

行政院國家科學委員會補助專題研究計畫 成果報告

(計畫名稱)

大管徑波浪型鰓管式熱交換器

計畫類別： 個別型計畫 整合型計畫

計畫編號：99-2218-E-009-012-MY2

執行期間：99 年 3 月 1 日至 100 年 7 月 31 日

執行機構及系所：

計畫主持人：王啟川

共同主持人：

計畫參與人員：陳冠宇、羅懷保、劉坤穎

成果報告類型(依經費核定清單規定繳交)： 精簡報告 完整報告

本計畫除繳交成果報告外，另須繳交以下出國心得報告：

- 赴國外出差或研習心得報告
- 赴大陸地區出差或研習心得報告
- 出席國際學術會議心得報告
- 國際合作研究計畫國外研究報告

處理方式：除列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢

涉及專利或其他智慧財產權， 一年 二年後可公開查

詢

中 華 民 國 100 年 7 月 31 日

一、 緒論

1.1 前言

空調系統的基本原理作用包括了四個基本元件，冷媒壓縮機、冷凝器、膨脹設備、蒸發器等。而其中蒸發與冷凝的過程，都必須使用熱交換器，因此鰭管式（圖 1-1-1）熱交換器性能的好與壞，與整個空調系統有著密切關係。以氣冷式熱交換器而言，其熱交換的主要目的在於對空氣的冷卻或加熱，而由於空氣的熱傳導係數相當的小，因此要達到較好的熱傳效果，經常要增加熱交換器的鰭片面積，來解決熱傳問題，因此熱交換器鰭片依其形狀大致可分成，平板型（plain fin）、百葉窗型（louver fin）、波浪型（wavy fin）、及裂口型（slit fin）等，這些型態的鰭片均可用於蒸發器（濕盤管）或冷凝器（乾盤管）。

熱交換器通常在選用時，我們必須瞭解其空氣側熱傳係數 $h_{c,o}$ ，除此外、對其壓降 ΔP_{HX} 的大小仍是相當重要，因為壓降 ΔP_{HX} 的大小將影響到風扇、壓縮機等的成本。一般對於熱交換器的設計而言，通常有兩種考慮設計方法，分別為 Rating 和 Sizing，所謂的 Rating 就是對於已知的幾何尺寸及操作的入口條件，來估算熱傳及出口條件。而 Sizing 則是給予所需的熱傳量及入口操作條件，來決定熱交換器的大小。除此外熱交換器的設計尚包括了管徑大小 D_o 、鰭片間距 F_p 、管排數 N 、每排管數（tube per row）、橫向管節距 P_t 、縱向管節距 P_l 等都是相當重要的因數（圖 1-1-2）。同時對於管路是以並列排列（in-lined）或是交錯排列（staggered）（圖 1-1-3），以及交錯排列下兩流體的型式是，完全混合/完全混合（mixed-mixed）或是完全混合/完全不混合（mixed-unmixed），完全不混合/完全不混合（unmixed-unmixed）（圖 1-1-4）（所謂完全混合是指流體於進口處的截面上，溫度分佈均勻）。還有鰭片表面有無親水塗佈（hydraulic coating）（圖 1-1-5），等等諸多因素都是相當重要的。

1.2 研究動機

對於氣冷式熱交換器，有關熱阻抗主要來自空氣側，因此有效降低空氣側的阻抗，

將可減少風車、壓縮機等等的成本。其方法包括選用小的熱傳管徑 D_o ，及較小的橫向節距 P_t 及縱向節距 P_l 。而小管徑將形成具有較小的阻力，同時較小的水利直徑 D_h 亦將有較好的熱傳效果。近來有關家庭式的空調系統，其管徑的大小也漸漸由原來的 9.52 mm，降到現在的 7 mm。除此外，一些增強式的鰭片如波浪型鰭片 (wavy fin)，裂口型鰭片 (slit fin)，百葉窗型鰭片 (louver fin) 等也都盡可能的減少其面積大小。因此、要如何有效的設計熱交換器，將成為設計者最棘手的問題。另外對於除濕過程而言，由於當空氣側溫度低於其露點溫度時，將造成水滴在鰭片上凝結，而此水滴也將改變熱交換器的種種特性。因此對於濕盤管的研究是相當重要的。然而在有關濕盤管的研究方面比起乾盤管來說，卻是少的很多。

1.3 研究背景

有關鰭管式熱交換器 (fin-and-tube) 的研究，多依循著 Kays and London [1] 使用無因次化之熱傳因子 j 和壓降因子 f 來表示熱交換器的熱傳性能和空氣流動造成熱交換器進出口壓力差的特性。鰭管式熱交換器最初所採用的鰭片大都是以平板型 (plain fin) (圖 1-3-1) 為主。McQuiston and Tree [2] 就針對兩組熱交換器進行測試，結果顯示鰭片間距 F_p 越小，則 j factor 或 f factor 皆較高，但並無說明管排數目。Rich [3] 提出平板型熱交換器的鰭片間距對 j 和 f 的影響，鰭片間距的變化由 $F_p = 1.28\text{mm}$ 至 $F_p = 8.7\text{mm}$ 共 8 組，實驗結果顯示，在相同雷諾數 Re_{D_c} 下，鰭片間距 F_p 越小， f 較高，而在多排數時鰭片間距 F_p 對 j 的影響幾乎沒有效應。Rich [4] 提出管排數 N 對熱傳性能 j 所產生的影響，首先在低雷諾數 Re_{D_c} 時，隨著管排數 N 的增加，空氣在管子後方所產生的漩渦 (Vortex) 也大，導致熱傳效果變差，因此 j 因子隨管排數的增加而降低。Elmahdy and Biggs [5] 針對 8 組平板型鰭片熱交換器求得 j 因子經驗式。McQuiston [6] 測試了五組熱交換器 ($F_p = 1.81\text{mm} \sim 5.36\text{mm}$ ， $D_o = 9.96\text{mm}$ 、 $P_t = 22\text{mm}$ 、 $P_l = 25.4\text{mm}$ 、 $N = 4$) 並與 Rich [3]、[4] 的 j 及 f 值，發展通用經驗公式，可是對於 f factor 的經驗式有 35% 的誤差。因此 Gray and Webb [7] 再根據 Rich 的數據，發表了另一較合理的經驗公式。Seshimo and Fujii [8] 以 35 組熱交換器，管徑 (3/8") 以下，探討鰭片間距的效應、管排效應、管節距效應等許多重要性結果，但風速受限於 2.5 m/s 以下。Kayanayon [9] 利

用 f factor 來推導出 j 因子的經驗式，但只適用於管排數 $N = 4$ 的情況。Wang et al. [10] 測試 15 組平板型鰭片，結果發現多管排數和較密的鰭片，在低雷諾數時 j factor 會明顯下降。此結果與 Rich [4] 所做的研究相似。對於增強鰭片扁管百葉窗型 (flat tube and Louver plain fin) (圖 1-3-2a) 的研究有：Davenport [11] 發表了 32 組大鰭片間距 F_p 百葉窗型鰭片 (louver fin) 的測試結果。Achaichia and Cowell [12] 指出空氣在低雷諾數區域為鰭片引導流動 (fin directed flow)，而高雷諾數區域則為百葉窗引導流動 (louver directed flow)，因此在較低的風速下，百葉窗型鰭片之傳導效率並沒有顯著的改善。Suzuki et al. [13] 利用數值模擬百葉窗型的熱傳性能，結果發現在雷諾數較小時，鰭片之間熱邊界層無法完全發展，此現象稱之尾流效應 "wake effect"，此效應會隨著管排數的增加而更明顯，使得熱傳性能受到抑制。Chang and Wang [14] 根據 91 組熱交換器參考文獻 [11~21] 求出熱傳因子 j factor 的經驗式。但相對地，在圓管百葉窗 (圖 1-3-2b) 方面的熱交換器參考文獻相當少，僅 Chang et al. [22] 針對七組做探討。在波浪型鰭片方面 (wavy fin) (圖 1-3-3)，Giovaannom and Mattarolo [23] 指出波浪型的熱傳因子 j ，普遍較平板型高出 20 ~ 40%，但並沒有提到在降壓方面的現象。Webb [25] 根據 Beecher and Fagan [24] 的實驗數據發展出經驗公式。

近來 Wang et al. [26] 有對鰭管式熱交換器空氣側性能做一些整合研究。對於百葉窗型鰭片 (louver Fin) 而言，Wang et al. [27] 針對其研究的大量測試樣本尋找出空氣側的性能經驗方程式。在有關裂口型鰭片 slit fin 方面的研究，比較 louver fin 而言，slit fin (圖 1-3-4a) 測試樣本就少些。有關 slit fin 的研究相當的少，僅有 Nakayama and Xu [28] 還有 Wang et al. [29], Du and Wang [30]，這些研究提供了有關 slit fin 的一些性能報告，然而這些報告都是針對較大管徑 D_o 、較大橫向節距 P_t 及縱向節距 P_l ，而對於較小管徑 D_o 、較小橫向節距 P_t 及縱向節距 P_l ，則尚無報告，除此外有關 slit fin 與其他型式鰭片的性能比較也未提及。

有關濕盤管的文獻較少，Eckels and Rabas [31] 針對 plain fins 的乾濕盤管得出經驗式。Idem et al. [32] 對 plain fin 的有無結露現象做比較，Idem and Goldschmidt [33] 指出水膜厚度將影響熱傳效果。近來對平板 plain fin 鰭片做研究尚有 Wang et al. [34,35]。

然而對於增強型鰭片的研究相當的少，主要都是因為測試樣本取得不易。Mirth 和 Ranadhyani [36,37] 還有 Wang et al. [38,39]等主要對 wavy fin 做研究，研究指出 wavy fin 的摩擦因子 f 與管排數 N 有關。然而這樣的現象在 Wang et al. [40] louver fin 研究中，則沒有這樣的現象。Hong and Webb [41] 針對 (one wavy, and two louver fins with $P_t = 25.4$ mm and $P_l = 22$ mm) 其鰭片親水塗佈處理 (hydraulic coating) 的影響，結果顯示鰭片親水塗佈處理 (hydraulic coating) 對顯熱熱傳係數是沒有影響的。對於裂口型濕盤管較有系統的研究有，Wang et al. [42] 針對 one-side slit (圖 1-3-4b) 有 9 個測試樣本，($P_t = 25.4$ mm, $P_l = 22$ mm, $D_c = 10.34$ mm)，說明管排數 N 及鰭片間距 F_p 的影響，而 Wang et al. [42] 主要是針對一般性的管徑做研究。綜觀而言對於較大管徑的研究，實在相當的缺乏，因此，本實驗主要針對大管徑波浪型鰭片，分別在乾、濕兩種條件下，探討其熱傳表現，以及可能影響的原因；並試著建立相關資料庫。

二、 實驗方法

一般而言鰭管式熱交換器的工作流體為空氣和冷媒。由於空氣側的熱傳與壓降特性不受管內工作流體的影響，因此為了取得較佳的管內控制條件，本實驗進行時，管內採用水為工作流體。本研究的實驗設備可分為三大部份，風洞、水循環系統、資料蒐集系統。風洞用來測試熱交換器空氣側的性質，測試乾盤管時，由熱水循環系統提供管內側所需的熱水；測試濕盤管時，由冰水循環系統提供管內側所需的冰水，資料蒐集系統記錄實驗中量測到的物理量。

2-1 實驗系統

2-1-1 開放式風洞

(圖 2-1-1) 為開放式風洞設備示意圖。空氣的流速是由一 5.5 kW (7.5 馬力) 的離心扇和變頻器來控制。熱交換器入口的空氣直接由環境中導入，再經一整流裝置使氣流平

穩均勻，因此空氣的入口條件受到環境的因素控制。測試段的截面積為 600mm × 400mm，在試件前後則以網格的方式(mesh)，在網格點上以熱電偶 (T-Type) 量取試件進出口空氣的溫度。入口端的網格數為八個，出口端則共有十二個。使用的熱電偶皆事先用精確度 0.01°C 的石英溫度計 (HP 2804A) 校正過。空氣通過熱交換器的壓降，則用一精密的壓差轉換器來量取，其精確度可達 0.5 Pa。風量量測用的是依據 ASHRAE [43] 標準所建立的出風式多噴嘴風道設備。

2-1-2 循環式風洞

(圖 2-1-2) 為循環式風洞設備示意圖。空氣的流速是由一 7.46kW(10 馬力)的離心扇和變頻器來控制。空氣在密閉的風道中循環，入口空氣的條件由一 6RT 冷凍能力的空調箱控制，空調箱中另加裝加濕器及加熱器，可控制入口空氣的乾、濕球溫度。空氣經一整流裝置使氣流平穩均勻，再通過熱交換器。測試段的最大截面積為 880mm × 550mm，在試件前後則以樹狀取樣盒將空氣引入盒中，各以兩支 RTD (Pt-100Ω)分別量取乾、濕球溫度。使用的 RTD 皆事先用精確度 0.01°C 的石英溫度計 (HP 2804A) 校正過，其精確度可達 0.1°C。空氣通過熱交換器的壓降，則用一精密的壓差轉換器來量取，其精確度可達 0.5Pa。風量量測用的是依據 ASHRAE [43] 標準所建立的出風式多噴嘴風道設備。

2-1-3 熱水循環系統

熱水循環系統提供管內側的熱水，入口溫度係由一加熱能力為 80kW 的恆溫槽來調控。進口水溫之量測元件為兩支預校過的 RTD (Pt-100Ω)，其精準度可在 0.1°C 內。而水量的量測，使用之量測元件為一解析度 0.002 L/s 的電磁式流量計。

2-1-4 冰水循環系統

測試濕盤管時，管內側的冰水係由一冷凍力為 3RT 的冰水機調控。進口水溫之量測元件為兩支預校過的 RTD (Pt-100Ω)，其精準度可在 0.1°C 內。而水量的量測，使用之量測元件為一解析度 0.002 L/s 的電磁式流量計。

2-1-5 資料蒐集系統

全部感測元件的訊號都集中到一混合式記錄器 (hybrid recorder)，經 A/D 電路轉換成

數位訊號。記錄器接收的訊號為電壓，內部已有轉換電阻成為電壓的功能，故可直接讀取電阻式溫度計及熱電偶線的訊號，但是壓差計及電磁式流量計的輸出訊號為電流，必需再經過訊號轉接器的轉換才能讀取訊號。記錄器的訊號再透過 GP-IB 通訊介面，把數位訊號送到主電腦，做進一步的運算處理。

2-2 實驗方法

2-2-1 乾盤管測試

測試乾盤管時，熱水入口溫度保持在 $60 \pm 0.5^\circ\text{C}$ ，熱水的體積流率保持在 5 ± 0.1 L/min，改變熱交換器正面風速，約從 0.3 m/s 漸增至 5.5 m/s。所需量測的物理量為：

- (1) 水側入出口溫度 $T_{w,i}$ 、 $T_{w,o}$
- (2) 水流量 \dot{m}_w
- (3) 空氣側入出口溫度 $T_{a,i}$ 、 $T_{a,o}$
- (4) 空氣經過熱交換器的壓降 ΔP_{HX}
- (5) 空氣經過噴嘴的壓降 ΔP_{NOZ}
- (6) 噴嘴前的靜壓 P_{NOZ}

實驗開始時，先使系統運作一段時間，讓系統達到穩定狀態。系統是否穩定的依據，可從觀察空氣側與水側的能量平衡得知；所有數據均在空氣側與水側的能量平衡誤差 5% 的測試條件下取得。一般而言，在雷諾數最低時，實驗數據之不準度最大。其中不準度的計算是依據 Moffa [44] 方法，(表 2-2-1) 為實驗的不準度。

2-2-2 濕盤管測試

測試濕盤管時，冰水入口溫度保持在 $5 \sim 7^\circ\text{C}$ ，冰水的體積流率保持在 10 ± 0.1 L/min，改變熱交換器正面風速，約從 0.3m/s 漸增至 4.5m/s。所需量測的物理量為：

- (1) 水側入出口溫度 $T_{w,i}$ 、 $T_{w,o}$

(2)水流量 \dot{m}_w

(3)空氣側入出口乾、濕球溫度， T_{db} 、 T_{wb}

(4)空氣經過熱交換器的壓降 ΔP_{HX}

(5)空氣經過噴嘴的壓降 ΔP_{NOZ}

(6)噴嘴前的靜壓 P_{NOZ}

實驗開始時，先使系統運作一段時間，以達到所需的入口條件。接著讓系統達到穩定狀態，系統是否穩定的依據，可從觀察空氣側與水側的能量平衡得知；當系統穩定後，才將當時的系統狀態經由記錄器記錄下來。所有數據均在空氣側與水側的能量平衡誤差 5% 的測試條件下取得。一般而言，在雷諾數最低時，實驗數據之不準度最大。其中不準度的計算是依據 Moffa [44] 的方法。(表 2-2-2) 為實驗的不準度，而最大不準度，發生在最低風速時，由表中可知水側的不準度較小。

三、 理論分析

熱交換器可分成乾盤管與濕盤管。所謂的乾盤管就是熱交換器當成冷凝器使用，而濕盤管就是熱交換器當成蒸發器使用。有關分析方法將說明如下：

3.1 乾盤管

有關乾盤管的熱傳主要是由於空氣溫度差所造成的顯熱熱傳，在此我們將介紹 UA-LMTD-F 及 ϵ -NTU 討論。

3-1-1 UA-LMTD-F 方法：

以下的推導主要導出對數平均溫差 LMTD，首先我們將以平行流來說明：如 (圖 3-1-1a)

由熱流體通過位子 A 處的為面積 dA ，到冷流體的熱傳率 dq 為

$$dq = U dA \Delta T \quad (3-1-1)$$

又 dq 應等於熱流體由位子 A 到 dA 所損失的熱，或冷流體所獲得的熱，故

$$dq = -\dot{m}_h C_{p,h} dT_h \quad (\text{熱流體}) \quad (3-1-2)$$

$$dq = \dot{m}_c C_{p,c} dT_c \quad (\text{冷流體}) \quad (3-1-3)$$

其中 $C_{p,c}$ 、 $C_{p,h}$ 分別為冷熱流體的比熱， dT_c 、 dT_h 為其溫度變化

$$\text{又 } d(\Delta T) = dT_h - dT_c \quad (3-1-4)$$

由 (3-1-1) (3-1-2) (3-1-3) 得

$$d(\Delta T) = -\frac{dq}{\dot{m}_h C_{p,h}} - \frac{dq}{\dot{m}_c C_{p,c}} = -dq \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \quad (3-1-4)$$

將上式改寫成

$$d(\Delta T) = -Bdq \quad (3-1-5)$$

$$\text{其中 } B = \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \quad (3-1-6)$$

因 $dq = U dA \Delta T$ ，所以

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -UBdA \quad (3-1-7)$$

將 (3-1-7) 積分

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \int_0^{A_o} -UBdA = -BA_o \frac{\int_0^{A_o} U dA}{A_o} \quad (3-1-8)$$

其中 A_o 為熱交換器的熱傳總面積，下面我們將定義總熱傳係數

$$U_o = \frac{1}{A_o} \int_0^{A_o} U dA \quad (3-1-9)$$

由 (3-1-8) (3-1-9) 將得出下列式子

$$\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = BU_o A_o \quad (3-1-10)$$

