

## BAB II

### TINJAUAN UMUM ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL & TUBE

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) sudah merupakan salah satu alat yang umum digunakan berbagai industri. Pemakaian alat penukar kalor dapat dilihat pada beberapa industri umumnya seperti; industri plastik, kertas, CPO, tekstil, makanan & minuman, elektronika bahkan industri kapal juga memakai *heat exchanger* sebagai mesin bantu di dalam pengoperasian kapal. Dalam bab ini akan dibahas lebih dalam mengenai alat penukar kalor tipe *shell & tube* (*Shell & Tube Heat Exchanger* [STHE]) berdasarkan sumber-sumber kepustakaan yang tersedia.

#### Shell & tube heat exchanger

Alat penukar kalor jenis ini merupakan salah satu *heat exchanger* yang sangat populer di industri manapun. Dapat dikatakan bahwa STHE memiliki suatu keunikan tersendiri dalam memikat suatu industri di pangsa pasar *heat exchanger*. Tentu masih banyak jenis penukar kalor lainnya yang juga umum digunakan di industri. Namun pada bab ini akan ditelusuri lebih dalam lagi mengenai STHE dalam detail konstruksinya berikut dengan metode perhitungan desain.

#### 2.1.1 Komponen utama

Komponen utama dari STHE adalah:

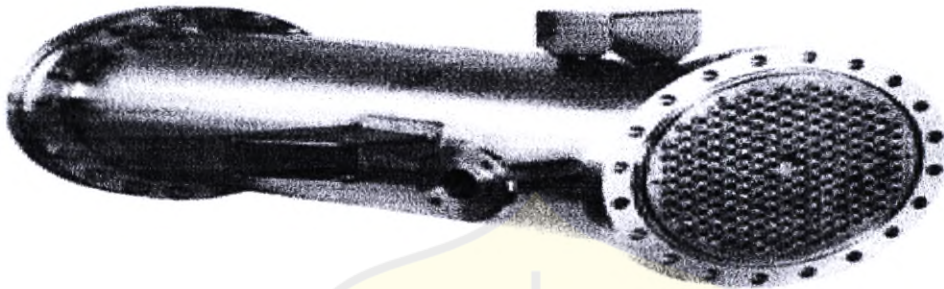
1. *Shell*
2. *Tube*
3. *Tube Sheet*
4. *Baffle*
5. *Front and Rear Head*
6. *Nozzle*
7. *Expansion Joint*

Berikut keterangan dari bagian-bagian komponen utama STHE:

#### A. Shell

Shell adalah suatu pipa yang terbuat dari baja atau bahan logam lainnya yang mempunyai diameter sampai dengan 12 in. *Shell* yang mempunyai diameter lebih dari 24 in biasanya menggunakan plat baja yang kemudian dirol. Standar ketebalan dari *shell* dengan diameter dalam 12 sampai 24 in biasanya adalah 3/8 in. Ketebalan

ini cukup baik untuk tekanan kerja sampai dengan 300 psi. *Shell* dilengkapi dengan *tube sheet* dan *nozzle* atau jalur keluar masuk fluida (Gb.1).



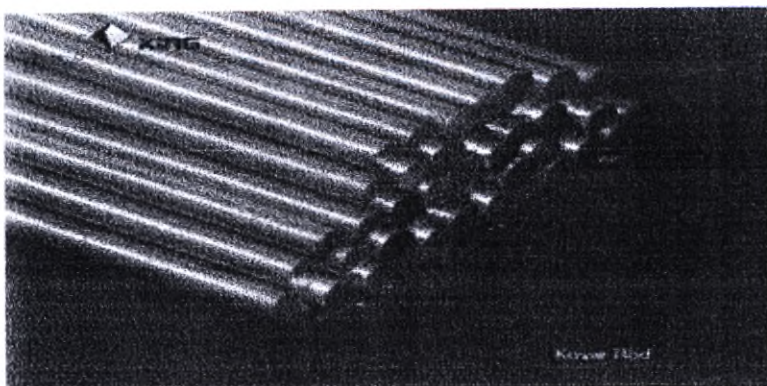
Gb. 2. *Shell* dari *heat exchanger*

### B. *Tube*

*Tube* adalah suatu *material circular cross section* yang dibuat khusus untuk pemakaian *heat exchanger*. Proses perpindahan panas pada penukar kalor sebenarnya terjadi di sepanjang permukaan tube yang terpasang. Oleh sebab itu seleksi dari variabel geometrik tube itu sendiri harus diperhatikan sehingga performansi dari HE tersebut dapat dimaksimalkan. Pemilihan tube yang diinginkan juga harus berdasarkan pada hal-hal sebagai berikut:

- Tekanan dan temperatur pada sisi luar dan dalam
- *Thermal stress*
- Fenomena korosi akibat fluida yang mengalir pada sisi luar dan dalam

Material dari *heat exchanger tube* pun sangat bervariasi mulai dari *steel*, *copper*, *admiralty*, *munzt metal*, *copper nickel*, *aluminium bronze* sampai *stainless steel*.

