbedaan antara temperatur masuk dan keluar tidak lebih dari 40 %, maka kesalahan penggunaan beda temperatur rata-rata secara aritmatik kurang dari 1 %. Dan kesalahan akan terus meningkat jika beda temperatur masuk dan keluar lebih besar dari 40 %.

Profil temperatur *heat exchanger* seperti pada gambar 2.13 untuk aliran berlawanan arah dengan aliran searah (*parallel*) adalah berbeda. Beda temperatur rata-rata log (LMTD) untuk *heat exchanger* aliran berlawanan arah selalu lebih besar dari *heat exchanger* aliran searah (*parallel*),  $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$ . Dengan demikian, semakin kecil area permukaan perpindahan panas *heat exchanger* maka dibutuhkan aliran berlawanan arah untuk mencapai nilai perpindahan panas spesifik yang lebih baik. Oleh karena itu dalam skripsi ini menggunakan *heat exchanger* aliran berlawanan arah (*counter flow*).



Gambar 2.13 Profil temperatur *heat exchanger* aliran searah dan berlawanan arah  
Sumber : Cengel (2003:668)

## 2.6 Proses Perpindahan Panas dalam *Heat Exchanger* Susunan Pipa Ganda

Pada pembahasan terdahulu telah diuraikan penjelasan tentang *heat exchanger*. Kostruksi yang paling sederhana dari *heat exchanger* adalah *heat exchanger* susunan pipa ganda (*double tube heat exchanger*) yang umum digunakan untuk penelitian di laboratorium. Dalam *heat exchanger* jenis ini, pembahasan tentang perpindahan panas dibatasi pada perpindahan panas konduksi dan konveksi. Analisis unjuk kerja (*performance*) dari *heat exchanger* susunan pipa ganda meliputi koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U$ ), beda temperatur rata-rata log (*log mean temperature difference (LMTD)*), dan salah satu upaya untuk meningkatkan unjuk kerja *heat exchanger* dengan penambahan *static mixer*.

### 2.6.1 Koefisien perpindahan panas menyeluruh

*Heat exchanger* secara khas meliputi aliran dari dua fluida yang dipisahkan oleh dinding padat. Didalam *heat exchanger*, panas mula-mula dipindahkan dari fluida panas ke dinding melalui konveksi, melewati dinding dengan konduksi, dan dari dinding ke fluida dingin melalui konveksi kembali.

Laju perpindahan panas dapat dipandang sebagai aliran, sedang gabungan dari konduktivitas thermal, tebal bahan, dan luas permukaan merupakan tahanan terhadap

aliran ini, suhu merupakan fungsi potensial atau pendorong aliran itu, sehingga analisa perpindahan panas dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\text{Aliran panas} = \frac{\text{beda potensial thermal}}{\text{tahanan thermal}}$$

Hubungan diatas sangat serupa dengan hukum ohm dalam rangkaian listrik, sehingga analogi listrik dapat digunakan dalam perhitungan laju perpindahan panas.

Pada proses perpindahan panas pada *heat exchanger* susunan pipa ganda seperti pada gambar 2.14 jaringan tahanan thermal meliputi dua konveksi dan satu konduksi. Luas permukaan pada pipa dalam bagian dalam dan luar adalah sebagai berikut:

$$A_i = \pi D_i L$$

$$A_o = \pi D_o L$$

Dengan:

$A$  = luas permukaan pipa (i) dalam dan (o) luar ( $m^2$ )

$D$  = diameter pipa (m)

$L$  = panjang pipa (m)

Tahanan thermal pada dinding pipa adalah sebagai berikut:

$$R_{dinding} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} \quad (\text{Cengel, 2003:672}) \quad (2-14)$$

Dengan:

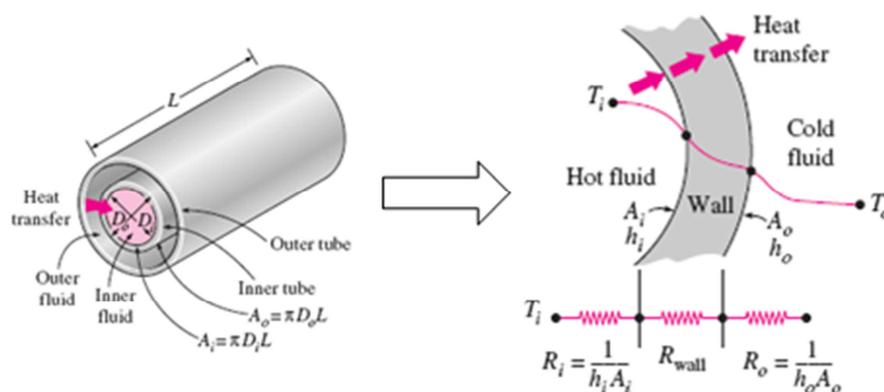
$R_{dinding}$  = tahanan thermal dinding ( $^{\circ}C/W$ )

$k$  = konduktivitas thermal material dinding ( $W/m.^{\circ}C$ )

Sehingga total tahanan thermal pada *heat exchanger* adalah:

$$R_{tot} = R_i + R_{dinding} + R_o$$

$$R_{tot} = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{Cengel, 2003:672}) \quad (2-15)$$



Gambar 2.14 Jaringan thermal dan analogi listrik pada *heat exchanger*  
Sumber : Cengel (2003:671)

Laju perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas menyeluruh memenuhi persamaan dibawah ini,

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_m}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (\text{Cengel, 2003:272}) \quad (2-16)$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_m}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Holman, 1986:482}) \quad (2-17)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh bisa didasarkan atas luas dalam maupun luas luar tabung, dimana subskrip *i* dan *o* menunjukkan diameter dalam dan diameter luar tabung dalam (*inner tube*)

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad (2-18)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{A_i}{A_o h_o}} \quad (\text{Holman, 1986:482}) \quad (2-18)$$

Dengan :

- $\dot{Q}$  = laju perpindahan panas (W)
- $\Delta T_m$  = beda temperatur rata-rata fluida ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $D$  = diameter pipa dalam (m)
- $A$  = luas permukaan pipa dalam ( $\text{m}^2$ )
- $h$  = koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )
- $k$  = konduktivitas thermal material pipa ( $\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ )
- $U$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )

### 2.6.2 Log mean temperature difference (LMTD)

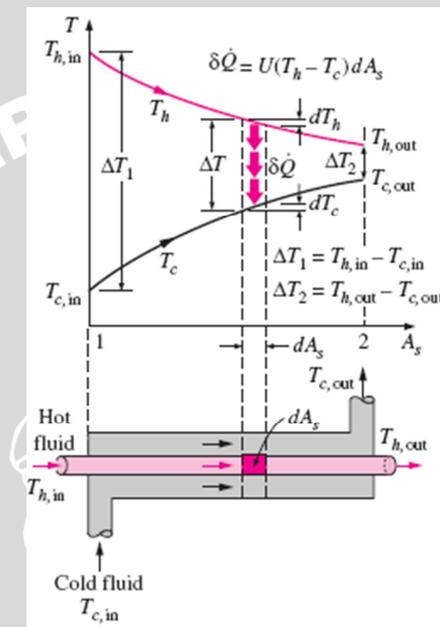
Beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama, dan perlu ditentukan nilai rata-rata dari  $\Delta T_m$  yang digunakan pada persamaan-persamaan diatas. Gambar 2.15 merupakan profil temperatur *heat exchanger* aliran searah. Panas yang dipindahkan melalui unsur luas  $dA$  dapat dituliskan sebagai

$$d\dot{Q} = - \dot{m}_h c_h dT_h = \dot{m}_c c_c dT_c \quad (2-19)$$

dimana subskrip  $h$  dan  $c$  masing-masing menandai fluida panas dan dingin. Nilai negatif pada persamaan diatas menandai fluida tersebut memberikan energinya ke fluida lain yang bertemperatur lebih rendah.