又由 (3-1-5) 積分

$$\int_{\Delta T_1}^{\Delta T_2} d(\Delta T) = -B \int_0^Q dq \quad (3-1-11)$$

$$\therefore Q = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{B} \quad (3-1-12)$$

(3-1-10) (3-1-12) 得

$$Q = A_o U_o \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-1-13)$$

$$\therefore Q = U_o A_o \Delta T_m \quad (3-1-14)$$

$$\therefore \Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3-1-15)$$

$$\text{其中 } \Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \quad ; \quad \Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (3-1-16)$$

對於上述的公式可用於平行流與逆向流（圖 3-1-1b），然而對於交錯流（圖 3-1-2b）則必須乘上一修正因子 F ，亦即

$$Q = U_o A_o \Delta T_m F \quad (3-1-17)$$

其中 F （圖 3-1-1c）可參考 Hewitt [45] 書中有詳細說明。然而在此研究中我們主要採用 ϵ -NTU 方法。

3-1-2 ϵ -NTU 方法

首先我們將定義熱交換器之有效性：

$$\text{有效性 } \epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (3-1-18)$$

其中 Q 為實際熱傳量，可由熱流體損失的能量或冷流體獲得的能量求出，在此我們將以兩者的平均，亦即

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} \Delta T_a \quad (\text{空氣側}) \quad (3-1-19)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} \Delta T_w \quad (\text{水側}) \quad (3-1-20)$$

$$Q = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (3-1-21)$$

雖然理論上 Q_a 與 Q_w 會相等，但實際量測時會有稍許的差異，而當 Q_a 與 Q_w 差異值控制在 5% 以內一段時間後，才紀錄 Q_a 與 Q_w 。

而最大可能熱傳量 Q_{\max} 說明如下：

對平行流而言我們已知

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (3-1-22)$$

對逆向流而言

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c1} - T_{c2}) \quad (3-1-23)$$

而想要獲知熱交換器最大可能熱傳量，可假設當熱交換器無限大時，此時

$T_{c2} = T_{h1}$ 或 $T_{h2} = T_{c1}$ (如圖 3-1-2a)。

而流體中有一者的溫度變化等於熱交換器的最大溫差，而此流體的 $\dot{m}C_p$ 應為最小，因為由能量平衡得知，一流體所吸收的能量應等於另一流體所釋放的能量，故知

$$Q_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\min} (T_{h1} - T_{c1}) \quad (3-1-24)$$

最小 $\dot{m}C_p$ 的流體可能是熱流體或冷流體，視質量流率與比熱而定。

在此我們假設冷流體有較小的 $\dot{m}C_p$ ，則有效度 ε

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c2} - T_{c1})}{\dot{m}_c c_{p,c} (T_{h1} - T_{c1})} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (\text{平行流}) \quad (3-1-25)$$

將 (3-7) 重新整理得

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -U_o A_o \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \quad (3-1-26)$$

由 (3-1-26) (3-1-25) (3-1-2) (3-1-3) 得

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\left(-U_o A_o / C_{\min}\right)\left(1 + C_{\min} / C_{\max}\right)\right]}{1 + C_{\min} / C_{\max}} \quad (\text{平行流}) \quad (3-1-27)$$

$$\text{其中 } C = \dot{m}c_p \quad (3-1-28)$$

$$\text{由上可知 } \varepsilon = \varepsilon(NTU, C^*, \text{流動型式}) \quad (3-1-29)$$

$$\text{其中 } NTU = \frac{U_o A_o}{C_{\min}} \quad (3-1-30)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3-1-31)$$

對一般不同流向，有關 $\varepsilon-NTU$ 的關係式可由一般熱傳書籍得知（表 3-1-2-1）。而 ESDU [46] 再針對交錯流（圖 3-1-2b）系統，兩側流體為完全不混合時（unmixed-unmixed）時提出管排數 N 與 $\varepsilon-NTU$ 的關係（表 3-1-2-2）。

3.2 濕盤管

濕盤管的分析方法主要以全濕情況為主（圖 3-2-1），所謂全濕是指熱交換器鰭片的平均溫度低於入口的露點溫度。所謂半乾濕情況是指鰭片溫度有部分高於入口露點溫度，有部分低於露點溫度，所造成部分乾部分濕的現象，這種現象通常發生在相對濕度不大且有較大風速。而當鰭片的平均溫度高於入口的露點溫度時，則為 3-1 所分析之全乾的情形。

3-2-1 基本理論

空氣是由多種成分所組成，通常我們周遭的空氣都含有一些水蒸氣的存在，所以我們將空氣稱為濕空氣或大氣空氣，而對於不含水氣的空氣我們稱為乾空氣，也就是說，空氣（濕空氣）中含有水蒸氣和乾空氣兩部分。

一般空調中使用的空氣溫度大約在 $-10^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ ，而在此範圍內有關乾空氣的定壓比熱 $C_{p,a}$ 值幾乎可視成常數（ $C_{p,a} = 1.005 \text{ KJ/KgK}$ ），故有關乾空氣的焓為

$$i_{a,d} = C_{p,a} \times T \quad (\text{KJ/Kg}) \quad (3-2-1)$$

對於水氣而言，將其視為理想氣體，因此焓僅為溫度的函數，在溫度低 50°C 時，

其焓值等於同溫下飽和蒸氣焓值，由水蒸氣在 0°C 時焓為 2501.3KJ/Kg ，在 $-10^{\circ}\text{C} \sim 50^{\circ}\text{C}$ 間平均比熱為 1.82KJ/KgK ，故有關水氣的焓 $i_{g,t}$ 為

$$i_{g,t} = 2501.3 + 1.82 \times T \quad (3-2-2)$$

而濕空氣總焓 i 為乾空氣焓 $i_{a,d}$ 與水氣焓 $i_{g,t}$ 的和

$$i = i_{a,d} + Wi_{g,t} = 1.005 \times T + W \times (2501.3 + 1.82 \times T) \quad (3-2-3)$$

接下來考慮如 (圖 3-2-1a) 所示的濕空氣熱質傳過程，圖中的 W 為比濕， i 為濕空氣的焓值， $\dot{m}_{a,d}$ 為乾空氣的質量流率；若我們考慮一甚小的熱傳面積 dA_o 上的能量平衡可得：

$$-\dot{m}_{a,d} di = dQ - \dot{m}_{a,d} dW \times i_{f,w} \quad (3-2-4)$$

其中， $i_{f,w}$ 為冷凝水的焓值。

而總熱傳量 $dQ_t = \text{顯熱熱傳量 } dQ_s + \text{潛熱熱傳量 } dQ_l$

$$dQ_s = h_{c,o} dA_o (T - T_w) \quad (3-2-5)$$

其中 $h_{c,o}$ 為空氣顯熱熱傳係數

$$dQ_l = (dm) i_{fg} \quad (3-2-6)$$

其中 dm 為凝結水量， i_{fg} 為蒸發潛熱

$$dm = h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) \quad (3-2-7)$$

其中 $h_{D,o}$ 為質傳係數，故

$$dQ_l = h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) (i_{g,t} - i_{f,w}) \quad (3-2-8)$$

所以

$$dQ_t = h_{c,o} dA_o (T - T_w) + h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) (i_{g,t} - i_{f,w}) \quad (3-2-9)$$

現在我們將根據 Threlkedld [51]，定義 Le (Lewis number)，即

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} c_{p,a}} \quad (3-2-10)$$

所以，(3-2-9) 可以改寫如下：

$$dQ_t = \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left(c_{p,a} (T - T_w) + \frac{(W - W_{s,w})(i_{g,t} - i_{f,w})}{Le} \right) \quad (3-2-11)$$

又在標準狀況下，濕空氣的焓值可以表示如下：

$$i = c_{p,a} T + W(2501.3 + 1.82T) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3-2-12)$$

所以，在水膜溫度的飽和濕空氣焓值可表示如下：

$$i_w = c_{p,a} T_w + W_{s,w} (2501 + 1.805T_w) \quad (3-2-13)$$

將 (3-2-12) 減去 (3-2-13) 可得

$$i - i_w = c_{p,a} (T - T_w) + 2501(W - W_{s,w}) \quad (3-2-14)$$

將 (3-2-14) 中的溫差部分 $(T - T_w)$ 代入 (3-2-9) 可得：

$$\begin{aligned} dQ_t &= \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left((i - i_w) - 2501(W - W_{s,w}) + \frac{(W - W_{s,w})(i_{g,t} - i_{f,w})}{Le} \right) \\ &= \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left((i - i_w) + \frac{(W - W_{s,w})(i_{g,t} - i_{f,w} - 2501 \times Le)}{Le} \right) \end{aligned} \quad (3-2-15)$$

$$\text{又知凝結水量 } -\dot{m}_{a,d} dW = h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) \quad (3-2-16)$$

由 (3-2-4) 與 (3-2-15) 及 (3-2-16) 可得：

$$dQ_t = h_{D,o} dA_o (W - W_{s,w}) \left(\frac{di}{dW} - i_{f,w} \right) \quad (3-2-17a)$$

$$= \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} \left((i - i_w) + \frac{(W - W_{s,w})(i_{g,t} - i_{f,w} - 2501 \times Le)}{Le} \right) \quad (3-2-17b)$$

將式 (3-2-17a) (3-2-17b) 稍做處理後，我們可以得到：

$$\frac{di}{dW} = Le \frac{i - i_w}{W - W_{s,w}} + (i_{g,t} - 2501 \times Le) \quad (3-2-18)(3-2-18)$$

稱之為空氣線圖上除濕過程的空氣調和線 (process line or conditioning line)。又因

(3-2-17b) 等式右邊括號內的第二項比起第一項相當的小，因此將第二項忽略，故

(3-2-17) 可簡化成如下：

$$dQ_i = \frac{h_{c,o} dA_o}{c_{p,a}} (i - i_w) \quad (3-2-19)$$

濕盤管的分析方法，主要是根據 Threlkeld [51] 所提出的方法，其細節說明如下：

$$Q_a = \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (\text{空氣側}) \quad (3-2-20)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (\text{水側}) \quad (3-2-21)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (3-2-22)$$

$$\text{又 } Q_{avg} = U_{o,w} A_o F \Delta i_m \quad (3-2-23)$$

其中 F 為修正因子， Δi_m 為平均焓差，根據 Bump [52] 和 Myers [53] 所提出逆向流 Δi_m

定義為：

$$\Delta i_m = i_{a,i} + \frac{(i_{a,i} - i_{a,o})}{\ln\left(\frac{i_{a,i} - i_{r,o}}{i_{a,o} - i_{r,i}}\right)} - \frac{(i_{a,i} - i_{a,o})(i_{a,i} - i_{r,o})}{(i_{a,i} - i_{r,o}) - (i_{a,o} - i_{r,i})} \quad (3-2-24)$$

$i_{a,i}$ 、 $i_{a,o}$ ：為空氣的進口和出口焓值

$i_{r,i}$ ：相對於冷媒進口溫度下的飽和空氣焓值

$i_{r,o}$ ：相對於冷媒出口溫度下的飽和空氣焓值

代入 (3-2-23) 將可得出 U_{ow} 。

接下來我們將找出總熱傳係數 U_{ow} 與各阻抗間的關係，考慮如下 (圖 3-2-1 b)，圖中鰭片厚度為 δ_f ，在鰭片外側均勻地覆蓋一層水膜 (厚度為 y_w)，在下列的分析中，下標 f 代表鰭片， w 則代表水膜。 s 表示飽和空氣狀態， r 表示以冷媒側溫度來計算， p 代表管壁， i 代表管內， o 代表管外部分，水膜厚度為 y_w 為一平均值。

再來我們將引入 b'_r 、 b'_p 、 $b'_{w,p}$ 與 $b'_{w,m}$ 等 4 個參數定義，其分別如下：

$$b'_r = \frac{i_{s,p,i} - i_{s,r}}{T_{p,i} - T_r} \quad (3-2-25)$$

$$b'_p = \frac{i_{s,p,o} - i_{s,p,i}}{T_{p,o} - T_{p,i}} \quad (3-2-26)$$

$$b'_{w,p} = \frac{i - i_{s,p,o}}{T - T_{p,o}} \quad (3-2-27)$$

$$b'_{w,m} = \frac{i - i_{s,w,m}}{T - T_{f,m}} \quad (3-2-28)$$

b' 的的定義為 $\Delta i_s/\Delta T$ (見圖 3-2-1c)，由於焓差驅動勢的原因，若僅使用顯熱溫差當驅動勢，就不會產生這些參數，由 $b' = \Delta i_s/\Delta T$ 的定義，可以將常用的溫差轉換成 b' 與焓間的關係，如此一來，就可將各個不同的阻抗通通換成焓差驅動勢，這時才能將各部分不同的阻抗加起來(因為阻抗的驅動勢為焓差)。

管內熱傳：

$$Q_i = h_i A_{p,i} (T_{p,i} - T_r) \quad (3-2-29)$$

$$Q_i = \frac{h_i A_{p,i}}{b'_r} (i_{s,p,i} - i_{s,r}) \quad (3-2-30)$$

管壁熱傳：

$$Q_p = \frac{k_p A_{p,m}}{X_p} (T_{p,i} - T_{p,o}) \quad (3-2-31)$$

$$Q_p = \frac{k_p A_{p,m}}{X_p} \left(\frac{i_{s,p,o} - i_{s,p,i}}{b'_p} \right) \quad (3-2-32)$$

其中 X_p 為管壁厚度， $A_{p,m} = \frac{A_{p,o} - A_{p,i}}{\ln \frac{A_{p,o}}{A_{p,i}}}$ (3-2-33)

透過鰭片的熱傳路徑可分為兩個管道，即透過傳熱管與鰭片兩部分：

$$\begin{aligned}
Q_o &= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f (i - i_{f,m}) \\
&= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) \left[1 + \frac{b'_{w,p}}{b'_{w,m}} \frac{A_f}{A_{p,o}} \frac{i - i_{f,m}}{i - i_{s,p,o}} \right] \\
&= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) \left[1 + \frac{b'_{w,p}}{b'_{w,m}} \frac{A_f}{A_{p,o}} \eta_{wet,f} \right]
\end{aligned} \tag{3-2-34}$$

其中 $\eta_{wet,f}$ 為濕式鰭片的鰭片效率，定義如下：

$$\eta_{wet,f} = \frac{i - i_{f,m}}{i - i_{s,p,o}} \tag{3-2-35}$$

將變數 $b'_{w,p}$ 的計算係以管壁外水膜平均溫度來計算， $b'_{w,m}$ 的計算係以鰭片外水膜平均溫度來計算，接下來我們來將各部分的阻抗予以合成：

$$\therefore Q_o = \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f} (i - i_{s,p,o}) \tag{3-2-36}$$

因此式 (3-2-30)、(3-2-32) 與 (3-2-36) 可改寫成：

$$i_{s,p,i} - i_{s,r} = Q_i \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} \right] \tag{3-2-37}$$

$$i_{s,p,o} - i_{s,p,i} = Q_p \left[\frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} \right] \tag{3-2-38}$$

$$i - i_{s,p,o} = Q_o \left[\frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f}} \right] \tag{3-2-39}$$

在穩定狀態下時，由能量平衡 $Q_i = Q_p = Q_o = Q_t = U_{o,w} A_o (i - i_{s,r})$ ，因此我們可將各部分的熱通量加總起來：

$$i - i_{s,r} = Q_t \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \eta_{wet,f}} \right] \quad (3-2-40)$$

即

$$\frac{Q_t}{U_{o,w} A_o} = Q_t \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f}} \right] \quad (3-2-41)$$

所以

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{A_o b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{A_o b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f}}} \quad (3-2-42)$$

$$= \frac{1}{\frac{A_o b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{A_o b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{ow} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{1}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f} \right)}} \quad (3-2-42)$$

將 (4-42) 倒數後可得

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{b'_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p A_o}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{ow} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{1}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f} \right)} \quad (3-2-43)$$

水測阻抗

有關水測阻抗，可由 Gnielinski [49]，對單相流流體在平滑管上 ($\eta_i = 1$) 的半經驗

公式得知：

$$h_i = \left(\frac{k_w}{D_i} \right) \frac{(\text{Re}_i - 1000) \text{Pr} \left(\frac{f_i}{2} \right)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (3-2-44)$$

$$\text{其中 } f_i = (1.58 \ln \text{Re}_i - 3.28)^{-2} \quad (3-2-45)$$

$$\text{Re}_i = \frac{\rho_w V_w D_i}{\mu_w} \quad (3-2-46)$$

由此我們將知道 (4-43) 左側 $U_{o,w}$ 為已知，而右側可分別依定義算出 b'_r 、 b'_p 、 $b'_{w,p}$ ，而 $b'_{w,m}$ 則必須迭代才可得知。其中 $h_{o,w}$ 、 $\eta_{wet,f}$ 都是 $b'_{w,m}$ 的未知函數，在下一節我們將說明。

3-2-2 濕鰭片效率

在上一節中有關鰭片效率的定義 (3-2-35 式)，其中鰭片水膜溫度的計算不易，故要想知道有關的焓就相當困難，因此希望能藉由幾何形狀的關係，找出其與鰭片效率相關性。考慮圓形鰭片 (圖 3-2-2a) 的鰭片效率，再推行到平板型鰭片的鰭片效率，同樣的我們假設鰭片外部覆蓋一均勻的水膜，水膜厚度為 y_w ，圓形鰭片在 r 位置的熱傳量可表達如下：

$$Q_f = 2k_f y_f \cdot 2\pi r \frac{dT_f}{dr} \quad (3-2-47)$$

在 r 位置一小段位置的能量變化如下：

$$dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w} (T_w - T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (3-2-48)$$

若我們考慮濕空氣的焓值在一小段溫度的變化為線性關係，則空氣的飽和焓值可寫成如下：

$$i_s = a + bT_s \quad (3-2-49)$$

如果將飽和溫度換成水膜的溫度，則在水膜上的空氣飽和焓為：

$$i_w = a_w + b'_{w,m} T_w \quad (3-2-50)$$

所以 (4-48) 可改寫為：

$$\therefore dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w} (T_w - T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr = \frac{-2k_w}{y_w} \left(\frac{i_w - a_w}{b'_{w,m}} - T_f \right) \cdot 2\pi r \cdot dr$$

$$= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i_w - a_w - b'_{w,m} T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (3-2-51)$$

其中 $a_w + b'_{w,m} T_f$ 這個量的單位為空氣焓值，所以我們可引入一個「虛假」的空氣焓值

i_f ，即 $i_f = a_w + b'_{w,m} T_f$ ，其中 a_w 與 $b'_{w,m}$ 可由水膜溫度 T_w 計算而得：故 (3-2-51)

可寫成：

$$\therefore dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i_w - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (3-2-52)$$

又由能量方程式 (3-2-19)

$$dQ_f = \frac{-h_{c,o} dA}{c_{p,a}} (i - i_w) = \frac{-2h_{c,o} \cdot 2\pi r \cdot dr}{c_{p,a}} (i - i_w) \quad (3-2-53)$$

所以由 (3-2-52) 與 (3-2-53)，可將 i_w 消除：

$$\begin{aligned} \therefore dQ_f &= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} \left(i + \frac{dQ_f \cdot c_{p,a}}{2h_{c,o} \cdot 2\pi r \cdot dr} - i_f \right) \cdot 2\pi r \cdot dr \\ &= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr - \frac{2k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{dQ_f \cdot c_{p,a}}{2h_{c,o}} \end{aligned} \quad (3-2-54)$$