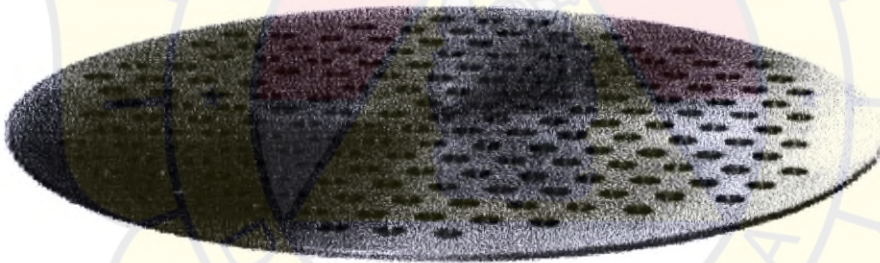


Gb.3. *Tubes*

Kumpulan dari tube-tube yang tergabung menjadi satu kesatuan sering juga disebut sebagai *tube bundle*.

### C. Tube sheet

*Tube sheet* (Gb. 3) adalah salah satu komponen penting dalam STHE karena tube sheet merupakan pembatas atau *barrier* antara kedua fluida pada sisi *shell* dengan sisi tube. Secara definisi *tube sheet* adalah plat *circular* yang terdapat lubang-lubang yang tersusun rapih dengan diameter tertentu. Lubang-lubang tersebut dibuat dengan suatu pola/*pattern* agar penempatan tube-tube pada tube sheet sesuai dengan konstruksi desain yang diinginkan. Pada suatu *Shell & Tube Heat Exchanger* biasanya terdapat dua *tube sheet* yang menjadi penopang pada bagian ujung HE. Kuantitas dari *tube sheet* dalam suatu HE tergantung dari jenis *heat exchanger* itu sendiri.



Gb. 4. *Tube sheet* dengan lubang-lubang yang membentuk pola tertentu

### D. Baffle

*Baffle* merupakan sebuah plat yang pada konstruksinya terdapat lubang-lubang dengan pola yang sama dengan lubang-lubang yang terdapat pada tube sheet. Diameter lubang tersebut adalah sebesar diameter tube ditambah dengan toleransi yang cukup. Seperti halnya tube sheet, *baffle* ini juga berguna sebagai penunjang atau penopang *tube-tube* sepanjang *tube-tube* itu melintang. Besarnya kuantitas *baffle* yang diperlukan pada suatu HE tergantung dari panjang tube-tube yang terpasang serta perhitungan desain dari konstruksi HE tersebut. Fungsi lainnya dari *baffle* ialah mengatur aliran fluida yang mengalir dalam shell.

Dalam hal ini, setidaknya terdapat 3 jenis *baffle* yang lazim digunakan, yaitu:

1. *Segmental Baffle*
2. *Disc and Doughnut Baffle*
3. *Orifice Baffle*

Aliran fluida yang diinginkan yang mengalir pada *shell* adalah aliran turbulensi. Turbulensi pada fluida menyebabkan efektifitas suatu perpindahan panas meningkat. Namun maksud dari berbagai jenis macam *baffle* yang ada adalah untuk menjaga dimana aliran fluida tersebut selalu dalam tingkat turbulensi tinggi.

#### E. *Front dan rear head*

Kedua komponen ini adalah sebuah penutup pada kedua sisi heat exchanger. Penutup ini sering juga disebut sebagai *head cover*. Pada head cover terdapat sekat-sekat yang berfungsi sebagai pengatur jalan bagi fluida yang mengalir di dalam *tube*.

#### F. *Nozzle*

*Nozzle* berfungsi sebagai pintu aliran masuk atau keluar bagi fluida yang mengalir dalam suatu *heat exchanger*. Pada sisi shell terdapat dua *nozzle* yaitu sebagai pintu aliran masuk dan pintu aliran keluar fluida yang mengalir di dalamnya. Begitu juga pada *front* atau *rear cover* terdapat dua *nozzle* yang mengijjinkan fluida mengalir masuk dan keluar dari sisi *tube*.

#### G. *Expansion joint*

Penggunaan *expansion joint* juga merupakan salah satu komponen utama dalam pembuatan HE yang disesuaikan dengan desain dan kondisi. Komponen ini berfungsi memberikan toleransi stress akibat kemungkinan pemuaian *shell* yang berlebihan.

Semua komponen dari HE mempunyai tujuannya masing-masing agar heat exchanger dapat bekerja dengan baik. Namun pemilihan konstruksi HE yang sederhana akan memberikan kemudahan dalam perawatan dan pengoperasian.

### 2.1.2 Parameter utama dalam perencanaan

Beberapa parameter penting yang perlu diketahui dalam perencanaan suatu konstruksi *heat exchanger* adalah:

#### A. Tube diameter

Besarnya diameter *tube* menentukan besarnya koefisien perpindahan panas yang akan terjadi pada pengoperasian HE. Semakin kecil diameter tube yang berada di dalam HE, akan semakin besar pula kuantitas pertukaran panas yang terjadi.

