

BAB II
TINJAUAN SECARA UMUM PENUKAR KALOR
TYPE SHELL AND TUBE

2. 1. Alat Penukar Kalor Type Shell and Tube

Alat penukar kalor type *shell* dan *tube* terdiri dari sejumlah *tube* yang tertutup oleh sebuah *shell* pada bagian luarnya. Adapun prinsip kerja dari penukar kalor type *shell and tube* ini adalah suatu fluida dingin misalnya air laut mengalir dalam *tube-tube* dan fluida lainnya yaitu fluida panas misalnya oli, mengalir pada *shell* melintasi bagian-bagian luar dari *tube-tube*. Dengan perantara dinding-dinding *tube*, maka oli yang berada dibagian luar *tube* akan didinginkan oleh air laut yang mempunyai temperatur lebih rendah. Untuk mempertinggi penukar kalor ini, maka dipasang baffle sehingga alirannya lebih turbulen.

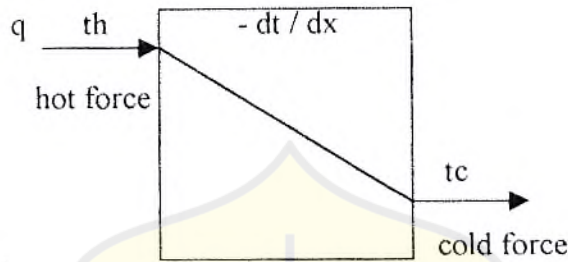
Penukar kalor didefinisikan sebagai berpindahnya energi dari suatu yang bertemperatur lebih tinggi ke daerah yang bertemperatur rendah. Pembahasan tentang aliran panas akan banyak melibatkan kombinasi dari berbagai hukum fisika. Pada dasarnya dikenal tiga bentuk aliran panas yaitu :

- Konduksi
- Konveksi
- Radiasi

2.1.1. Konduksi

Konduksi adalah proses penukar kalor dari daerah yang bertemperatur yang lebih rendah di dalam suatu medium (padat, cair, gas) atau diantara medium

yang saling bersentuhan satu sama lainnya, seperti ditunjukkan pada gambar 2.1. dibawah ini :



gambar 2.1. Aliran panas melalui dinding datar.

Besarnya laju aliran panas atau laju penukar kalor konduksi dapat ditulis dengan persamaan hukum J. Fourier (Ref. No.1, hal. 26) :

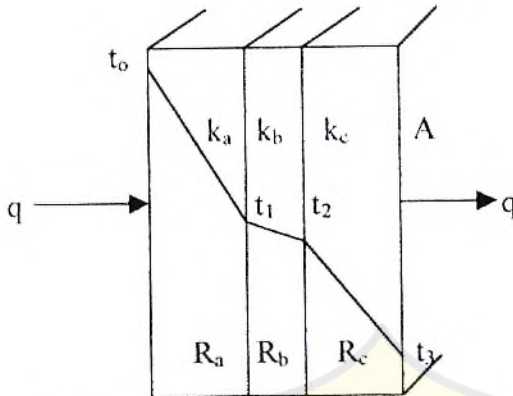
$$q = - \frac{kA}{\Delta x} (T_2 - T_1) \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana :

- q : laju aliran penukar kalor (W) (Btu/ h)
- k : konduktivitas thermal (W/ m² °C) (Btu/ h.ft.°F)
- A : luas penampang penukar kalor (m²) (ft²)
- T₂ - T₁ : gradien suhu (°C/ m) (°F)

Sedangkan tanda negatif (-) untuk memenuhi hukum kedua thermodinamika, bahwa penukar kalor terjadi dari medium bertemperatur tinggi ke medium yang bertemperatur lebih rendah.

Jika dalam sistem tersebut terdapat lebih dari satu macam bahan atau dinding lapis rangkap, seperti gambar di bawah ini :



Gambar 2.2. Penukar kalor satu dimensi melalui dinding komposit

Jika gradien suhu pada ke tiga bahan seperti gambar 2.2, aliran kalornya adalah (Ref. No.1, hal 27) :

$$q = -k_A A \frac{T_1 - T_0}{\Delta x_A} = -k_B A \frac{T_2 - T_1}{\Delta x_B} = -K_C A \frac{T_3 - T_2}{\Delta x_C} \dots\dots\dots (2.2)$$

2.1.2. Konveksi

Konveksi adalah proses perpindahan kalor dari daerah yang bertemperatur tinggi ke daerah yang bertemperatur lebih rendah disertai adanya gerakan massa fluida, atau dapat disebut juga bahwa konveksi merupakan proses konduksi yang berlangsung dengan gerakan massa.