即：

$$\left(1 + \frac{k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{c_{p,a}}{h_{c,o}} \right) dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (3-2-55)$$

$$\begin{aligned} dQ_f &= \frac{\frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}}}{\left(1 + \frac{k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{c_{p,a}}{h_{c,o}} \right)} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \\ &= \frac{-2}{b'_{w,m} \left(\frac{y_w}{k_w} + \frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} \cdot h_{c,o}} \right)} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \end{aligned} \quad (3-2-56)$$

$$\text{這時吾人定義：} h_{o,w} \equiv \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (3-2-57)$$

請注意 (3-2-57) 的 $h_{o,w}$ 為濕式熱傳係數， $h_{c,o}$ 為濕盤管空氣側顯熱傳係數， $c_{p,a}$ 為

空氣比熱， y_w 為鰭片和管壁上的水膜厚度， k_w 為水膜熱傳導係數，根據 Myers [53]的說明， $\frac{y_w}{k_w}$ 與 $\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}$ 項兩相比較後，通常可忽略不計。因此 (3-2-57) 可簡化成：

$$h_{o,w} \cong \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}} = \left(\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}} \right)^{-1} \quad (3-2-58)$$

有關濕式鰭片效率為依據 Therikeld [51] 所提出的扁管方式計算濕式鰭片效率，對於環型鰭片由 (3-2-56) (3-2-57) (3-2-58) (3-2-47) 可得出常微分方程為

$$\frac{d^2 \Delta i_f}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\Delta i_f}{dr} - \frac{h_{o,w}}{k_f y_f} \Delta i_f = 0 \quad (3-2-59)$$

$$\text{其中 } \Delta i_f = i - i_f \quad (3-2-60)$$

有關邊界條件為

$$r=0, \Delta i_f = i - i_{base} \quad (3-2-61)$$

$$r=L, \frac{d\Delta i_f}{dr} = 0 \quad (3-2-62)$$

最後得出濕式鰭片效率 $\eta_{wet,f}$

$$\eta_{wet,f} = \frac{2r_c}{M(r_e^2 - r_c^2)} \left[\frac{K_1(Mr_c)I_1(Mr_e) - K_1(Mr_e)I_1(Mr_c)}{K_1(Mr_e)I_0(Mr_c) - K_0(Mr_c)I_1(Mr_e)} \right] \quad (3-2-63)$$

其中

I_0 = 零階的第一種修正 Bessel 函數

I_1 = 一階的第一種修正 Bessel 函數

K_0 = 零階的第二種修正 Bessel 函數

K_1 = 一階的第二種修正 Bessel 函數

r_c : 為熱傳管的管外半徑

r_e : 為包含鰭片高度的管半徑

$$M = \sqrt{\frac{2h_{o,w}}{k_f \delta_f}} \quad (3-2-60)$$

這個方程式最主要的導出量為濕盤管的鰭片效率 $\eta_{wet,f}$ 。如果鰭片型式為如(圖 4-2b)的連續型鰭片而不是圓型鰭片，則可採用等效面積法 [48] (the equivalent circular method) 來近似，即以 r_{eq} 來取代 (4-63) 中的 r_e ：

$$r_{eq} = \sqrt{\frac{P_t \times P_l}{\pi}} \quad (3-2-61)$$

其中

P_t ：鰭片的橫向節距(transverse tube pitch)

P_l ：鰭片的縱向節距(longitudinal tube pitch)

(3-2-63) 的 I_0 、 I_1 、 K_0 、 K_1 在計算上如果要用掌上型計算機來算是相當困難的，因此為了方便快速計算，可參考(圖 3-2-2c)的圖來查詢，同樣的，為了快速計算焓值與 b' 的值，則可參考(圖 3-2-2d)。

四、 結果與討論

本研究分別針對乾、濕盤管兩部分進行，詳細的幾何尺寸如表 4 所示；相關的幾何定義則如圖 4 所示。以下將分別針對乾、濕盤管進行討論。

4.1 乾盤管

在管排數分別為 1、2、4、8、12，以及 16，探討鰭片截距對於熱傳性能的影響，實驗結果如圖 4-1-1 所示。在圖 4-1-1 (a) 為管截距大約為 1.7mm；圖 4-1-1 (b) 則大約為 3.3mm。從圖中可以發現：當管排數較小時(N=1、2)，其熱傳性能極為類似。這個現象可能是與邊界層的發展有關，才會使得在管排數較小時，熱傳表現幾乎與管排數無關。從另一個角度來看，當管排數大於某一個程度後，隨著管排數的增加，對於熱傳性能的影響就相當地顯著。值得一提的是：在低雷諾數區，這個趨勢更加明顯。事實上，當雷諾數為 2000、鰭片間距約為 1.7mm 時，隨著管排數由 1 增至 16，熱傳性能至少下降 85%。但若是將雷諾數增加，下降的趨勢就會減緩。類似的趨勢也可以在圖 4-1-1 (b) 中發現，但下降的幅度並不如圖 4-1-1 (a) 來得大。這個結果是與 Yang et al. [50] 所預期的雷同。

Yang et al. [50]是以 Lam-Bremhorst 紊流模型，在波浪型通道內做數值模擬，發現：轉換層、紊流的雷諾數值，會受到波浪鰭片之傾斜角度的影響。他們在研究中指出：當鰭片間距增加，通道內流體，由層流轉換為紊流的位置，會逐漸由下游往上游移動。事實上，轉換的雷諾數值，會隨著 H/L 的上升而下降。 H 為波浪鰭片的間距； L 為。也就是說，當管排數較大時，可以很明顯地觀察到：熱傳表現在較大的鰭片間距，會比較小間距的來得佳。

在圖 4-1-1 中也可以觀察到：管排數對於摩擦係數 f 的影響。雖然不若熱傳係數影響甚巨，但在某個範圍下，還是受到管排數的影響。這是相當不合理的。因為無論是在平板型鰭管式熱交換器(Wang and Chi[51]、或是近年來的大管徑 Liu et al.[52])，或是某些高度斷裂型鰭片，如：裂口型、百葉窗型、或是複合百葉窗型等(Wang et al.[53-55])，都沒有類似的表現。事實上，普遍的研究皆指出：當管排數較大時($N \geq 2$)，摩擦因子與管排數是沒有明顯關係的。但對於波浪型鰭片而言，這兩者就會有一定的關係。在目前公開的文獻中，Mirth and Ramadhyani[56]和 Wang et al.[57]皆指出：波浪型的數據，似乎會與管排數或是軸向長度有關。關於這點，Mirth and Ramadhyani[56]並沒有提供任何解釋的方法；Wang et al.[57]則是猜想：凝結水可能會改變流場，進而導致於這種現象發生。Lin et al.[58]則是完成這方面的可視化，其結論為：波浪型鰭片影響了凝結水的不均勻性，更進一步地導致這種現象。然而，上述的這些研究[58-58]，其環境條件皆是控制在”除濕”的狀態下，也就是鰭片表面溫度低於露點溫度，所以在表面上會有凝結水的產生。但是，本研究的條件是處於完全乾燥下，是不會有凝結水的產生，所以應該是有其他的原因，進而導致這種現象的發生。

至於在完全乾燥下，Wang et al.[59-63]發現對於波浪型鰭片而言，管排數對於摩擦因子影響是很輕微的。其測試物為 $P_1 = 19.05$ mm，管排數從 1-6；相較之下，本研究的測試物為 $P_1 = 33$ mm，管排數最大為 16，軸向的長度要長得許多。當鰭片截距約為 1.7mm，隨著管排數的上升(尤其是 $N > 4$)，熱傳表現會有一個明顯地下降。這主要是因為完全發展的特性。至於鰭片截距，在不同管排數下，對於空氣側性能的影響，也可以在圖 4-1-1 中觀測出。可以明顯地看到，當管排數超過 4，熱傳性能會有明顯地下降。尤其是在低雷諾數區時更加地明顯。當管排數為 2 時，熱傳表現相對地獨立，而僅僅會與邊界層的發展有關係。Kim and Kim[64]也指出：對較大的鰭片間距而言，平板型鰭管式熱交換器的 j 因子，會隨著鰭片間距的上升，而有小幅度的上升。然而，他們也提到了，在鰭片截距減小時，由於邊界層並無發生互相影響，而使得 j 因子似乎與鰭片截距無關。

而這個結論與本研究的相比，是十分相符的。當管排數 N 為 1-4 時，邊界層的互相影響是相當小的，也就是說鰭片截距對於 j 因子影響程度是下降的。

管排數對於摩擦因子的影響，主要是因為較長的軸長以及波浪狀突起，導致流場的改變。根據 Ali and Ramadhyani [65] 對於波浪通道的可視化，可以很清楚地看到流場的不穩定性。同時也指出：並非整體的流場皆為不穩定的。從入口發展至不穩定區的，即為穩態。但除了這區之外，其餘的皆為不穩定區。此分界會受到波浪之傾斜角度、 H/L ，以及 Re 的影響。很顯然地，在這兩區的摩擦表現會有很大的差異；然而，關於總壓損的計算，則是必須將兩者皆計算在內。在一開始管排數還小時，壓損主要是受穩態的流場所影響；但隨著管排數的上升，非穩態的部分會逐漸地影響壓損大小。值得注意的是，並不是非穩態的壓損值，就會比穩態的來得大。這是因為：穩態區有入口效應造成的壓損。因此，可以看到摩擦因子，會隨著管排數增加而增加；接著在某些管數達到最大值，之後逐漸下降。也就是說，在管排數較小時，管排對於摩擦因子影響的程度，會更加顯著。這是因為在較大的管排數，流場的混合較佳，而且由於流場穩定性與否，造成的壓損差值亦會較小。

對於高度斷裂型鰭片而言，流體在鄰近的鰭片通道內，混合度是非常好的，這點與波浪型鰭片是十分不同。因此，管排數對於摩擦性能的影響，也是無法相比擬的。對於波浪型鰭片而言，鰭片間距對於空氣側的熱傳表現，如圖 4-1-2 所示。其管排數分別為 2、4、8、以及 16。對於較小的管排數，如： $N=2$ (圖 4-1-2a)、或 $N=4$ (圖 4-1-2b)，可以發現：鰭片間距，無論是在熱傳、或是壓損方面，影響程度相對地小。而這個結論，與上述關於穩態與否的論點，相當吻合。隨著管排數的增加，非穩態的影響越來越大；而管間距的上升，亦增強了非穩態的效應。總而言之，不論是熱傳或是壓損，擁有較大鰭片截距的，其值較大。而至於 Ali and Ramadhani[65]則是證實了這點。他們在紊層流的轉換區，發現了數個大的、清晰可辨識的渦流，而這是在狹小通道內所未見的。而這個渦流會在通道突起的頂點脫離，造成相當可觀的熱傳量，這正是鰭片截距大小最大的差異之處。

4.2 濕盤管

實驗結果依照管排數為：2 排、4 排、8 排和 12 排，分別探討其熱傳係數以及壓降，為

了比較乾濕條件的影響，亦會將先前所做的結果[66]標上，如圖 4-2-1 所示。如預期般的，熱傳係數以及壓降都會隨著面速的上升而增加。在除濕的條件下，當管排數為 2 時，熱傳係數相對地與鰭片截距較無關係；隨著管排數上升至 4，可以發現：當鰭片截距較小時，熱傳係數會有明顯地上升；但若是管排數上升至 8 或 12，又會呈現相反的走向，也就是隨著鰭片截距的減小，熱傳係數反而會隨之下降。若依乾溼條件不同，則在管排數為 2，熱傳係數整體而言差異性並不大；但在管排數大於 2，濕式的熱傳係數，很明顯地較乾式的來得大，尤其是當鰭片截距減小時，更顯地顯著。另一個值得注意的點是：波浪型鰭片的波浪數，是與管排數的多寡成正比的；也就是說，管排數的增加，會造成鰭片波浪數的上升，提高波浪形狀對於流場的影響程度。事實上，若是將流體通過一個波浪型通道，對於沿著流道的熱傳係數而言，影響的變數相當多。像在波谷以及吸力側(suction side)，可能就會有較小的熱傳係數。而這個理論，對於一個典型的波浪型鰭片，在完全乾燥的情況下，也是適用的。關於這部分，McNab et al.[67]已經以數值模擬的方式得到一些結論。他們在報告中指出：當流體通過波浪狀通道的波谷時，會有不少流體從主流方向分離，進而形成二次流，如圖 4-2-2(a)所示。Hwang et al.[68]也發表過類似的結論，是同步以實驗和數值方法，模擬在波浪型通道內的流體的流動現象，以及熱傳分佈。當管截距減小時，反而會增加流道的幾何形狀對於流場的影響，流體在通道內的流動示意圖，如圖 4-2-2(a)以及圖 4-2-2(b)所示。從上述的兩張圖中，很明顯地可以看到：在流經通道的轉彎處，由於流體受到阻礙，會產生分離現象、迴流區以及二次流區。這個圖也充分說明了：為什麼在波浪型峰谷附近，會產生較低的熱傳係數。總而言之，在乾燥的條件下，對於管排數較大而言($N=8$ 或 12)，熱傳係數會隨著管截距的減小而下降。

另外，對於在除濕條件下的波浪型通道而言，由於鰭片表面的溫度低於露點溫度，所以在表面上會有凝結水的產生。Lin et al.[69]就從致力於這方面的研究，並將其結果予以可視化，實驗圖如圖 4-2-2(c)所示。圖中顯示出：在波浪型鰭片的峰谷區，以及吸力側附近的表面，會遍佈水滴；也就是說，會有充分的水蒸氣在這附近凝結。從這點來看，水蒸氣在表面凝結成水滴後，可能會造成氣流向這一帶流動，因此，分離現象或二次流

所造成的影響會被降低。此結果會使得，與乾燥的氣流比較起來，較佳的熱傳現象會發生在除濕的條件下。因此，在管排數較大(8 排或 12 排)的情況下，管截距對於濕式的熱傳係數影響，會比乾式的要來得小。

為了瞭解形狀的影響程度，參照先前平板型鰭片的結論[70, 71]，該鰭片與本研究所用鰭片的幾何尺寸相同(如：管徑，以及橫、縱向管間距等)，並繪於同一張圖上，如圖 4-2-3 所示。從圖中可以發現：對於平板型鰭片而言，在濕式的條件下，顯熱熱傳係數與乾式的相比，呈現差不多或是較小的趨勢。而這個現象，在擁有較小的管徑，以及橫、縱向管截距的平板鰭片上($P_t = 25.4 \text{ mm}$, $P_l = 22 \text{ mm}$, $D_c = 10.3 \text{ mm}$, [72,73])，也可以觀察得到。這是因為：平板型並不像波浪型一樣，會在通道的轉彎處形成二次流。所以，即便是表面上有水滴的形成，也無法引導氣流改善熱傳。不僅僅是如此，表面上液滴的形成，反而會造成氣流與鰭片間的阻抗增加，因此，平板型在濕式的條件下，熱傳係數反而會有下降的趨勢。

除了上述的部分，另一個值得注意的就是壓損的部分。如圖 4-2-3 所示，在進口條件同為濕度 85% 的情況下，平板型鰭片在濕式的狀況，壓損普遍高於乾式約 80-90%；然而，若是對於波浪型鰭片而言，這個數值頂多為 50% 或是在更低。這是與波浪型的幾何種類有關係。關於波浪型鰭片，在實際應用上可分成兩種，一種為”魚脊型”(herringbone wavy fin)；而另一種為”平滑型”(smooth wavy fin)。Sparrow and Hossfeld [72] 就曾經針對波浪型鰭片尖端突起的部分做研究，發現若是改用圓形的突起，會明顯地降低這一帶的壓損。最近也有 Islamoglu [74] 得到相同的結論：若是將波浪型鰭片的峰谷尖端部分，做成較為平滑的，則可以大幅地降低壓損。從圖 4-2-2(c) 中，可以很清楚地看到：本研究所使用的為”魚脊型”鰭片，且由於在除濕條件下，鰭片表面佈滿液滴，故可以推測液滴也是影響壓損的重要原因之一。凝結的水滴在魚脊型的鰭片上，會使得峰谷尖端的部分較為平滑，進而降低壓損。雖然水在表面上會使得粗造度上升，使得摩擦壓損上升；但此現象會使得通道較為平順，降低壓損。這兩個效應結合的結果，就是會使得波浪型鰭片在除濕的條件下，相較於完全乾燥的條件，壓損仍會有限地增加；若與平板型相比，其值會小得許多。

五、 結論

本研究以實驗方法進行大管徑波浪型鰭片，分別在乾、濕兩種條件下，探討其熱傳表現，以及可能影響的原因；並試著建立相關資料庫。主要結果如下：

5.1 乾盤管

(1)管排數對於熱傳性能的影響是相當明顯的。當管排數上升時，熱傳性能隨之下降，由其在低雷諾數時，這現象更加明顯。事實上，在管截距約為 1.7 mm，當管排數由 1 上升至 16，熱傳性能大約會下降 85% 左右。

(2)至於管排數對於壓損的影響，則會遇到出乎預料的狀況。

(3)在管排數為 1 或 2 時，鰭片截距對於熱傳性能的影響相對地小。然而，當管排數增加時，熱傳性能會很明顯地下降；若是在鰭片截距較大的情形下，則熱傳性能與壓損普遍也較大。

5.2 濕盤管

(1)在除濕的條件下，管排數為 2 時的熱傳係數，相對地與管截距較無關係。然而，可以發現到：在管排數為 4、較小的管截距時，熱傳係數會稍微地上升。但在管排數為 8 或 12 時，這趨勢是恰恰相反的。

(2)若根據鰭片表面乾濕條件的影響，熱傳係數在濕式時，通常會較乾式佳；尤其是在管排數增加或是管截距減小的情況下，會更加地明顯。相較之下，對於平板型鰭片而言，濕式的熱傳係數會稍微較乾式來得低。

(3)濕式的壓降很明顯地較乾式大得許多。然而，若觀察壓降在乾濕條件下的差值，則可以發現：波浪型鰭片會較平板型來得小許多。

參考資料

1. Kays, W. M., and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed. McGraw-Hill, New York.
2. McQuiston, F. C., and Tree, D.R., 1971, "Heat Transfer and Flow Friction Data for Two Fin-Tube Surface," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 93, pp. 249-250

3. Rich, D. G., 1973, "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchanger," ASHRAE Transaction, Vol. 79, part 2, pp. 135-145.
4. Rich, D. G., 1975, "The Effect of the Numbers of Tube on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol. 81, Part 1, pp. 307-312.
5. Elmahdy, P. E., and Briggs, P. E., "Finned Tube Heat Exchangers: Correlation of Dry Surface Data," ASHRAE Transactions, Vol. 85(2), pp. 262-273.
6. MaQuiston, F. C., 1978, "Correlation of Heat Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surface," ASHRAE Transactions, Vol. 84, Part 1, pp. 294-308.
7. Gray, D. L., and Webb, R. L., 1984, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate-Finned-Tube Heat Exchangers having Plain Fins," Proc. 8th Int. Heat Transfer Conference, 1986, pp. 2745-2750.
8. Seshimo, Y., and Fujii, M., 1991, "An Experimental Study of the Performance of Plate Fin and Tube Heat Exchangers at Low Reynolds Number," in proceeding of the 8th ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 4, pp. 449-454.
9. Kayansayan, N., 1993, "Heat Transfer Characterization of Flat Plain Fins and Round Tube Heat Exchangers," Experimental Thermal Fluid Science, Vol. 6, pp. 263-272.
10. Wang, C. C., Hsieh, Y. C., Chang, Y. J., and Lin, Y. T., 1996, "Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins," Int. J. of Refrigeration, Vol. 19(4), pp. 223-230.
11. Davenport, C. J., 1983, "Correlation for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin," Heat Transfer-Seattle 1983, N.M. Farukhi ed., AIChE Symp. Ser., Vol. 79, no. 225, pp. 19-27.
12. Achaichia, A., and Cowell, T. A., 1988, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics

- of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surface,” *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 1, pp. 147-157.
13. Suzuki, K., Nishihara, A., Hayashi, T., Schuerger, M. J., and Hayahi, M., 1990, “Heat-Transfer Characteristics of Two-Dimensional Model of a Parallel Louver Fin,” *Heat Transfer-Japanese Research*, pp. 654-669.
 14. Chang, Y. J., and Wang, C. C., 1997, “A Generalized Heat Transfer Correlation For Louver Fin Geometry,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 40(3), pp. 533-544.
 15. Webb, R. L., and Jung, S. H., 1992, “Air-Side Performance of Enhanced Brazed Aluminum Heat Exchangers,” *Ashrae Transactions*, Vol. 98, Part 2, pp. 391-401.
 16. Sunden, B., and Svantesson, J., 1990, “Thermal Hydraulic Performance of New Multilouvered Fins,” *Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf.*, 14-HX-16, pp. 91-96.
 17. Cowell, T. A., Heikal, M. R., and Achaichia, A., 1995, “Flow and Heat Transfer in Compact Louver Fin Surfaces,” *Exp. Thermal and Fluid Sci.* Vol. 10, pp. 192-199.
 18. Rugh, J. P., Person, T. J., and Ramadhyani, S., 1992, “A Study of a Very Compact Heat Exchanger used for Passenger Compartment Heating Automobiles,” *Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries*, ASME Symp. Ser., HTD-Vol. 201, pp. 15-24.
 19. Sunden, B., and Svantesson, J., 1992, “Correlation of j- and f-Factors for Multilouvered Heat Transfer Surfaces,” *Proc. 3rd UK National Heat Transfer Conf.*, pp. 805-811.
 20. Chang, Y. J., Wang, C. C., and Wang, W. R., 1994, “Heat Transfer and Flow Characteristics of Automotive Brazed Aluminum Heat Exchangers,” *ASHRAE Transaction* 100, Part 2, pp. 643-652.
 21. Tanaka, T., Itoh, M., Kodoh, M., and Tomita, A., 1984, “Improvement of Compact Heat Exchangers with Inclined Louvered Fin,” *Bulletin of JSME* 27, no. 224, pp. 219-226.
 22. Chang, W. R., Wang, C. C., Tsi, W. C., and Shyu, R. J., 1995, “Air Side Performance of Louver Fin Heat Exchanger,” In *Proceeding of the 4th ASME/JSME Thermal Engineering*

- Joint Conference 4, pp. 367-372.
23. Giovannoni, F., and Mattarolo, L., 1983, "Experimental Researches on the Finned Tube Heat Exchangers with Corrugated Fins," International Congress of Refrigeration Proceedings Tome II, B.1-493, pp. 215-220.
 24. Beecher, D. T., and Fagan, T. J., 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," ASHRAE Transaction, Vol., 93(2), pp. 1961-1984.
 25. Webb, R. L., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries," ASHRAE Transaction, Vol. 96(2), pp. 445-449.
 26. Wang, C. C., 2000, "Recent progress on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers," Int. J. of Heat Exchangers, 2000, Vol. 1, pp. 49-76.
 27. Wang, C. C., Lee, C. J., Chang, C. T., and Lin, S. P., 1999, "Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1945-1956.
 28. Nakayama, W., and Xu, L. P., 1983, "Enhanced fins for air-cooled heat exchangers – heat transfer and friction correlations," Proceeding of the 1st ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 1, pp. 495-502.
 29. Wang, C. C., Tao, W. H., and Chang, C. J., 1999, "An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers," Int. J. of Refrigeration, Vol. 22, pp. 595-603.
 30. Du, Y. J., Wang, C. C., 2000, "An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 4475-4482.
 31. Eckels, P.W., and Rabas, T. J., 1987, "Dehumidification: on the correlation of wet and dry transport process in plate finned-tube heat exchangers," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 575-582.

32. Idem, S. A., Jacobi, A. M., and Goldschmidt, V. W., 1990, "Heat Transfer Characterization of a Finned-Tube Heat Exchanger (with and without condensation)," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 64-70.
33. Idem, S. A., and Goldschmidt, V. W., 1993, "Sensible and Latent Heat Transfer to a Baffled Finned-Tube Heat Exchanger," Heat Transfer Engineering, Vol. 14, no. 3, pp. 26-35.
34. Wang, C.C., Hsieh, Y. C., and Lin, Y. T., 1997, "Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.
35. Wang, C. C., Lin, Y. T., and Lee, C. J., 2000, "An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 1867-1870.
36. Mirth, D. R., and Ramadhyani, S., 1993, "Prediction of cooling-coils performance under condensing conditions," Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 14, pp. 391-400.
37. Mirth, D. R., and Ramadhyani, S., 1994, "Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils," Experimental Heat Transfer, Vol. 7, pp.143-162.
38. Wang, C. C., Du, Y. J., and Tao, W. H., 1999, "Airside performances of herringbone fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 77, pp. 1225-1230.
39. Wang, C. C., Tao, W. H., and Du, Y. J., 2000, "Effect of waffle height on the heat transfer and friction characteristics of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidification," Heat Transfer Engineering, Vol. 21(5), pp. 17-26.
40. Wang, C. C., Lin, Y. T., and Lee, C. J., 2000, "Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3443-3452.

41. Hong, K., and Webb, R. L., "Performance of dehumidifying heat exchangers with and without hydrophilic coatings," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 1018-1026.
42. Wang, C.C., Chang, C. J., and Du, Y. J., 2000, "Airside performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," Proceedings of the 34th National Heat Transfer Conference", Pittsburgh, USA, paper no. 12092.
43. ASHRAE Handbook Fundamental, 1987, "Standard Methods for Laboratory Air-Flow Measurement", American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
44. Moffat, R. J., 1988, "Describing the uncertainties in experimental results," Experimental Thermal and Fluid Science , Vol. 1, pp. 3-17.
45. Hewitt G.F., executive editor. 1998. Heat Exchanger Design Handbook. Begell House Inc.
46. ESDU 1998, Engineering Science Data Unit, 98003-98006.
47. Holman, J. P., 1997, Heat Transfer ,8th ed. McGraw-Hill, New York.
48. Schmidt, T. E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces," Refrigerating Engineering, Vol. 4(3), pp. 351-357.
49. Gnielinski, V., 1976, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," Heat Transfer-Japanese Research, Vol. 16, pp. 359-368.
50. L.C. Yang, Y. Asako, Y. Yamaguchi, M. Faghri, Numerical prediction of transitional characteristics of flow and heat transfer in a corrugated duct, J. of Heat Transfer 119 (1997) 62-69.
51. C.C. Wang, K.U. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers: part 1: new experimental data, Int. J. of Heat and Mass Transfer 43 (2000) 2681-2691.
52. Y.C. Liu, R. Hu, , B.C. Yang, , I.Y. Chen, C.C. Wang, Sensible airside performance of fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube, ASHRAE Transactions 114(1) (2008) 379-386.

53. C.C. Wang, Y.M. Tsi, D.C. Lu, A comprehensive study of convex-louver and wavy fin-and-tube heat exchangers, *AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer* 12(3) (1998) 423-430.
54. C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang, S.P. Lin, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 42 (1999) 1945-1956.
55. C.C. Wang, W.S. Lee, W.J. Sheu, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 3565-3573.
56. D.R. Mirth, S. Ramadhyani, Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled-water cooling coils, *Experimental Heat Transfer* 7 (1994) 143-162.
57. C.C. Wang, Y.J. Du, Y.J. Chang, W.H. Tao, Airside performances of herringbone fi-and-tube heat exchangers in wet conditions, *Canadian J. of Chemical Engineering* 77 (1999) 1225-1230.
58. Y.T. Lin, K.C. Hsu, Y.J. Chang, C.C. Wang, Performance of rectangular fin in wet conditions: visualization and wet fin efficiency, *ASME J. of Heat Transfer* 123 (2001) 827-836.
59. C.C. Wang, W.L. Fu, C.T. Chang, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 14(2) (1997) 174-186.
60. C.C. Wang, Y.T. Lin, C.J. Lee, Y.J. Chang, An investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers; a contribution to databank, *Experimental Heat Transfer* 12 (1999) 73-89.
61. C.C. Wang, Y.M. Tsi, D.C. Lu, A comprehensive study of convex-louver and wavy fin-and-tube heat exchangers, *AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer* 12(3) (1998) 423-430.
62. C.C. Wang, J.Y. Jang, N.F. Chiou, Effect of waffle height on the air-side performance of

- wavy fin-and-tube heat exchangers, *Heat Transfer Engineering* 20(3) (1999) 45-56.
63. C.C. Wang, J.Y. Jang, N.F. Chiou, A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 42(10) (1999) 1919-1924.
64. Y. Kim, Y. Kim, Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *Int. J. Refrigeration* 28 (2005) 851-858.
65. M.M. Ali, S. Ramadhyani, Experiments on convective heat transfer in corrugated channels, *Experimental Heat Transfer* 5 (1992) 175-193.
66. C.C. Wang, J.S. Liaw, B.C. Yang, Air-side Performance of herringbone wavy fin-and-tube Heat exchangers – data with larger diameter tube, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 54 (2011) 1024–1029.
67. C.A. McNab, K.N. Atkinson, M.R. Heikal, Numerical modeling of heat transfer and fluid flow over herringbone corrugated fins, *Heat Transfer* 1998, 6 (1998) 119-124.
68. S.D. Hwang, I.H. Jang, H. H. Cho, Experimental study on flow and local heat/mass transfer characteristics inside corrugated duct, *Int. J. of Heat and Fluid Flow* 27 (2006) 21–32.
69. Y.T. Lin, Y.M. Hwang, C.C. Wang, Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 5035–5044.
70. Y.C. Liu, R. Hu, B.C. Yang, I.Y. Chen, C.C. Wang, Sensible airside performance of fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube, *ASHRAE Transactions* 114(1) 92008) 379-386.
71. Y.C. Liu, S. Wongwises, W.J. Chang, and C.C. Wang, Airside performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions – data with larger diameter, *Int. J. of Heat and Mass Transfer* 53 (2010) 1603-1608.
72. C.C. Wang, Y.C. Hsieh, Y.J. Chang, Y.T. Lin, Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins, *Int. J. of Refrigeration* 19(4) (1996) 223-230.

73. C.C. Wang, Y.J. Hsieh, Y.T. Lin, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *J. of Heat Transfer* 119 (1997) 109-117.
74. Y. Islamoglu, Effect of rounding of protruding edge on convection heat transfer in a converging-diverging channel, *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer* 35 (2008) 643-647.

符號說明

A_b 鰭片基部面積 [m^2]

A_c 最小流道面積 [m^2]

A_f 鰭片面積 [m^2]

A_{fr} 熱交換器正向面積 [m^2]

A_o 熱傳總面積 [m^2]

$A_{p,i}$ 管內面積 [m^2]

$A_{p,m}$ 平均管壁面積 [m^2]

$A_{p,o}$ 管外面積 [m^2]

b'_p 以管內壁溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率的值 [$kJ / (kg \cdot K)$]

b'_r 以冷媒溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率的值 [$kJ / (kg \cdot K)$]

$b_{w,m}'$ 以冷凝水平均溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率的值 [$kJ / (kg \cdot K)$]

$b_{w,p}'$ 以管外壁溫度估算飽和空氣焓曲線的斜率的值 [$kJ / (kg \cdot K)$]

c_p 比熱 [$J / (kg \cdot K)$]

$c_{p,a}$ 空氣比熱 [$J / (kg \cdot K)$]

$c_{p,c}$ 冷液體比熱 [$J / (kg \cdot K)$]

$c_{p,h}$ 熱液體比熱 [$J / (kg \cdot K)$]

$c_{p,w}$ 水蒸氣比熱 [$J / (kg \cdot K)$]

C 熱容量流率 = $m \cdot c_p$ [W / K]

C^* C_{min} / C_{max}

- C_{\max} 熱容量流率較大值 [W / K]
- C_{\min} 熱容量流率較小值 [W / K]
- D 管徑 [m]
- D_c 含兩倍頸領厚度的管外徑 = $D_o + 2\delta_r$ [m]
- D_h 水力直徑 (hydraulic diameter) = [m]
- D_i 管內徑 [m]
- D_o 管外徑 [m]
- f Fanning friction factor (Fanning 摩擦係數)
- F 修正因子
- F_p 鰭片截距 [m]
- G 質量通率 = ρV [kg / (m²·s)]
- G_c 最小流道面積下的質通量 = $c\rho V$ [kg / (m²·s)]
- h 熱傳係數 [W / (m²·K)]
- $h_{c,o}$ 濕空氣的顯熱熱傳係數 [W / (m²·K)]
- $h_{D,o}$ 質傳係數 [kg / (m²·s)]
- h_i 管內熱傳係數 [W / (m²·K)]
- $h_{o,w}$ 溼熱傳係數 [W / (m²·K)]
- i 濕空氣焓值 [kJ / kg]
- i_a 空氣焓值 [kJ / kg]
- $i_{a,d}$ 乾空氣焓值 [kJ / kg]
- $i_{a,i}$ 空氣入口焓值 [kJ / kg]
- $i_{a,o}$ 空氣出口焓值 [kJ / kg]
- i_{fg} 蒸發潛熱焓值 = $i_{g,t} - i_{f,m}$ [kJ / kg]
- $i_{f,m}$ 以平均鰭片溫度估算相對飽和空氣的焓 [kJ / kg]
- $i_{f,w}$ 凝結水焓值 [kJ / kg]
- $i_{g,t}$ 水蒸氣焓值 [kJ / kg]

- $i_{r,i}$ 以進口冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值 [kJ/kg]
- $i_{r,o}$ 以出口冷媒側溫度估算相對飽和空氣的焓值 [kJ/kg]
- $i_{s,r}$ 相對於管內液體溫度之飽和空氣焓 [kJ/kg]
- $i_{s,p,i}$ 相對於管內壁溫度之飽和空氣焓 [kJ/kg]
- $i_{s,p,o}$ 相對於管外壁溫度之飽和空氣焓 [kJ/kg]
- $i_{s,w,m}$ 以管外冷凝液膜平均溫度估算相對飽和空氣的焓值 [kJ/kg]
- i_w 為相對於水膜平均溫度的飽和空氣焓值 [kJ/kg]
- Δi_m 平均焓差 [kJ/kg]
- j the Colburn factor (熱傳因子)
- K_c 驟縮壓力損失係數
- K_e 驟升壓力損失係數
- k_f 鰭片熱傳導係數 [W/(m·K)]
- k_p 管壁熱傳導係數 [W/(m·K)]
- k_w 水熱傳導係數 [W/(m·K)]
- l_f 鰭片長度 [m]
- l_p 管長 [m]
- L_f 鰭片寬度 [m]
- L_{HX} 熱交換器深度 [m]
- m 質量 [kg]
- \dot{m} 質量流率 [kg/s]
- \dot{m}_a 空氣質流量 [kg/s]
- $\dot{m}_{a,b}$ 乾空氣質流量 [kg/s]
- \dot{m}_c 冷側流量 [kg/s]
- \dot{m}_h 熱側流量 [kg/s]
- \dot{m}_w 水流量 [kg/s]
- M 動量 [N]

ΔM 動量變化 [N]

N 管排數

NTU $U_o A_o / C_{min}$ ，傳遞單位數

P_1 熱交換器入口壓力 [Pa]

P_2 熱交換器出口壓力 [Pa]

P_a 熱交換器內a 處壓力 [Pa]

P_l 氣冷式熱交換器之縱向管間距 [m]

P_t 鰭片的橫向節距 [m]

P_{NOZ} 噴嘴前端淨壓 [Pa]

Pr Prandtl number

ΔP 壓降 [Pa]

ΔP_i 進口收縮段的壓降 [Pa]

ΔP_{ab} 速度變化造成的壓力變化 [Pa]

ΔP_e 出口擴張段的壓力變化 [Pa]

ΔP_f 熱交換器因摩擦產生的壓力變化 [Pa]

ΔP_{HX} 熱交換器總壓降 [Pa]

ΔP_{NOZ} 噴嘴壓降 [Pa]

Q 單位時間之熱傳量 [W]

Q_a 空氣單位時間之熱傳量 [W]

Q_f 傳到鰭片部分的單位時間之熱傳量 [W]

Q_i 管內單位時間之熱傳量 [W]

Q_l 空氣潛熱熱傳 [W]

Q_{max} 單位時間之最大熱傳量 [W]

Q_o 鰭片熱傳量（含管部分鰭片）[W]

Q_s 空氣顯熱熱傳 [W]

Q_t 空氣總熱傳 = $Q_s + Q_l$ [W]

Q_w 水單位時間之熱傳量 [W]

$r = r_o + \delta_f$ [m]

$r_c = D_c/2$ [m]

r_{eq} 等效半徑 [m]

r_o 分離型圓狀鰭片含鰭片高度之半徑 [m]

R 熱阻 [K / W]

Re 雷諾數

Re_{Dc} 雷諾數的特徵長度使用 D_c

Re_{Dh} 雷諾數的特徵長度使用 D_h

Re_i 管內液體雷諾數

Re_{film} 冷凝液的雷諾數 = $2\Gamma/\mu$

RH 相對濕度

$T, (T_a)$ 空氣溫度 [K]

$T_{a,i}$ 空氣入口溫度 [K]

$T_{a,o}$ 空氣出口溫度 [K]

T_b 鰭片基部溫度 (fin base temperature) [K]

T_c 冷側溫度 [K]

$T_{c,1}$ 冷側入口溫度 [K]

$T_{c,2}$ 冷側出口溫度 [K]

T_{db} 乾球溫度 [K]

T_{dew} 露點溫度 [K]

T_f 鰭片溫度 [K]

$T_{f,m}$ 鰭片平均溫度 [K]

T_h 熱側溫度 [K]

$T_{h,1}$ 熱側入口溫度 [K]

$T_{h,2}$ 熱側出口溫度 [K]

$T_{p,i}$ 管內壁之溫度 [K]

$T_{p,o}$ 管外壁之溫度 [K]

T_r 冷媒溫度 [K]

T_s 飽和溫度 [K]

T_w 水膜溫度 [K]

T_{wall} 管壁溫度 [K]

T_{wb} 濕球溫度 [K]

$T_{w,i}$ 入口水溫 [K]

$T_{w,o}$ 出口水溫 [K]

T_{∞} 環境溫度 [K]

ΔT 溫差 [K]

ΔT_a 空氣溫差 [K]

ΔT_m 有效平均溫差 [K]

ΔT_w 水側溫差 [K]

U_o 總熱傳係數 [W / (m²·K)]

U_{ow} 濕盤管之總熱傳係數 [W / (m²·K)]