Namun diameter tube yang dipilih harus berdasarkan pertimbangan beberapa hal, antara lain:

- Kalkulasi desain yang mantap
- Kemudahan dalam perawatan tube

#### B. Tube wall thickness

Ketebalan dari suatu *tube* biasanya diukur dengan satuan *BWG* (*Birmingham Wire Gage*). Satuan ukuran ini sudah menjadi standard internasional. Ketebalan dinding tube itu sendiri ditentukan berdasarkan pertimbangan; tekanan kerja, fenomena penumpukan mineral pada tube (*scaling*), kemudahan perawatan, fenomena abrasif serta keausan akibat getaran yang kontinu.

#### C. Tube length

Panjang tube dari suatu desain HE ditentukan dari kalkulasi perpindahan panas yang dibutuhkan serta kemudahan dalam perawatan. Selain itu panjang *tube* juga disesuaikan dengan lokasi instalasi yang tersedia di lapangan. Dengan kata lain panjang *tube* akan menentukan besarnya area lokasi yang dibutuhkan dalam sebuah instalasi *heat exchanger*.

#### D. Number of tubes

Jumlah dari *tubes* tergantung pada laju aliran fluida dan *pressure drop* yang ditentukan. Limit atas dan limit bawah dari laju aliran fluida haruslah diperhatikan untuk mencegah terjadinya *scaling* dan erosi yang berlebih pada saat HE beroperasi.

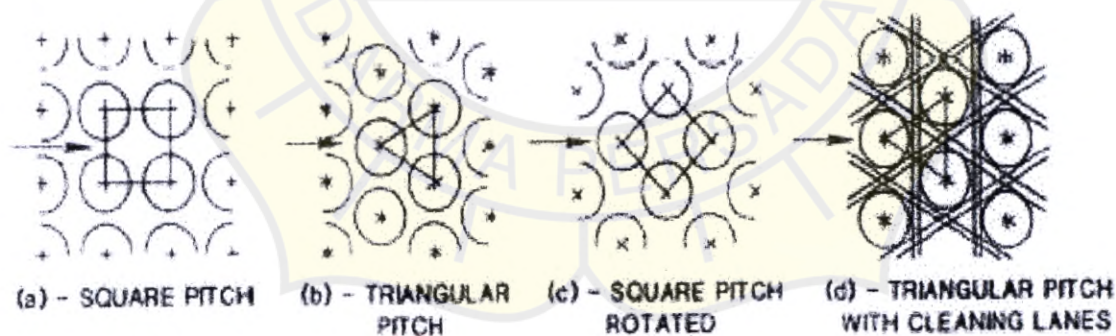
Namun secara termodinamika semakin banyak *tube* yang terpasang dalam HE, akan semakin besar pula proses perpindahan panas yang terjadi. Dapat diartikan bahwa banyaknya *tube* yang dipasang mempengaruhi besarnya luas area perpindahan panas yang tersedia pada setiap dinding permukaan *tube*.

### E. Tube pitch

Tube pitch adalah suatu jarak antara tube satu dengan tube lainnya. Dengan kata lain ialah suatu ukuran jarak dari pola/pattern susunan tube yang terpasang dalam HE.

### F. Tube bundle pattern atau tube layout

Ini merupakan susunan dari *tube-tube* yang tersusun rapih sehingga membentuk pola unik yang dapat terlihat pada lubang-lubang tube sheet. Susunan *tube layout* didesain agar semakin banyak jumlah *tube* yang dapat diinstal ke dalam *shell* sehingga mendapatkan *heat transfer area* yang maksimal. Pola *tube layout* tersebut dapat dibagi menjadi empat jenis, yaitu; *Square Pitch*, *Triangular Pitch*, *Square Pitch Rotated*, *Triangular Pitch with cleaning lanes*.



Gb. 5. Empat macam tube layout yang lazim digunakan pada STHE

### G. Baffle spacing atau baffle pitch

*Baffle pitch* adalah jarak antara *baffle* yang satu dengan lainnya. Besarnya *baffle pitch* akan menentukan tingkat turbulensi aliran fluida yang mengalir dalam *shell*. Jarak *baffle pitch* tidak lebih panjang dari besarnya diameter dalam *shell* atau mendekati 1/5 dari total panjang keseluruhan *shell*.