Besarnya laju aliran kalor konveksi dapat ditulis dengan persamaan Isaac Newton adalah (Ref. No.1, hal. 11) :

$$q = h \cdot A \cdot \Delta T \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana :

q : laju perpindahan kalor konveksi (W) (Btu/ h)

h : koefisien perpindahan kalor konveksi (W/ m² °C) (Btu/ h.ft².°F)

A : luas permukaan/ penampang perpindahan kalor (m²) (ft²)

ΔT : perbedaan temperatur permukaan yang mempunyai temperatur tinggi dan rendah ($^{\circ}\text{C}$) ($^{\circ}\text{F}$)

Pada aliran panas secara konveksi dikenal 2 macam bentuk konveksi, yaitu konveksi bebas dan konveksi paksa. Konveksi bebas adalah konveksi yang adanya gerakan fluida diakibatkan perbedaan massa jenis yang ditimbulkan oleh adanya perbedaan temperatur. Sedangkan pada konveksi paksa aliran fluida yang terjadi karena adanya perbedaan tekanan akibat bekerjanya gaya luar.

Proses perpindahan kalor pada alat penukar kalor *shell and tube* ini adalah merupakan perpindahan kalor konveksi paksa dimana fluida mengalir pada *shell* maupun *tube* yang ditekan oleh pompa yang memaksa fluida mengalir pada arah yang dikehendaki.

Besarnya koefisien perpindahan kalor konveksi paksa disamping tergantung pada viskositas fluida juga tergantung pada konduktivitas termal fluida, kalor jenis dan kerapatan massa fluida. Besarnya koefisien perpindahan kalor dapat dihitung dengan mengetahui harga bilangan Nusselt (Nu_D), konduktivitas termal fluida dan diameter pipa. Hubungannya dinyatakan dengan rumus (Ref. No.3, hal. 439) :

$$h = \frac{\overline{Nu_D} \times k}{D} \dots\dots\dots (2.4)$$

Bilangan Nusselt adalah bilangan tanpa dimensi. Dari analisa dimensional untuk konveksi paksa pada aliran dalam *tube* maupun di luar *tube*, bilangan Nusselt (Nu_D) adalah fungsi dari bilangan Reynolds (Re_D) dan bilangan Prandtl (Pr) atau (Ref. No. 3, hal. 416):

$$Nu = \phi(Re)\psi(Pr) \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

ϕ : fungsi dari bilangan Reynolds

ψ : fungsi bilangan Prandtl

Bilangan Reynolds adalah bilangan tanpa dimensi yang dinyatakan dengan hubungan (Ref. No. 3, hal. 417) :

$$Re_{DH} = \frac{VD_H \rho}{\mu} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

V : kecepatan rata-rata fluida

D_H : diameter hidrolik

ρ : massa jenis fluida

μ : viskositas absolut fluida

Bilangan Prandtl merupakan perbandingan viskositas kinematis fluida terhadap difusivitas fluida (Ref. No. 3, hal. 420) :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

ν : viskositas kinematis fluida

α : difusivitas termal fluida

2.1.3. Radiasi

Jenis ketiga dari perpindahan kalor ini adalah dengan mekanisme sinaran atau radiasi elektromagnetik. Jika kedua perpindahan kalor diatas melalui bahan antara, maka radiasi disini bisa juga melalui daerah hampa.

Kalor bersih dari dua benda yang bertukar kalor secara radiasi adalah berbanding dengan beda temperatur absolut pangkat empat, sehingga (Ref. No. 1, hal. 13) :

$$q = \sigma \cdot A (T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana :

σ : konstanta Stefan-Boltzman (W/ m² K⁴) (Btu/ h. ft². K⁴)

A : luas permukaan (m²) (ft²)

T₁⁴-T₂⁴ : temperatur absolut benda (°C) (°F)

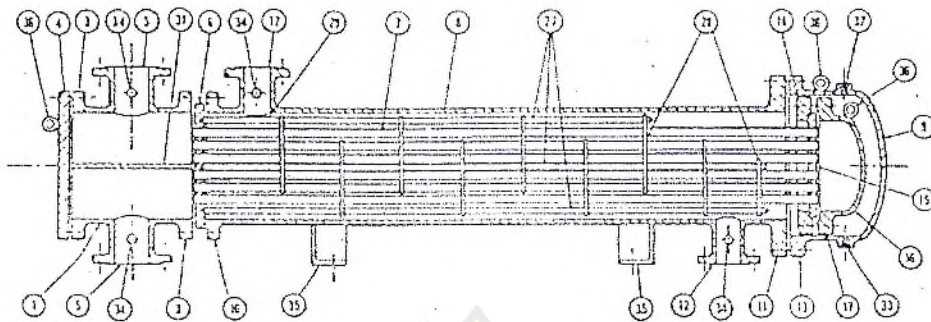
Persamaan diatas disebut juga hukum stefan-boltzman dan hanya berlaku pada benda berwarna hitam.