V 速度 [m / s]

V_c 最小流道面積下的流速 [m / s]

$V_{entrance}$ 熱交換器入口風速 [m / s]

V_{exit} 熱交換器出口風速 [m / s]

V_{fr} 熱交換器正面風速 [m / s]

V_w 水流速度 [m / s]

W 絕對濕度 [kg / kg]

$W_{s,w}$ 相對於水膜平均溫度的空氣飽和比濕度 [kg / kg]

X_p 管壁厚度 [m]

y_f 一半鰭片厚度 = $\delta_f / 2$ [m]

y_w 冷凝水膜厚度 [m]

特殊符號

ρ 密度 [kg/m³]

ρ_1 空氣進入熱交換器前密度 [kg/m³]

ρ_2 空氣離開熱交換器後密度 [kg/m³]

ρ_a 空氣在熱交換器內a 處密度 = ρ_1 [kg/m³]

ρ_b 空氣在熱交換器內b 處密度 = ρ_2 [kg/m³]

$\rho_{entrance} = \rho_a$ [kg/m³]

$\rho_{exit} = \rho_b$ [kg/m³]

$\rho_m = (\rho_a + \rho_b)/2$ [kg/m³]

ρ_w 水密度 [kg/m³]

μ 黏滯係數 [N·s / m²]

μ_w 水黏滯係數 [N· s / m²]

ε 有效度， Q / Q_{max}

η_f 鰭片效率

η_i 內側表面效率

η_o 表面效率

$\eta_{wet,f}$ 濕鰭片效率

σ 流道收縮比 (A_c / A_{fr})

Γ 單位寬度的冷凝量 [kg / (m·s)]

δ_f 鰭片厚度 [m]

τ_w 管壁摩擦剪力 [N / m²]

下標

a 空氣側

b 鰭片根部

f 鰭片

HX 熱交換器

NOZ 噴嘴

ref 參考值

表格與圖片說明

表 2-2-1 開放性風洞系統不準度表 (Open Type)

Primary Measurements		Derived Quantities		
Parameter	Uncertainty	Parameter	Uncertainty	Uncertainty $Re_{Dc}=6000$
			$Re_{Dc} = 500$	
\dot{m}_a	0.3-1%	Re_{Dc}	$\pm 1.0\%$	$\pm 0.47\%$
\dot{m}_w	0.5%	Re_{Di}	$\pm 0.73\%$	$\pm 0.73\%$
ΔP	1.0%	f	$\pm 16.7\%$	$\pm 3.0\%$
T	0.1°C	j	$\pm 13.1\%$	$\pm 2.2\%$

表 2-2-2 循環式風洞系統不準度表 (Closed Type)

Primary Measurements		Derived Quantities		
Parameter	Uncertainty	Parameter	Uncertainty	Uncertainty $Re_{Dc}=3000$
			$Re_{Dc} = 500$	
\dot{m}_a	0.3-1%	Re_{Dc}	$\pm 1.0\%$	$\pm 0.62\%$
\dot{m}_w	0.5%	Re_{Di}	$\pm 0.73\%$	$\pm 0.86\%$
ΔP	0.5%	f	$\pm 16.7\%$	$\pm 4.1\%$
T_w	0.1°C	\dot{Q}_w	$\pm 4.5\%$	$\pm 1.4\%$
T_{db}	0.1°C	\dot{Q}_a	$\pm 5.6\%$	$\pm 3.1\%$
T_{wb}	0.1 °C	j	$\pm 14.1\%$	$\pm 5.7\%$

表 3-1-2-1 熱交換器有效度關係 (effectiveness) [47]

逆向流	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]}$
平行流	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C^*)]}{1 + C^*}$
交錯流 (unmixed/unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp\left[NTU^{0.22}/C^* (\exp(-C^* NTU^{0.78}) - 1)\right]$
交錯流 (mixed/mixed)	$\varepsilon = NTU \left[\frac{NTU}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{NTU \cdot C^*}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - 1 \right]^{-1}$
交錯流 ($C_{\min, unmixed}$ and $C_{\max, mixed}$)	$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left[1 - \exp\left[-C^* \left[1 - \exp[-NTU] \right] \right] \right]$
交錯流 ($C_{\min, mixed}$ and $C_{\max, unmixed}$)	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{-1}{C^*} \left[1 - \exp(-NTU \cdot C^*) \right] \right]$

表 3-1-2-2 ε - NTU 關係 (unmixed/unmixed, 交錯流), ESDU [46]

	管排數	C_{\min} 流體	關係式
1	Air		$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp(-C^*(1 - \exp(-NTU)))]$
	Tube		$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{1 - \exp[-NTU \cdot C^*]}{C^*}\right)$
2	Air		$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp(-2KC^*)(1 + C^*K^2)], K = 1 - \exp(-NTU/2)$
	Tube		$\varepsilon = 1 - e^{-2K/C^*} \left(1 + \frac{K^2}{C^*}\right), \langle K = 1 - e^{-NTU/2} \rangle$
3	Air		$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp(-C^*(1 - \exp(-NTU)))]$
	Tube		$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - e^{-3KC^*} (1 + C^*K^2(3-K) + 3C^{*2}K^4/2)], K = 1 - e^{-NTU/3}$
4	Air		$\varepsilon = \frac{1}{C^*} \left[1 - e^{-4KC^*} \left(1 + C^*K^2(6-4K+K^2) + 4C^{*2}K^4(2-K) + \frac{8C^{*3}K^6}{3}\right)\right]$
	Tube		$\varepsilon = 1 - e^{-4K/C^*} \left(1 + \frac{K^2(6-4K+K^2)}{C^*} + \frac{4K^4(2-K)}{C^{*2}} + \frac{8K^6}{3C^{*3}}\right), K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/4}$
∞	-		$\varepsilon = 1 - \exp(NTU^{0.22}(\exp(-C^*NTU^{0.78}) - 1)/C^*)$

表 4(a)待測物詳細的幾何尺寸(乾盤管)

No.	F_p (mm)	N , Row	Tubes	Width (mm)	Height (mm)	Depth (mm)
1	3.19	1	10	600	381	33
2	1.82	1	10	600	381	33
3	3.55	2	10	600	381	66
4	1.76	2	10	600	381	66
5	3.37	4	10	600	381	132
6	1.91	4	10	600	381	132
7	3.75	8	10	600	381	264
8	1.73	8	10	600	381	264
9	3.61	12	10	600	381	396
10	1.79	12	10	600	381	396
11	3.57	16	10	600	381	528
12	1.64	16	10	600	381	528

表 4(b) 待測物詳細的幾何尺寸(濕盤管)

No.	F_p (mm)	N , Row	Tubes	Width (mm)	Height (mm)	Depth (mm)
1	3.55	2	10	600	381	66
2	1.76	2	10	600	381	66
3	3.37	4	10	600	381	132
4	1.91	4	10	600	381	132
5	3.75	8	10	600	381	264
6	1.73	8	10	600	381	264
7	3.61	12	10	600	381	396
8	1.79	12	10	600	381	396

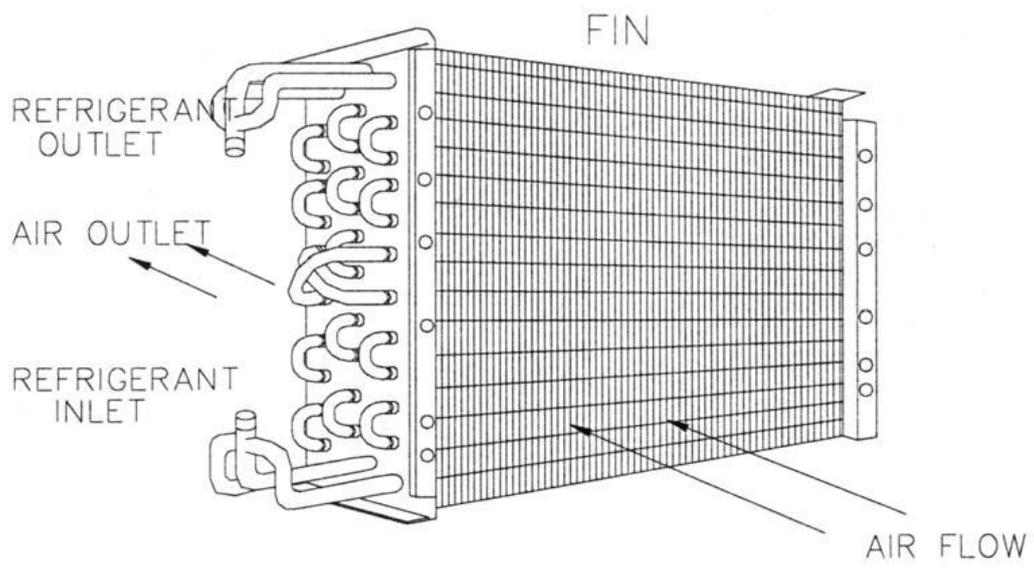


圖 1-1-1 鳍管式熱交換器

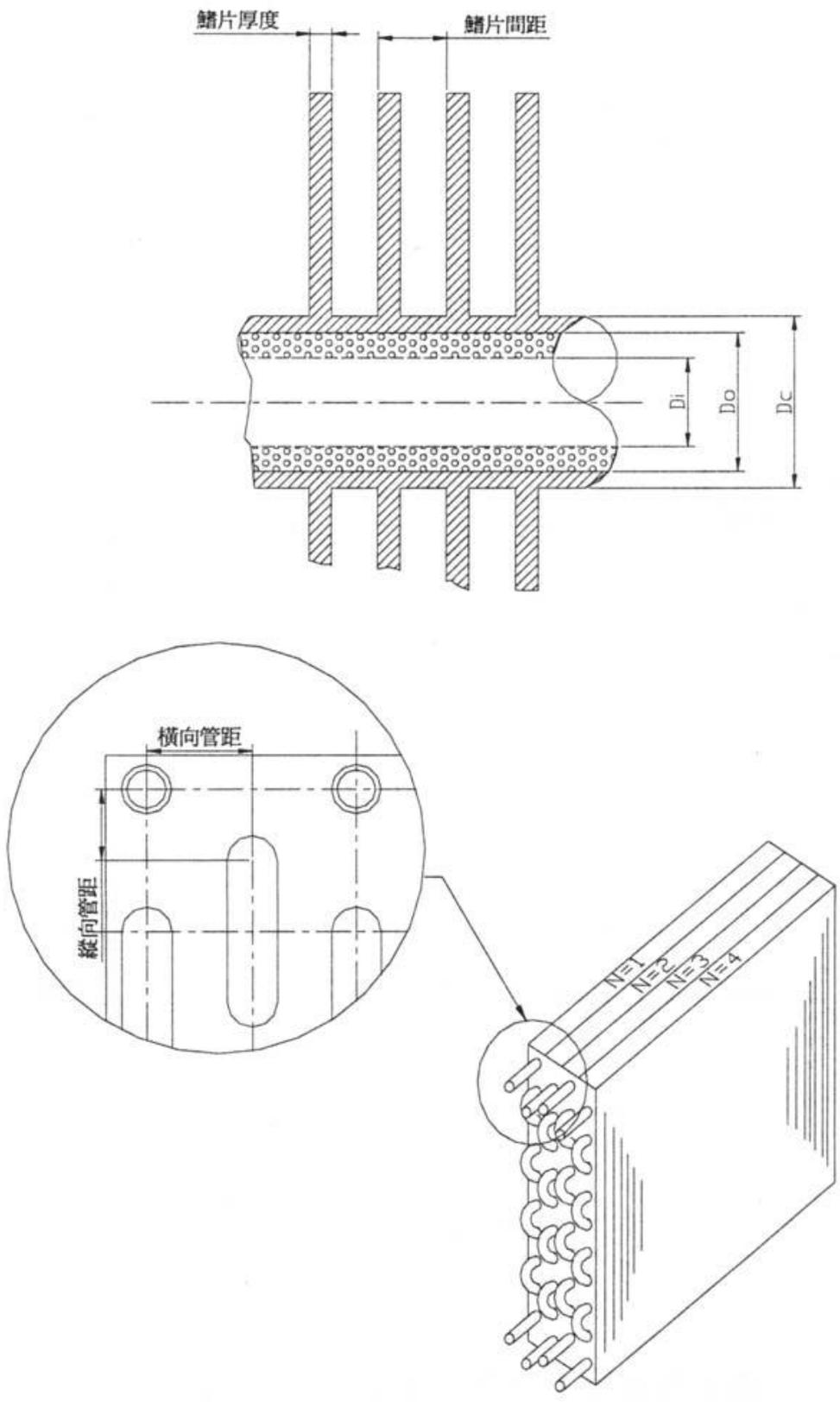
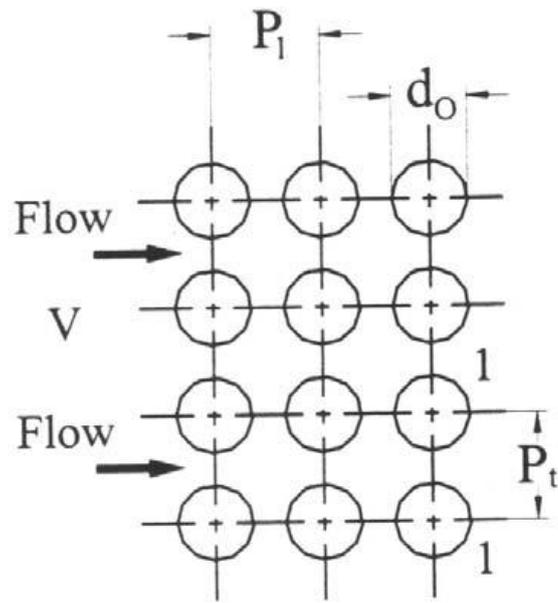
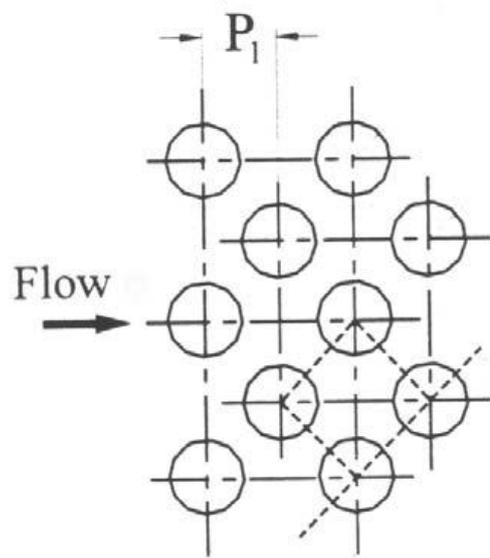


圖 1-1-2 熱交換器幾何尺寸說明



Inline



Stagger

圖 1-1-3 管路排列

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

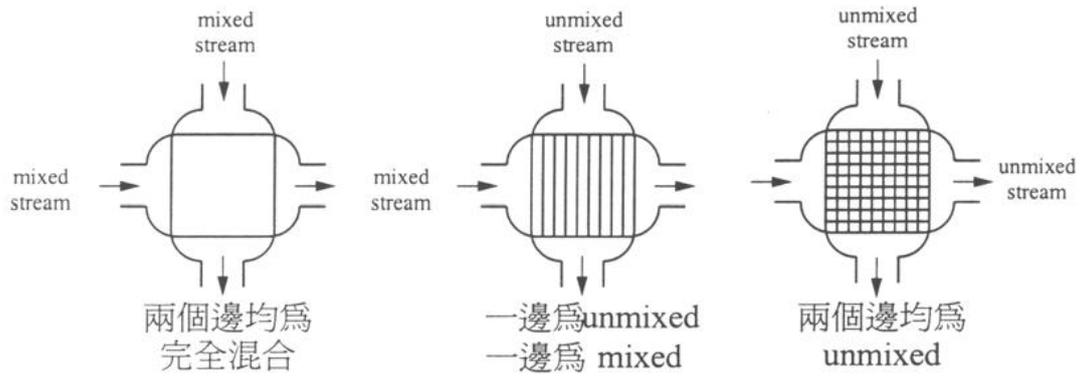


圖 1-1-4 Mixed/ Unmixed 於交錯流下說明

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

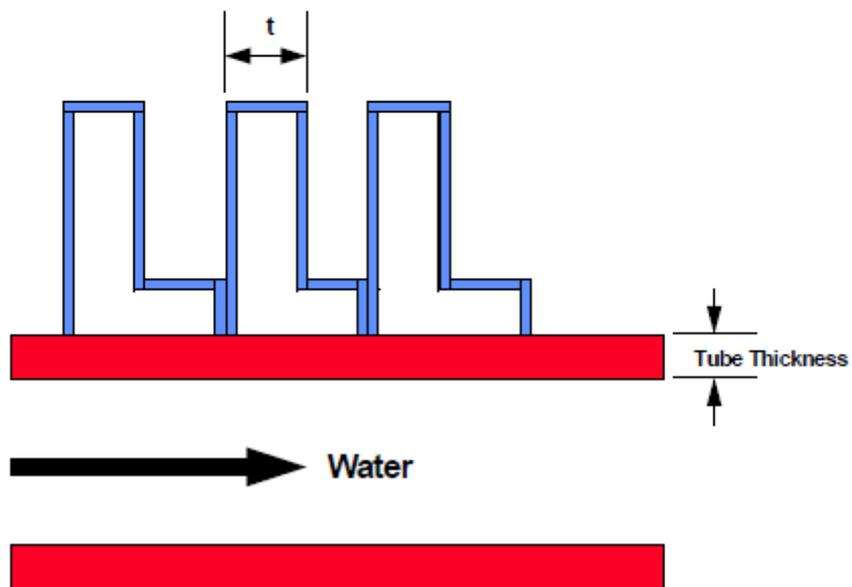
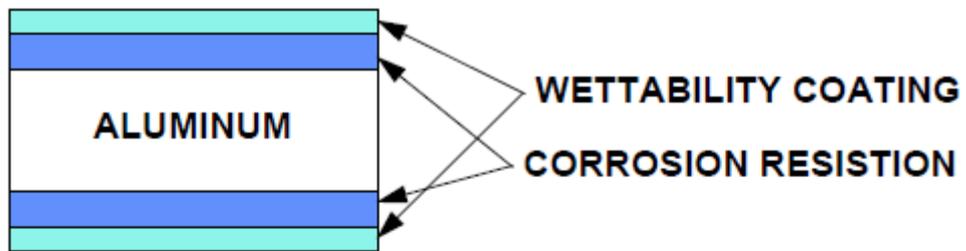


