



# 熱交換器熱流設計

## Condensed version

王啟川, PhD, 國立交通大學機械工程系教授

Fellow ASME, Fellow ASHRAE

*e*-Mail : [ccwang@mail.nctu.edu.tw](mailto:ccwang@mail.nctu.edu.tw)

Tel: 03-571212 ext. 55105



# 課程大綱：

- 基本流力、熱傳
- 熱交換器型式
- UA-LMTD-F設計法/ $\epsilon$ -NTU 設計法
- 密集式熱交換器
- 殼管式熱交換器
- 基本熱交換器之特性與定性選擇方法



# 課前說明

- 主要教材來源：『熱交換設計』，王啟川，五南出版社，2007。
- 隨時提問
  - “There are no foolish questions and no man becomes a fool until he has stopped asking questions”
    - Charles P. Steinmetz quotes (Prussian Engineer and Inventor, 1865-1923)



## 壓降的計算

- 推動流體的元件 – 流體機械 (風扇、壓縮機、泵)  
需要外加的動力能源
  - 風扇- 提供較小的靜壓提升 – (氣體)
  - 壓縮機 - 提供較大的靜壓提升 – (氣體)
  - 泵 - 提供液體的靜壓提升

流體機械(以泵為例)的消耗功率如下：

$$W_p = \frac{1}{\eta_p} \frac{V}{\rho} \Delta P$$

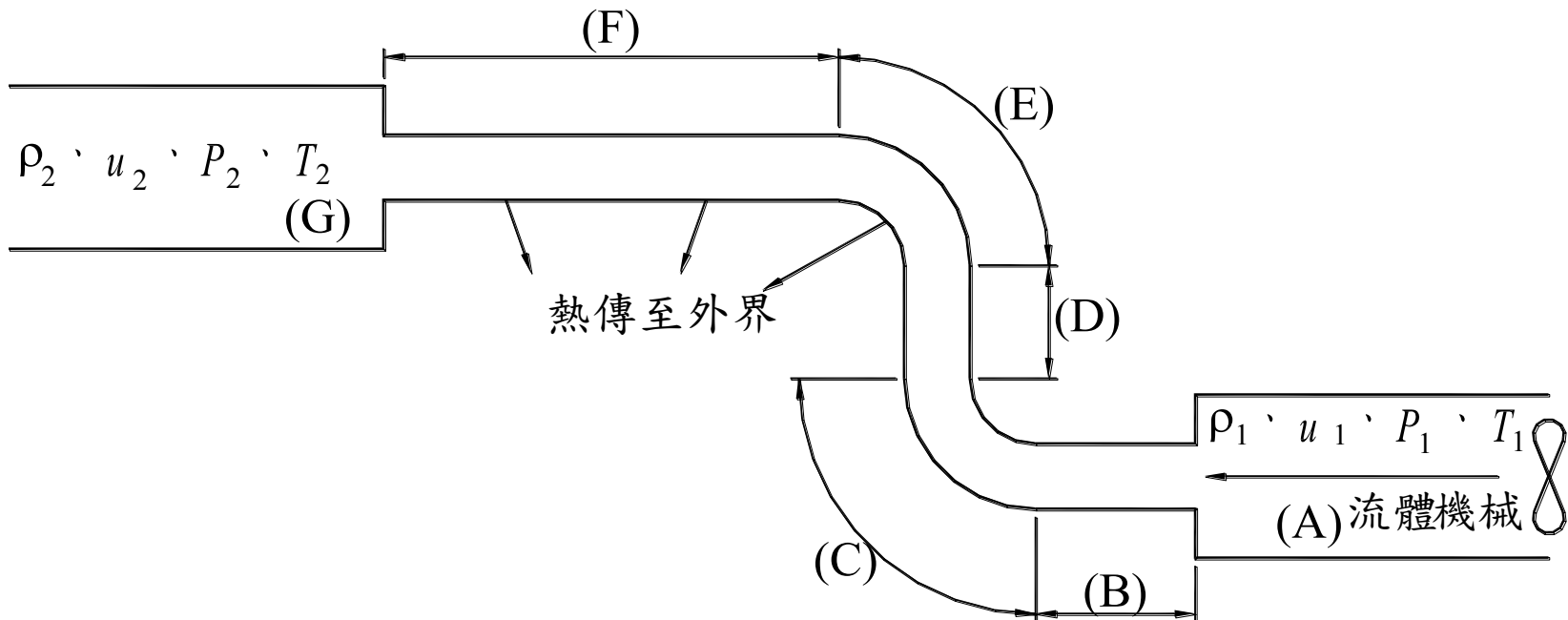
因此壓降的估算資料與流體機械的選擇息息相關



# 壓力變化與管路高度、長度與管徑的關係示意圖

● 由圖可知需要直管、突擴、驟縮 所造成壓降的計算，以本例而言：

$$\Delta P_{\text{總壓降}} = \Sigma \Delta P = \Delta P_A + \Delta P_B + \Delta P_C + \Delta P_D + \Delta P_E + \Delta P_F + \Delta P_G$$





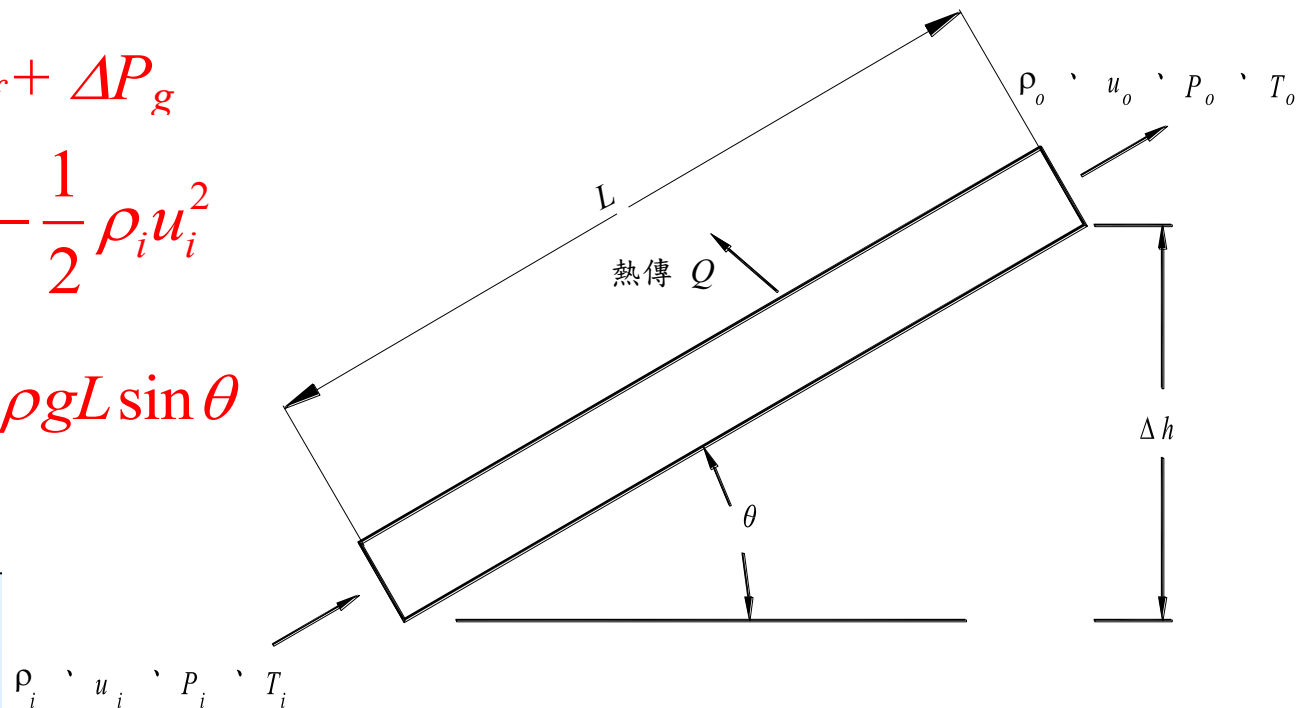
# 直管壓降的估算

- 其中  $\Delta P_a$  為速度變化造成的壓降， $\Delta P_f$  為工作流體於管內的摩擦壓降，而  $\Delta P_g$  為工作流體因高度變化所造成的壓降

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g$$

$$\therefore \Delta P_a = \frac{1}{2} \rho_o u_o^2 - \frac{1}{2} \rho_i u_i^2$$

$$\therefore \Delta P_g = \rho g \Delta h = \rho g L \sin \theta$$





## 摩擦壓降的計算

- $\Delta P_f$  為摩擦造成的壓降，在一般管線中， $\Delta P_f$  所佔的比重約略可超過85%，因此，一般快速計算管線內的壓降，可以由  $\Delta P_f$  概算得知；  
可以想見摩擦壓降  $\Delta P_f$  應與流體的速度  $u$ 、流體的密度  $\rho$ 、流體的黏滯係數  $\mu$ 、管路直徑大小  $d_i$  與管路表面的粗糙度  $e$  有關

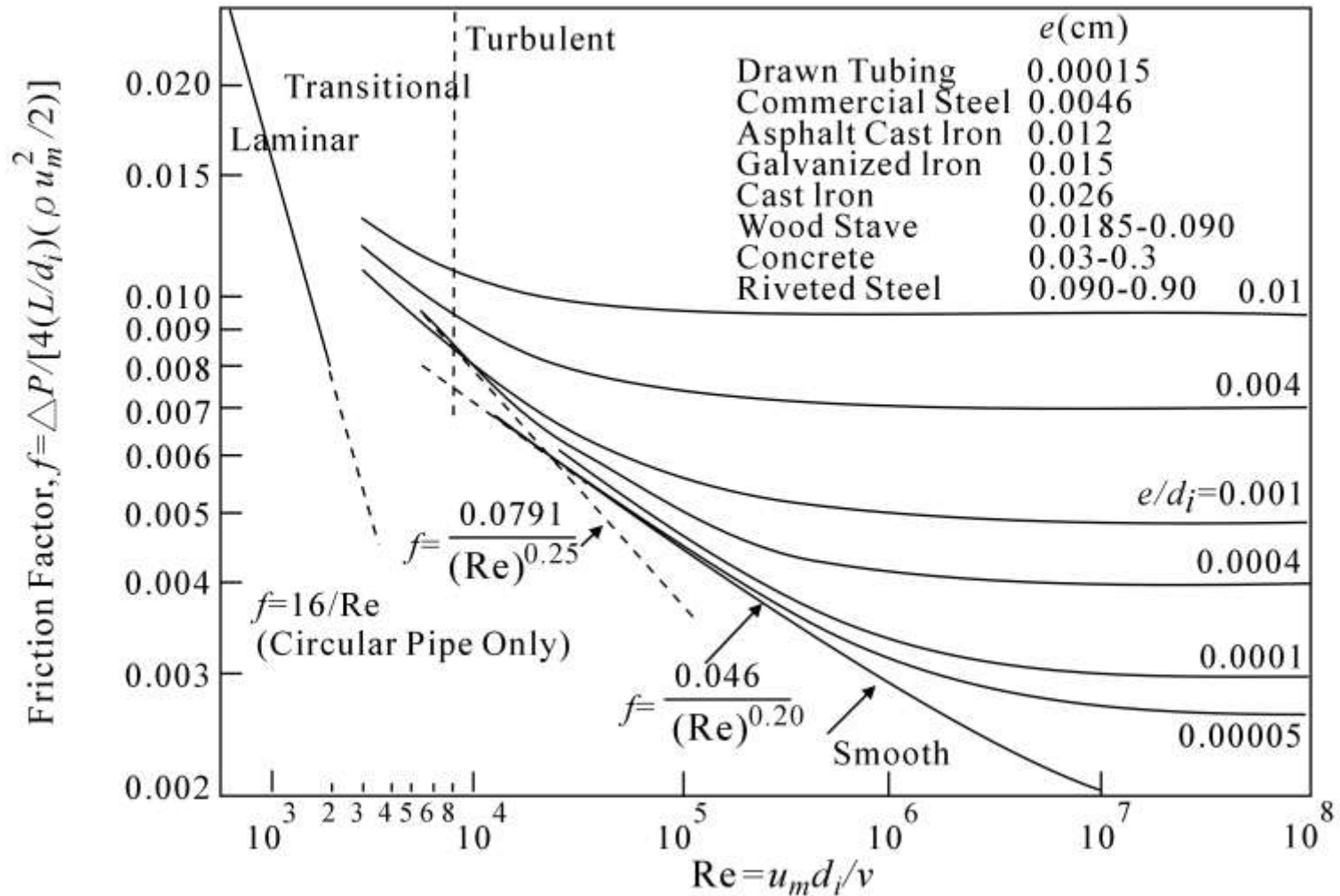
假設  $\Delta P_f$  與管路長度成正比  $\rightarrow \frac{\Delta P_f}{L} = F_{cn}(u, \rho, d_i, e, \mu)$

經過無因次化的分析後，可以得到一個新的無因次參數 - 摩擦係數  $f$ ，且摩擦係數  $f$  與  $Re$  等參數關係如下：

$$f \equiv \frac{\Delta P}{4 \left( \frac{L}{d_i} \right) \left( \frac{\rho u^2}{2} \right)} = F_{cn} \left( \frac{\rho u d_i}{\mu}, \frac{e}{d_i} \right) = F_{cn} \left( Re, \frac{e}{d_i} \right)$$



# 單相流動管內壓損的估算-Moody Diagram





例：如下圖所示，水量30 L/min流進一長為10公尺的水平直管中，假設水入口溫度為 $T = 20^\circ\text{C}$ ，試估算通過管路的壓降：

在計算過程中，建議讀者養成使用標準SI單位的習慣，如此可避免單位換算的錯誤(尤其是無因次參數，一定要用標準單位)

$$d_i = 2 \text{ cm} = 0.02 \text{ m}$$

$$L = 10 \text{ m}$$

$$\dot{Q} = 30 \text{ L/min} = \frac{30 \text{ L}}{60 \text{ s}} = 0.5 \text{ L/s} = 0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{管內的截面積 } A_c = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (0.02)^2 = 0.000314 \text{ m}^2$$

$$\therefore \dot{Q} = A_c \cdot u$$

$$0.0005 \text{ m}^3/\text{s} = (0.000314 \text{ m}^2) \times u$$

$$\therefore u = 1.59 \text{ m/s}$$

水在 $20^\circ\text{C}$ 的黏度、密度如下(見附錄資料)

$$\mu = 1002 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$$

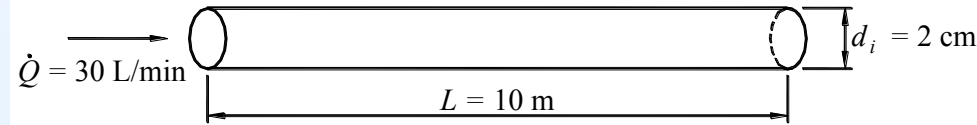
$$\rho = 998.2 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$\therefore$  雷諾數

$$\text{Re} = \frac{998.2 \times 1.59 \times 0.02}{1002 \times 10^{-6}} = 31680$$

由圖1-3來估算  $f$  值，由於本例為平滑管且 $\text{Re} = 31680$ ，故可估出  $f$  約為0.0058

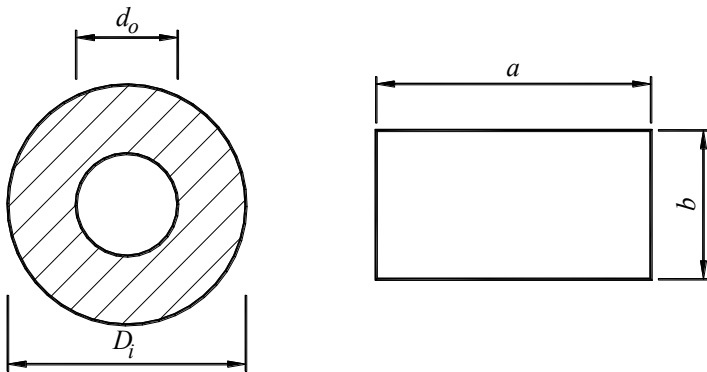
$$\therefore \Delta P = \frac{4L}{d_i} \cdot f \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 = \frac{4 \times 10}{0.02} \times 0.0058 \times \frac{1}{2} \times 998.2 \times (1.59)^2 = 14636.6 \text{ Pa}$$



# 如果不是圓管...

● 可使用水力直徑(類似等效直徑)，水力直徑 (hydraulic diameter)的定義為：

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(\text{淨截面面積})}{\text{截面周長}}$$

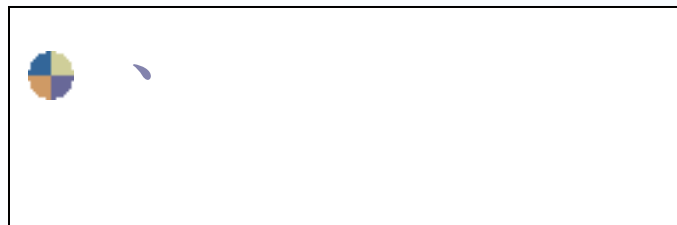


$$D_{h, \text{圓環}} = \frac{4 \times \left( \frac{\pi}{4} D_i^2 - \frac{\pi}{4} d_o^2 \right)}{\pi D_i + \pi d_o} = D_i - d_o$$

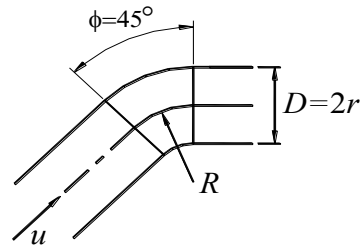
$$D_{h, \text{方管}} = \frac{4 \times (a \times b)}{2a + 2b} = \frac{2ab}{a + b}$$



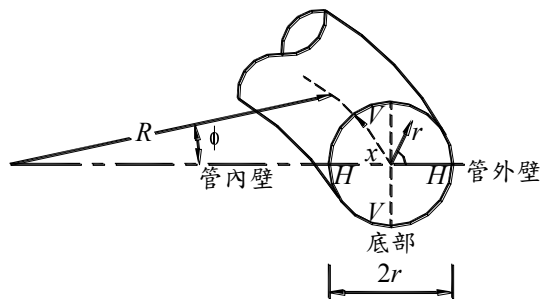
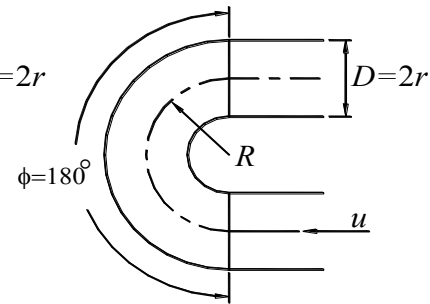
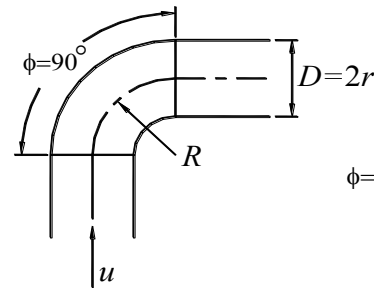
# 螺旋管、渦管與彎管



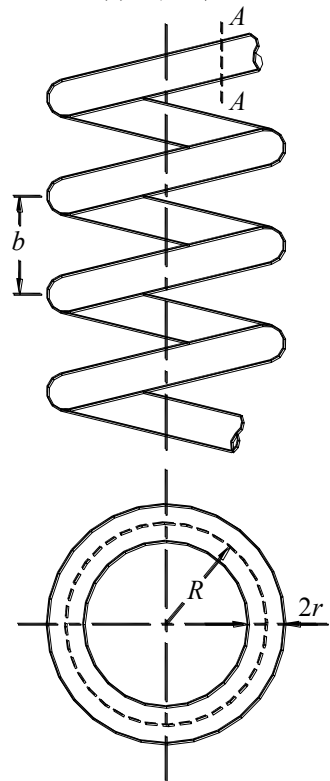
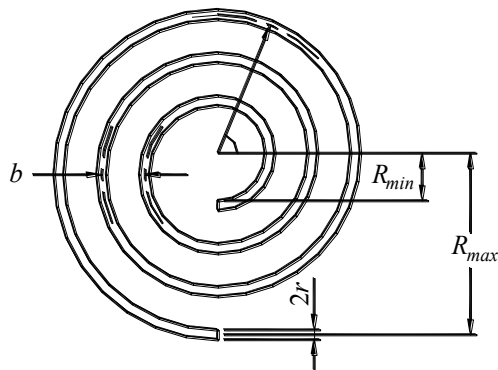
(a) 螺旋管



(b) 渦管

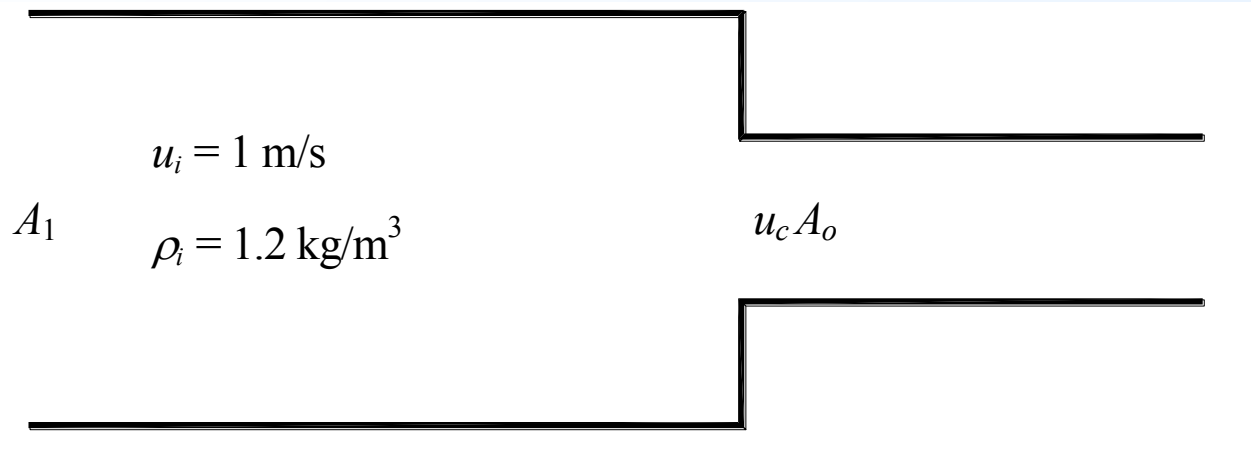


Section AA  
HH-Horizontal plane  
VV-Vertical plane





例1-1-1：如下圖所示， $A_1/A_0=4$ ，空氣之進入驟縮段前的風速為1 m/s，空氣的密度為 $1.2 \text{ kg/m}^3$ ，通過驟縮段後產生的壓降為何？



### 1-1-1 解：

驟縮後的工作流體速度會增加，由於流體為不可壓縮，所以：

$$\frac{A_1}{A_0} = \frac{u_c}{u_i}$$

$$A_1/A_0 = 4$$

所以  $u_c = 4 \text{ m/s}$

$C_o$ 由表1-1可知為0.41

$$\text{故 } \Delta P_i = 0.41 \times \frac{1.2 \times 4^2}{2} = 3.9 \text{ Pa}$$



# 常用單相管內壓損計算方程式

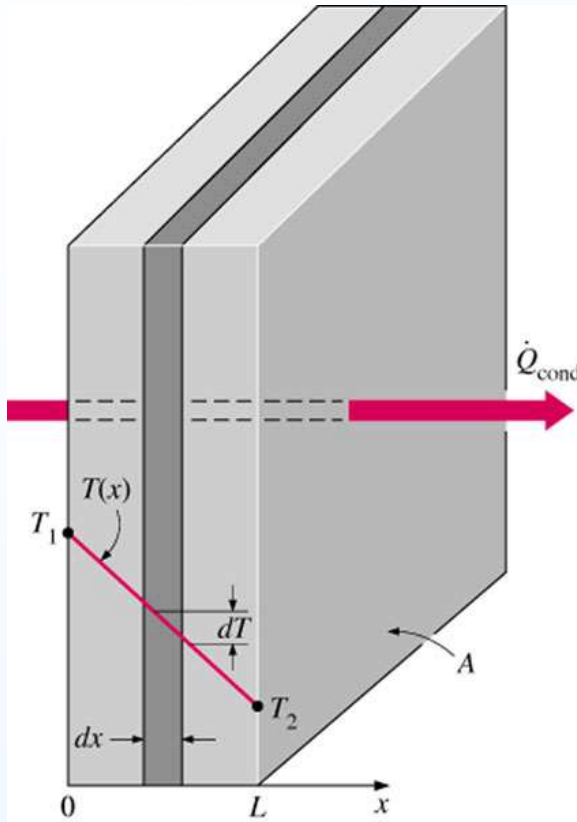
表 1-2 紊流流動下等溫摩擦係數方程式

資料來源	方程式 <sup>a</sup>	適用範圍
(參考 Kakaç and Liu 1998一書)		
Blasius	$f = 0.0791 \text{Re}^{-0.25}$	$3 \times 10^3 < \text{Re} < 10^5$
Drew, Koo, and McAdams	$f = 0.00140 + 0.125 \text{Re}^{-0.32}$	$3 \times 10^3 < \text{Re} < 5 \times 10^6$
Karman-Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.737 \ln(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.4$ 或 $\frac{1}{\sqrt{f}} = 4 \log_{10}(\text{Re} \sqrt{f}) - 0.4$ 可近似為： $f = 0.46 \text{Re}^{-0.2}$	$3 \times 10^3 < \text{Re} < 3 \times 10^6$
Filonenko	$f = (3.64 \log_{10} \text{Re} - 3.28)^{-2}$	$3 \times 10^4 < \text{Re} < 10^6$

<sup>a</sup> 計算時以流體的混和溫度為基準 (bulk temperature)



# 熱傳導(heat conduction)



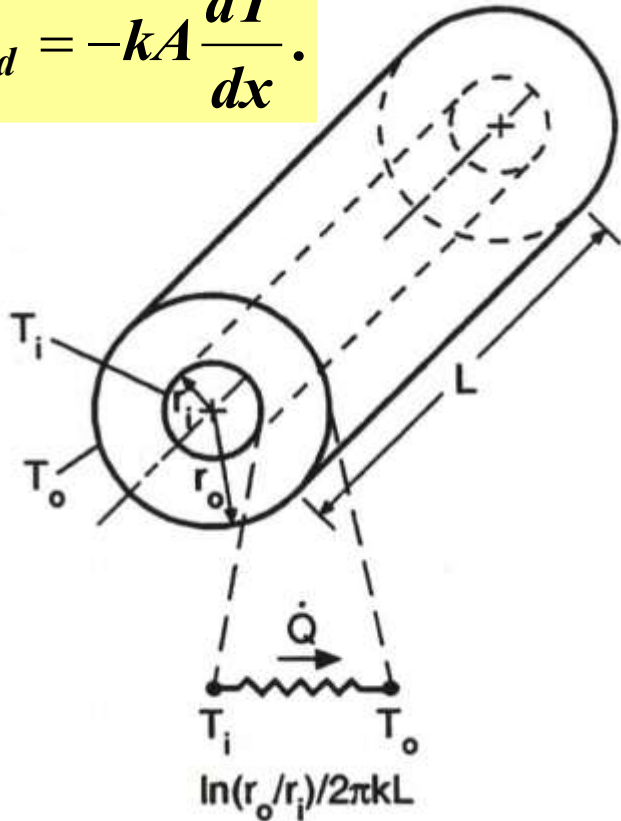
$$\dot{Q}_{\text{cond,wall}} = \frac{kA}{L} (T_1 - T_2)$$

**k = thermal conductivity (W/m.°C)**



# 熱阻抗觀念(Thermal Resistance)

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx}$$



$$\dot{Q}_{cond} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr}$$

$$\dot{Q}_{cond} \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = -2\pi kL \int_{T_i}^{T_o} dT$$

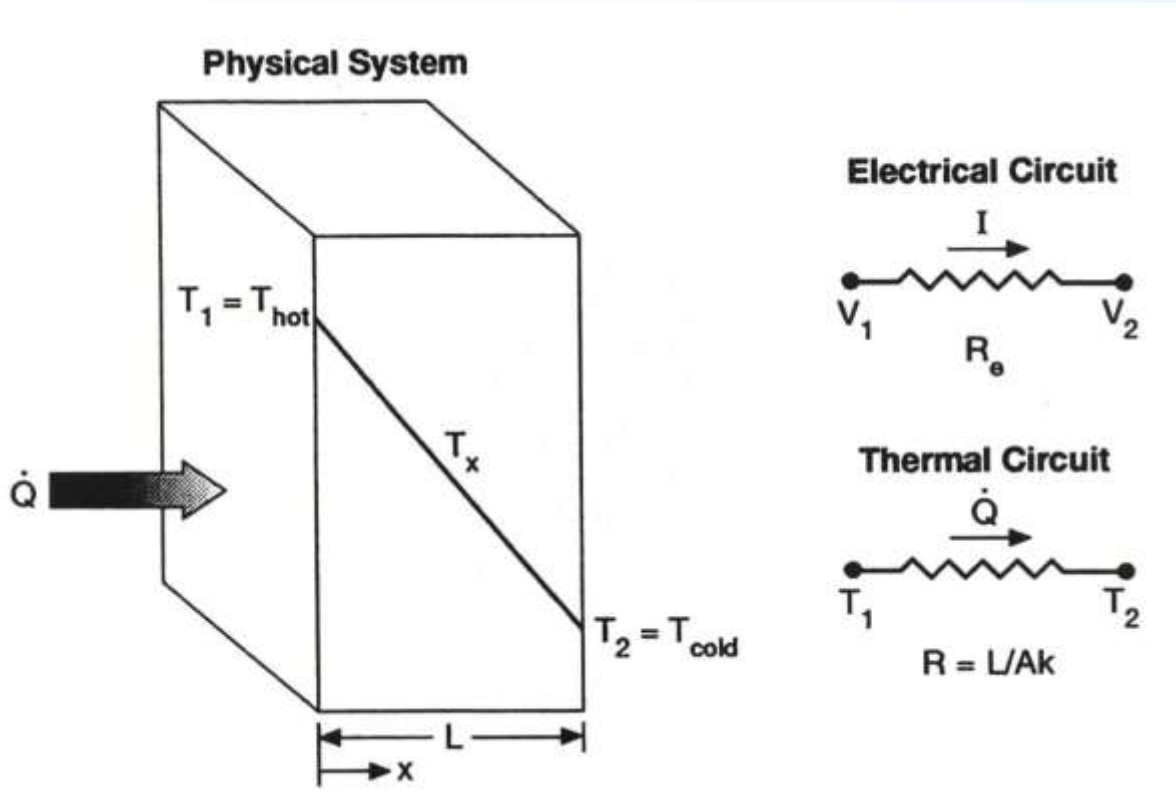
$$\Rightarrow \dot{Q}_{cond} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) = 2\pi kL(T_i - T_o)$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{cond} = \frac{T_i - T_o}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL}}$$

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL}$$



# 熱阻抗觀念 (Thermal Resistance)



$$I = \frac{V}{R}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{L}{kA}}$$

管壁內熱傳導溫度變化示意圖

Fourier's Law  $\Rightarrow \dot{Q}_{cond} = -kA \int_{T_1,0}^{T_2,L} \frac{dT}{dx} = kA \frac{T_1 - T_2}{L}$ .

$$R_{thermal} = \frac{L}{kA}$$

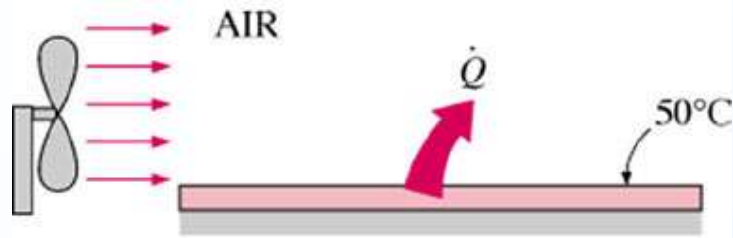


## 熱交換器原理介紹(Cont.)

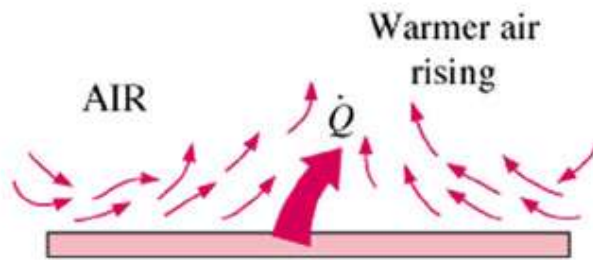
### 常用金屬熱傳導係數值(at 0°C)

材質	熱傳導係數 k,(W/m.K)
銀, Silver (pure)	410
銅, Copper (pure)	385
鋁, Aluminum (pure)	202
鎳, Nickel (pure)	93
鐵, Iron (pure)	73
碳鋼, Carbon steel, 1%C	43
鉛, Lead (pure)	35
鎳鉻合金, Chrome-nickel steel (18%Cr, 8% Ni)	16.3

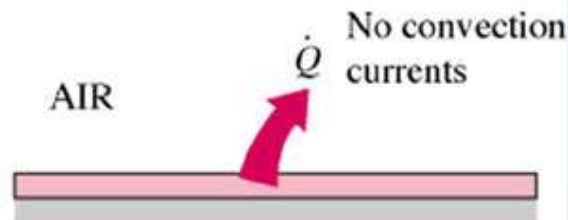
# 熱對流(heat convection)



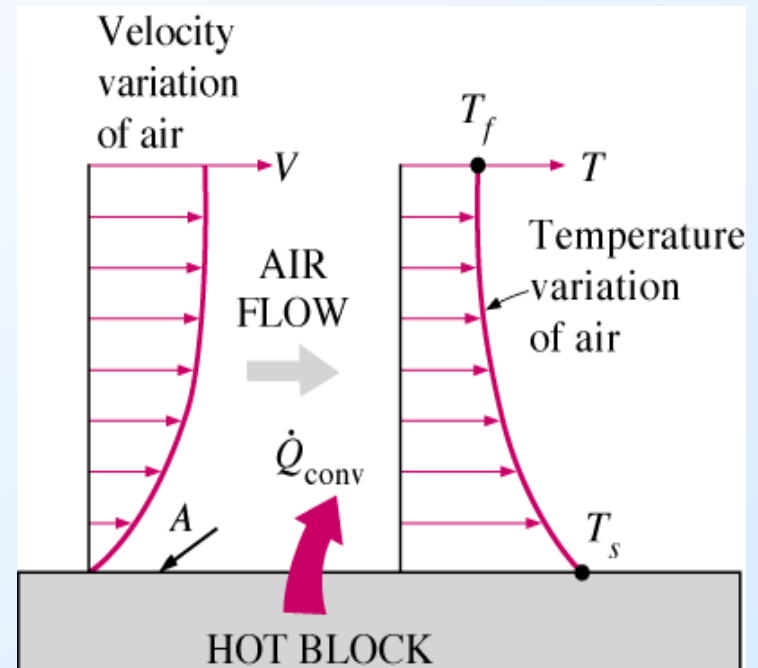
(a) Forced convection



(b) Free convection



(c) Conduction

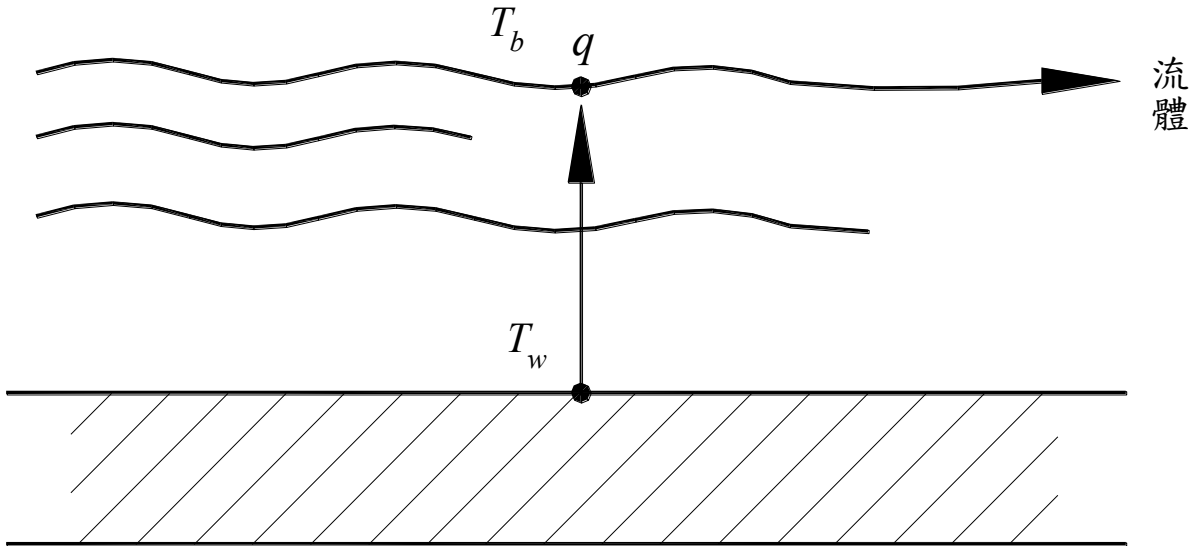


$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f)$$

$h$  = heat transfer coefficient ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )



# 熱阻抗觀念 (Thermal Resistance)



熱對流熱傳示意圖

Newton's Law of Cooling  $\Rightarrow$

$$\dot{Q}_{convection} = hA(T_w - T_b).$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{hA}}$$



$$R_{thermal} = \frac{1}{hA}$$



## 熱交換器原理介紹(Cont.)

一些常見的流體熱傳係數(heat transfer coefficient)

fluid	state	$h$ , W/m <sup>2</sup> .K
Gas	1 bar	80 - 125
Gas	10 bar	250 - 400
Water	Single phase	5000 - 7500
Water	Boiling < 5 bar	3000 - 10000
Steam	Condensation 1 Bar	10000 - 15000



## 熱交換器原理介紹(Cont.)

### 一些常見的流體熱傳係數(heat transfer coefficient)

fluid	$h$ , $W/m^2.K$
Air (Natural Convection)	5-25
Air/ superheated steam (Forced Convection)	20-300
Oil (Forced Convection)	60-1800
Water (Forced Convection)	300-6000
Water (Boiling)	3000-60000
Steam (Condensing)	6000-120,000



# 常用單相管內熱傳計算方程式 (直管)

表1-7 單相常用熱傳方程式

編號	方程式	適用範圍說明
1.	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ (被加熱的流體) $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$ (被冷卻的流體)	$Re > 10^4$ , Dittus-Boelter 方程式
2.	$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{2/3}-1)}$ $f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$	$2300 < Re < 10^5$ Gnielinski 方程式
3.	$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}$	適用氣體且 $Re > 5000$



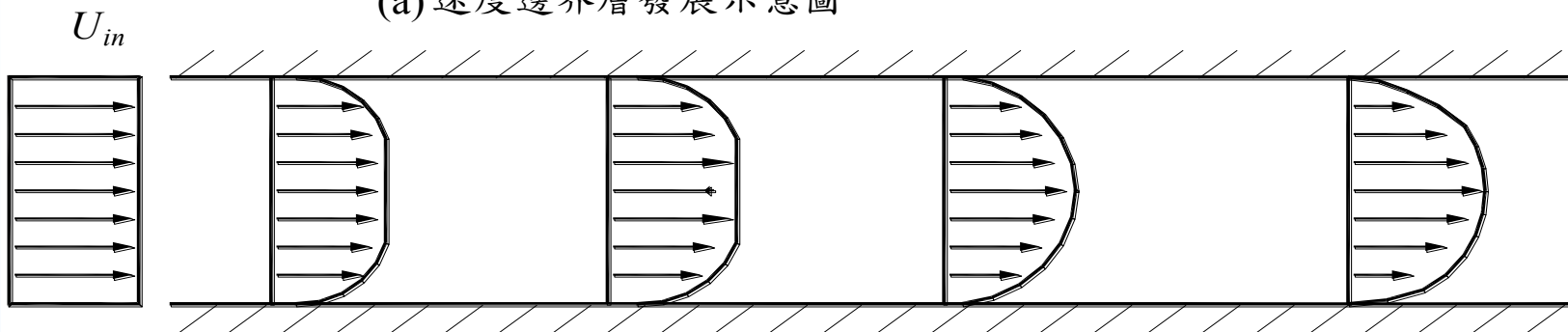
# 熱傳與壓降方程式選用注意事項

- 單位 (無因次方程式或有因次方程式)
- 特徵長度
- 邊界條件 (尤其是層流流動)
- 適用範圍
  - 溫度、壓力、工作流體
- 溫度效應的影響
- 流動條件 (入口效應)
- 幾何形狀變動

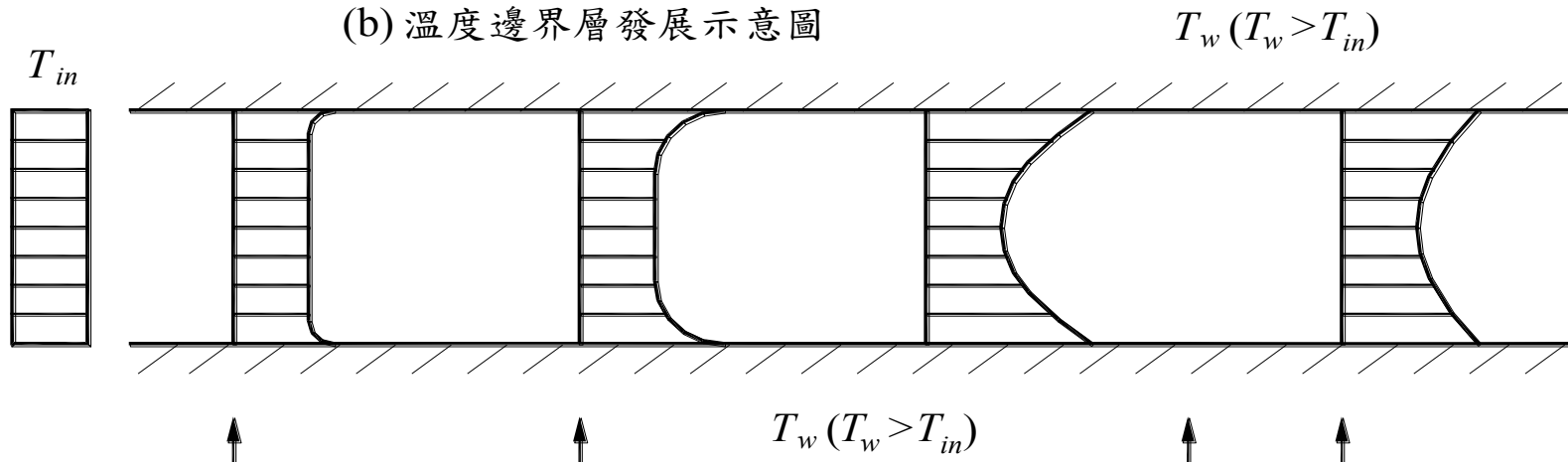


# 入口效應

(a) 速度邊界層發展示意圖

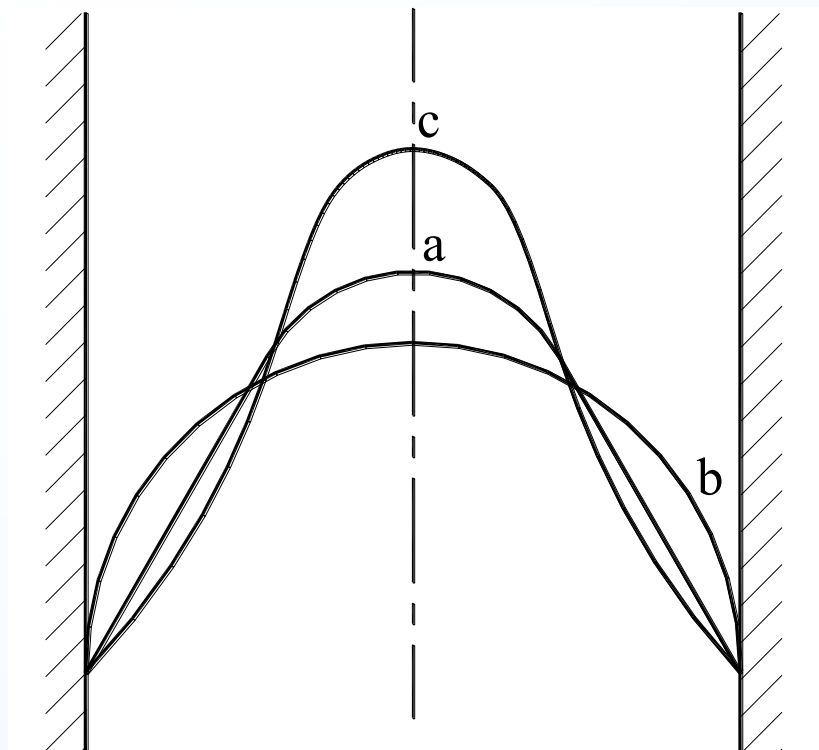


(b) 溫度邊界層發展示意圖





# 溫度效應



等溫條件下的流速分布為曲線 a；當溫度上升時，流體黏性變小，所以靠近壁面的速度會變快(曲線 b)，相反的，若流體將熱傳至外界降溫時，靠近壁面的流體速度會下降(曲線 c)，但中心的速度反而會變快。流體速度分布的變化當然也會影響熱傳係數

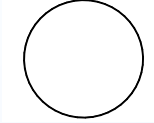
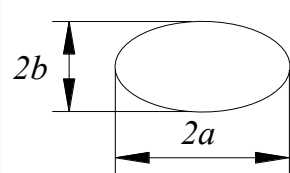
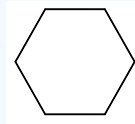
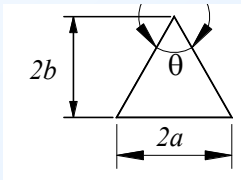
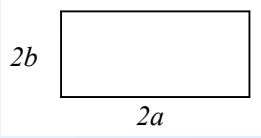
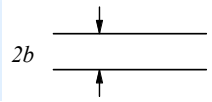
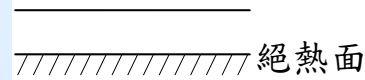
因此若要考慮溫度效應的影響，常用的方程式乘上一個修正係數

$$\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

其中  $\mu_b$  為流體中心溫度的黏度(viscosity)  $\mu_w$  為壁面溫度下的流體黏度



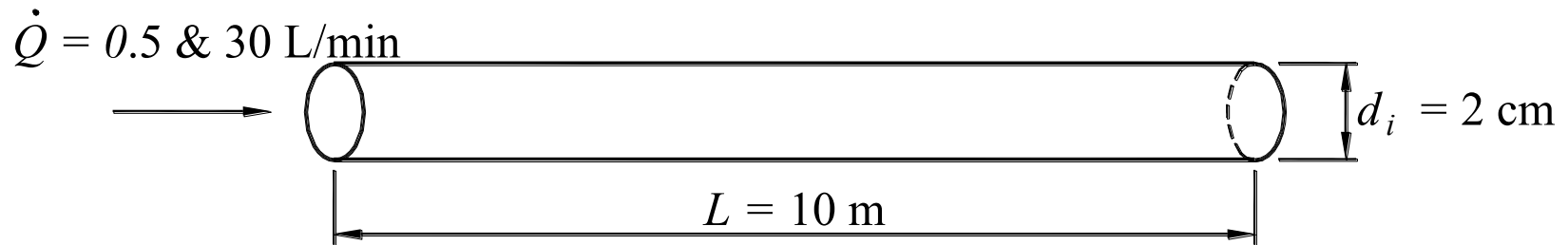
# 幾何形狀 變化的影 響

Geometry ( $L/D_h > 100$ , 完全發展)	$Nu_T$	$Nu_{H1}$	$Nu_{H2}$	$f \cdot Re$	
	3.657	4.364	4.364	16.00	
	$2b/2a = 0.5$	3.742	4.558	3.802	16.83
	$2b/2a = 0.25$	3.792	4.88	2.333	18.24
	$2b/2a = 0.125$	3.725	5.085	0.9433	19.146
	3.34	4.002	3.682	16.06	
	$\theta = 120^\circ, \frac{2b}{2a} = 0.289$	2.0	2.68	0.62	12.744
	$\theta = 90^\circ, \frac{2b}{2a} = \frac{1}{2}$	2.34	2.982	1.34	13.153
	$\theta = 60^\circ, \frac{2b}{2a} = \frac{\sqrt{3}}{2}$	2.47	3.111	1.892	13.333
	$\theta = 30^\circ, \frac{2b}{2a} = 1.866$	2.26	2.91	0.851	13.065
	$\frac{2b}{2a} = 1$	2.976	3.608	3.091	14.23
	$\frac{2b}{2a} = \frac{1}{2}$	3.391	4.123	3.017	15.55
	$\frac{2b}{2a} = \frac{1}{4}$	3.66	5.099	4.35	18.7
	$\frac{2b}{2a} = \frac{1}{8}$	5.597	6.490	2.904	20.59
	$\frac{2b}{2a} = 0$	7.541	8.235	8.235	24.0
	$\frac{b}{a} = 0$	4.861	5.385	--	24.0



Question 1：如下圖所示，水量 $0.5 \text{ L/min}$ 流進一長為 $10$ 公尺的水平直管中，假設水入口溫度為 $T = 20^\circ\text{C}$ ，試估算通過管路的熱傳係數？

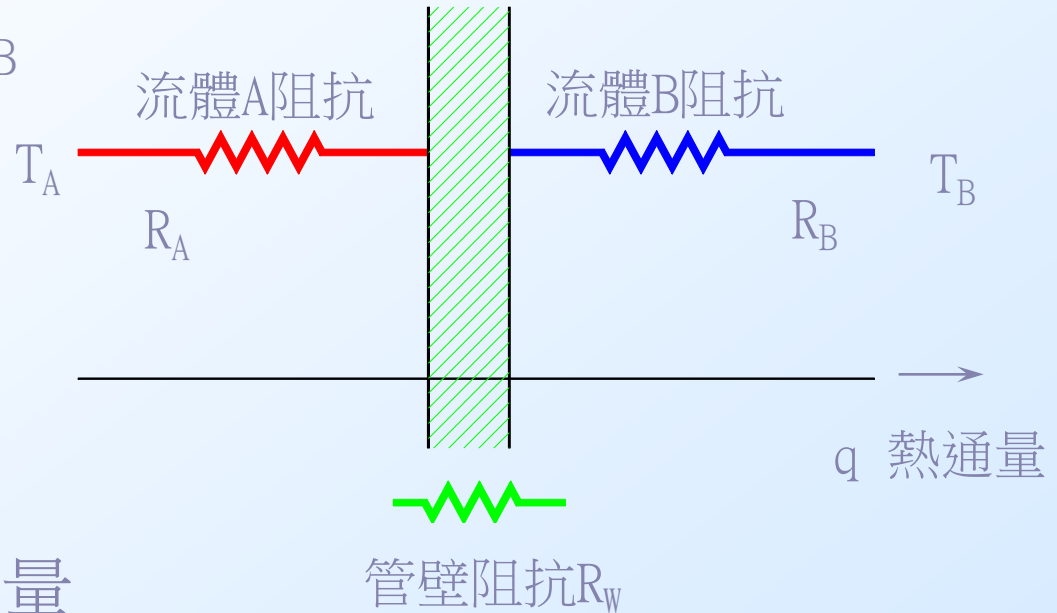
Question 2：如果水量為 $30 \text{ L/min}$ ，試估算通過管路的熱傳係數？





# 基本熱流介紹-熱交換原理

總阻抗： $R=R_A+R_W+R_B$



熱通量 $q$

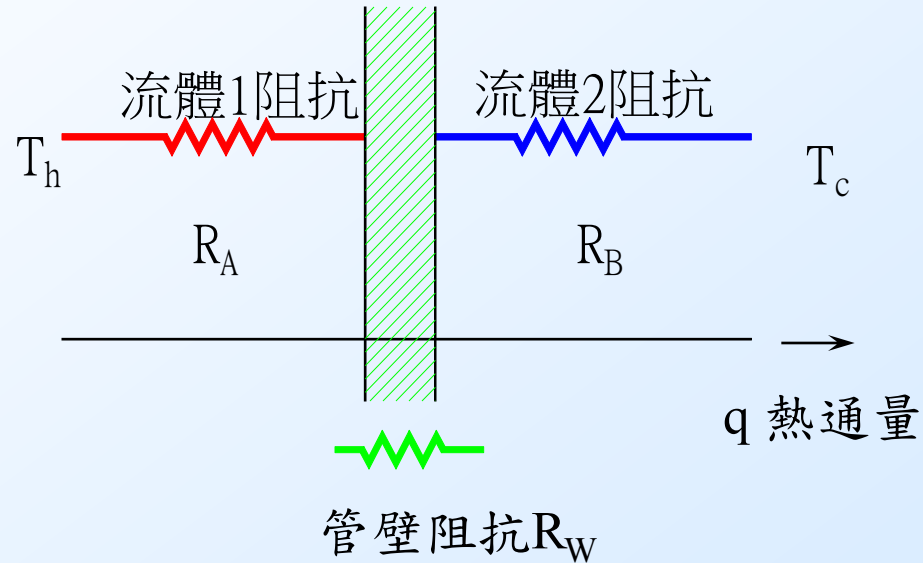
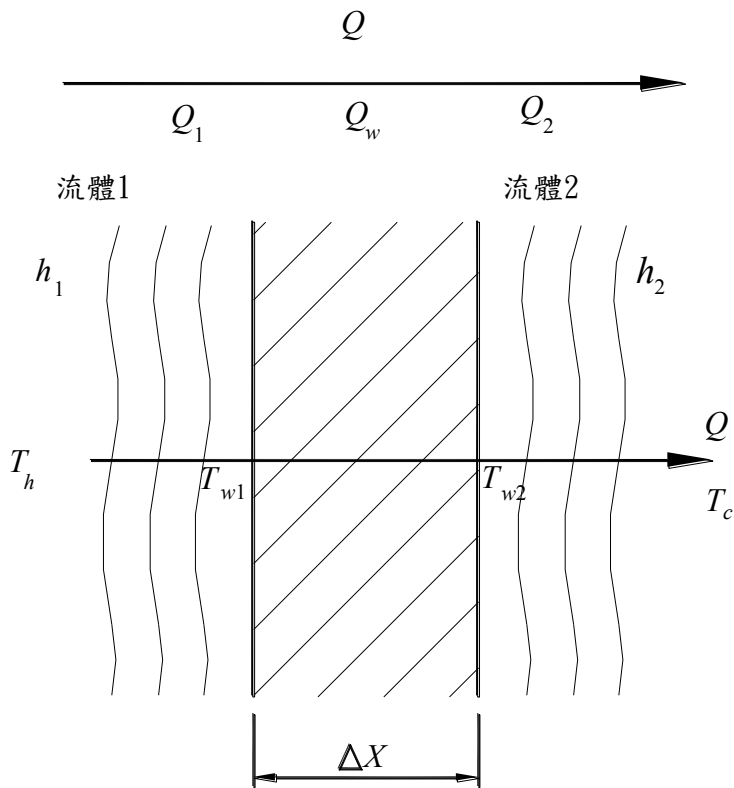
$$q=(T_A-T_B)/R$$

$$Q=q \cdot A \Rightarrow \text{總熱傳量}$$

因此若能確切掌握流體阻抗，即能精確設計熱交換器。



# 熱交換原理介紹(Cont.)



總阻抗： $R = R_A + R_W + R_B$

熱通量  $q = (T_h - T_c) / R$

$Q = q \cdot A \Rightarrow$  總熱傳量

Fig. 熱交換器兩側熱對流熱傳示意圖

因此若能確切掌握流體阻抗，即能精確設計熱交換器



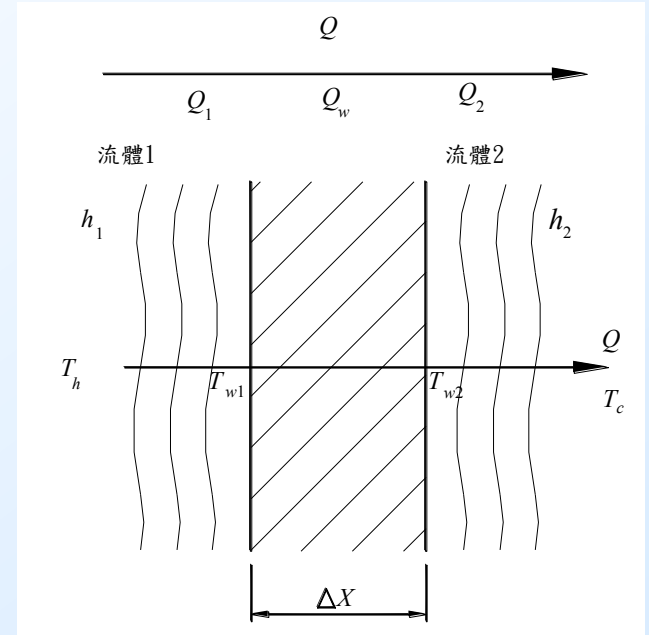
# 熱交換原理介紹(Cont.)

在穩定狀態(steady state)下熱傳量是平衡的，故  $Q_1 = Q_w = Q_2 = Q$

$$\dot{Q} = h_1 A_{w1} (T_h - T_{w,1}) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_1 A_{w1}} = T_h - T_{w,1}$$

$$\dot{Q} = kA \frac{(T_{w,1} - T_{w,2})}{\Delta X} \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{kA} = T_{w,1} - T_{w,2}$$

$$\dot{Q} = h_2 A_{w2} (T_{w,2} - T_c) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_2 A_{w2}} = T_{w,2} - T_c$$



三式相加，得

$$\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right) \dot{Q} = T_h - T_c$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = \frac{1}{\underbrace{\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right)}_{UA}} (T_h - T_c)$$



# 熱交換原理介紹(Cont.)

熱傳量  $Q$  表示成：

$$\therefore \dot{Q} = \underbrace{\frac{1}{\frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}}}}_{UA} (T_h - T_c) \Rightarrow \dot{Q} = UA \Delta T_m$$

$$\left( \dot{Q} = \frac{\Delta T_m}{\frac{1}{UA}} = \frac{\Delta T_m}{R_t} \right)$$

其中  $U$  一般習稱為總熱傳係數(單位： $W/m^2.K$ )， $A$  為參考面積

$$\therefore \underbrace{\frac{1}{UA}}_{\text{總阻抗}} = \underbrace{\frac{1}{h_1 A_{w1}}}_{\text{熱側阻抗}} + \underbrace{\frac{\Delta X}{kA}}_{\text{管壁阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{h_2 A_{w2}}}_{\text{冷側阻抗}} \Rightarrow R_t = R_1 + R_w + R_2$$

$$U_o A_o = U_i A_i = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{h_i A_i}}_{\text{冷媒側阻抗}} + \underbrace{\frac{X_p}{k_p A_p}}_{\text{管壁阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{h_o A_o}}_{\text{空氣側阻抗}}}$$

管壁組抗

$$\left\{ \begin{aligned} R_w &= \frac{X_p}{k_p A_p} && \text{For plane wall} \\ R_w &= \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_p L} && \text{For tube wall} \end{aligned} \right.$$



## 熱交換器原理介紹(Cont.)

For fin-and-tube HX →

$$U_o A_o = U_i A_i = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{h_i A_i}}_{\text{冷媒側阻抗}} + \underbrace{\frac{X_p}{k_p A_p}}_{\text{管壁阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{h_o A_o \eta_s}}_{\text{空氣側阻抗}}}$$

其中  $U_o$  稱為總熱傳係數， $A_o$  和  $A_i$  為管外和管內側熱傳面積， $A_p$  為管壁平均面積， $k_p$  為管壁熱傳導係數， $\eta_s$  稱為鰭片表面有效度 (fin surface effectiveness, 後續說明)， $h_o$  為空氣側之熱傳係數， $h_i$  為管內流體熱傳係數。

- ▶ 總熱傳係數  $U_o$  的計算，須先求得空氣側熱傳係數  $h_o$ 、管內流體熱傳係數  $h_i$ 、鰭片表面有效度  $\eta_s$  和熱傳面積  $A_o$  和  $A_i$ 。



## 一些常見流體的總熱傳係數(overall heat transfer coefficient)

FLUID COMBINATION	$U(W/m^2.K)$
Water to water	850-1700
Water to oil	110-350
Steam condenser (water in tubes)	1000-6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800-1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250-700
Finned – tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25-50



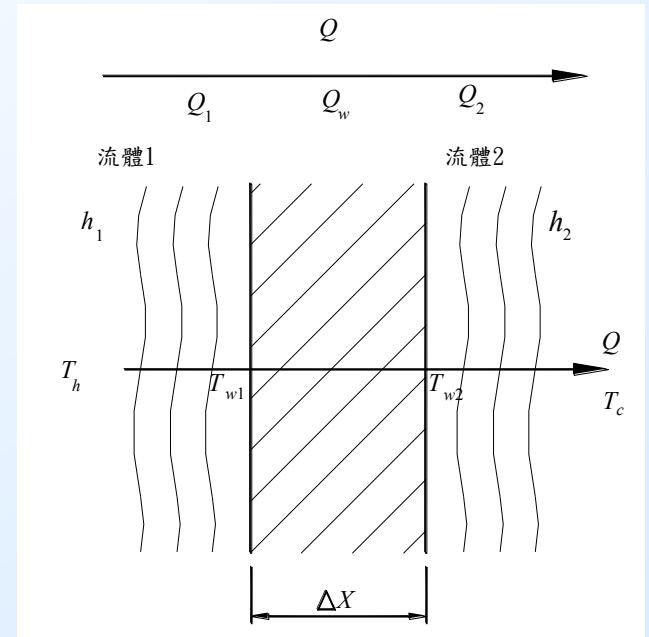
# 熱交換器原理介紹(Cont.)

在穩定狀態(steady state)下熱傳量是平衡的，故  $Q_1 = Q_w = Q_2 = Q$

$$\dot{Q} = h_1 A_{w1} (T_h - T_{w,1}) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_1 A_{w1}} = T_h - T_{w,1}$$

$$\dot{Q} = kA \frac{(T_{w,1} - T_{w,2})}{\Delta X} \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{kA} = T_{w,1} - T_{w,2}$$

$$\dot{Q} = h_2 A_{w2} (T_{w,2} - T_c) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_2 A_{w2}} = T_{w,2} - T_c$$



三式相加，得

$$\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right) \dot{Q} = T_h - T_c$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = \frac{1}{\underbrace{\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right)}_{UA}} (T_h - T_c)$$



# 熱交換器的功用

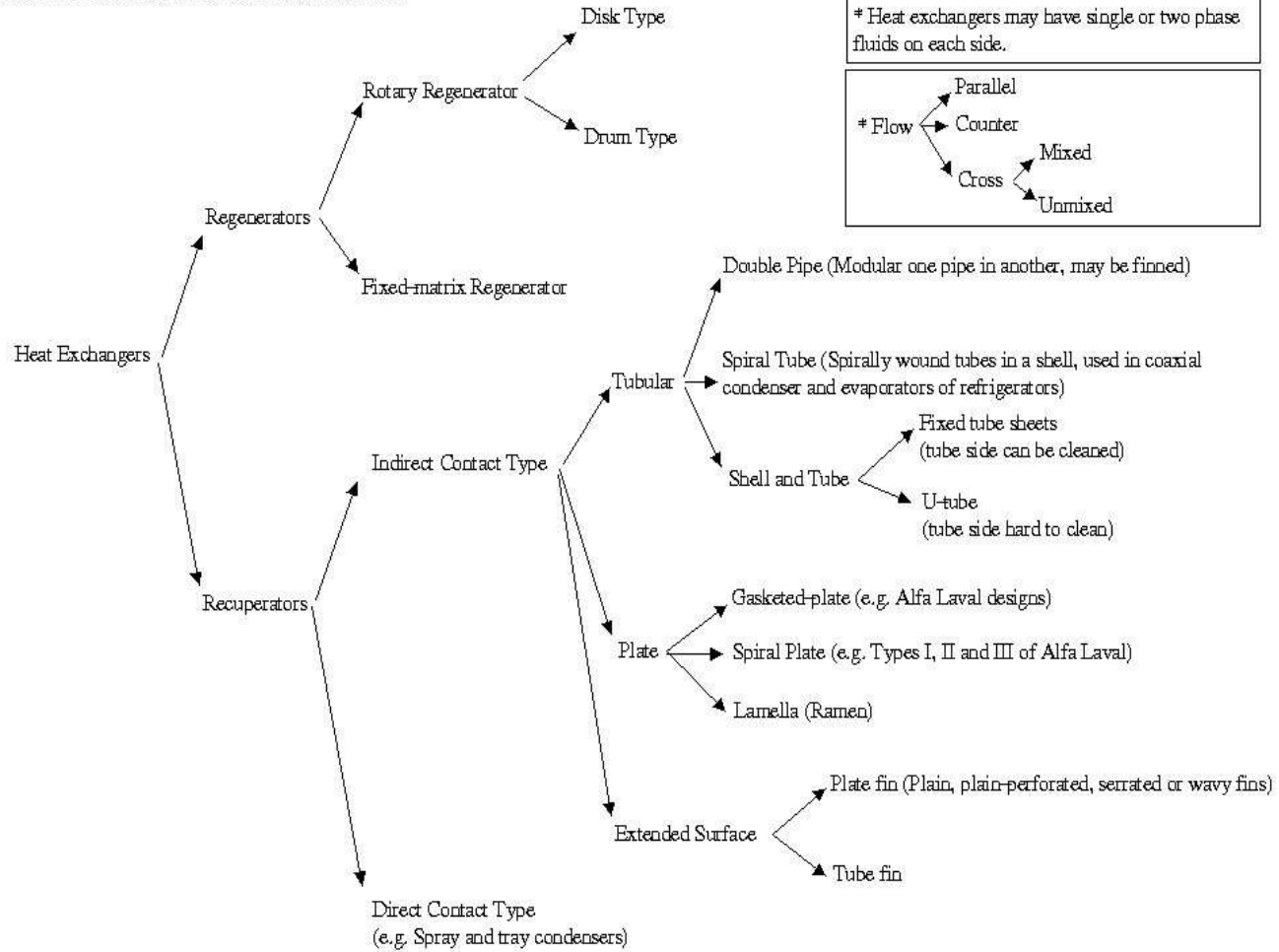
- 不同流體間的換熱
- 易於控制與使用
- 避免流體於熱交換過程的「汙染」



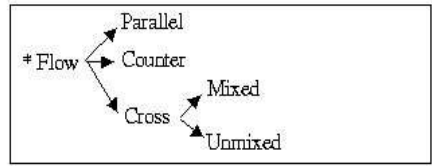


# 熱交換器的型式

## CLASSIFICATION OF HEAT EXCHANGERS



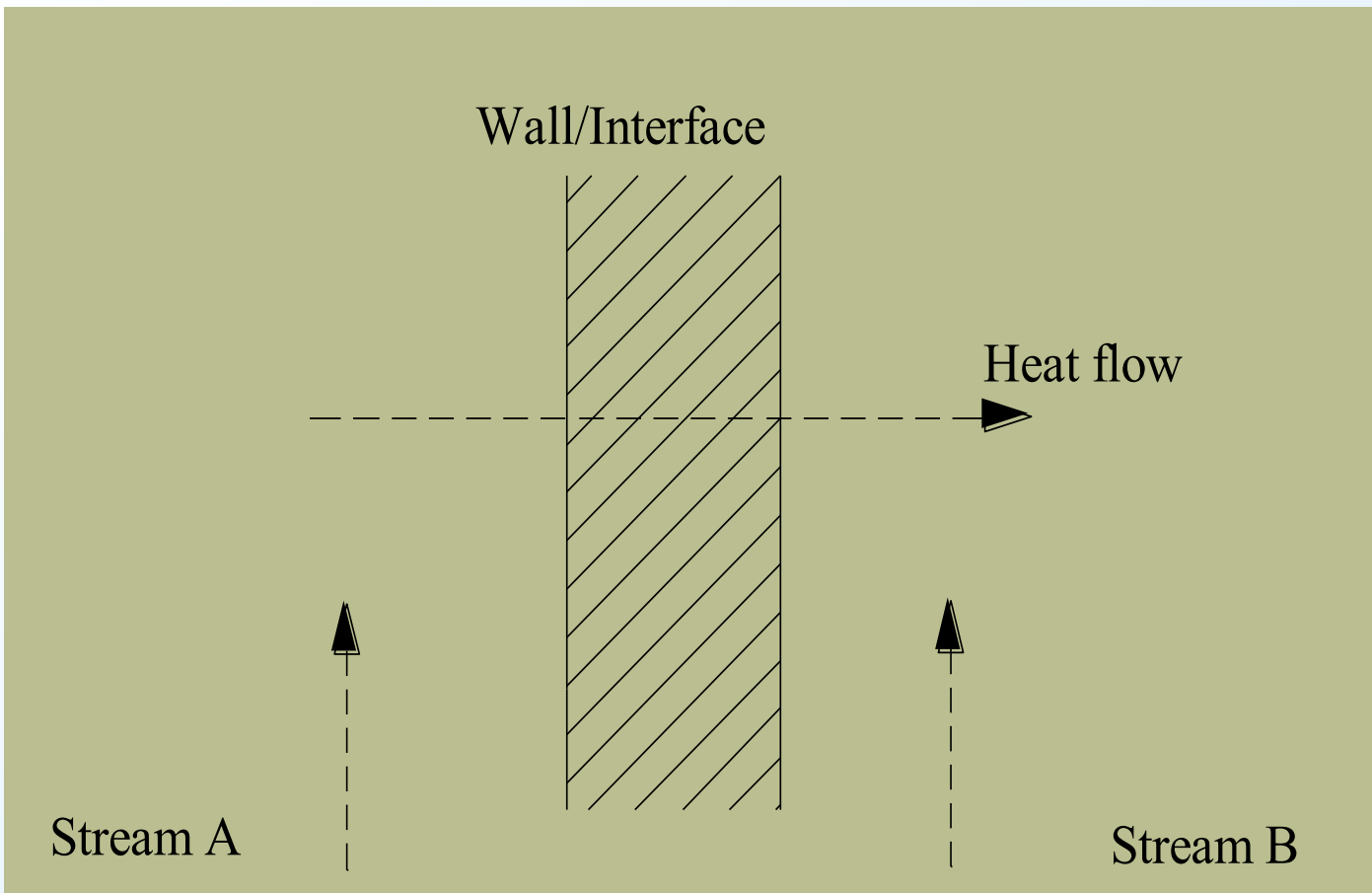
\* Heat exchangers may have single or two phase fluids on each side.