2.2. Bentuk Alat Penukar Kalor Type Shell And Tube

Bentuk alat penukar panas type shell and tube yang digunakan tergantung pada biaya, cara pembersihan, temperatur tekanan dan kondisi tempat alat tersebut beroperasi. Pada gambar dibawah menunjukkan type shell and tube.

2.2.1. *Internal Floating head Exchanger*

Jenis ini pada ujung tubenya dipasang pada *stationery tube* dan ujung lainnya dipasang mengapung (*floating tube sheet*). *Floating tubes sheet* dijepit diantara *internal floating head cover* dengan *floating backing ring*. Ciri khusus jenis ini adalah diameter *coverhead shell* lebih besar dari diameter shell. Keuntungannya adalah mudah dilakukan pembersihan secara mekanis di dalam tube maupun shell.



Gambar 2. 3. *Internal Floating head Exchanger*

- | | |
|---|---|
| 1. Stationery Head-Channel | 20. Slip on Backing Flange |
| 2. Stationery Head-Bonnet | 21. Floating Head Cover-External |
| 3. Stationery Head Flange-Channel or Bonnet | 22. Floating Tubesheet Skirt |
| 4. Channel Cover | 23. Packing Box Flange |
| 5. Stationery Head Nozzle | 24. Packing |
| 6. Stationery Tube Sheet | 25. Packing Gland |
| 7. Tubes | 26. Lantern Ring |
| 8. Shell | 27. Tie Rods and Spacers |
| 9. Shell Cover | 28. Transverse, Baffles or Support Plates |
| 10. Shell Flange-Stationery head End | 29. Impingement Plate |
| 11. Shell Flange-Rear head end | 30. Longitudinal Baffle |
| 12. Shell Nozzle | 31. Pass partition |
| 13. Shell Cover Flange | 32. Vent Connection |
| 14. Expansion Joint | 33. Drain Connection |
| 15. Floating Tubesheet | 34. Instrument Connection |
| 16. Floating Head Cover | 35. Support Saddle |
| 17. Floating head Flange | 36. Lifting Lug |
| 18. Floating Head Backing device | 37. Support Bracket |
| 19. Spli Shear Ring | 38. Weir |
| | 39. Liquid level Connection |

2.3. Perhitungan Alat penukar Kalor Type Shell And Tube

2.3.1. Konduktansi Termal

Persamaan $q = -kA (\partial T / \partial X)$ merupakan persamaan dasar tentang konduktivitas termal. Berdasarkan rumusan itu maka dapatlah dilaksanakan pengukuran dalam percobaan untuk menentukan konduktivitas termal berbagai bahan. Untuk gas-gas pada suhu agak rendah, pengolahan analitis teori kinetik gas dapat dipergunakan untuk memperkirakan secara teliti nilai-nilai yang diamati dalam percobaan. Untuk memperkirakan konduktivitas termal zat cair dan zat padat, ada teori-teori yang dapat digunakan dalam beberapa situasi tertentu.

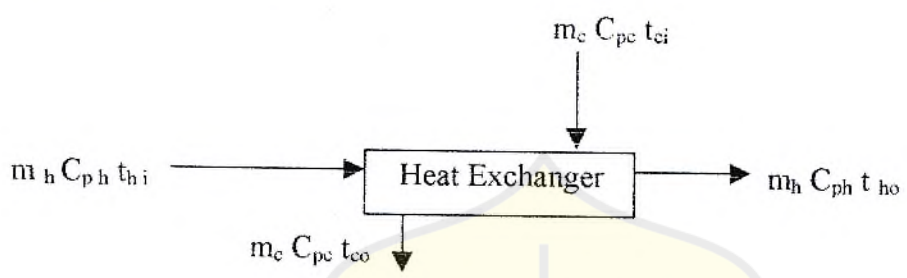
Apabila aliran kalor dinyatakan dalam watt, satuan untuk konduktivitas termal adalah $W/^\circ C$ ($Btu/h\ ^\circ F$). Laju kalor dan nilai angka konduktivitas termal menunjukkan berapa cepat kalor mengalir dalam bahan tertentu. Makin cepat molekul bergerak, makin cepat pula ia mengangkut energi. Jadi konduktivitas termal gas tergantung pada suhu.

Energi termal dihantarkan dalam zat padat menurut salah satu dari dua modus berikut : melalui getaran kisi atau dengan angkutan melalui elektron bebas. Dalam konduktor listrik yang baik, dimana terdapat elektron bebas yang bergerak di dalam struktur kisi bahan-bahan, maka elektron dapat membawa muatan listrik, dapat pula membawa energi termal dari daerah bersuhu tinggi ke daerah bersuhu rendah, sebagaimana halnya dalam gas.