圖 1-1-5 親水性塗佈之示意圖

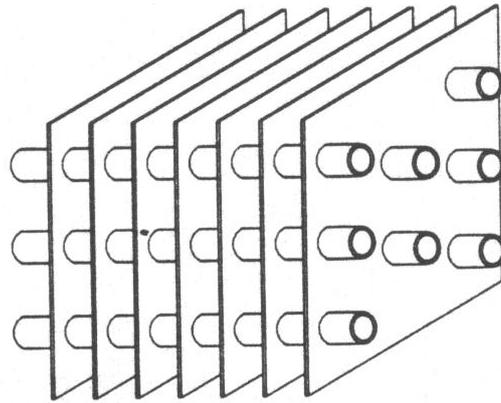
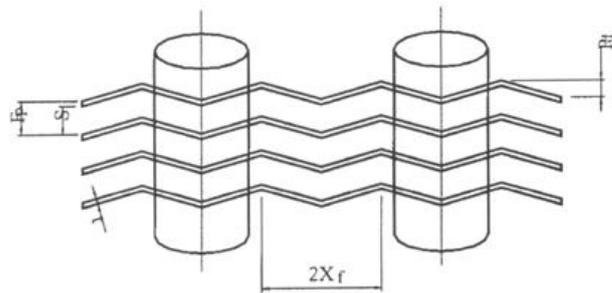
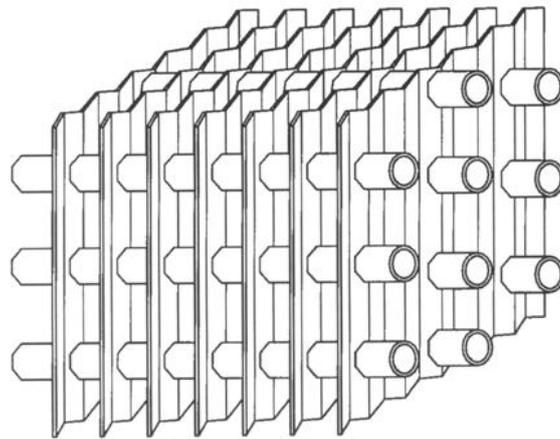


圖 1-3-1 平板型鰭片



- P_d = Waffle height
- F_p = Fin pitch
- S = Fin spacing
- X_f = Projected fin pattern length
- t = Fin thickness

圖 1-3-3 波浪型鰭片

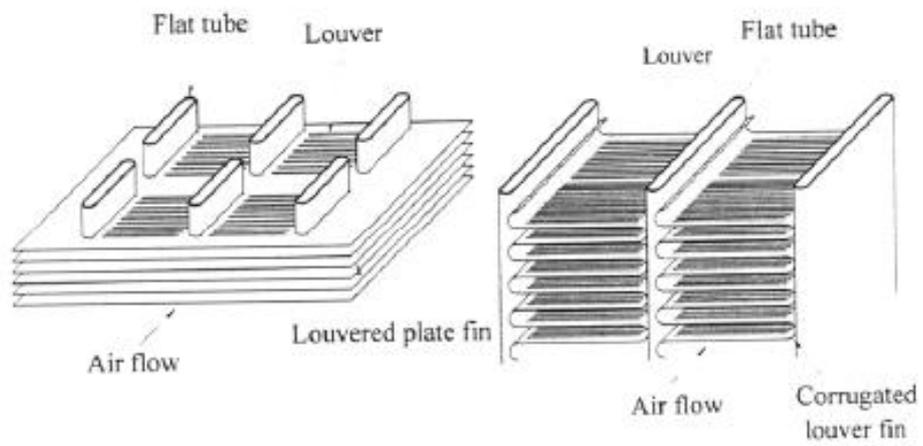


圖 1-3-2a 扁管百葉窗型鰭片

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

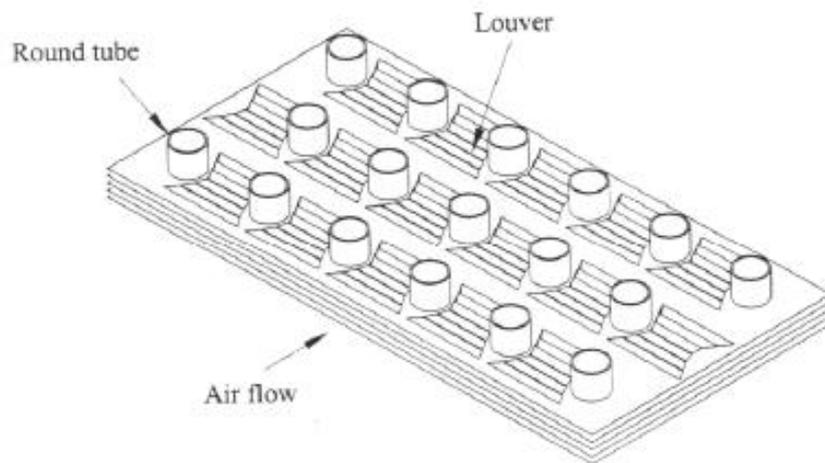


圖 1-3-2b 圓管百葉窗型鰭片

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

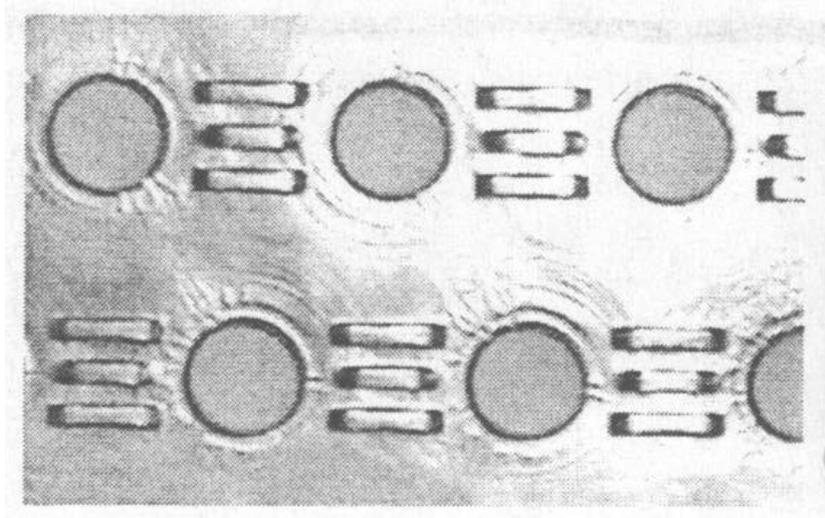


圖 1-3-4a 單向開口裂口型鰭片

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

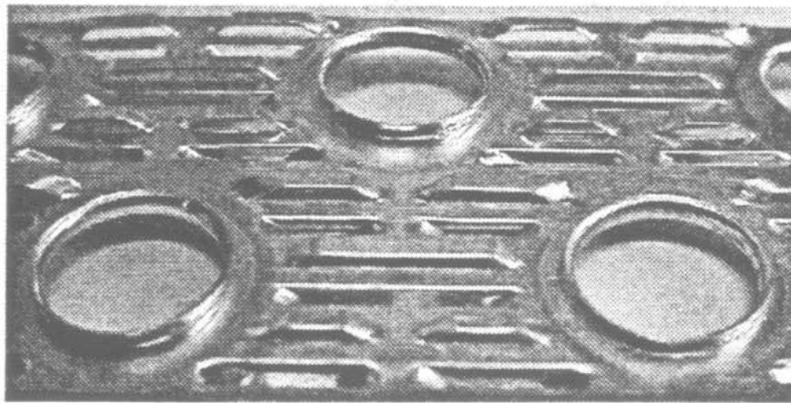
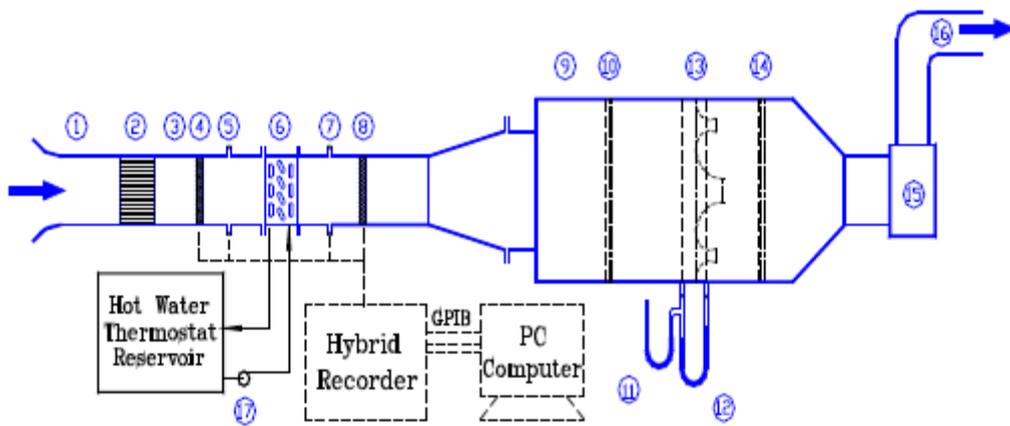


圖 1-3-4b 雙開口裂口型鰭片

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]



- | | |
|---------------------------|--------------------------------|
| 1 inlet | 9 code tester for measurement |
| 2 honey cone straightener | of air flow rate |
| 3 developing section | 10 setting means |
| 4 T/C inlet temperature | 11 nozzle pressure tap(inlet) |
| measuring station | 12 nozzle pressure tap(outlet) |
| 5 pressure tap(inlet) | 13 multiple nozzles plate |
| 6 test unit | 14 setting means |
| 7 pressure tap(outlet) | 15 variable exhaust fan system |
| 8 T/C outlet temperature | 16 discharge |
| measuring station | 17 water pump |

圖 2-1-1 開放式風洞示意圖

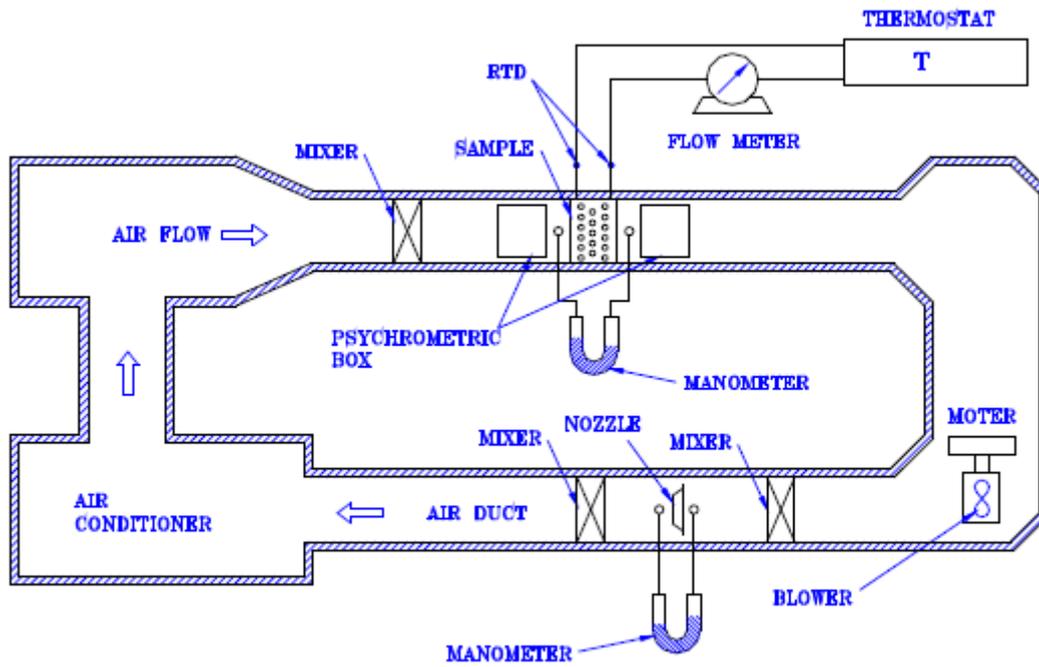


圖 2-1-2 循環式風洞示意圖

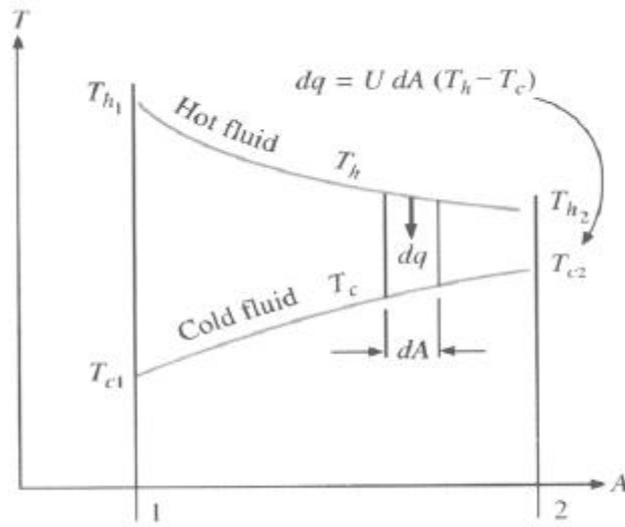


圖 3-1-1a 平行流式意圖 [47]

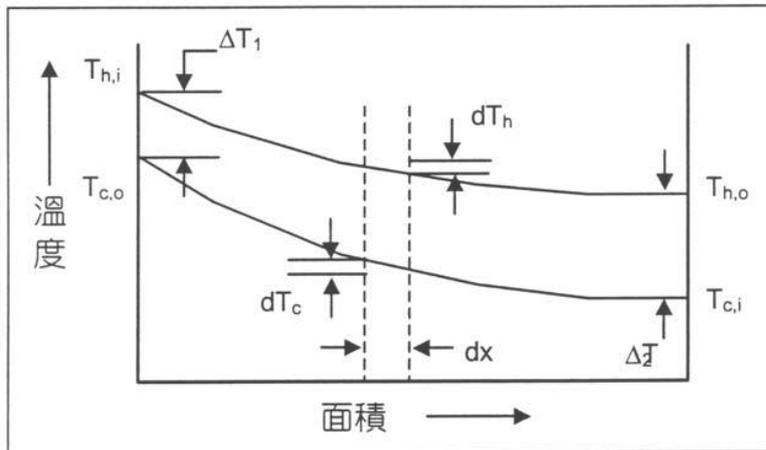


圖 3-1-1b 逆向流式意圖

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

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

T_1 and T_2 are interchangeable

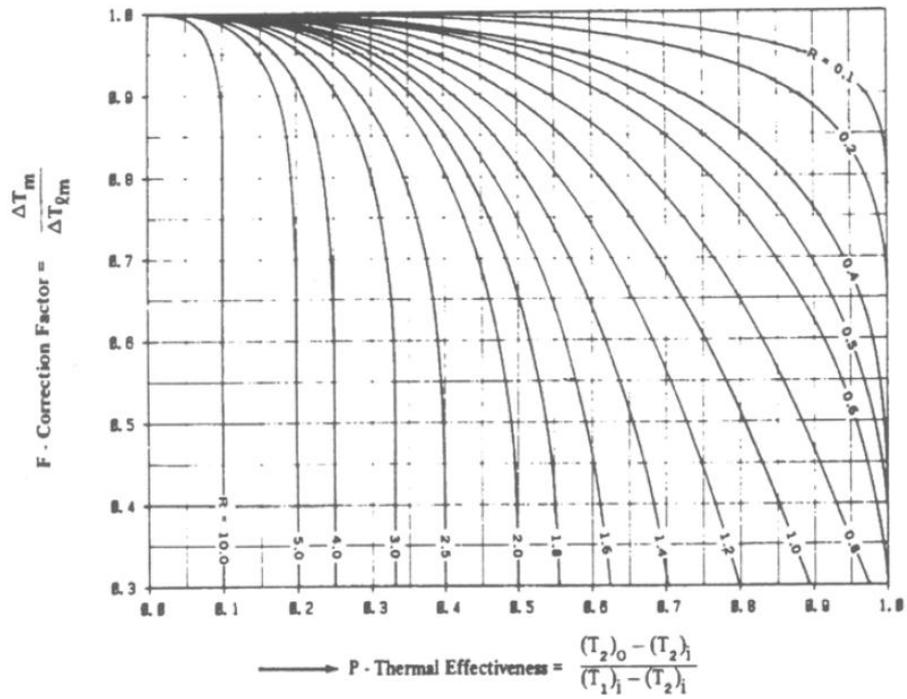
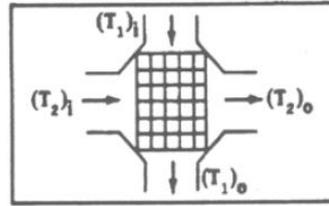