回覆式  
Recuperator  
→ 最普遍型式

再生式  
Regenerator  
直接接觸式

Direct Contact Heat Exchanger

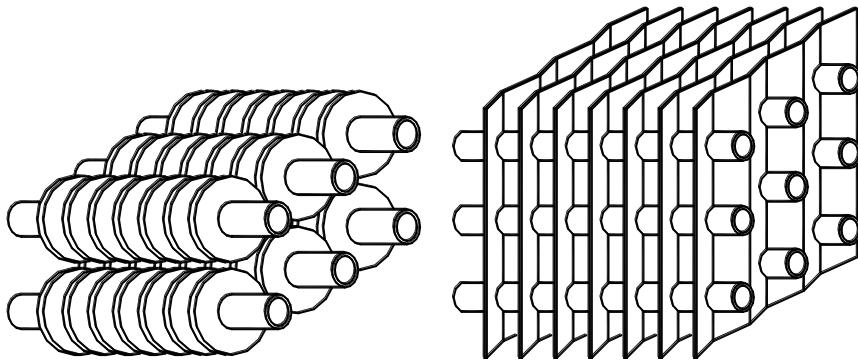


熱交換工作原理



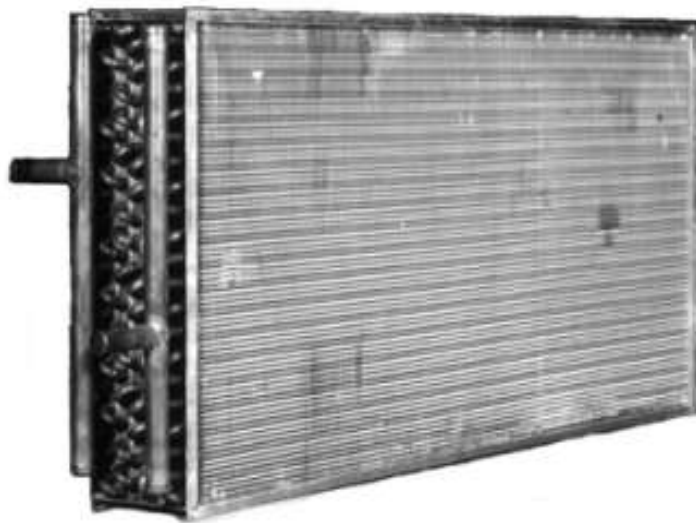
# 典型 Recuperator

- 鰭管式 (Fin-and-tube Heat Exchanger)
- 殼管式 (Shell and Tube Heat Exchanger)
- 板式 (Plate Heat Exchanger)
- 螺旋式 (Spiral Heat Exchanger)
- 套管式 (Tube in Tube Heat Exchanger)
- Cross flow Heat Exchanger

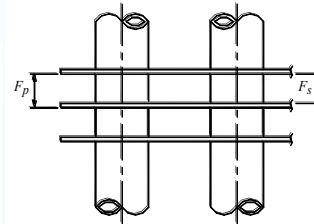


(a)

(b)

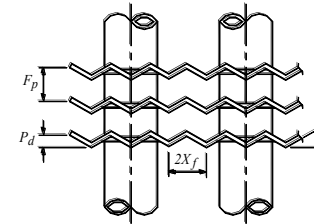


(c)



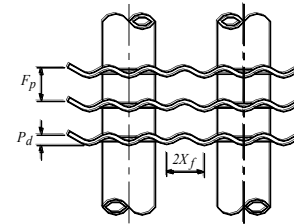
(a) 平板型

Plain fin



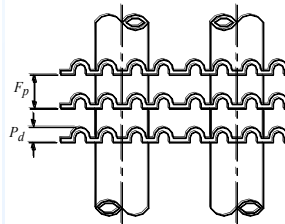
(b) 波浪型

Herringbone wavy fin



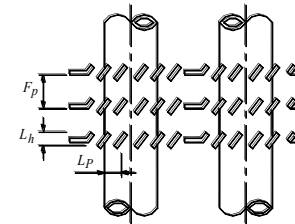
(c) 平滑波浪型

Smooth wavy fin, type (I)



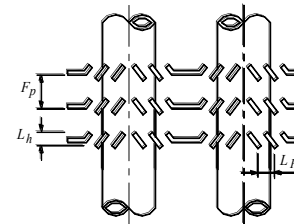
(d) 平滑波浪+平板型

Smooth wavy fin, type (II)



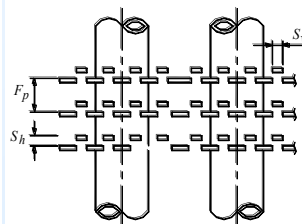
(e) 單向百葉窗型

Louver fin, one-sided



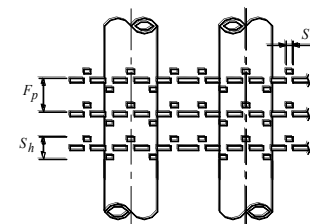
(f) 雙向百葉窗型

Louver fin, with re-direction louver



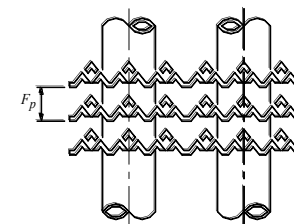
(g) 單向裂口型

Slit fin, one-sided



(h) 雙向裂口型

Slit fin, double-sided



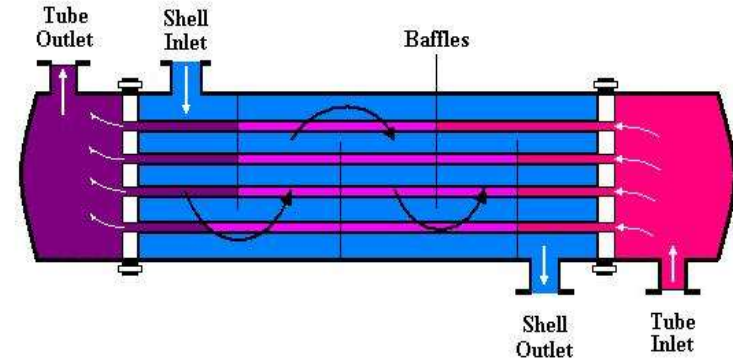
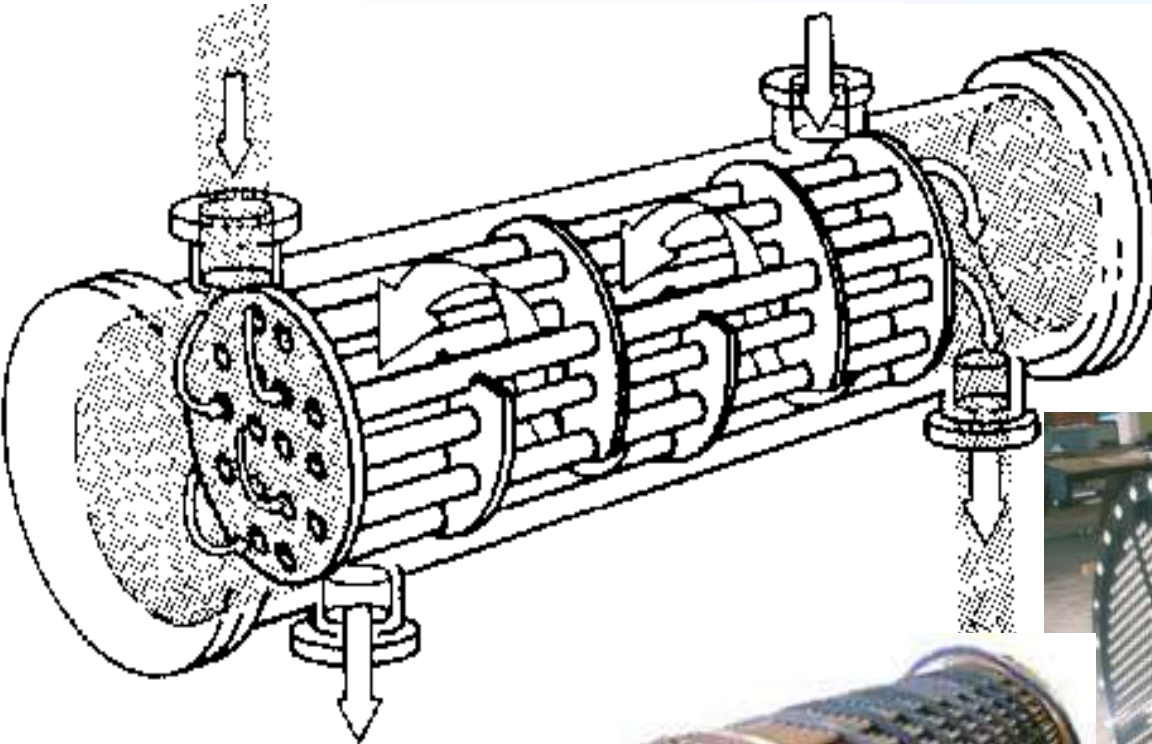
(i) 複和百葉窗型

Convex-louver fin

Typical fin-and-tube heat exchanger (a) individual circular fin; (b) continuous wavy fin; (c) conventional air-cooled heat exchanger



# 殼管式 Shell and Tube Heat Exchanger





(a)



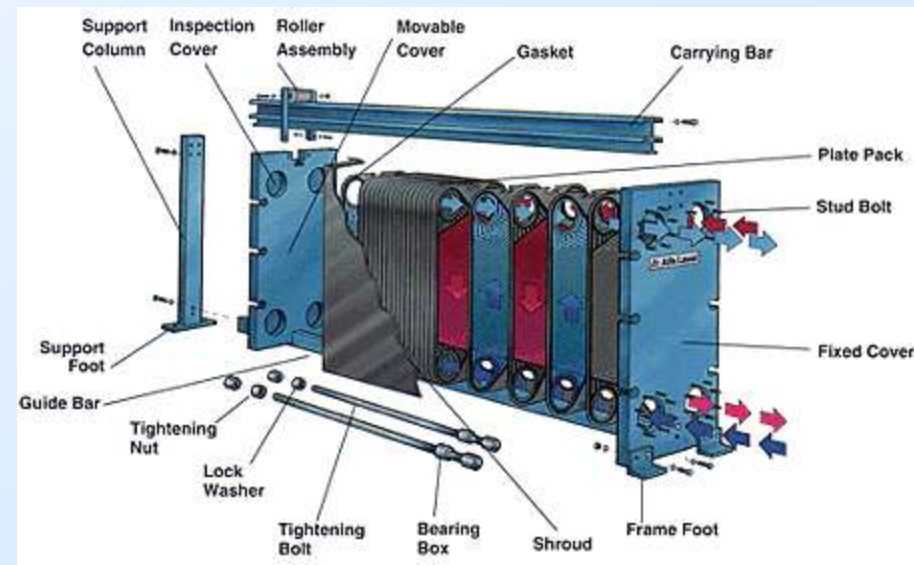
(b)



(c)

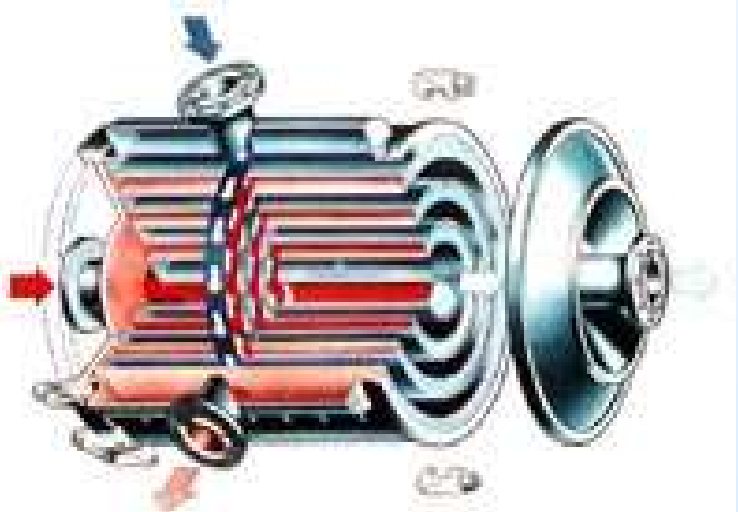
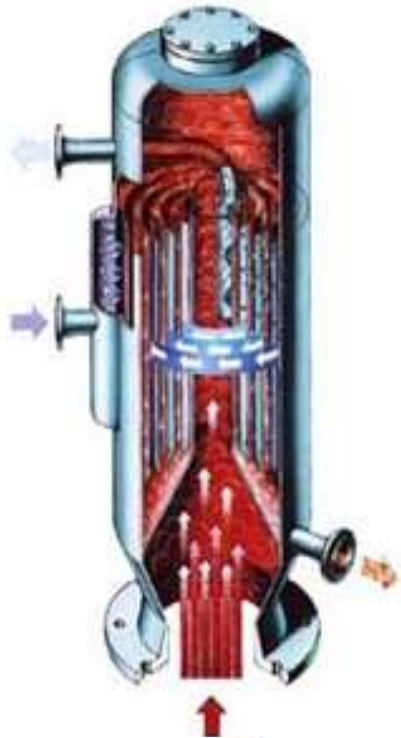
板式熱交換器 (a) brazed type;  
(b) working principle; (c) cross section

可拆卸式板式熱交換器



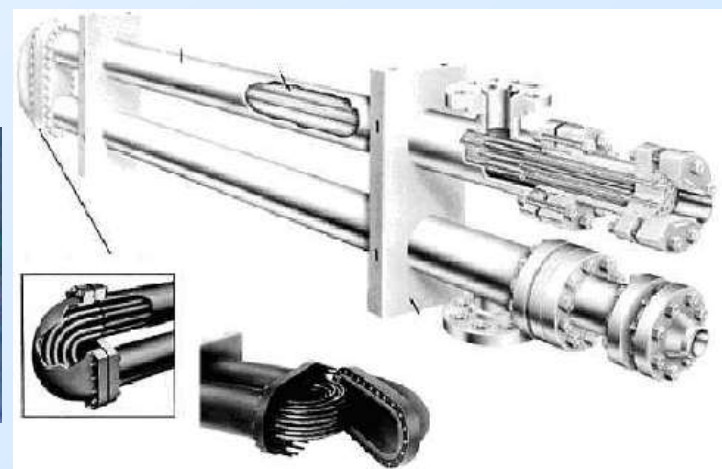
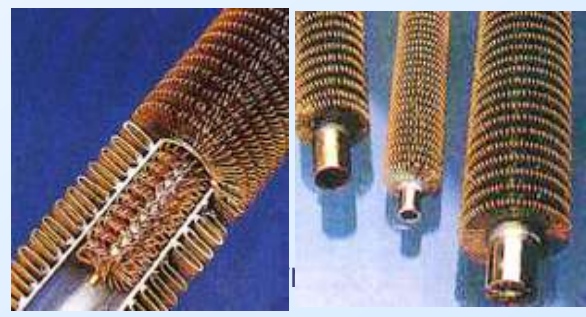
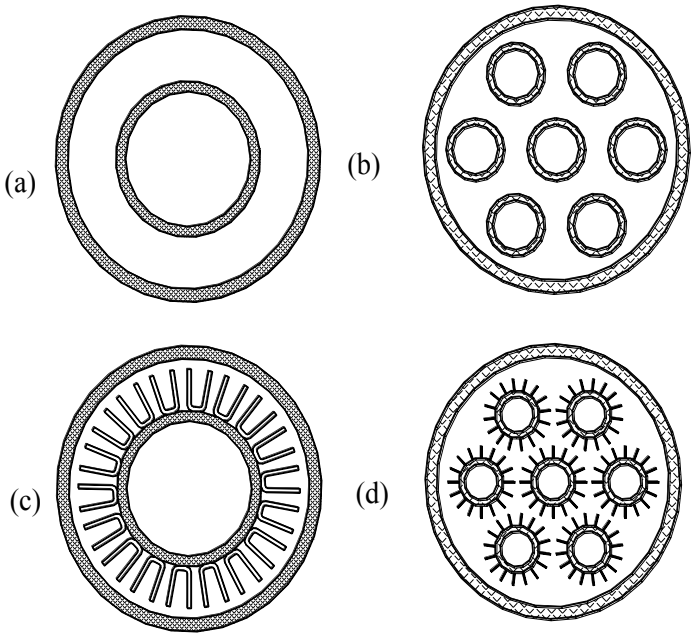


# Spiral Heat Exchanger





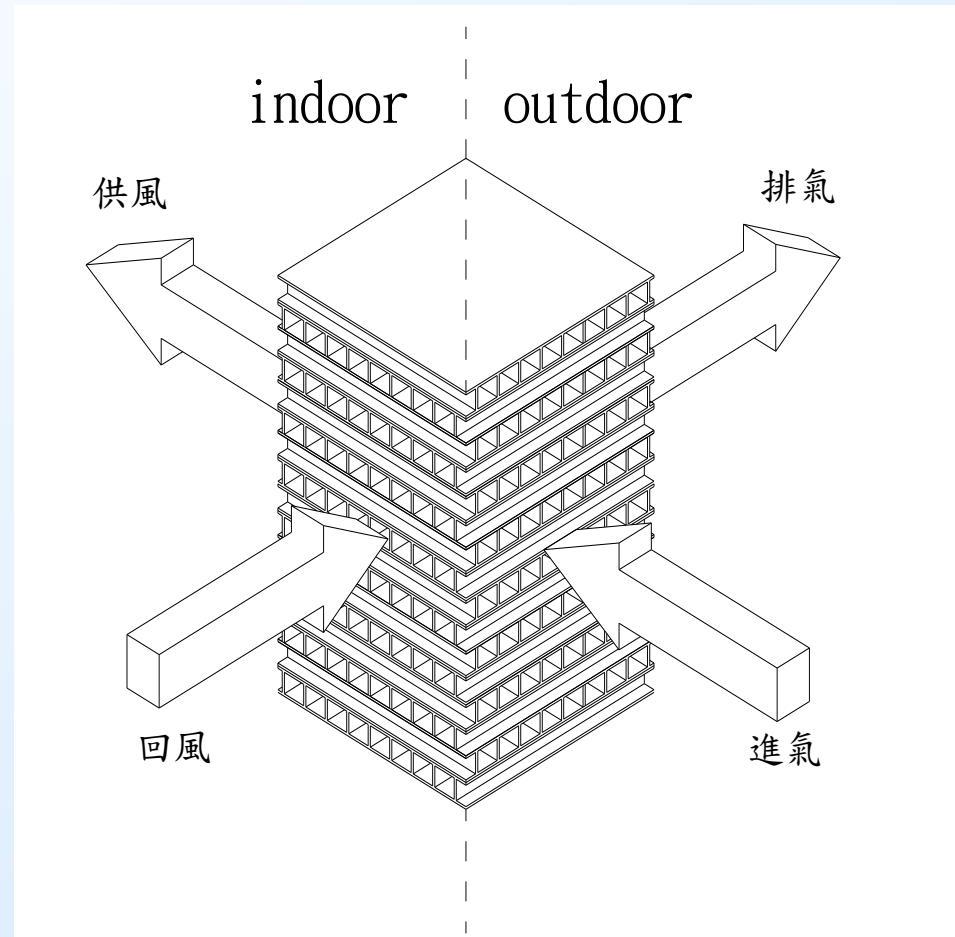
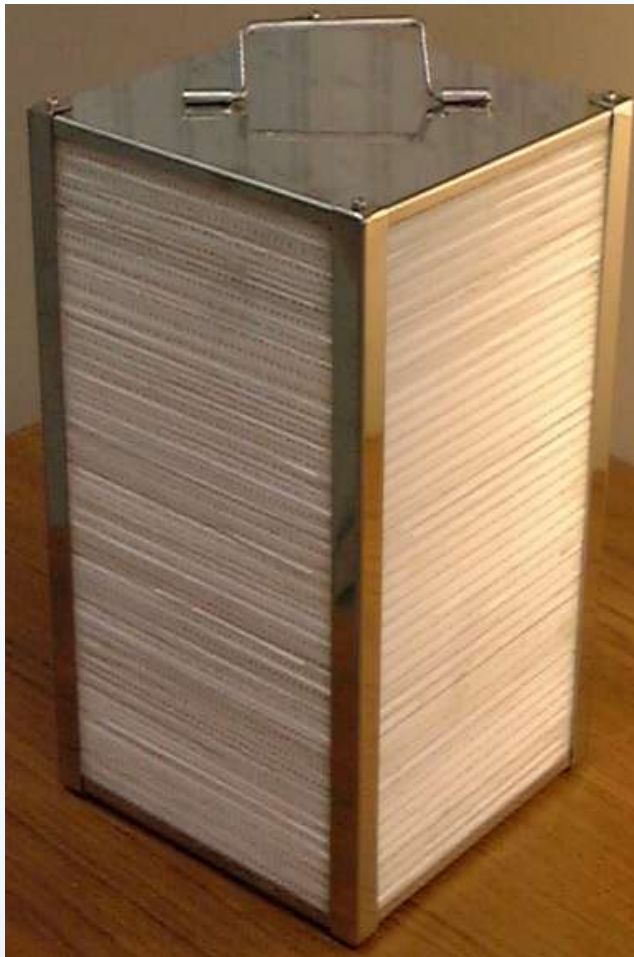
# 套管式 (Tube-in-Tube Heat Exchanger)

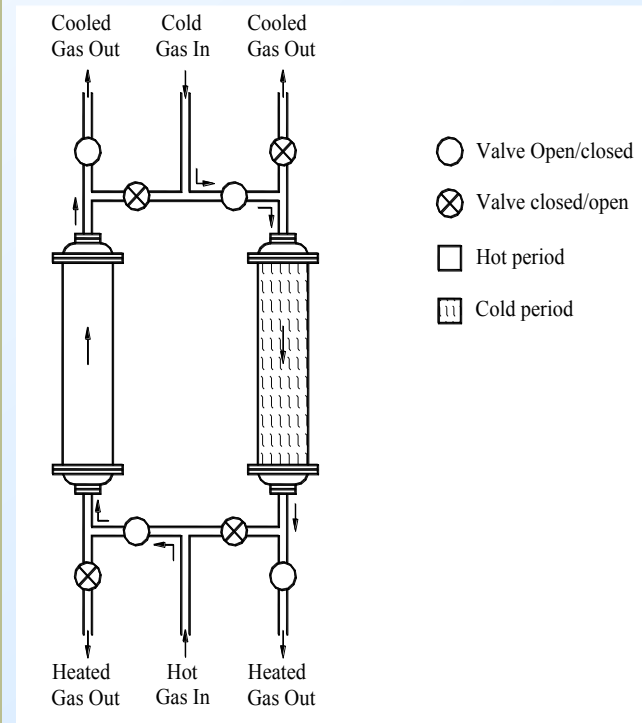
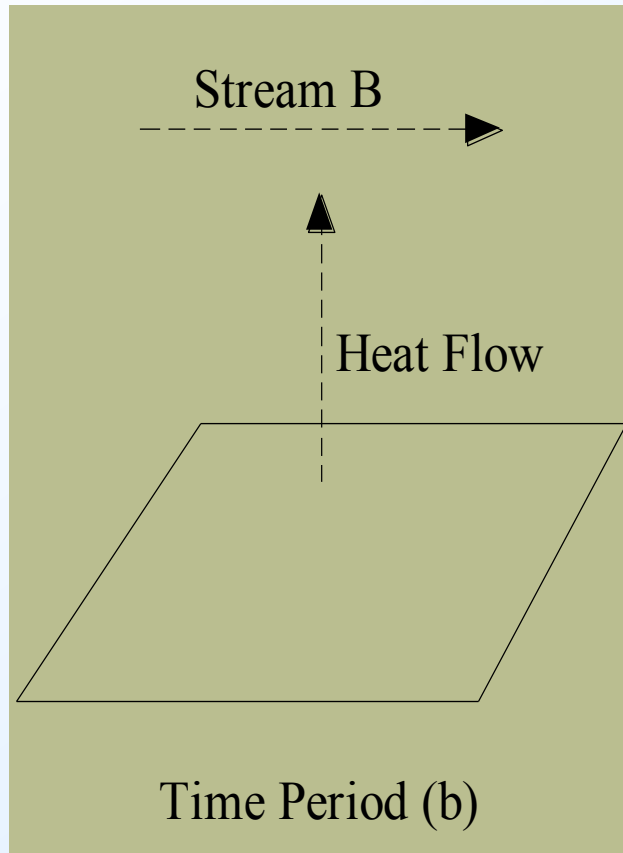
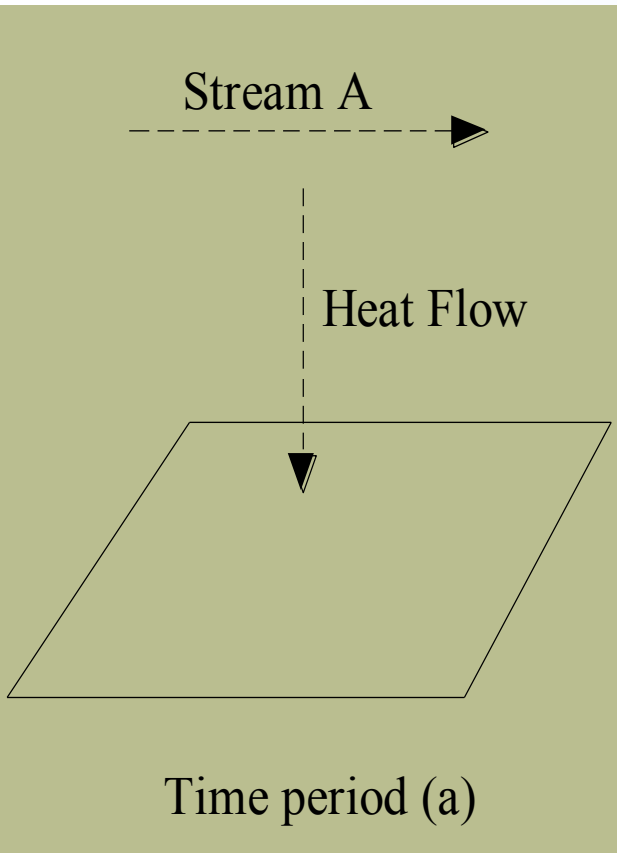




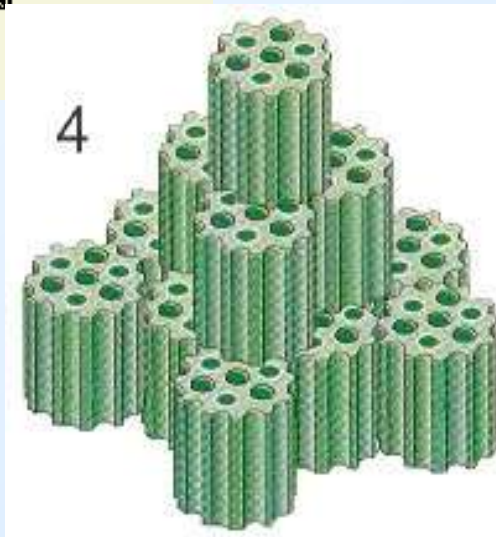
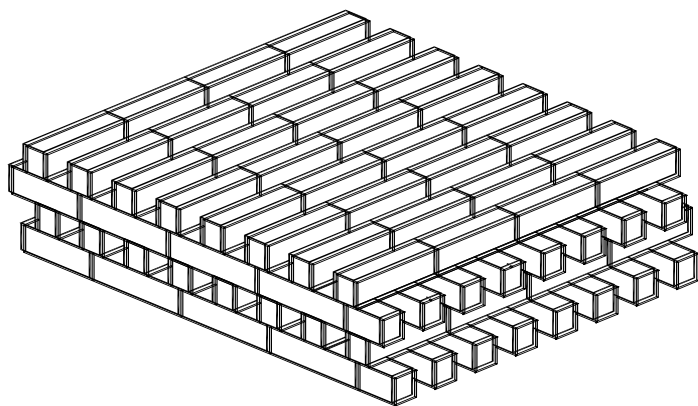
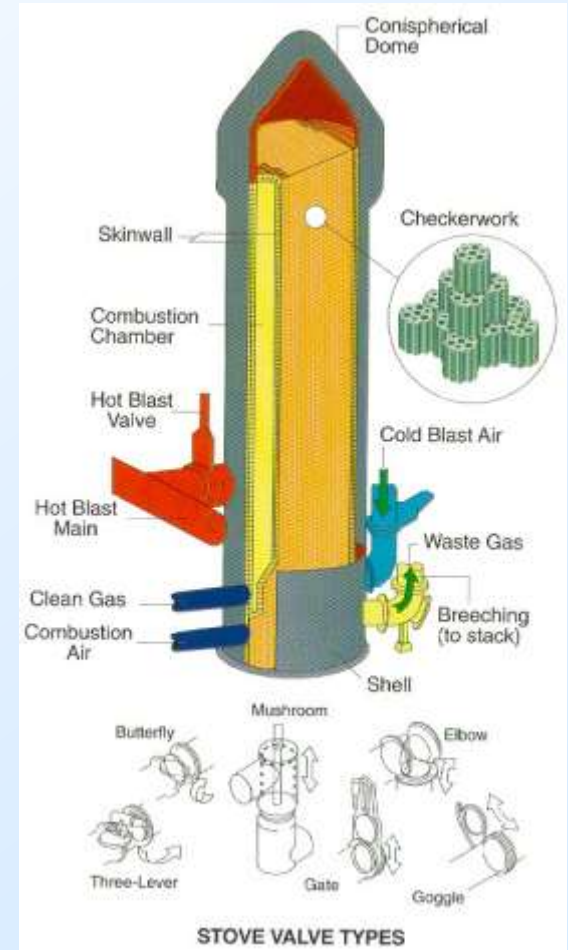
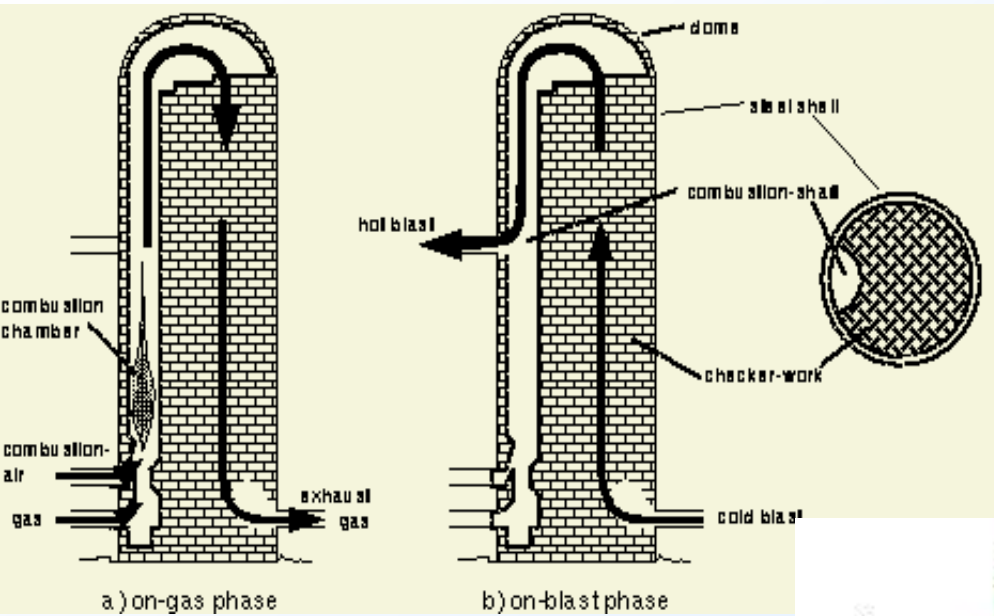
# 氣對氣交流式熱交換器

## Air-to-air Cross Flow Heat Exchanger



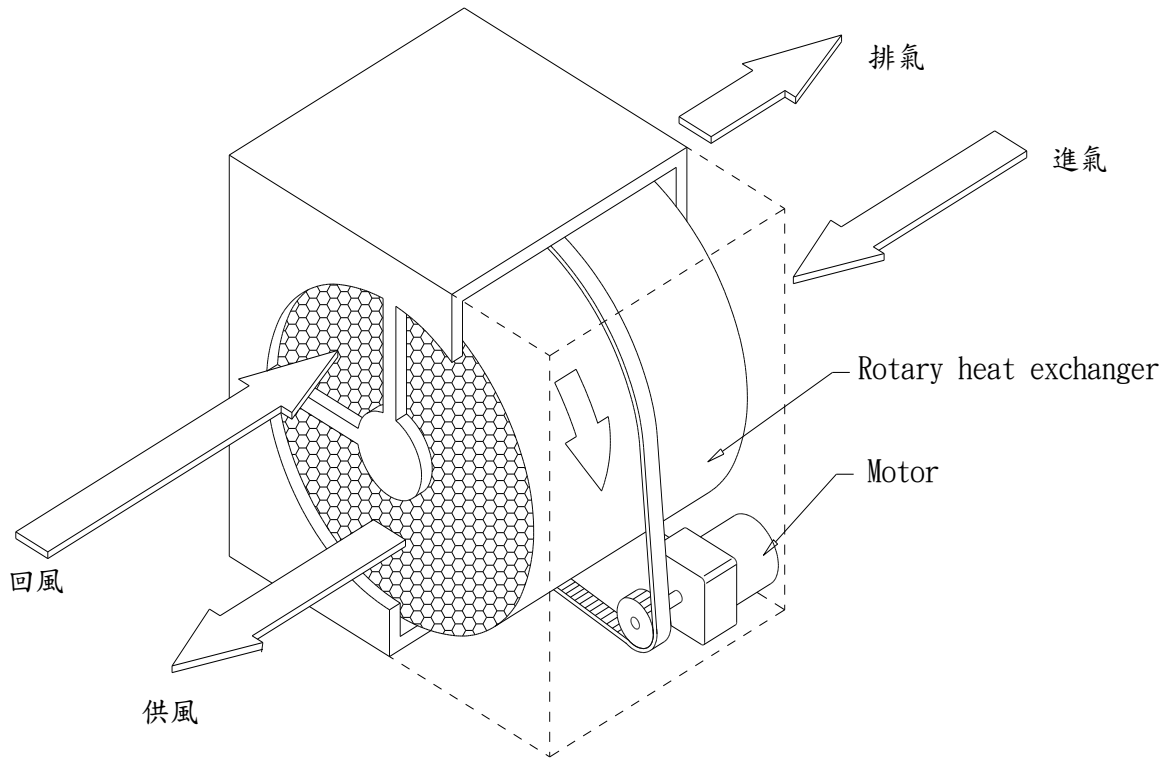


# 再生式熱交換器工作原理



Copyright © 2009

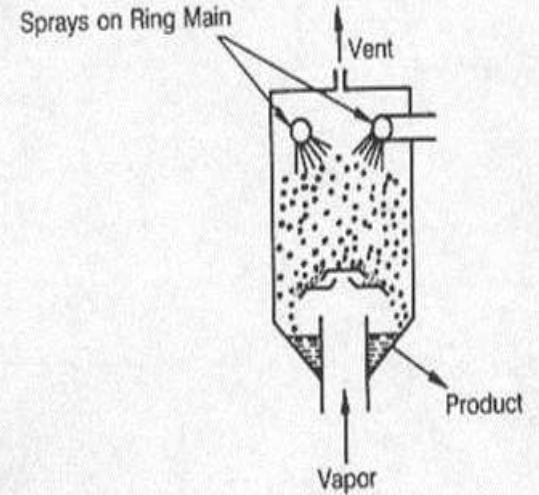
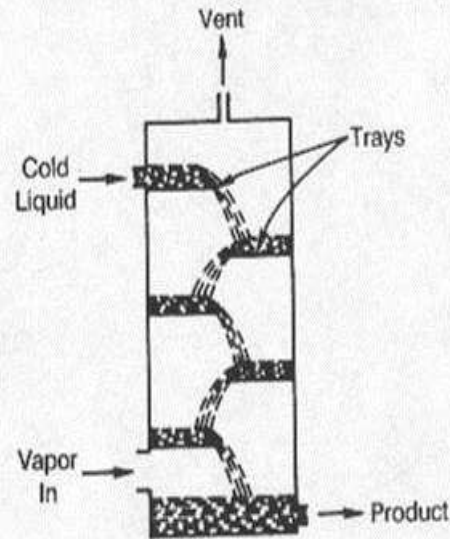
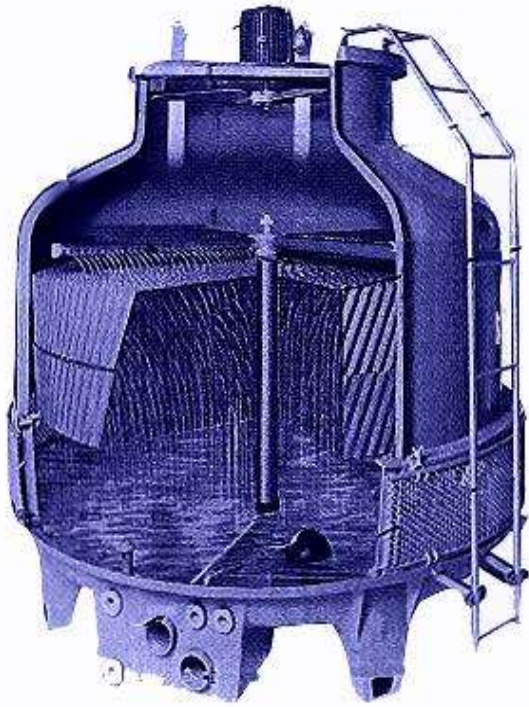
Hot blast stove Fixed Bed type regenerator



轉輪式再生式熱交換器 (a) Working Principle & (b) Rotary wheel

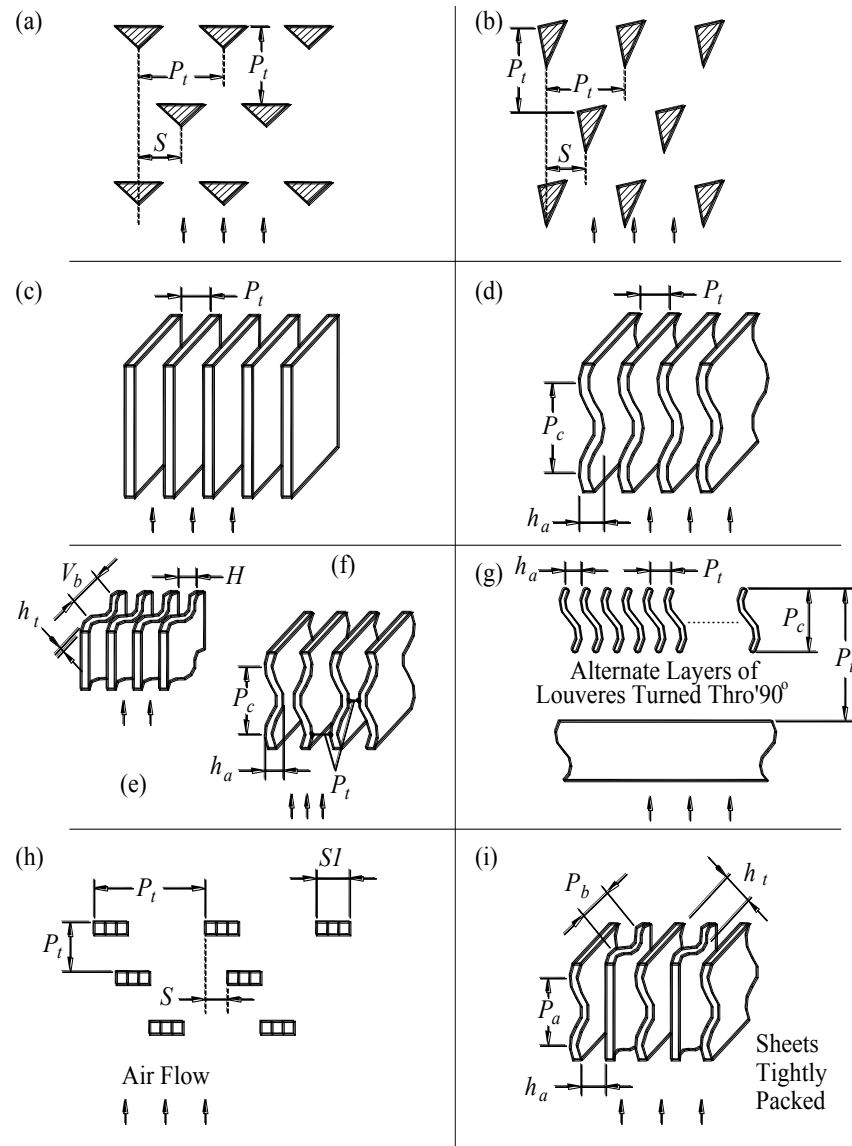
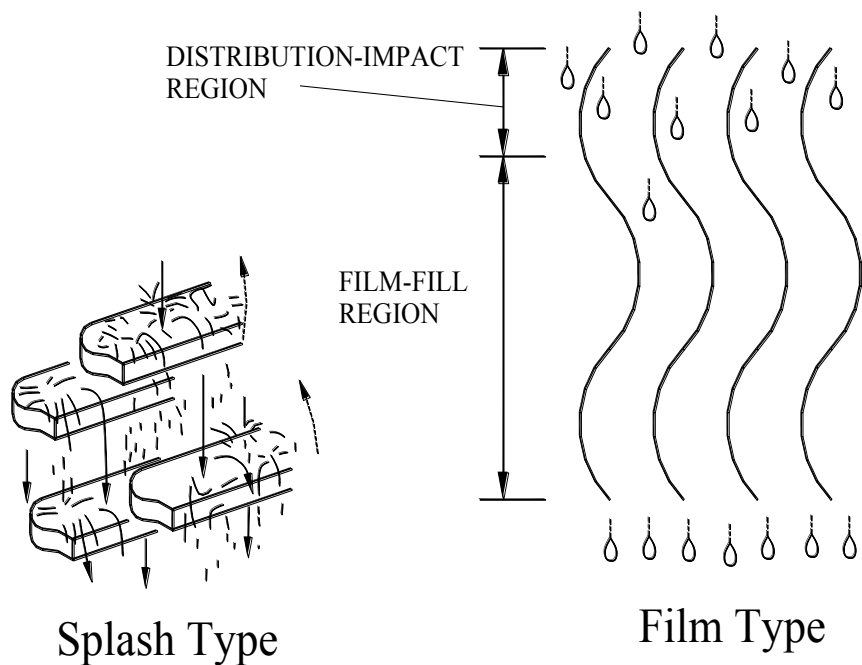


# Cooling Tower



Tray-type direct HX & Spray condenser

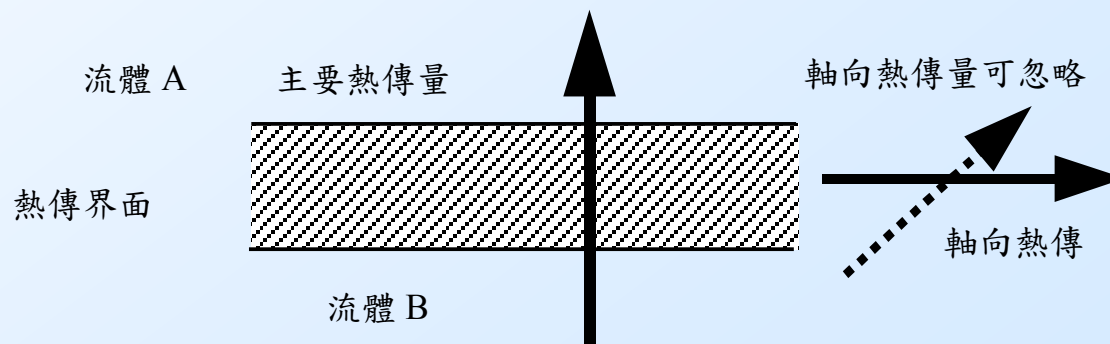
# 典型填料形狀





# 熱交換器性能計算方法

- 介紹兩種熱交換器熱傳設計基本方法，即  $UA-LMTD-F$  與  $\epsilon-NTU$  方法，這兩種設計方法作如下的一些基本的假設：
1. 熱交換過程是在一穩定狀態下進行（即與時間的改變無關）。
  2. 溫度、速度為一維分佈 (one-dimensional)，且流體無分層的現象。
  3. 流體的比熱為定值，且在操作時間內，整個熱交換器內部的比熱值 ( $C_p$ ) 不變。
  4. 總熱傳係數  $U$  值為固定。
  5. 熱交換器的軸向熱傳可忽略。
  6. 熱量損失到外界的部分可予以忽略。
  7. 熱交換器內並無產生熱量的裝置或反應(例如裝加熱器或化學反應等)。

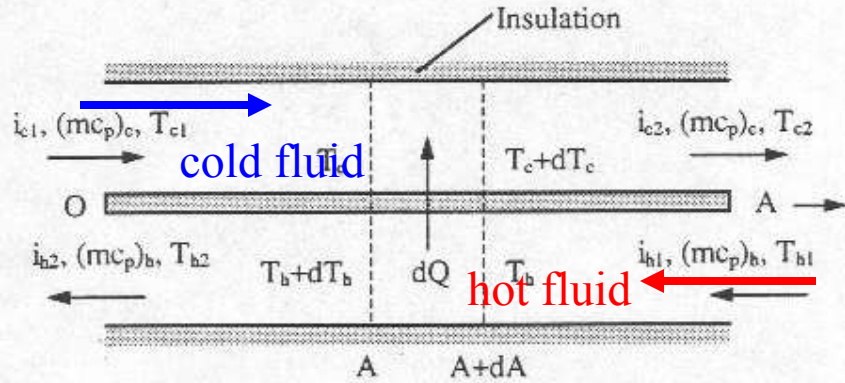


# 熱傳基本模式介紹(Cont.)

能量平衡關係：

➤ 冷側或熱側的熱傳量

$$\dot{Q} = \dot{m}(i_2 - i_1)$$



➤ 冷側與熱側之間的能量平衡

$$\dot{Q} = \dot{m}_h (i_{h1} - i_{h2}) = \dot{m}_c (i_{c2} - i_{c1})$$

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_{p,c})_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}C_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

其中  $C_h = (\dot{m}c_{p,h})_h$  and  $C_c = (\dot{m}c_{p,h})_c$

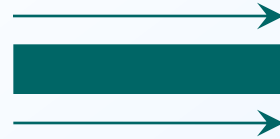


常用的熱交換器  
符號及其單位

符號	說明	單位
$A$	熱交換面積	$m^2$
$C_c$	冷側流體熱容量流率 $(\dot{m}c_p)_c$	W/K
$C_h$	熱側流體熱容量流率 $(\dot{m}c_p)_h$	W/K
$Q$	熱傳量	W
$Q_{max}$	最大熱傳量	W
$\varepsilon$	有效度 $(Q/Q_{max})$	無因次
$\dot{m}$	質量流率	kg/s
$c_p$	比熱	J/kg·K
$q$	熱通量 = $Q/A$	W/m <sup>2</sup> ·K
$C_{min}$	$C_c$ 與 $C_h$ 中較小者	W/K
$U$	總熱傳係數	W/m <sup>2</sup> ·K
$NTU$	傳遞單位, $UA/C_{min}$	無因次
$C^*$	$C_{min}/C_{max}$	無因次
$C_{max}$	$C_c$ 與 $C_h$ 中較大者	W/K
$T_{h,i}$	熱側流體進口溫度	°C, K
$T_{h,o}$	熱側流體出口溫度	°C, K
$T_{c,i}$	冷側流體進口溫度	°C, K
$T_{c,o}$	冷側流體出口溫度	°C, K
$F$	校正係數	無因次
$P$	溫度有效度, $(T_{c,o} - T_{c,i}) / (T_{h,i} - T_{c,i})$	無因次
$R$	$C_c / C_h$ , $(T_{h,i} - T_{h,o}) / (T_{c,o} - T_{c,i})$	無因次
$LMTD$	對數平均溫度差	°C, K
$\Delta_o$	熱交換器冷熱進口之最大溫差, $(T_{h,i} - T_{c,i})$	°C, K

# 熱交換器之流體流動型態

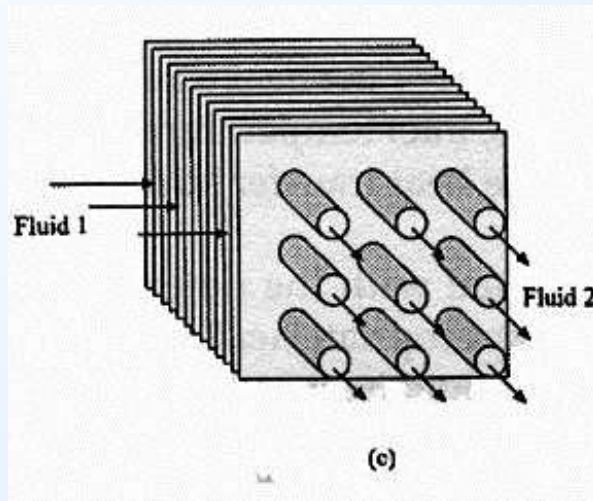
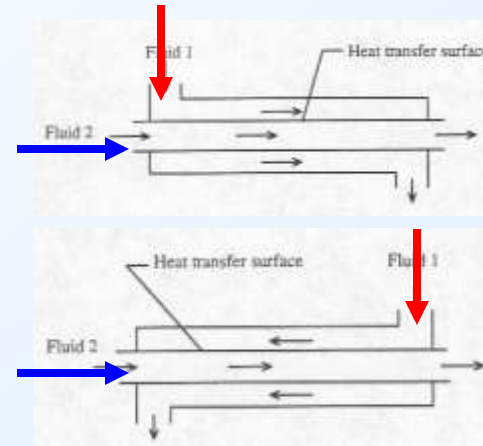
(1) 平行流(parallel flow)



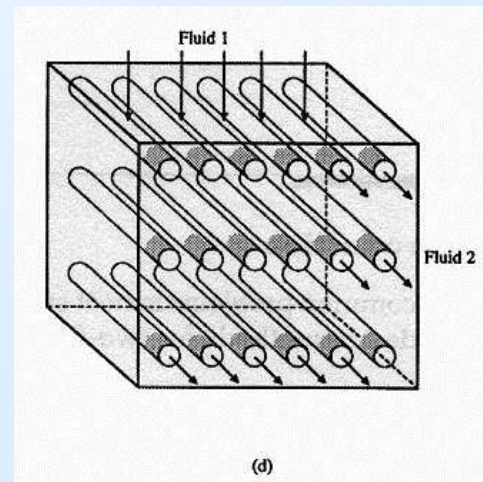
(2) 逆向流(counter flow)



(3) 交叉流(cross flow)



(a) fin with both fluid unmixed

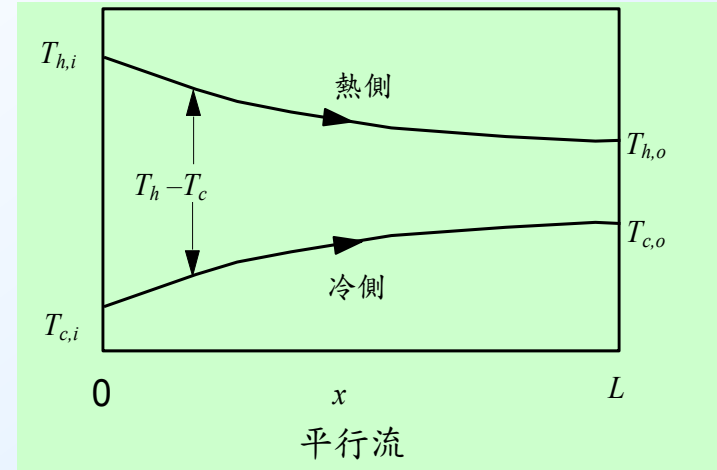


(b) unfin with one fluid mixed and the other unmixed

## 熱交換器之流體流動型態(Cont.)

□熱交換器的流體流動型態，在設計安排上大致可分成下列的方式：

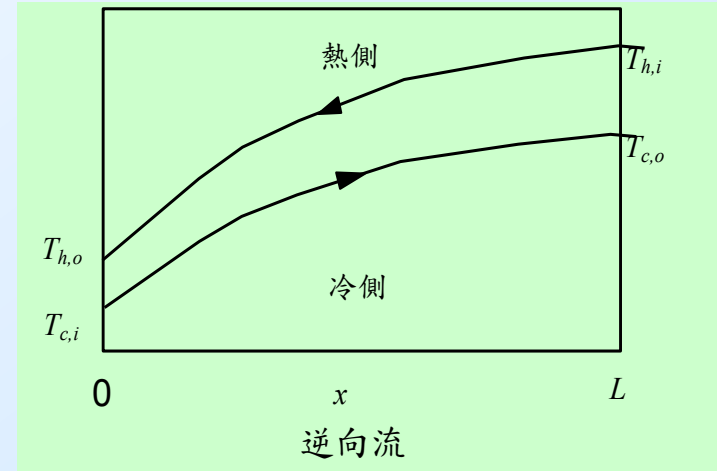
(1)平行流 (parallel flow)，此時的熱側與冷側進出口在同一處，典型的溫度變化如右圖所示：



平行流之流體流動方向示意圖

(2)逆向流 (counter flow)，此時熱側的進口與冷側的出口溫度在同一側，而熱側的出口與冷測的進口在同一側，典型的溫度變化如右圖所示：

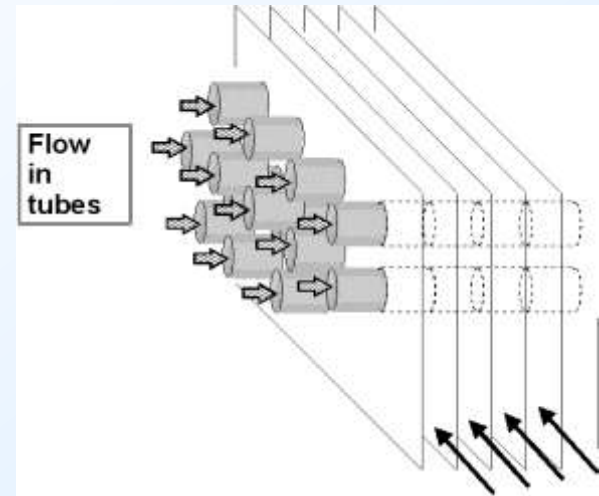
※逆向流冷側的出口溫度有可能高於熱側的出口溫度，但是平行流動下則不可能出現此一現象。



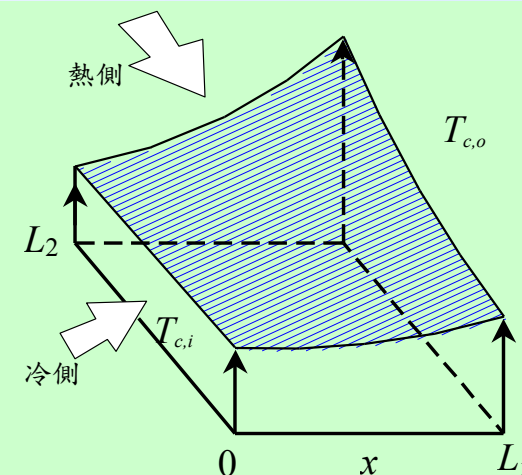
逆向流之流體流動方向示意圖

## 熱交換器之流體流動型態(Cont.)

(3)交錯流 (crossflow)，係熱側的進口與冷側的進口處剛好垂直，典型的溫度變化如所示，由右圖可知交錯流動下出口溫度呈現一較為複雜的變化。交錯流動時，有時候為了適度提升另一側的溫度差，管路的安排經常會由幾個回數 (pass) 所組成，它的另一個優點就是可將熱交換器較為緊密地安排，一些常見的熱交換器回數安排如後圖說明。



交錯流之流體流動方向示意圖



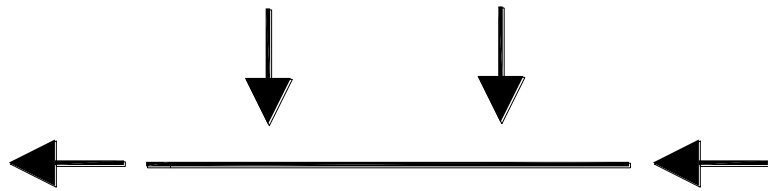
交錯流之溫度變化示意圖

### (4)混合流動方式 (mixed flow)

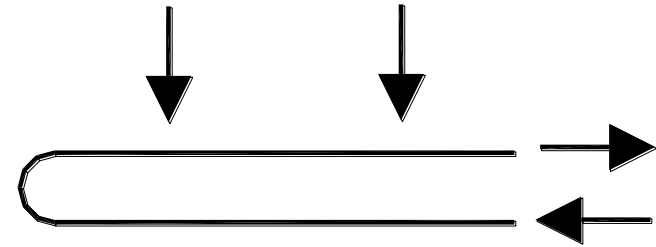
，此時的流動型態係上述三者流動方式的綜合。



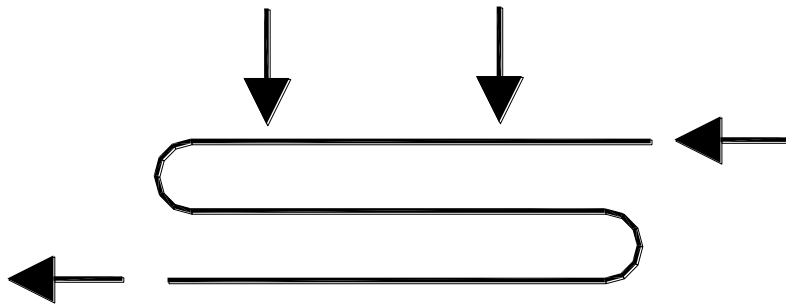
# 熱交換器之流體流動型態(Cont.)



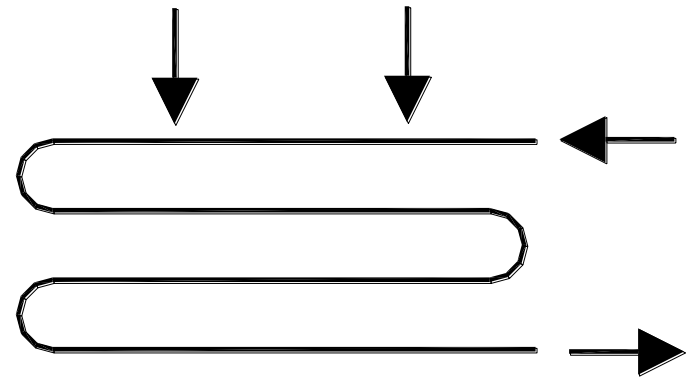
1 Pass (管側為一個回數)



2 Pass (管側為兩個回數)



3 Pass (管側為三個回數)



4 Pass (管側為四個回數)

熱交換器的回數安排示意圖



## 熱交換器之流體流動型態(Cont.)

□ 上述流動型式在熱交換器設計上，所代表的意義可由  $\dot{Q} = UA\Delta T_m$  來說明，即由於增加熱交換性能的方法不外乎：

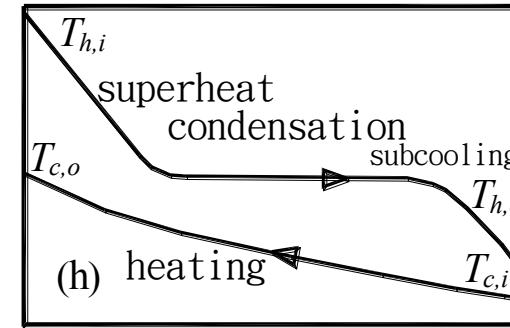
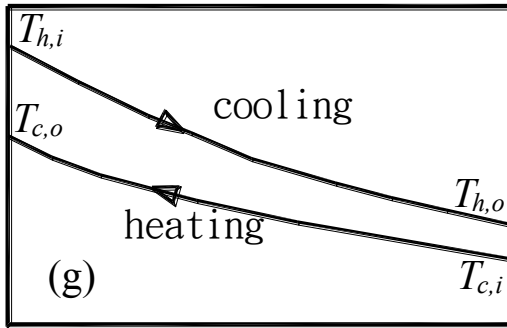
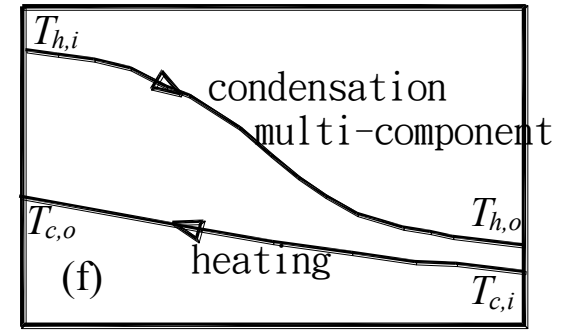
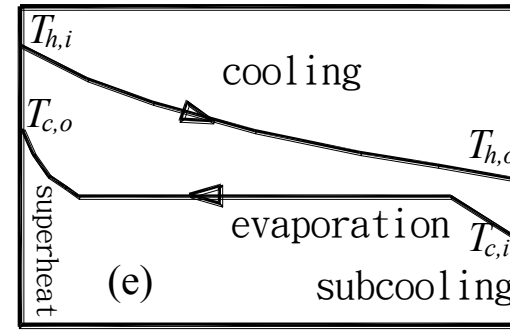
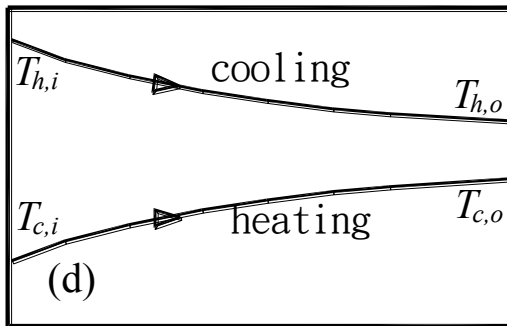
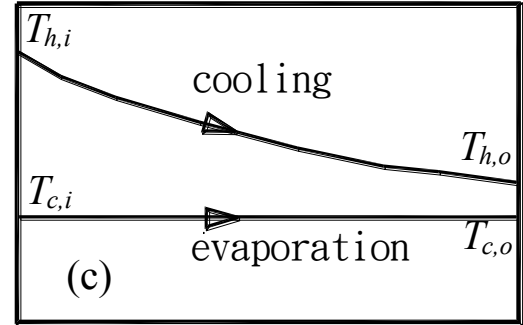
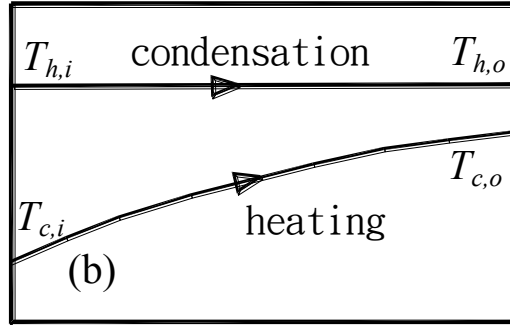
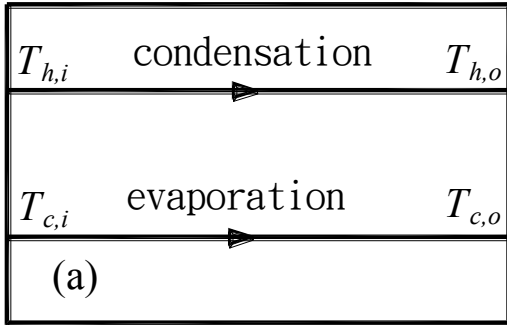
- (1) 增加總熱傳係數  $U$
- (2) 增加總熱傳面積  $A$
- (3) 增加有效溫度差  $\Delta T_m$

※ 流動型式在熱交換器設計上所扮演的角色即為調整有效溫度差，另外上述的流動型態中，以逆向流的安排具有最大的溫度差。這可從逆向流的出口溫度有可能高於熱側的出口溫度，但是平行流動下則不可能發生此現象看出。

※ 在逆向流動的熱交換器中，熱側與冷側流體的溫差保持的最為「均勻」，而平行流動時，熱側與冷側流體的溫差變化較大，以平均值而言，熱交換器內各處保有最為「均勻」溫差者，將會擁有最大的有效溫差。



# 熱交換器之流體流動型態(Cont.)



熱交換器之不同流動型態的溫度變化示意圖

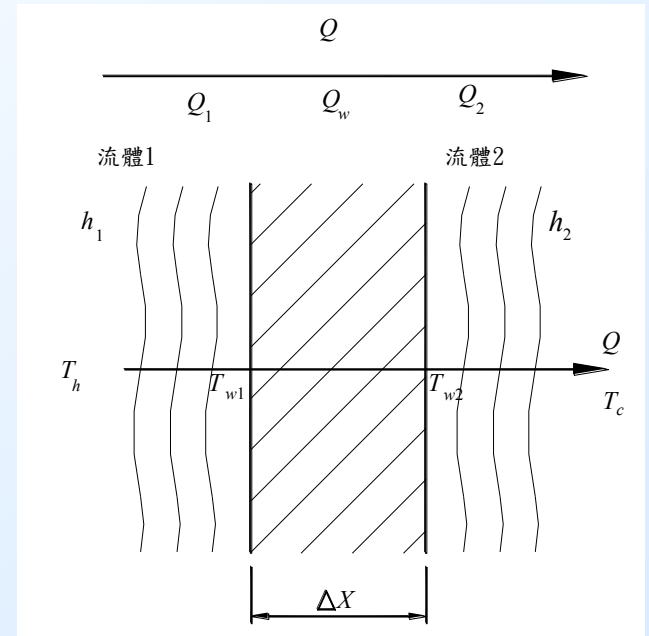
# 熱交換器原理介紹(Cont.)