2.3.2. Keseimbangan Energi (Heat Balance)

Dalam proses pendinginan atau pemanasan di dalam penukar kalor shell dan tube, terjadi proses pemindahan energi panas dari fluida panas ke fluida

dingin. Besarnya kalor yang diserap tergantung pada temperatur dan laju aliran panas antara kedua fluida panas dan fluida dingin. Bentuk dari hubungan kesetimbangan energi ini dapat dinyatakan dalam :



Gambar 2.4. kesetimbangan energi pada penukar kalor

Dari gambar diatas didapat hubungan :

(Panas yang dilepaskan oleh fluida panas (Q_h)) = (Panas yang diserap oleh fluida dingin (Q_c))

$$m_h C_{ph} t_{hi} + m_c C_{pc} t_{ci} = m_h C_{ph} t_{ho} + m_c C_{pc} t_{co}$$

$$m_h C_{ph} (t_{hi} - t_{ho}) = m_c C_{pc} (t_{co} - t_{ci}) \dots\dots\dots (2.9)$$

dimana :

- m_h : laju aliran massa fluida yang didinginkan (kg/ hr) (lb/ hr)
- C_{ph} : panas spesifik fluida panas (kJ/ kg °C) (Btu/ lb °F)
- t_{hi} : temperatur fluida yang didinginkan pada sisi masuk (°C) (°F)
- t_{ho} : temperatur fluida yang didinginkan pada sisi keluar (°C) (°F)
- m_c : laju aliran massa fluida pendingin (kg/ hr) (lb/ hr)
- C_{pc} : panas spesifik fluida pendingin (kJ/ kg °C) (Btu/ lb °F)
- t_{ci} : temperatur fluida pendingin pada sisi masuk (°C) (°F)
- t_{co} : temperatur fluida pendingin pada sisi keluar (°C) (°F)

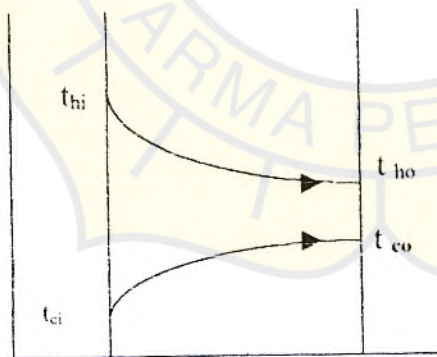
2.3.3. Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

Suhu fluida-fluida di dalam penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Maka dari itu untuk tahanan termal yang konstanpun, laju aliran panas akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya bergantung pada beda suhu antara fluida yang panas dan yang dingin pada penampang tertentu.

Yang dimaksud dengan log mean temperature difference adalah beda suhu pada ujung penukar kalor dikurangi beda suhu pada ujung yang lainnya dibagi logaritma alamiah dari pada perbandingan kedua beda suhu tersebut.

Besarnya logarithmic mean temperature difference adalah tergantung kepada bentuk aliran dari penukar kalor yang dihitung. Untuk penukar kalor pipa ganda, besarnya LMTD adalah:

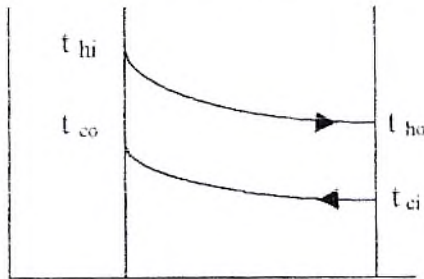
- a. Aliran searah (*parallel flow*) (Ref. No. 1, hal. 490)



Gambar 2.5. LMTD untuk aliran searah

$$LMTD = \frac{(t_{hi} - t_{ci}) - (t_{ho} - t_{co})}{\ln \left[\frac{(t_{hi} - t_{co})}{(t_{ho} - t_{ci})} \right]} \dots \dots \dots (2. 10)$$

b. Aliran lawan arah (*counter flow*)