## H. Number of passes

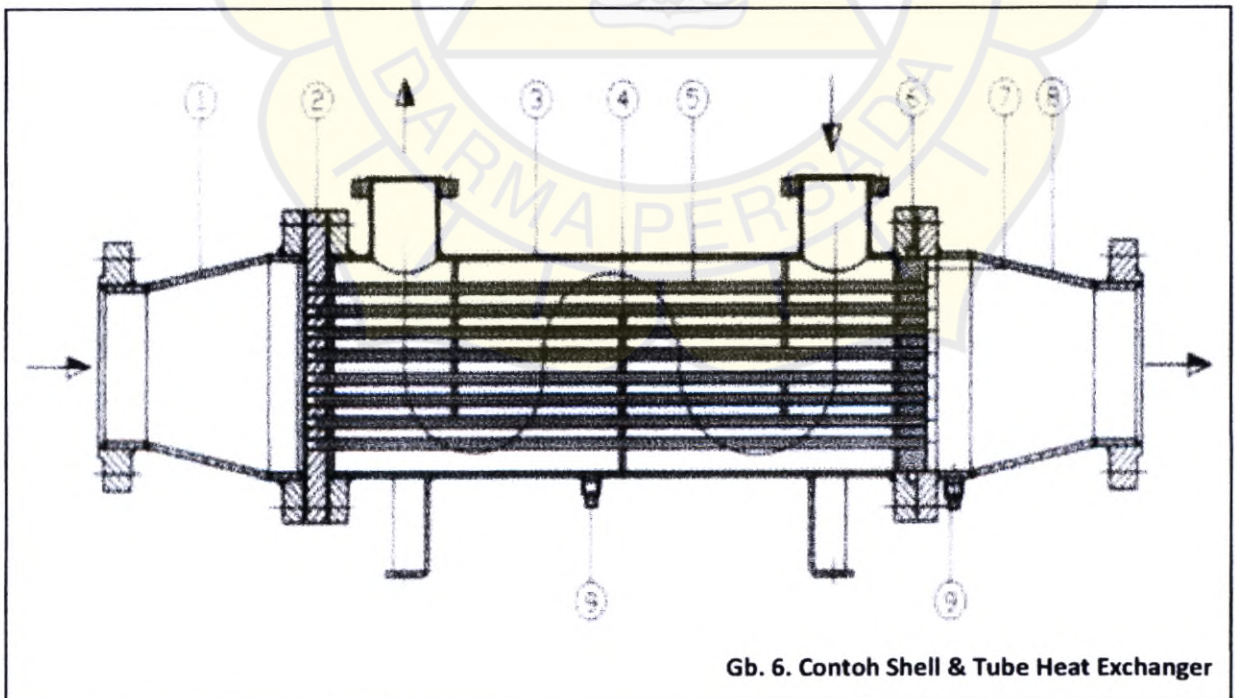
*Passes* dapat diartikan sebagai suatu alur aliran dari suatu fluida. Jumlah *passes* aliran fluida pada *shell* maupun pada sisi *tube* tergantung dari desain HE itu sendiri. Pada umumnya *passes* pada sisi *tube* dapat berjumlah 1, 2, 4, 6 dan seterusnya. Ini dimaksudkan agar perpindahan panas dapat berlangsung dengan sempurna dan seefisien mungkin.

## I. Shell diameter

Diameter *shell* akan menentukan semua besaran-besaran pokok yang telah ditentukan. Karena itu besarnya diameter *shell* harus menyesuaikan dengan besarnya *tube bundle* (keseluruhan tube yang tersusun) yang didesain.

Berikut adalah contoh gambar dari Shell & Tube Heat Exchanger berikut keterangannya:

- |               |                |                 |
|---------------|----------------|-----------------|
| 1. Front Head | 4. Baffle      | 7. Tube Sheet   |
| 2. Tube Sheet | 5. Tube        | 8. Rear Head    |
| 3. Shell      | 6. O ring seal | 9. Drain socket |



Gb. 6. Contoh Shell & Tube Heat Exchanger

## Metode perhitungan *shell & tube heat exchanger*

Dalam merencanakan suatu perhitungan desain heat exchanger, ada beberapa hal penting yang harus diperhatikan yaitu:

1. Spesifikasi desain/proses
2. Desain *Thermohydraulic*
3. Desain mekanikal
4. Vibrasi akibat aliran fluida
5. Biaya dan faktor fabrikasi

Beberapa hal diatas menjadi tergantung satu sama lain dan tidak dapat dipisahkan dalam merencanakan suatu heat exchanger yang optimal. Namun dalam bab ini materi akan dilimitasi hanya pada item 1 dan 2.

### 2.2.1 Spesifikasi desain/proses

Spesifikasi desain merupakan data-data penting yang dibutuhkan dalam perencanaan dan masukan penting dalam mengoptimalkan pendesainan untuk aplikasi tertentu. Spesifikasi desain ini mencakup:

- *Problem specification*
- Tipe konstruksi *heat exchanger*
- *Flow arrangement*
- Pemilihan material
- Limitasi dalam desain (bila ada)

### 2.2.2 Desain *thermohydraulic*

Desain ini mencakup beberapa faktor yang berhubungan dengan terjadinya fenomena aliran panas, baik pada fluida yang mengalir di sisi *shell* maupun sisi *tube*. Beberapa faktor yang diperhatikan adalah;