在穩定狀態(steady state)下熱傳量是平衡的，故  $Q_1 = Q_w = Q_2 = Q$

$$\dot{Q} = h_1 A_{w1} (T_h - T_{w,1}) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_1 A_{w1}} = T_h - T_{w,1}$$

$$\dot{Q} = kA \frac{(T_{w,1} - T_{w,2})}{\Delta X} \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{kA} = T_{w,1} - T_{w,2}$$

$$\dot{Q} = h_2 A_{w2} (T_{w,2} - T_c) \Rightarrow \frac{\dot{Q}}{h_2 A_{w2}} = T_{w,2} - T_c$$



三式相加，得

$$\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right) \dot{Q} = T_h - T_c$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = \frac{1}{\underbrace{\left( \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{1}{\frac{kA}{\Delta X}} + \frac{1}{h_2 A_{w2}} \right)}_{UA}} (T_h - T_c)$$



## 如何進行熱交換器的Rating/Sizing?

- ▶ 性能計算(rating problem) : 已知熱交換器相關幾何尺寸和流體進口條件，計算其熱傳性能(熱傳量、壓損及流體出口狀態等)。
- ▶ 尺寸設計(sizing problem) : 已知熱交換器性能(熱傳量及流體進出口狀態)，計算其幾何尺寸(熱傳管有效長度或管排數)。
- ▶ 能量平衡方程式(Energy balance equation) :

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad \Rightarrow \quad \dot{Q} = (\dot{m}C_{p,c})_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}C_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

- ▶ 一般熱交換器的熱量傳遞方程式均可寫成如下：

$$\dot{Q} = (UA)(\text{Driving Potential, 驅動勢})$$

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T_m \quad , \quad \Delta T_m \text{ 為有效流體之溫度差}$$

問題：如何求得決定  $U$  &  $\Delta T_m$ ?



☐ 熱傳遞為顯熱變化，驅動力為乾球溫度差，驅動勢為平均溫差

— 若是逆向流，則

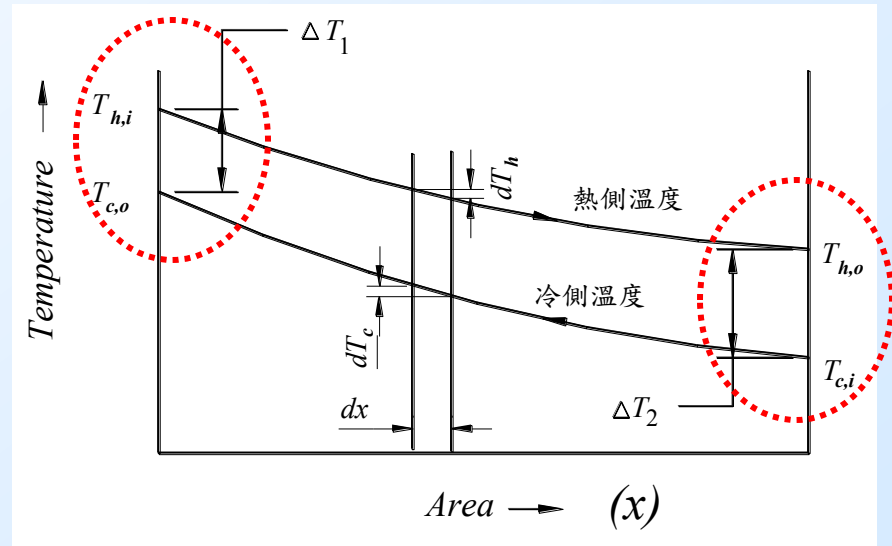
$$\dot{Q} = UA\Delta T_m$$

$$\Delta T_m = ?$$

$$LMTD = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \Delta T_m = \Delta T_{lm}$$

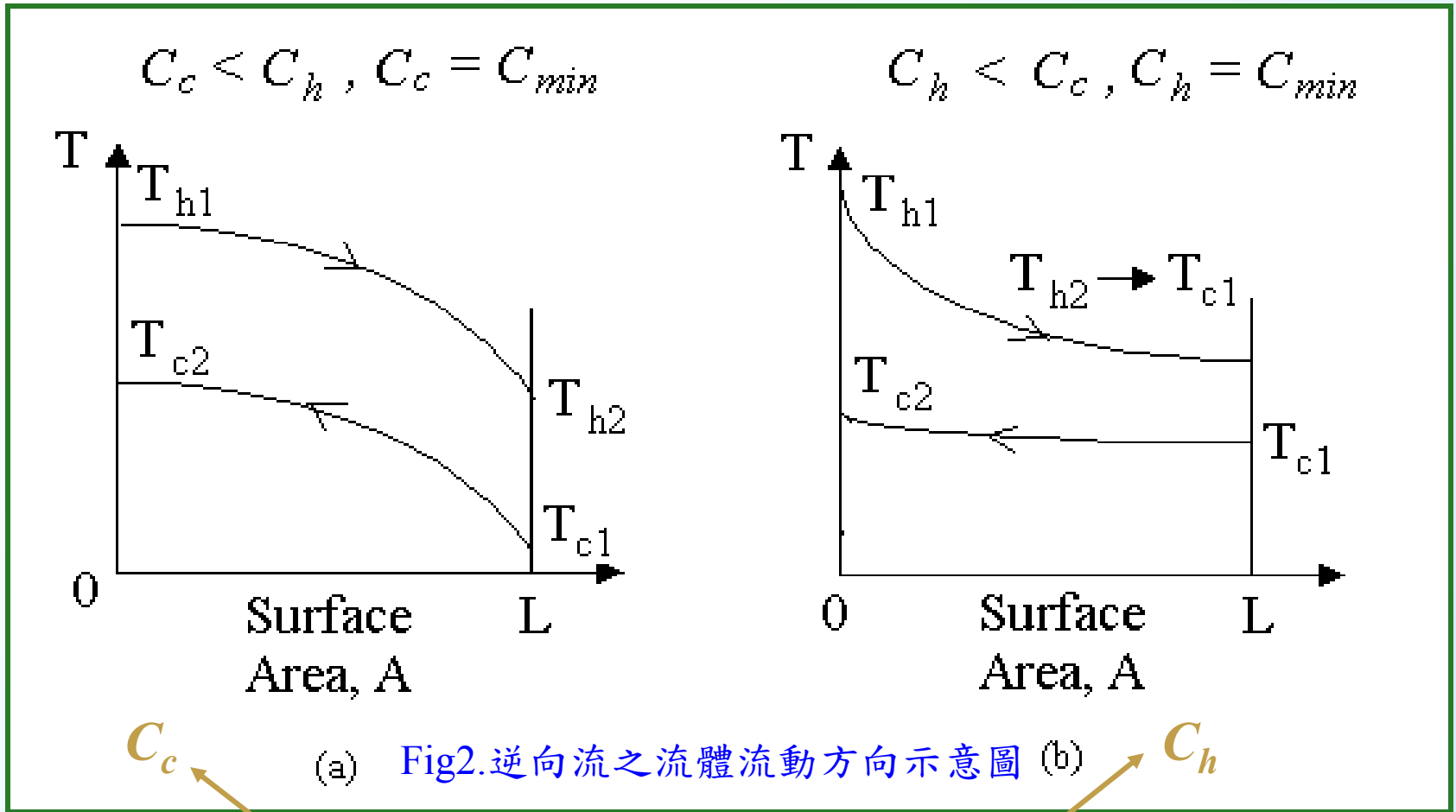
$$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,o})$$

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





# Counter Flow heat exchanger



$C_c$    $C_h$

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_{p,c})_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}C_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$



➤ 定義 LMTD 
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

➤ The total heat transfer rate for all single-pass flow arrangements

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}$$

◆ 若是逆向流 (CF HX) , 且  $C_h = C_c$  ,

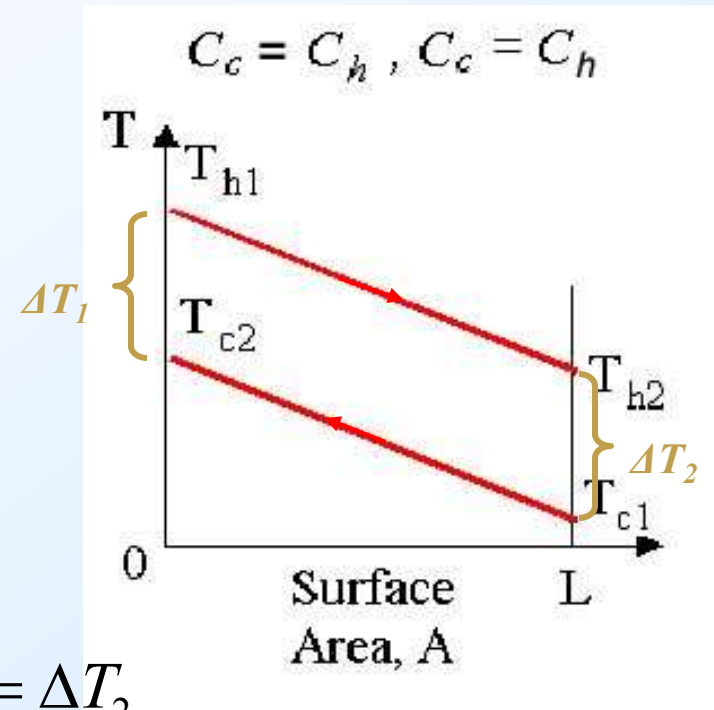
$$(T_{c,o} - T_{c,i}) = (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \text{and} \quad \Delta T_1 = \Delta T_2$$

因此熱傳量

$$\dot{Q} = UA(T_h - T_c) \quad \text{and} \quad (T_h - T_c) = \Delta T_1 = \Delta T_2$$

◆ 若是平行流 (PF HX)

$$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$$





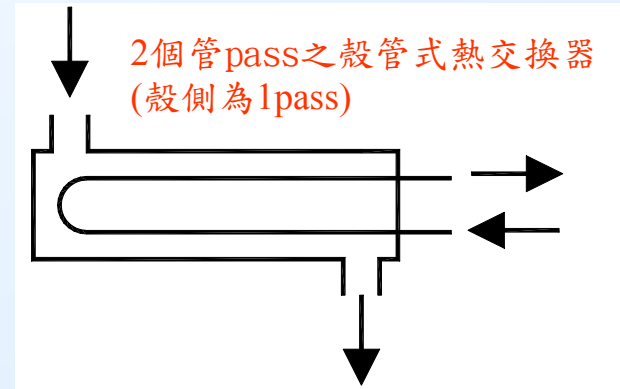
❑ 如果流動不是逆向流動時(例如 Multipass and Crossflow HX) ,  $\Delta T_m$  可證明等於  $\Delta T_{lm}$  再乘上一個校正係數  $F$  ,  $F$  值也可證明與流動型態及  $P$ 、 $R$  有關, 即  $F = F(\text{流動型態}, P, R)$

$$\dot{Q} = (UA)F(\Delta T_{lm,cf})$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right)}$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}}$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$



※  $F$  值小於 1  $\rightarrow$  for cross flow & multipass arrangement, 約為 0.9~1.0。

$F=1 \rightarrow$  For pure counterflow



# UA-LMTD-F Method(Cont.)

## F與P、R 間的關係圖

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (\dot{m}_c C_{pc})(T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= (\dot{m}_h C_{ph})(T_{h,i} - T_{h,o}) \end{aligned}$$

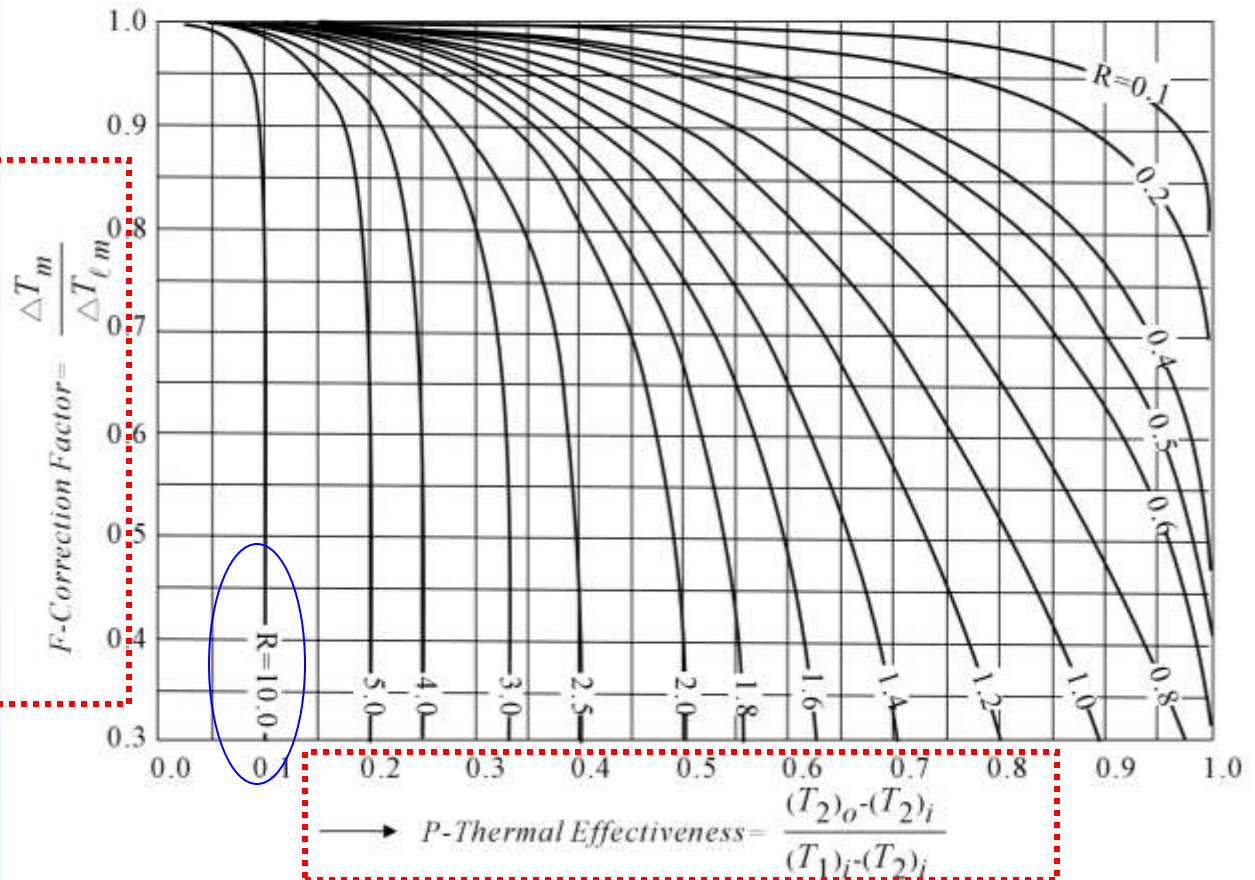
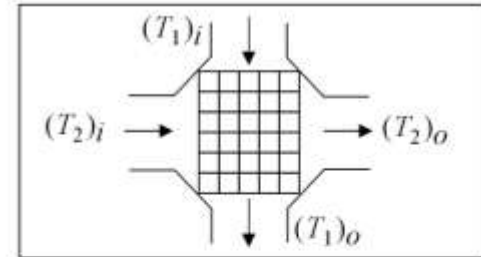
$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{\max}}$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

## F for Pure Cross Flow

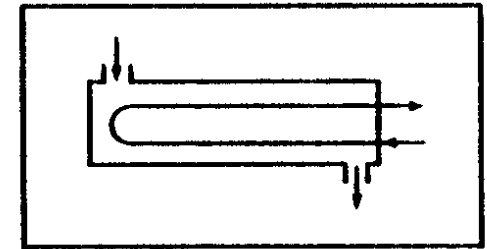
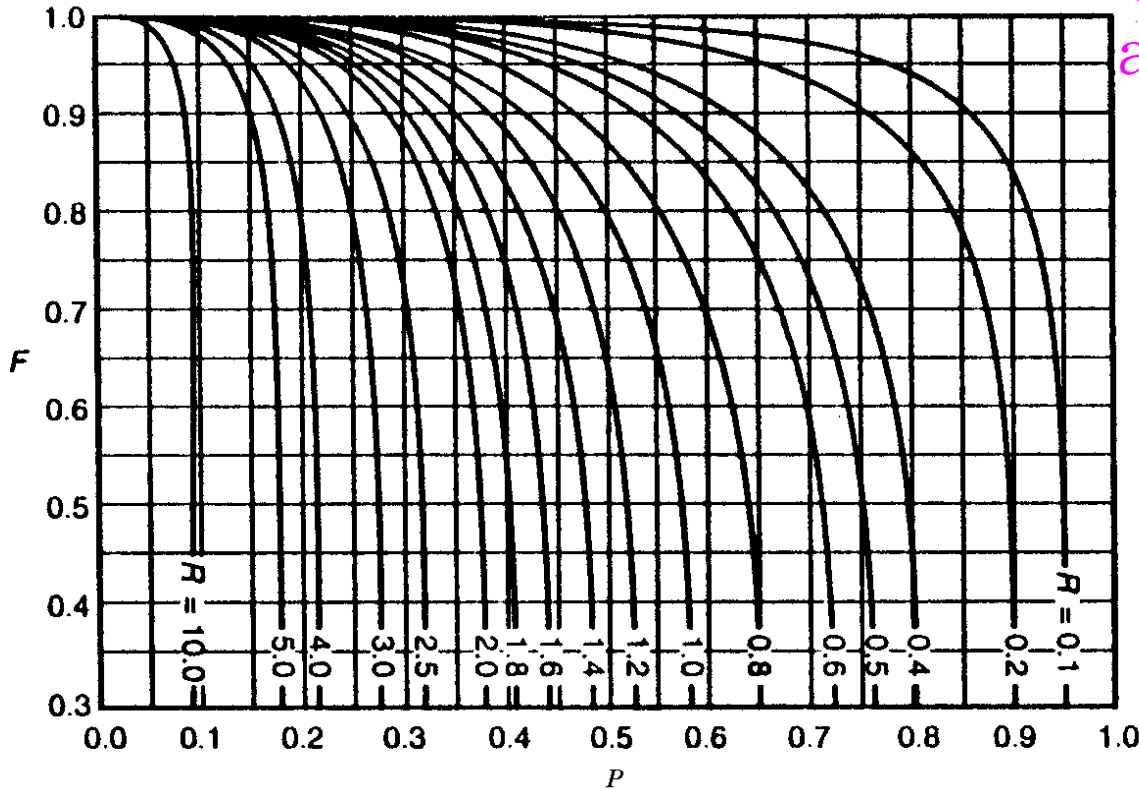
$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_1)_i - (T_1)_o}{(T_2)_o - (T_2)_i}$$

$T_1$  and  $T_2$  are interchangeable





$F$ 與 $P$ 、 $R$  間的關係圖  
(one shell pass  
and two tube pass)



- LMTD correction factor  $F$  for a shell-and-tube heat exchanger – one shell pass and two or multiple of two tube passes

## $\epsilon$ -NTU Method

- 首先定義熱流 (hot stream) 和冷流 (cold stream) 的熱容量 (heat capacity) :

$$C_h = (\dot{m}C_p)_h$$

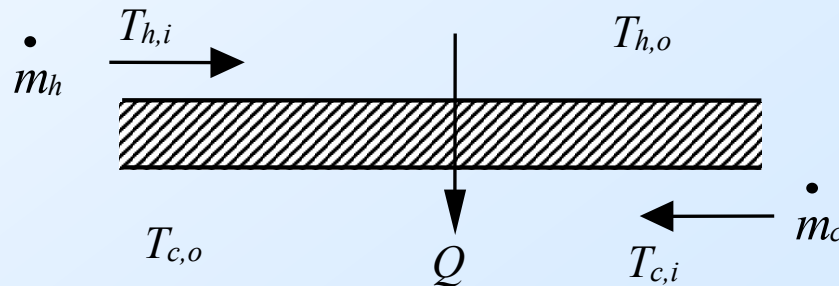
$$C_c = (\dot{m}C_p)_c$$

$C_{min}$  為兩者之間熱容量較小者

- 定義  $\epsilon$  (effectiveness, 有效度) 與  $NTU$  (number of transfer unit, 傳遞單位), 有效度定義如下:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

其中  $Q$  為熱交換器實際熱交換量,  $Q_{max}$  為熱交換器在該操作條件下之最大可能熱交換量。



熱傳路徑示意圖



# What is $Q_{max}$ ?

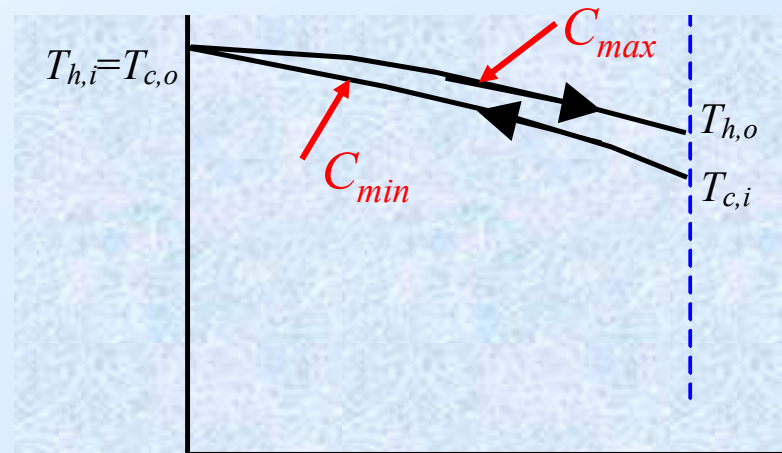
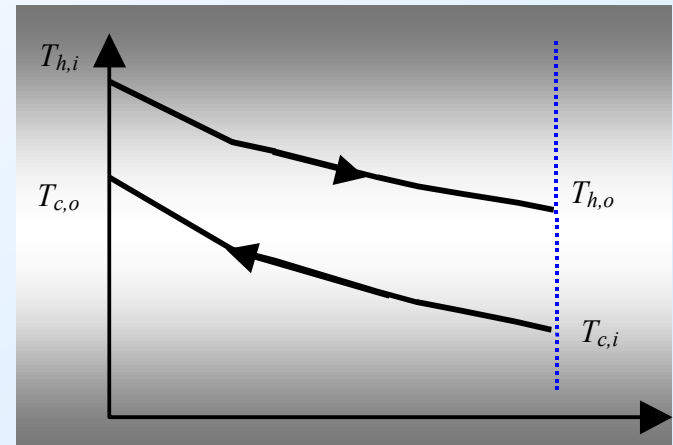
- 假設  $C_h = (\dot{m}C_p)_h$  較  $\dot{m}_c c_{p,c}$  為大，此時若我們漸漸增大熱交換器的面積，則冷側的出口溫度會逐漸地趨近熱側進口溫度，當熱交換器的面積趨近無窮大時，此時熱交換器的冷側出口溫度會等於熱側的進口溫度(溫度變化如圖所示)。因此，最大可能熱傳量為

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = C_{min} (T_{hi} - T_{ci})$$

- 所以熱交換器的實際熱傳量為：

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{max} = \epsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

其中  $C_{min}$  為熱側與冷側流體，兩者之間熱容量(heat capacity)較小者。  
 $T_{h,i}$  和  $T_{c,i}$  分別為熱側和冷側流體的進口溫度。  
 $\epsilon$  稱為有效性 (effectiveness)。





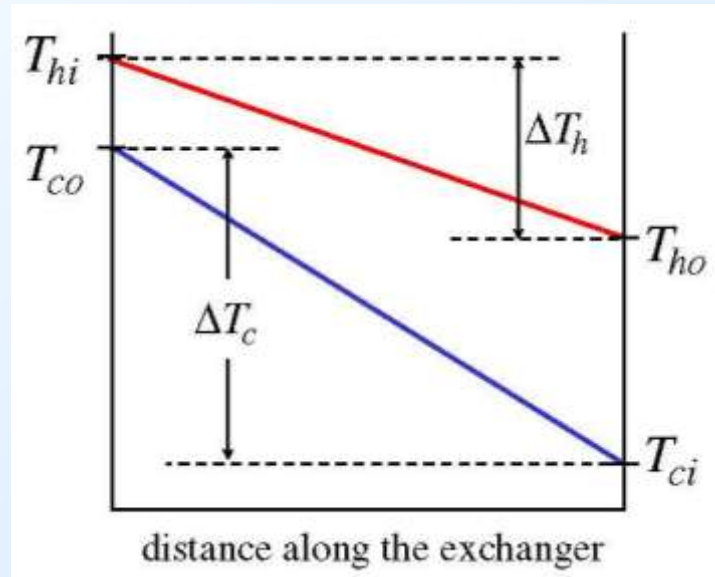
# What is $Q_{max}$ (Cont.)?

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_{p,c})_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}C_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

其中  $C_c = (\dot{m}C_{p,c})_c$      $C_h = (\dot{m}C_{p,h})_h$

If  $C_c < C_h \Rightarrow (T_{c,o} - T_{c,i}) > (T_{h,i} - T_{h,o})$

If  $C_c > C_h \Rightarrow (T_{c,o} - T_{c,i}) < (T_{h,i} - T_{h,o})$



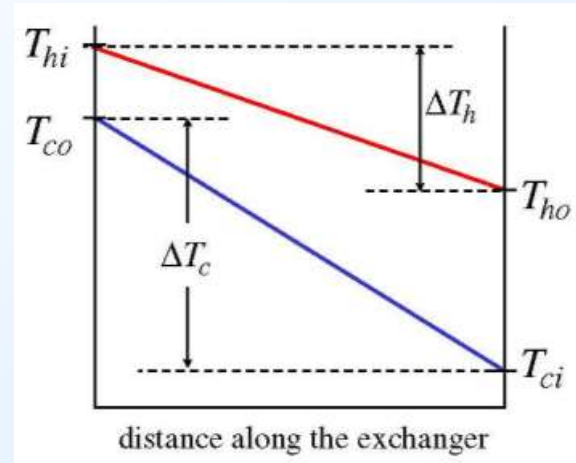


# What is $Q_{max}$ (Cont.)?

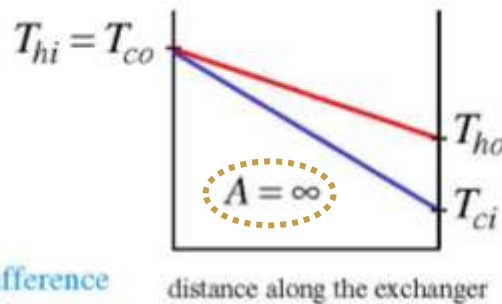
➤ **Case 1**  $\left\{ \begin{array}{l} (\dot{m}C_{p,c})_c < (\dot{m}C_{p,h})_h \\ \Delta T_c > \Delta T_h \end{array} \right.$  Cold fluid = minimum fluid

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}c_{p,c})_c (T_{h,i} - T_{c,i})$$

if  $C_c < C_h$   $\xrightarrow{C_{mi}}$   
 $n$



If the heat exchanger were *perfect*,  $T_{hi} = T_{co}$ .



cold side:

this temperature difference only depends on inlet temperatures

$$Q_{A=\infty} = (mC_p)_{cold} (T_{hi} - T_{ci})$$

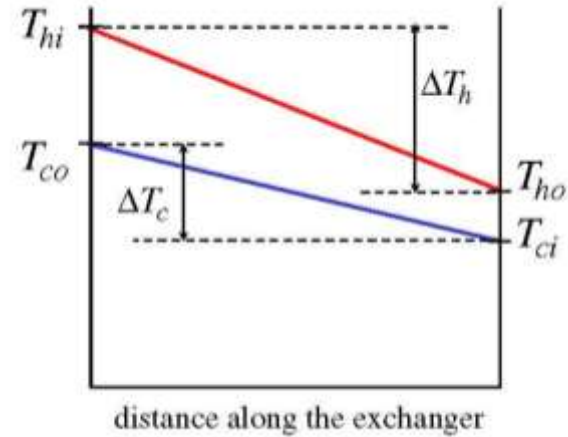


# What is $Q_{max}$ (Cont.)?

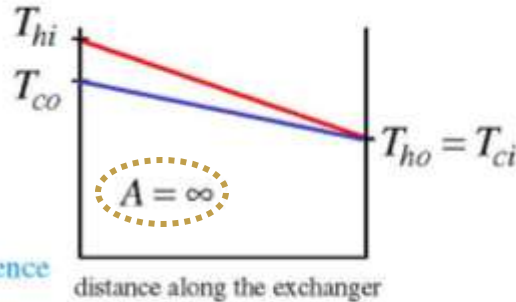
➤ Case 2  $\left\{ \begin{array}{l} (\dot{m}C_{p,c})_c > (\dot{m}C_{p,h})_h \\ \Delta T_c < \Delta T_h \end{array} \right.$  hot fluid = minimum fluid

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}c_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{c,i})$$

if  $C_c > C_h$   $C_{min}$



If the heat exchanger were perfect,  $T_{hi} = T_{co}$



hot side:

this temperature difference only depends on inlet temperatures

$$Q_{A=\infty} = (\dot{m}C_p)_{hot} (T_{hi} - T_{ci})$$



$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{max} = (\dot{m}c_{p,c})_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{if } C_c < C_h \\ \dot{Q}_{max} = (\dot{m}c_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \text{if } C_h < C_c \end{array} \right.$$

→  $\dot{Q}_{max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$\varepsilon$  (effectiveness, 有效度)

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$



1.  $\varepsilon$  稱為有效性 (effectiveness)，任何形式之熱交換器， $\varepsilon$  可表示為  $NTU$  (傳遞單位，number of transfer units)、 $C^*$  ( $C_{min}/C_{max}$ )、和流體流動型態的函數

$$\varepsilon = \varepsilon(NTU, C^*, \text{流體流動型式})$$

2.

$$\dot{Q} = (\dot{m}C_{p,c})_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = (\dot{m}C_{p,h})_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = UA\Delta T_m$$

定義傳遞單位  $NTU$  為  $NTU \equiv UA/C_{min}$

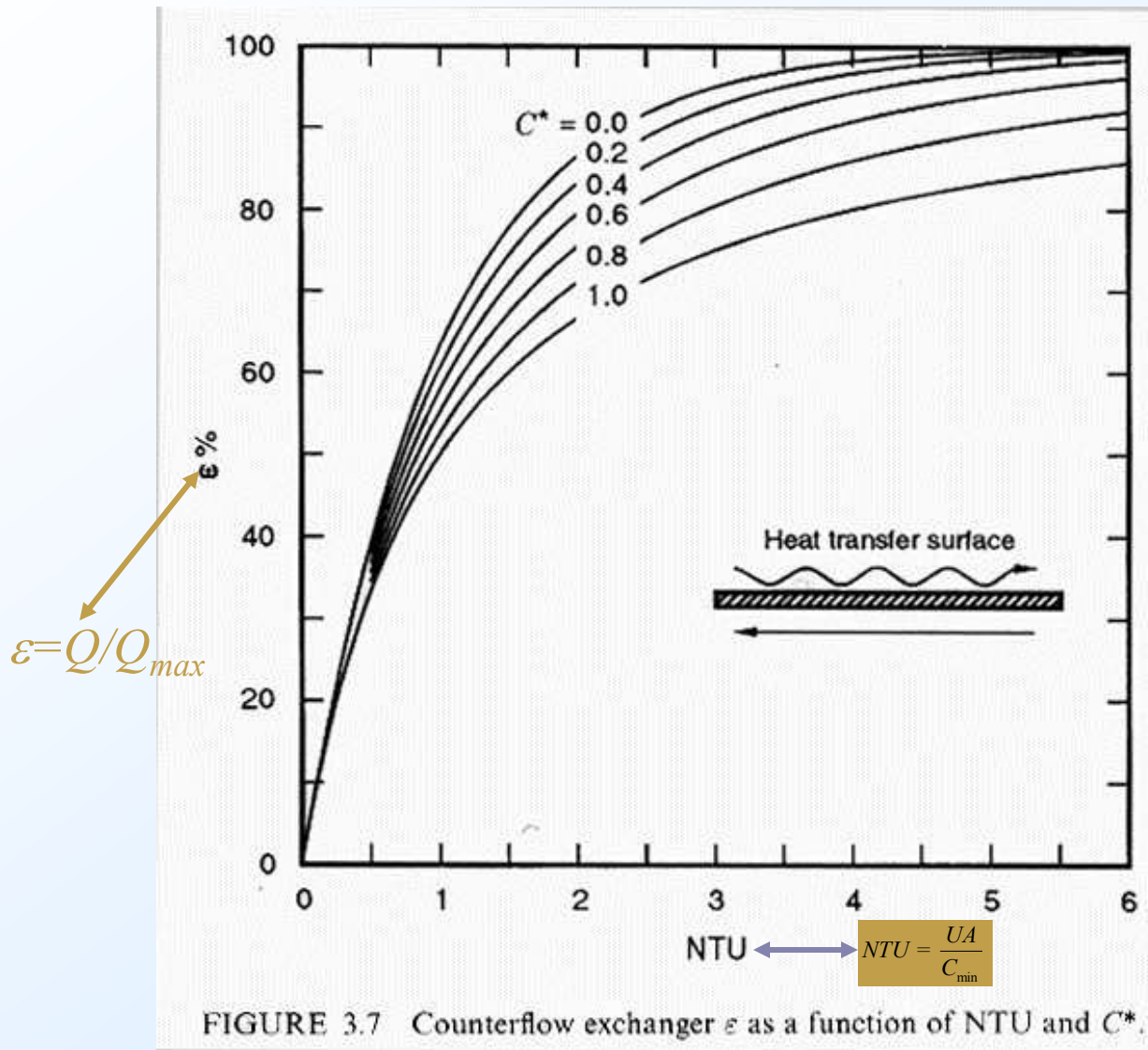
其意義為熱交換器的熱傳性能的大小 (thermal size)；從定義上即可發現它是熱交換器的面積尺寸  $A$ 、總熱傳係數  $U$  與最小熱容量  $C_{min}$  的組合。

➤ 一般  $NTU$  一值在應用上多設計在  $0.0 \sim 4.0$  間；不過在許多密集式熱交換器上的  $NTU$  很可能仍會超過此一範圍。熱交換器的有效度  $\varepsilon$ ，通常會隨著  $NTU$  的增加而增加，而且增加到某個程度後，其增加幅度就會呈現飽和狀態，例如下圖A的逆向流動下  $\varepsilon$  與  $NTU$ 、 $C^*$  間的關係圖。

➤ 不過也有例外；在某些特殊的流動安排上， $\varepsilon$  會先增加再減少，例如圖B，由於熱量的逆向傳遞，當  $NTU$  大過一個值後， $NTU$  增加反而會降低  $\varepsilon$ ；這個特殊的結果告訴我們，一昧的增加熱交換器的面積不見得一定可以增加熱傳量，熱交換器的流動安排也是非常重要的因素，另外圖2-30(a) 中不會有熱量逆傳的現象。

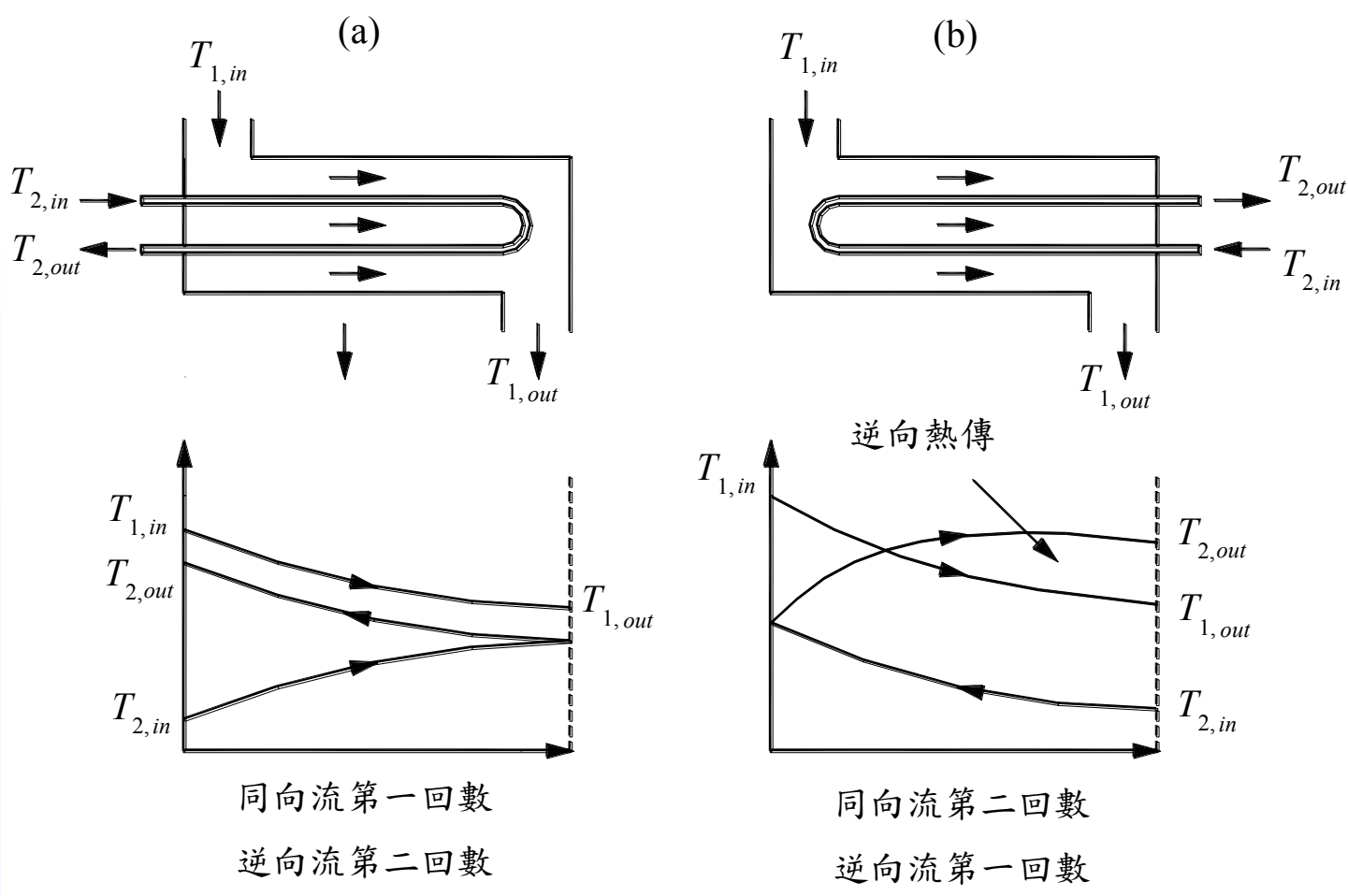


圖A 逆向流動下，有效度與 NTU 間的關係圖





圖B 2-Pass殼管式熱交換器，溫度變化示意圖



➤ 一般而言，最後一個回數(pass)若與另一側流體保持逆向流動時，可避免熱量逆傳的現象



# Capacity Heat Ratio $C^*$ 的意義？

1. Capacity heat ratio  $C^*$ ，定義為  $C_{min}/C_{max}$ ，從定義上可知  $1 \geq C^* \geq 0$ ，若一個熱交換器中有一側牽涉到兩相蒸發(evaporation)或冷凝(condensation)，則  $C^*=0$ ，這是因為  $C = \dot{m}C_p$ ，而  $C_p = \left. \frac{\partial i}{\partial T} \right|_p$ ，在蒸發或冷凝的過程中溫度與壓力幾乎為一定值，所以  $C_p \equiv \left. \frac{\partial i}{\partial T} \right|_p \rightarrow \infty$ ，因此  $C^* \approx 0$ ；(想像一下，兩相蒸發或冷凝過程中，溫度保持不變，是否類似 heat sink 或 heat source? 故  $C_{max}$  為此有兩相流體的部分，而  $C_{min}$  就是另外的流體。)
- 若熱交換器中牽涉到兩相蒸發或冷凝的過程時，則此一熱交換器的有效度與 NTU 間的關係式將唯一決定(與熱交換器型式及流動型式無關)
- 若  $C^* \neq 0$ ，每一種型式的熱交換器都會有它的有效度與 NTU 間的關係圖，一般而言，合理的熱交換器設計點約在最大有效度的 95% 以內。



➤ Single pass heat exchanger  $C_c > C_h$

$$\Rightarrow C_h = C_{min} \text{ and } C_c = C_{max}$$

可以推得

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]}{1 - (C_{min}/C_{max})\exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]}$$

(1). For  $C_{min}/C_{max}=1$  and Counter Flow  $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$







(2) .For  $C_{min}/C_{max}=1$  and Parallel Flow  $\varepsilon = \frac{1}{2}(1 - e^{-2NTU})$

(3) For  $C_{min}/C_{max}=0$ , both CF and PF HXs  $\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$



## 有效度 $\epsilon$ 與 NTU 間的關係(公式計算)

TABLE 3.3  $\epsilon$ -NTU Formulas and Limiting Values of  $\epsilon$  for  $C^* = 1$  and  $NTU \rightarrow \infty$  for Various Exchanger Flow Arrangements

Flow Arrangement	$\epsilon$ -NTU Formulas	$\epsilon$ -NTU Formulas for $C^* = 1$	Asymptotic Value of $\epsilon$ When $NTU \rightarrow \infty$
 Counterflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 + C^*)]}$	$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$\epsilon = 1$ for all $C^*$
 Parallelflow	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$\epsilon = \frac{1}{2}[1 - \exp(-NTU)]$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
 Crossflow, both fluids unmixed	$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) - \exp[-(1 + C^*)NTU] \sum_{n=1}^{\infty} C^{*n} P_n(NTU)$	Same as general formula with $C^* = 1$	$\epsilon = 1$ for all $C^*$
 Crossflow, one fluid mixed, other unmixed	$P_n(y) = \frac{1}{(n+1)!} \sum_{j=1}^n \frac{(n+1-j)}{j!} y^{n+j}$	For $C_{min}$ mixed, $C_{max}$ unmixed, $\epsilon = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-NTU \cdot C^*)]/C^*\}$	For $C_{min}$ mixed, $\epsilon = 1 - \exp(-1/C^*)$
 Crossflow, both fluids mixed	For $C_{max}$ mixed, $C_{min}$ unmixed, $\epsilon = \frac{1}{C^*} (1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\})$	$\epsilon = 1 - \exp\{-[1 - \exp(-NTU)]\}$	For $C_{max}$ mixed, $\epsilon = [1 - \exp(-C^*)]/C^*$
 1-2 shell-and-tube exchanger; shell fluid mixed; TEMA E shell	$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{1}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - \frac{1}{NTU}}$	$\epsilon = \frac{1}{2/[1 - \exp(-NTU)] - 1/NTU}$	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*}$
	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = NTU(1 + C^{*2})^{1/2}$ $\coth(\Gamma/2) = (1 + e^{-\Gamma})/(1 - e^{-\Gamma})$	$\epsilon = \frac{2}{2 + \sqrt{2} \coth(\Gamma/2)}$ where $\Gamma = \sqrt{2} NTU$	$\epsilon = \frac{2}{(1 + C^*) + (1 + C^{*2})^{1/2}}$



Type	$\epsilon(NTU, C^*)$	$NTU(\epsilon, C^*)$
Counter Flow	$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-(1 - C^*)NTU\right]}{1 - C^* \exp\left[-(1 - C^*)NTU\right]}$	$NTU = \frac{1}{1 - C^*} \ln\left(\frac{1 - \epsilon C^*}{1 - \epsilon}\right)$
Parallel	$\epsilon = \frac{1}{1 + C^*} \left[ 1 - \exp\left[-(1 + C^*)NTU\right] \right]$	$NTU = -\frac{1}{1 + C^*} \ln\left[1 + \epsilon(1 + C^*)\right]$
Cross flow, $C_{\min}$ mixed	$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-C^* NTU)}{C^*}\right]$	$NTU = -\frac{1}{C^*} \ln\left[1 + C^* \ln(1 - \epsilon)\right]$
Cross flow, $C_{\max}$ mixed	$\epsilon = \frac{1}{C^*} \left[ 1 - \exp\left\{-C^* \left[1 - \exp(-NTU)\right]\right\}\right]$	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{1}{C^*} \ln(1 - \epsilon C^*)\right]$
1-2 shell-and-tube heat exchanger	$\epsilon = \frac{2}{1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/2} \frac{1 + \exp\left\{-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}\right\}}{1 - \exp\left\{-NTU(1 + C^{*2})^{1/2}\right\}}}$	$NTU = \frac{1}{(1 + C^{*2})^{1/2}} \ln \frac{2 - \epsilon \left\{1 + C^* - (1 + C^{*2})^{1/2}\right\}}{2 - \epsilon \left\{1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/2}\right\}}$



# Summary for $\epsilon$ -NTU & UA-LMTD-F

## UA-LMTD-F

$$\dot{Q} = (UA)F(\Delta T_{lm})$$

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}}$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$$

$$F = \text{fn}(P, R, \text{流體流動型式})$$

## $\epsilon$ -NTU

$$\dot{Q} = \epsilon(\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}}, \quad (0 \leq C^* \leq 1)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$\epsilon = \text{fn}(NTU, C^*, \text{流體流動型式})$$



## Rating by $\varepsilon$ -NTU Method

1. 從已知的熱交換器幾何尺寸、操作條件(冷熱流體進口條件)、熱傳係數及流體輸送性質，冷熱流體出口狀態未知，來計算  $NTU$  與  $C^*$ 。

$$\Rightarrow NTU \equiv UA/C_{min}, C^* = C_{min}/C_{max}$$

2. 由已知的  $NTU$ 、 $C^*$  與流動型式；再根據相關的  $\varepsilon$ - $NTU$  的圖表或方程式來算出有效度  $\varepsilon$ 。  $\Rightarrow \varepsilon = \varepsilon(NTU, C^*, \text{流體流動型式})$

Note :  $0 < \varepsilon < 1$

3. 由  $\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})$ ，來算出熱交換量  $\dot{Q}$

$\Rightarrow \dot{Q} = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$ ，然後可一併算出冷熱側之出口溫度如下：

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \dot{Q} / C_h$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \dot{Q} / C_c$$



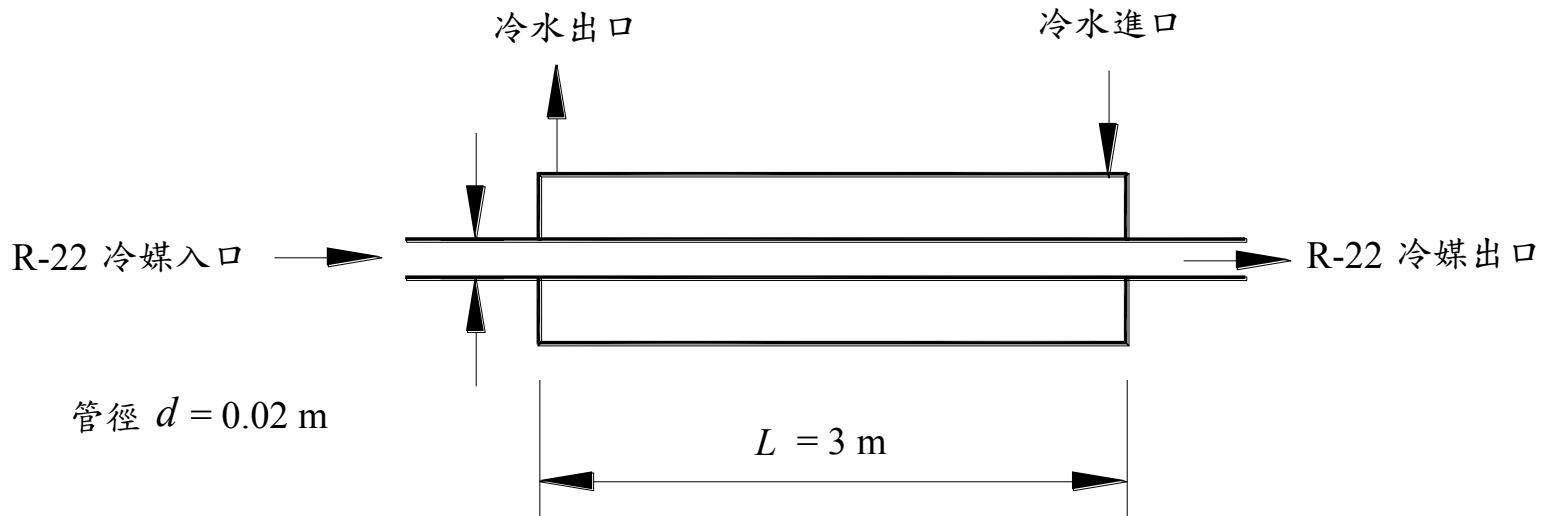
## Rating by UA-LMTD-F

1. 先猜一個熱側出口溫度 $T_{h,o}$ 或冷側出口溫度 $T_{c,o}$ 。
  2. 由 $R = C_c/C_h$ 算出R值。再由 $P = (T_{c,o} - T_{c,i}) / (T_{h,i} - T_{c,i})$ ，可算出P值。  
由熱側和冷側的進出口溫度得 $\Delta T_{lm}$ 。
  3. 由P、R值再搭配相關圖表或方程可得到校正因子F。
  4. 由  $\dot{Q} = (UA)F(\Delta T_{lm})$ ，算出熱傳量 $\dot{Q}$ 。
  5.  $\dot{Q}$ 值可推算出口溫度， $T_{h,o} = T_{h,i} - \dot{Q}/C_h$  或  $T_{c,o} = T_{c,i} + \dot{Q}/C_c$   
然後再比較此一出口溫度是否與原先假設一致？
  6. 若與假設值不同，則需重新假設熱側或冷側出口溫度，再重複步驟(2)-(5)，直至出口溫度相符合為止。
- Rating for UA-LMTD-F Method need to iterate a outlet temperature.



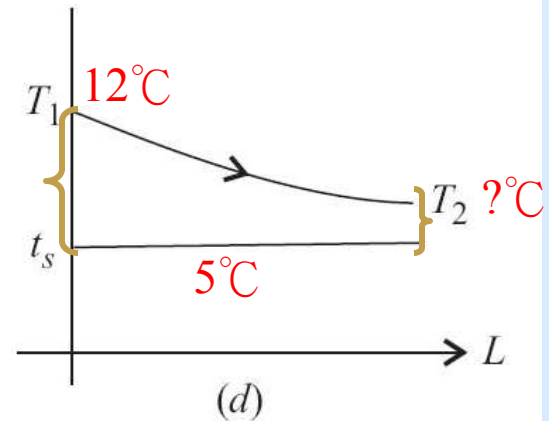
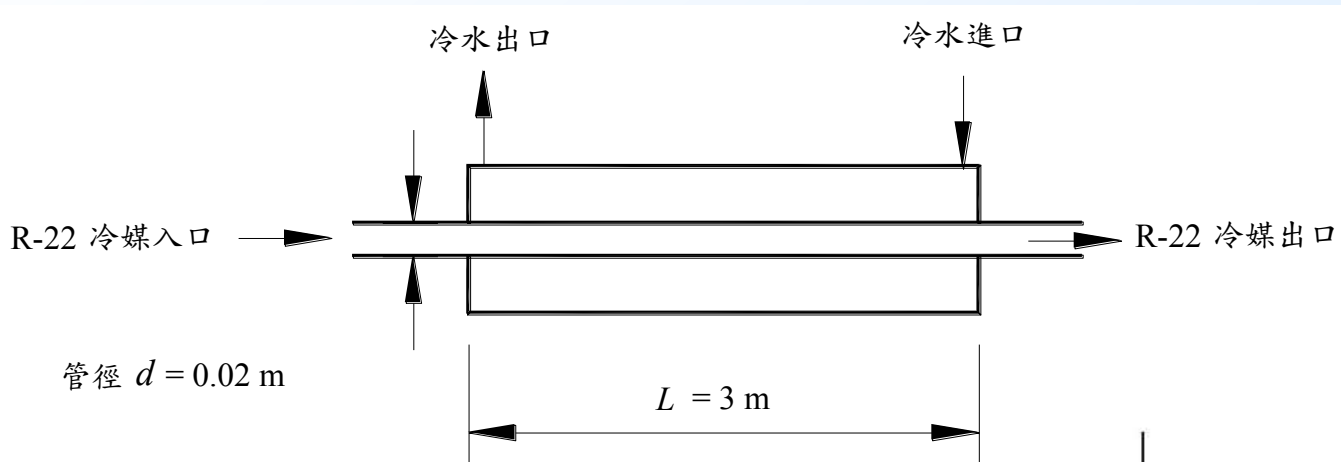
## 一個Rating計算實例

例題：一雙重管蒸發器，管內為R-22冷媒，其蒸發溫度為  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，環側為冷水，水入口溫度為  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，水流量為  $0.1\text{ kg/s}$ ，比熱為  $4180\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ，蒸發器之總熱傳係數  $U$  為  $2000\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 。熱交換器總長度  $3\text{ m}$ ，管徑為  $2\text{ cm}$ ，試問冷水出口溫度為何？



## 一個Rating計算實例

例題：一雙重管蒸發器，管內為R-22冷媒，其蒸發溫度為  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，環側為冷水，水入口溫度為  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，水流量為  $0.1\text{ kg/s}$ ，比熱為  $4180\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ，蒸發器之總熱傳係數  $U$  為  $2000\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 。熱交換器總長度  $3\text{ m}$ ，管徑為  $2\text{ cm}$ ，試問冷水出口溫度為何？





## A Rating Example

### (1) Solution By $UA-LMTD-F$

$$UA \cdot LMTD \cdot F = \dot{m}c_p \Delta T$$

Counter flow ,  $F = 1$

$$A = \pi \times 0.02 \times 3 = 0.189 \text{ m}^2$$

$$\Delta T_1 = 12 - 5 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = x - 5 \text{ (assume outlet water is } x \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{7 - (x - 5)}{\ln\left(\frac{7}{x - 5}\right)}$$

$$2000 \times 0.189 \times \frac{12 - x}{\ln\left(\frac{7}{x - 5}\right)} = 0.1 \times 4180 \times (12 - x)$$

$$\ln \frac{7}{x - 5} = 0.9043 \rightarrow x = 7.83 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= 0.1 \times 4180 \times (12 - 7.83) \\ &= 1741.6 \text{ W} \end{aligned}$$

### (2) Solution by $\varepsilon-NTU$

$$C_{min} = 0.1 \times 4180 = 418 \text{ W/K}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{2000 \times 0.189}{418} = 0.9043$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) = 0.5952$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = 418 \times (12 - 5) = 2926 \text{ W}$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = 0.5952 \times 2926 = 1741.6 \text{ W}$$

$$T_{c,out} = 12 - 1741.6 / 418 = 7.83 \text{ }^\circ\text{C}$$

結論：

不管是使用  $UA-LMTD-F$  或  $\varepsilon-NTU$  法，其計算結果應相同。



## Sizing by UA-LMTD-F

1. 由於熱傳量  $Q$  為已知，故可算出出口溫度、 $P$  與  $R$  值。
2. 由  $P$ 、 $R$  算出該設計條件的校正因子  $F$ 。
3. 由端點溫度算出對數平均溫差  $LMTD$ ； $\Delta T_{lm}$ 。
4. 由  $A=Q/(UF\Delta T_{lm})$ ，算出所需要的熱交換器面積。

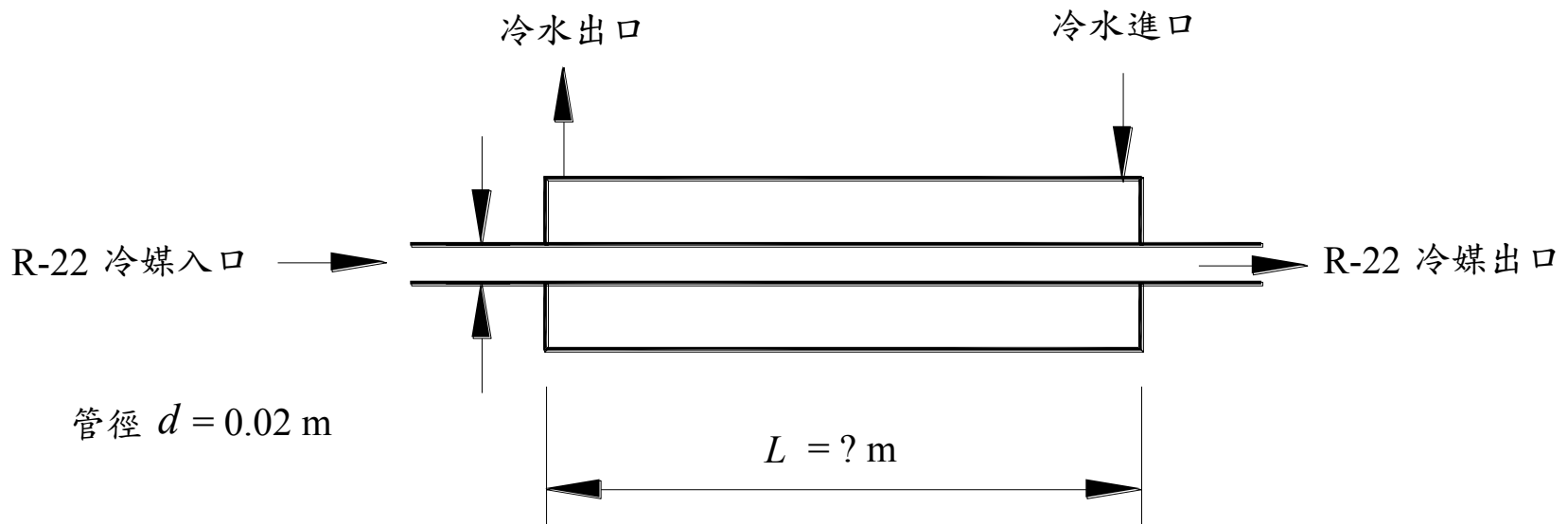
## Sizing by $\varepsilon$ -NTU Method

1. 由於熱傳量  $Q$  為已知，故可算出熱側出口溫度  $T_{h,o}$  和冷側出口溫度  $T_{c,o}$  與  $\varepsilon=Q/Q_{max}$ ，同時也算出  $C^*=C_{min}/C_{max}$ 。
2. 根據已知的  $\varepsilon$ -NTU 的關係式，可算出此一設計點的 NTU 值(可能需要疊代)。
- 3 由  $A=NTU \cdot C_{min}/U$ ，算出所需要的熱交換器面積。



## 一個Sizing計算實例

例題：雙重管蒸發器，管內為R-22冷媒，其蒸發溫度為  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，環側為冷水，水流量為  $0.1\text{ kg/s}$ ，水入出口溫度分別為  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$  與  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，比熱為  $4180\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ ，蒸發器之總熱傳係數  $U$  為  $2000\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ 。試問雙重管熱交換器的長度要多長才足以滿足此一條件？





## A Sizing Example

### (1) Solution By $UA-LMTD-F$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = 0.1 \times 4180 \times (12 - 7) = 2090 \text{ W}$$

$$UA \cdot LMTD \cdot F = \dot{m}c_p\Delta T$$

$$\Delta T_1 = 12 - 5 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 7 - 5 = 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{7 - 2}{\ln\left(\frac{7}{2}\right)} = 3.99 \text{ }^\circ\text{C}$$

counterflow,  $F = 1$

$$\therefore UA \cdot LMTD = \dot{Q}$$

$$A = \dot{Q} / LMTD / U$$

$$= 2090 / 3.99 / 2000 = 0.2618 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \times 0.02 \times L \Rightarrow L = 4.167 \text{ m}$$

### (2) Solution by $\varepsilon-NTU$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T = 0.1 \times 4180 \times (12 - 7) = 2090 \text{ W}$$

$$C_{min} = 0.1 \times 4180 = 418 \text{ W/K}$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}\Delta T_{max} = 418 \times (12 - 5) = 2926 \text{ W}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{2090}{2926} = 0.7143 \quad , \text{ Also}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) = 0.7143$$

$$\therefore NTU = -\ln(1 - \varepsilon) = -\ln(1 - 0.7143) = 1.253$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \Rightarrow A = \frac{NTU \times C_{min}}{U} = \frac{1.253 \times 418}{2000} = 0.2618$$

$$A = \pi \times 0.02 \times L \Rightarrow L = 4.167 \text{ m}$$

結論：

不管是Rating或Sizing 使用  $UA-LMTD-F$  或  $\varepsilon-NTU$  法，其計算結果應相同。



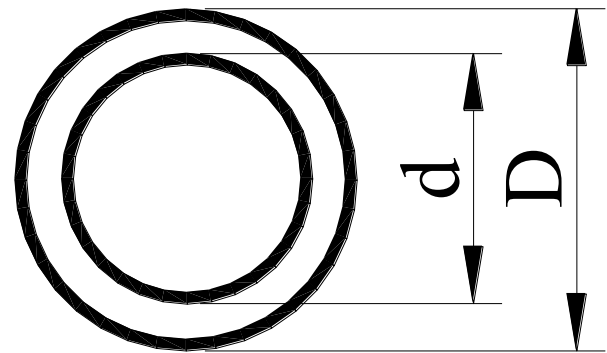
1.  $\varepsilon$ -NTU 法為完全無因次化。
2.  $\varepsilon$  代表能量的效率， $\varepsilon$  較高代表熱交換器的熱傳效率指標較高， $F$  值則否，較大的  $F$  值代表流動型式較接近逆向流，並不代表其效率較高。
3. 使用  $\varepsilon$ -NTU 法時，使用者必須隨時掌握  $C_{min}$  究竟在熱側或冷側。
4.  $\varepsilon$ -NTU 圖表較  $F$  圖表容易查詢。
5. 在rating時，使用UA-LMTD-F法需要疊代， $\varepsilon$ -NTU法則不需要。
6. 在sizing時，UA-LMTD-F較直接，由於熱傳量與進出口溫度均為已知，所以熱交換器面積可以較為迅速的算出，即 $A = Q/(UF\Delta T_{lm})$ 。



# 換你了...

- Sizing case: (假設管壁厚度為1.5 mm)
  - 同Rating case，但管內外側工作流体為水，入口溫度同樣為12 °C與5°C，管內外水流分別為1 kg/s & 2 kg/s，熱水出口溫度為7°C，假設U 仍為2000 W/m<sup>2</sup>·K，則熱傳管長度為何？
  - 如果僅知水量為1 kg/s & 2 kg/s，則長度為何？(該如何估算U?)
  - 這個設計好嗎？(從 $\epsilon$ -NTU chart)

$D_o = 3 \text{ cm}$   
 $d_o = 2 \text{ cm}$  管壁厚度 = 1.5 mm

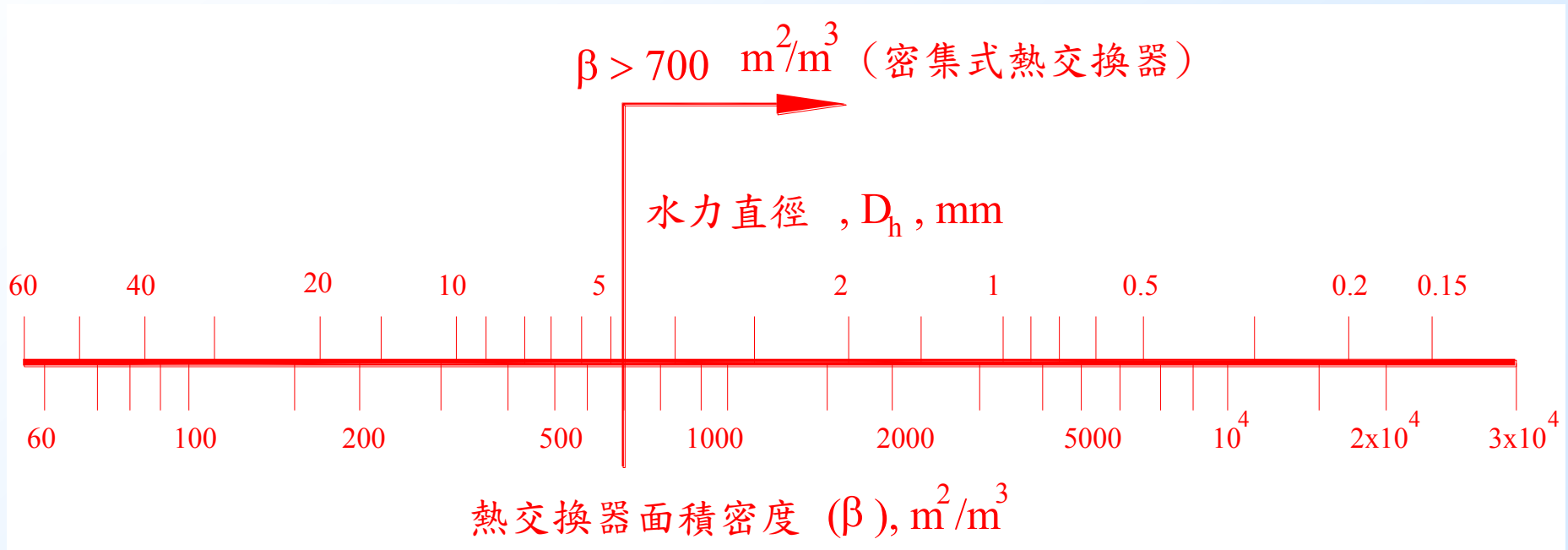




# 密集式熱交換器 & 氣冷式熱交換器

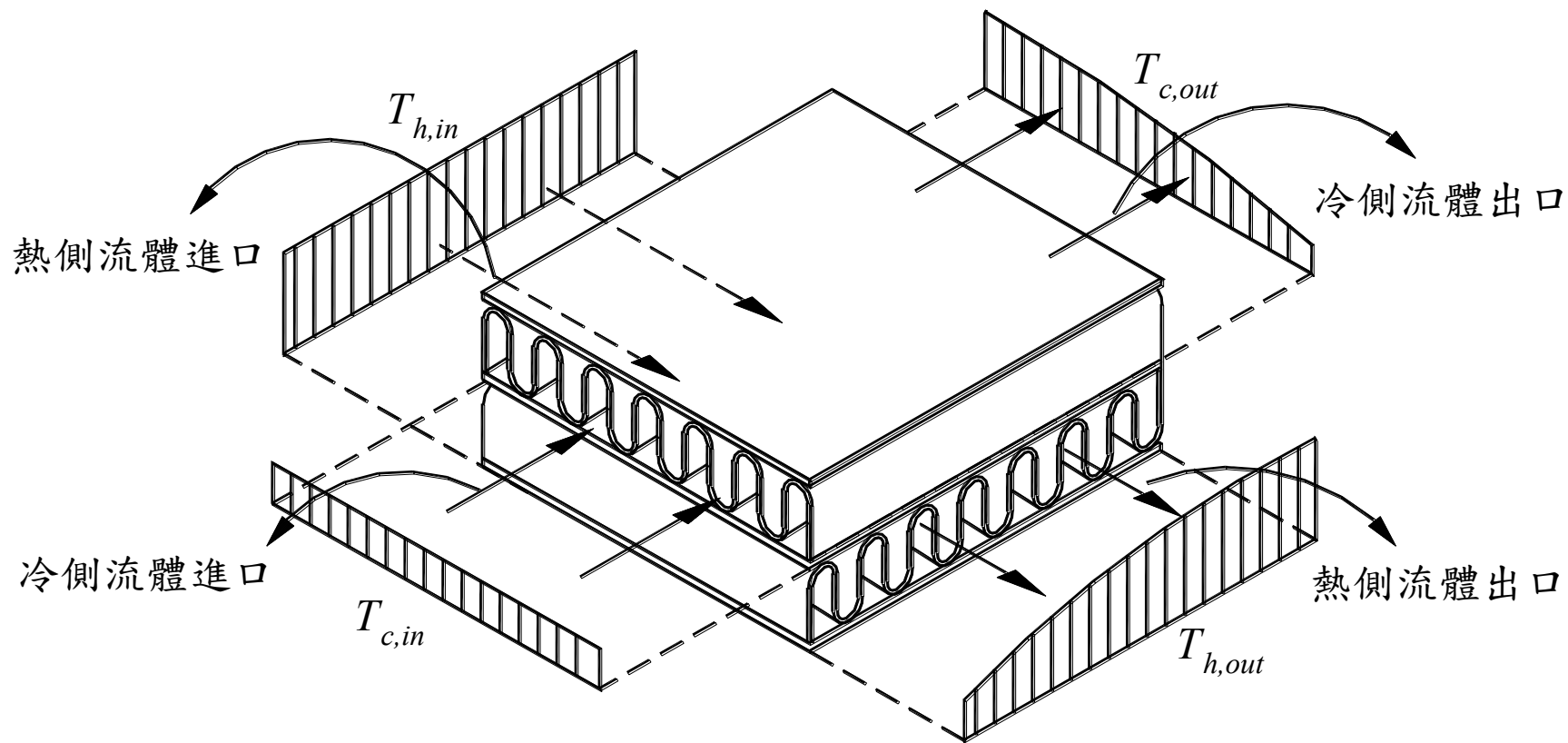


熱交換器的熱傳面積與體積的比值超過  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ，我們稱之為密集式熱交換器