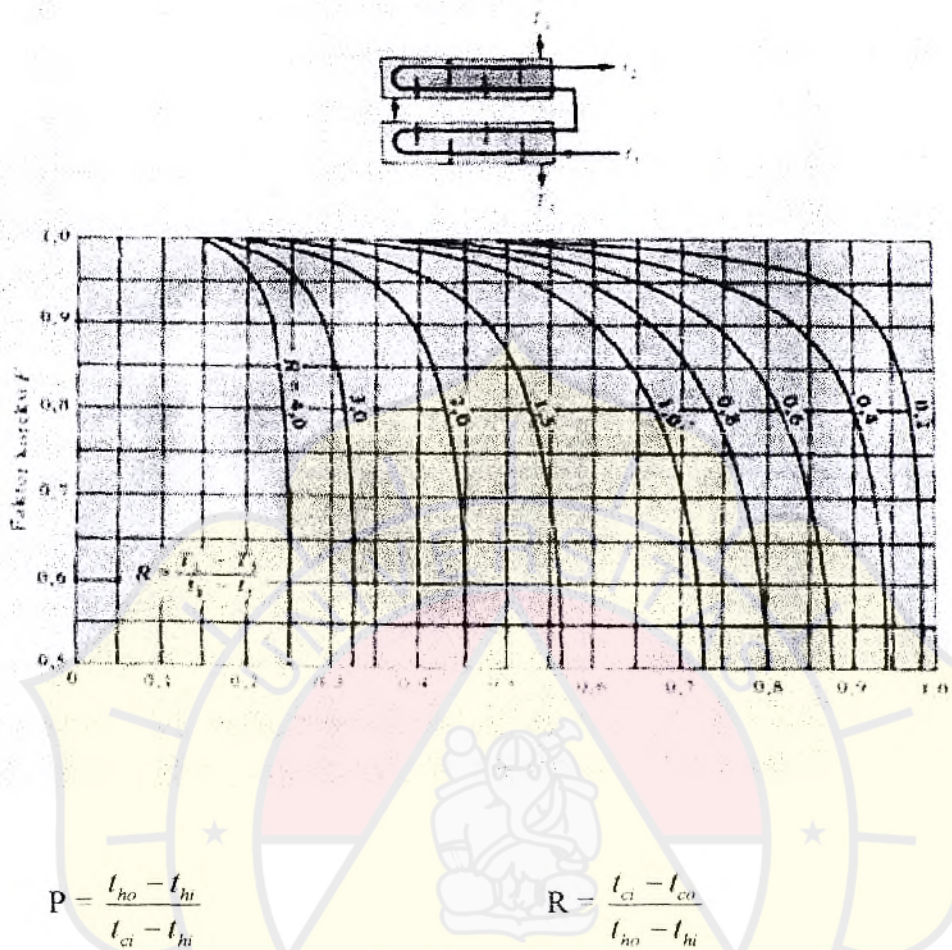


Gambar 2.6. LMTD untuk aliran lawan arah

$$LMTD = \frac{(t_{hi} - t_{co}) - (t_{ho} - t_{ci})}{\ln \left[\frac{t_{hi} - t_{co}}{t_{ho} - t_{ci}} \right]} \dots\dots\dots (2.11)$$

Harga LMTD ini juga menentukan besar kecilnya luas permukaan perpindahan panas, yang kemudian berpengaruh terhadap dimensi penukar kalor.

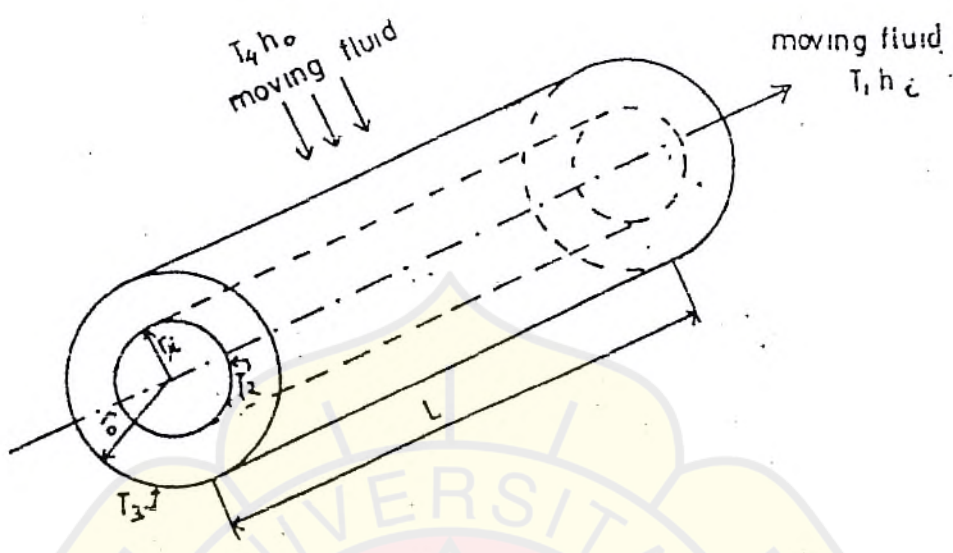
Harga LMTD diatas hanya berlaku untuk penukar jenis pipa ganda. Sedangkan penukar panas jenis lainnya memerlukan suatu koreksi. Perpindahan kalor dihitung dengan menerapkan faktor koreksi terhadap LMTD untuk susunan pipa ganda aliran berlawanan arah. Jadi jika kita menghitung LMTD untuk penukar panas bukan pipa ganda, lebih dulu ditentukan harga LMTD untuk aliran lawan arah, kemudian dikalikan dengan faktor koreksi, sebagai berikut (Ref. No. 1, hal. 493) :



Gambar 2.7. Faktor koreksi untuk pipa pemanas

2.3.4. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)

Dalam analisa ini menentukan besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh (*overall heat-transfer coefficient*) merupakan hal yang penting. Penurunan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat diturunkan dari proses perpindahan kalor pada dinding silinder, dimana melibatkan perpindahan kalor konveksi pada masing-masing permukaan dan perpindahan kalor konduksi pada dinding, seperti ditunjukkan pada gambar 2.8. Dalam proses ini temperatur masing-masing dinding adalah konstan.