圖 3-1-1c F 與 P、R 間的關係（交錯流動，unmixed-unmixed）

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

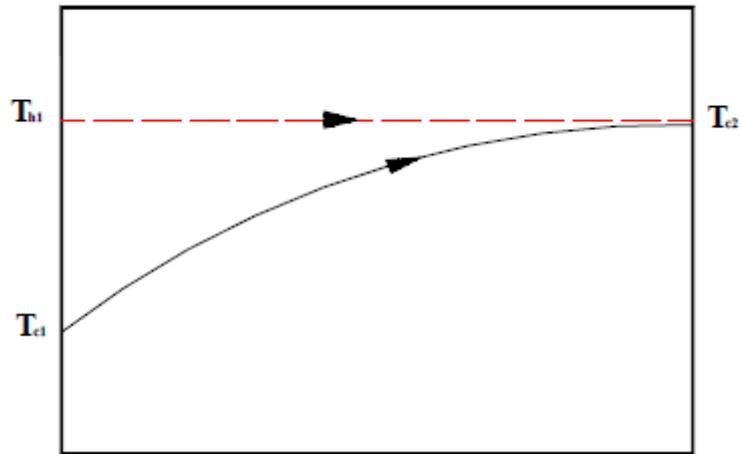


圖 3-1-2a 熱交換器面積趨近無窮大時，平行流熱交換器溫度變化示意圖

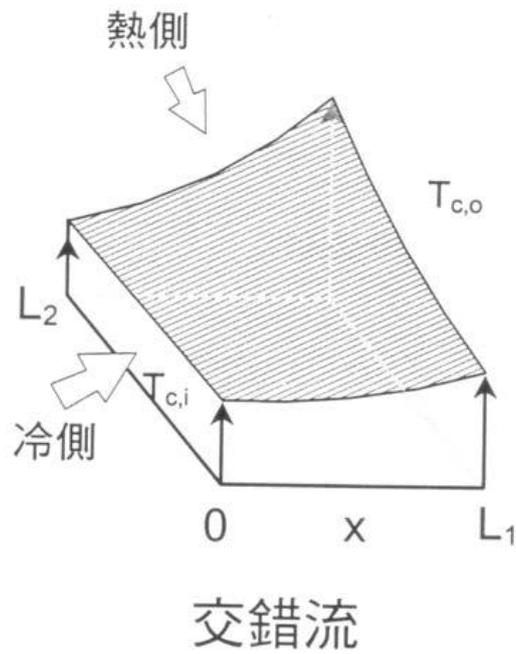


圖 3-1-2b 交錯流示意圖

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

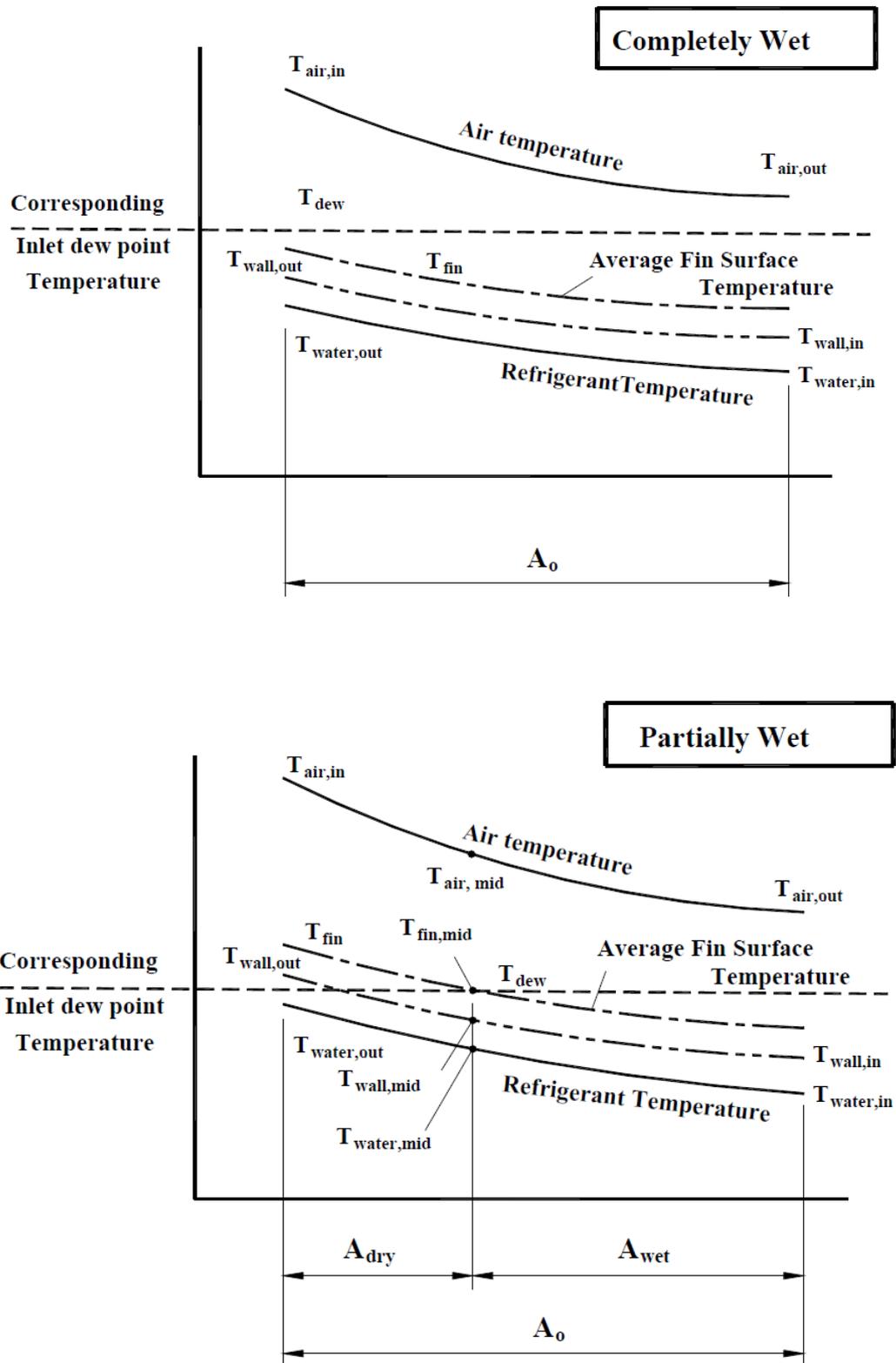


圖 3-2-1 全濕與半乾濕的定義

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

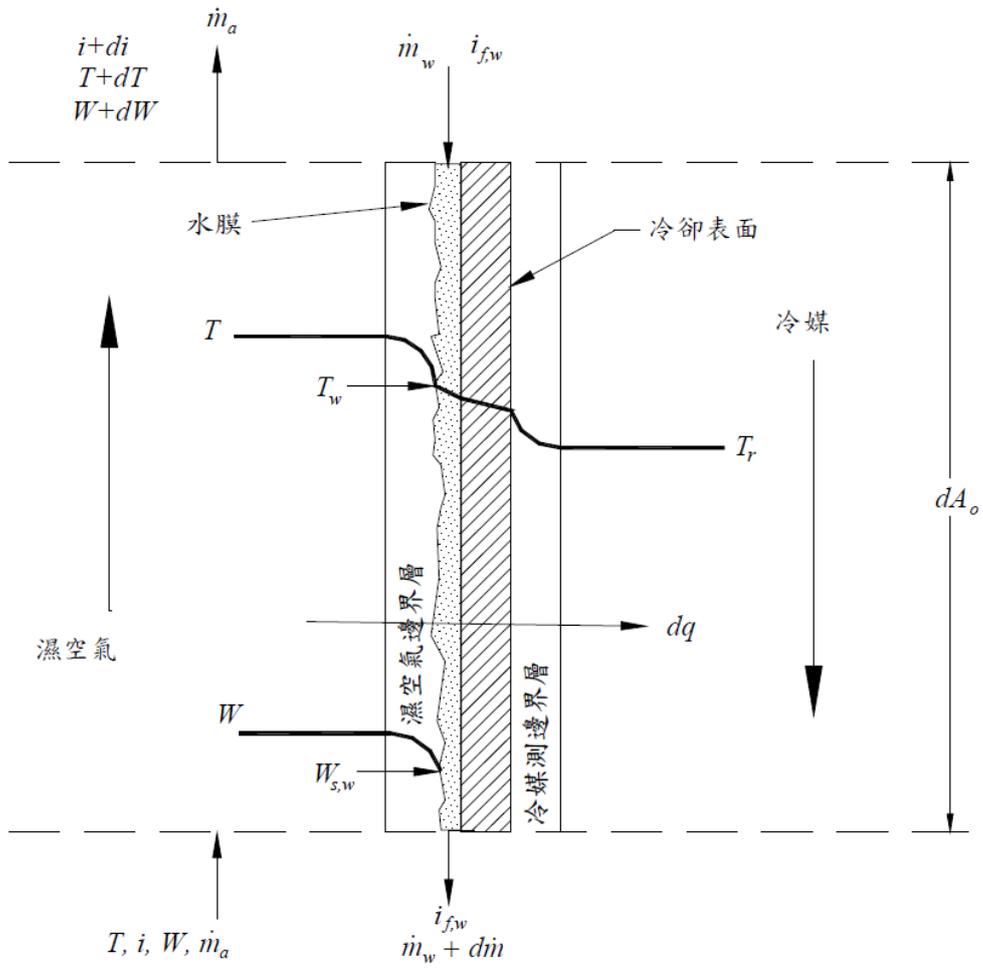


圖 3-2-1a 濕空氣熱傳的過程

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

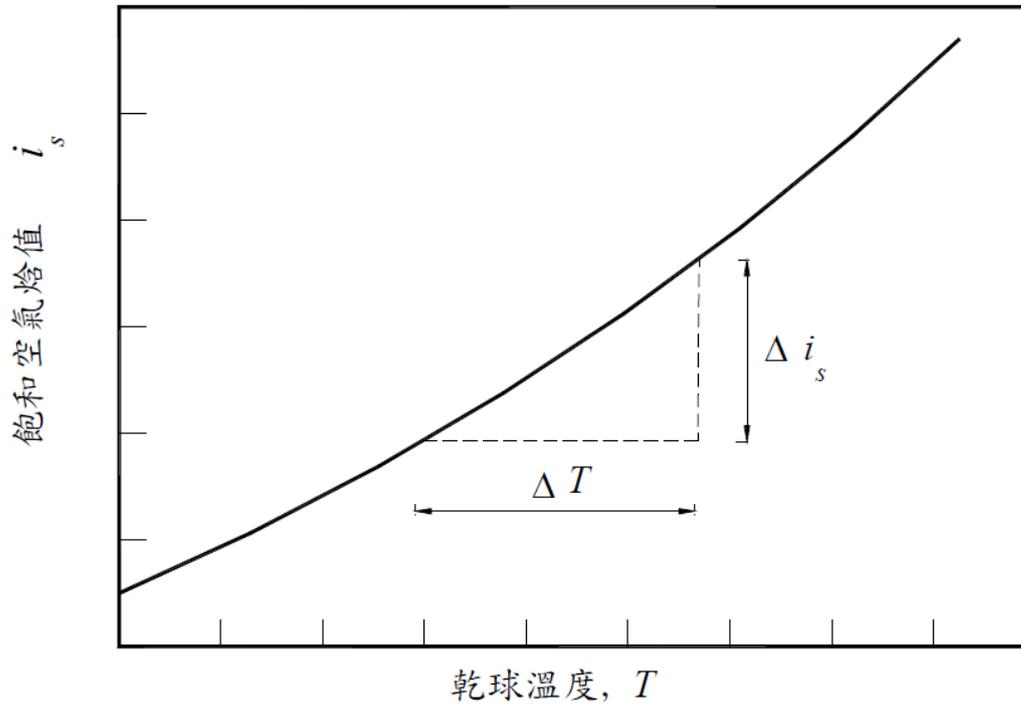


圖 3-2-1c 飽和空氣焓值與溫度變化之關係

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

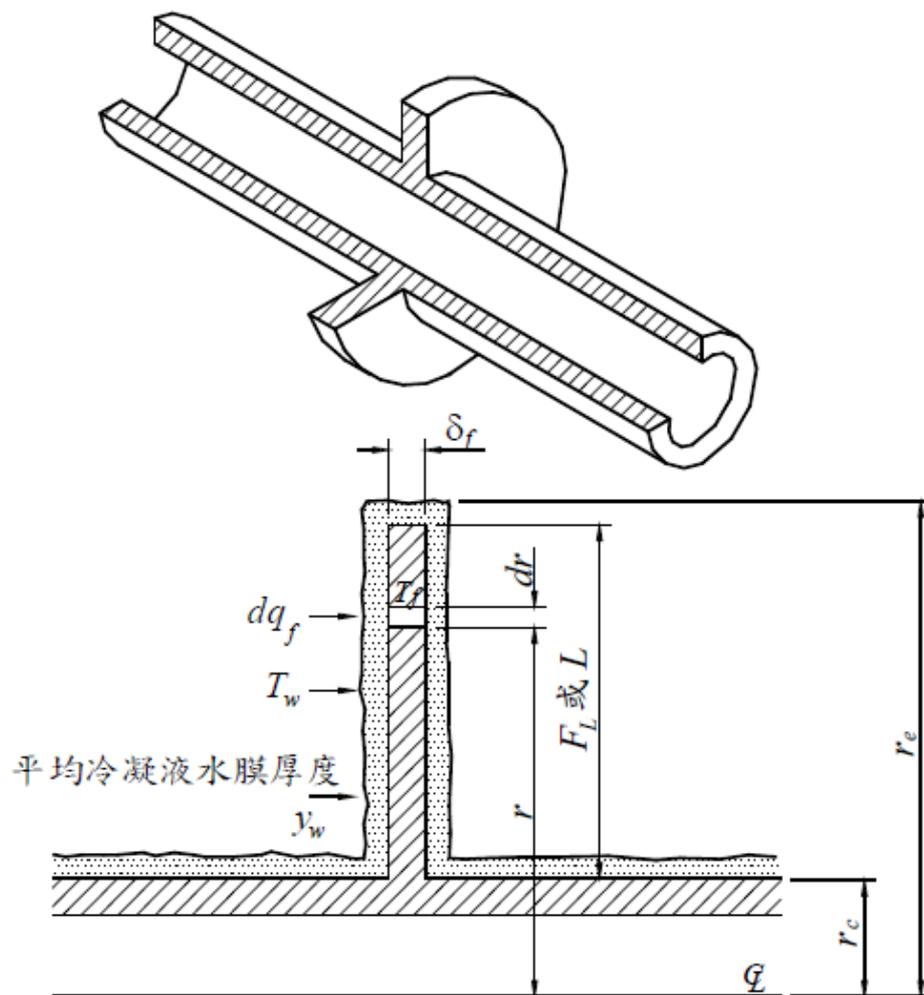


圖 3-2-2a 圓形鰭片結露模式示意圖

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

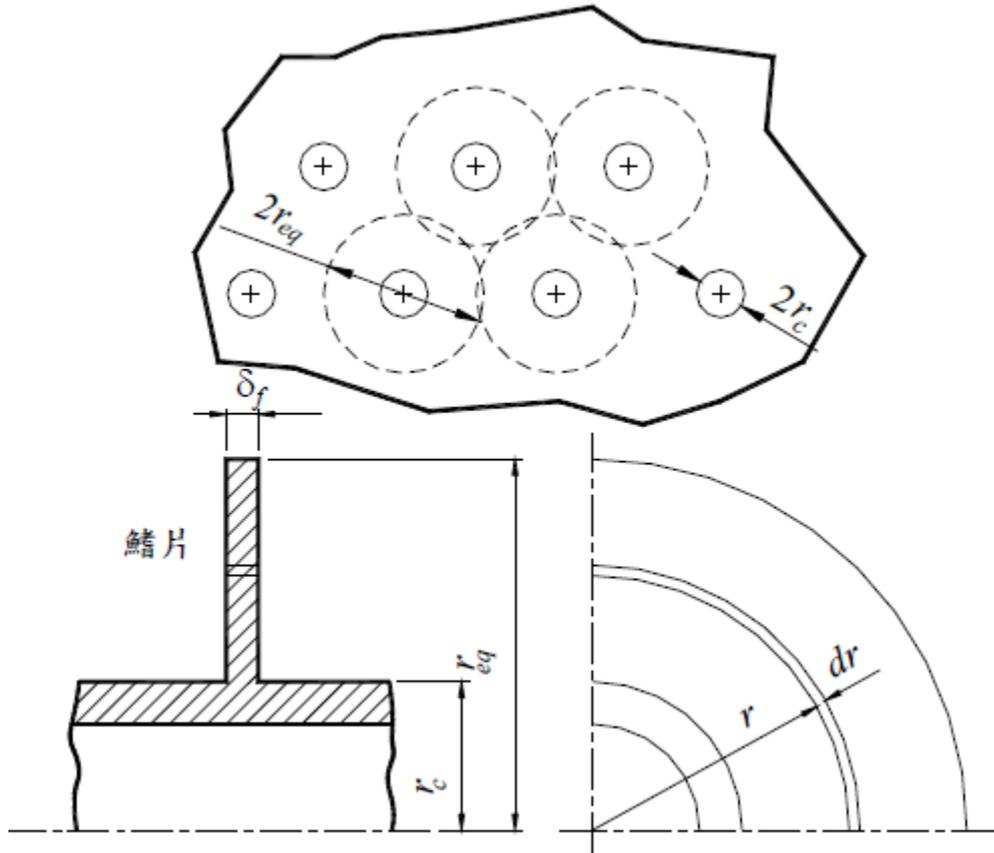


圖 3-2-2b 圓管與連續鳍片之等效半徑示意圖

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

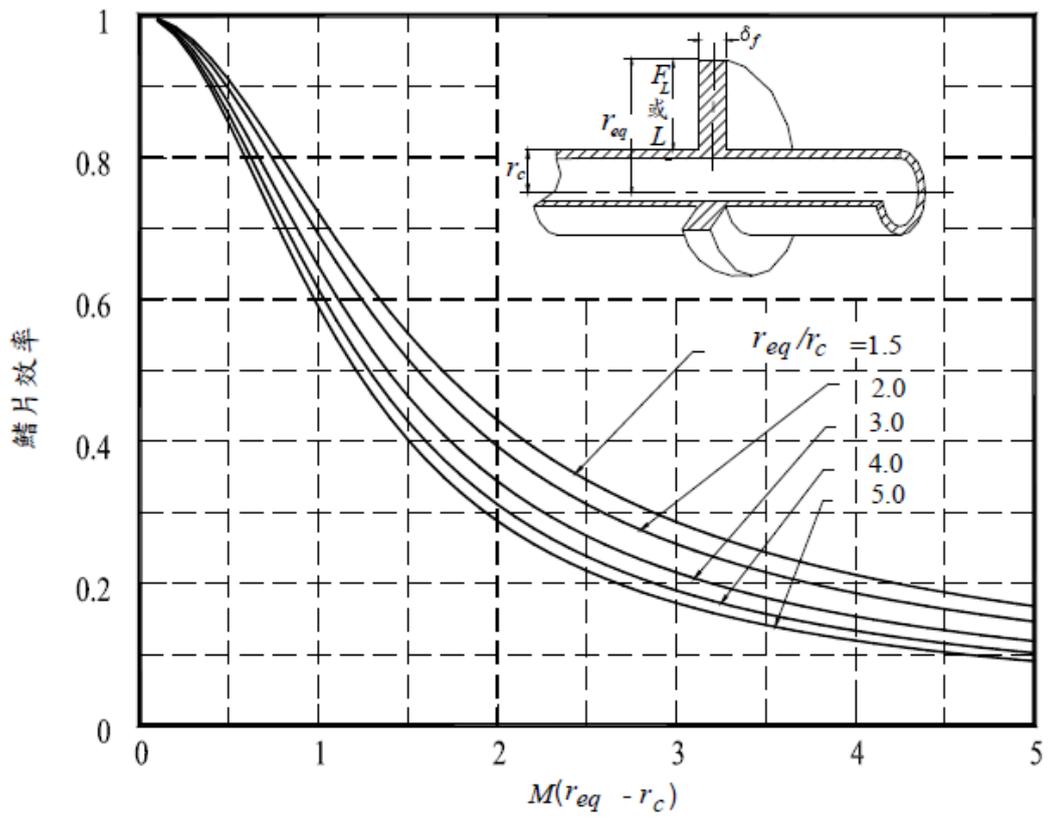


圖 3-2-2c 圓形鳍片效率與 $M(r_{eq} - r_c)$ 的關係圖

[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]