# 氣對氣的熱交換器進出口溫度的變化示意圖





# 密集式熱交換器的一些定義

$A$ : 熱交換器兩側的其中之一側的總面積

$A_c$ : 最小流道面積 (free flow area, minimum flow area)

$A_{fr}$ : 正向截面積

$L$ : 熱交換器之深度或厚度

$V$ : 熱交換器之體積

$\sigma$ : 流道收縮比 (contraction ratio  $\equiv A_c/A_{fr}$ )

$\beta$ : 熱交換器的熱傳面積與體積比

$D_h$ : 水力直徑  $\equiv \frac{4A_c}{\text{潤濕之周長}}$

$V_c$ : 熱交換器內之最大流速；即通過最小流道面積時的流速

$V_{fr}$ : 進入熱交換器前的風速，或稱正面風速 (face velocity or frontal velocity)

$G_c \equiv \rho V_c$

$Re_{Dh} \equiv G_c D_h / \mu$  (注意： $G_c$  是以  $A_c$  面積計算)

有關  $\sigma$ ,  $\beta$  與  $D_h$  間的關係式可推導如下：

$D_h = (4A_c/P) \times (L/L) = 4L \times A_c/A$  (即  $A = P \times L$ )

其中  $P$  為潤濕周長，上式的  $D_h$  可改寫如下：

$$\begin{aligned} D_h &= 4(A_c/A) \times (L/L) \\ &= 4(A_c/A_{fr}) \times (A_{fr}/A) \times (L/L) \\ &= 4\sigma \times (A_{fr}/A) \times (L/L) \\ &= 4((A_{fr} \times L)/(A \times L)) \times \sigma \\ &= 4\sigma V/AL \\ &= 4\sigma/\beta L \end{aligned}$$

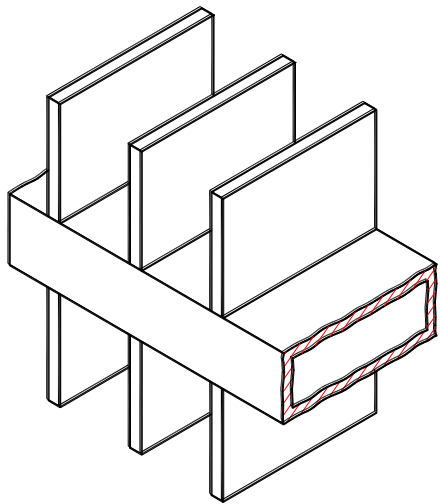
$\Rightarrow D_h = 4L \times (\sigma/\beta L) \Rightarrow D_h = 4\sigma/\beta$

在密集式熱交換器的設計上，多使用大量的次要面積(secondary area)，這些次要面積稱為鰭片

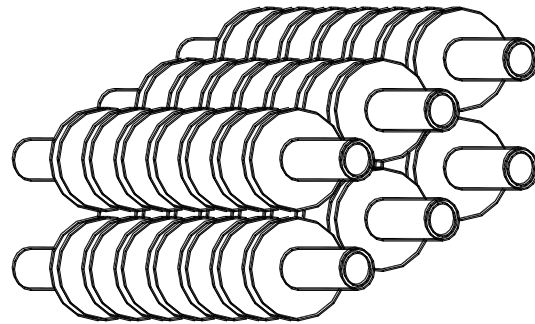


# 為什麼要用鰭片?

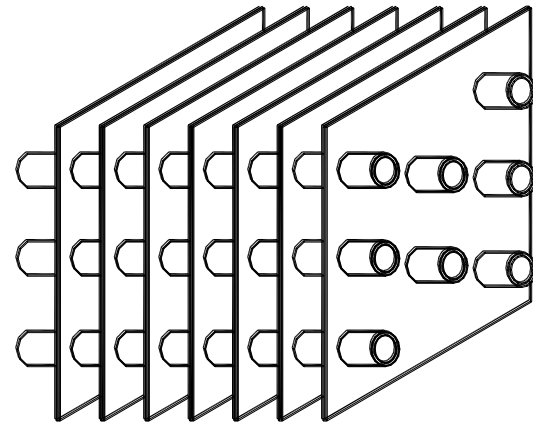
- 因為空氣側較差的熱傳導係數(thermal conductivity)
- 增加熱傳面積
- 增加密集度(compactness)



(a) plain



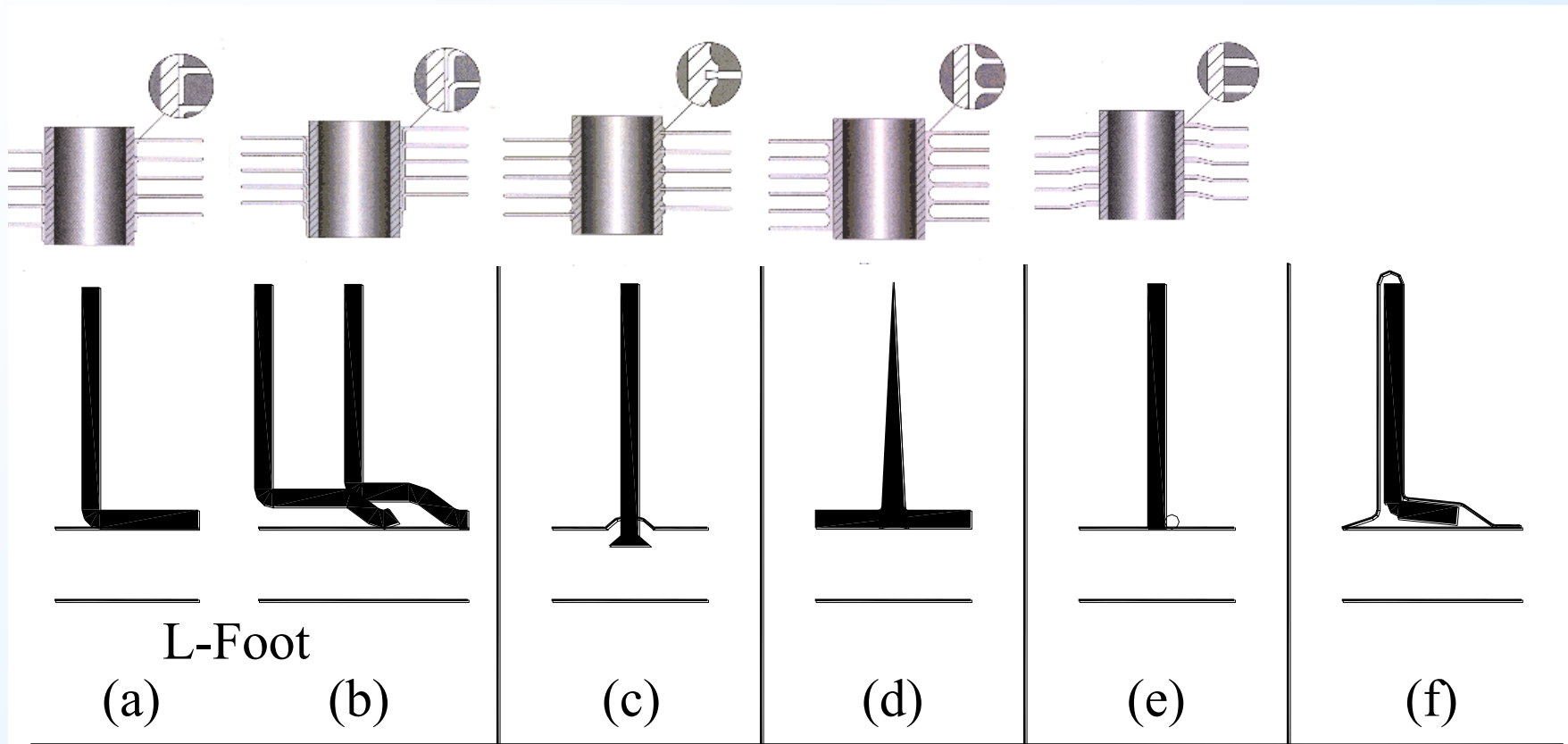
(b) circular



(c) continuous fin



各種鰭片接合方式(a) 單一L型；(b)重疊L型；(c)嵌入型；(d)擠製型；(e)焊接型；(f)熱浸熔接型



# 鰭片效率(fin efficiency)

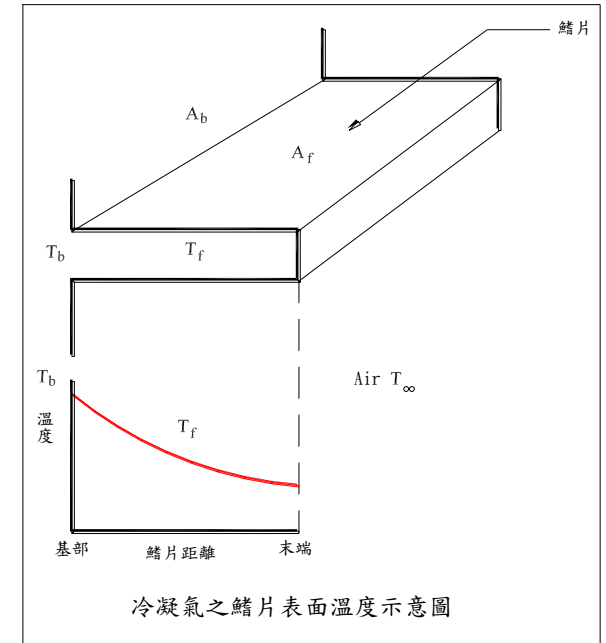
## ● 鰭片效率(fin efficiency) $\eta_f$

$$\eta_f \equiv \frac{\text{鰭片真正熱傳量}}{\text{鰭片最大熱傳量(發生於鰭片溫度等於鰭片根部溫度 } T_b \text{)}}$$

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}}{hA_f(T_b - T_\infty)} \Rightarrow \dot{Q} = hA_f\eta_f(T_b - T_\infty)$$

## ● 鰭片表面有效性(fin surface effectiveness) $\eta_s$

$$\eta_s \equiv \frac{\text{熱交換器真正熱傳量 } (hA_b(T_b - T_\infty) + hA_f\eta_f(T_b - T_\infty))}{\text{熱交換器表面最大熱傳量(發生於鰭片溫度等於鰭片根部溫度 } T_b \text{) } hA_o(T_b - T_\infty)}$$



$$hA_o\eta_s(T_b - T_\infty) = hA_b(T_b - T_\infty) + hA_f\eta_f(T_b - T_\infty)$$

$$\& A_o = A_b + A_f$$

$$\Rightarrow \eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f)$$

※說明：

(a) 若熱交換器表面上無鰭片，則  $\eta_f = \eta_s = 1$

(b) 如果熱交換器上有鰭片，則  $\eta_s > \eta_f$

(c) 鰭片效率永遠小於或等於1



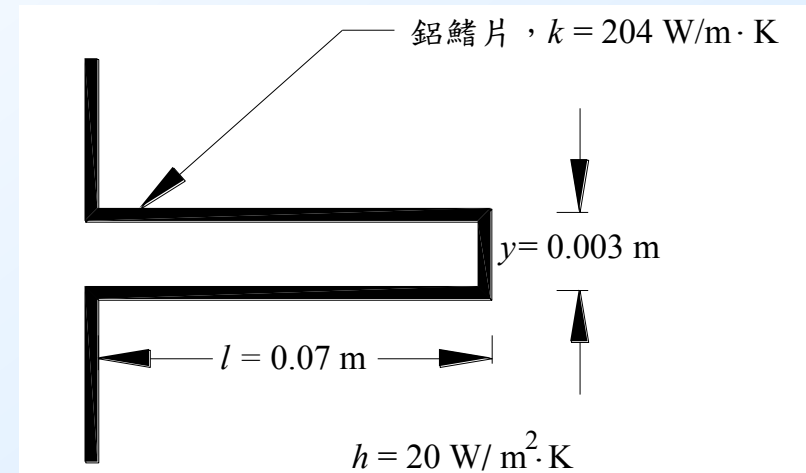
一平板鋁鰭片如下圖，其熱導係數  $k = 204$   $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ，試計算鰭片效率  $\eta_f$ 。

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}$$

$$m = \left[ \frac{2h_o}{ky} \right]^{0.5}$$

$$\therefore m = (2 \times 20 / 204 / 0.003)^{0.5} = 8.085 \text{ m}^{-1}$$

$$\eta_f = \tanh(8.085 \times 0.07) / (8.085 \times 0.07) = 0.905$$





同上例，但鰭片為不鏽鋼 $k = 20 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ，試計算該平板鰭片的鰭片效率  $\eta_f$ 。

$$\therefore m = (2 \times 20 / 20 / 0.003)^{0.5} = 25.82 \text{ m}^{-1}$$

$$\eta_f = \tanh(25.82 \times 0.07) / (25.82 \times 0.07) = 0.524$$

換句話說，在這個特定條件下，若使用不鏽鋼鰭片，且根部溫度 $T_b$ 固定，則熱傳量約較鋁鰭片低42%！



# Stop & Think

## Questions

- 兩熱交換器，型式完全一樣，幾何尺寸相同，一使用銅，一使用鈦，如果工作流體相同，流量相同，則
  - 兩熱交換器的熱傳量，何者較大？
  - 兩熱交換器的熱傳性能 (以熱傳係數而言)，何者較佳？
  - 兩熱交換器的壓損，何者較大？



# 總熱傳係數

所以若原熱交換器無鰭片的話，熱傳的阻抗方程式如下：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_1 A_{w1}} + \frac{\Delta X}{kA} + \frac{1}{h_2 A_{w2}}$$

總阻抗      熱側阻抗      管壁阻抗      冷側阻抗

若有鰭片時，則阻抗方程式改寫如下：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{n \cdot h \cdot A} + \frac{\Delta X}{kA} + \frac{1}{n \cdot h \cdot A}$$

總阻抗      熱側阻抗      管壁阻抗      冷側阻抗



## 例：鰭管式熱交換器阻抗分布

- 以空調常用的氣冷式冷凝器的相關應用而言， $h_i \approx 2000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ， $h_o \approx 50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ， $\eta_s \approx 0.7$  (請注意上述值只是在一種操作條件下的近似值，不可隨意將此值拿來運用於各種不同的應用場合上)。

假設  $A_i$  為一單位面積 ( $= 1 \text{ m}^2$ )，而設  $A_o/A_i = 10$ ，故  $A_o = 10 \text{ m}^2$ ，總熱傳係數  $U$  的參考面積為  $A_o$ ，則

$$\therefore \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{0.7 \times 50 A_o} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{35 A_o} = \frac{0.0005}{A_i} + \frac{0.0286}{A_o}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.005(\text{管內阻抗}) + 0.0286(\text{管外阻抗}) = 0.0336 \text{ K} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$$

$$\Rightarrow U_o = 29.77 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

⇒管內的阻抗約佔 15% (0.005/0.0336)，

⇒而管外阻抗約佔85%。氣冷式熱交換器的熱傳阻抗幾乎都是落在空氣側

- 殼管式熱交換器的殼側與管側流體之熱傳係數均為幾千大小，其熱傳阻抗約佔有同等重要地位。



# 例：鰭管式熱交換器阻抗分布 (Conti.)

- ◆ Case 1：上述例題如將空氣側熱傳係數提高一倍，即  $h_i \approx 2000$   $W/m^2 \cdot K$ ， $h_o \approx 100$   $W/m^2 \cdot K$ ， $\eta_s \approx 0.65$  (請注意空氣側熱傳係數增加，則鰭片效率會跟著降低，為什麼(想一想原因)?)。

假設  $A_i$  為一單位面積 ( $= 1$   $m^2$ )，而設  $A_o/A_i = 10$ ，故  $A_o = 10$   $m^2$ ，總熱傳係數  $U$  的參考面積為  $A_o$ ，則

$$\therefore R_t = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{\underbrace{2000 A_i}_{\text{冷媒側阻抗}}} + \frac{1}{\underbrace{0.65 \times 100 A_o}_{\text{空氣側阻抗}}} = \frac{1}{2000 A_i} + \frac{1}{65 A_o} = \frac{0.0005}{A_i} + \frac{0.0154}{A_o}$$

總阻抗
冷媒側阻抗
空氣側阻抗

$$\Rightarrow R_t = \frac{1}{U_o A_o} = 0.0005(\text{管內阻抗}) + 0.00154(\text{空氣側阻抗}) = 0.00204 K \cdot m^2 / W$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.0204 K \cdot m^2 / W \Rightarrow U_o = 49.02 W / m^2 \cdot K$$

➔ 管內的阻抗約佔25% (0.0005/0.00204)，

➔ 而空氣側阻抗約佔75%。

- ◆ 總熱傳係數比值  $49.02/29.77=1.65$ ，意味著如果兩側流體的溫差不變，則空氣側熱傳係數增加一倍，可提升熱傳量約65%。



## 例：鰭管式熱交換器阻抗分布 (Conti.)

- ◆ Case 2：上述例題如將冷媒側熱傳係數提高一倍，即  $h_i \approx 4000$   $W/m^2 \cdot K$ ， $h_o \approx 50$   $W/m^2 \cdot K$ ， $\eta_s \approx 0.70$  (請注意冷媒側熱傳係數增加，原來的鰭片效率並不會跟著改變，為什麼(想一想原因)?)。

假設  $A_i$  為一單位面積 ( $= 1$   $m^2$ )，而設  $A_o/A_i = 10$ ，故  $A_o = 10$   $m^2$ ，總熱傳係數  $U$  的參考面積為  $A_o$ ，則

$$\therefore R_t = \frac{1}{U_o A_o} = \underbrace{\frac{1}{4000 A_i}}_{\text{冷媒側阻抗}} + \underbrace{\frac{1}{0.70 \times 50 A_i}}_{\text{空氣側阻抗}} = \frac{1}{4000 A_i} + \frac{1}{35 A_o} = \frac{0.00025}{A_i} + \frac{0.0286}{A_o}$$

總阻抗
冷媒側阻抗
空氣側阻抗

$$\Rightarrow R_t = \frac{1}{U_o A_o} = 0.00025(\text{管內阻抗}) + 0.00286(\text{空氣側阻抗}) = 0.00311 K \cdot m^2 / W$$

$$\Rightarrow \frac{1}{U_o} = 0.0311 K \cdot m^2 / W \Rightarrow U_o = 32.15 W / m^2 \cdot K$$

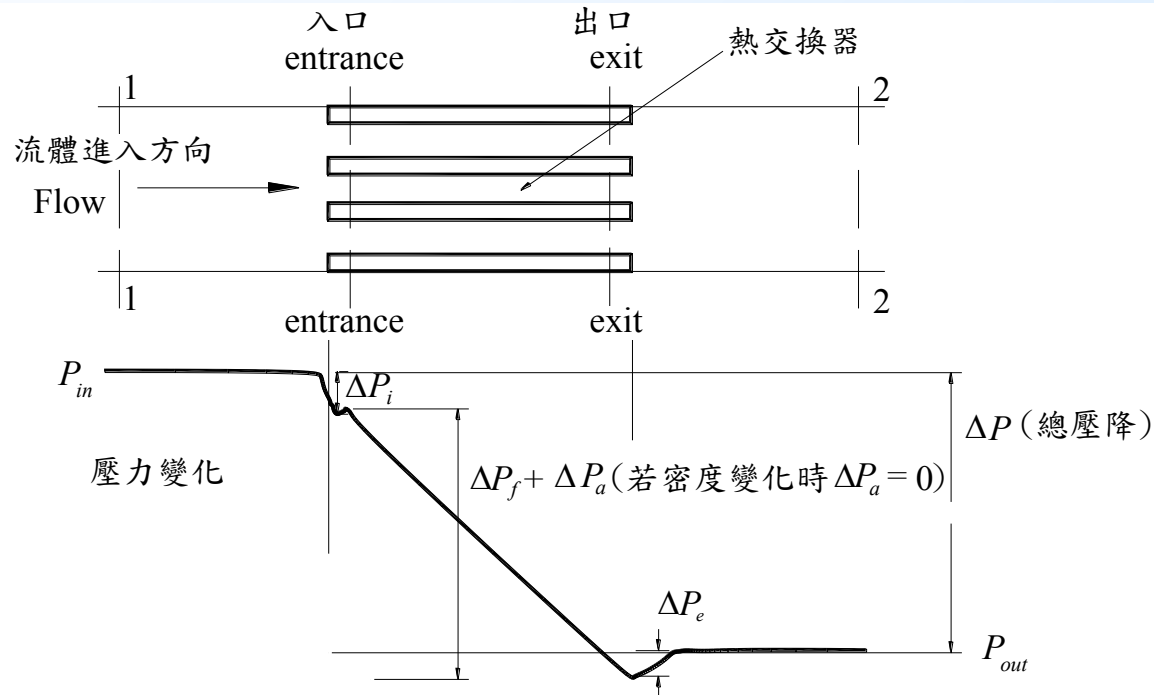
➔ 管內的阻抗約佔8.0% (0.00025/0.00311)，

➔ 而空氣側阻抗約佔92%。

- ◆ 總熱傳係數比值  $32.15/29.77=1.08$ ，意味著如果兩側流體的溫差不變，則冷媒側熱傳係數增加一倍，可提升熱傳量約8%。



- (a)  $\Delta P_i$  為流入熱交換器時因流道變小所造成的壓降。
- (b)  $\Delta P_f$  為流體經過熱交換器的摩擦壓降。
- (c)  $\Delta P_a$  為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降。
- (d)  $\Delta P_e$  為流出熱交換器時因流道變大所造成的壓降。



流體流經熱交換器時的壓力變化圖



流入熱交換器時因流道變小所造成的壓降  $\Delta P_i$ 。

由於流道面積變化正比於  $(1 - \sigma^2)$ ，而這部份不考慮摩擦壓降，若假設流體為不可壓縮且流道驟縮的壓力損失係數為  $K_c$ ，則：

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_{fr}^2 = P_{entrance} + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 + K_c \cdot \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 \quad (3-22)$$

而因流體為不可壓縮，所以  $\rho_1 = \rho_{entrance}$ ，式3-22可改寫成：

$$\therefore \frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{-(P_{entrance} - P_1)}{\rho_1} = \frac{1}{2} (V_c^2 - V_{fr}^2) + K_c \cdot \frac{1}{2} V_c^2 \quad (3-23)$$

但是  $V_{fr}^2 = \sigma^2 V_c^2$

$$\therefore \frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (3-24)$$



流體經過熱交換器的摩擦壓降 $\Delta P_f$ (假設密度 $\rho$ 為常數)。

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = 4f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V_c^2}{2}$$

其中 $f$ 為Fanning摩擦係數，如果讀者使用的摩擦係數為Darcy摩擦係數，

其定義為： $\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V_c^2}{2}$ ；注意：Darcy  $f_D \equiv 4f$ ，其中會有4倍的差

異，完全是因為定義不同所造成的，一般在密集式熱交換器的使用上，比較傾向使用Fanning摩擦係數，讀者在使用時要特別注意該摩擦係數的定義。



流體因密度變化造成速度改變，所產生的壓降 $\Delta P_a$ 。

由於是不可壓縮，所以 $\rho_{entrance} \approx \rho_1$ ， $\rho_{exit} \approx \rho_2$ ，另外由於 $\Delta P_a =$ 單位面積下進出口的動量變化，所以：

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= \frac{\dot{m}}{A} V_{exit} - \frac{\dot{m}}{A} V_{entrance} = \rho_{exit} V_{exit} \cdot V_{exit} - \rho_{entrance} V_{entrance} \cdot V_{entrance} \\ &= \rho_2 V_{exit}^2 - \rho_1 V_{entrance}^2 = \frac{(\rho_2 V_{exit})^2}{\rho_2} - \frac{(\rho_1 V_{entrance})^2}{\rho_1} = \frac{G_c^2}{\rho_2} - \frac{G_c^2}{\rho_1} \\ &= \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2 \\ \therefore \Delta P_a &= \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2 \end{aligned} \quad (3-25)$$

流出熱交換器時因流道變大，所造成的壓降 $\Delta P_e$ 。

其實因為流道變大，故速度變小，(d)項部份的壓降為一壓升；計算方法與入口相似，假設流道突然變大的壓力損失係數為 $K_e$ ，則：

$$\frac{\Delta P_e}{\rho_2} = \frac{-1}{2} (V_c^2 - V_{fr}^2) + K_e \frac{V_c^2}{2} = \frac{-V_c^2}{1082} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (3-26)$$



所以總壓降如下：

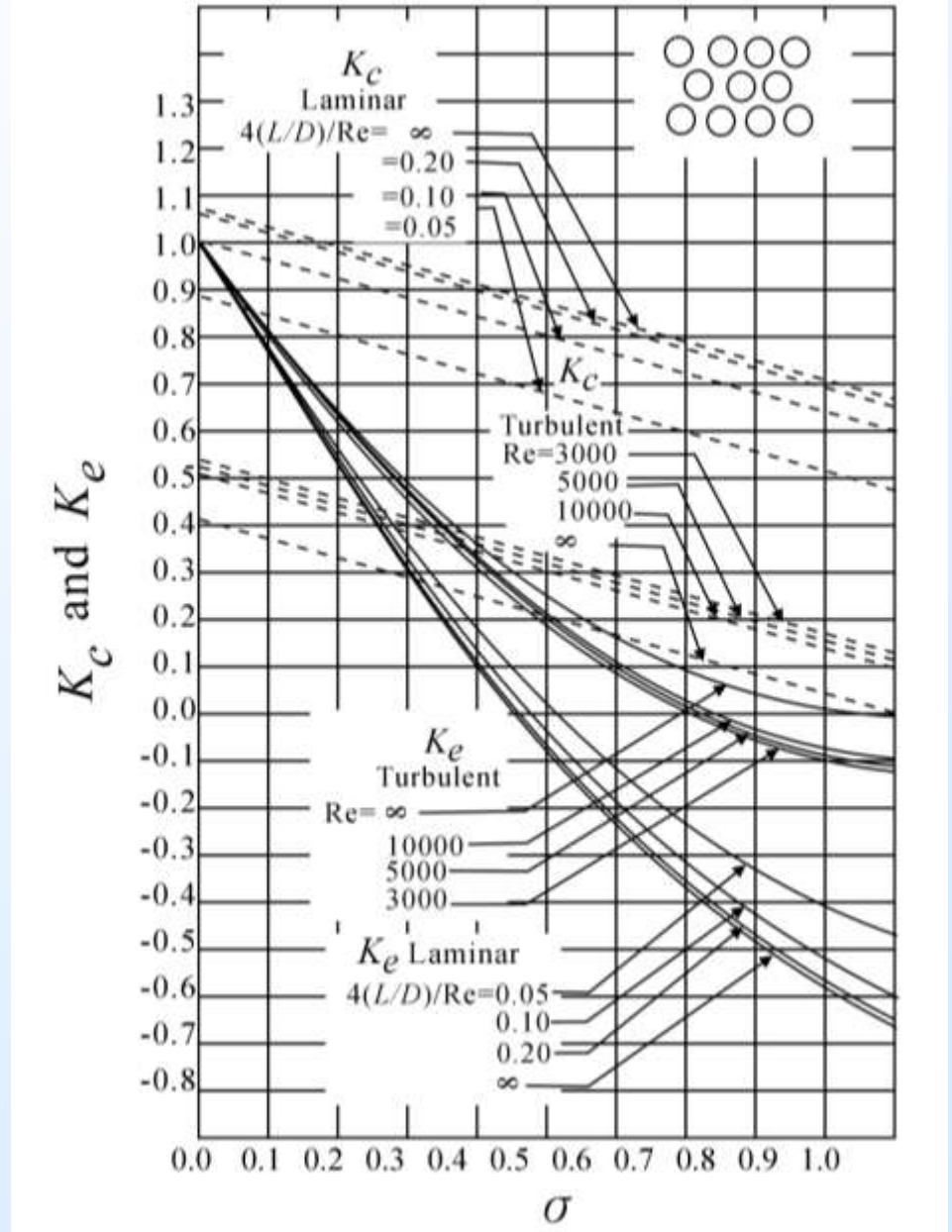
$$\Delta P = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e$$

$$= \frac{G_c^2}{2} \left[ \frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]$$

$$\rho_m = (\rho_1 + \rho_2) / 2$$

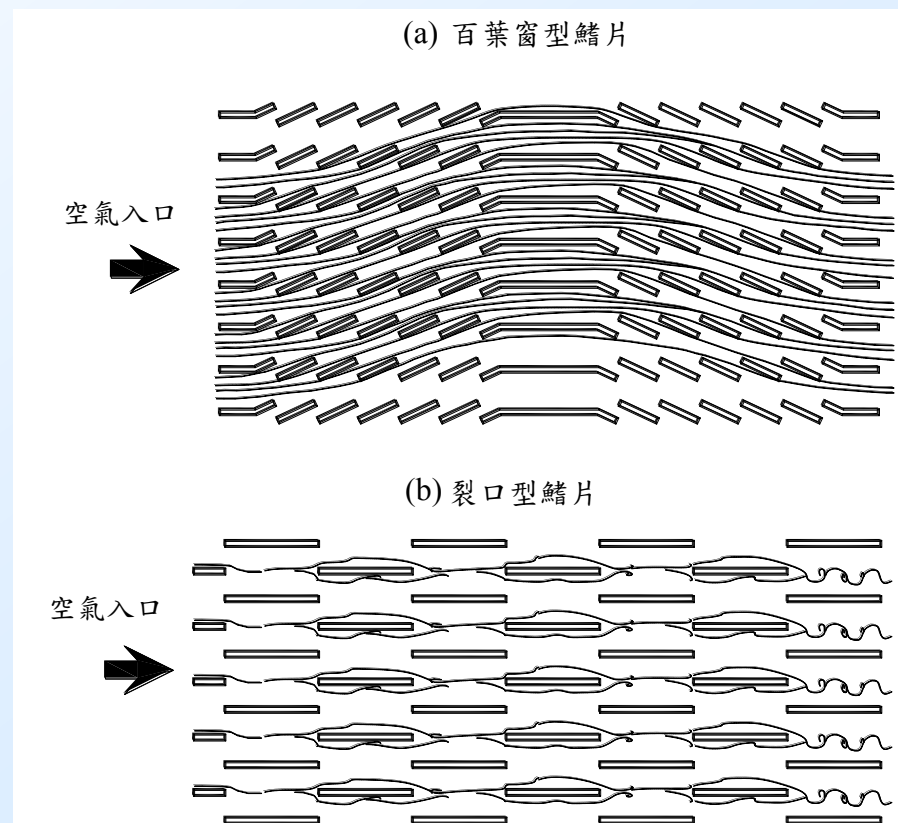
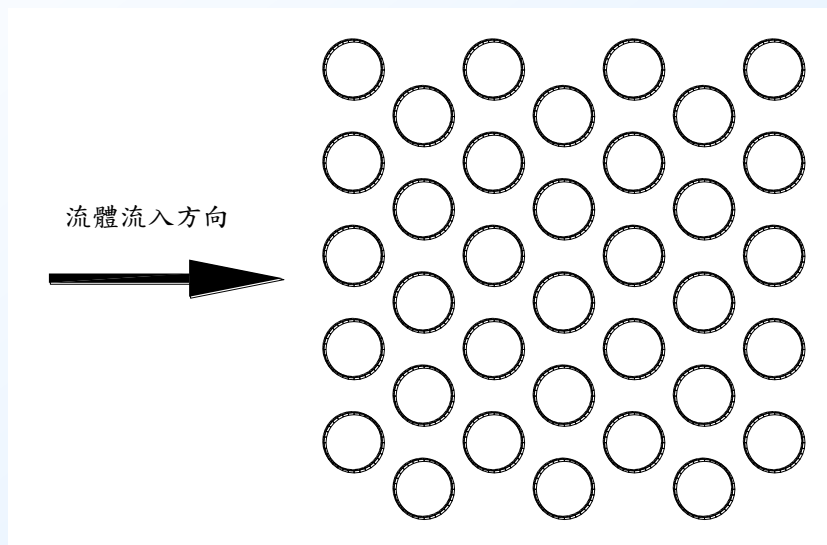


● 多管型之  $K_e$  與  $K_c$  值 (資料來源：Kays and London, 1984)



Kays and London 並指出，如果工作流體流經熱交換器時呈現週期性的驟縮與驟升現象(如圖3-18)，則很難將  $K_c$  與  $K_e$  部份的壓降從全部的壓降中分離出來，Kays and London 建議這個時候不妨將驟縮與驟升所造成的壓降與摩擦部份的壓降合併，即  $K_c = K_e = 0$ ，所以式3-27可改寫成：

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[ \frac{A}{A_c} \frac{\rho_1}{\rho_m} f + (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right]$$





**例3-3-1**：一密集式strip鰭片的測試資料如圖3-19所示(圖形資料來源：Kays and London, Fig. 10-56, strip fin)，熱交換器的重要參數如下：

$$\text{Fin pitch} = 782 \text{ fins/m}$$

$$\text{Plate spacing, } b = 2.49 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Fin length} = 3.175 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Hydraulic diameter, } 4r_h = 1.54 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Fin thickness} = 0.102 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\beta = 2254 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

$$\text{Fin area/total area} = 0.785$$

$$L = 0.4 \text{ m}$$

$$A_{fr} = 0.4 \text{ m}^2$$

若進入熱交換器的面速  $V_{fr} = 10 \text{ m/s}$ ，試估算這個操作條件下，通過熱交換器的總壓降，假設工作流體為空氣，進出口密度為  $\rho_1 = 1.145 \text{ kg/m}^3$  與  $\rho_2 = 1.1 \text{ kg/m}^3$ ；平均的viscosity  $\mu = 188.7 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$



### 3-3-1 解：

該圖表已幫讀者算出一些必要的尺寸，如 $D_h$ ， $\beta$ ；因此在此不再對相關尺寸進行計算，不過讀者最好能親自演一次以瞭解整個計算的過程，在隨後的例3-5當中，也提供如何去計算這些幾何參數的過程。由式3-2， $D_h = 4\sigma/\beta$

$$\therefore \sigma = D_H\beta/4 = 0.00154 \times 2254/4 = 0.868$$

$$G_c = \rho_1 V_{fr}/\sigma = 1.145 \times 10/0.868 = 13.19 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_{Dh} = G_c D_h / \mu = 13.19 \times 0.00154 / (188.7 \times 10^{-7}) = 1076.4$$

由圖估  $f \approx 0.044$

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2} \left[ \frac{(1-\sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1-\sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]$$

下面我們將以前文所介紹的各部份壓降來計算：

(a) 流道驟縮部份的壓降

由於鰭片型式為strip fin，所以估 $K_e$ 及 $K_c$ 時應用 $\text{Re}_{Dh} \approx \infty$ ，由圖3-15，

$$K_c \approx 0.1, K_e \approx 0.02; \text{ 又 } \rho_m = (1.145 + 1.1)/2 \approx 1.123 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_i = \frac{G_c^2}{2} \left[ \frac{(1-\sigma^2 + K_c)}{\rho_1} \right] = \left( \frac{13.19^2}{2} \right) \left( \frac{1 - 0.868^2 + 0.1}{1.145} \right) = 26.3 \text{ Pa}$$

(b) 摩擦部份的壓降

$$\text{由 } D_h = 4A_c L/A, L = 0.4 \text{ m } \therefore A/A_c = 4L/D_h = 4 \times 0.4/0.00154 \approx 1039$$

$$\Delta P_f = \frac{G_c^2}{2} \left[ \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} \right] = \left( \frac{13.19^2}{2} \right) \left( \frac{0.044}{1.123} \times 1039 \right) \approx 3541 \text{ Pa}$$

(c) 密度變化的壓降

$$\Delta P_a = \frac{G_c^2}{2} \left[ 2 \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \right] = \left( \frac{13.19^2}{2} \right) \left( 2 \left( \frac{1}{1.1} - \frac{1}{1.145} \right) \right) = 6.22 \text{ Pa}$$

(d) 出口流道變大部份的壓降

$$\Delta P_e = \frac{G_c^2}{2} \left[ -\frac{(1-\sigma^2 - K_e)}{\rho_1} \right] = \left( \frac{13.19^2}{2} \right) \left( \frac{-1 + 0.868^2 + 0.02}{1.1} \right) = -17.92 \text{ Pa}$$

$$\therefore \text{總壓降 } \Delta P = 26.3 + 3541 + 6.22 - 17.92 = 3555.6 \text{ Pa}$$

注意：本例中的 $\Delta P_f$ 超過 99% ！



# 熱交換器之熱流特性的表示型式

由雷諾類比(Reynolds analogy)而來；首先假設流體流經一段距離後的動量的變化( $\Delta M$ )比上當時的動量值( $M$ )，等於熱傳量的變化( $\Delta Q$ )比上流體最大熱傳量 $Q_{max}$ ：

$$\therefore \Delta M/M = \Delta Q/Q_{max} \tag{3-30}$$

$$\therefore \frac{\tau_w dA}{i} = \frac{h \Delta T dA}{r} \tag{3-31}$$

其中  $\tau_w$  為壁面上的摩擦剪應力，若將上式兩邊除以  $\rho V$ ，可得：

$$\frac{h}{\rho V c_p} = \frac{\tau_w}{\rho V^2} \tag{3-32}$$



由於

$$\tau_w = f \times \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (3-33)$$

$$\therefore \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{f \cdot 1/2 \rho V^2}{\rho V^2} \quad (3-34)$$

$$\therefore \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{f}{2} \quad (3-35)$$

又由Stanton number的定義， $St \equiv \frac{h}{\rho V c_p}$ ，因此

$$\Rightarrow St = f/2 \quad (3-36)$$

請注意式3-36的推導並不是很嚴謹；1930年代，Colburn 比較平板上不同流體(Pr 由 0.6 ~ 60)流動下的實驗值與式3-36的差異；他發現上式只要略做修正為

$$StPr^{2/3} = f/2 \quad (3-37)$$

對單一平板就可適用，所以Colburn *j* factor 就定義如下：

$$j \equiv StPr^{2/3} \quad (3-38)$$

即：

$$j = f/2 \quad (3-39)$$



並不是所有的熱交換器都會有  $j = f/2$ 的關係式(通常關係不會這樣單純!);

另外許多入門的讀者可能會覺得奇怪為何熱傳性能  $j$  會隨著雷諾數增加而下降(典型例如圖3-19所示), 不是速度越快熱傳性能越好嗎? 答案其實很簡單,

$j \equiv \frac{h}{\rho V c_p} \text{Pr}^{\frac{2}{3}}$ , 其中分母為速度, 一般熱傳性能會隨著速度增加而變好, 但增加

的幅度會小於速度本身的增幅。



一連續型平板鰭片型式的鰭管式熱交換器之熱流特性( $j$  &  $f$ )如圖  
該熱交換器的幾何尺寸如下：

寬度  $W = 595$  mm

高度  $H = 355$  mm

管排數  $N = 1$

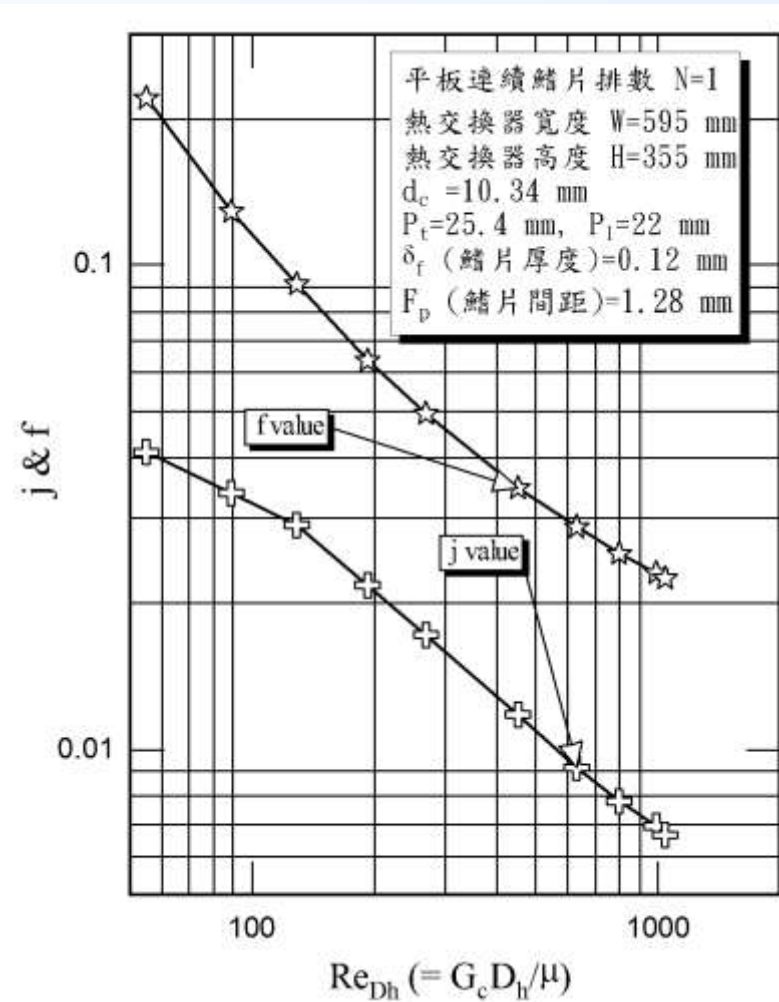
含頸領的外徑  $d_c = 10.34$  mm

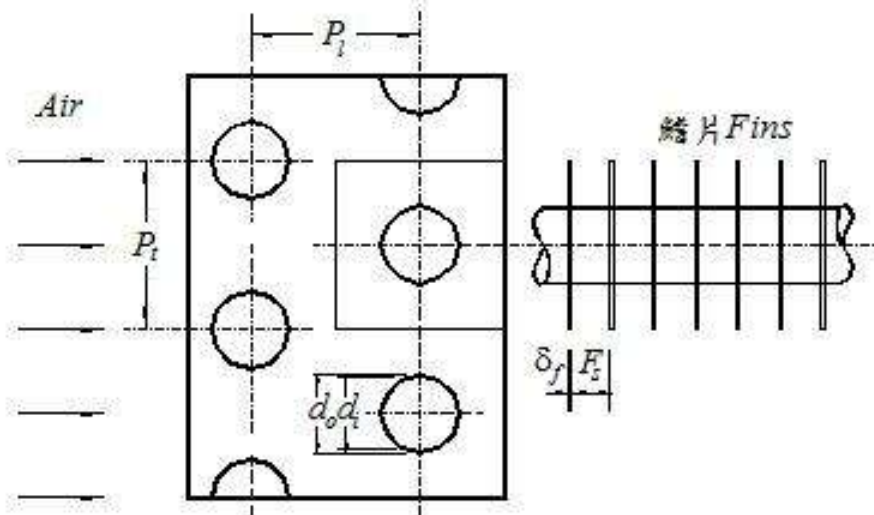
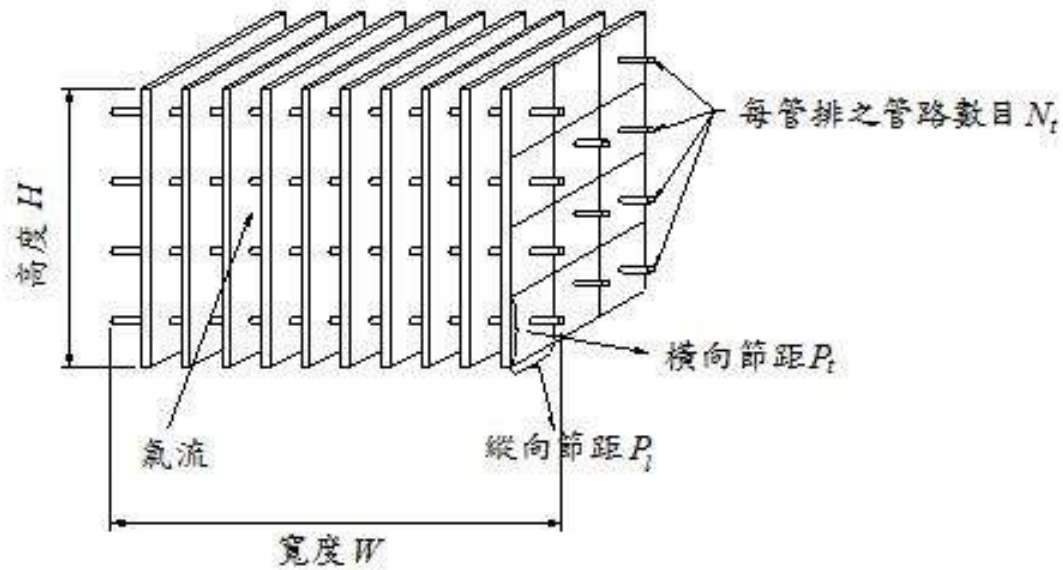
鰭片厚度  $\delta_f = 0.12$  mm

鰭片的橫向節距  $P_t = 25.4$  mm

鰭片的縱向節距  $P_l = 22$  mm

熱交換器的正向風速為  $4$  m/s，試問(1) 它的正向面積 ( $A_{fr}$ )；(2) 它的收縮比 ( $\sigma$ )；(3)熱交換器之總面積；(4) 它是否為密集式熱交換器？(5)它的熱傳係數 ( $V_{fr} = 4$  m/s)；(6) 它的壓降(熱交換器的入口空氣的溫度為  $35^\circ\text{C}$ ， $\rho_a = 1.145$  kg/m<sup>3</sup>， $\mu_a = 188.7 \times 10^{-7}$  N·s/m<sup>2</sup>， $c_{p,a} = 1007$  J/kg·K， $Pr_a = 0.71$ )。

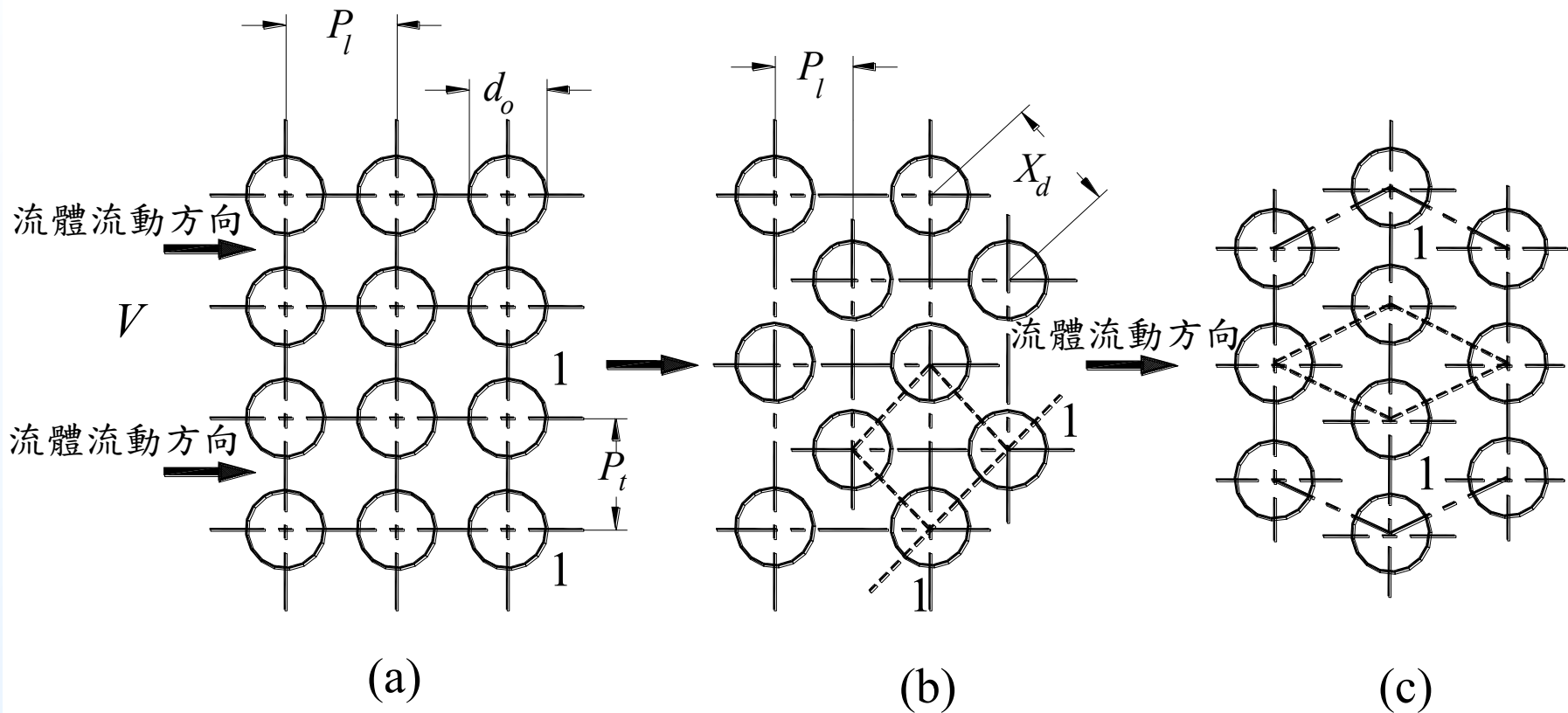


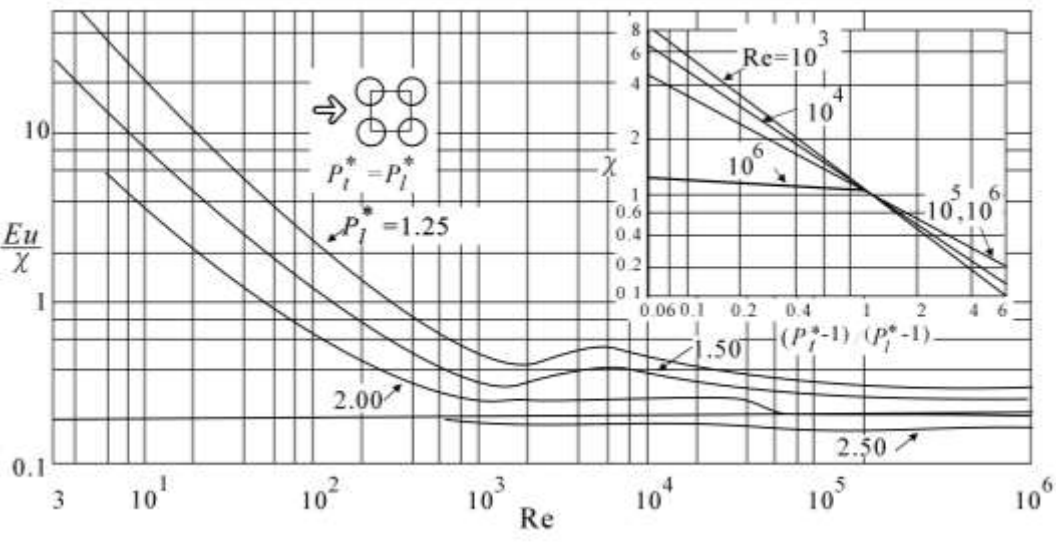




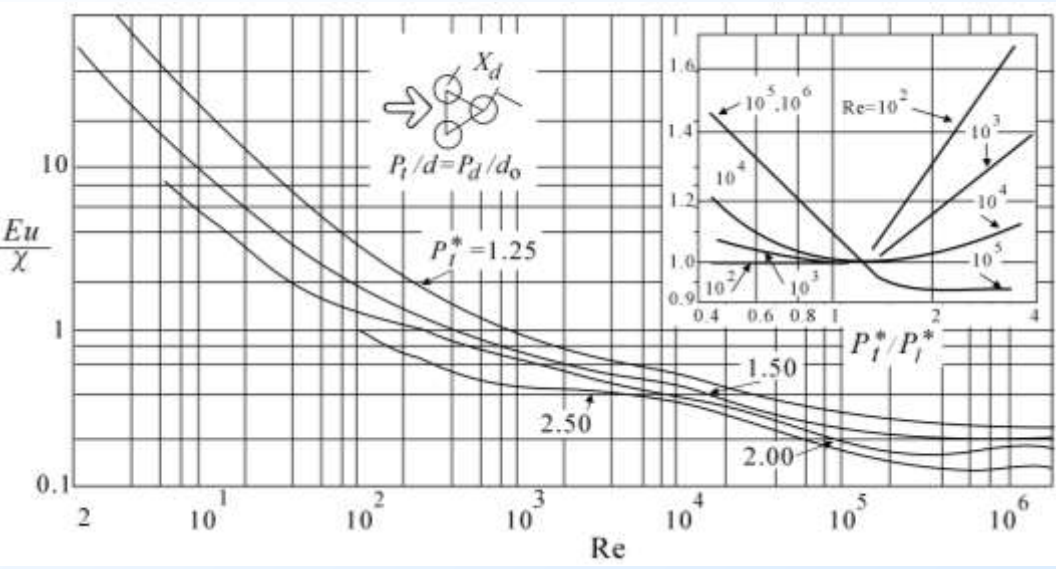
# 裸管管陣

- 裸管管陣安排型式 (a) 排列型式 (inline) ; (b) 交錯型式 (staggered) ; (c) 最小管間距型式





排列型式管陣下之  $Eu/\chi$ ,  $\chi$  與雷諾數間的關係



交錯型式管陣下之  $Eu/\chi$ ,  $\chi$  與雷諾數間的關係

$$Eu = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_c^2 \cdot N}$$

$$P_t^* = \frac{P_t}{d_o}$$

$$P_l^* = \frac{P_l}{d_o}$$



- (1) 由操作條件算出  $Re_b$ 、 $P_t^*$ 、 $P_l^*$  與  $(P_t^* - 1)/(P_l^* - 1)$
- (2) 若為排列型式則使用圖 5-4，若為交錯型式則使用圖 5-5
- (3) 由圖表查出  $Eu/\chi$  與  $\chi$  值
- (4) 如果要考慮因為溫度變化所造成流體物性變化的影響的話，則可使用下式：

$$Eu_b = Eu \left( \frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{P1} \quad (5-12)$$

其中下標  $w$  代表以管壁溫度來計算，而  $b$  係以流體中心溫度來計算，另外

$$P1 = \begin{cases} 0 & \text{若雷諾數大於 } 1000 \\ -0.0018Re + 0.28 & \text{若流體通過管陣時被加熱} \\ -0.0026Re + 0.43 & \text{若流體通過管陣時被冷卻} \end{cases} \quad (5-13)$$

- (5) 由  $\Delta P = \left( \frac{Eu}{\chi} \right) (\chi) \frac{1}{2} \rho u_c^2 \cdot N$  算出壓降



# 分離型圓形鰭片熱交換器

$$j = 0.134 \text{Re}_{d_o}^{-0.319} \left(\frac{F_s}{F_L}\right)^{0.2} \left(\frac{F_s}{\delta_f}\right)^{0.11} \quad (5-20)$$

$$f = 9.47 \text{Re}_{d_o}^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_o}\right)^{-0.927} \left(\frac{P_t}{X_d}\right)^{0.11} \quad (5-21)$$

其中

$$X_d = \frac{\sqrt{P_t^2 + P_l^2}}{2} \quad (5-22)$$

Rabas et al. (1981)則提出較準確的方程式如下：

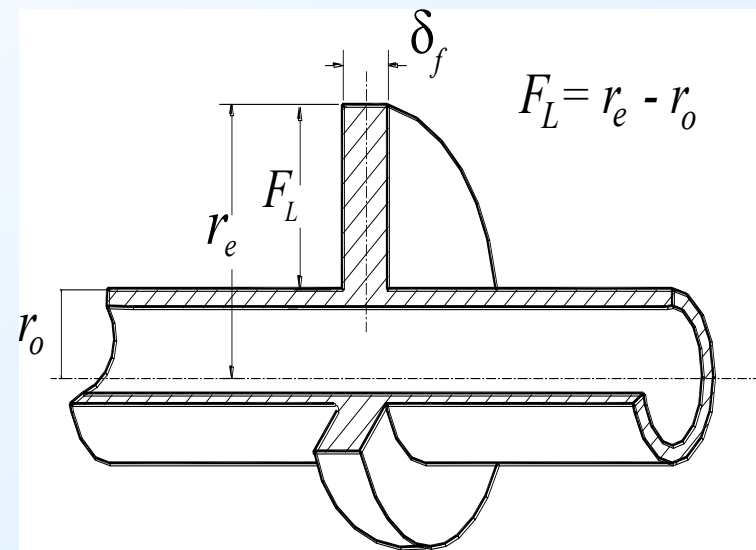
$$j = 0.292 \text{Re}_{d_o}^n \left(\frac{F_s}{d_o}\right)^{1.12} \left(\frac{F_s}{F_L}\right)^{0.26} \left(\frac{\delta_f}{F_s}\right)^{0.67} \left(\frac{d_e}{d_o}\right)^{0.47} \left(\frac{d_e}{\delta_f}\right)^{0.77} \quad (5-23)$$

$$f = 3.805 \text{Re}_{d_o}^{-0.234} \left(\frac{F_s}{d_o}\right)^{0.25} \left(\frac{F_L}{F_s}\right)^{0.76} \left(\frac{d_o}{d_e}\right)^{0.73} \left(\frac{d_o}{P_t}\right)^{0.71} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0.38} \quad (5-24)$$

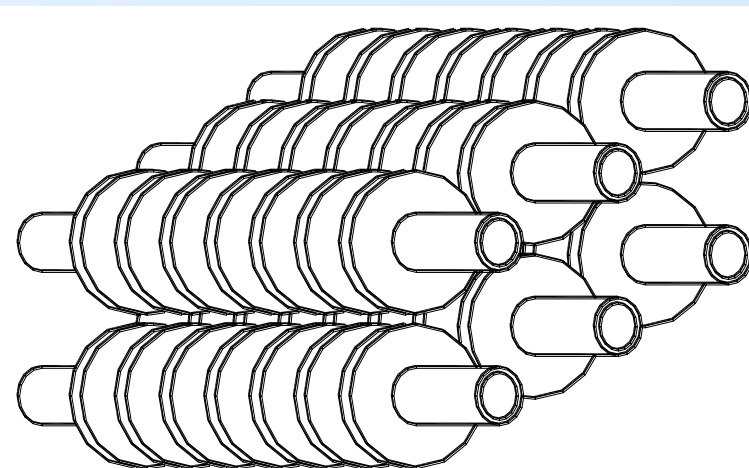
其中

$$n = -0.415 + 0.0346 \left(\frac{d_e}{F_s}\right) \quad (5-25)$$

請注意式5-20及式5-21僅適用於4排以上的熱交換器，~~圖式~~式5-23及式5-24僅適用於6排以上。另外這些方程式均使用管外徑 $d_o$ 當作特徵長度。



$$d_e = 2r_e \quad d_o = 2r_o$$





條件：已知HX能力及部份幾何尺寸，流體進口條件及風量，求Nr=?