Gambar 2.8. Silinder berongga dengan kondisi permukaan konveksi

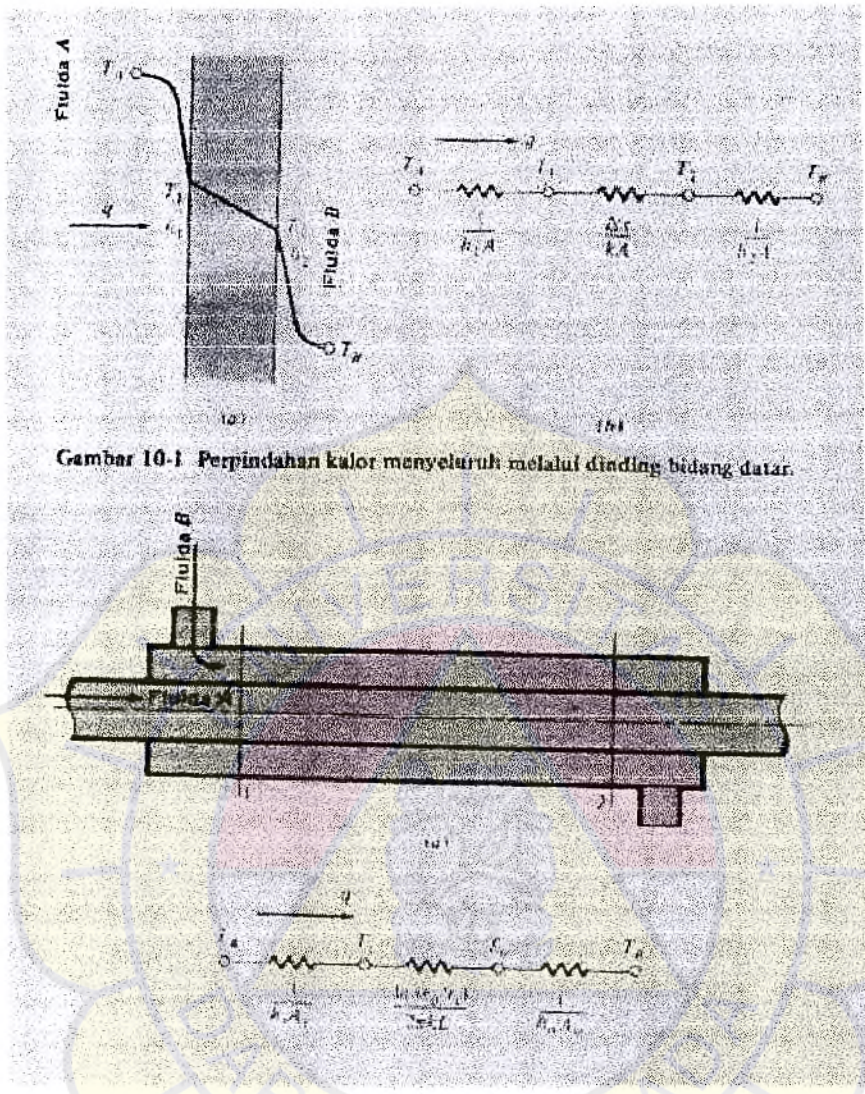
Dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh melalui dinding bidang datar seperti pada gambar 2.9. dinyatakan sebagai berikut :

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{\Delta x}{kA} + \frac{1}{h_2 A}} \dots\dots\dots (2.12) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 481})$$

Dimana T_A dan T_B masing-masing ialah temperatur fluida pada kedua sisi dinding itu. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh U didefinisikan oleh hubungan

$$q = UA \Delta T \dots\dots\dots (2.13) \quad (\text{Ref. No. 1, hal 481})$$

Dari sudut pandangan penukar – kalor, dinding bidang datar jarang ada penerapannya, kasus yang lebih penting untuk mendapat perhatian ialah penukar-kalor pipa ganda, seperti pada gambar 2.9 :



Gambar 10-1. Perpindahan kalor menyeluruh melalui dinding bidang datar.