Persamaan laju perpindahan panas dapat pula dinyatakan sebagai

$$d\dot{Q} = U (T_h - T_c) dA \quad (2-20)$$



Gambar 2.15 Profil temperatur pada *heat exchanger* aliran searah  
Sumber: Cengel (2003:681)

dari persamaan (2-20)

$$dT_h = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_h c_h}$$

$$dT_c = \frac{-d\dot{Q}}{\dot{m}_c c_c}$$

(2-21)

dimana  $\dot{m}$  menunjukkan laju alir massa dan  $c$  adalah panas spesifik fluida, maka

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -d\dot{Q} \left( \frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right) \quad (2-22)$$

jika persamaan (2-21) disubstitusikan, maka

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left( \frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c} \right) dA \quad (2-23)$$

Integrasi dari persamaan diatas menghasilkan

$$\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}}\right) = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_h c_h} + \frac{1}{\dot{m}_c c_c}\right) \quad (2-24)$$

persamaan (2-20) dapat dinyatakan dalam bentuk perpindahan panas total dan beda suhu menyeluruh antara fluida panas dan fluida dingin. Jika persamaan tersebut disubstitusikan ke persamaan (2-25) maka memberikan

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c1}) / (T_{h1} - T_{c1})]}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c1}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (\text{Holman, 1986:491}) \quad (2-25)$$

## 2.7 Pressure Drop

Energi yang dimiliki oleh suatu fluida yang mengalir terdiri dari energi dalam dan energi-energi akibat tekanan, kecepatan, dan kedudukan. Persamaan Bernoulli untuk fluida ideal menyatakan tentang hukum kekekalan energi pada fluida berupa energi tekanan, kecepatan, dan elevasi pada fluida di setiap posisi yang ditinjau dari suatu aliran adalah sama besarnya. Persamaan ini dapat ditulis sebagai,

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{konstan} \quad (\text{Church, 1993:10}) \quad (2-26)$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (2-27)$$

Apabila persamaan (2-27) dibagi dengan percepatan gravitasi ( $g$ ), maka persamaan tersebut akan menunjukkan energi fluida tiap satuan berat dari fluida tersebut atau sering disebut dengan *Head*. Sehingga persamaan tersebut akan menjadi

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = \text{Total Head } (H) = \text{konstan} \quad (\text{Church, 1993:10}) \quad (2-28)$$

Dengan :

$P$  = tekanan statis fluida ( $\text{N/m}^2$ )

$V$  = kecepatan aliran fluida ( $\text{m/s}$ )

$\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{Kg/m}^3$ )

$g$  = percepatan gravitasi ( $\text{m/s}^2$ )

$z$  = elevasi fluida ( $\text{m}$ )

Pada aliran fluida dalam pipa, terdapat kerugian *head* di setiap pipa, walau sehalus apapun permukaan pipa tersebut. Hal ini merupakan akibat dari kondisi tanpa slip yang mensyaratkan fluida apapun tetap menempel pada permukaan padat manapun yang dilewati aliran. Kerugian *head* ini menyebabkan penurunan tekanan yang

mengakibatkan kerja daya pompa yang diperlukan semakin lebih besar. Kerugian aliran dibagi menjadi dua yaitu kerugian *major* dan kerugian *minor*. Kerugian *major* disebabkan karena adanya faktor gesekan permukaan yang dimiliki pipa sepanjang aliran dan memenuhi persamaan sebagai berikut,

$$\Delta P = f \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{Munson, 2002:43}) \quad (2-29)$$

Sedangkan kerugian *minor* disebabkan karena instalasi pipa yang terdiri dari katup, belokan, sambungan T, dan sejenisnya. Kerugian *minor* memenuhi persamaan sebagai berikut,

$$\Delta P = K \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (\text{Munson, 2002:49}) \quad (2-30)$$

Dengan :