#### A. Konduktansi thermal

Observasi dilakukan pada suatu sistem yang berhubungan dengan *heat flow* (perpindahan panas), ditemukan bahwa besarnya aliran panas tersebut proporsional



dengan potensi penggerak (*driving potential*) dan berbanding terbalik dengan *resistance* / hambatan yang terdapat dalam sistem, atau

$$\text{Aliran panas} \propto \frac{\text{potensi}}{\text{hambatan}} \dots\dots\dots(1)$$

Pada fenomena aliran panas melalui suatu media dinding, alirannya dipengaruhi oleh perbedaan temperatur antara sisi dinding yang panas dan sisi dinding dingin (*hot and cold faces*). Sehingga pada persamaan (1) ketika kedua sisi pada dinding mempunyai temperatur yang berbeda maka terjadilah adanya aliran panas dan hambatannya. Konduktansi adalah kebalikan dari hambatan pada fenomena aliran panas maka persamaan (1) dapat diganti dengan:

$$\text{Aliran panas} \propto \text{Konduktansi} \times \text{Potensi penggerak} \dots\dots\dots(2)$$

Dalam hal ini potensi penggerak ialah perbedaan temperatur antara kedua sisi dinding, notasi  $\Delta t$ . Ketika konduktansi ditemukan pada material dengan ketebalan 1 ft dengan luas area aliran panas 1 ft<sup>2</sup>, unit waktu 1 jam, dan perbedaan temperatur 1 °F, maka konduktansi itu dapat disebut dengan thermal konduktivitas k. Hubungan antara konduktivitas thermal dan konduktansi dari keseluruhan dinding dengan ketebalan L dan luas area A maka dapat dirumuskan menjadi

$$\text{Konduktansi} = k \frac{A}{L} \dots\dots\dots(3)$$

Sehingga rumus aliran panas secara konduksi menjadi

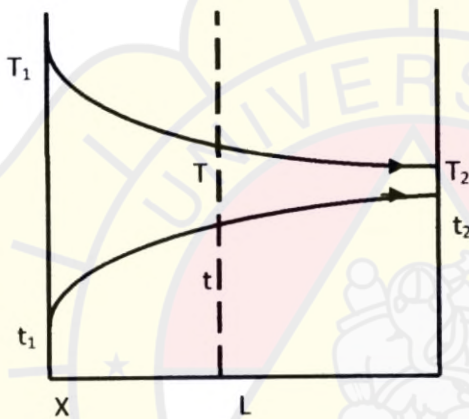
$$Q = k \frac{A}{L} \Delta t \dots\dots\dots(4) \quad [\text{dimensi k: Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})/(\text{ft})]$$

## B. Perbedaan temperatur

Perbedaan temperatur merupakan pendorong (*driving force*) atau sebab utama berpindahnya kalor dari satu sumber ke sumber lainnya (*source to receiver*). Untuk mengetahui besarnya temperatur rata-rata dari dinding suatu pipa penukar kalor tidaklah mungkin. Ini disebabkan karena temperatur pada dinding pipa tidak konstan di setiap panjang permukaannya. Pada suatu eksperimen hanya temperatur masuk dan keluar dari suatu pipa saja yang dapat diketahui temperaturnya. Temperatur masuk dan keluar dari pipa sering juga disebut sebagai *process temperatures*.

Untuk menentukan besarnya perbedaan temperatur sepanjang suatu pipa penukar kalor, maka diperkenalkan metode *Log Mean Temperature Difference* atau LMTD. LMTD adalah perbedaan temperatur antara *higher temperature* pada kedua fluida dikurangi dengan perbedaan temperature antara *lower temperature* kedua fluida dibagi dengan natural logaritma dari perbandingan kedua perbedaan temperature tersebut.

Ketika kedua fluida tersebut mengalir searah satu dengan lainnya maka aliran tersebut disebut *parallel flow*. Aliran ini memiliki karakteristik temperatur yang dapat diperlihatkan dalam gambar berikut;

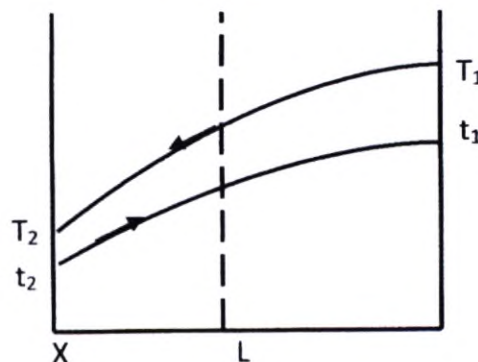


Gb. 7. Parallel flow

LMTD dengan arah aliran parallel memiliki persamaan:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)} \right]} \dots\dots\dots(5)$$

Sedangkan ketika kedua fluida tersebut mengalir berlawanan arah satu dengan lainnya maka aliran tersebut merupakan aliran *counterflow*. Dimana aliran ini memiliki karakteristik temperatur sepanjang pipa penukar kalor sebagai berikut;