(1)HX幾何尺寸計算

(2)管內熱傳係數  $h_i$  計算

$$h_i = \frac{Nu \times k_i}{D_i}$$

其中  $Nu = \text{Nusselt Number} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_c - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}\left(P_r^{2/3} - 1\right)}$

(3) 空氣側熱傳係數  $h_o$   $\therefore h_o = j_s \times G_c \times C_{pa} \times Pr_a^{-2/3}$

(4) 鰭片效率算  $\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi}$

(5) 總熱傳係數  $U$

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{A_o}{A_i}\right)\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o\eta_s}}$$

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

(6)對數平均溫差  $LMTD$

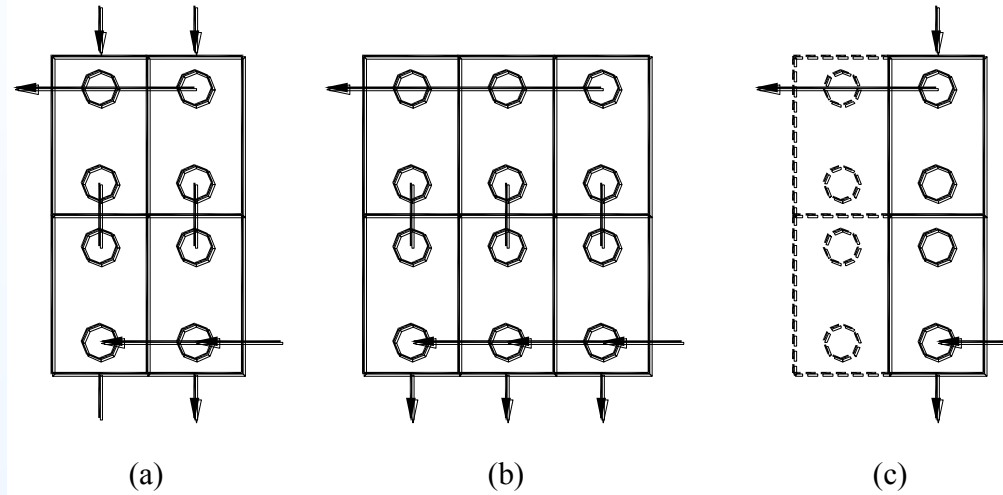
(7)由  $Q = U_o \times A_o \times F \times LMTD$  可算出  $A_o \Rightarrow$  求得管排數  $Nr$

(8)計算空氣側和管側壓損



# 套管式熱交換器的優缺點

- 製造容易。
- 易於保養維護與結垢的清理。
- 可容易安排成逆向流動型式。
- 可使用如圖型式的鰭管。
- 可運用於高壓系統的相關應用。
- 可以模組化；如圖示，原系統(a)為四個並、串接的熱交換器所組成，如果要擴充50%的能力，可將系統並、串六個如圖(b)所示的熱交換器系統模組；同樣的，如果要降低50%的負載，可將系統並、串接成兩個如圖(c)所示的熱交換器系統模組。



# 套管式熱交換器熱流性能計算分析

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}}(Pr^{2/3}-1)} \phi, f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$

$$\phi_{\text{液體}} = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}, \phi_{\text{氣體}} = \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^n, \begin{cases} n=0, \text{冷卻} \\ n=0.45, \text{加熱} \end{cases}$$

有關水力直徑應用於套管式熱交換器的熱流設計，仍然有一些爭議，如果以  $D_h = 4 \times \text{截面面積} / \text{濕潤周界}$  的定義，則可得到  $D_h = (D_i - d_o)$  的結果(請參考第一章)，不過有些研究者認為外管周界上並無實質上的熱傳貢獻，因此熱傳的  $D_{h,e} = 4 \times A_c / (\pi d_o) = (D_i^2 - d_o^2) / d_o$ 。這兩種算法何者較適合並無定論，例如 Taborek (1998) 與 Hewitt et al. (1994) 都是使用標準的水力直徑於熱傳與壓降的計算，不過 Kakaç 與 Liu (1998) 與 Kern (1950) 則將  $D_{h,e}$  當作  $Nu$  的特徵長度(請特別留意： $Re$  的特徵長度仍使用  $D_h$ )，筆者對這點沒有特別的看法，不過在使用上，仍以  $D_h = (D_i - d_o)$  較多；這裡要特別提醒讀者，環側部份若使用 Dittus-Boelter 方程式或是 Gnielinski 半經驗式時，其雷諾數要大於 8000 (HEDH, 2002)



Taborek (1998)建議當 $Re < 2000$ 時，可使用如下的方程式

$$Nu = 3.66 + 1.2 \left( \frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.8} + \left( 1 + 0.14 \left( \frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.5} \right) \frac{0.19 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0.8}}{1.07 + 0.117 \left( Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{0.467}} \phi$$

如果是在過渡區( $8000 > Re > 2000$ )，Taborek (1998)建議使用如下的方程式：

$$Nu_{tr} = Nu_{laminar, Re=2000} + \left( 1.33 - \left( \frac{Re}{6000} \right) \right) Nu_{turbulent, Re=8000}$$



$T_{h,i}$  熱側流體進口溫度

$T_{h,o}$  熱側流體出口溫度

$T_{c,i}$  冷側流體進口溫度

$T_{c,o}$  冷側流體出口溫度

$D_i$  環側的管內徑

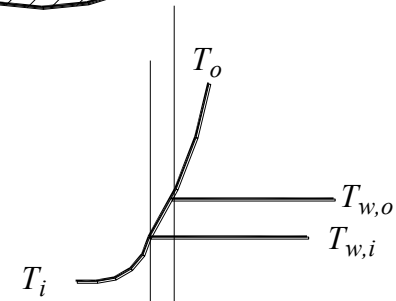
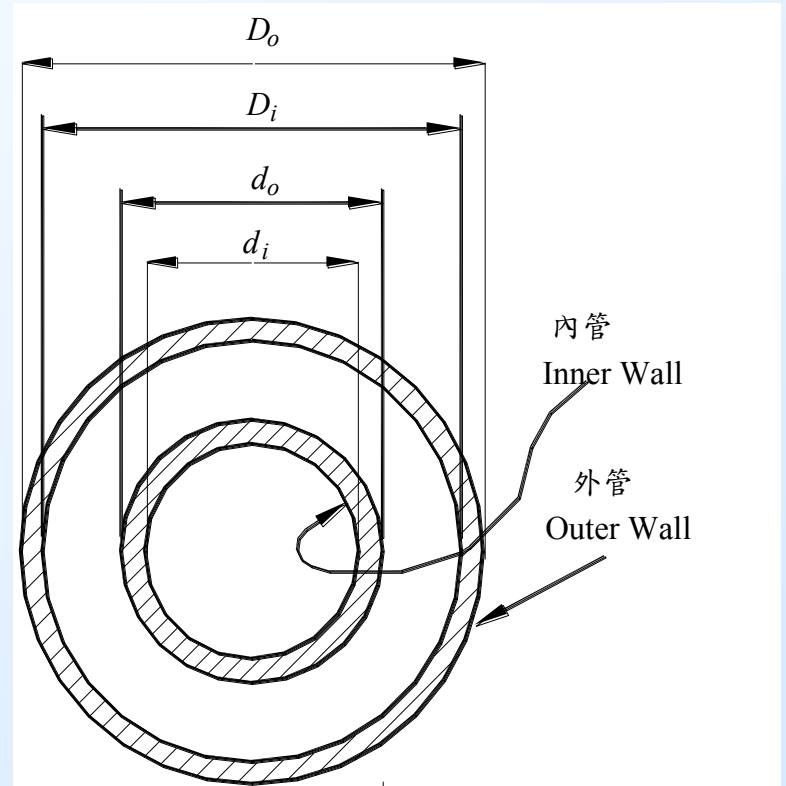
$d_i$  管側的管內徑

$d_o$  管側的管外徑

$L$  熱傳管的長度

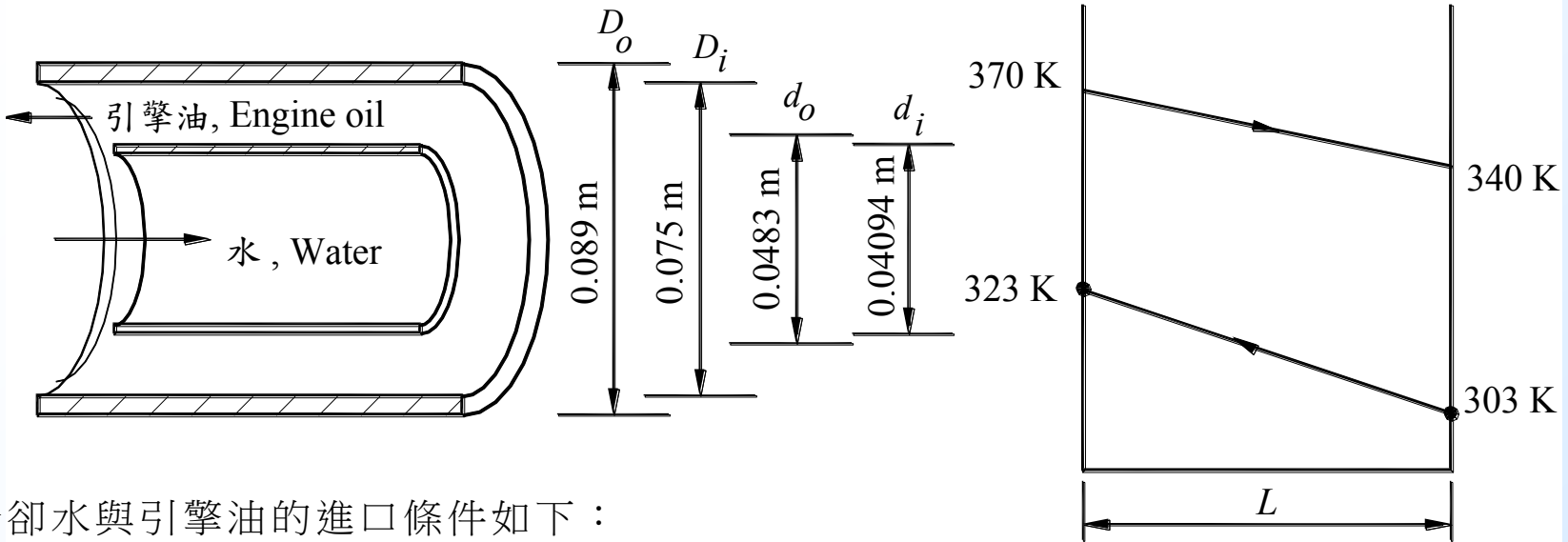
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_i h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k_w} \quad 127$$





# Example: 一個荒謬的例子



冷卻水與引擎油的進口條件如下：

$$\dot{m}_{oil} = 1 \text{ kg/s}, T_{oil, in} = 370 \text{ K}, T_{oil, out} = 340 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{water} = 0.767 \text{ kg/s}, T_{water, in} = 303 \text{ K}$$

雙套管材質為Carbon Steel ( $C \approx 0.5\%$ ,  $k_w \approx 53 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ )

試問本雙套管熱交換器的總長度要多少才夠？

$T$ (K)	$\rho_{oil}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$c_{oil}$ ( $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ )	$\mu_{oil}$ ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )	$k_{oil}$ ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )	$Pr_{oil}$
370	841.8	2.20	0.019	0.136	305
360	848.2	2.16	0.025	0.137	395
350	854.0	2.12	0.036	0.138	550
340	859.8	2.08	0.053	0.139	795

$T$ (K)	$\rho_{water}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$c_{p,water}$ ( $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ )	$\mu_{water}$ ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )	$k_{water}$ ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )	$Pr_{water}$
303	995.6	4.182	0.000798	0.603	5.4
313	992.2	4.179	0.000654	0.618	4.33
323	988.0	4.181	0.000548	0.631	3.56
333	983.3	4.185	0.000467	0.643	2.99



油的平均比熱 =  $(c_{p,oil,in} + c_{p,oil,out})/2 = (2200 + 2080)/2 = 2140 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

總熱傳量

$$Q = \dot{m}_{oil} c_{p,oil} (T_{h,in} - T_{h,out}) = 1 \times 2140 \times (370 - 340) = 64200 \text{ W}$$

∴ 水側的出口溫度為

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{Q}{\dot{m}_{water} c_{p,water}} = 303 + \frac{64200}{0.767 \times 4180} = 323.03 \text{ K}$$

$$\text{管內的截面積 } A_{c,i} = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (0.04094)^2 = 0.001316 \text{ m}^2$$

$$\therefore G_{water} = \dot{m}_{water} / A_{c,i} = 0.767 / 0.001316 = 582.7 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

∴ 雷諾數為

$$\text{Re}_i = \frac{G_{water} \times d_i}{\mu_{water}} = \frac{582.7 \times 0.04094}{0.000654} = 36474 > 2300 \Rightarrow \text{紊流流動!}$$

由 Gnielinski 方程式 (表 1-8)

$$f_i = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = 0.00564$$

$$\text{Nu}_i = \frac{\left(\frac{f_i}{2}\right)(\text{Re}_i - 1000) \text{Pr}_i}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f_i}{2}} (\text{Pr}_i^{2/3} - 1)} = \frac{\left(\frac{0.00564}{2}\right)(36474 - 1000) \times 4.33}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{0.00564}{2}} (4.33^{2/3} - 1)} = 198$$

$$h_i = \frac{k_i \times \text{Nu}_i}{d_i} = \frac{0.618 \times 198}{0.04094} = 2988.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



環側的截面積

$$A_{c,a} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} (0.075^2 - 0.0483)^2 = 0.002586 \text{ m}^2$$

環側的水力直徑

$$D_{h,o} = D_i - d_o = 0.075 - 0.0483 = 0.0267 \text{ m}$$

$$\therefore G_{oil} = \dot{m}_{oil} / A_{c,a} = 1 / 0.002586 = 386.8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

∴雷諾數為

$$\text{Re}_o = \frac{G_{oil} \times D_{h,o}}{\mu_{oil}} = \frac{386.8 \times 0.0267}{0.030233} = 341.6 < 2000 \Rightarrow \text{層流流動!}$$

由式 8-3

$$Nu_{oil} = 3.66 + 1.2 \left( \frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.8} + \left( 1 + 0.14 \left( \frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.5} \right) \frac{0.19 \left( \text{Re Pr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.8}}{1.07 + 0.117 \left( \text{Re Pr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.467}}$$



由於上式的使用牽涉到熱交換器的總長度 $L$ ，因此我們必須要假設一個長度，這裡先假設熱交換器的總長度為350 m，則

$$Nu_{oil} = 5.59$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil} \times Nu_{oil}}{D_{h,o}} = \frac{0.138 \times 5.59}{0.0267} = 28.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$LMTD = \frac{((T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o}))}{\ln\left(\frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}}\right)} = 41.8^\circ\text{C}$$

由式8-12，
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_i h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k_w}$$

其中 $\eta_i = \eta_o = 1$ ，將相關幾何參數資料代入計算後，可得 $U = 28.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

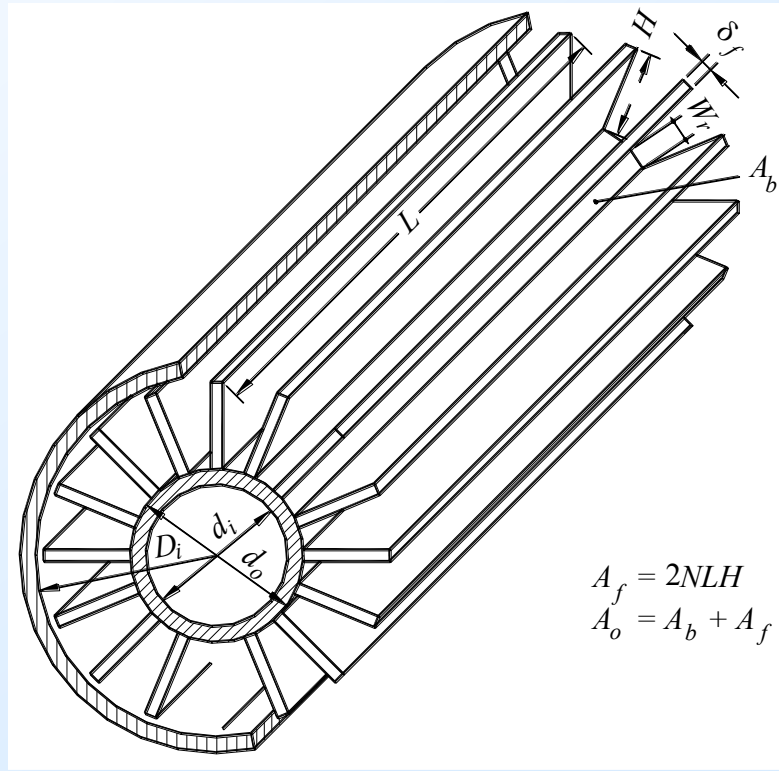
$$\therefore A = \pi \times d_o \times L = Q/U/\Delta T_{lm}$$

即 $L = 355 \text{ m}$ ，這個結果與假設差不多，正確的結果為355.7 m



# Example: 設計改善

為了有效縮短熱交換器的長度，使用如下圖的鰭管，操作條件與上例均相同，試問滿足同樣熱傳量的熱交換器長度為何？鰭管的材質也是Carbon Steel ( $C \approx 0.5\%$ ， $k_w \approx 53 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ )，鰭管的高度 $H = 0.013 \text{ m}$ 。鰭片的數量為 $N = 60$ ，鰭片的厚度 $\delta_f = 0.0009 \text{ m}$ 。





總熱傳量與管內側的熱傳係數均與上例相同，即：

$$Q = 64200 \text{ W}$$

$$h_i = 2988.9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

環側的截面積

$$\begin{aligned} A_{c,a} &= \text{環側面積} - \text{鰭片截面積} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) - N \times \delta_f \times H \\ &= \frac{\pi}{4} (0.075^2 - 0.0483)^2 - 60 \times 0.0009 \times 0.013 = 0.001884 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

環側的水力直徑

$$D_{h,o} = 4A_{c,a}/P_w$$

$$P_w = \text{潤濕周長} = 2 \times N \times H + \pi d_o + \pi D_i = 1.947 \text{ m}$$

$$D_{h,o} = 4A_{c,a}/P_w = 0.00387 \text{ m}$$

$$\therefore G_{oil} = \dot{m}_{oil} / A_{c,a} = 1 / 0.001884 = 530.8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

∴ 雷諾數為

$$Re_o = \frac{G_{oil} \times D_{h,o}}{\mu_{oil}} = \frac{530.8 \times 0.00387}{0.030233} = 67.9 < 2000 \Rightarrow \text{層流流動!}$$

同樣的，假設一個熱交換器長度  $L = 20 \text{ m}$ ，則由式 8-3

$$Nu_{oil} = 5.18$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil} \times Nu_{oil}}{D_{h,o}} = \frac{0.138 \times 5.26}{0.00387} = 184.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$LMTD = \frac{((T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o}))}{\ln \left( \frac{T_{h,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,o}} \right)} = 41.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$



用式8-11，即

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{2\pi k_w L \ln \frac{d_o}{d_i}}$$

採用鰭管外側面積當參考面積  $A = A_o = P_f \times L$ ，其中  $P_f$  為單位長度的鰭管周長(=  $2 \times N \times H + \pi d_o$ )；請注意與潤濕周長不同(無外管的內徑周長)。

以本例而言， $P_f = 2 \times N \times H + \pi d_o = 1.7117 \text{ m}$

所以上式可改寫成

$$\frac{1}{U} = \frac{P_f}{h_i d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{P_f}{2\pi k_w \ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (8-14)$$

其中  $\eta_o = 1 - A_f/A_o(1 - \eta_f)$

在本例中， $A_f/A_o = (P_f - \pi \times d_o)/P_f$

鰭片效率  $\eta_f = \tanh(mH)/mH$  (請參考第三章)

$$m = \sqrt{\frac{2h_{oil}}{k_f \delta_f}} = \sqrt{\frac{2 \times 184.7}{53 \times 0.0009}} = 88 \text{ m}^{-1}$$

$$\therefore \eta_f = \tanh(mH)/mH = 0.713$$

而表面效率  $\eta_o = 1 - A_f/A_o(1 - \eta_f) = 0.738$

再將相關幾何資料代入式8-14後，可得  $U = 41.68 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$\therefore A = \pi \times P_f \times L = Q / U \Delta T_{lm} = 36.85 \text{ m}^2$$

即  $L = 21.53 \text{ m}$ ，這個結果與假設差不多，正確的結果為  $21.56 \text{ m}$



# 殼管式熱交換器性能計算



# 殼管式熱交換器 (Shell-and-tube HX)

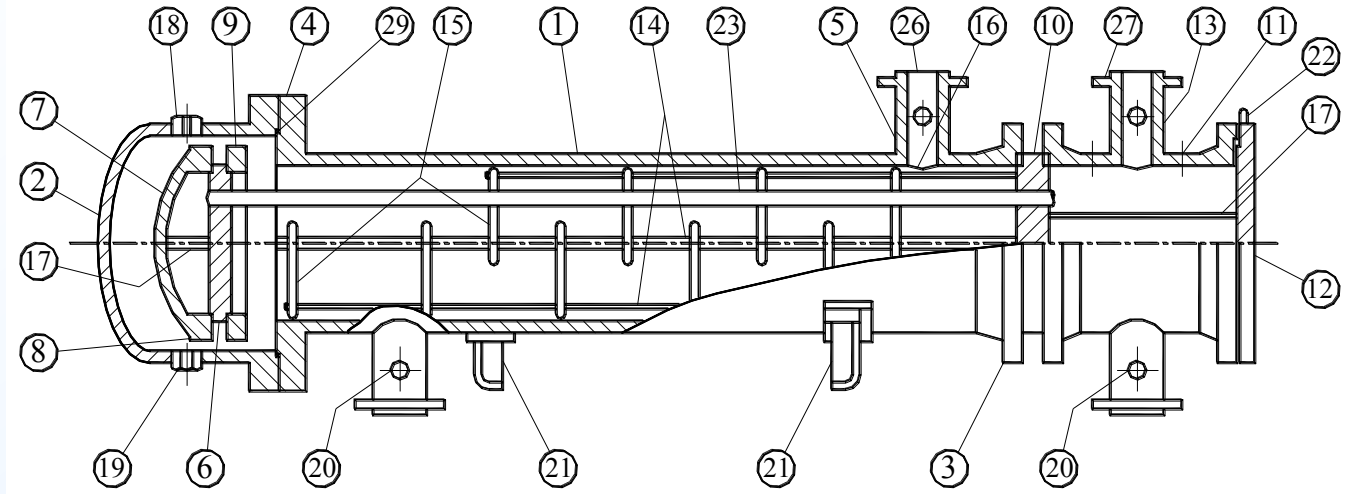
- 殼管式熱交換器不是非常的密集 (non-compact)。
- 在外型上，殼管式熱交換器的設計非常的「強壯」，因此非常適用於高壓的應用上。
- 可廣泛地適用於不同的應用場合，例如惡劣的工作環境與特殊的工作流體。
- 可適用高溫與高壓的應用場合。



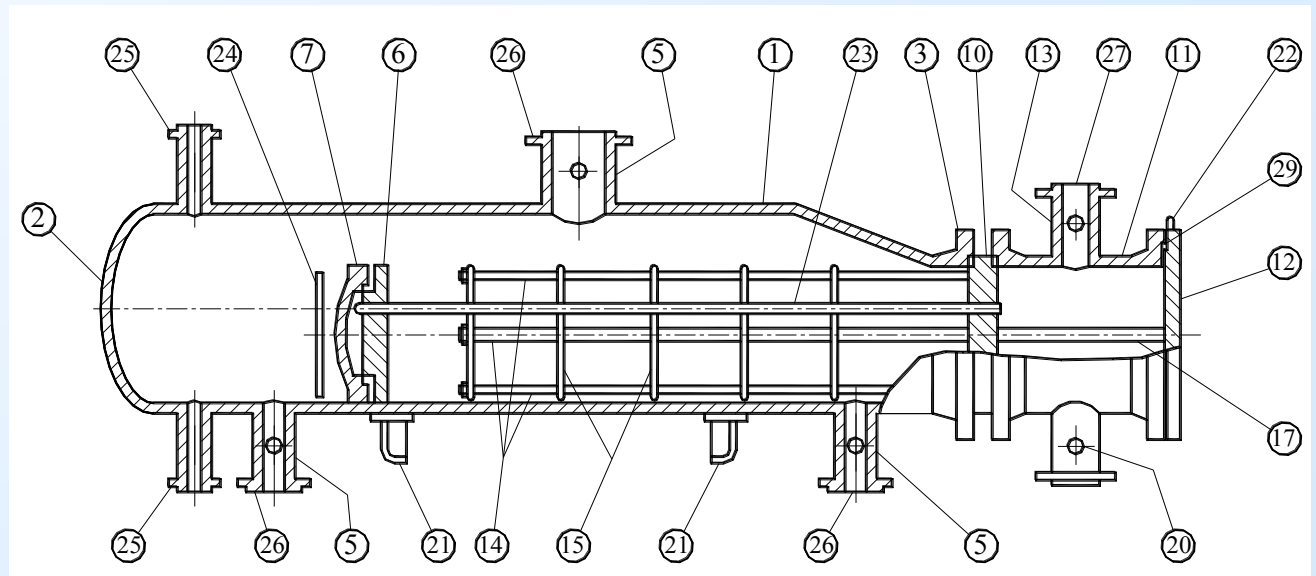


# 常見殼管式熱交換器形式

浮動頭型殼管式熱交換器



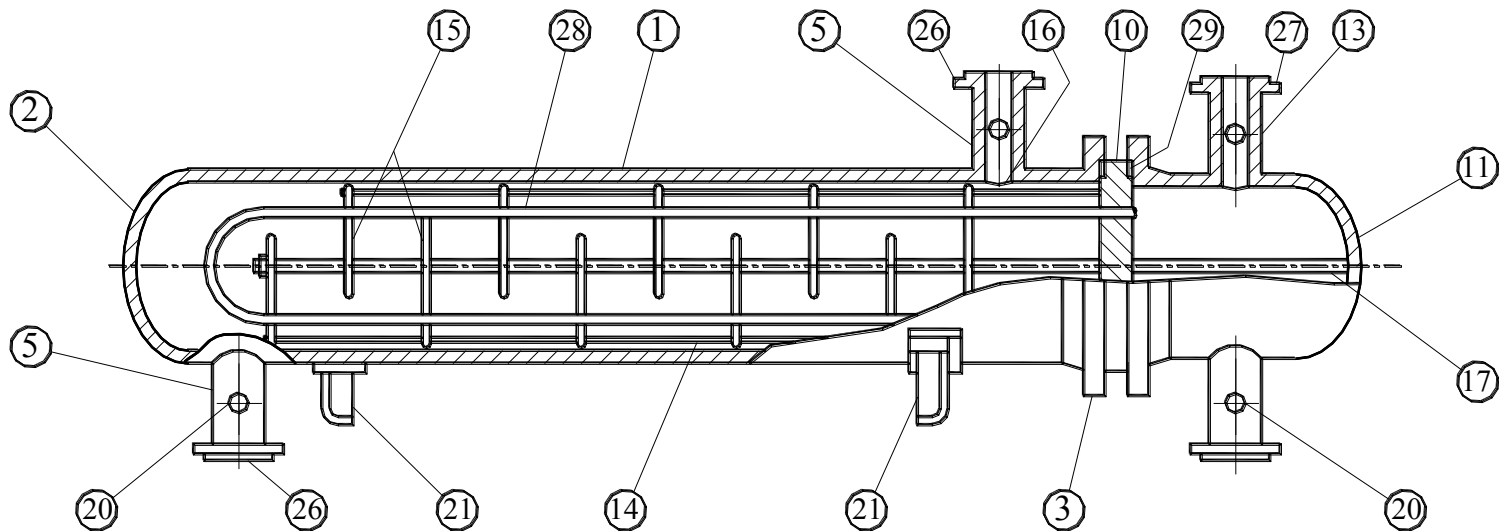
釜頭式  
(Kettle) 殼管式熱交換器



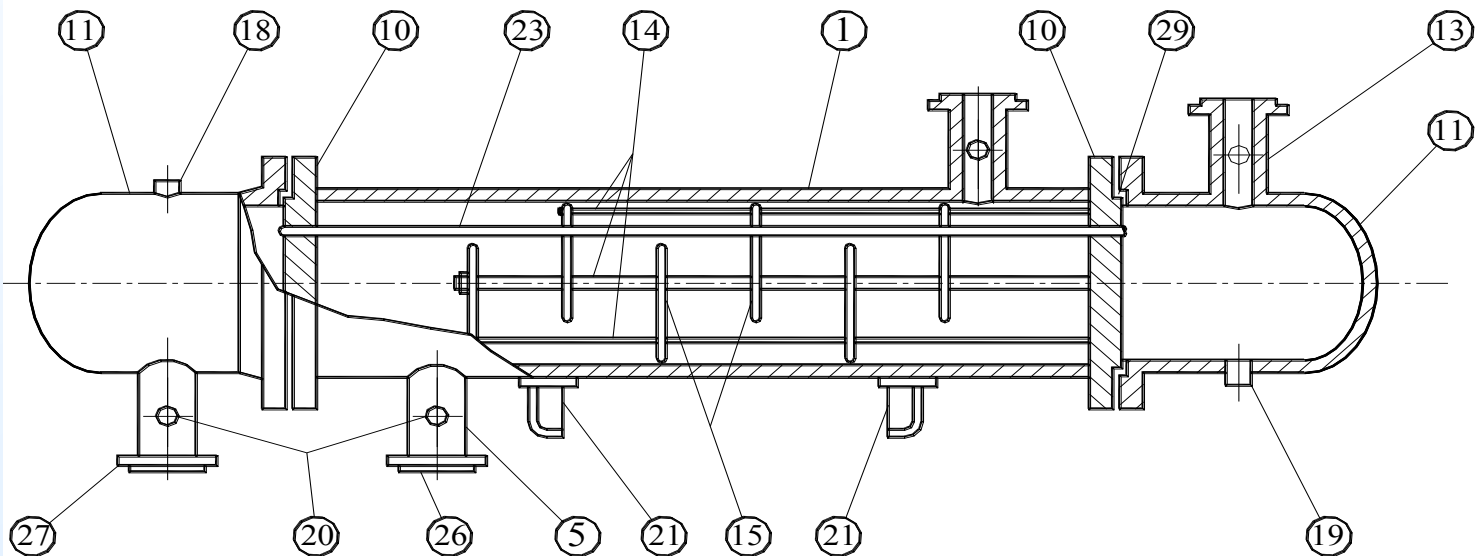


# 常見殼管式熱交換器形式

U字管型  
殼管式熱  
交換器



固定管板型  
殼管式熱交  
換器





## 殼管式熱交換器各部份的代稱

	頭部型式 Stationary head types
A	 Channel and removable cover
B	 BONNET (integral cover)
C	 Removable Tube Bundle Only Channel integral with tube-sheet and removable cover
N	 Channel integral with tube-sheet and removable cover
D	 Special high pressure closure

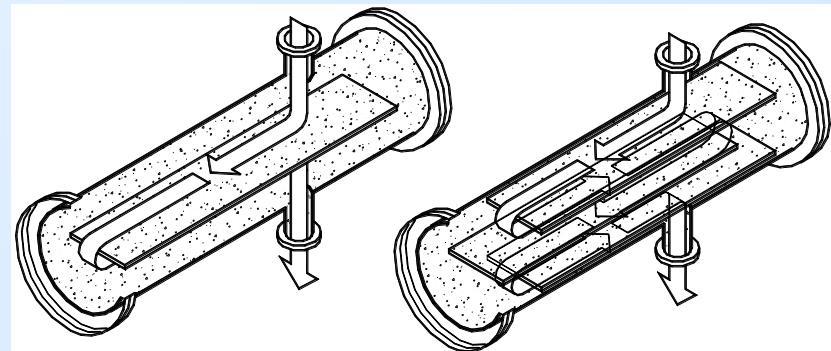
	外殼型式
E	 One pass shell
F	 Two pass shell with longitudinal baffle
G	 Split flow
H	 Double split flow
J	 Divided flow
K	 Kettle type reboiler
X	 Cross flow

	尾部型式 Head types
L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
N	 Fixed tubesheet like "N" stationary head
P	 Outside packed floating head
S	 Floating head with backing device
T	 Pull through floating head
U	 U-tube bundle
W	 Externally sealed floating tubesheet



# 外殼選取的基本方法

- 單回數的E shell 為最經濟且熱傳效率最佳的安排，因此應儘可能使用E shell。
- 如果殼側的有效溫差太小，可考慮使用F shell (見下圖)；但必須特別注意隔板的洩漏問題。F shell 並不適合經常性的抽換管群。
- 如果殼側的壓降有限制，則可以考慮使用 J shell；不過，熱傳效率會比較差。
- 如果使用F shell仍無法滿足殼側壓降的限制，則可以考慮使用G 或 H shell。
- 如果殼側的流量非常大，可考慮使用X shell，但是必須注意擋板的搭配設計使用，以避免振動的問題。





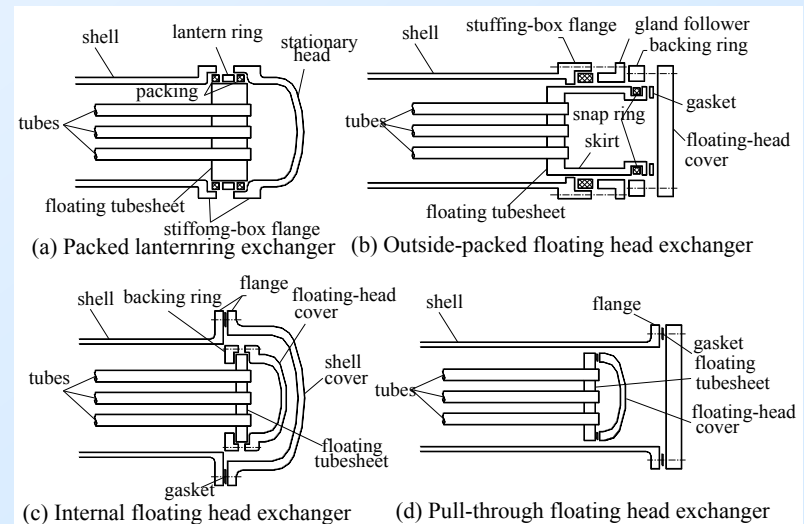
# 頭部外殼蓋的使用

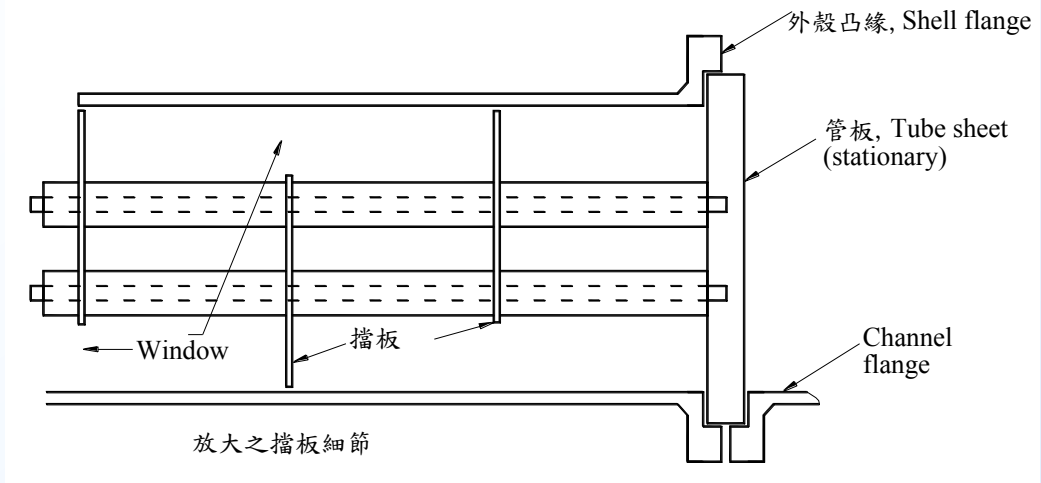
- (a) Bonnet：通常適用於管內較清潔的流體 (B 型)。
- (b) 可移動式管殼蓋 Channel head removable (A型)。
- (c) Channel head integral with tube sheet (C型)。



# 尾部設計

- 固定式管板設計(如L, M, N)較為堅固，而且製作成本也較低，但是熱脹冷縮的影響也比較明顯，一般建議在溫差差異較小的工作流體上使用，即溫差在 $100^{\circ}\text{F}(56\text{K})$ 內。
- U字管型殼管式熱交換器的製作成本最低，且熱脹冷縮的裕度也相當大，但是在彎管處很難清理。
- 外側浮動頭型式設計，其熱脹冷縮的裕度最大，可適用於大溫差的工作流體應用上。





- 殼管式熱交換器通常甚大，因此從前頭蓋到尾部頭蓋間的熱傳管就顯得「又細又長」了。一般而言，設計上都希望傳熱管越長越好，這是因為可適度縮小外殼的尺寸以降低成本；可是也要同時考慮到相對增加的壓降與運送上的問題，所以常見的管長/外殼直徑的比值多在5~10間。為了固定熱傳管，避免振動，通常需要使用擋板來固定；擋板除了固定的功能外，還兼具導流的功用。擋板到擋板間的距離稱之為擋板間距 (baffle spacing  $L_b$ )，擋板最大間距的決定可參考下表，此一距離的決定與管徑及材質有關。



表 9-1 無擋板支撐之最大擋板間距 ( $L_{b,max}$ )

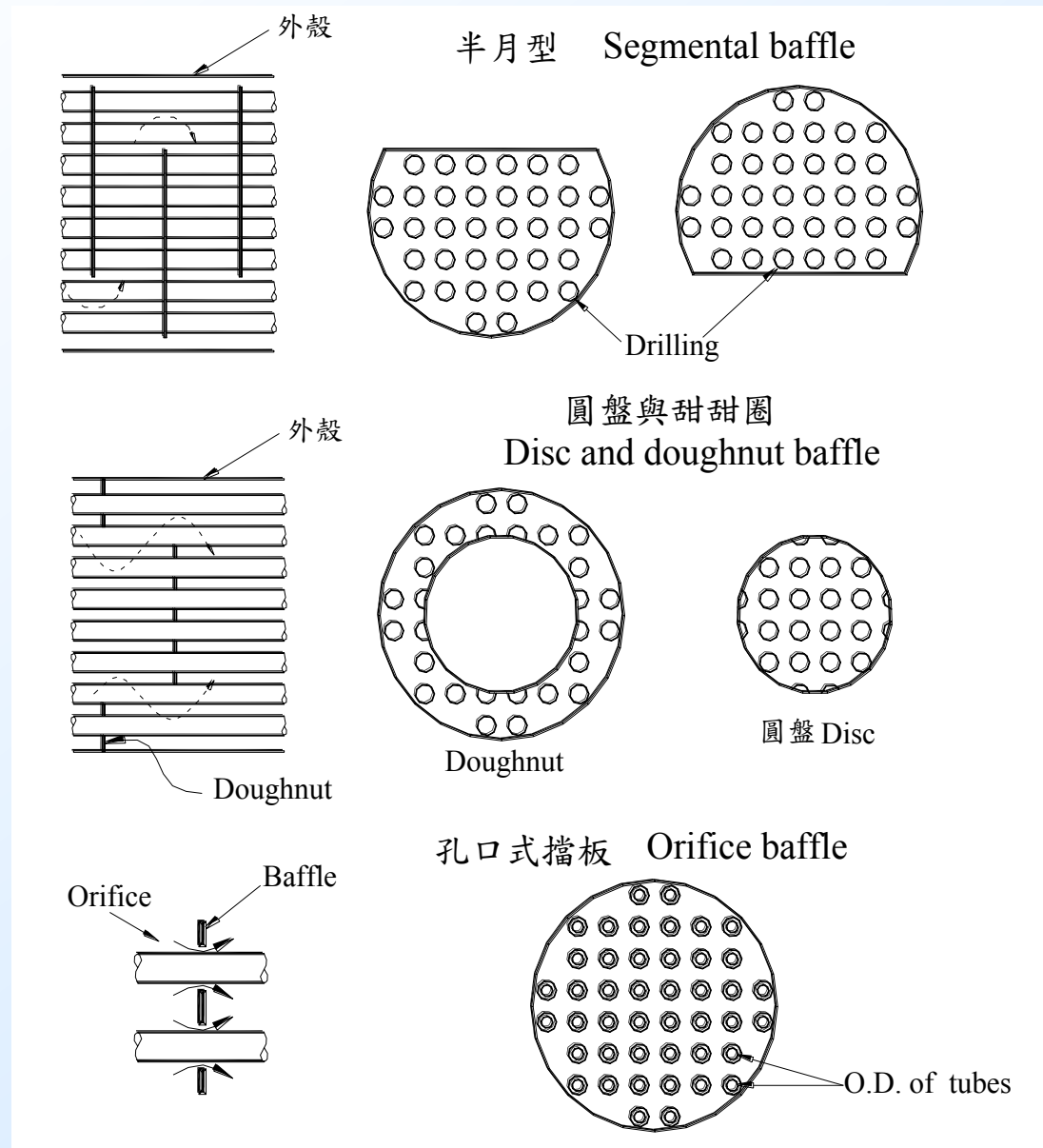
管 外 徑 $d_o$	管 材 與 長 度 (mm)	
		Carbon & high alloy steel
	Low alloy steel	Copper & copper alloys
	Nickel-Copper	Titanium & zirconium at code
	Nickel	max.
	Nickel-Chromium-Iron	Allowable temperature
19	1520	1321
25	1880	1626
32	2240	2210
38	2540	2930
50	3175	2794



## 擋板的選擇 –

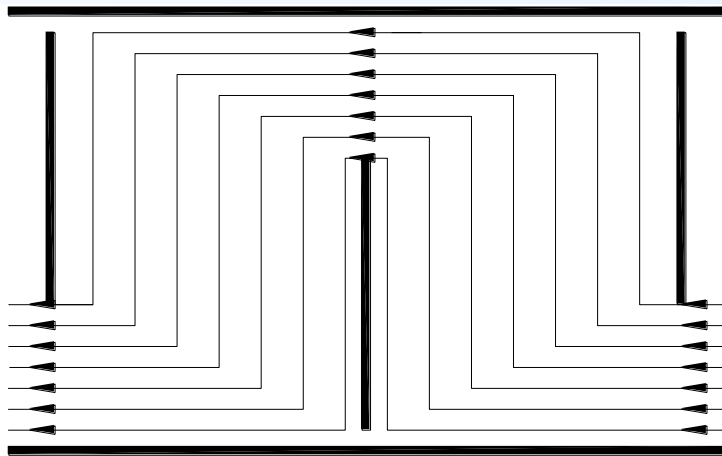
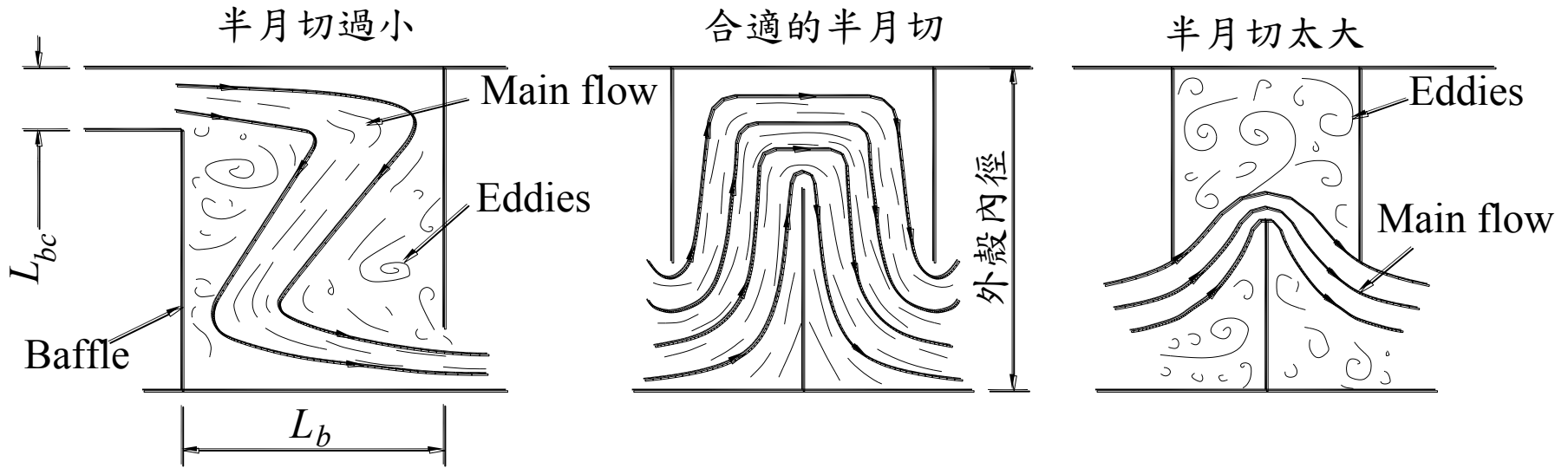
半月型擋板因為製作容易，因此也最常使用；但是如果振動問題甚為嚴重，可考慮其他的方式；一般建議擋板的間距至少要2英吋(50.8 mm)以上或是大於0.5Ds，最大的擋板間距應在1個Ds以內，擋板的半月切(baffle cut)與擋板間距的關係可用下面的方程式來估算：

$$\frac{L_{bc}}{D_s} = \frac{13}{80} \frac{L_b}{D_s} + \frac{67}{400}$$





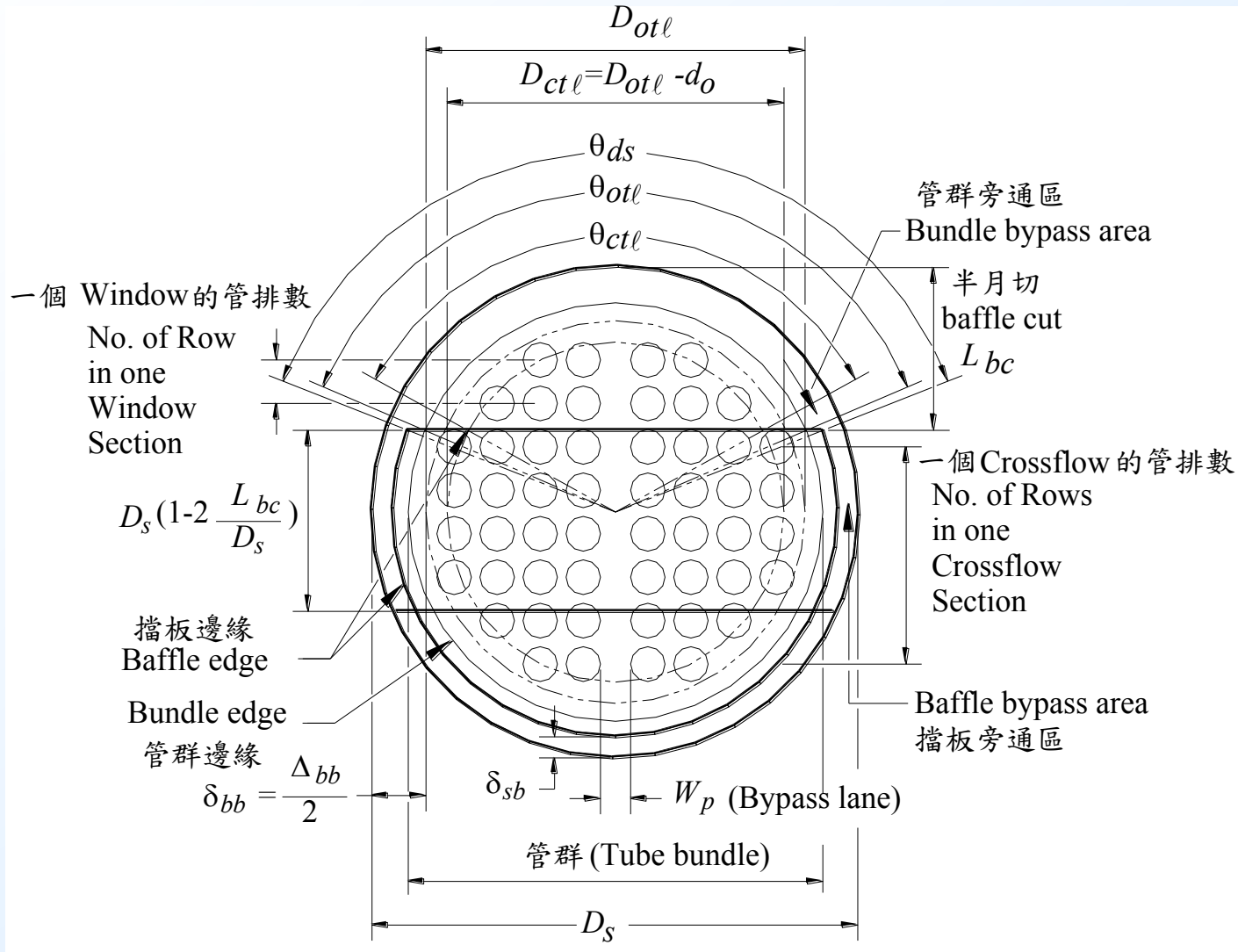
# baffle cut (半月切)對流體流動的影響示意圖



理想狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形



# 符號定義



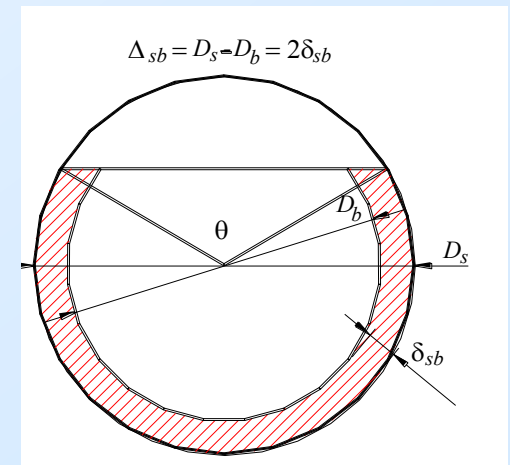
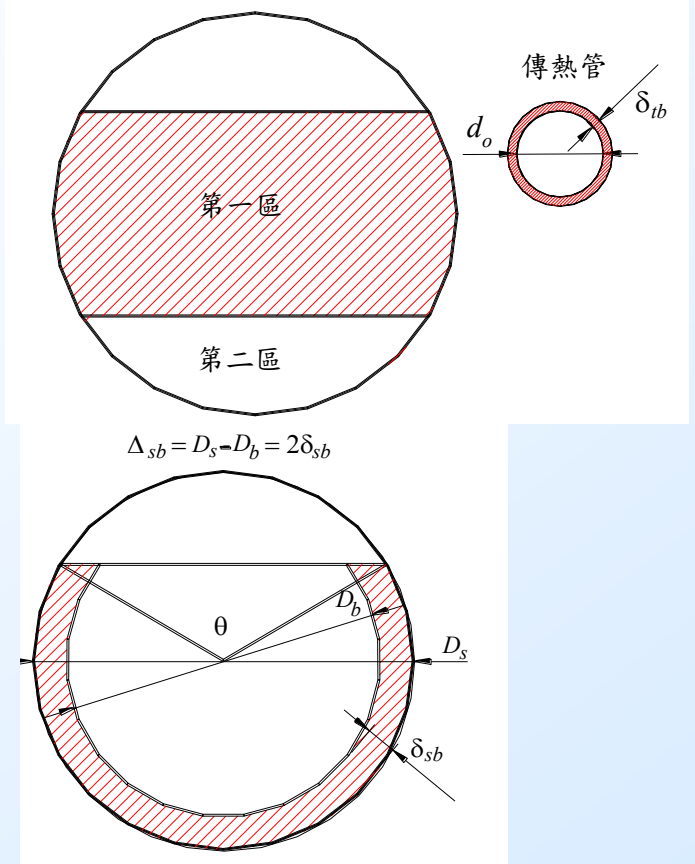


# 常用定義

- $N_c$  (一個隔板間的傳熱管的管排數，number of tube rows crossed in one crossflow section, between baffle tips) :
- $F_c$  (交錯流動管支數所佔的比例，fraction of total tubes in crossflow)
- 一個 window 中屬於交錯流動型態的傳熱管管排數(the number of effective crossflow rows in each window  $N_{cw}$ )，Bell 根據數據提出如下的經驗式

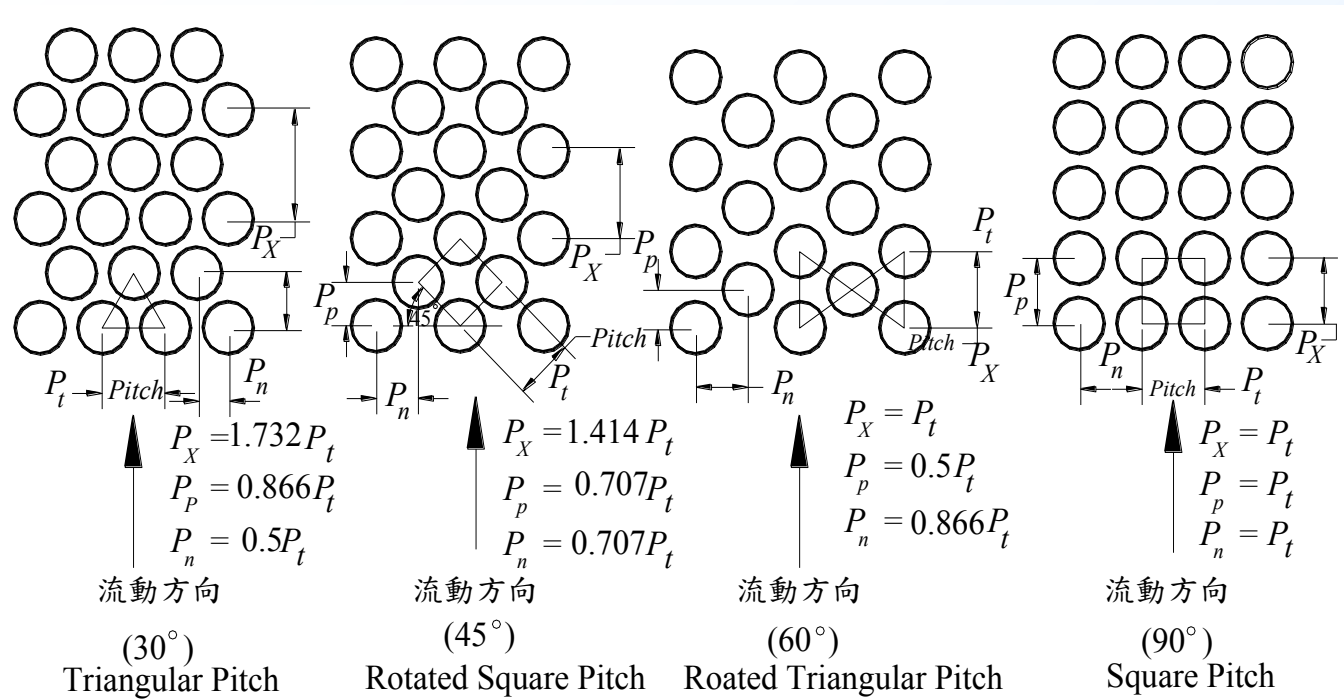


- 殼管式熱交換器的隔板， $N_b$
- 接近殼側中心的流道面積 (crossflow area at or near the centerline for one crossflow section)  $A_m$
- 傳熱管與擋板的間隙面積  $A_{tb}$
- 外殼與管陣間的間隙面積  $A_{sb}$
- 外殼與管群的直徑間隙 (shell to tube bundle diametrical clearance)  $\Delta_{bb} (=2\delta_{bb})$
- $F_{sbp}$  為 fraction of crossflow area for bypass flow，代表旁通部份面積所佔的比例





# 傳熱管的安排型式



殼管式熱交換器的傳熱管支數，可由下

$$N_t = (CTP) \frac{\pi D_{ct}^2}{4 A_1}$$

$$CTP = \begin{cases} 0.93 & \text{管側安排為單回數 (1-Pass)} \\ 0.9 & \text{管側安排為雙回數 (2-Pass)} \\ 0.85 & \text{管側安排為三回數 (3-Pass)} \end{cases}$$

$$A_1 = (CL) P_t^2$$

$$CL = \begin{cases} 1.0 & 45^\circ \text{ 與 } 90^\circ \text{ 適用} \\ 0.87 & 30^\circ \text{ 與 } 60^\circ \text{ 適用} \end{cases} \quad (9-4)$$



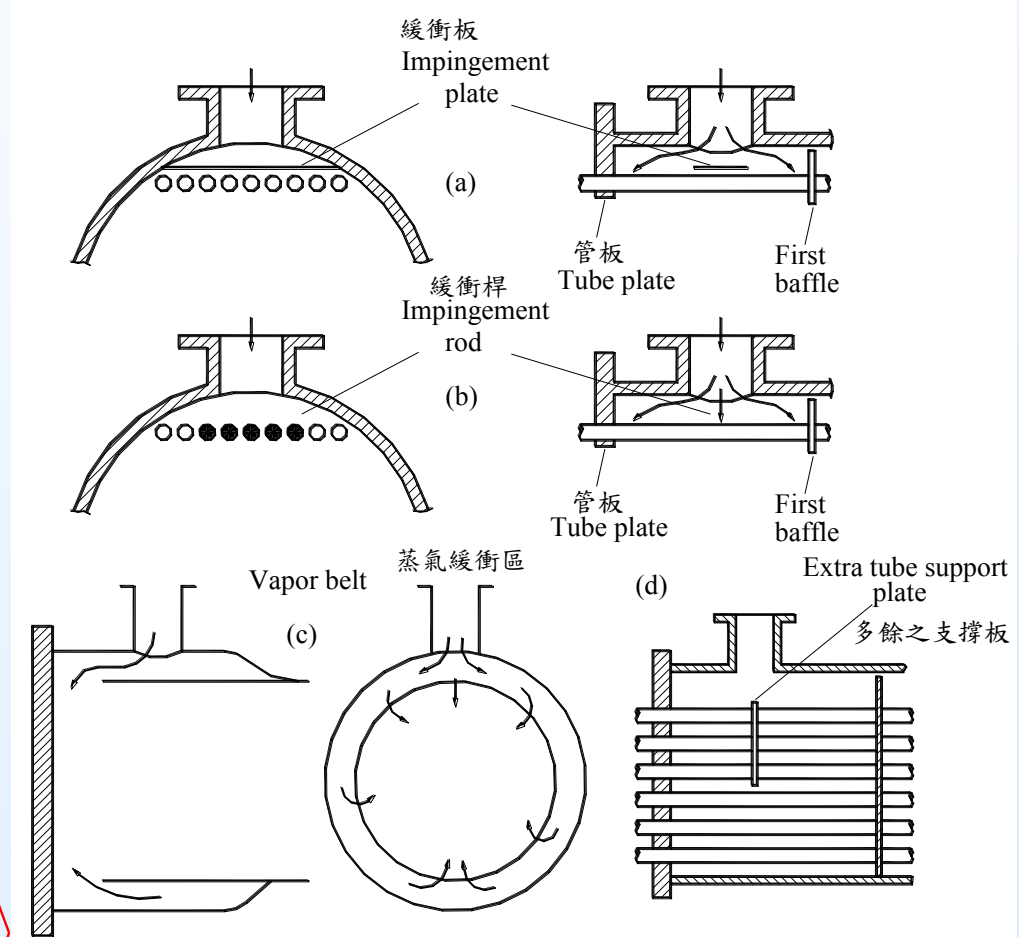
# 管側及殼側流體選取原則

- 較骯髒難清理的流體應儘量置於管側，這是因為殼側更難清理。
- 腐蝕性較強的流體應儘量置於管側，以節省使用合金外殼的材料花費。
- 壓力較高的流體應儘量置於管側。高壓外殼甚為昂貴；同樣的厚度下，較小的管徑的耐壓性遠比大管徑來得好。
- 溫度較高的流體應儘量置於管側。
- 流體性質較奇特或價錢甚為昂貴的流體應儘量置於管側，以節省充填量。
- 流量較小的流體可考慮置於殼側以避免多回數設計。
- 殼側層流、紊流的分界可由  $Re_{crit} = G_s d_o / \mu_s = 100$  來區分；當  $Re_{crit} < 100$  時，可視為層流；而當  $Re_{crit} > 100$  時，可視為紊流。如果殼側為層流流動，則可考慮將該流體換到管側以適度的提升熱傳性能。
- 如果兩種工作流體其中一方的壓降要準確的估算與評估，最好是考慮置於管側。



# 噴嘴設計與相關問題

通常，通過噴嘴的速度甚快，因此可能造成傳熱管的振動與侵蝕；因此在設計上通常會考慮採用一些緩衝保護措施(如圖所示之緩衝板 impinging plate、緩衝管 impinging rod 等等)。



$$V_{n,max} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2250}{\rho}} < \text{m/s, 適用單相流體} > \\ \sqrt{\frac{750}{\rho_m}} < \text{m/s, 適用兩相流體, 其中 } \frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} > \end{cases}$$



如果有使用緩衝保護措施，則最大容許流速可適度提高，即：

$$V_{n,\max} = \begin{cases} \sqrt{\frac{4500}{\rho}} & \langle \text{m/s, 適用單相液體} \rangle \\ 0.8c & \langle \text{m/s, 適用單相氣體, 其中 } c \text{ 為該氣體條件下} \\ & \langle \text{(壓力與密度)的音速} \rangle \\ \sqrt{\frac{1500}{\rho_m}} & \langle \text{m/s, 適用兩相流體, 其中 } \frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \rangle \end{cases}$$



熱傳量  $\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow \dot{Q} = U_o A_o \Delta T_m$

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{\eta_i h_i A_i} + \frac{A}{\eta_o h_o A_o} + \frac{A \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

其中  $U$  稱為總熱傳係數(單位:  $W/m^2.K$ )， $A_o$  和  $A_i$  為管外和管內側熱傳面積。 $\eta_o$  和  $\eta_i$  稱為鰭片表面有效度(fin surface effectiveness)，若管內外均為平滑則  $\eta_o = \eta_i = 1$ ，

$h_o$  為殼側(或空氣側)之熱傳係數， $h_i$  為管內流體熱傳係數。

總阻抗  $R_t = 1/U_o$

殼側(或空氣側)流體阻抗  $R_o = 1/(\eta_o * h_o)$

殼側流體之污垢阻抗  $R_{f,o} = R_{fo} / \eta_o$

管側流體阻抗  $R_i = (A_o/A_i) * 1/\eta_i$

管側流體之污垢阻抗  $R_{fi} = (A_o/A_i) * R_{fi}$

管壁阻抗  $R_{wall} = A_o * R_w$



# 殼管式熱交換器熱流設計方法 (Kern method)

$$Nu_{shell} = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 Re_{shell}^{0.55} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (9-36)$$

$$\Delta P_{shell} = \frac{4 f_{shell} G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2 \rho D_e \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}}$$

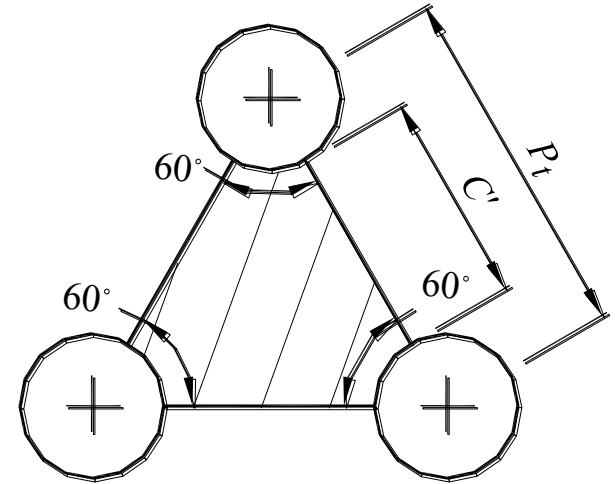
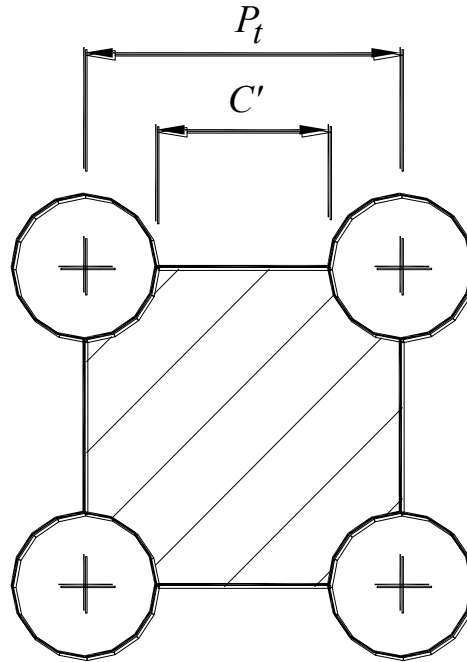
$$4 f_{shell} = e^{0.576 - 0.19 \ln Re_{shell}}$$

$$Re_{shell} = \frac{G_s D_e}{\mu}$$

$$G_s = \frac{\dot{M}_s}{A_s}$$

$$A_s = C' L_b D_s / P_t$$

$$C' = P_t - d_o$$



Kern Method  $P_t$ 、 $C'$ 數定義示意圖

$$D_e = \frac{4 \times \text{流道面積}}{\text{潤濕周界}} = \begin{cases} \frac{4 \left( P_t^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} & \text{for square pitch} \\ \frac{4 \left( \frac{P_t}{2} \times 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} & \text{for triangular pitch} \end{cases} \quad (9-43)$$



例 9-4-1：一殼管式熱交換器之幾何尺寸如下

外殼內徑  $D_s = 0.508 \text{ m}$

管外徑  $d_o = 0.01905 \text{ m}$

管內徑  $d_i = 0.016 \text{ m}$

隔板間距  $L_b = 0.5 \text{ m}$

熱交換器外殼總長度 = 5 m

$P_t = 0.0254 \text{ m}$ ， $P_t^* = 0.0254/0.01905 = 1.33$

30° 排列，殼側為 E shell，殼側之工作流體為水，入口溫度為 363 K (90°C)，水量為 25 kg/s，試以 Kern 法估算殼側的壓降與殼側的熱傳係數。水的性質如下：

$T \text{ (K)}$	$\rho_{water}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_{p,water}$ (kJ/kg·K)	$\mu_{water}$ (Pa·s)	$k_{water}$ (W/m·K)	$Pr_{water}$
283	999.6	4.194	0.00130 4	0.587	9.32
323	988.0	4.181	0.00054 8	0.631	3.56
363	965.3	4.207	0.00031 6	0.676	1.96

傳熱管材質為 Carbon Steel (C ≈ 0.5%， $k_w \approx 53 \text{ W/m·K}$ )，管側水的進口條件如下，管側為兩個回數；進口條件為  $\dot{m}_{water,i} = 50 \text{ kg/s}$ ,  $T_{water,in} = 283 \text{ K}$



管間隔為  $C' = P_t - d_o = 0.0254 - 0.01905 = 0.00635 \text{ m}$

在直徑處的流道面積為  $A_s$  可由式 9-41 算出，即：

$$A_s = C' L_b D_s / P_t = 0.00635 \times 0.5 \times 0.508 / 0.0254 = 0.0635 \text{ m}^2$$

$$\therefore G_s = \dot{m}_s / A_s = 25 / 0.0635 = 393.7 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$D_e = \frac{4 \left( \frac{P_t}{2} \times 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} = \frac{4 \left( \frac{0.0254}{2} \times 0.86 \times 0.0254 - \frac{1}{2} \frac{\pi \times 0.01905^2}{4} \right)}{\frac{\pi \times 0.01905}{2}}$$

$\therefore$  雷诺数为

$$\text{Re}_{shell} = \frac{G_s \times D_e}{\mu_{water}} = \frac{393.7 \times 0.018}{0.000316} = 22468 \Rightarrow \text{紊流流动!}$$

假设 property index 的效应很小， $(\mu/\mu_w)^{0.14} \approx 1$ ，所以

$$\text{Nu}_{shell} = \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \text{Re}_{shell}^{0.55} \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.36 \times 22468^{0.55} \times 1.96^{0.333} = 111.4$$

$$\therefore h_o = 0.676 \times 111.4 / 0.018 = 4185 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$4f_{shell} = e^{0.576 - 0.19 \ln \text{Re}_{shell}} = e^{0.576 - 0.19 \ln 22468} = 0.2651$$

$$\Rightarrow f_{shell} = 0.0663$$

由于外壳的长度为 5 m，挡板间距为 0.5 m，因此挡板总数目为：

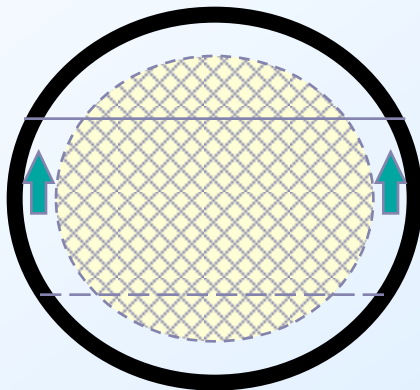
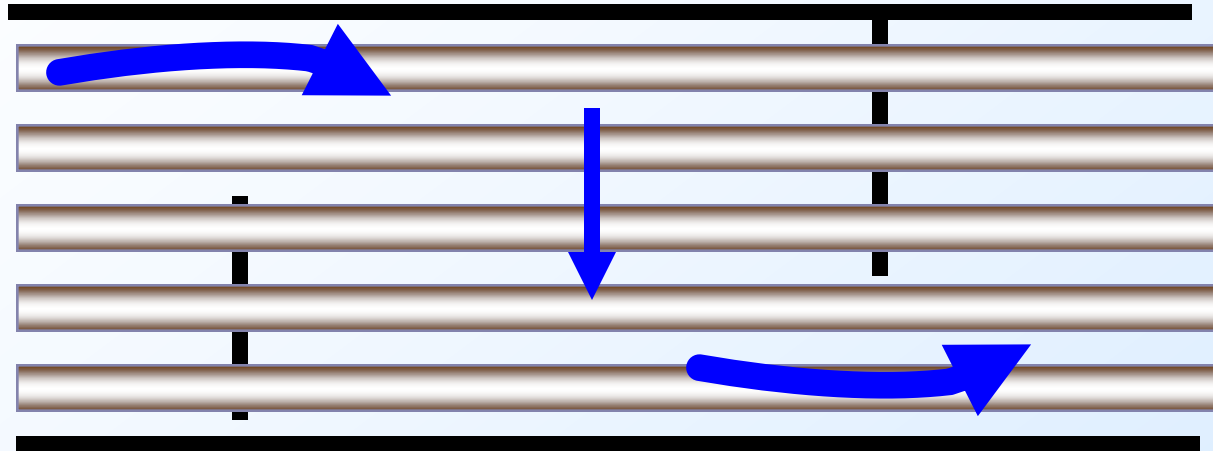
$$N_b = 5 / 0.5 - 1 = 9$$

$$\therefore \Delta P_{shell} = \frac{4f_{shell} G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2\rho D_e \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = \frac{0.2651 \times 393.7^2 \times 0.508 \times (9 + 1)}{2 \times 965.3 \times 0.018} = 6006.7 \text{ Pa}$$



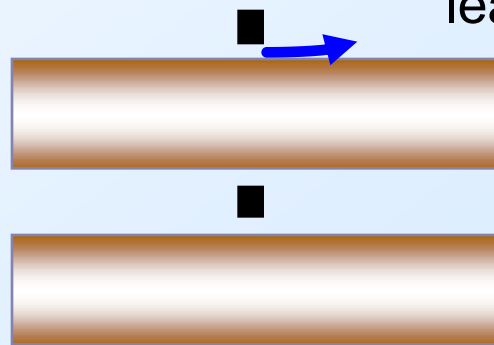
# Bell-Delaware Method

Window effects



Bypass

Tube-to-baffle leakage

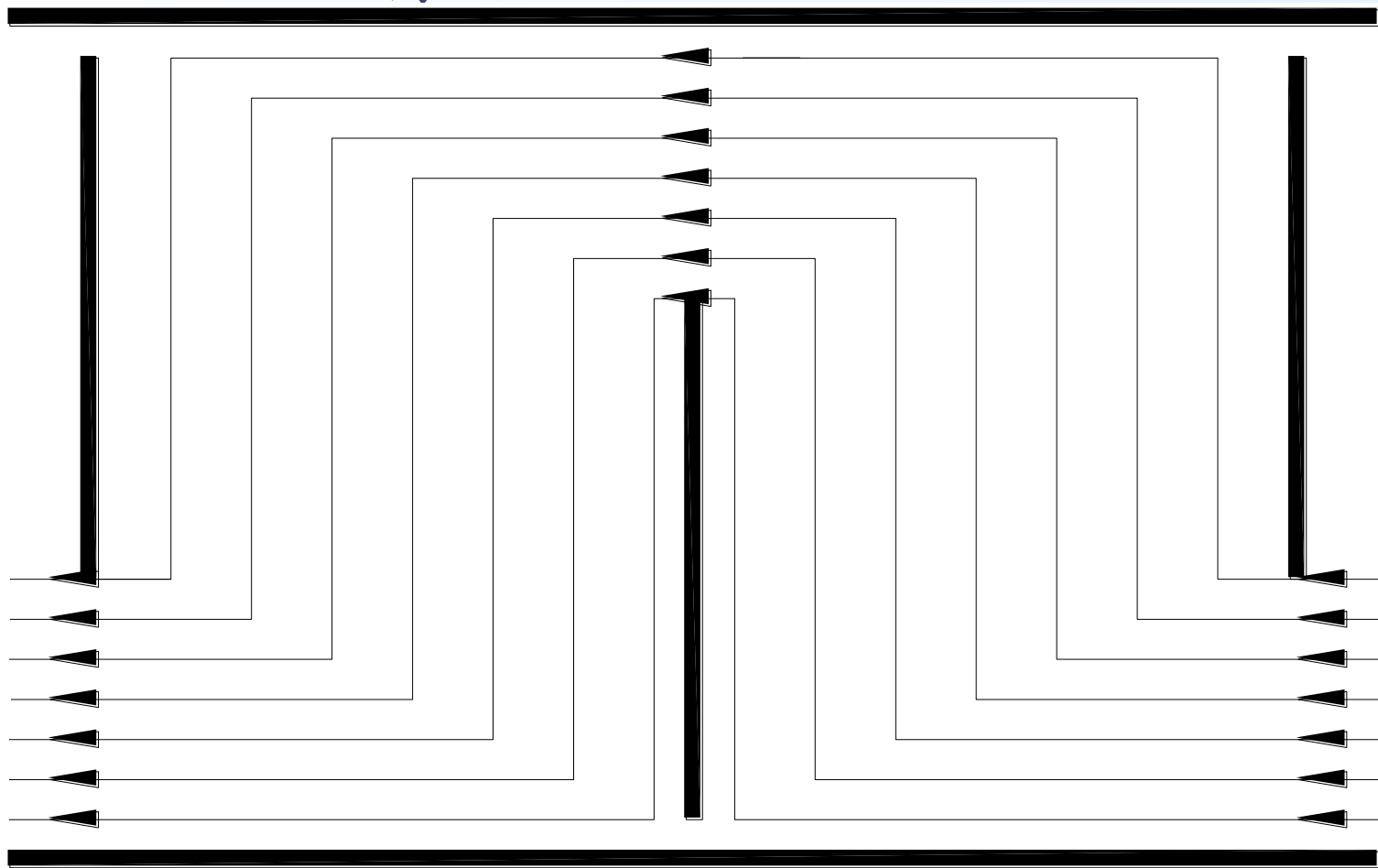


Shell-to-baffle leakage



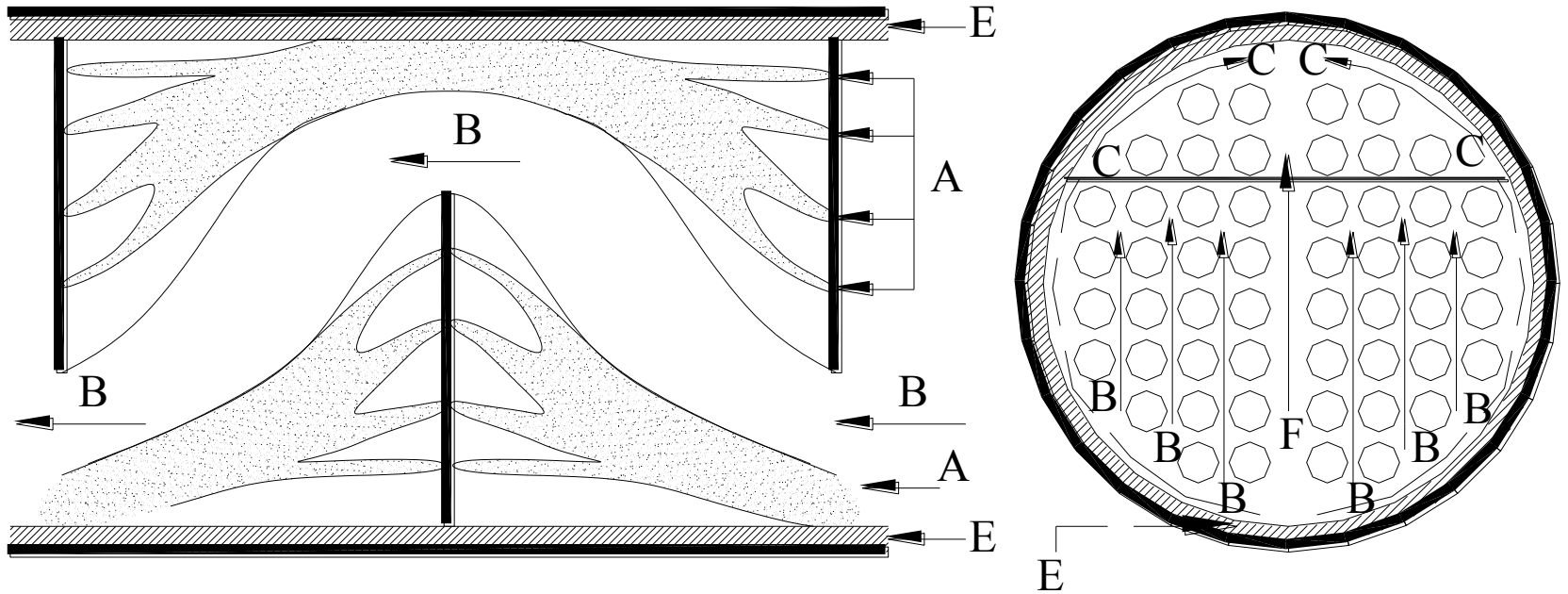


# 理想狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形





# 實際狀態下流體於殼管式熱交換器內的流動情形



真實殼側流體流動型態

- A stream** : 管板與傳熱管間的洩漏。
- B stream** : 傳熱管與流體熱交換的主要部分。
- C stream** : 外殼與管群間的旁通流體。
- E stream** : 擋板與外殼間隙的洩漏。
- F stream** : 多回數外殼設計時的旁通量。