Gambar 2. 9. Penukar-kalor pipa-ganda : (a) bagan (b) jaringan tahanan termal untuk perpindahan kalor menyeluruh

Dalam penerapan ini salah satu fluida mengalir di dalam tabung yang kecil, sedang yang satu lagi mengalir di dalam ruang anulus diantara kedua tabung.

$$q = \frac{T_A - T_B}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}} \dots \dots \dots (2.14) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 482})$$

Dimana subskrip i dan o menunjukkan diameter dalam dan luar tabung dalam yang lebih kecil. Koeffisien perpindahan kalor menyeluruh bisa didasarkan atas luas dalam atau luas luar tabung, menurut selera perancang.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots (2.15) \quad (\text{Ref. No.1, hal. 482})$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots (2.16) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 482})$$

Walaupun rancangan akhir penukar kalor dibuat atas dasar perhitungan yang teliti mengenai U, ada juga baiknya mendaftarkan nilai-nilai koeffisien perpindahan kalor menyeluruh untuk berbagai situasi yang mungkin ditemui dalam praktek. Informasi yang lengkap tentang ini terdapat dalam rujukan 5 dan 6, sedang daftar singkatan nilai-nilai U diberikan dalam tabel 2.1 (data terlampir) (Ref. No. 1, hal. 482). Nilai U dalam banyak hal ditentukan hanya oleh salah satu koeffisien perpindahan kalor konveksi.

Kemudian, jika salah satu nilai *h* jauh lebih kecil dari yang lain, ia cenderung mempunyai pengaruh terbesar dalam persamaan U.

Harga dari koeffisien perpindahan panas menyeluruh yang didasarkan atas permukaan luar dinyatakan dengan tahanan-tahanan tersebut sebagai berikut :

$$U_o = \frac{1}{R_i A_o / A_i + A_o R_s + R_o} \dots\dots\dots (2.13) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 484})$$

dimana:

A_o : luas luar pipa pemanas (m^2) (ft^2)

A_i : luas dalam pipa pemanas (m^2) (ft^2)

2.3.5. Faktor Pengotoran

Setelah dipakai beberapa lama, permukaan perpindahan kalor penukar kalor mungkin dilapisi oleh berbagai endapan yang biasa terdapat dalam sistem aliran, atau permukaan itu mungkin mengalami korosi sebagai akibat interaksi antara fluida dengan bahan yang digunakan dalam konstruksi penukar kalor. Dalam kedua hal diatas, lapisan itu memberikan tahanan tambahan terhadap aliran kalor, dan hal ini menyebabkan menurunnya kemampuan kerja alat itu. Pengaruh menyeluruh daripada hal tersebut diatas biasa dinyatakan dengan *faktor pengotoran* (*fouling factor*), atau tahanan pengotoran, R_f , yang harus diperhitungkan bersama tahanan termal lainnya, dalam menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh.

Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan U untuk kondisi bersih dan kondisi kotor pada penukar kalor itu. Fouling factor oleh karena itu, didefinisikan sebagai :

$$R_f = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \dots\dots\dots (2.17) \quad (\text{Ref. No. 1, hal. 486})$$

Overall coefficient dari perpindahan kalor dituntut untuk memenuhi kondisi keadaan menjadi pasti dari persamaan Fourier, dimana permukaan A yang diketahui dan Q dan Δt dapat dihitung. Maka $U = Q / A \Delta t$. Kalau permukaannya tidak diketahui, U dapat diperoleh secara bebas dari persamaan Fourier dari dua koefisien film.

$$\frac{1}{U} = R_m + R_c = \frac{1}{h_m} + \frac{1}{h_c} \dots\dots\dots (2.18) \quad (\text{Ref. No.2, hal. 106})$$

$$U = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} \quad \dots\dots\dots (2.19) \quad (\text{Ref. No.2, hal. 106})$$

Koefisien yang termasuk dirt resistance disebut dirty overall coefficient (U_D).

Persamaan diantara kedua koefisien menyeluruh U_C dan U_D :

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_C} + R_{di} + R_{do} \quad \dots\dots\dots (2.20) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 106})$$

dimana $R_{di} + R_{do} = R_d \quad \dots\dots\dots (2.21) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 107})$

maka:

$$R_d = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} \quad \dots\dots\dots (2.22) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 108})$$

Berdasarkan persamaan Fourier untuk permukaan yang kotor adalah :

$$Q = U_D \cdot A \cdot \Delta t \quad \dots\dots\dots (2.23) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 107})$$

Sedangkan untuk persamaan clean overall coefficient (U_C) adalah :

$$U_C = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} \quad \dots\dots\dots (2.24) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 121})$$

2.3.6. Koefisien Film Untuk Fluida Dalam Pipa Dan Tube

Menurut Sieder dan Tate, dari kedua pemanasan dan pendinginan sebuah angka fluida, secara prinsipnya petroleum fractions, dalam tube horizontal dan vertikal, untuk keseimbangan aliran tersebut, maka persamaannya adalah :

$$\frac{h_i D}{k} = 1,86 \left[\left(\frac{DG}{\mu} \right) \left(\frac{c\mu}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad \dots (2.25) \quad (\text{Ref. No. 2, hal.103})$$

Untuk aliran turbulen adalah :

$$\frac{h_i D}{k} = 0,027 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14} \dots (2.26) \text{ (Ref. No. 2, hal.103)}$$

2.3.7. Perhitungan Penukar Kalor Shell Dan Tube

- Shell-Side Film Coefficient.