Gb. 8. Counterflow

dengan persamaan,

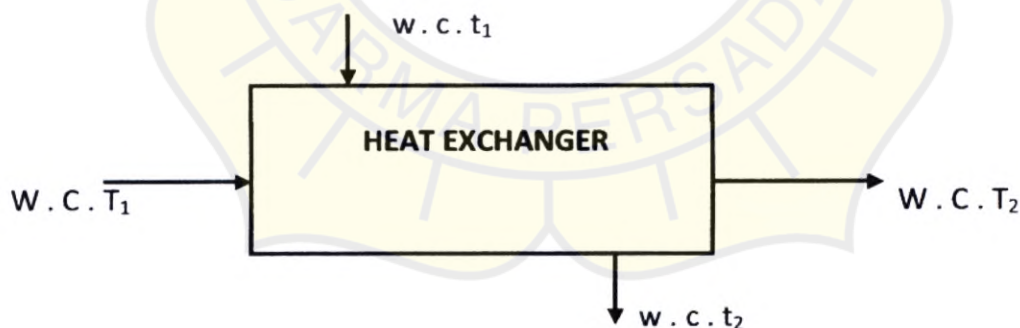
$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[ \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \dots\dots\dots(6)$$

Karakteristik dan persamaan aliran *counterflow* diatas diambil berdasarkan beberapa asumsi yaitu;

1. *Overall coefficient* dari heat transfer U harus konstan sepanjang aliran pipa tersebut.
2. Aliran harus dalam kondisi *steady state* (aliran fluida konstan).
3. *Specific heat* harus konstan sepanjang aliran pipa.
4. Tidak ada pergantian fase pada fluida sepanjang pipa.
5. *Heat loss* diabaikan

**C. Kesetimbangan panas (*heat balance*)**

Dalam proses perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*, terjadi proses pemindahan energi panas dari fluida panas ke fluida dingin. Besarnya panas yang diserap tergantung pada temperatur dan laju aliran kalor antara kedua fluida tersebut. Bentuk dari hubungan kesetimbangan energi ini dapat dinyatakan dalam:



Gb. 9. Heat Balance pada Heat Exchanger

Dari gambar diatas didapat hubungan:

Panas yang dilepas (Q)	=	Panas yang diserap (q)
$W . C . T_1 - W . C . T_2$	=	$w . c . t_2 - w . c . t_1$
$W . C . (T_1 - T_2)$	=	$w . c . (t_2 - t_1)$

dimana,

- W: Laju aliran massa fluida yang didinginkan (lb/hr)
- C: *Specific heat* pada fluida panas (Btu/lb°F)
- T<sub>1</sub>: Temperatur fluida panas yang didinginkan pada sisi masuk (°F)
- T<sub>2</sub>: Temperatur fluida panas yang didinginkan pada sisi keluar (°F)
- w: Laju aliran massa fluida pendingin (lb/hr)
- c : *Specific heat* pada fluida pendingin (Btu/lb°F)
- t<sub>1</sub>: Temperatur fluida pendingin pada sisi masuk (°F)
- t<sub>2</sub>: Temperatur fluida pendingin pada sisi keluar (°F)

#### D. Overall coefficient of heat transfer (U)

Pada suatu pipa penukar kalor / *concentric pipes* dimana dinding inner pipe diasumsikan sangat tipis, terdapat tiga buah tahanan atau resistansi yaitu *fluid film resistance* pada kedua sisi dinding pipa dan *pipe-wall resistance* itu sendiri. Sehingga resistansi keseluruhan menjadi

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \dots\dots\dots (7)$$

dimana,

- $\Sigma R$  : Overall resistance
- $h_i$  : Fluid film coefficient pada sisi dinding dalam
- $h_o$  : Fluid film coefficient pada sisi dinding luar.

Harga  $\Sigma R$  dapat disubstitusikan menjadi 1/U dimana U disebut juga sebagai *overall coefficient of heat transfer*. Pada kenyataannya pipa mempunyai luas area yang berbeda pada sisi dalam dan sisi luarnya, sehingga  $h_i$  dan  $h_o$  harus disamakan *heat flow* areanya. Jika tidak maka  $h_i$  dan  $h_o$  tidak akan sejajar dalam ukuran per unit length. Apabila luas permukaan area luar dari *inner pipe* A yang digunakan, maka  $h_i$  harus dikalikan dengan  $A_i/A$  sehingga harga  $h_i$  seolah-olah dihitung dengan luas permukaan yang lebih luas yaitu A daripada  $A_i$ . Pada pipa yang mempunyai dinding yang lebih tebal (*thick-wall pipe*) maka persamaan (7) menjadi;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i(A_i/A)} + \frac{2.3D_o}{2k} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$= \frac{1}{h_i(D_i/D_o)} + \frac{2.3D_o}{2k} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \dots\dots\dots(8)$$

- Ket     $A_i$     : Luas area permukaan dinding dalam inner pipe (sq.ft)  
           $A$         : Luas area permukaan dinding luar inner pipe (sq.ft)  
           $D_o$     : Diameter dinding luar inner pipe (ft)  
           $D_i$     : Diameter dinding dalam inner pipe (ft)  
           $k$         : Thermal Konduktivitas (Btu/(hr)(ft<sup>2</sup>)(°F/ft)