## 殼側熱傳係數計算：

由於實際殼管式熱交換器內有洩漏與旁通的問題，因此Bell-Delaware方法主要在修正理想與實際狀況間的差異，在熱傳係數上提出如下的修正：

$$h_s = h_o \times J_c \times J_l \times J_b \times J_s \times J_r \quad (J_c \times J_l \times J_b \times J_s \times J_r \doteq 0.4 \sim 0.6)$$

$h_o$ ：為理想狀態下殼管式熱交換器殼側的熱傳係數

$J_c$ 、 $J_l$ 、 $J_b$ 、 $J_s$ 、 $J_r$ 為針對洩漏與旁通的五個校正係數

➤  $h_o$ ：為理想狀態下殼管式熱交換器殼側的熱傳係數；Bell (1963)以交錯流動下管陣的熱傳係數為理想熱傳係數。熱傳係數通常以無因次的Coburn  $j$  係數來表示：

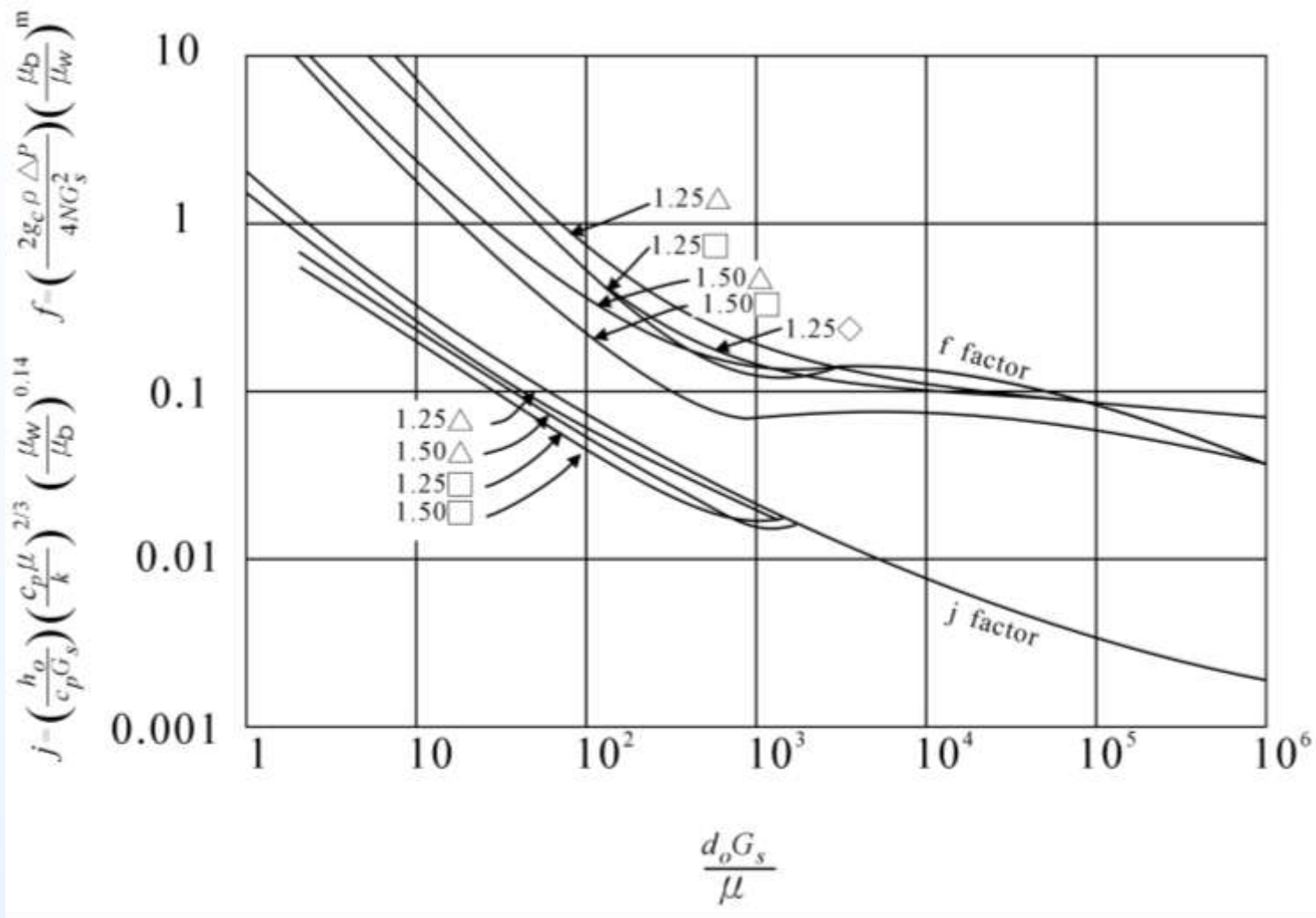
$$j = \frac{h_o}{G_s c_p} \text{Pr}^{2/3} \phi_s, \quad \phi_s \text{ 為性質校正係數，可表示如下：}$$

$$\phi_s = \begin{cases} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{-0.14} & \text{如果工作流體為液體} \\ 1 & \text{如果工作流體為氣體, 且氣體被冷卻} \\ \left(\frac{T_{s,av} + 273.15}{273.15}\right)^{-0.25} & \text{如果工作流體為氣體, 且氣體被加熱} \end{cases}$$

其中  $T_{s,av}$  代表進出口溫度的平均值， $\phi_s$  的影響通常只在溫差變化甚大，才需要特別的考慮計算；一般可將之視為1。

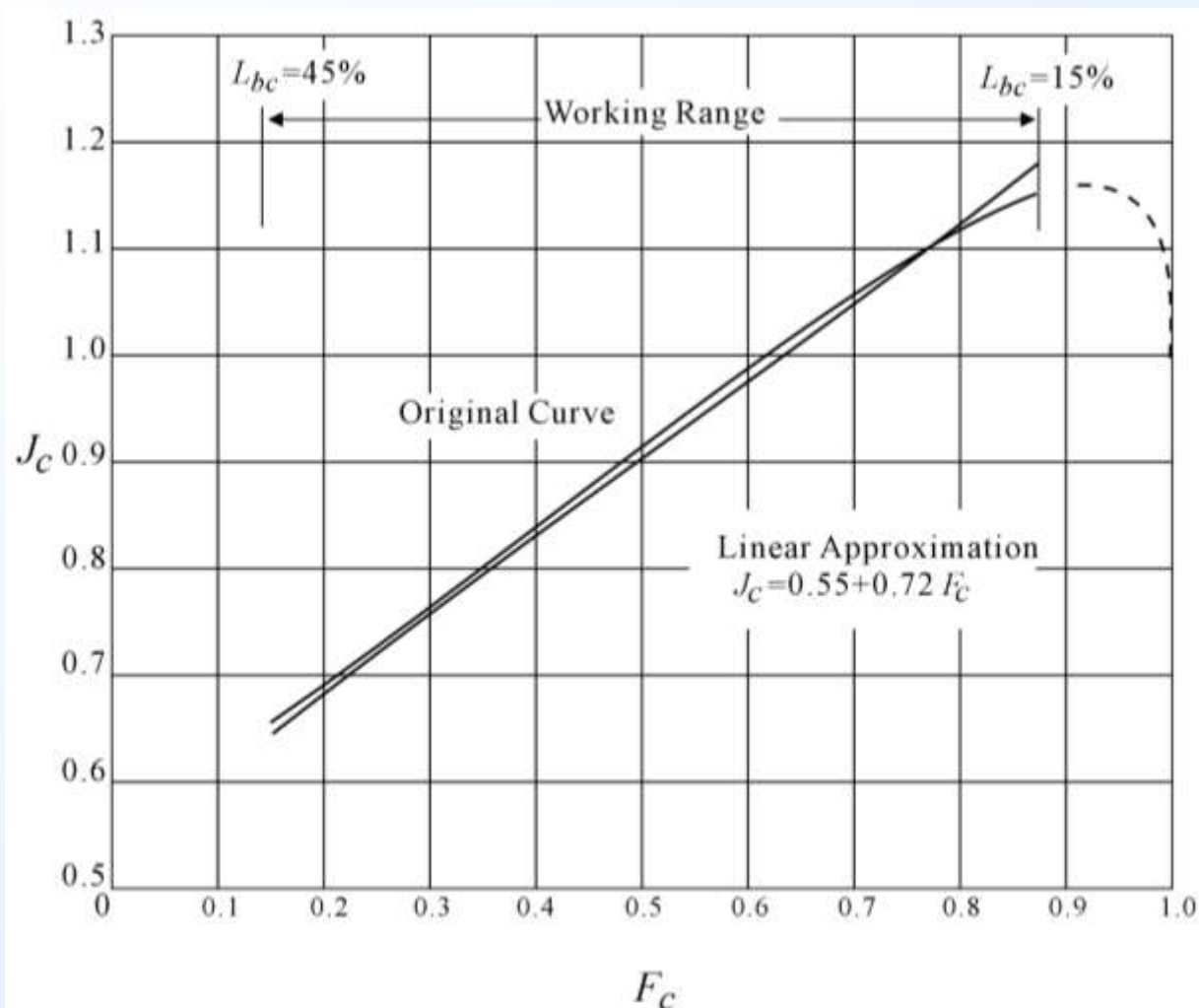


# 理想管陣之 $j$ 、 $f$ 與雷諾數之關係圖



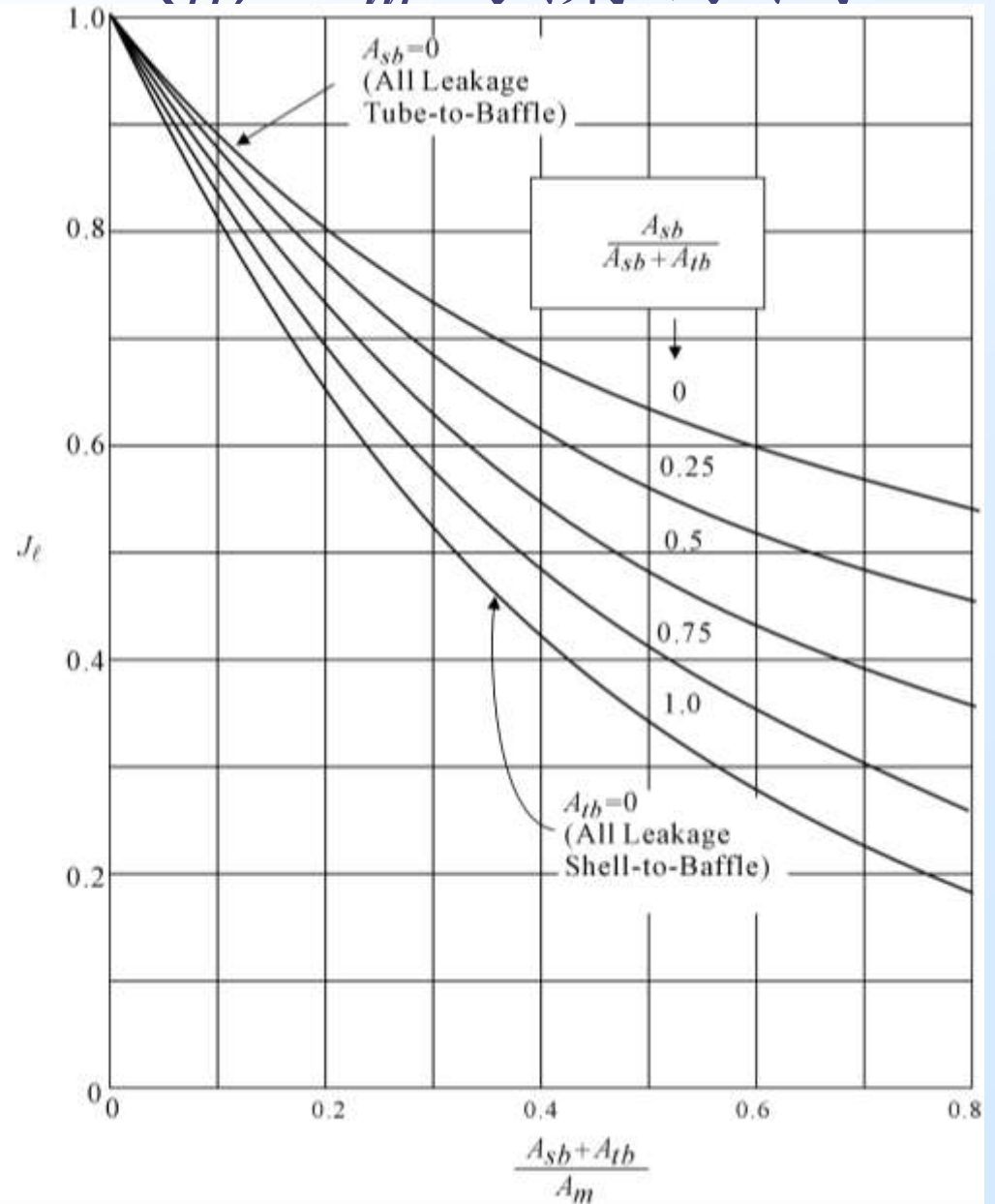


# $J_c$ 與 $F_c$ 的關係圖



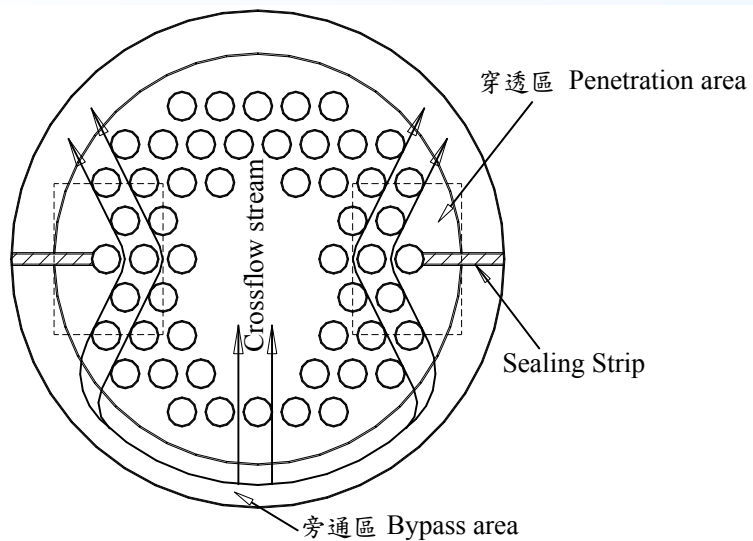


# $J_e$ 與 $(A_{tb} + A_{sb})/A_m$ 的關係圖

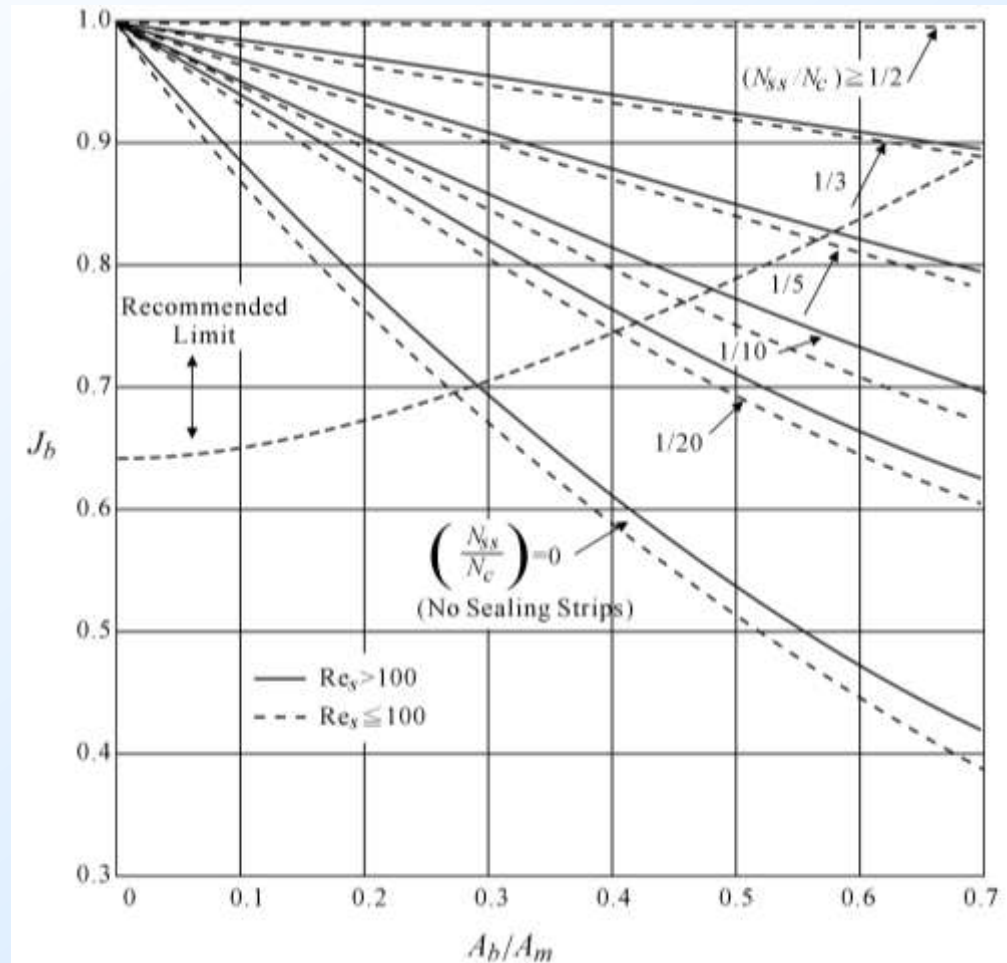




# $J_b$ 與 $A_b/A_m$ 關係圖

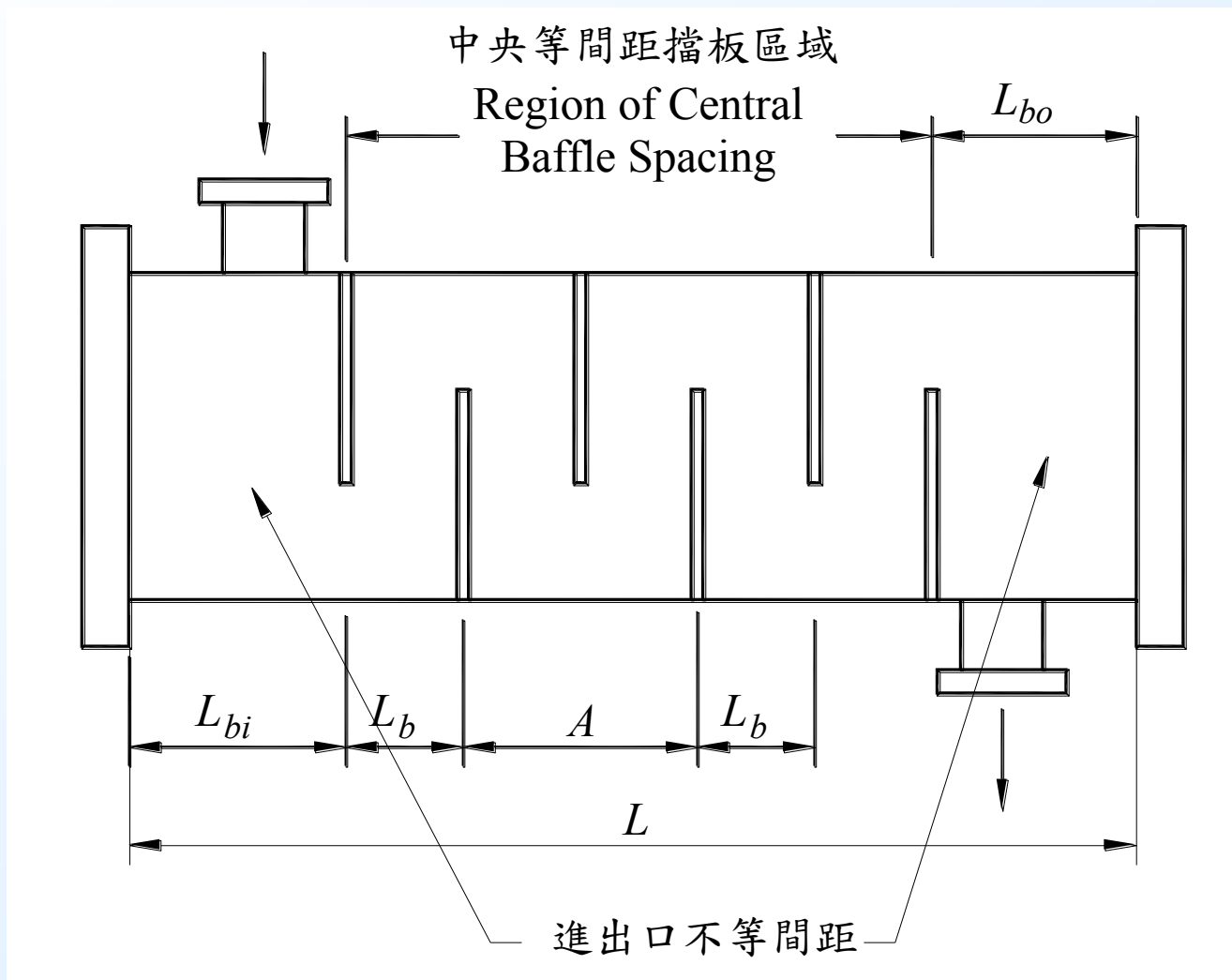


Sealing Strip 示意圖



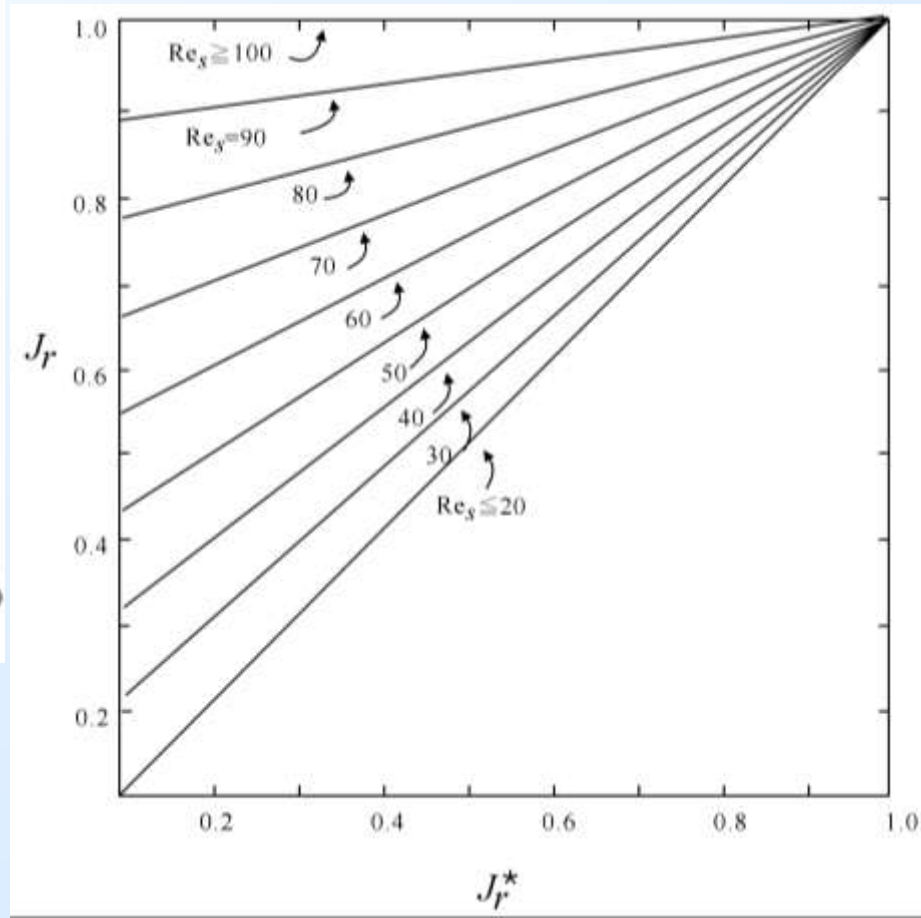
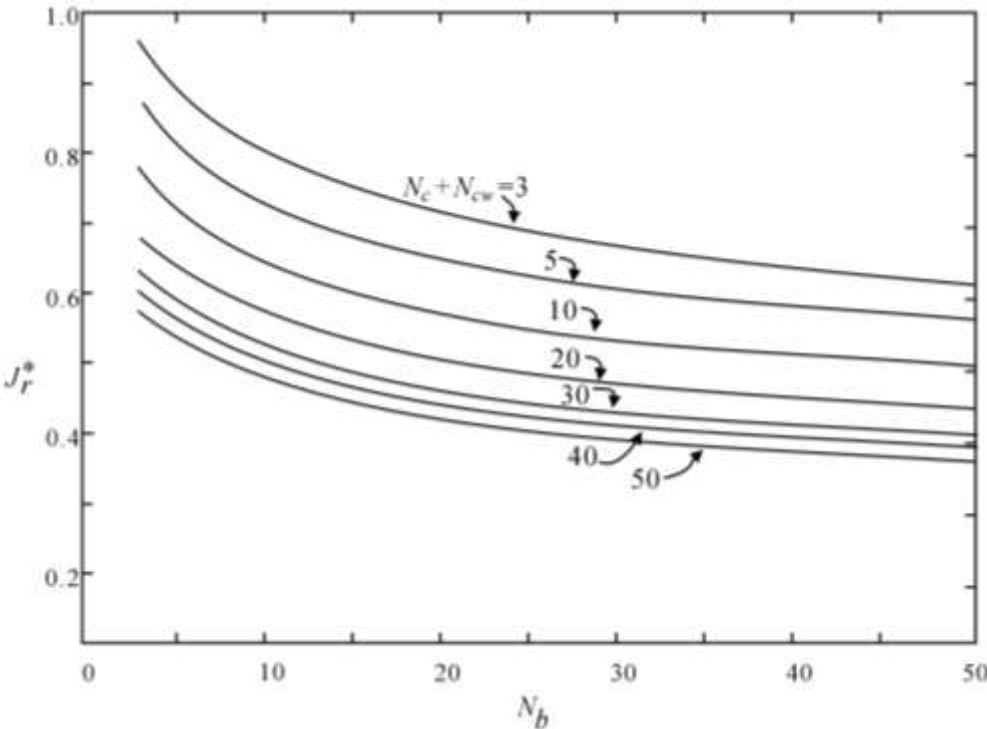


# 嘴進出口的不等隔板間距示意圖





$J_r$ ：在層流流動下，不均勻溫度分布影響 (adverse temperature gradient)





## □殼側壓降計算：

殼側部份的總壓降可由三個區域的壓降計算所得，即：

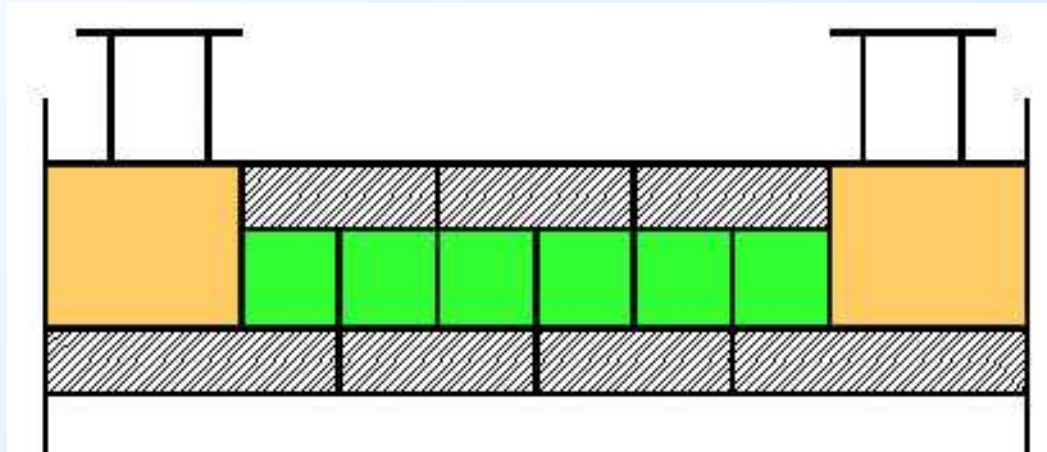
(a)進出口段(因為進出口的隔板間距不同)。

(b)內部區域

(c) Window區域的壓降

所以殼側的總壓降如下：

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$





- 同樣的，我們先要計算出理想狀態下，交錯流動的壓降為 $\Delta P_{b,i}$ ，理想壓降的算法可由前圖先算出摩擦係數，再算出該雷諾數下的壓降

$$\Delta P_{b,i} = \frac{4 f_i G_s^2 N_c}{2 \rho_i} \phi_s$$

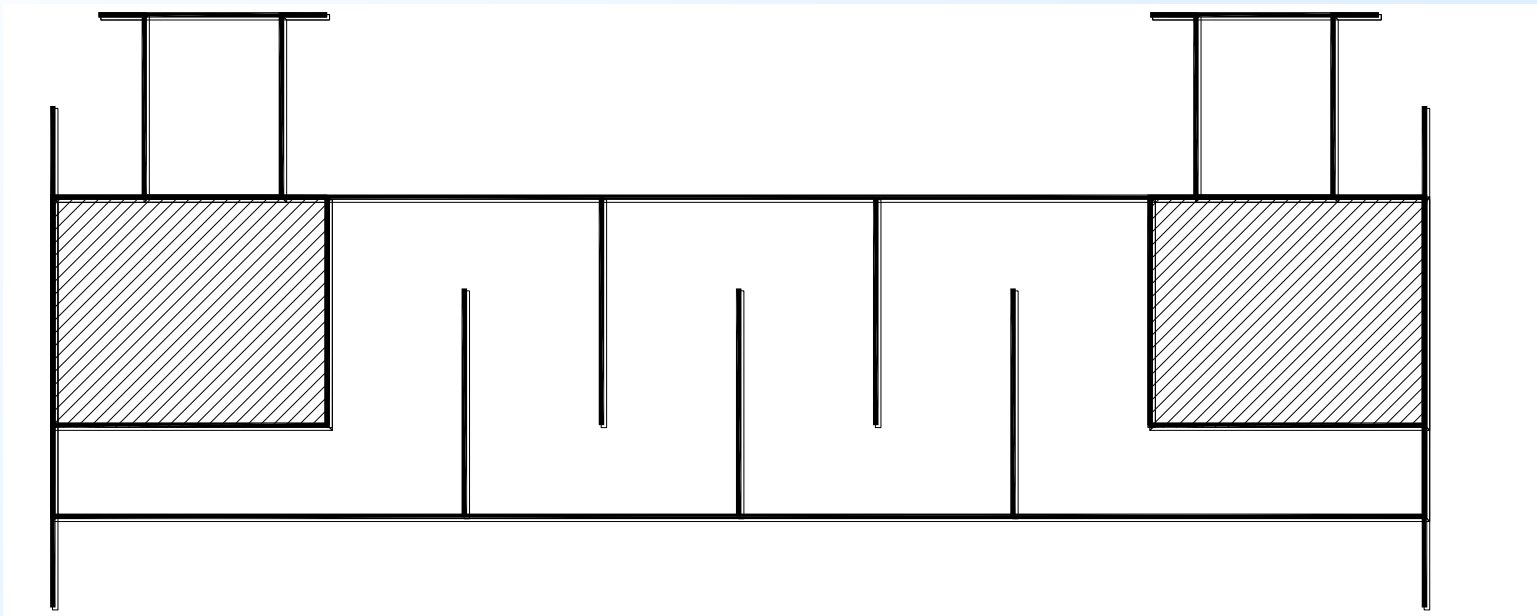
其中  $G_s = \dot{M}_T / A_m$  而  $\phi_s$  為性質校正係數



# 進出口壓降示意圖（以E-shell 為例）

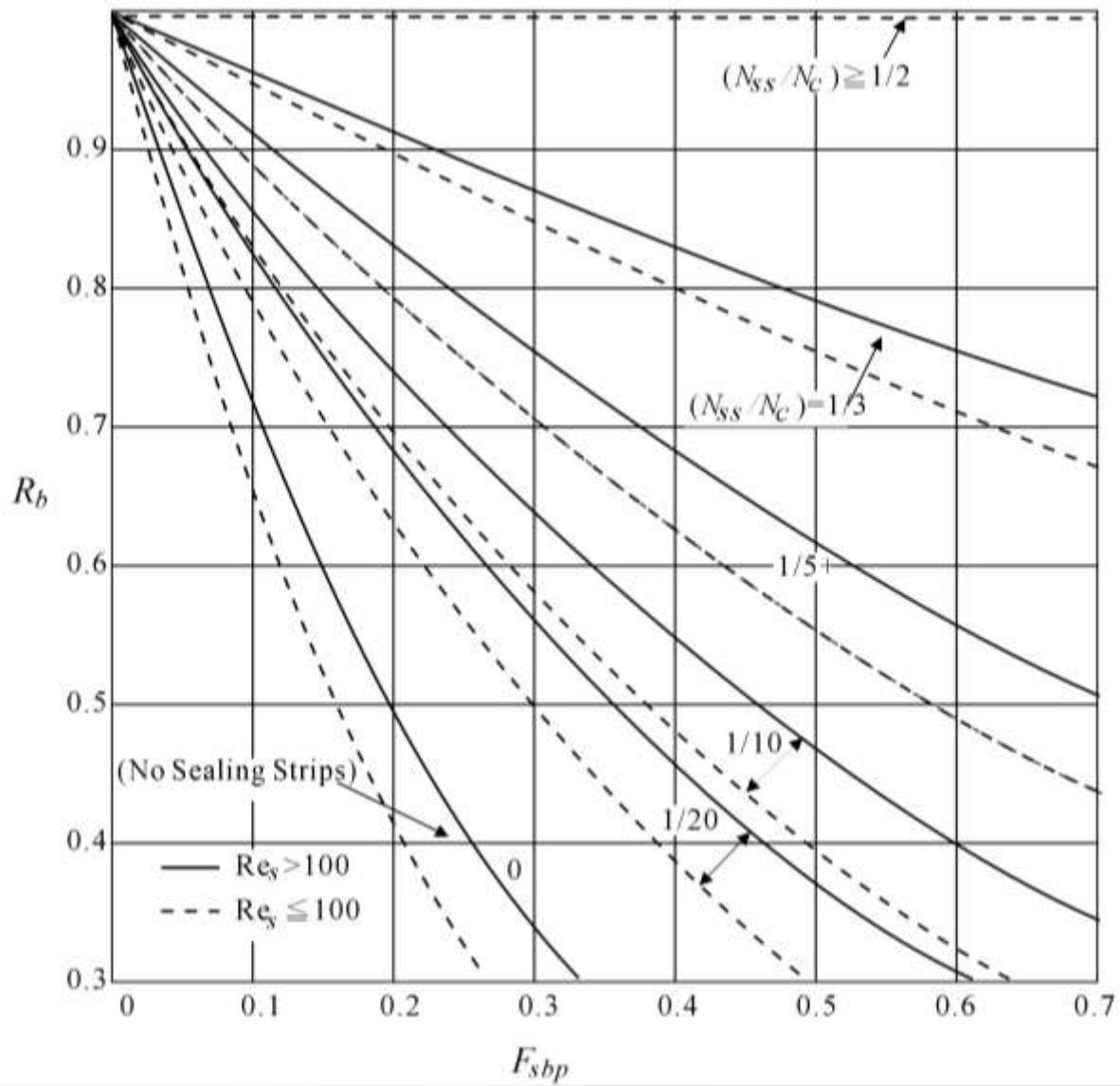
$$\Delta P_e = \Delta P_{b,i} (1 + N_{cw}/N_c) R_s R_b$$

- $R_s$ ：為進出口與內部的不等隔板間距的校正係數
- $R_b$ ：代表流體旁通的影響(C & F stream)





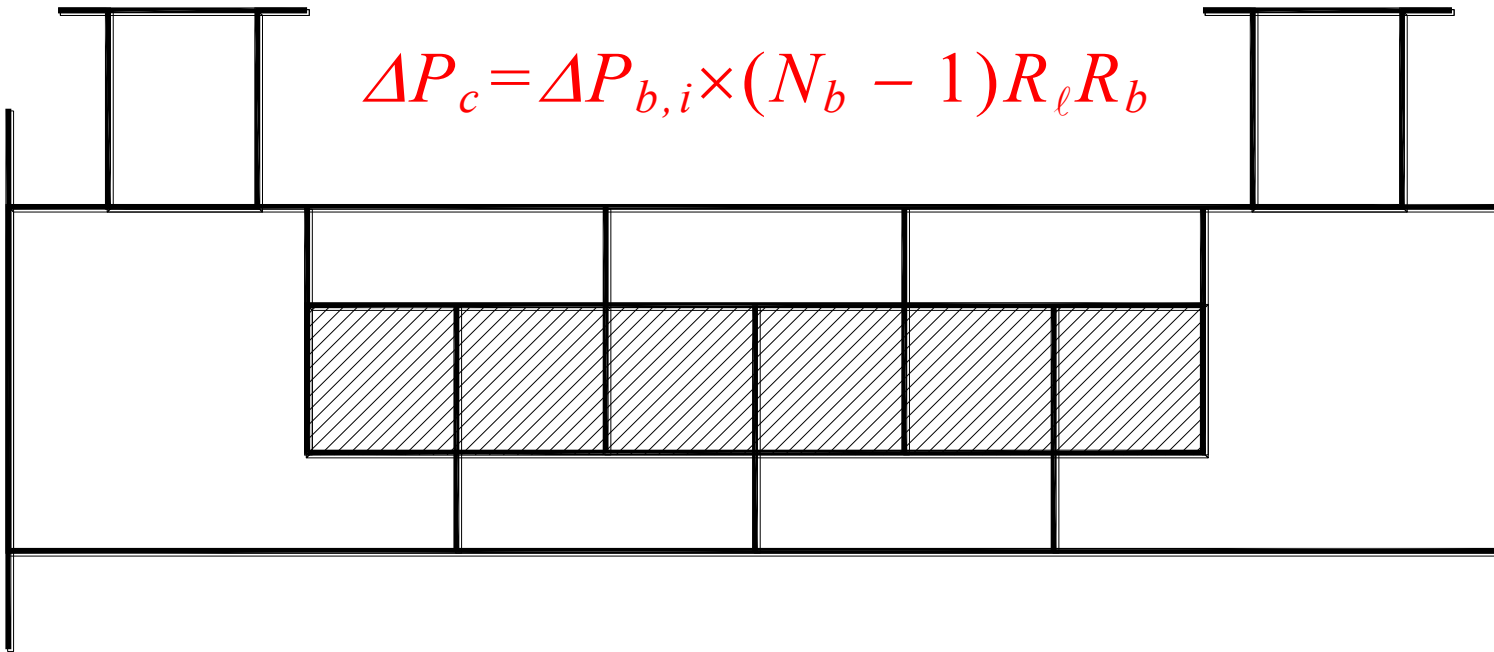
# $R_b$ 與 $F_{sbp}$ 的關係圖





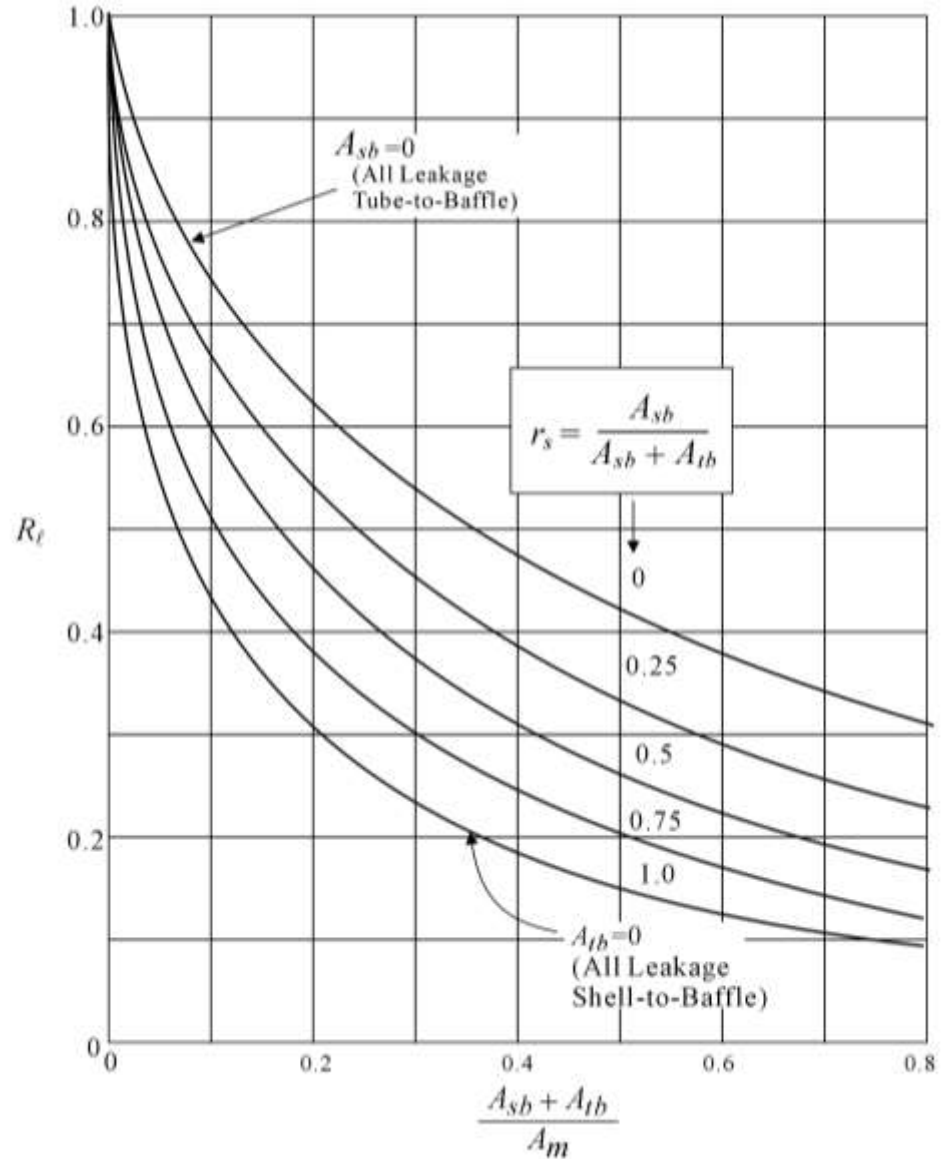
# $\Delta P_c$ ，中心區內部壓降

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,i} \times (N_b - 1) R_\ell R_b$$





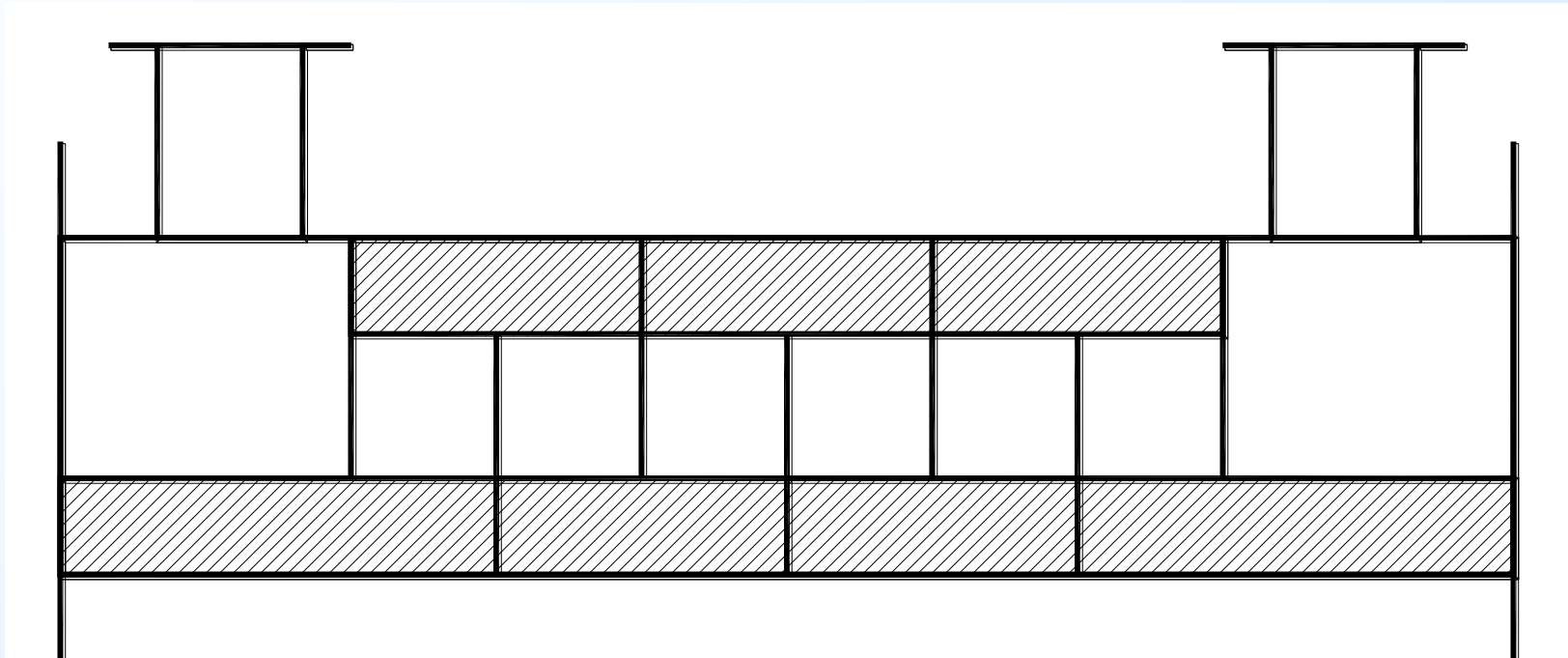
# $R_l$ 與洩漏面積關係圖





$\Delta P_w$ ，window區壓降；這部份的壓降與洩漏有關但與旁通無關

$$\Delta P_w = \Delta P_{w,i} N_b R_\ell$$





同例9-4-1，試以Bell-Delaware方法來估算，假設熱交換器為split ring and floating head 型式，一些特定的幾何參數如下：baffle cut = 25%，本例沒有使用sealing strip，另外並假設進出口擋板為不等間距， $L_{bi} = L_{bo} = 0.75$  m，中間段的擋板間距與例9-4-1同，即 $L_b = 0.5$  m。



(1)參考上述的計算步驟，首先要估算理想的熱傳係數：

因為熱交換器為split ring and floating head型式，則由圖9-29可估出

$\Delta_{bb} \approx 0.035 \text{ m}$ ，所以由式9-56

$$D_{otl} = D_s - \Delta_{bb} = 0.508 - 0.035 = 0.473 \text{ m}$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o = 0.473 - 0.01905 = 0.45395 \text{ m}$$

由於是 $30^\circ$ 排列，所以 $P_p = 0.022 \text{ m}$ ， $P_n = 0.0127 \text{ m}$  (參考圖9-15)

由式9-48

$$\begin{aligned} A_m &= L_b \times \left[ (D_s - D_{otl}) + \left( \frac{D_{otl} - d_o}{P_t} \right) \times (P_t - d_o) \right] \\ &= 0.5 \times \left[ (0.508 - 0.473) + \left( \frac{0.473 - 0.01905}{0.0254} \right) \times (0.0254 - 0.01905) \right] \\ &= 0.0742 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

首先以殼側進口流體性質來計算

$$\therefore V_{max} = \frac{\dot{M}_T}{\rho A_m} = \frac{25}{965.3 \times 0.0742} = 0.349 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V_{max} d_o}{\mu_s} = \frac{965.3 \times 0.349 \times 0.01905}{0.000316} = 20300$$

※請特別注意Bell-Delaware法是以 $d_o$ 做為Re的特徵長度，而Kern法是以 $D_s$ 為特徵長度。



由表9-3可知

$$a_1 = 0.321, a_2 = -0.388, a_3 = 1.45, a_4 = 0.519$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 \text{Re}^{a_4}} = \frac{1.45}{1 + 0.14 \times 20300^{0.519}} = 0.0578$$

$$j = a_1 \left( \frac{1.33}{P_t^*} \right)^a \text{Re}^{a_2} = 0.321 \times \left( \frac{1.33}{1.33} \right)^{0.0578} 20300^{-0.388} = 0.00684$$

$$\text{Pr}_s = 1.96, \text{ 假設 property index } \approx 1 \left( \phi_s = \left( \frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \approx 1 \right), \text{ 由式 9-59 :}$$

$$h_o = j G_s c_p \text{Pr}_s^{-2/3} = 0.00684 \times 336.7 \times 4207 \times 1.96^{-0.667} = 6186 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(2) 算  $J_c$

由於 baffle cut = 25% ,  $\therefore L_{bc} = 0.25 \times D_s = 0.127 \text{ m}$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left( \pi + 2 \left[ \frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \sin \left( \cos^{-1} \left[ \frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \right) - 2 \cos^{-1} \left[ \frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} \right] \right)$$

$$\frac{D_s - 2L_{bc}}{D_{otl}} = \frac{0.0508 - 2 \times 0.128}{0.473} = 0.537$$

$$\therefore F_c = \frac{1}{\pi} \left( \pi + 2 \times 0.537 \sin \left( \cos^{-1} [0.537] \right) - 2 \cos^{-1} [0.537] \right) = 0.649$$

由式 9-65

177

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c = 0.55 + 0.72 \times 0.649 = 1.017$$



(2) 算  $J_\ell$

首先我們必須估算總傳熱管數，由式 9-5

$$N_t = 0.785 \left( \frac{CTP}{CL} \right) \frac{D_{ct}^2}{(P_t^*)^2 d_o^2} = 0.785 \times \left( \frac{0.9}{0.87} \right) \frac{0.4539^2}{1.33^2 \times 0.01905^2} \approx 260$$

由於要算  $J_\ell$  前，需要算出  $A_{tb}$  與  $A_{sb}$ ，由於本例並未提供  $\Delta_{tb}$  與  $\Delta_{sb}$  的實際資料，因此必須以常用的經驗值來估算：

參考圖 9-27，由於  $L_{b,max} \leq 900 \text{ mm}$  且  $d_o = 0.01905 \text{ m} < 0.032 \text{ m}$

故  $\Delta_{tb} = 0.8 \text{ mm} = 0.0008 \text{ m}$ ，而  $\delta_{tb} = \Delta_{tb}/2 = 0.0004 \text{ m}$

由式 9-51

$$\begin{aligned} A_{tb} &= \pi d_o \delta_{tb} \cdot \frac{1}{2} (1 + F_c) N_t = \pi \times 0.01905 \times 0.0004 \times \frac{1}{2} (1 + 0.649) \times 260 \\ &= 0.005133 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

由式 9-55

$$\begin{aligned} \Delta_{sb} &= 3.1 + 0.004 D_s \text{ (其中單位均為 mm)} = 3.1 + 0.004 \times 508 \\ &= 5.132 \text{ mm} = 0.005132 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\delta_{sb} = \Delta_{sb}/2 = 0.00257 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} A_{sb} &= \pi D_s \delta_{sb} \left( 1 - \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) \right) \\ &= \pi \times 0.508 \times 0.00257 \left( 1 - \frac{1}{\pi} \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \times 0.127}{0.508} \right) \right) = 0.00273 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$(A_{tb} + A_{sb})/A_m = (0.005132 + 0.00273)/0.0742 = 0.1059$$

$$A_{sb}/(A_{tb} + A_{sb}) = 0.00273/(0.005132 + 0.00273) = 0.3472$$

由式 9-66

$$\begin{aligned} J_\ell &= 0.44 \left( 1 - \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \right) + 0.44 \left( 1 - \frac{A_{sb}}{A_{sb} + A_{tb}} \right) e^{-2.2 \frac{A_{sb} + A_{tb}}{A_m}} \\ &= 0.44 \times (1 - 0.3472) + 0.44 \times (1 - 0.3472) e^{-2.2 \times 0.1059} = 0.515 \end{aligned}$$



(4) 算  $J_b$

由於沒有使用 sealing strip ,  $N_{ss} = 0$

由式 9-44

$$N_c = \frac{D_s \times \left(1 - 2 \frac{L_{bc}}{D_s}\right)}{P_p} = \frac{0.508 \times \left(1 - 2 \frac{0.127}{0.508}\right)}{0.0212} = 11.55$$

$$N_s^+ = 0/11.55 = 0$$

另外由於本例為 E-shell , 所以  $N_p = 0$

$$\therefore F_{sbp} = \frac{(D_s - D_{otl} + 0.5 \times N_p \times W_p) \times L_b}{A_m} = \frac{(0.508 - 0.473) \times 0.5}{0.0742} = 0.236$$

由於殼側的雷諾數大於 100 , 因此式 9-68 的  $C_{bph} = 1.25$  , 由式 9-67 :

$$J_b = \begin{cases} 1 & \text{當 } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bph} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{當 } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} = e^{-1.25 \times 0.236 \times (1 - \sqrt[3]{2 \times 0})} = 0.745$$



(5) 算  $J_s$

由式 9-47

$$N_b = \left[ \frac{L - L_{bi} - L_{bo}}{L_b} \right] + 1 = \left[ \frac{5 - 0.75 - 0.75}{0.5} \right] + 1 = 8$$

$$L_i^+ = L_{bi}/L_b = 0.75/0.5 = 1.5$$

$$L_o^+ = L_{bo}/L_b = 0.75/0.5 = 1.5$$

由於  $Re > 100$  ,  $n = 0.6$  (式 9-71)

再由式 9-70

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{1-n} + (L_o^+)^{1-n}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} = \frac{8 - 1 + 1.5^{0.4} + 1.5^{0.4}}{8 - 1 + 1.5 + 1.5} = 0.935$$

(5) 算  $J_r$

由於  $Re_s > 100$  , 由式 9-72 可知  $J_r = 1$

(6) 算真正的  $h_s$

$$\begin{aligned} h_s &= h_o \times J_c \times J_\ell \times J_b \times J_s \times J_r = 6186 \times 1.017 \times 0.515 \times 0.745 \times 0.935 \times 1.0 \\ &= 2363.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

※ 這個計算值與上例 Kern 法的計算結果有段差距 (4185 W/m<sup>2</sup>·K)

※  $J_c \times J_\ell \times J_b \times J_s \times J_r$  的值為 0.382 較合理的設計值 0.6 為低



(1) 同樣的，首先算理想的crossflow 壓降  $\Delta p_{bi}$

由表9-3可知

$$b_1 = 0.372, \quad b_2 = -0.123, \quad b_3 = 7.0, \quad b_4 = 0.5$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \text{Re}^{b_4}} = \frac{7.0}{1 + 0.14 \times 20300^{0.5}} = 0.334$$

$$f = b_1 \left( \frac{1.33}{P_t^*} \right)^{b_2} \text{Re}^{b_2} = 0.372 \times \left( \frac{1.33}{1.33} \right)^{0.334} 20300^{-0.123} = 0.1098$$

由式9-74

$$\Delta P_{b,i} = \frac{4f_i G_s^2 N_c}{2\rho_i} = \frac{4 \times 0.1098 \times 336.7^2 \times 11.55}{2 \times 965.3} = 297.7 \text{ Pa}$$

(2) 算  $\Delta P_e$

由於  $\text{Re}_s > 100$ ，由式9-77， $n' = 1.8$ ，再由式9-76可知

$$R_s = \left[ \left( \frac{L_{bi}}{L_b} \right)^{-n'} + \left( \frac{L_{bo}}{L_b} \right)^{-n'} \right] = \left[ 1.5^{-1.8} + 1.5^{-1.8} \right] = 0.964$$

同樣的，由式9-79， $C_{bp} = 3.7$ ，再由式9-78

$$R_b = \begin{cases} 1 & \text{當 } N_s^+ \geq \frac{1}{2} \\ e^{-C_{bp} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2N_s^+})} & \text{當 } N_s^+ < \frac{1}{2} \end{cases} = e^{-3.7 \times 0.236 (1 - \sqrt[3]{2 \times 0})} = 0.418$$

由式9-46， $N_{cw} = 0.8(L_{bc}/P_p) = 0.8 \times (0.127/0.022) = 4.62$

再由式9-75

$$\Delta P_e = \Delta P_{bi} (1 + N_{cw}/N_c) R_s R_b = 297.7 \times (1 + 4.62/11.55) \times 0.964 \times 0.418 \times 2 = 168 \text{ Pa}$$



(3) 算  $\Delta P_c$

由式 9-83 ,  $r_s = A_{sb}/(A_{sb} + A_{tb}) = 0.3472$

由式 9-84 ,  $r_{lm} = (A_{sb} + A_{tb})/A_m = 0.1059$

由式 9-82 ,  $z = -0.15r_s + 0.65 = 0.597$

由式 9-81

$$R_\ell = e^{-1.33(1+r_s)r_{lm}^z} = e^{-1.33 \times (1+0.3472) \times 0.1059^{0.605}} = 0.626$$

再由式 9-80

$$\Delta P_c = \Delta P_{b,i} \times (N_b - 1) R_\ell R_b = 297.7 \times (8 - 1) \times 0.626 \times 0.418 = 545.6 \text{ Pa}$$



(4) 算  $\Delta P_w$

$$\text{由於 } 1 - 2L_{bc}/D_s = 1 - 2 \times 0.127 / 0.508 = 0.5$$

由式 9-89

$$\begin{aligned} A_w &= \frac{D_s^2}{4} \left[ \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) - \left( 1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) \left( \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right)^2} \right) \right] - \frac{N_t}{8} (1 - F_c) \pi d_o^2 \\ &= \frac{0.508^2}{4} \left[ \cos^{-1} (0.5) - (0.5) \times \left( \sqrt{1 - (0.5)^2} \right) \right] - \frac{260}{8} \times (1 - 0.649) \times \pi \times 0.01905^2 \\ &= 0.02663 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

由式 9-86

$$G_w = \frac{\dot{m}_s}{(A_m A_w)^{1/2}} = \frac{25}{(0.0742 \times 0.02663)^{1/2}} = 562.3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

由式 9-88

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2L_{bc}}{D_s} \right) = 2 \cos^{-1} \left( 1 - \frac{2 \times 0.127}{0.508} \right) = 2.094 \text{ rad. } (120^\circ)$$

由式 9-90

$$\begin{aligned} D_w &= \frac{4A_w}{\pi d_o N_t \frac{(1-F_c)}{2} + \frac{\pi D_s \theta_{ds}}{2\pi}} \\ &= \frac{4 \times 0.0234}{\pi \times 0.01905 \times 260 \times \frac{(1-0.649)}{2} + \frac{\pi \times 0.508 \times 2.094}{2 \times \pi}} = 0.0327 \text{ m} \end{aligned}$$

由式 9-85

$$\begin{aligned} \Delta P_{w,i} &= \begin{cases} (2 + 0.6N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho} & \text{當 } \text{Re}_s \geq 100 \\ 26 \frac{G_w \mu}{\rho} \left( \frac{N_{cw}}{P_t - d_o} + \frac{L_{bc}}{D_w^2} \right) + 0.002 \frac{G_w^2}{2\rho} & \text{當 } \text{Re}_s < 100 \end{cases} \\ &= (2 + 0.6N_{cw}) \frac{G_w^2}{2\rho} = (2 + 0.6 \times 4.62) \frac{562.3^2}{2 \times 965.3} = 781.3 \text{ Pa} \end{aligned}$$

因此，window 的總壓降可由式 9-91 計算如下：

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{w,i} R_t = 8 \times 781.3 \times 0.626 = 3914.2 \text{ Pa}$$

(5) 總壓降  $\Delta P_{tot} = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e = 545.6 + 3914.2 + 168 = 4627.7 \text{ Pa}$



# Stop & Think

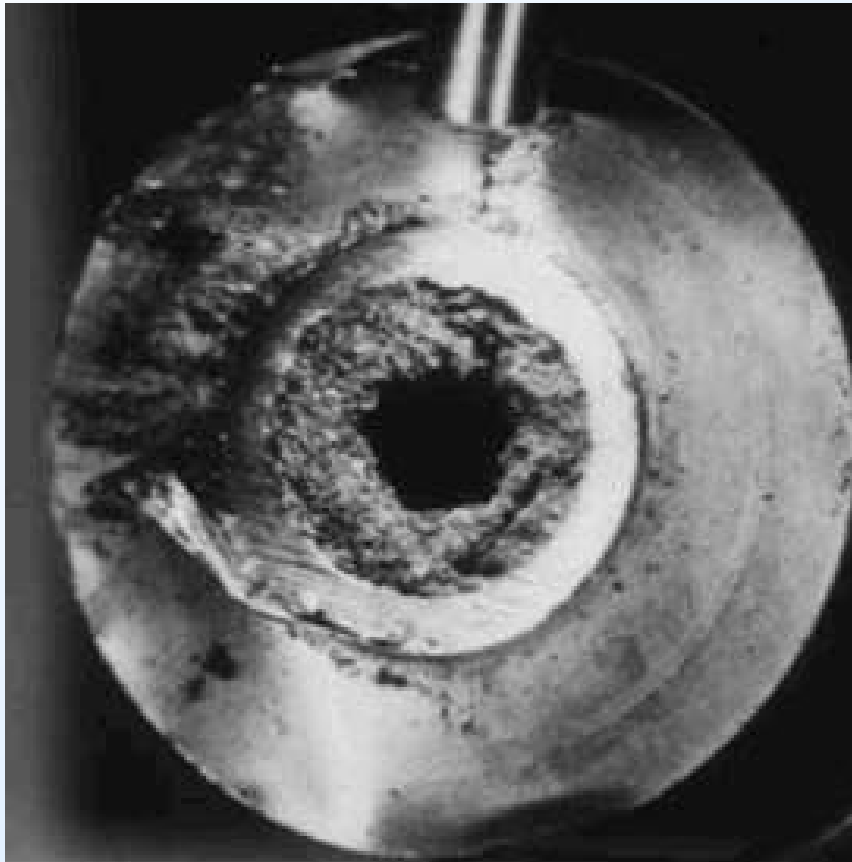
- 殼管式熱交換器熱流設計最困難的地方在於殼側性能的估算
- 清楚瞭解 Leakage & Bypass
- 一旦殼側性能可算出，則可算出總熱傳係數  $U$

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{\eta_i h_i A_i} + \frac{A}{\eta_o h_o A_o} + \frac{A \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L}$$

- 接下來，不論是 Sizing 或 Rating，均可由先前介紹的熱交換器設計方法 (UA-LMTD-F 或  $\epsilon$ -NTU) 進行熱交換器的設計。



# 結垢與除垢





# 結垢的原因

表 11-1 一些常見的應用下不同結垢效應影響程度的比較

工業應用	熱交換器的污垢型態	影響程度
食物類相關產品 (food & kindred products)	化學反應結垢	主要
	析出結垢 (milk processing)	主要
	生物結垢	中等
	微粒結垢 (gas side) (spray drying)	次要/主要
紡織業用 (textile mill products)	腐蝕結垢	次要
	微粒結垢 (cooling water)	主要
Lumber & wood products including paper & allied products	生物結垢 (cooling water)	主要
	析出結垢 (liquid, cooling water)	主要
	微粒結垢 (process side, cooling water)	次要
	生物結垢 (cooling water)	次要
	化學反應結垢 (process side)	次要
化工與相關應用 chemical & allied	腐蝕結垢	中等
	析出結垢 (process side, cooling)	中等

結垢的生成一般可分為三個階段。首先，結垢物質 (foulant) 由流體的中心通過熱邊界層接近熱交換器表面；然後，由熱交換器表面材質與流體界面應力的特性，及結垢物質的特性，結垢生成於熱交換器的表面上；一旦生成物附著於熱交換器上，則結垢物質同時受到繼續附著與減弱移除兩方面的作用力，隨後的結垢現象是否能夠繼續成長，端賴這兩種作用力間的關聯



# 結垢的型態

- 析出結垢(precipitation fouling)
- 微粒結垢(particulate fouling)
- 化學反應結垢(chemical reaction fouling)  
在工作流體中，由於化學反應結果所形成的固體。化學反應結垢與腐蝕結垢不同，熱交換器表面並不參與反應，但是可能於反應中扮演觸媒的角色；例如聚合反應 (polymerization)、裂解反應(cracking)；這種結垢在石油化學和食品加工工業上相當普遍。
- 腐蝕結垢(corrosion fouling)
- 凝固結垢(solidification fouling)
- 生物結垢(biological fouling)