Koefisien perpindahan kalor sebelah luar lapisan tube merupakan koefisien dinding shell. Kemudian lapisan tube langsung memakai baffle aliran silang dinding shell dari atas sampai ke bawah atau dari dinding ke dinding. Koefisien perpindahan kalor yang tertinggi lalu tak terganggu alirannya sepanjang sumbu atau poros tube.

- Menghitung bentuk timbal balik unsur perpindahan kalor dengan rumus :

$$J\pi = \left(\frac{hD}{k} \right) \left(\frac{c\mu}{\mu} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{-0,14} \dots (2.27) \text{ (Ref.No.2, hal. 137)}$$

Untuk harga Re 2.000-1.000.000, maka persamaannya adalah :

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_m} \right)^{0,14} \dots (2.28) \text{ (Ref. No. 2, hal 137)}$$

- Shell-side Mass Velocity

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

$$a_s = \frac{ID \times C' B}{P_r \times 144} \text{ (ft}^2 \text{)} \dots (2.29) \text{ (Ref. No. 2, hal. 138)}$$

Untuk mass velocity adalah :

$$G_s = W / a_s \text{ (lb/ hr ft}^2 \text{)} \dots (2.30) \text{ (Ref. No. 2, hal. 138)}$$

Dimana :

B : jarak baffle

C : jarak antar pipa dari diameter luar

- Shell-side Equivalent Diameter

Untuk menghitung shell-side equivalent diameter pada square pitch persamaannya adalah :

$$d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi d_o^2 / 4)}{\pi d_o} \quad (\text{in}) \dots\dots (2.31) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 138})$$

Untuk pitch triangular permukaan basah dari bagian setengah tube adalah :

$$d_e = \frac{4 \times (1/2 P_T \times 0.86 P_T - 1/2 \pi d_o^2 / 4)}{1/2 \pi d_o} \dots (2.32) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 139})$$

2.3.8. Shell-side Pressure Drop

Penurunan tekanan pada shell merupakan penukaran yang proporsional untuk jumlah fluida waktu melintasi lapisan diantara baffle. Hasil yang dapat dipakai dari jarak lintasan sebuah lapisan, didapat diameter dalam shell (D_s) (ft) dan jumlah lapisan yang dilintasi $N + 1$, dimana N : jumlah baffle. Kalau L merupakan panjang tube (ft), jumlah yang dilintasi adalah :

$$\begin{aligned} N + 1 &= \text{panjang tube (in) / jarak baffle (in)} \\ &= 12 \times L / B \quad \dots\dots\dots (2.33) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 147}) \end{aligned}$$

Persamaan isothermal pada penurunan tekanan dari fluida yang dipanaskan atau didinginkan dan termasuk yang terbuang adalah :

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{2 g \rho l_s \phi_s} = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} D_s S \phi_s} \quad (\text{psi}) \dots\dots (2.34) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 147})$$

dimana :

S : Specific gravity

2.3.9. Tube-side Pressure Drop

Penurunan tekanan pada tube total meliputi penurunan tekanan dalam tube dan penurunan tekanan absolut belokan. Hubungannya dinyatakan dalam :

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \dots\dots\dots (2.35) (\text{Ref. No. 2, hal.148})$$

Penurunan tekanan dalam tube dihitung dengan persamaan :

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5,22 \times 10^{10} D_t S \phi_t} \dots\dots\dots (2.36) (\text{Ref. No. 2, hal 148})$$

dimana :

f : faktor gesekan di dalam tube

G_t : laju aliran massa di dalam tube

L : panjang tube

n : number of tube passes

D_t : diameter dalam tube

S : specific gravity

ϕ_t : perbandingan viskositas fluida pada temperatur rata-rata dengan viskositas fluida yang diukur pada temperatur dinding.

Laju aliran massa dalam tube dihitung dengan persamaan :

$$G_t = \frac{W}{a_t} \dots\dots\dots (2.37) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 152})$$

Dimana :

W : laju aliran massa tiap tube

a_t : luas aliran dari seluruh tube

$$a_t = \frac{N_t \times a'_t}{144n} \dots\dots\dots (2.38) \quad (\text{Ref. No. 2, hal. 152})$$

dimana :

N_t : jumlah seluruh tube

a'_t : luas aliran per tube

Penurunan tekanan karena belokan :

$$\Delta P_e = \frac{4nV_t^2}{S.2g} \dots\dots\dots (2.36) \quad (\text{Ref. No.2, hal. 148})$$

dimana :

V_t : kecepatan fluida

g : percepatan gravitasi

S : specific gravity

n : jumlah passes