$\Delta P$  = Penurunan tekanan ( $\text{N/m}^2$ )

$f$  = faktor gesekan

$D$  = diameter pipa (m)

$V$  = kecepatan aliran fluida (m/s)

$l$  = panjang pipa (m)

$\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{Kg/m}^3$ )

$K$  = koefisien kerugian

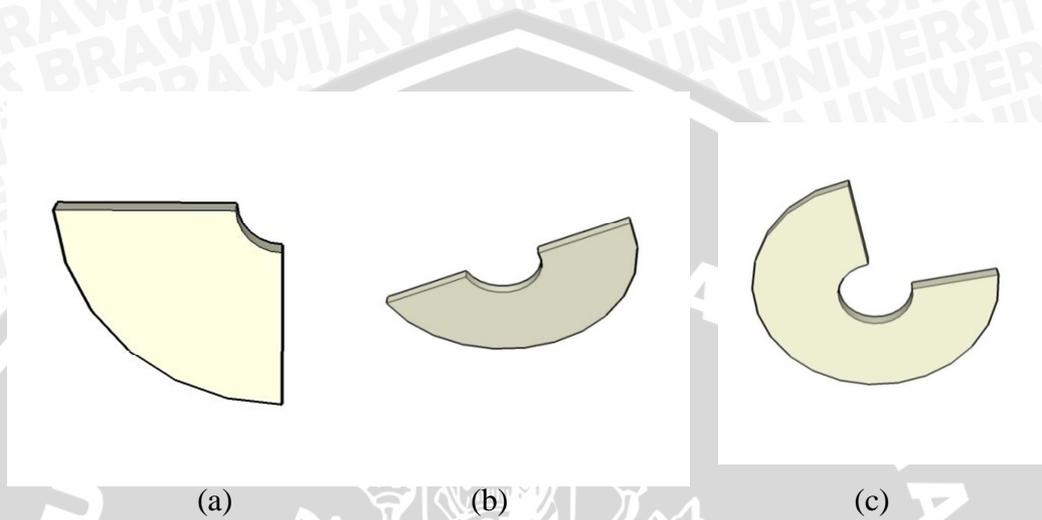
## 2.8 Turbulator

*Turbulator* merupakan alat atau penghalang yang berfungsi untuk meningkatkan turbulensi pada suatu aliran. Dengan adanya peningkatan *turbulensi* tersebut maka akan meningkatkan luasan kontak antara fluida bertemperatur tinggi ke fluida bertemperatur rendah sehingga akan meningkatkan laju transfer energi dan massa antara fluida air panas dan air dingin.

*Turbulator* yang dipasang sebagai pengacau aliran fluida, juga akan dapat berfungsi sebagai pengarah aliran fluida dingin. Bentuknya yang tipis dan memiliki luasan, akan menciptakan aliran sekunder untuk memaksimalkan transfer energi dan massa yang berlangsung. Menurut *Heat Exchanger Design Handbook* ( KUPPAN) Jumlah *turbulator* yang digunakan dalam suatu *heat exchanger* adalah perbandingan dari panjang *heat exchanger* (LH) dan jarak antar *turbulator* (LB), hal ini dapat dinyatakan sebagai berikut

$$N = \frac{LH}{L_B} - 1 \quad (\text{Kuppan,2000:229}) \quad (2-23)$$

Sedangkan jarak antar turbulator menurut Perry yaitu  $1/5D_s$  sampai dengan  $74D_0^{0.75}$  (in)Ds.



Gambar 2.14 Profil *turbulator* yang akan digunakan. (a) *Turbulator*  $1/4$  lingkaran ; (b) *Turbulator*  $1/2$  lingkaran ; dan (c) *Turbulator*  $3/4$  lingkaran.

## 2.9 Hipotesis

Semakin besar luasan *turbulator* maka akan lebih menimbulkan turbulensi yang mengakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) yang kemudian mempengaruhi peningkatan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan laju perpindahan kalor serta penurunan tekanan juga akan bertambah