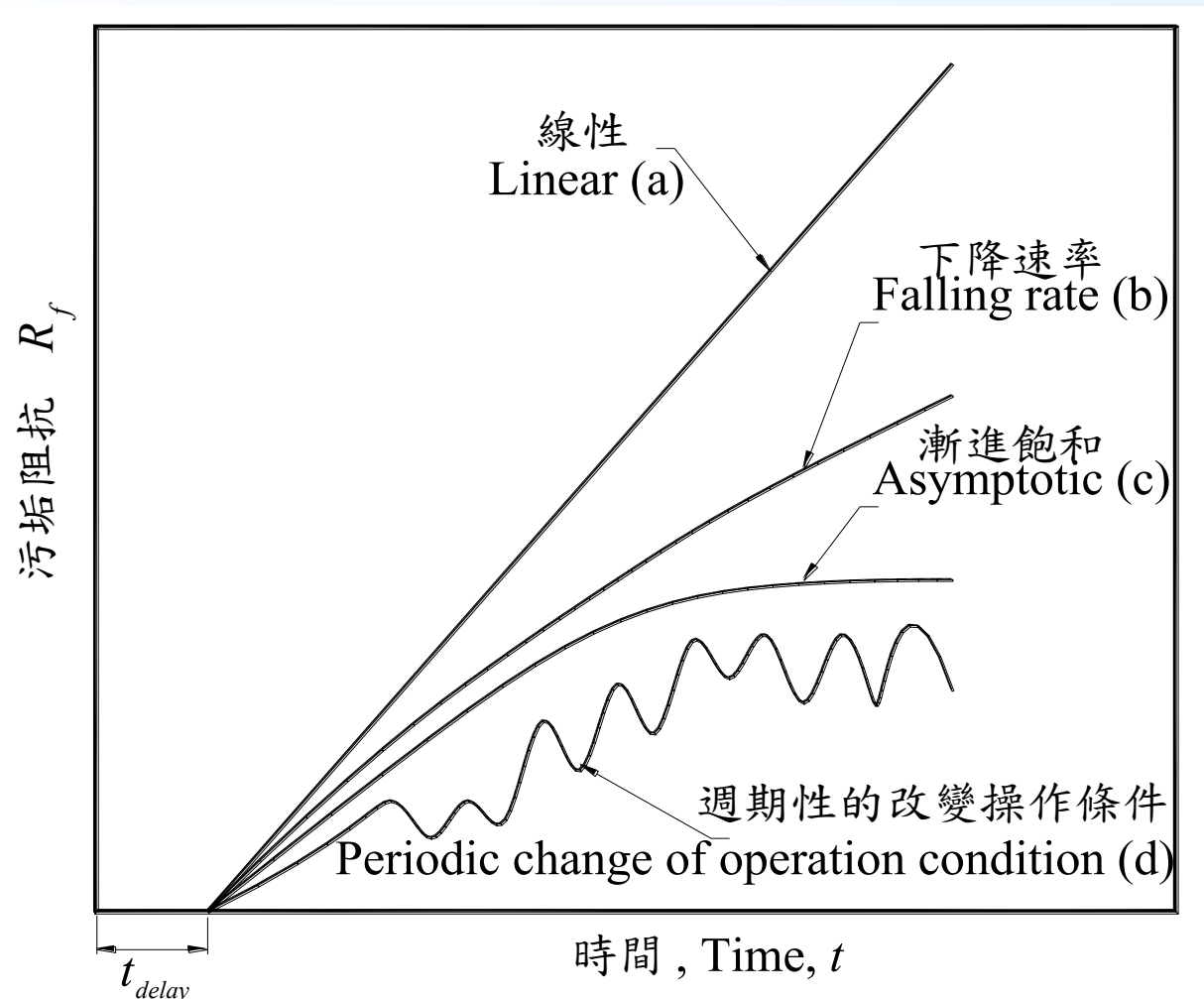


# 影響結垢的幾個重要參數

- 溫度的影響
- 速度的影響
- 促成結垢的介質的濃度影響



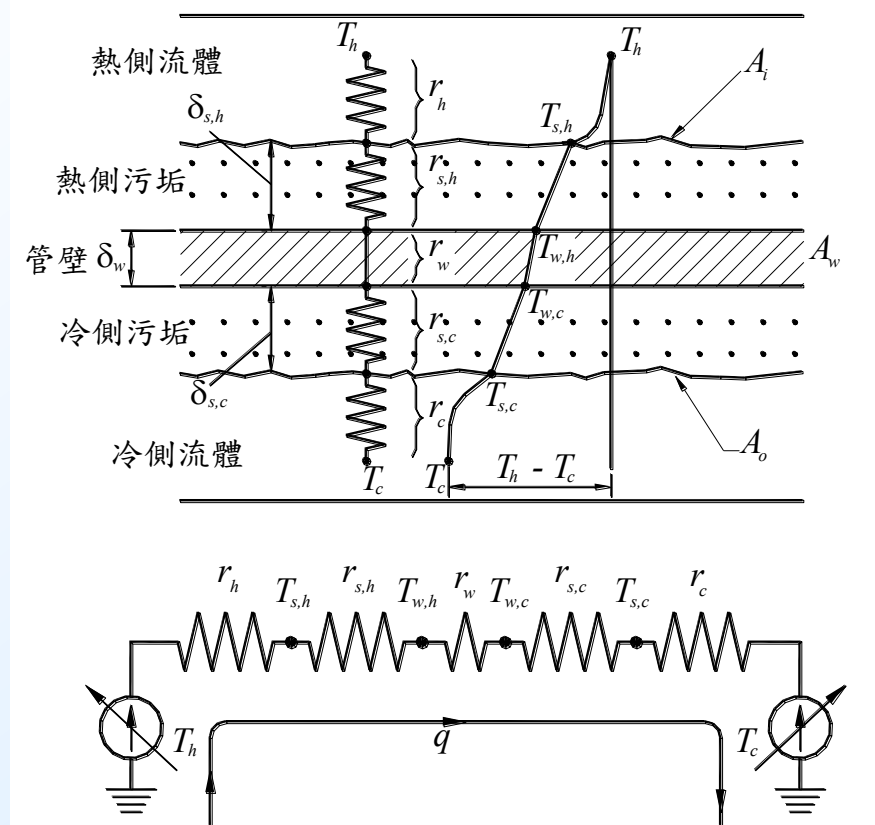
# 結垢對熱流特性的影響





$$R_f = \frac{A_o R_{fi}}{A_i} + R_{fo}$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_f$$



$$U_f = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o}{A_i} r_{fi} + \frac{A_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_w L} + r_{fo}} = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} r_{fi} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{k_w} + r_{fo}}$$



由  $Q_c = Q_f = U_c A_c \Delta T_m = U_f A_f \Delta T_m$ ，由式 11-12 可得：

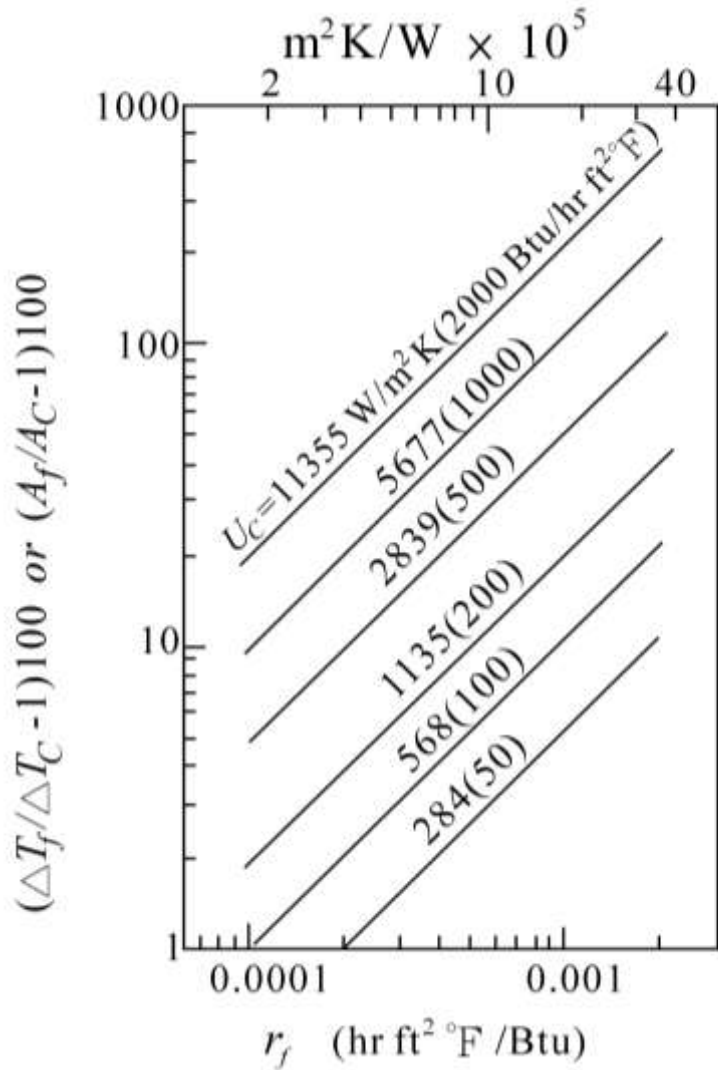
$$\frac{U_c}{U_f} = 1 + U_c R_f \quad (11-13)$$

再由

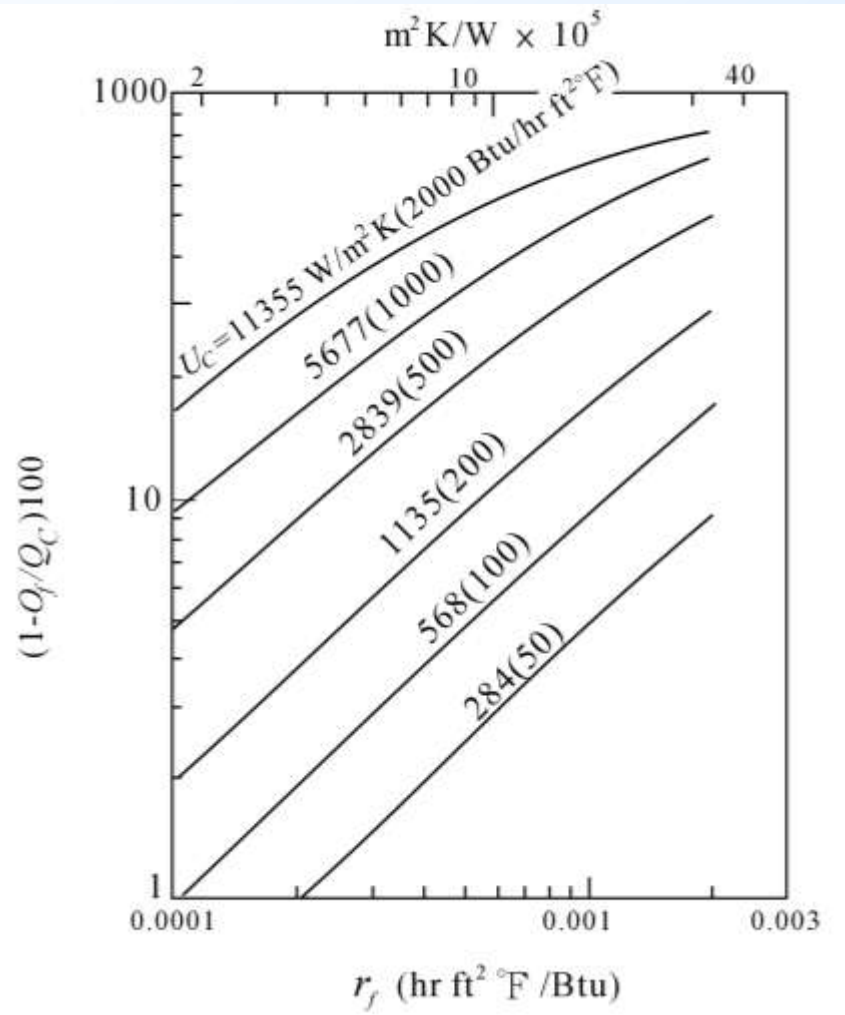
$$\frac{Q_c}{Q_f} = \frac{U_c A_c \Delta T_m}{U_f A_f \Delta T_m} = \frac{U_c A_c}{U_f A_f} = (1 + U_c R_f) \frac{A_c}{A_f} = 1 \quad (11-14)$$

可得到如下的結果：

$$\frac{A_f}{A_c} = 1 + U_c R_f \quad (11-15)$$



因污垢影響而增加的熱交換器面積的百分比 (%) (資料來源：HEDH, 2002)



192 因污垢影響而降低的熱傳性能的百分比 (%) (資料來源：HEDH, 2002)



# 污垢係數的估算

- TEMA
- 經驗
- 確認
- 驗證



# 結垢對壓降的影響

$$\Delta P_C = \frac{4L}{d_i} \cdot f_C \cdot \frac{1}{2} \rho u_C^2$$

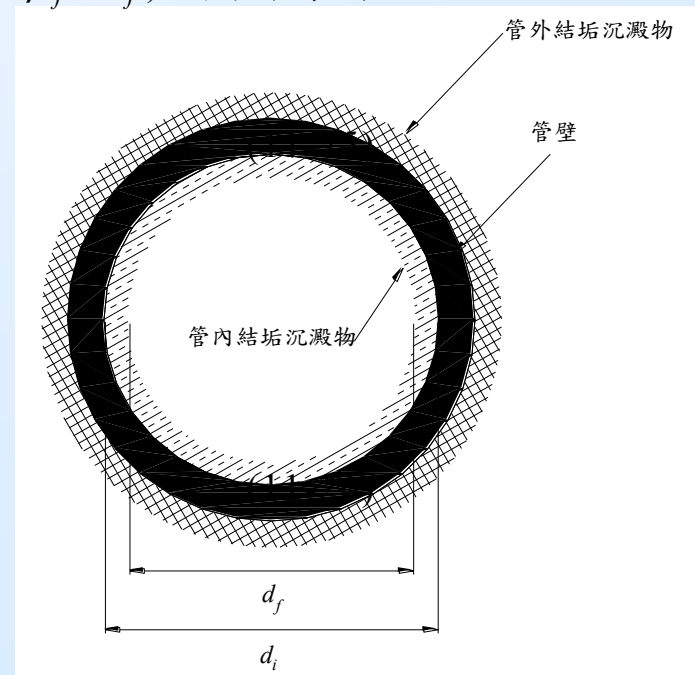
$$\Delta P_f = \frac{4L}{d_f} \cdot f_f \cdot \frac{1}{2} \rho u_f^2$$

其中下標  $C$  與  $f$  分別代表乾淨與污垢的狀態，如果考慮乾淨與污垢條件下的質量流率為一樣 (由  $\dot{m}_C = \dot{m}_f \Rightarrow \frac{\pi}{4} d_i^2 \times \rho_i \times u_i = \frac{\pi}{4} d_f^2 \times \rho_f \times u_f$ )，則可導出

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta P_C} = \frac{f_f}{f_C} \left( \frac{d_i}{d_f} \right)^5$$

此時的污垢阻抗為

$$r_f = \begin{cases} \frac{\delta_s}{k_f} & \text{若為平板型式} \\ \frac{d_f \ln(d_i/d_f)}{2\pi k_f} & \text{若為圓管型式} \end{cases}$$





# 除垢方法簡介

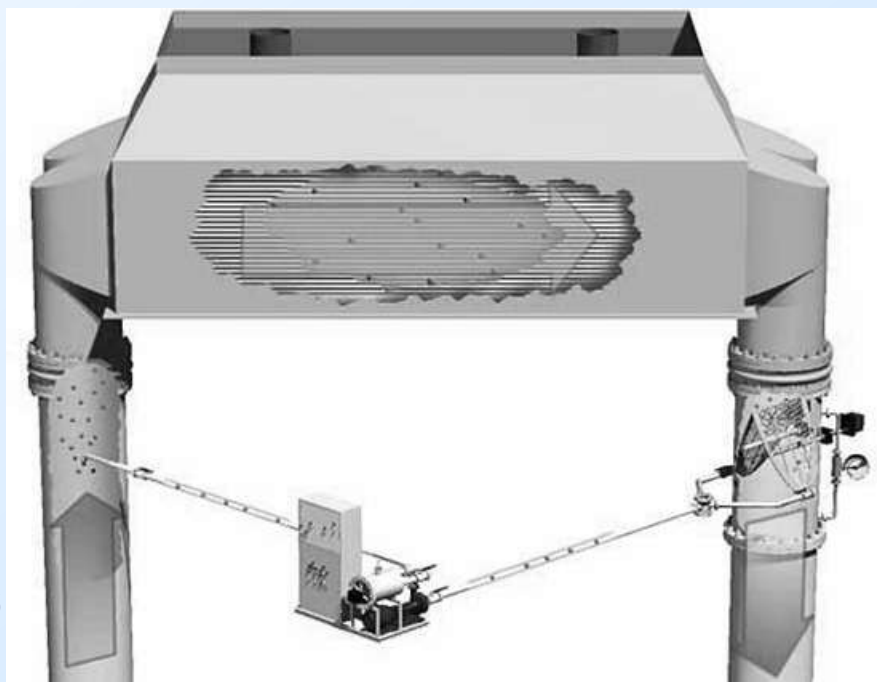
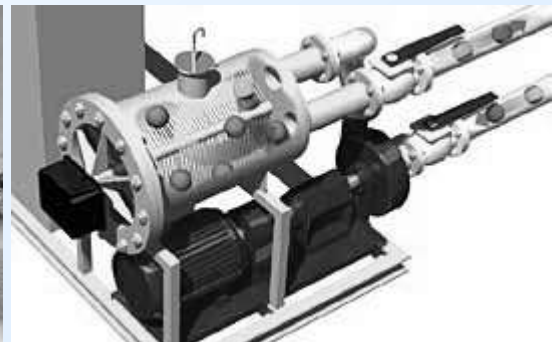
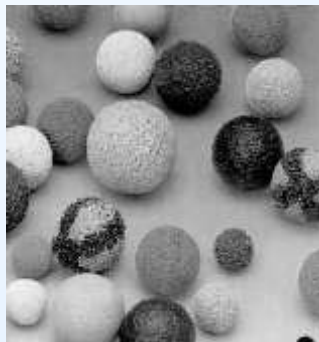
- 增加過濾裝置
- 停機後的機械清理方式
  - 毛刷與鋼刷(見圖11-10)。
  - 吹灰及水柱沖洗
  - 磨蝕粒子(速度需高於3m/s)
  - 超音波振動法
  - 空氣噴射

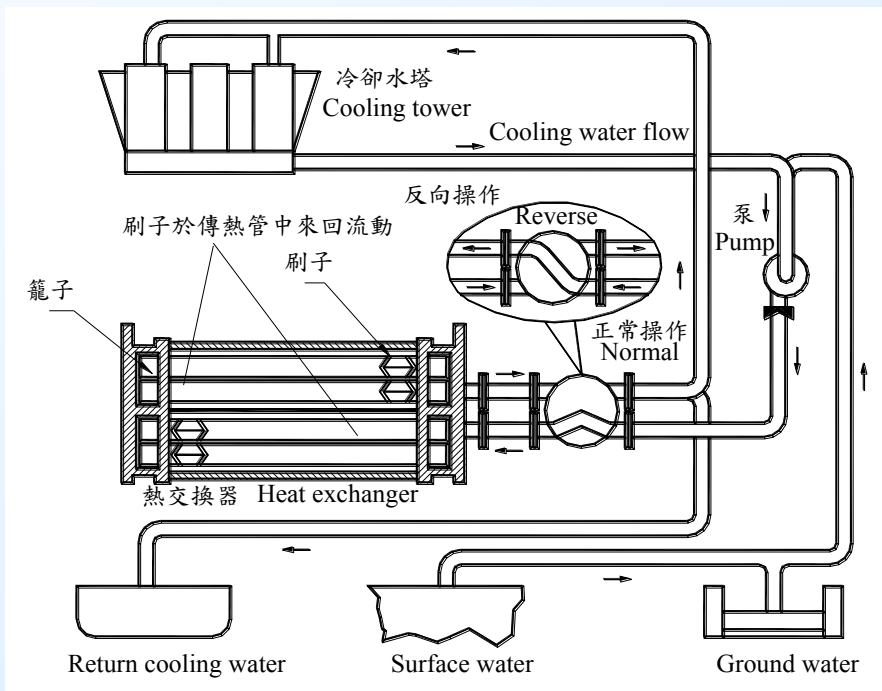
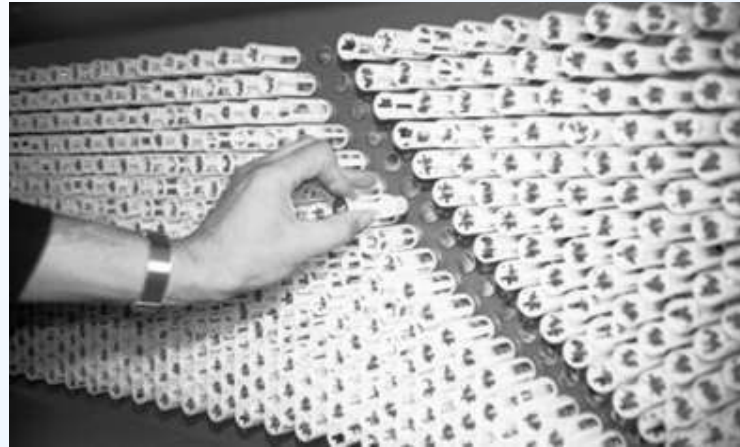
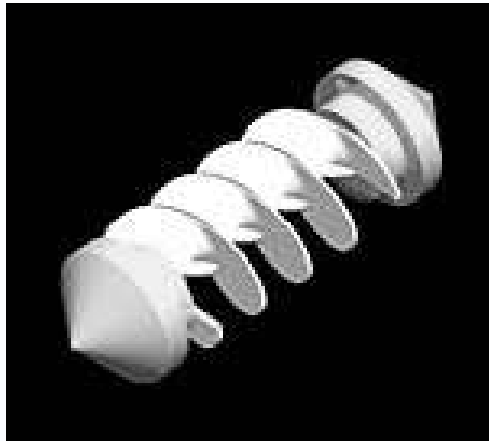


典型非線上之清理方法-毛刷、鋼刷  
(Courtesy of Consolidated Restoration Systems Inc.)



- 化學防垢處理
- 線上之機械清洗方式(可應用於無法使用化學處理方式之製程中)
  - 橡膠棉球
  - 刷子及籠子
  - 增加水流速度
  - 內部增加插入物
  - 改變溫度分布
  - 利用磁場
  - 電磁式除垢器
  - 電子式電脈動感應式：
    - 改變熱交換器材質
    - 改變加熱模式







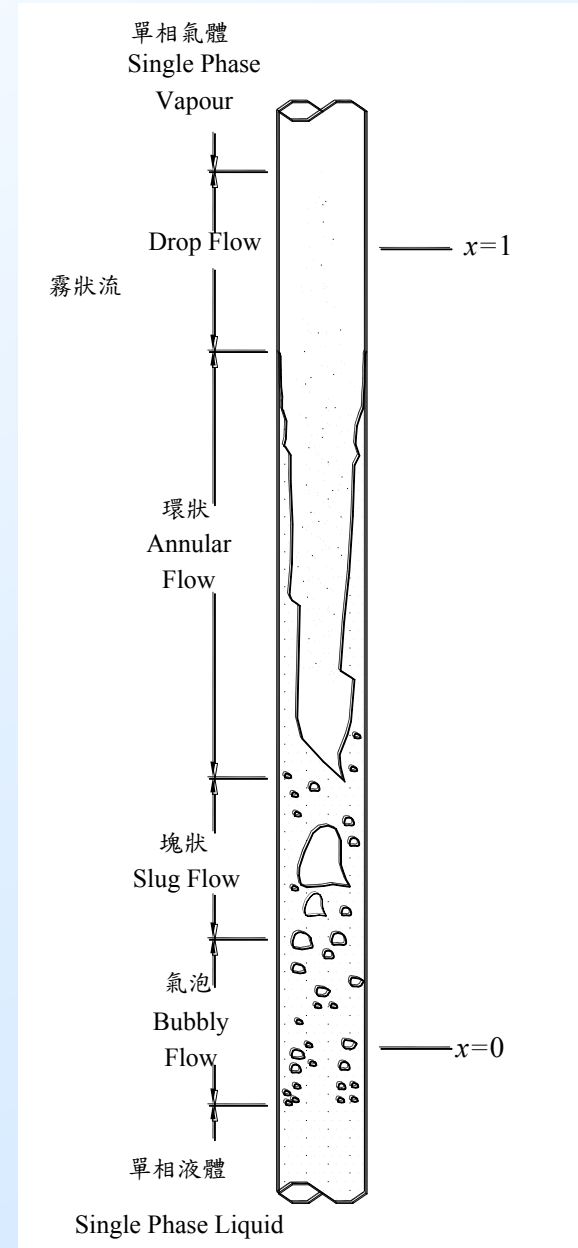
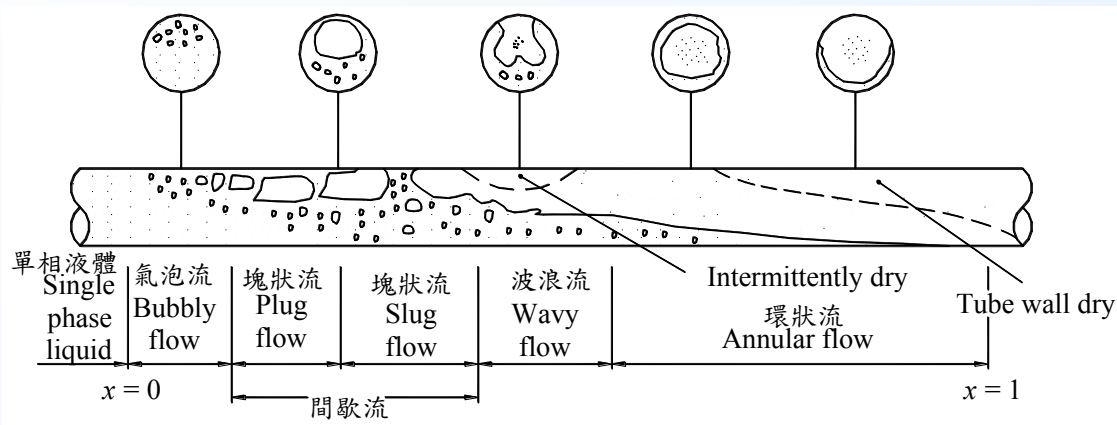
- 生物結垢之消除方法
  - 氧化控制技術(oxidization techniques)
  - 熱處理控制技術(thermal treatments)
  - 照射技術(irradiation techniques)
  - 離子沉澱技術(ion deposition techniques)



# Two-phase Flow & heat transfer



# 典型兩相流譜





# 水平管內之氣泡流

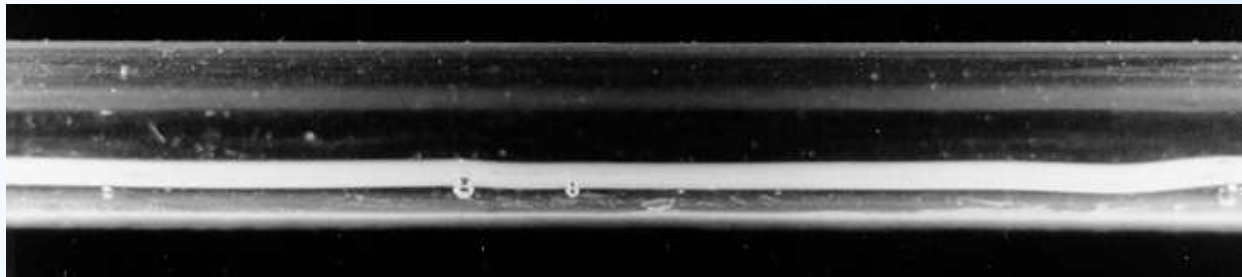
- 管內中有明顯的大小氣泡，由於管子為水平管，因此氣泡多集中於管子的上方



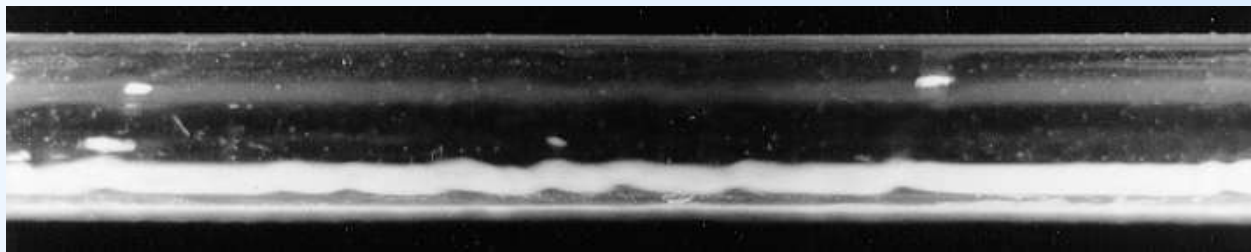


# 分層流 — stratified flow

- 管內中液體及氣體部份明顯的分層，由於重力的影響，因此氣態部份在管內的上方，而液態部份則在管子的下方；如果氣態與液態間的差異較大時，由於剪應力的效應，液態部份會呈現波浪狀的波浪流(wavy flow)



水平管內之分層流

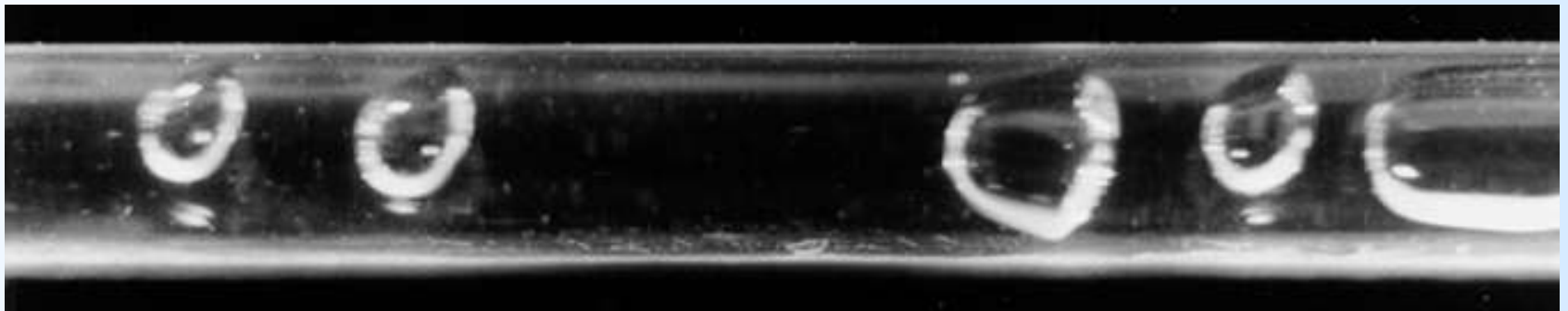


水平管內之波浪流



# 間歇流 — intermittent flow

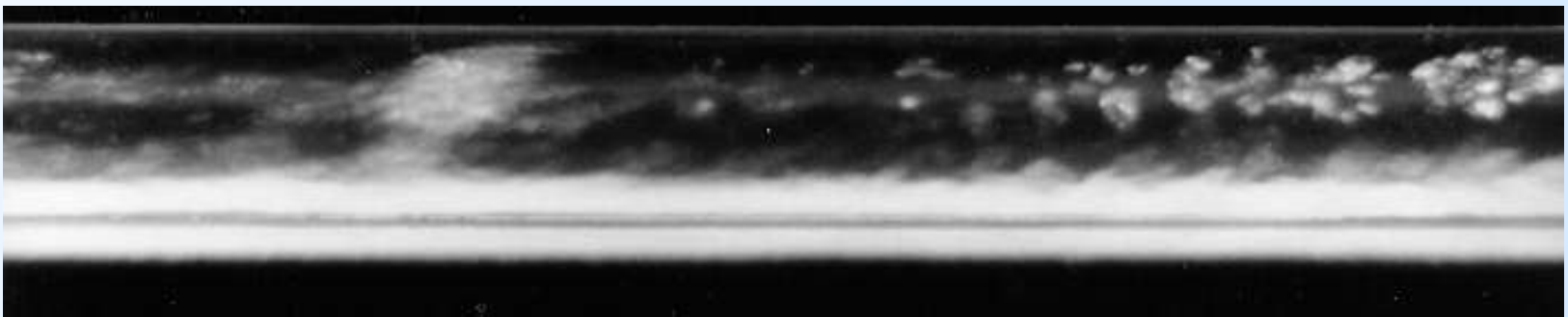
- 其兩相的流動並非連續的流動流譜，如圖所示的塊狀流動(slug flow)。通常，塊狀氣泡流過後可能會伴隨短暫的純液體流動，呈現交替性的變化，故稱之為間歇流





# 環狀流 — annular flow

- 環狀流，係指兩相流動時，液態部份覆蓋於管壁表面的周圍，而氣態部份則集中於管中央部份，通常此種流動型式的速度都較快，由於剪應力的效應，可能會有一部份的液體被帶到管內的中央，這一部份被夾帶到管中央的小液滴，稱之為 **entrainment**





# 常用的兩相流之符號及其單位

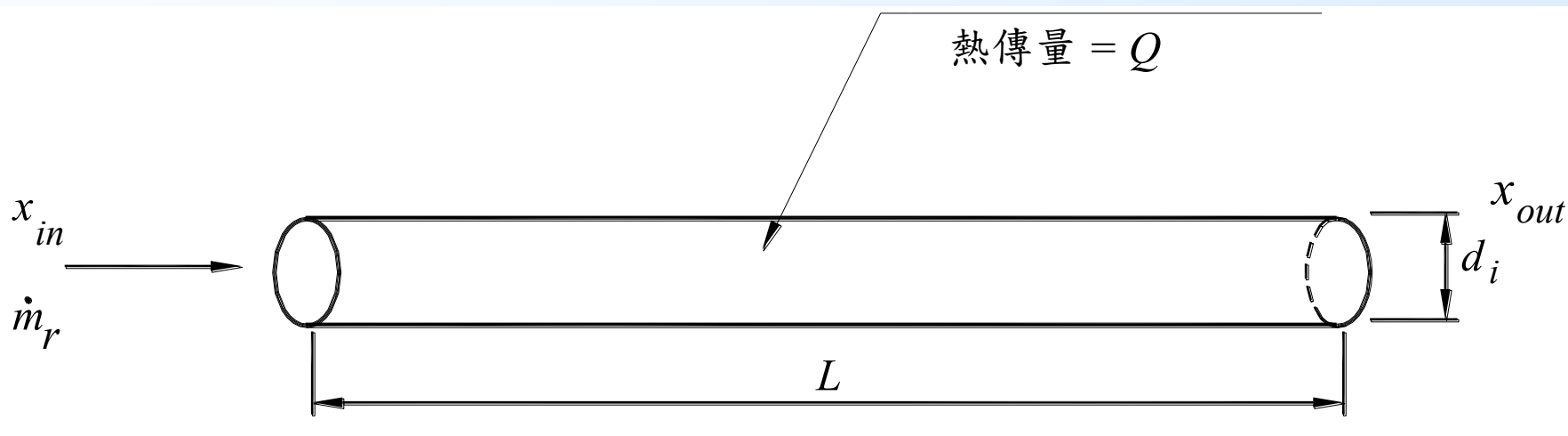
符號	說明	單位
$A$	管子總截面積	$m^2$
$A_G$	氣相部份所佔的截面積	$m^2$
$A_L$	液相部份所佔的截面積	$m^2$
$\alpha$	空泡比 $\equiv A_G/A$	無因次
$\dot{i}$	總質量流率 = $\dot{i}_G + \dot{i}_L$	kg/s
$\dot{i}_G$	氣相部份質量流率	kg/s
$\dot{i}_L$	液相部份質量流率	kg/s
$i$	兩相焓值 (enthalpy)	kJ/kg
$i_G$	氣相部份焓值 (enthalpy)	kJ/kg
$i_L$	液相部份焓值 (enthalpy)	kJ/kg
$i_{fg}$	氣液相變化潛熱 (latent heat)	kJ/kg
$x$	乾度 = $\dot{i}_G / \dot{i}$	無因次
$x_{th}$	熱力乾度 = $(i - i_L) / i_{fg}$	無因次
$G$	總質量通率 = $G_G + G_L = \dot{i} / A$	$kg/m^2 \cdot s$
$G_G$	氣相部份質量通率 = $Gx$	$kg/m^2 \cdot s$
$G_L$	液相部份質量通率 = $G(1 - x)$	$kg/m^2 \cdot s$
$X$	Martinelli 參數 $\equiv (dP_L/dP_G)^{0.5}$ , 兩相流中液態部份 壓降和氣態部份的壓降比	無因次
$u_G$	氣相部份流速	m/s
$u_L$	液相部份流速	m/s



- 乾度 – quality,  $x$ , 代表氣體部份質量流量與總質量流量的比值；其標準定義為，除了這個定義外，讀者可能還看過這樣的定義：(一般熱力學上常採用的乾度)，可以想見在實際應用上很難去估算乾度  $x$ ，這是因為最大的困難在於氣體部份的質量流量的估算，在熱交換器設計上，乾度的計算可用焓值來估算：

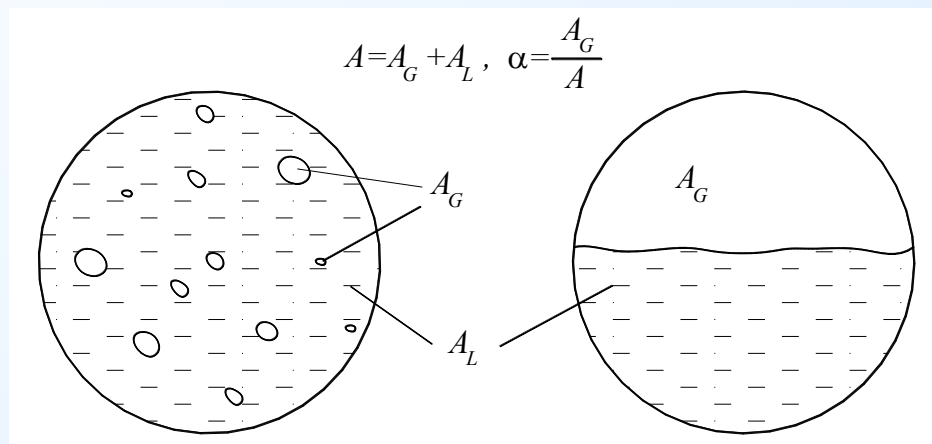


Question, 如何計算出口乾度? (潛熱為 $i_{fg}$ )





- 空泡比 (void fraction)  $\alpha$  – 係代表兩相流中氣態部份面積與截面積的比值



$$\alpha = \left[ 1 + B_B \left( \frac{1-x}{x} \right)^{n_1} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{n_2} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{n_3} \right]^{-1}$$



# Martinelli parameter X

定義為  $(dP_L/dP_G)^{0.5}$ ，如果氣液兩相都在紊流狀態下時

$$\begin{aligned}\Delta P_L &= \frac{4L}{d} f_L \frac{G_L^2}{2\rho_L} = \frac{4L}{d} 0.0791 \text{Re}_L^{-0.25} \frac{(G(1-x))^2}{2\rho_L} \\ &= \frac{4L}{d} 0.0791 \left( \frac{Gd(1-x)}{\mu_L} \right)^{-0.25} \frac{(G(1-x))^2}{2\rho_L}\end{aligned}$$

$$\Delta P_G = \frac{4L}{d} f_G \frac{G_G^2}{2\rho_G} = \frac{4L}{d} 0.0791 \text{Re}_G^{-0.25} \frac{(Gx)^2}{2\rho_G} = \frac{4L}{d} 0.0791 \left( \frac{Gdx}{\mu_G} \right)^{-0.25} \frac{(Gx)^2}{2\rho_G}$$

$$X = \left( \frac{\Delta P_L}{\Delta P_G} \right)^{0.5} = \left( \frac{\left( \frac{Gd(1-x)}{\mu_L} \right)^{-0.25} \frac{(G(1-x))^2}{2\rho_L}}{\left( \frac{Gdx}{\mu_G} \right)^{-0.25} \frac{(Gx)^2}{2\rho_G}} \right)^{0.5}$$

$$= \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.125} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$$

# 常用兩相熱傳之經驗方程式-管外沸騰

● Cooper (1984)提出的方程式

$$h_o = \begin{cases} 55q^{0.67} M^{-0.5} P_r^m (-\log_{10} P_r)^{-0.55} & \text{(平板)} \\ 90q^{0.67} M^{-0.5} P_r^m (-\log_{10} P_r)^{-0.55} & \text{(圓管)} \end{cases}$$

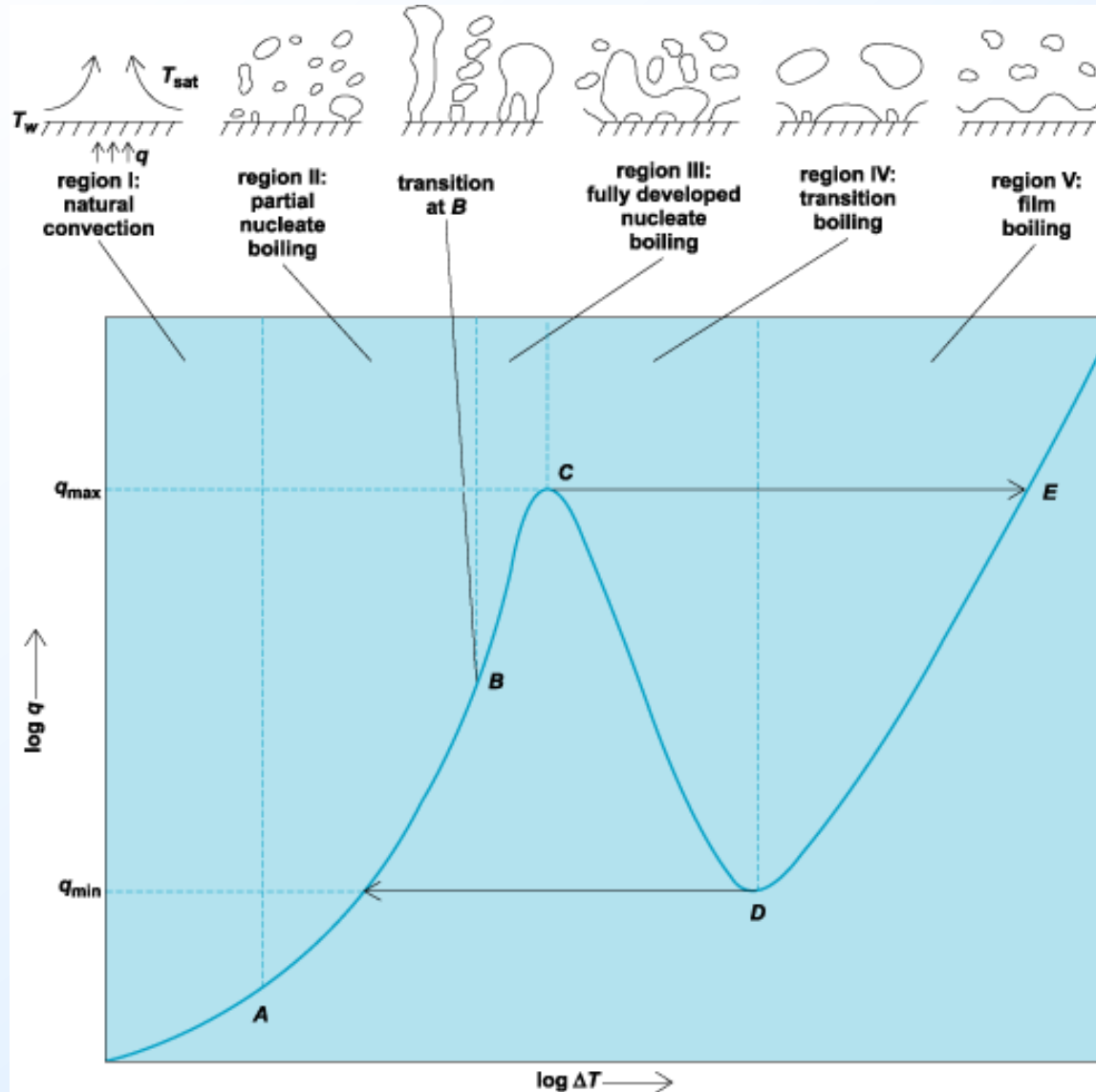
$$m = 0.12 - 0.2 \log_{10} R_p$$

其中 $q$ 為熱通量( $\text{W}/\text{m}^2$ )， $P_r$ 為 reduced pressure， $R_p$ 為表面粗糙度 ( $\mu\text{m}$ )， $M$ 為工作流體的分子量

冷媒	M 分子 量 $\frac{\text{kg}}{\text{kmole}}$	$P_{crit}$ 臨界壓力 bar	$h_{ref}$ ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ) $P_r = 0.1$ $q_{ref} = 20000 \text{ W}/\text{m}$	$F_k$ 常數 Kandlikar 方程式計算用
R-11	137.37	44.7	2690	1.3
R-12	120.91	41.8	3290	1.5
R-13	104.46	38.7	3910	-
R-113	187.38	34.6	2180	1.3
R-114	170.92	32.5	2460	1.4
R-22	86.47	49.9	3930	2.2
R-134a	102.03	40.7	3500	1.63
R-123	152.93	36.6	2600	-
R-404A	97.6	37.8	-	-
R-502	111.6	40.8	-	-
R-410A	72.56	48.5	4400	1.4
R-407C	86.2	46.5	-	-
R-125	120.02	36.3	-	-
R-32	52.02	57.95	-	-

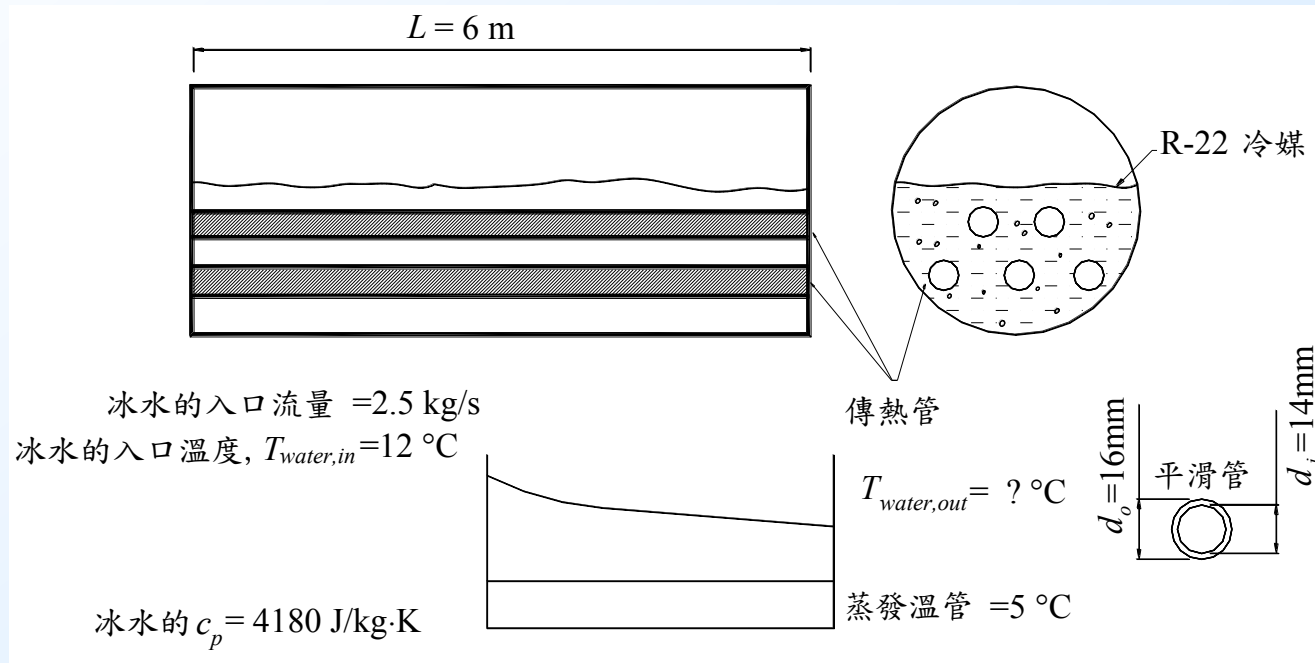


# 沸騰曲線 (Boiling Curve)





一滿溢式殼管式熱交換器，使用R-22冷媒，共有5根熱傳管，冰水入口溫度為 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，熱傳管為平滑管，長度為6公尺，管內外徑及其他資料見下圖；試計算冰水之出口溫度。R-22冷媒的臨界壓力  $P_{crit} = 49.9\text{ bar}$ 。





使用ε-NTU method，解法流程請參考第二章：

- (1) 首先我們假設出口的水溫為7°C
- (2) 所以總熱傳量  $Q = 2.5 \times 4180 \times (12 - 7) = 52.25 \text{ kW} = 52250 \text{ W}$
- (3) 熱通量  $q = Q/A_o$

$$\text{管外面積} = A_o = \pi \times d_o \times L \times N = \pi \times 0.016 \times 6 \times 5 = 1.508 \text{ m}^2$$

$$\therefore q = 52250 / 1.508 = 34649 \text{ W/m}^2$$

- (4) 管外熱傳係數  $h_o = 90q^{0.67} M^{-0.5} P_r^m (-\log_{10} P_r)^{-0.55}$

相對於蒸發溫度5°C下的飽和R-22壓力為5.83 bar，而臨界壓力為49.9 bar

$$\therefore P_r = 5.83 / 49.9 = 0.117$$

假設粗糙度  $R_p = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$

$$m = 0.12 - 0.2 \log_{10} R_p = 0.12$$

$$h_o = 90 \times 34649^{0.67} \times 86.47^{-0.5} \times (0.117)^{0.12} \times (0.932)^{-0.55} = 8559 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- (5) 管內的熱傳係數的估算，由第一章可知：

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (\text{Re}_b - 1000) \text{Pr}_b}{1.07 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{f}{2}\right)} (\text{Pr}_b^{2/3} - 1)}$$

$$\text{其中 } f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2}$$

$$d_i = 0.014 \text{ m}, L = 6 \text{ m}, \dot{m}_{total} = 2.5 \text{ kg/s}$$

$$\therefore \text{每一根傳熱管的流量 } \dot{m} = 2.5 / 5 = 0.5 \text{ kg/s}$$



$$\text{管內的截面積 } A_c = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (0.014)^2 = 0.000154 \text{ m}^2$$

$$G = \dot{m} / A_c = 0.5 / 0.000154 = 3247 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

水的進出口平均溫度為  $9.5^\circ\text{C}$  ,  $k_f \approx 0.585 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$\mu_f \approx 1350 \times 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 , \text{Pr}_b \approx 10$$

∴ 雷諾數

$$\text{Re} = \frac{G d_i}{\mu_f} = \frac{3247 \times 0.014}{1350 \times 10^{-6}} = 33670$$

$$f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = 0.0057474 ,$$

$$\therefore f/2 = 0.002874$$

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{k_f}{d_i} \cdot Nu = \frac{k_f}{d_i} \frac{\frac{f}{2} (\text{Re}_b - 1000) \text{Pr}_b}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{2}} (\text{Pr}_b^{2/3} - 1)} \\ &= \frac{0.585}{0.014} \times \frac{0.002874 \times (33670 - 1000) \times 10}{1.07 + 12.7 \times \sqrt{0.002874} \times (10^{0.667} - 1)} = 11052 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

(6) 計算總阻抗  $1/UA$  , 假設管壁阻抗可以忽略 ,

$$\therefore 1/UA \approx 1/h_i A_i + 1/h_o A_o$$

$$\text{管內面積 } = A_i = \pi \times d_i \times L \times N = \pi \times 0.014 \times 6 \times 5 = 1.32 \text{ m}^2$$

$$1/UA \approx 1/h_i A_i + 1/h_o A_o = 1/11052/1.32 + 1/8559/1.508 = 0.000146 \text{ K/W}$$

$$UA = 6849.3 \text{ W/K}$$



(7) 計算熱交換器其他參數

$$C_{min} = 2.5 \times 4180 = 10450 \text{ W/K}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{68483}{10450} = 0.65543$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) = 0.4807$$

$$Q_{max} = C_{min} \Delta_o = 10450 \times (12 - 5) = 73150 \text{ W}$$

$$Q = \varepsilon Q_{max} = 0.4807 \times 73150 = 35165.8 \text{ W}$$

$$T_{c,out} = 12 - 35165.8/10450 = 8.63^\circ\text{C}$$

(8) 由於水的出口溫度為 $8.63^\circ\text{C}$ ，與先前假設的 $7^\circ\text{C}$ 不同，因此我們必須要作第二次的疊代。為什麼要作第二次的疊代？先前第二章不是說使用 $\varepsilon$ - $NTU$ 法不需疊代嗎？原因在於管外側的沸騰熱傳係數與熱通量有關，我們第一次的 $7^\circ\text{C}$ 假設只在於方便 $h_o$ 的計算，與 $\varepsilon$ - $NTU$ 法並無直接關聯。

(9) 所以第二次我們假設出口溫度為 $8.5^\circ\text{C}$ ，然後繼續(1)-(8)的步驟，

$$Q = 2.5 \times 4180 \times (12 - 8.5) = 36575 \text{ W}$$

$$q = Q/A = 36575/1.508 = 24253 \text{ W/m}^2$$

$$h_o = 90 \times 24253^{0.67} \times 86.47^{-0.5} \times 0.117^{0.12} \times (0.932)^{-0.55} = 6739.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

水的平均溫度為 $10^\circ\text{C}$ ，大略估算 $h_i$ 約為 $11000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$1/UA \approx 1/h_i A_i + 1/h_o A_o = 1/11000/1.32 + 1/6739.7/1.508 = 0.0001672 \text{ K/W}$$

$$UA \approx 5979 \text{ W/K}$$

$$NTU = 5979/10450 = 0.572$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 0.4357$$

$$Q = \varepsilon Q_{max} = 0.4357 \times 73150 = 31869 \text{ W}$$

$$T_{c,out} = 12 - 31869/10450 = 8.95^\circ\text{C}$$

這個答案已經很接近猜測值 $8.5^\circ\text{C}$ 了，如此繼續疊代幾次就可算出最後的答案應接近 $9.0^\circ\text{C}$ 。



# 兩相熱傳之經驗方程式-管內流動沸騰

- 沸騰模式(nucleate boiling)與強制對流蒸發模式(forced convective evaporation)。所謂蒸發，簡單的說明，乃是沒有氣泡現象的『沸騰』，蒸發發生在氣液的交界面上，而沸騰則發生於熱交換器的表面上，可想而知，當管內流速較慢時，兩相流動的主要流譜為氣泡流、波浪流或間歇流，因此主要的熱傳機制為沸騰模式，而當速度較快時，流譜為環狀流，此時的主要熱傳機制變為強制對流蒸發模式



# 合成法(superposition model)

$$q = q_{NB} + q_{CV}$$

$$q = h(T_w - T_s)$$

$$q_{NB} = h_{NB}(T_w - T_s)$$

$$q_{CV} = h_{CV}(T_w - T_s)$$

$$h = h_{NB} + h_{CV}$$

Chen (1966)認為這兩種熱傳機制會隨著流動型態的改變後，比重會有所改變，Chen認為在管內沸騰情況下， $h_{NB}$ 會被壓抑，而 $h_{CV}$ 會適度的被加強， $h_{CV}$ 可由單相部份的熱傳係數， $h_L$ ，乘上一個加強係數

$$h = S \times h_{NB} + E \times h_L$$

上式中的 $S$ 代表沸騰被壓抑的係數(suppression)，而 $E$ 代表蒸發加強係數(enhancement)；上式為相當有名的Chen's model



$$E = 2.35/(1/X_{tt} + 0.213)^{0.736} \quad (4-17)$$

$$S = 1/(1+2.53 \times 10^{-6} \times \text{Re}^{1.17}) \quad (4-18)$$

其中

$$\text{Re} = \text{Re}_L E^{1.25} \quad (4-19)$$

有很多的研究都使用Chen的方法來歸納實驗數據以獲得 $E$ 與 $S$ 的方程式，例如Gungor and Winterton (1986)歸納3700組的測試資料得到如下的結果：

$$E = 1 + 24000 Bo^{1.16} + 1.23 X_{tt}^{-0.86} \quad (4-20)$$

$$S = (1 + 0.00000115 E^2 \text{Re}_L^{1.17})^{-1} \quad (4-21)$$

其中

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.125} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad (4-22)$$

$$Bo = \frac{q}{Gi_{fg}} \quad (\text{boiling number}) \quad 218 \quad (4-23)$$



試以Chen's correlation 計算下列條件下的兩相熱傳沸騰係數：水平擺置之平滑管， $R = -22$ ， $q = 10$   $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ， $T_s = 5^\circ\text{C}$ ， $x = 0.5$ ， $G = 200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ ， $d_i = 13 \text{ mm}$ ， $k_L = 94 \text{ mW/(m} \cdot \text{K)}$ ， $\mu_L = 199 \text{ } \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ ， $\mu_G = 12 \text{ } \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ ， $\rho_L = 1265 \text{ kg/m}^3$ ， $\rho_G = 25 \text{ kg/m}^3$ ， $\text{Pr}_L = 2.51$ ， $i_{fg} = 200 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ ， $P = 583 \text{ kPa}$ ， $P_{crit} = 4990 \text{ kPa}$  (臨界壓力)， $P_r = 583/4990 = 0.1168$  (reduced pressure)

$$h = S h_{NB} + E h_L$$

液體部份的雷諾數(記得要用標準SI單位！)：

$$\text{Re}_L = G d_i (1 - x) / \mu_L = 200 \times 0.013 \times (1 - 0.5) / 0.000199 = 6533$$

$h_L$ 的計算可以簡單的Dittus-Boelter方程式來計算，見第一章表1-8，

即

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

$$\therefore h_L = 0.094 / 0.013 \times 0.023 \times 6533^{0.8} \times 2.51^{0.4} = 251.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$h_{NB}$  可由Cooper方程式(式4-6)來算(Cooper的計算式中，管外沸騰取常數90而管內則與平板同，取55)：

$$h_o = 55 q^{0.67} M^{-0.5} P_r^m (-\log_{10} P_r)^{-0.55}$$

$$h_o = 55 \times 10000^{0.67} \times 86.47^{-0.5} \times 0.117^{0.12} \times 0.932^{-0.55} = 2275 \text{ W/m}^2$$

上式的計算可參考例 4-2-1

接下來算S與E

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0.125} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} = \left( \frac{1-0.5}{0.5} \right)^{0.875} \left( \frac{0.000199}{0.000012} \right)^{0.125} \left( \frac{1265}{25} \right)^{0.5} = 10.1$$

$$E = 2.35 / (1/X_{tt} + 0.213)^{0.736} = 0.696$$

$$\text{Re} = \text{Re}_L E^{1.25} = 6533 \times 0.696^{1.25} = 4153.5$$

$$S = 1 / (1 + 2.53 \times 10^{-6} \times \text{Re}^{1.17}) = 0.958$$

$$\therefore h = S h_{NB} + E h_L = 0.958 \times 2275 + 0.696 \times 251.6 = 2355.7 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



# 加強模式法 (enhanced model)

$$\Psi = \frac{h}{h_L} = f_{cn} \text{ (一些特定參數)}$$

# 漸進模式法 (asymptotic model)

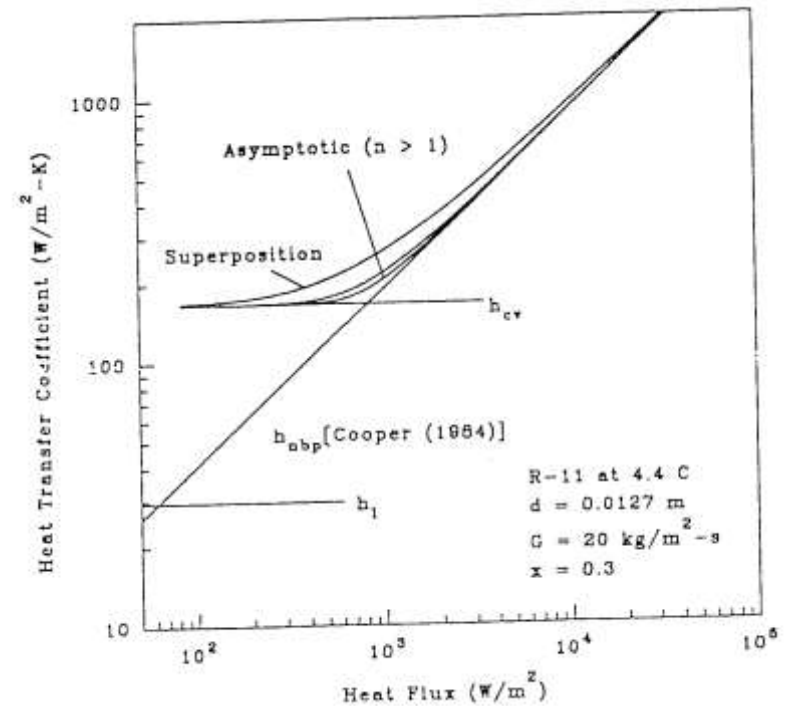
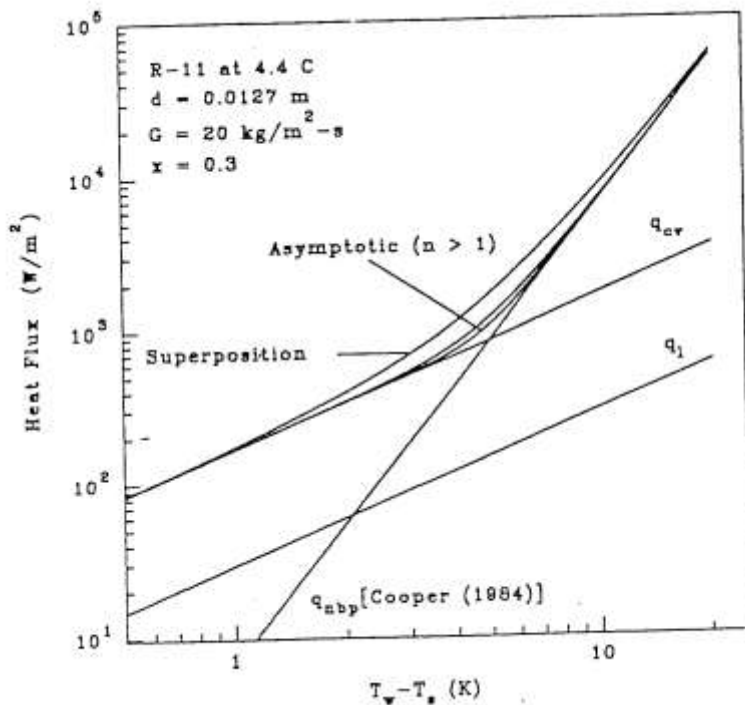
漸進模式法的觀念說明如下，由於熱傳機制為  $q_{NB}$  與  $q_{CV}$  的加成，在合成法中， $q = q_{NB} + q_{CV}$ ，而在漸進模式法中認為兩者並非單純的線性加成，所以

$$q^n = q_{NB}^n + q_{CV}^n \quad (4-40)$$

$$\therefore h^n = h_{NB}^n + h_{CV}^n \quad (4-41)$$



$$q = q_{nb} + q_{cv}$$
$$h = h_{nb} + h_{cv}$$





# 常用兩相熱傳之經驗方程式-管外冷凝

● Nusselt (1916)推導出等壁溫條件下的熱傳方程式

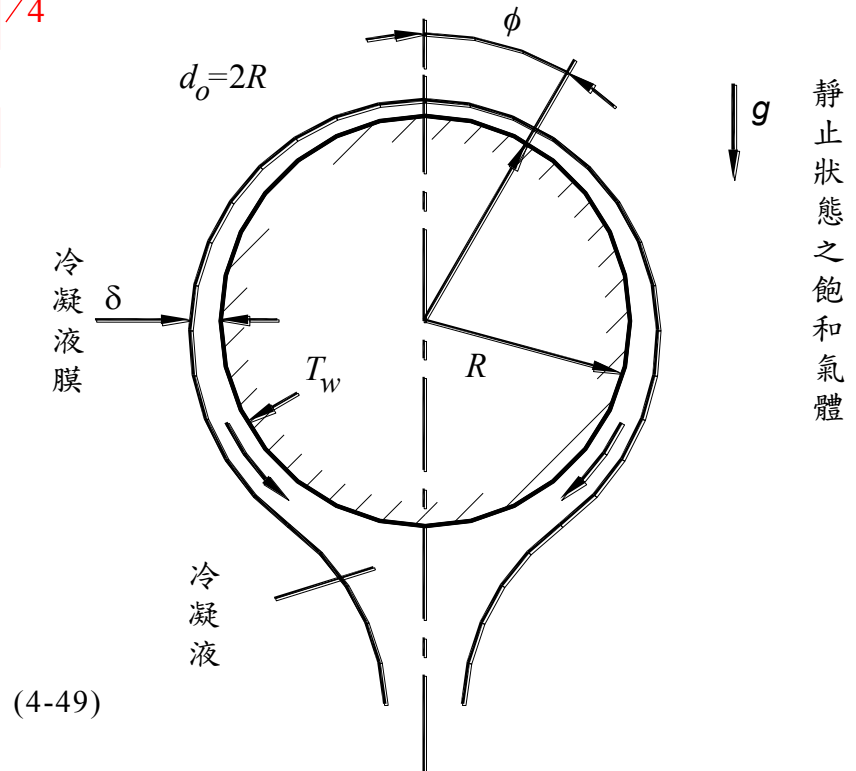
$$Nu_c = \frac{h_c d_o}{k_L} = 0.728 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} d_o^3}{\mu_L (T_s - T_w) k_L} \right]^{1/4}$$

$$h_c = 0.728 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3}{\mu_L (T_s - T_w) d_o} \right]^{1/4} = 0.728 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3 h_c}{\mu_L h_c (T_s - T_w) d_o} \right]^{1/4}$$

$$= 0.728 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3}{\mu_L q d_o} \right]^{1/4} h_c^{1/4}$$

$$\Rightarrow h_c^{3/4} = 0.728 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3}{\mu_L q d_o} \right]^{1/4}$$

$$\Rightarrow h_c = 0.655 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3}{\mu_L q d_o} \right]^{1/3}$$



(4-49)



**例4-4-1**：飽和溫度 $46^{\circ}\text{C}$ ，單管的管壁溫度為 $38^{\circ}\text{C}$ ，管外徑為 $19\text{ mm}$ ，R-134a為工作冷媒，試計算該條件下的熱傳係數( $k_L = 72.2\text{ mW/m}\cdot\text{K}$ ， $\rho_L = 1120\text{ kg/m}^3$ ， $\rho_G = 59.21\text{ kg/m}^3$ ， $i_{fg} = 156.67\text{ kJ/kg}$ ， $\mu_L = 165.7\text{ }\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$ )。

**4-4-1 解：**

$$Nu_c = 0.728 \left[ \frac{1120 \times (1120 - 59.21) \times 9.806 \times 156670 \times 0.019^3}{0.0001657 \times (46 - 38) \times 0.0722} \right]^{1/4} = 437.8$$

$$h_c = \frac{k_L}{d_o} \times Nu_c = 0.0722 \times 437.8 / 0.019 = 1664\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



一般設計例都會提供管內冷卻水的資料，例如冷卻水的水量  $\dot{m}_{water}$  與入口水溫  $T_{water,in}$ ；在這個條件下，管壁壁溫(甚至是熱傳量的計算)的計算可歸納如下：

(1) 首先假設一個水側出口溫度  $T_{water,out}$ ，可算出管內熱傳係數  $h_i$  與對數平均溫差  $LMTD$

(2) 算出熱傳量  $Q = \dot{m}_{water} c_{p,water} (T_{water,out} - T_{water,in})$

(3) 由  $q = Q/A$ ，算出 熱通量

(4)  $h_c = 0.655 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g i_{fg} k_L^3}{\mu_L q d_o} \right]^{1/3}$ ，可算出  $h_c$

(5) 由管內熱傳係數與  $h_c$ ，可算出總熱傳係數  $U$

(6) 由  $U \times A \times LMTD = Q$ ，可算出總熱傳量

(7) 檢查(6)項的  $Q$  是否與 (2)項相同，若否，則必須重複步驟(1)-(6)



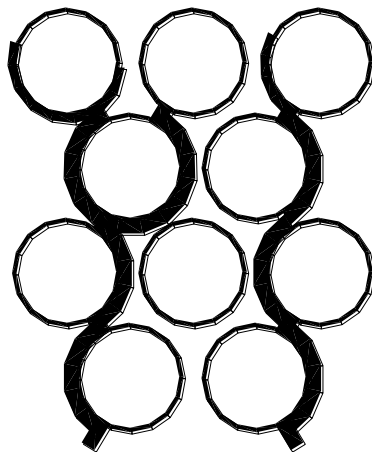
# 管陣的影響

Nusselt 理想模式



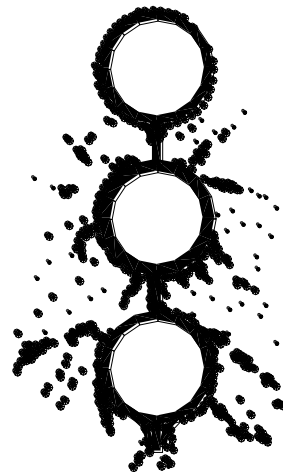
(a)  
Nusselt  
Idealized  
Model

側邊排冷凝液模式



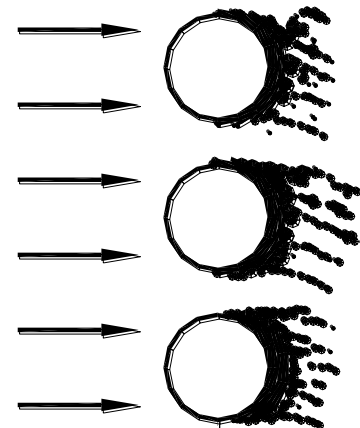
(b)  
Side-Drainage  
Model

濺灑模式



(c)  
Ripples,  
Splashing,  
Turbulence

高速流動模式



(d)  
High  
Vapor  
Shear



從第一排到第  $N$  排的平均熱傳係數  $h_{N,m}$  可計算如下：

$$\frac{h_{N,m}}{h_1} = N^{-1/4} \quad (4-54)$$

Kern (1958) 認為 Nusselt 所推導的管群效應與實際測試結果不完全相符，因此，Kern 修正提出較為保守的方程式如下：

$$\frac{h_N}{h_1} = N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \quad (4-55)$$