Sedangkan hubungan antara koefisien panas menyeluruh dengan hukum fourier menjadi;

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \dots\dots\dots(9)$$

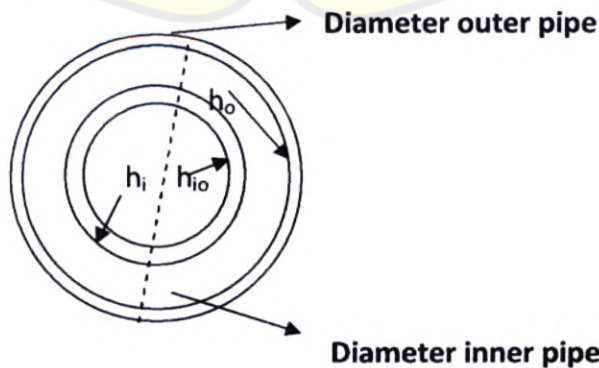
Namun dalam perhitungan koefisien menyeluruh heat transfer, perbedaan temperatur pada metal pipa diabaikan atau dianggap bahwa temperatur keseluruhan dinding sama besarnya dengan temperatur permukaan luar dari dinding pipa. Sehingga ketika *pipe wall resistance* diabaikan maka rumus perhitungan U menjadi,

$$U = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \dots\dots\dots(10)$$

dimana,

$h_{io}$ : Koefisien film dalam pipa dengan harga  $h_{io} = 1/R_{io} = h_i \times (ID/OD)$   
 atau  $h_{io} = h_i \times (A_i/A)$

$h_o$ : koefisien film pada dinding sisi luar



Gb. 10. Gambar pipa penukar kalor berikut dengan keterangannya

**E. Film coefficient pada tube**

Menurut Sieder dan Tate, persamaan yang digunakan untuk mengidentifikasi *film coefficient* dalam pipa dan *tube* khususnya, dengan berbagai percobaan atau data dari beberapa fluida baik untuk keperluan *heating* maupun *cooling* adalah

- Untuk aliran laminar.

$$\frac{h_i D}{k} = 1.86 \left[ \left( \frac{DG}{\mu} \right) \left( \frac{c\mu}{k} \right) \left( \frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(11)$$

- Aliran turbulen

$$\frac{h_i D}{k} = 0.027 \left( \frac{DG}{\mu} \right)^{0.8} \left( \frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0.14} \dots\dots\dots(12)$$

**F. Fouling factor**

*Fouling factor* atau faktor pengotoran ini harus diperhatikan dalam suatu perencanaan. Ini disebabkan karena *fouling factor* mempengaruhi besarnya koefisien heat transfer menyeluruh. Setelah pemakaian berjangka pada *heat exchanger*, permukaan dinding pipa penukar kalor mungkin dilapisi dengan berbagai endapan yang biasanya didapatkan karena larutan yang berada dalam fluida tersebut. Penyebab lain adalah korosi sebagai akibat dari interaksi antara fluida dengan material yang digunakan pada konstruksi pipa penukar kalor tersebut.

Karena kedua alasan diatas, lapisan tersebut menyebabkan tambahan hambatan terhadap aliran perpindahan panas. Pengaruh menyeluruh inilah yang dikatakan sebagai *fouling factor* atau resistansi pengotoran. Faktor pengotoran didapatkan dari percobaan dimana dengan menentukan koefisien menyeluruh U pada kondisi bersih dan kondisi kotor pada suatu *heat exchanger*.

*Fouling factor* didefinisikan sebagai:

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \dots\dots\dots(13)$$

$$R_d = R_{di} + R_{do} \dots\dots\dots(14)$$

dimana,

- $R_d$  : *Fouling factor* keseluruhan
- $U_C$  : *Clean overall coefficient*
- $U_D$  : *Design/Dirty overall coefficient*

$R_{di}$  : Fouling factor pada inner pipe sisi bagian dalam

$R_{do}$  : Fouling factor pada inner pipe sisi bagian luar

Clean overall coefficient seperti telah dibahas sebelumnya mempunyai persamaan:

$$\frac{1}{U} = R_{io} + R_o = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \quad \dots\dots\dots(15) \text{ atau,}$$

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad \dots\dots\dots(16)$$

**G. Perhitungan shell-side**

**1) Shell side film coefficient**

Film coefficient pada shell side merupakan koefisien  $h_o$  yang mempunyai tahanan heat transfer yang agak kompleks oleh karena konstruksi dalam shell itu sendiri. Oleh karena itu diperlukan rumusan tambahan agar tercapainya penghitungan nilai  $h_o$ .