從第一排到第  $N$  排的平均熱傳係數  $h_{N,m}$  可計算如下：

$$\frac{h_{N,m}}{h_1} = N^{-1/6} \quad (4-56)$$

Nusselt的方程式僅適用於冷媒蒸氣速度甚小的情況，在許多應用中，冷媒蒸氣進入熱交換器時仍具有相當的速度，故此時的熱傳係數會較大，此乃因為剪力效應與重力效應都會影響冷凝，Butterworth (1977)根據一些實驗數據(見圖4-13)，整理出方程式如下：

$$\frac{Nu_c}{\tilde{Re}_G} = 0.416 \left[ 1 + (1 + 9.47F)^{1/2} \right]^{1/2}$$

其中

$$F = \frac{gd_o \mu_L i_{fg}}{u_G^2 k_L (T_s - T_w)}$$

$$\tilde{Re}_G = \frac{u_G d_o}{\mu_L}$$

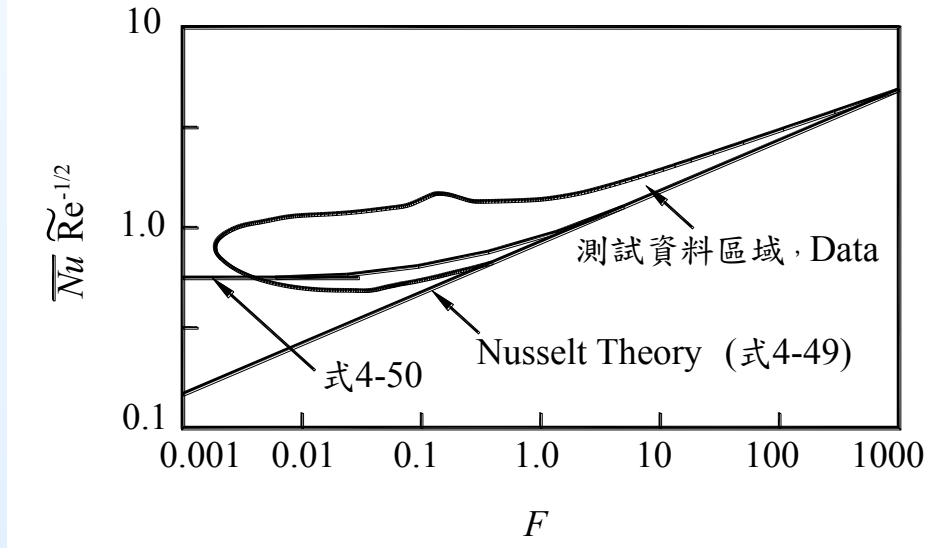


圖4-13 速度對單管冷凝的影響

$u_G$ 為冷媒蒸氣通過管外的速度，在使用上，請特別注意上式  $\tilde{Re}_G = \frac{\rho_L u_G d_o}{\mu_L}$  中

的定義，參考速度是以氣態的速度而冷媒特性則是以液態為準



# 常用兩相熱傳之經驗方程式-管內冷凝

Shah (1979)的方程式供讀者參考：

$$h_c = h_L \left( 1 + \frac{3.8}{Z} \right) \quad (4-60)$$

$$Z = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} P_r^{0.4} \quad (4-61)$$

$$h_L = \frac{k_L}{d_i} 0.023 \left( \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right)^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (4-62)$$

其中  $h_c$  為一 local 值與流體的乾度有關，若我們將上式從進口處開始處積分 ( $x = 1$ ) 到完全冷凝出口 ( $x = 0$ )，則可得到一近似平均值如下：

$$h_{c,m} = h_L \left( 0.55 + \frac{2.09}{P_r^{0.38}} \right) \quad (4-63)$$

在使用 Shah 方程式時，請注意 Pr 為 Prandtl number，而  $P_r$  為 reduced pressure，千萬不要弄錯！



# 管內兩相壓降計算方程式

- 對直管而言，兩相的總壓降與單相一樣，由三部份所構成，即 $\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g$ ，其中 $\Delta P_a$ 為速度變化造成的壓降， $\Delta P_f$ 為工作流體於管內的摩擦壓降， $\Delta P_g$ 為工作流體因高度變化所造成的壓降。

$$-\frac{dP}{dz} = G^2 v_{fg} \frac{dx}{dz} + \frac{2f_{TP} G^2 v_L}{d_i} \left( 1 + x \left( \frac{v_{fg}}{v_L} \right) \right) + \frac{g \sin \theta}{v_L (1 + x v_{fg} / v_L)}$$

摩擦係數可由Blasius方程式計算，即

$$f = 0.0791 \text{Re}^{-0.25}$$



# 均質模式與分離流模式

- Homogeneous Model
- Separated Flow Model



在均質法中亦可用同樣的方程式來計算，不過由於是兩相流動，因此最大的困擾將會出現在雷諾數 $Re$ 的計算，由雷諾數的定義， $Re = Gd_i/\mu_{TP}$ ，可知真正的問題在兩相平均黏度 $\mu_{TP}$ 的計算上，由於 $\mu_{TP}$ 必須滿足一些先天上的限制( $x = 0$ ， $\mu_{TP} = \mu_L$ ； $x = 1$ ， $\mu_{TP} = \mu_G$ )，所以有很多方式可以來定義 $\mu_{TP}$ 一值，例如：

$$\frac{1}{\mu_{TP}} = \frac{x}{\mu_G} + \frac{(1-x)}{\mu_L} \quad (4-67)$$

$$\mu_{TP} = (1-x)\mu_L + x\mu_G \quad (4-68)$$

$$\mu_{TP} = \bar{\rho} \left[ \frac{x\mu_G}{\rho_G} + \frac{(1-x)\mu_L}{\rho_L} \right] \quad (4-69)$$

上式中

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\left( \frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right)} \quad (4-70)$$



如下圖，空氣與水的兩相流流入一內徑 7 mm 管，長度 0.5m 的圓管，試以 homogeneous model 方程式來計算壓降， $\rho_L = 998.3 \text{ kg/m}^3$ ， $\rho_G = 1.098 \text{ kg/m}^3$ ， $\sigma_L = 0.0661 \text{ N/m}$ ， $\mu_L = 0.00046 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ， $\mu_G = 0.0000203 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

$$\dot{m} = \dot{m}_G + \dot{m}_L = 0.003 + 0.012 = 0.015 \text{ kg/s}$$

$$x = 0.003 / (0.003 + 0.012) = 0.2$$

$$A_c = \pi \times d_i^2 / 4 = 3.848 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$G = \dot{m} / A_c = 390 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{0.2}{1.098} + \frac{(1-0.2)}{998.3}\right)} = 5.47 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{TP} = \frac{1}{\left(\frac{x}{\mu_G} + \frac{(1-x)}{\mu_L}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{0.2}{0.0000203} + \frac{(1-0.2)}{0.00046}\right)} = 0.0000863 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

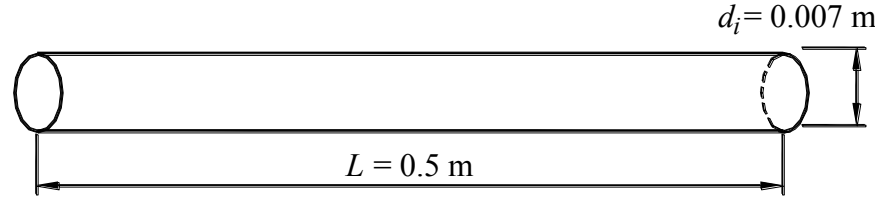
$$\text{Re}_{TP} = \frac{GD_i}{\mu_{TP}} = \frac{390 \times 0.007}{0.0000863} = 31633.84 \Rightarrow \text{紊流, turbulent}$$

$$f_m = 0.079 \text{Re}_{TP}^{-0.25} = 0.00593$$

$$dP_{\text{hom}} = \frac{4Lf_m}{D} \frac{G^2}{2\bar{\rho}} = \frac{4 \times 0.5 \times 0.00593}{0.007} \times \frac{390^2}{2 \times 5.47} = 23.56 \text{ kPa}$$

$$\dot{m}_G = 0.003 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_L = 0.012 \text{ kg/s}$$





# 分離流模式

$$-\frac{dP}{dz} = G^2 \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^2}{\alpha \rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_L} \right] - \frac{dP}{dz} \Bigg|_f + g \sin \theta [\alpha \rho_G + (1-\alpha) \rho_L]$$

- 氣相部份乘數  $\phi_G$ 、液相部份乘數  $\phi_L$  與全部液相乘數  $\phi_{LO}$ ；部份乘數定義如下

$$\phi_G^2 = \frac{dP_f / dz}{dP_{f,G} / dz} \quad (4-72)$$

$$\phi_L^2 = \frac{dP_f / dz}{dP_{f,L} / dz} \quad (4-73)$$

$$\phi_{LO}^2 = \frac{dP_f / dz}{dP_{f,LO} / dz} \quad (4-74)$$



兩相部份的摩擦壓降  $dP_f$ ，等於將全部兩相流體視為單相液體，以此算出對應的單相液體的摩擦係數後，便可算出將兩相流體視為單相流體的壓降  $dP_{LO}$ ，然後再乘上一個類似校正因數的全部液相乘數  $\phi_{LO}^2$ ，以獲得兩相流體的壓降 ( $dP_f = \phi_{LO}^2 \times dP_{LO}$ )，單相全部液體的壓降  $dP_{LO}$  應可輕易地算出；所以，只要有全部液相乘數  $\phi_{LO}^2$  的資料，就可計算摩擦部份的壓降



# Friedel (1979)提出一個相當有名的方程式

$$\phi_{LO}^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (4-75)$$

其中

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left( \frac{\rho_L f_{GO}}{\rho_G f_{LO}} \right) \quad (4-76)$$

上式中的 $f_{LO}$ 與 $f_{GO}$ 分別代表將兩相流體視為全部液態與全部氣體時，其相對的單相摩擦係數，若為紊流流動則可由Blasius方程式來計算。另外，

$$A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (4-77)$$

$$A_3 = \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left( 1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.7} \quad (4-78)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gd \bar{\rho}^2} \quad (4-79)$$

$$We = \frac{G^2 d}{\bar{\rho} \sigma} \quad (4-80)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\left( \frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L} \right)} \quad (4-81)$$



空氣與水的兩相流流入一內徑 7 mm 管，長度 0.5m 的圓管，試以 Friedel 方程式來計算壓降， $\rho_L = 998.3 \text{ kg/m}^3$ ， $\rho_G = 1.098 \text{ kg/m}^3$ ， $\sigma_L = 0.0661 \text{ N/m}$ ， $\mu_L = 0.00046 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ， $\mu_G = 0.0000203 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

$$\dot{m} = \dot{m}_G + \dot{m}_L = 0.003 + 0.012 = 0.015 \text{ kg/s}$$

$$x = 0.003 / (0.003 + 0.012) = 0.2$$

$$A_c = \pi \times d_i^2 / 4 = 3.848 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$G = \dot{m} / A_c = 390 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Re}_G = G d_i / \mu_G = 1.34 \times 10^5$$

$$\text{Re}_L = G d_i / \mu_L = 5.93 \times 10^3$$

$$f_{GO} = 0.0791 \text{Re}_G^{-0.25} = 0.00413$$

$$f_{LO} = 0.0791 \text{Re}_L^{-0.25} = 0.00901$$

$$A_1 = 17.31$$

$$A_2 = 0.271$$

$$A_3 = 263.8$$

$$\bar{\rho} = 5.47 \text{ kg/m}^3$$

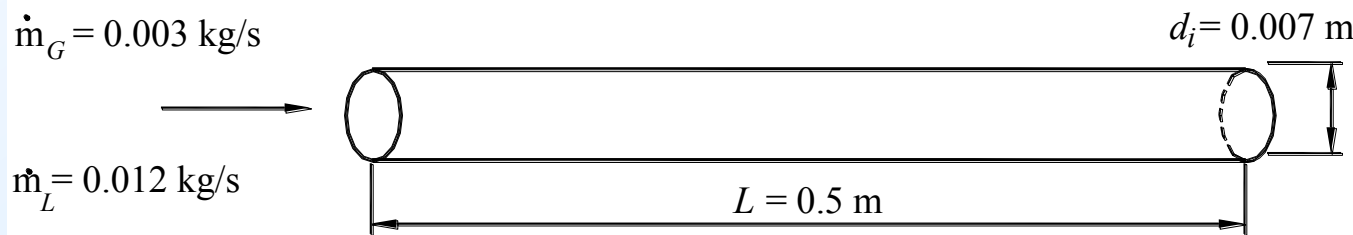
$$\text{Fr} = 7.41 \times 10^4$$

$$\text{We} = 2.94 \times 10^3$$

$$\therefore \phi_{LO}^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{\text{Fr}^{0.045} \text{We}^{0.035}} = 123.1$$

$$\Delta P_{LO} = 4L / d_i \times f_{LO} \times G^2 / 2 / \rho_L = 195.9 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_f = \phi_{LO}^2 \times \Delta P_{LO} = 123.1 \times 195.9 = 24.1 \text{ kPa}$$





# 結語

本章節的目的在教導讀者認識一些兩相流的基本熱傳與壓降的計算方法，在兩相熱傳係數的估算上，一般而言， $\pm 25\%$ 的誤差是很正常的，而壓降上的估算， $\pm 50\%$ 的差異也不令人意外，這是因為兩相流動相當複雜，所以讀者要有心理準備，兩相熱流估算的準確度與單相有相當落差。本章節所交代的方程式都是以平滑管為主，在實際應用上，熱傳增強管亦廣為使用，有興趣的讀者可參考Webb and Kim (Principles of enhanced heat transfer, 2005) 一書。



# 熱交換器選擇考量因素

- 熱流需求：包括熱交換量、工作流體的溫度、壓力與可允許的壓損，選擇的熱交換器當然必須滿足這些熱流的基本需求；且熱交換器能在工作溫度壓力下長期運作，能忍受因溫差所產生的熱應力影響，應力主要由入口壓力與溫度差所引起，常見各種熱交換器所能忍受的最大壓力與溫度範圍大致如下
- 熱交換器與流體的匹配性：熱交換器的材料必須與工作流體能長期搭配，無腐蝕的問題；其中必須特別注意結垢的影響，設計上應同時考慮正常操作設計點下與非設計點上運作時，結垢在不同溫度壓力變化下的影響，一般而言，典型氣對氣熱交換器的結垢影響較小，這是因為許多製程的應用上，氣體多半比液體來的乾淨，而且如果使用轉輪式的再生式熱交換器，氣體在不同時間時相反方向的流動也有助於熱交換器本身的自清，因此結垢的影響相對比液體側小；不過此類再生式熱交換器也因氣體交互流過熱交換器而可能產生污染問題。<sup>238</sup>



- 流體型式：由於氣體體的熱傳係數遠低於液體，因此氣對氣熱交換器通常需非常大的熱交換面積，一般的作法乃藉由增加鰭片、縮小水力直徑與使用小管徑熱傳管來增加面積的密集度，密集度增加同時增加流動壓損，氣側壓損的影響相對於液體測重要很多，設計上必須特別注意。對液對液的熱交換而言，為了避免交叉感染的影響，通常不應對該考慮使用再生式熱交換器，相較於氣對氣熱交換器，液對液熱交換器的壓損影響較小。對氣對液的熱交換器而言，由於氣側的熱傳係數遠低液體側，因此設計上的初步原則為盡量平衡兩側的熱傳性能(即 $\eta_o h_o A_o \sim \eta_i h_i A_i$ )。
- 維護性：設計時必須考量停機清理與置換的問題；同時應留意製程應用條件改變時所帶來的影響。
- 造價：造價為選擇設非常重要的因素，例如板式熱交換器的造價會比殼管式熱交換器大，但是如果同時考量裝置、操作、維護等成本的影響，板式熱交換器成本可能反而比較便宜。設計上如果比較在意長期操作的成本，則在設計上就必須特別留意流動的壓損而非純粹的熱傳考慮。
- 空間與重量：許多應用上必須考慮到裝置時空間與重量的問題，例如熱交換器裝置於高樓層的重量負荷或是都會區維護空間缺乏的現實問題。



# 熱交換器選則操作範圍

熱交換器形式	最大壓力 (absolute)	溫度範圍	流體限制	典型熱交換器尺寸範圍	特性
氣冷式 Air-cooled	500 bar (製程側)	600 °C (製程側)	僅受限於材料製作	5 ~350 m <sup>2</sup> (裸管，每一單元)，可使用多單元。	通常搭配風扇使用，並大量使用鰭片
可拆卸板式熱交換器	16~25 bar (某些應用設計可達 40 bar)	-25~ 200°C.	通常不適用氣體與兩相流動，使用上襯墊是決定因素	1 ~to 1200 m2	模組化設計，不易清理
固定床式再生式熱交換器	1 bar	~ 600°C.	常用於燃燒廢氣的熱回收兵用來愈熱空氣	-	製作上常使用磚或陶瓷材料
雙套管式熱交換器	300 bar (殼側) 1400 bar (管側).	-100 to 600°C (使用特殊材料時可更高)	僅受限於材料製作	0.25 ~ 200 m <sup>2</sup> per unit – multiple units are often used.	High thermal efficiency, standard modular construction.
熱管熱交換器 Heat-pipe	~ 1 bar	通常低於 200°C，但可需要選取管內工作流體，工作於高溫中	Low pressure gases.	100 ~ 1000 m2.	可設計成逆向像流動，冷熱側均可使用鰭片增加面積
板鰭式 Plate-fin	100 bar (鋁合金) 200 bar (不銹鋼)	-273~150°C (鋁合金) ~ 600°C (不銹鋼)	Low fouling.	熱交器體積通常小於 9 m3	Very small possible. Incorporation of multiple streams. Very large surface area per unit volume. DT
印刷式 Printed-circuit	1000 bar	800°C (不銹鋼)	Low fouling	1 to 1000 m2	Very large surface area per unit volume. Stainless steel or higher alloys normal construction material.
轉輪再生式 Rotary regenerators	~ 1 bar	980°C.	Low pressured gases.		Inter-stream leakage must be tolerated
殼管式 Shell-and-tube	300 bar (殼側). 1400 bar (管側).	-25 ~ 600°C (使用特殊材料可操作於更低或更高的溫度)	僅受限於材料製作	10 to 1000 m2 (per shell – multiple shells can be used).	Very adaptable and can be used for nearly all applications.
螺旋式 Spiral	18 bar	~ 400°C	Subject only to materials of construction. Often used for fouling duties.	~ 200 m2.	High heat transfer efficiency. Cylindrical geometry useful as integral part of distillation tower.

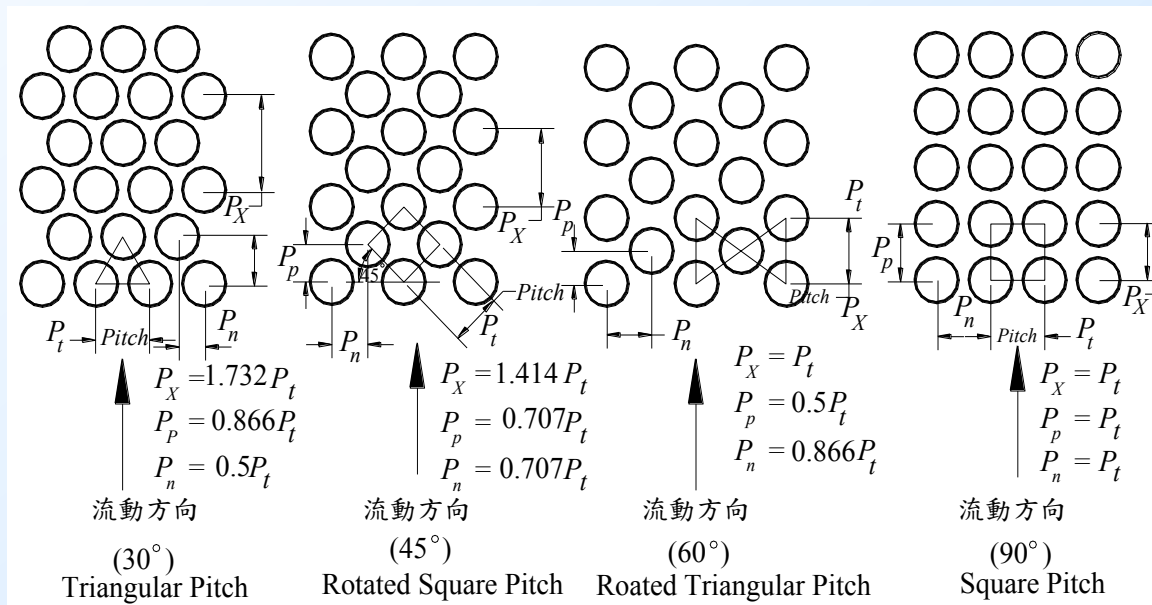


# 殼管式 (熱傳管)

- 熱傳管多使用平滑管，最常見的熱傳管尺寸為15.88, 19.05 與 25.4 mm，通常管徑越大其表面就越粗糙且越容易清理。
- 使用機械式的清理方式，熱傳管的尺寸應在19.05 mm以上
- 如果需要降低殼側的熱傳阻抗，則可使用低鰭管，常見的低鰭管鰭高在片6.35 mm以下，鰭片間距每米在250~1200片間
- 管內流體的流速應在0.9~2.4 m/s間(3 ~ 8 ft/s, 水之類的工作流體)而殼側的流速約在0.6~1.5 m/s 間(2~5 ft/s)
- 管間距的選取，密集度與保持殼側的可請理度兩者間的平衡，比較密集的比值( $P_t/d_o$ , pitch ratio)熱傳性質較佳但較大的管間距比較容易清理，典型的設計範圍在1.25~2.0間，1.25為設計上的下限值，不過，傳熱管的最小距離( $P_t - d_o$ )至少要1/8 英吋(3.175 mm)，如果要經常使用機械式清理，建議至少要有1/4 英吋(6.35 mm)以上



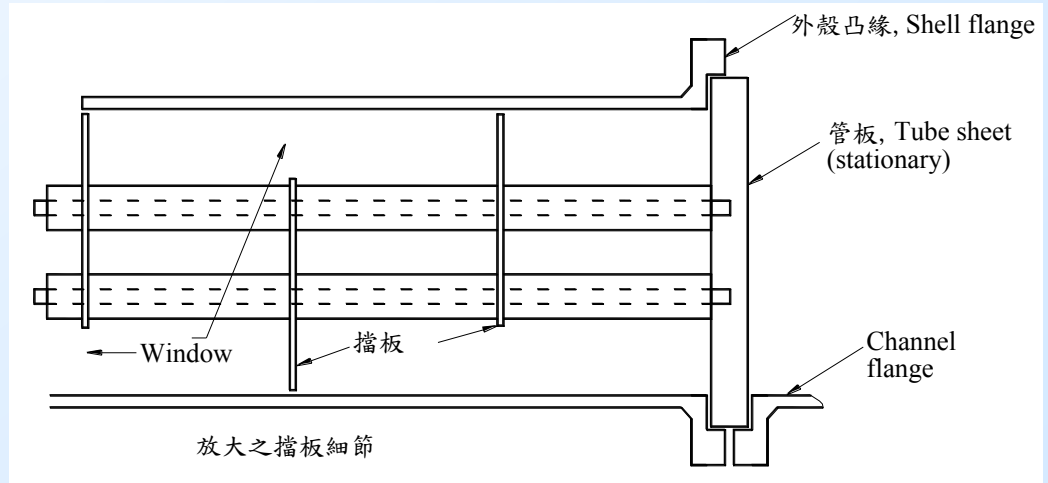
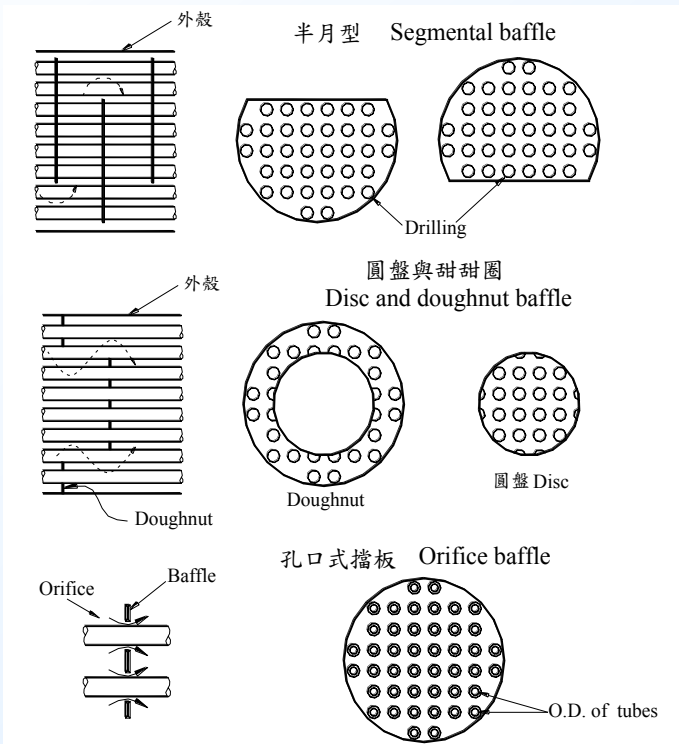
- 傳熱管的排列方式如圖，共有 $30^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 及 $90^\circ$ 四種型式，其中以 $30^\circ$ 型式最為常見，其熱傳與壓降的比值最好， $60^\circ$ 則較 $30^\circ$ 略差， $45^\circ$ 則平平，在紊流流動狀態下且有壓降考量的限制時， $90^\circ$ 有最佳的表現，但是在層流流動狀態下時，反而是最差；如果要考慮使用機械式清理，則可能必須使用 $45^\circ$ 或 $90^\circ$ 的型式。





# 擋板的設計

- 常見的管長/外殼直徑的比值多在5~10間。為了固定熱傳管，避免振動，通常需要使用如圖所示的擋板來固定；擋板除了固定的功能外，還兼具導流的功用

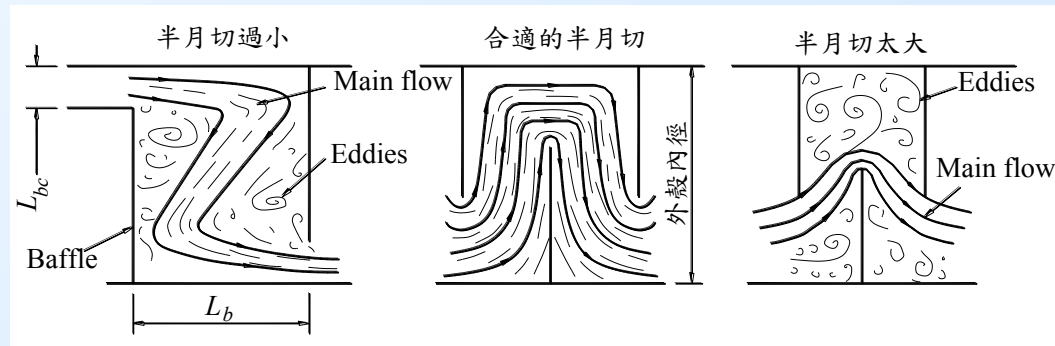




- 擋板間距多在 $1/5 \sim 1$  shell dia.
- 最佳擋板間距在 $2/5 \sim 1/2$  shell dia.
- 最小可清理的擋板間距為 2 in. or  $1/5$  shell dia. (兩者較大者)



- 半月切一般在20~49%
- 20~25%最常見
- 如果當板間距甚大，建議半月切為45~50%
- 如果結垢為主要設計的良好因素，則半月切應小於25%
- 單向流體建議水平式半月切，兩相流體健一垂直半月切
- 如果振動問題嚴重，可考慮將window部分的熱傳管移除(並降低壓降)





# Rod baffle

- 降低流動振動
- 降低流阻，降低 $\frac{1}{2}$ 以上之阻力
- 通常熱傳效率較差，但可安排成逆向流提升效率
- $Q/\Delta P$ 值小於傳統的擋板

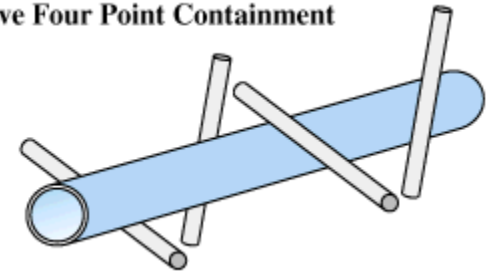


Plate Baffle Example

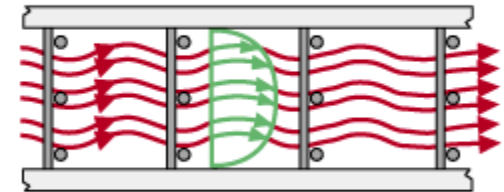


Rod Baffle Example

Positive Four Point Containment



Uniform Flow Pattern

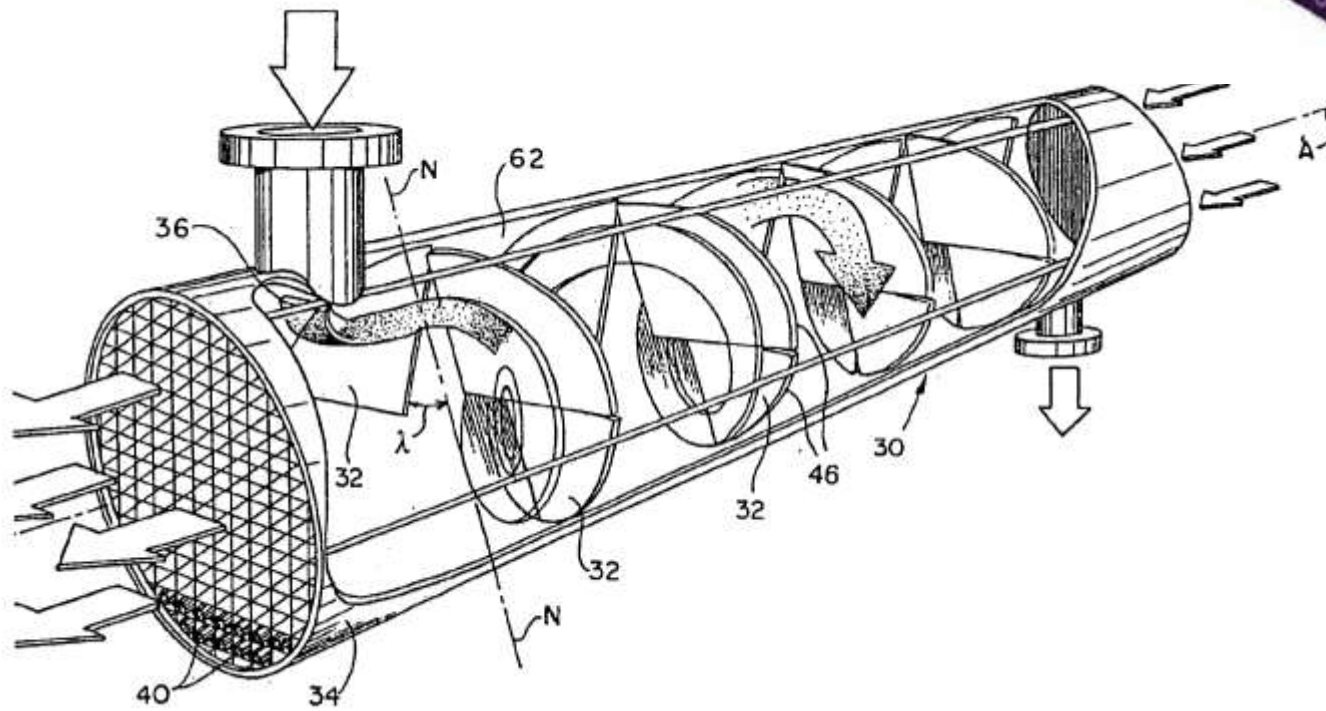


RODbaffle

Flow Reversal Pattern



Plate-Baffle





# Impingement baffle

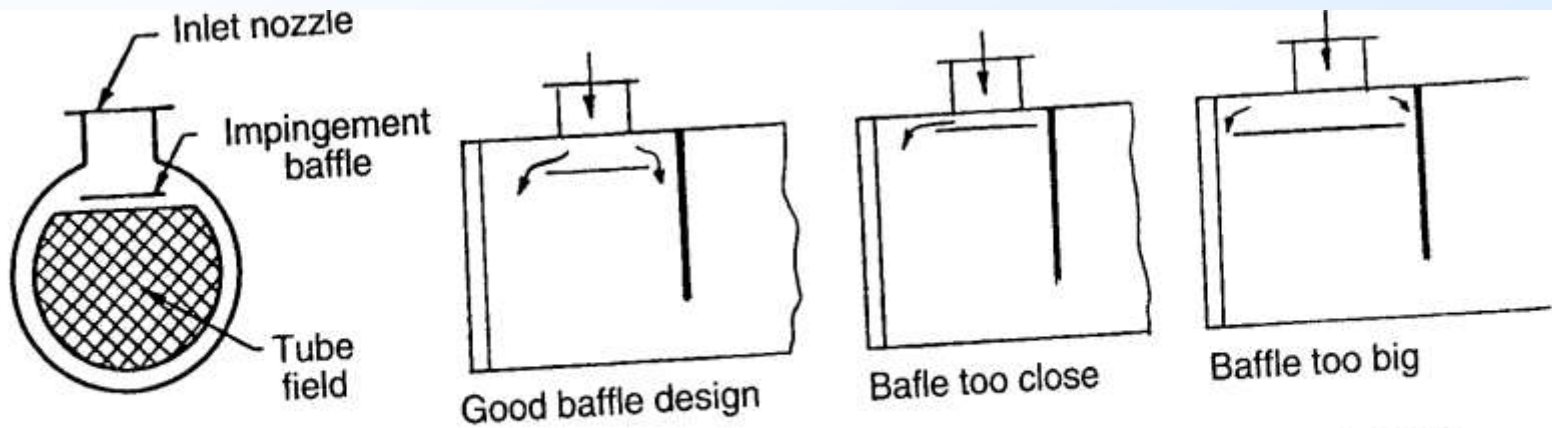


FIGURE 10.2 Impingement baffles at the shell-side inlet nozzle. (From Bell, 1998.)



# 殼側設計

- E shell, 最普遍造價也最低
- 回數增加，可提升熱傳(壓降需再允許範圍)，回數增加會降低熱傳有效率(effectiveness, why?)
- F shell (longitudinal baffle)，逆向流設計，熱效率較佳，但鮮少使用(why?)
- G & H shell：降低 $\Delta P$ 的需求；鮮少使用，比較適合有phase change 的應用
- J shell 的壓損僅為E shell 的1/8，適合冷凝器的應用
- X shell 壓損最小(適合氣體的加熱冷卻應用)，但分布較差

Shell Type	Fixed Tubesheet and Floating Head Bundles	U-Tube Bundles
TEMA E		
TEMA F		
TEMA G		
TEMA H		
TEMA J single nozzle entry		
TEMA J double nozzle entry		
L longitudinal flow		
TEMA X cross flow		

FIGURE 10.3 Shell-side flow arrangement for various shell types (Courtesy of Heat Transfer Research, Inc., College Station, Texas).

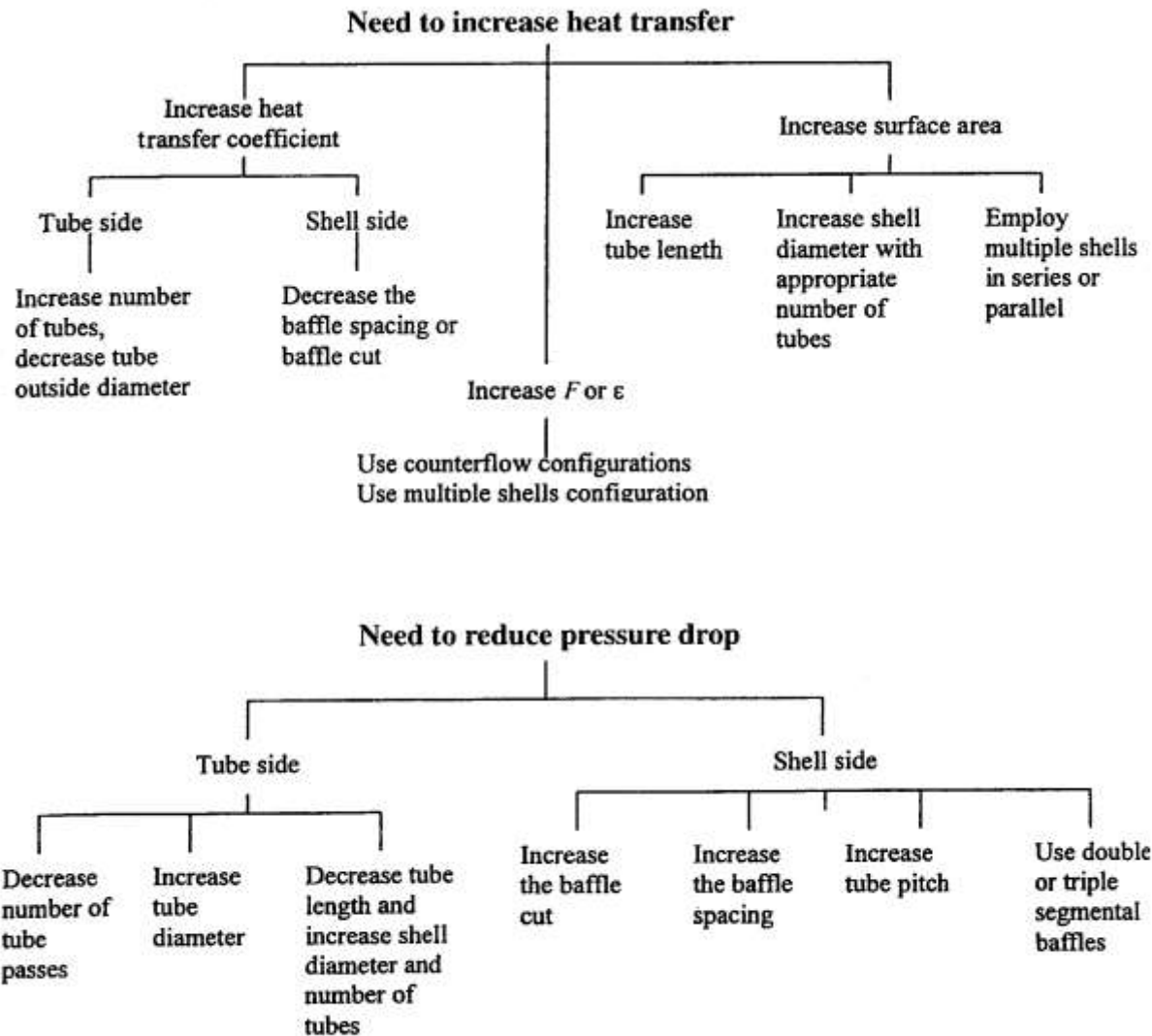


FIGURE 10.10 Influence of various geometrical parameters of a shell-and-tube exchanger on heat transfer and pressure drop.



# 套管式熱交換器

- Shell < 100 mm
- 構造簡單，不需擋板(降低Leakage & bypass loss)
- 簡單較佳設計Guideline (ESDU 92013):
  - 殼側熱傳係數約小於管內熱傳係數25%



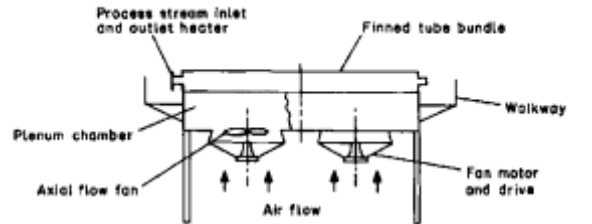
# 板式熱交換器

- Highly flexible (可拆卸式), sealing may be a problem.
- Maximum temperature/pressure constraints.
- 單相流體應用較適合
- 較佳的熱傳性能(尤其考慮到空間上的限制)

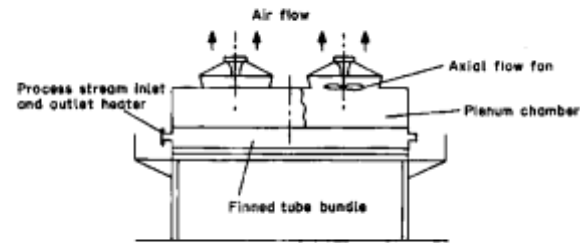


# 氣冷式熱交換器

- 絕大部分為Cross flow，effectiveness 較低
- 對環境影響遠比Cooling tower 小
- Induced draft 可提供較佳的流量分佈，但fan操作於較高溫度，比較耗功
- A-frame 常用於Steam condensation
- 風扇噪音為使用上的問題
- 最典型的管徑尺寸為1 in. with 2 in. wound fins. Fin pitch ~ 11 fins/in.
- 典型操作面速 2~ 5 m/s.
- Row number: 3~8.

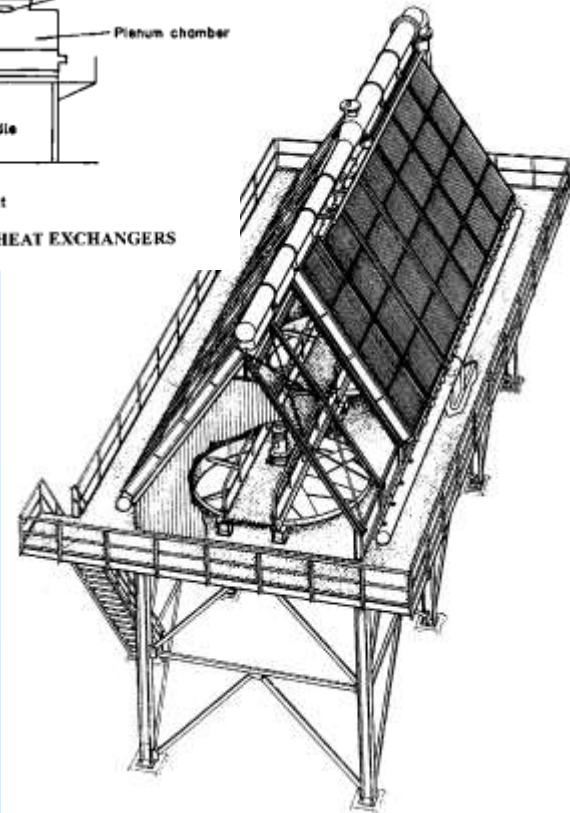


(a) Forced draught unit



(b) Induced draught unit

FIGURE 13 AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS





# 熱交換器的選擇原則（初步定性）

- Maximum Pressure
- Temperature range
- Fluids limitation
- Size range available
- Fouling & cleanability
- Plot area available
- Design life
- Location (maintenance)
- Is there a “temperature cross?”. If so, HX approaches counter flow is more appropriate



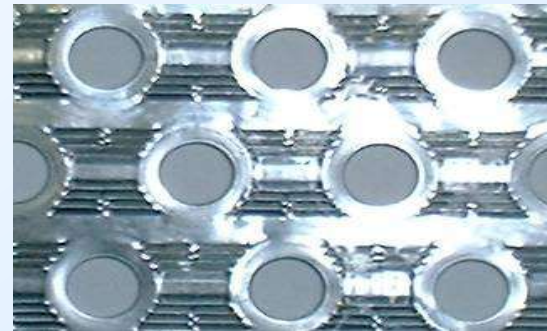
# Extended surfaces

波浪鰭片  
(wavy)



複合百葉窗  
鰭片—  
convex  
louver

百葉窗鰭片  
—單向開口  
(louver)



百葉窗鰭片  
—雙向開口  
(louver)

裂口式鰭片  
—單向開口  
(slit)



裂口式鰭片  
—雙向開口  
(slit)

Which is <sup>255</sup>better?



# 熱傳增強技術

## Recap & Quick overview

- $Q = UA\Delta T_m$ 
  - $Q$  : 熱傳量
  - $A$  : 面積
  - $\Delta T_m$  : 有效溫差



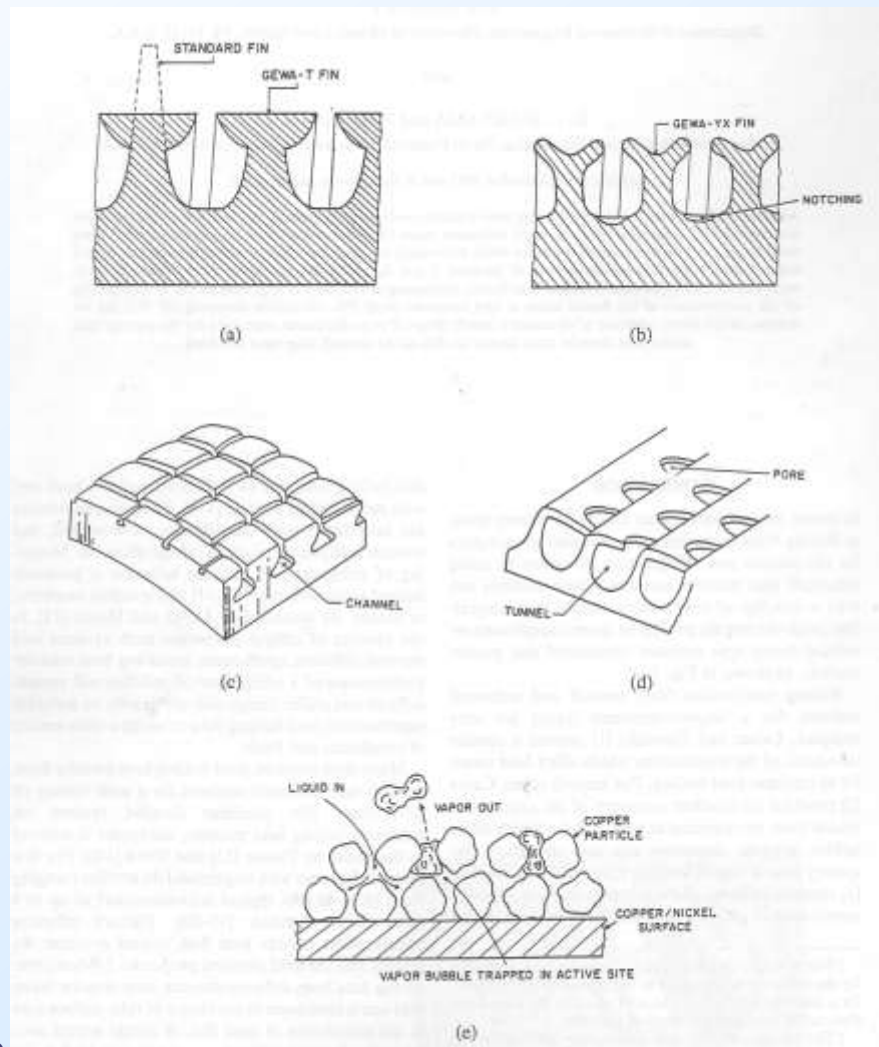
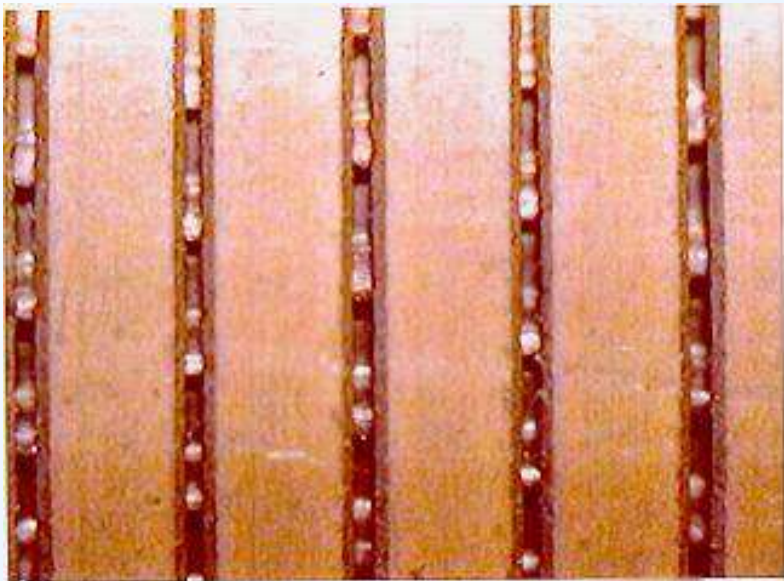
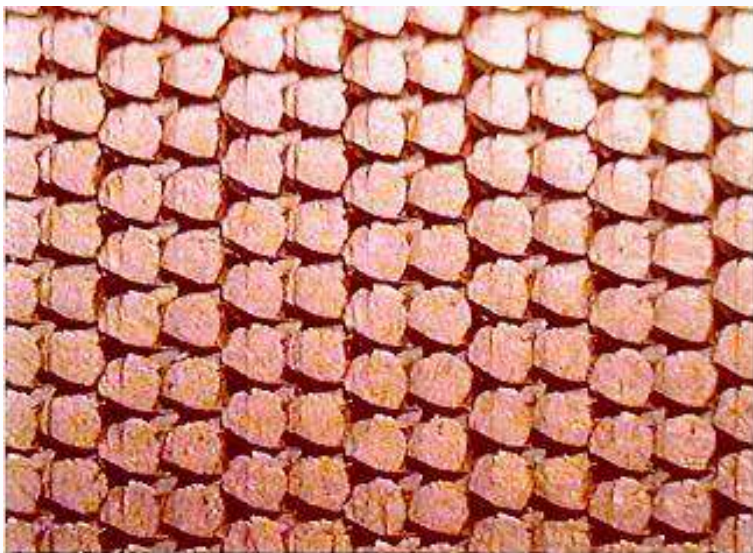
# 使用熱傳增強管與熱傳增強鰭片來 取代原有熱交換器的目的有四：

1. 在維持相同的熱傳量且不增加壓降的條件下，如何減少熱交換器的面積。
2. 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何降低流體間的有效溫差(或LMTD)。
3. 在維持原有熱交換器的面積下，如何增加熱傳量。
4. 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何減少流體通過熱交換器的壓降(即減少 Pumping power)。





# 典型沸騰(蒸發)管





# 典型蒸發與冷凝管

Shell side boiling



Shell side condensation





## 微鰭管 Microfin tube



Benefits: increase 100% more heat transfer coefficients with only 10~50% increase of pressure drops



# 熱傳管幾何尺寸

## 空調機用熱傳管演進圖

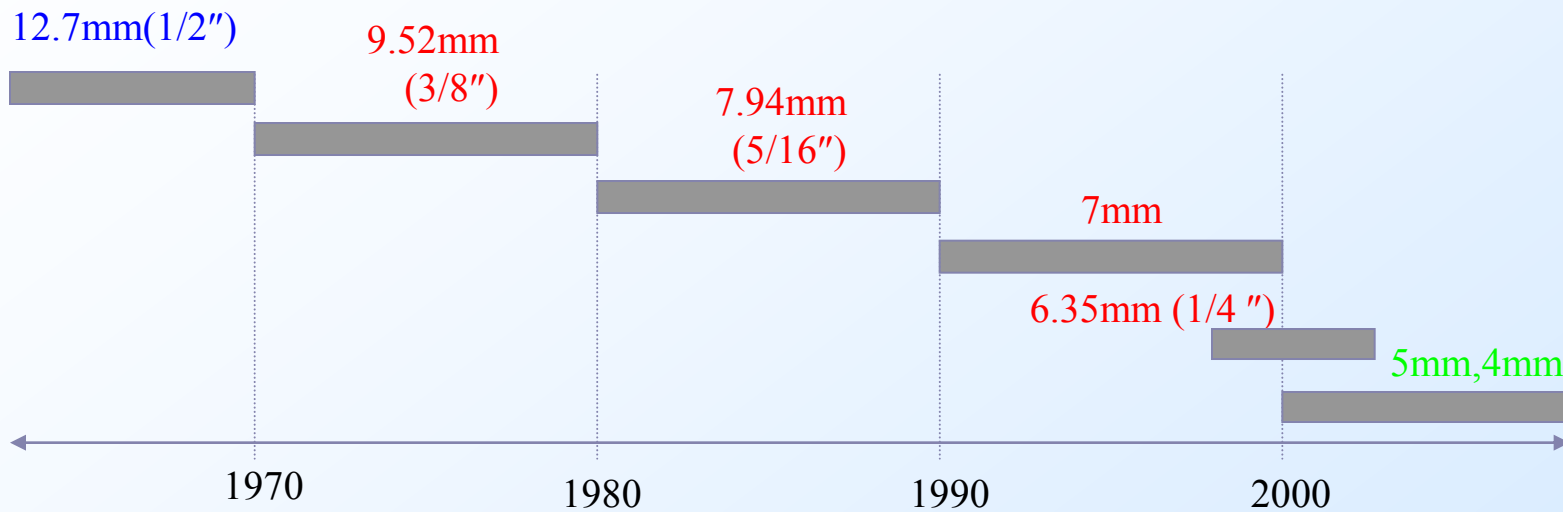


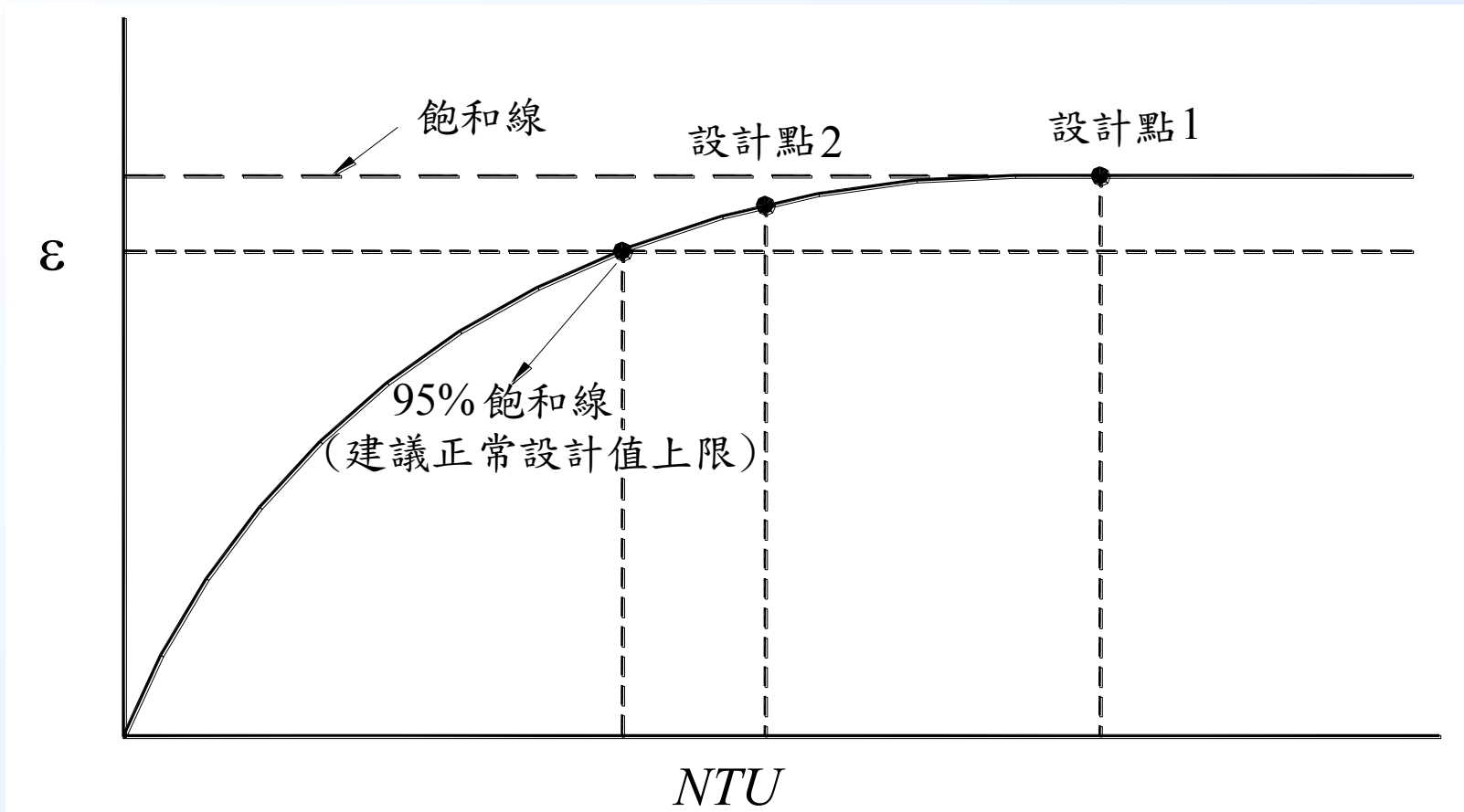
Fig. 各種型式的熱傳增強管



# 一些值得商榷的觀念

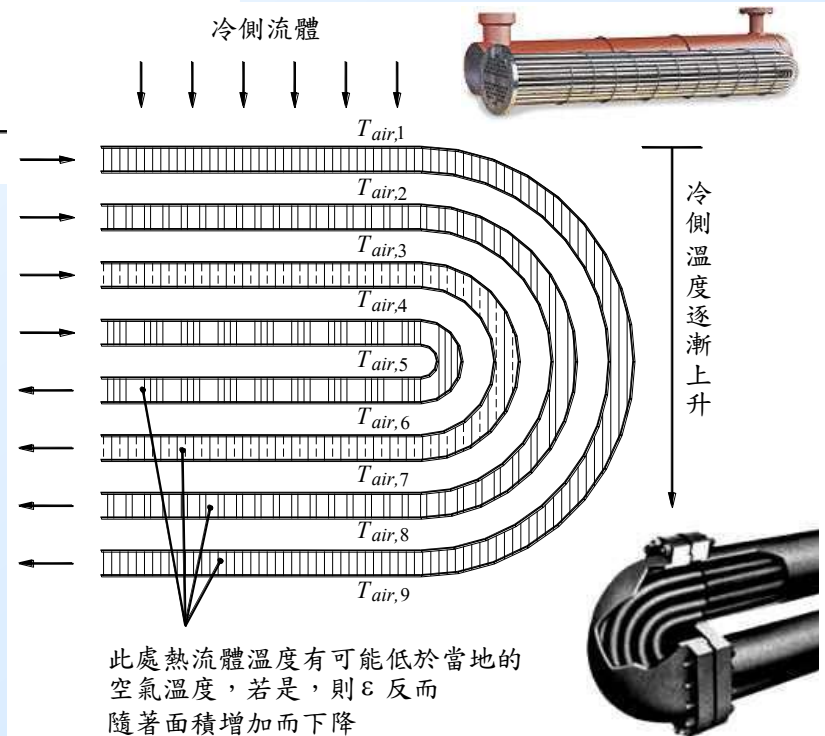
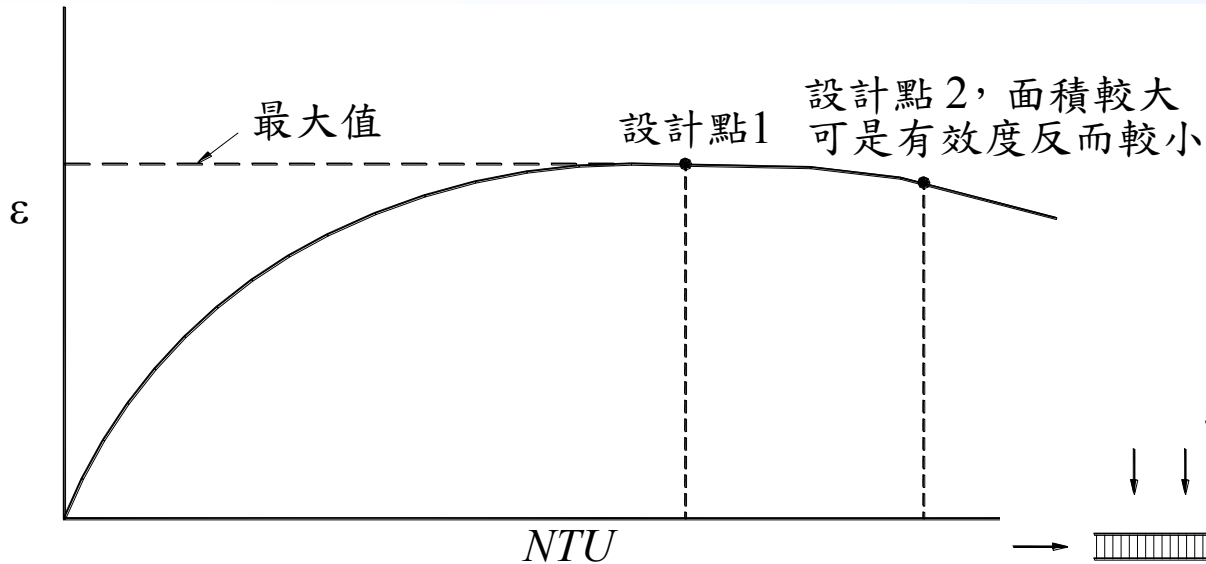


# $\epsilon$ - $NTU$ 關係是否已飽和？



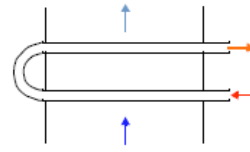


# 熱交換器越大熱傳效果越好？

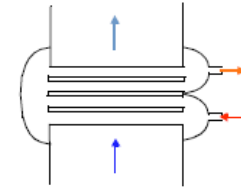




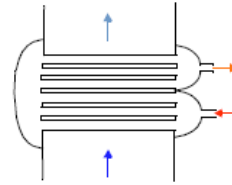
From ESDU  
98004



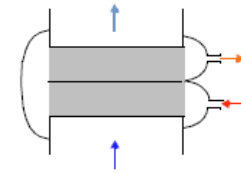
(a) 1 tube row per pass  
(SERP-CO-2)



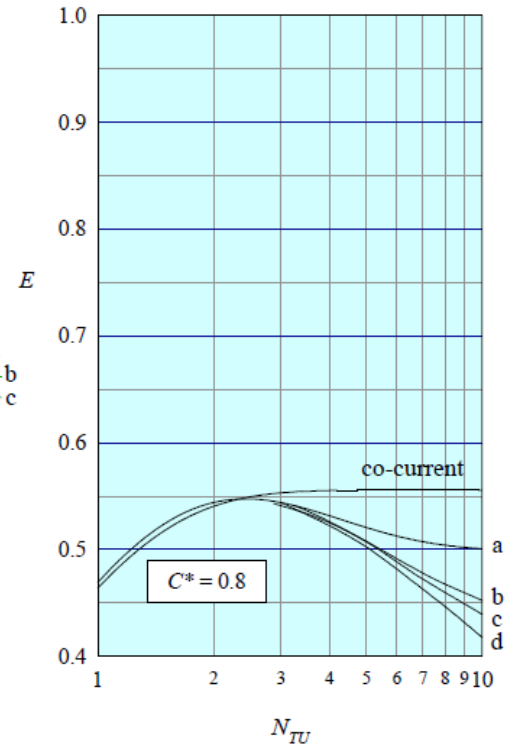
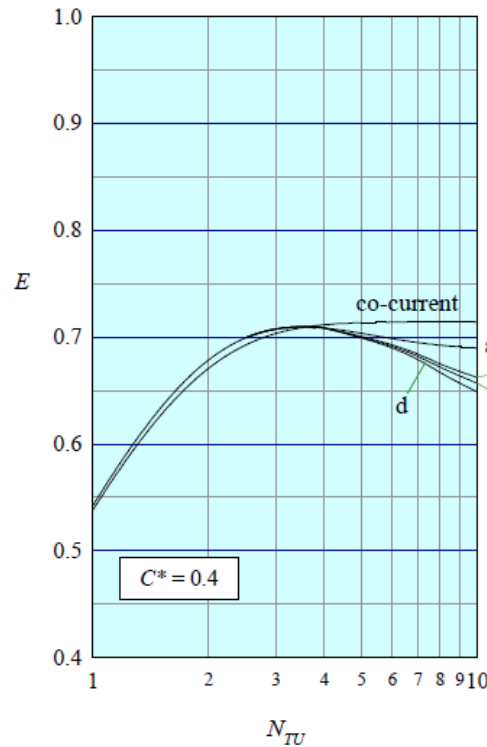
(b) 2 tube rows per pass  
(CRO-TUBE-MP-CO-2)



(c) 3 tube rows per pass  
(CRO-TUBE-MP-CO-8)

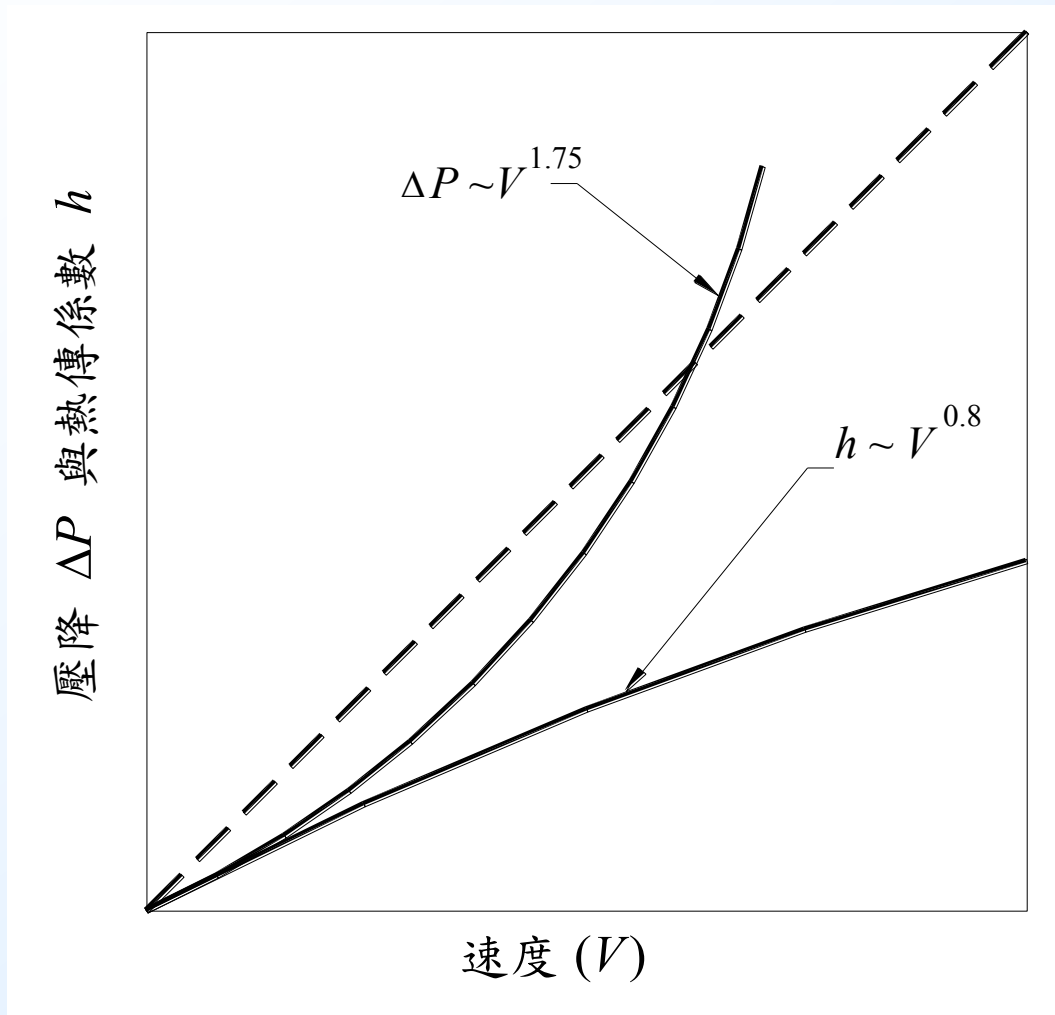


(d) Infinite tube rows per pass  
(CRO-TUBE-MP-CO-10)





# 熱交換器設計是否僅考慮熱傳量？



267  
熱傳係數、壓降與速度的關係示意圖



# 熱傳增強管與熱傳增強鰭片使用的迷思

## 熱交換器性能評價方法 (Performance evaluation criteria)

使用熱傳增強管與熱傳增強鰭片來取代原有熱交換器的目的有四：

- 在維持相同的熱傳量且不增加壓降的條件下，如何減少熱交換器的面積。
- 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何降低流體間的有效溫差(或 $LMTD$ )。
- 在維持原有熱交換器的面積下，如何增加熱傳量。
- 在維持相同的熱傳量與原有熱交換器的面積下，如何減少流體通過熱交換器的壓降(即減少 pumping power)。



# 總結

本密集課程在介紹熱交換器的基本熱流設計，著重在基本設計法與幾種重要熱交換器型式的介紹，另外並澄清一些重要的設計觀念；基本上只要利用這些基本方法幾本，搭配合適的經驗熱傳方程式即可完成較精確的熱交換器設計，一些重要的經驗式來源可參閱

- (1) Handbook of heat exchanger design (HEDH)
- (2) VDI Heat Atlas
- (3) Principles of enhanced heat transfer
- (4) Fundamentals of heat exchanger design
- (5) 熱交換設計



**Thank  
you**