Korelasi antara aliran laminar dan turbulen;

$$j_H = \left(\frac{hD}{k}\right) \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{in}}\right)^{-0.14} \quad \dots\dots\dots(17)$$

Untuk harga Re antara 2.000 s/d 1.000.000 maka persamaannya menjadi

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu}\right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{in}}\right)^{0.14} \quad \dots\dots\dots(18)$$

**2) Shell side mass velocity**

Dinding shell atau daerah lapisan aliran silang ( $a_s$ ) persamaannya adalah

$$a_s = \frac{ID \times C' B}{P_T \times 144} \quad (\text{ft}^2) \quad \dots\dots\dots(19)$$

dan untuk mass velocity adalah

$$G_s = \frac{W}{a_s} \quad [\text{lb}/(\text{hr})(\text{ft}^2)] \quad \dots\dots\dots(20)$$

**3) Shell side equivalent diameter**

Untuk menghitung shell side equivalent diameter pada tube layout square pitch, persamaannya adalah

$$d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} \quad (\text{in}) \quad \dots\dots\dots(21)$$

dan untuk *tube layout triangular pitch*, perumusannya adalah

$$d_e = \frac{4 \times (1/2 P_T \times 0.86 P_T - 1/2 \pi d_o^2 / 4)}{1/2 \pi d_o} \quad (\text{in}) \quad \dots\dots(22)$$

**4) Shell side pressure drop**

Penurunan tekanan pada *shell* dari *heat exchanger* proporsional dengan jumlah lintasan setiap kali fluida dalam *shell* melewati *tube bundle* antara setiap *baffle*. Penurunan tekanan juga proporsional dengan jarak antara fluida melintasi *tube bundle* tersebut dengan kata lain jarak antar *baffle*. Apabila N adalah jumlah *baffle*, B adalah jarak antara *baffle* dan L adalah panjang dari *tube* (ft) maka jumlah lintasan fluida dalam *shell* menjadi

$$N + 1 = 12 \times L / B \quad \dots\dots\dots(23)$$

Persamaan *isothermal* dari penurunan tekanan fluida yang dipanaskan atau didinginkan dan termasuk *entrance* dan *exit losses* adalah

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{2 g \rho D_s \phi_s} = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi_s} \quad (\text{psi}) \quad \dots\dots\dots(24)$$

dimana

- $\Delta P_s$  : Shell side Pressure drop [psi]
- F : Friction factor [ft<sup>2</sup>/in<sup>2</sup>]
- G<sub>s</sub> : Mass velocity fluida pada sisi shell [lb/(hr)(ft<sup>2</sup>)]
- D<sub>s</sub> : Equivalent diameter for heat transfer and pressure drop [ft]
- N : Number of shell side baffle
- G : Gravitasi [ft/sec]
- ρ : Density [lb/ft<sup>3</sup>]
- φ<sub>s</sub> : Fluid viscosity ratio pada temp rata-rata dengan yang diukur pada temperatur dinding



**H. Perhitungan tube side**

**1) Tube side pressure drop**

Dalam keadaan *isothermal* rumus dasar dari *pressure drop* ialah

$$\Delta F = \frac{4fG^2L}{2g\rho^3D} \text{ [psi] .....(25)}$$

Namun semenjak *Sieder* dan *Tate* menyatakan bahwa terdapat *friction factor* pada fluida yang didinginkan atau dipanaskan sehingga persamaan tersebut dimodifikasi menjadi:

$$\Delta P_T = \frac{fG_t^2 Ln}{5.22 \times 10^{10} D_t S \phi_t} \text{ [psi] .....(26)}$$

[dimana subskrip t berlaku pada pada sisi *tube* dan L merupakan panjang *tube* serta n adalah jumlah keseluruhan *tube*]

Dalam konstruksi *heat exchanger* sering kali terdapat beberapa *pass* dari fluida yang terdapat dalam *tube*. Ketika fluida dalam *tube* tersebut berganti arah di dalam *cover* maka terdapat tambahan penurunan tekanan pada fenomena itu. Penurunan tekanan tambahan ini disebut sebagai  $\Delta P_T$ . Perumusan *additional pressure drop*  $\Delta P_T$  adalah sebagai berikut:

$$\Delta P_T = \frac{4n V^2}{s 2g'} \text{ [psi] .....(27)}$$

dimana:

- V : Velocity [fps]
- s : Spesifik gravitasi
- g' : Percepatan gravitasi [ft/sec<sup>2</sup>]

Sehingga dapat disimpulkan bahwa total *tube side pressure drop* menjadi

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_T \text{ [psi] .....(28)}$$

**2) Tube side mass velocity**

*Mass Velocity* dalam *tube* dihitung dengan persamaan

$$G_t = \frac{W}{a_t} \text{ [lb/(hr)(ft}^2\text{)] .....(29)}$$

dimana,

$W$  : Laju aliran massa di *tube* [lb/hr]

$a_t$  : Luas aliran keseluruhan *tube* [ft<sup>2</sup>]

dan total luas area permukaan *tube* adalah

$$a_t = \frac{N_t \times a'_t}{144n} \text{ [ft}^2\text{]} \dots\dots\dots(30)$$

dimana  $N_t$  adalah jumlah seluruh *tube* dan  $a'_t$  adalah luas aliran tiap *tube*.