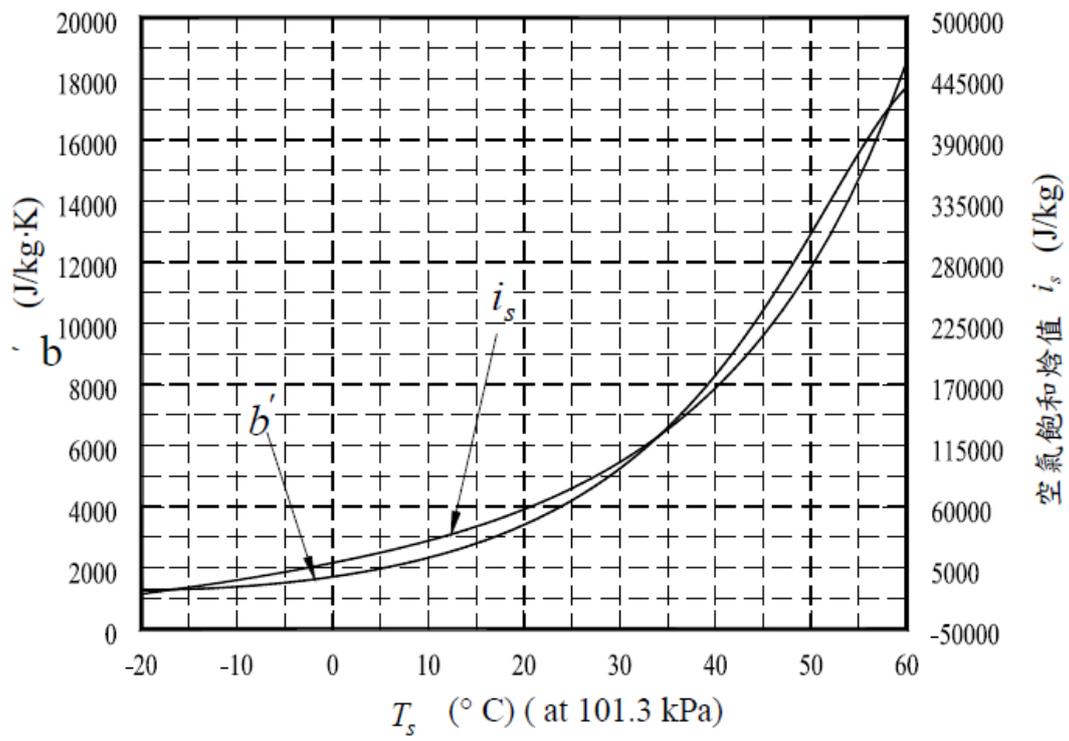
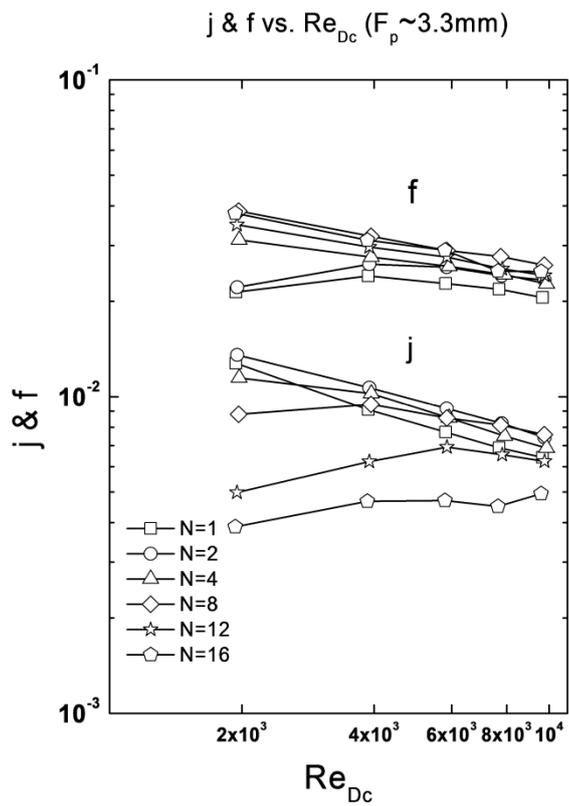
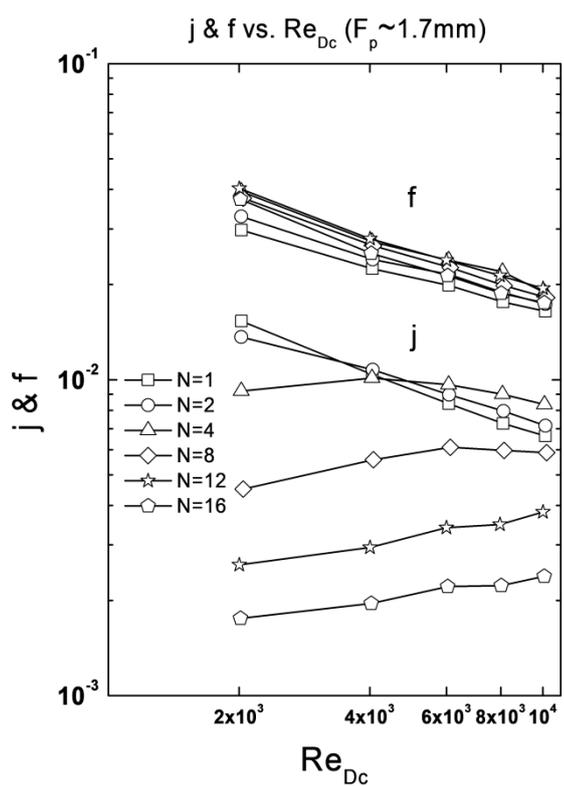


圖 3-2-2d 空氣飽和溫度(T_s)對空氣焓值(i_s)及斜率(di_s/dT_s)的關係

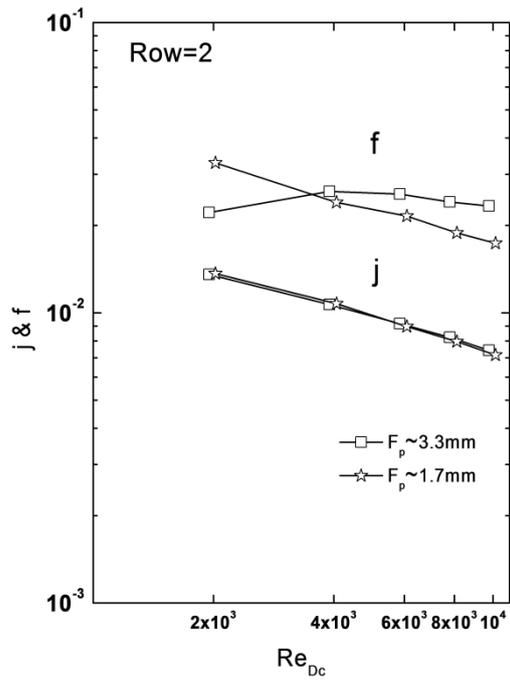
[資料來源：熱交換器設計,2001,王啟川博士]



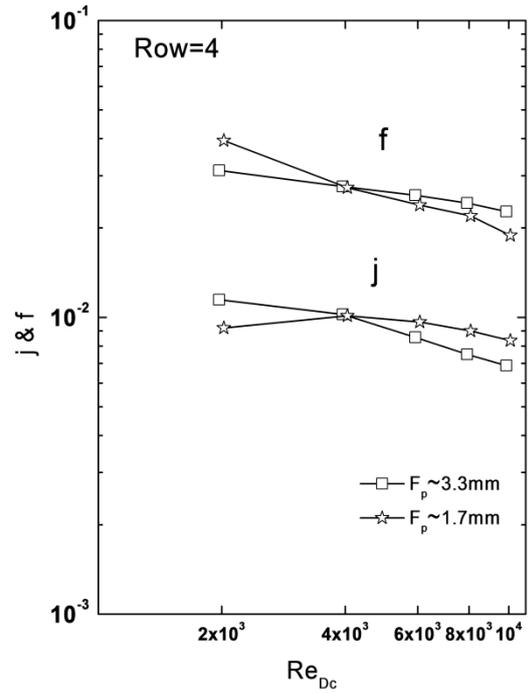
(a)

(b)

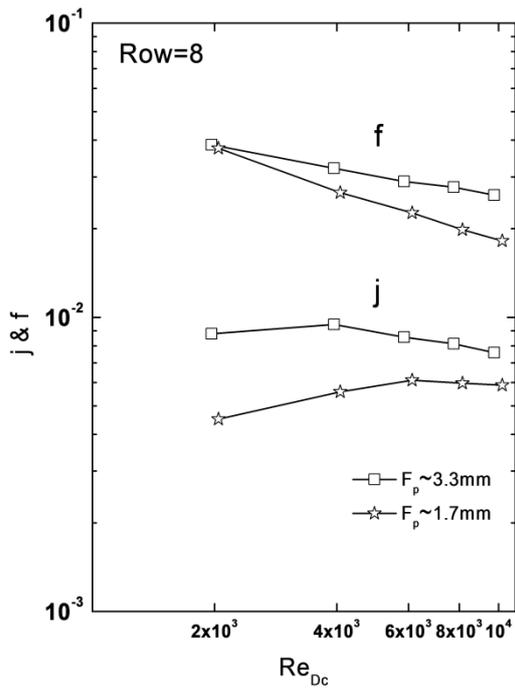
圖 4-1-1. 管排數對於空氣側熱傳性能的影響 (a) $F_p \sim 1.7\text{ mm}$, (b) $F_p \sim 3.3\text{ mm}$.



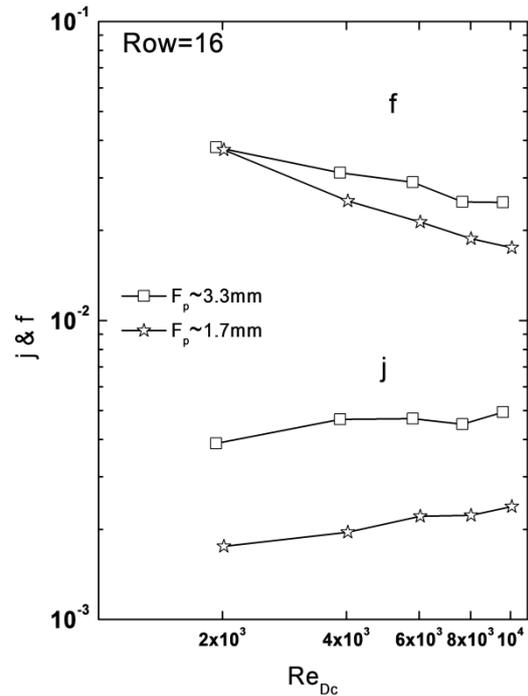
(a)



(b)



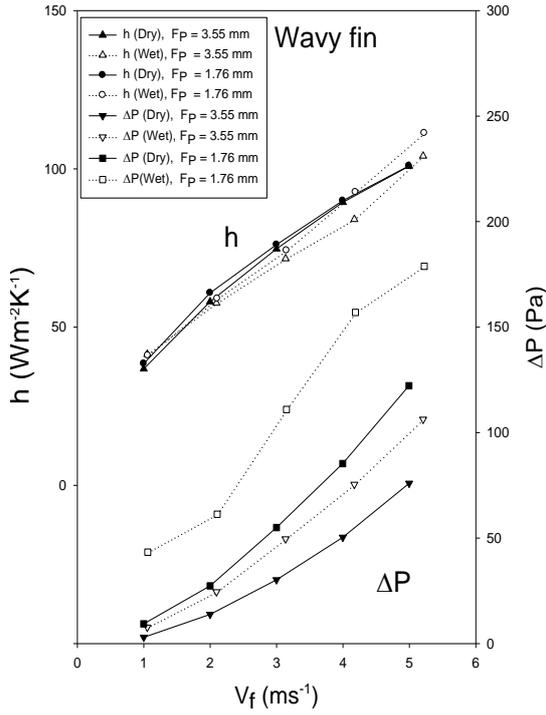
(c)



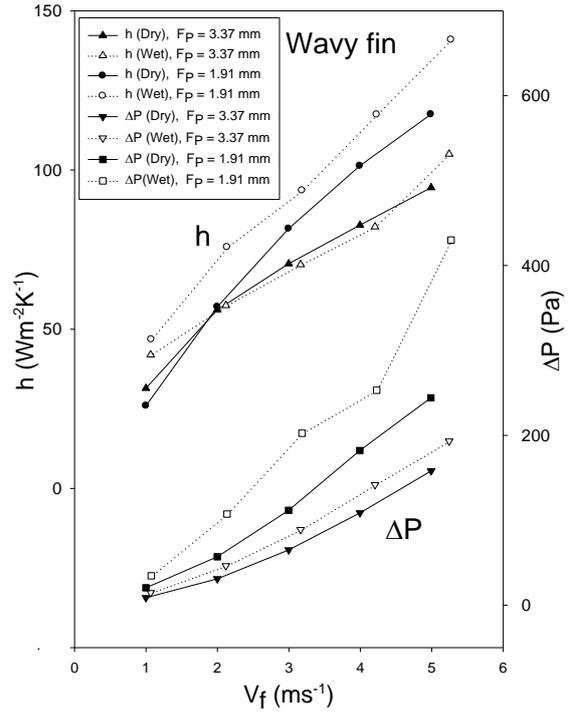
(d)

圖 4-1-2. 鰭片截距對於空氣側的熱傳性能的影響

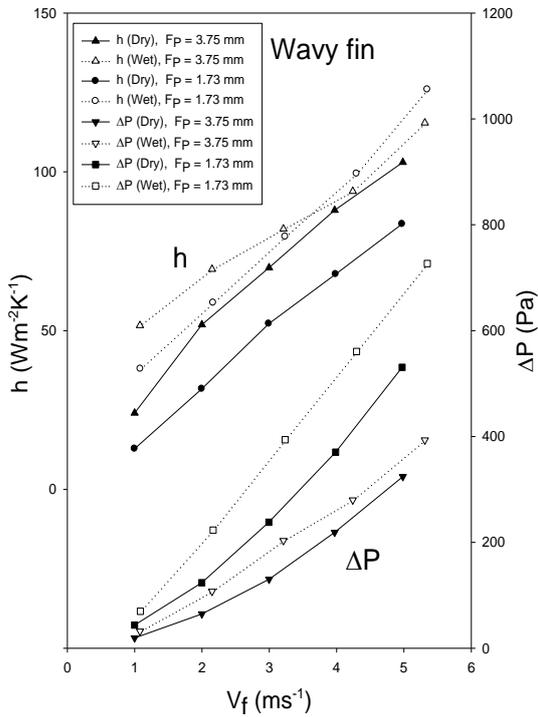
(a) $N = 2$ (b) $N = 4$ (c) $N = 8$ (d) $N = 16$.



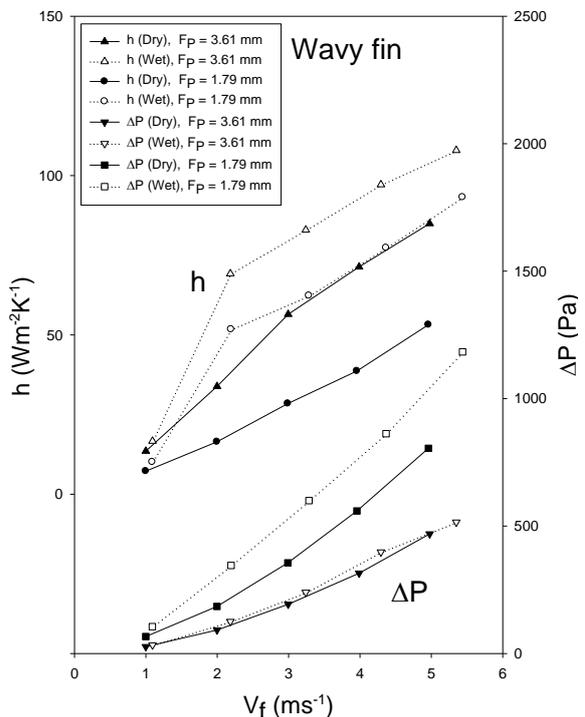
(a) $N = 2$



(b) $N = 4$

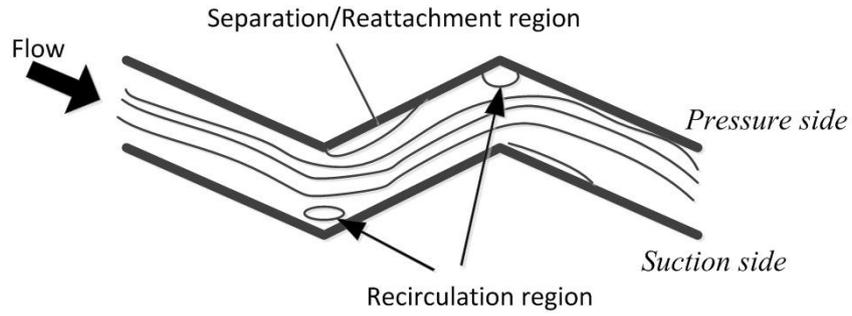


(c) $N = 8$

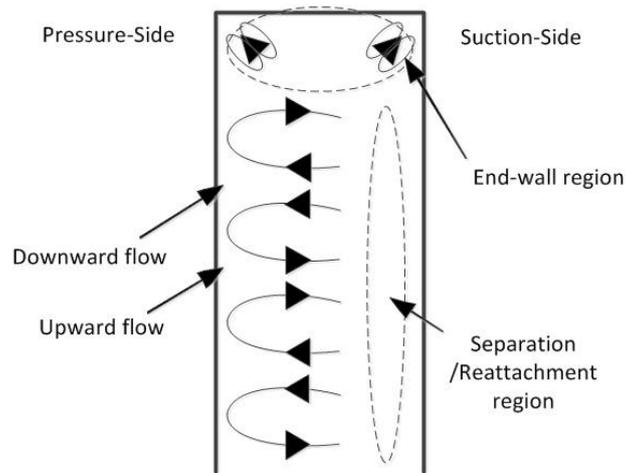


(d) $N = 12$

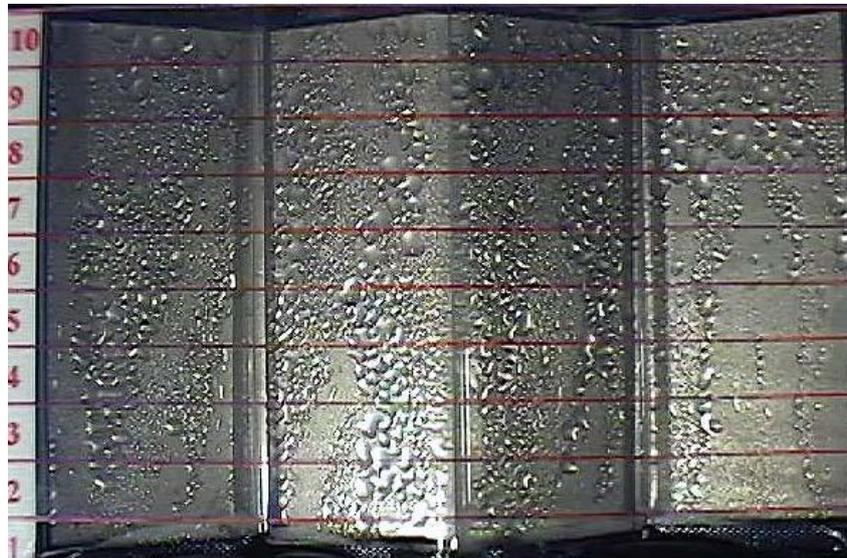
圖 4-2-1 在乾式以及濕式的條件下，
波浪型鰭管式熱交換器的熱傳係數與壓損的比較圖



(a) 完全乾燥條件下，側視圖(Hwang et al. [68]).



(b) 完全乾燥條件下，俯視圖 (Hwang et al. [68]).



(c) 濕式條件下，俯視圖 (Lin et al. [69]).

圖 4-2-2 在乾、濕表面的情況下，氣流在波浪型通道的示意圖

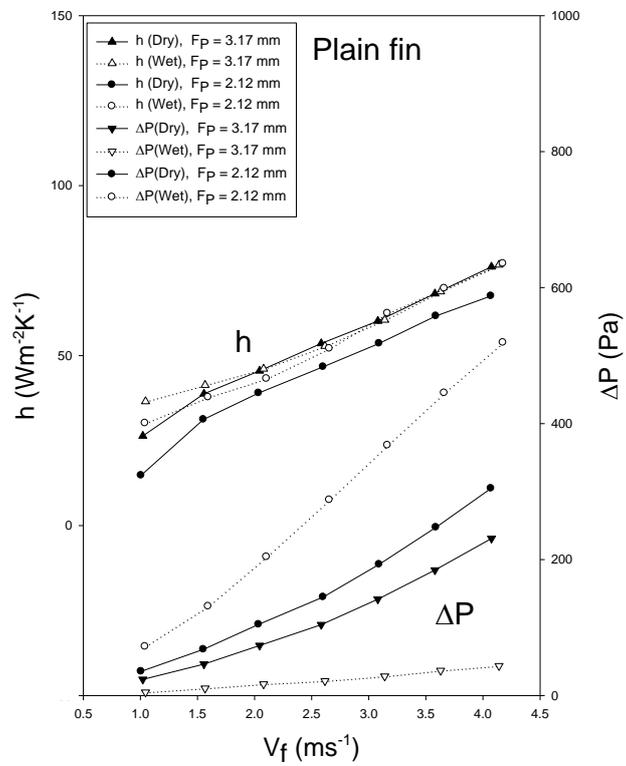
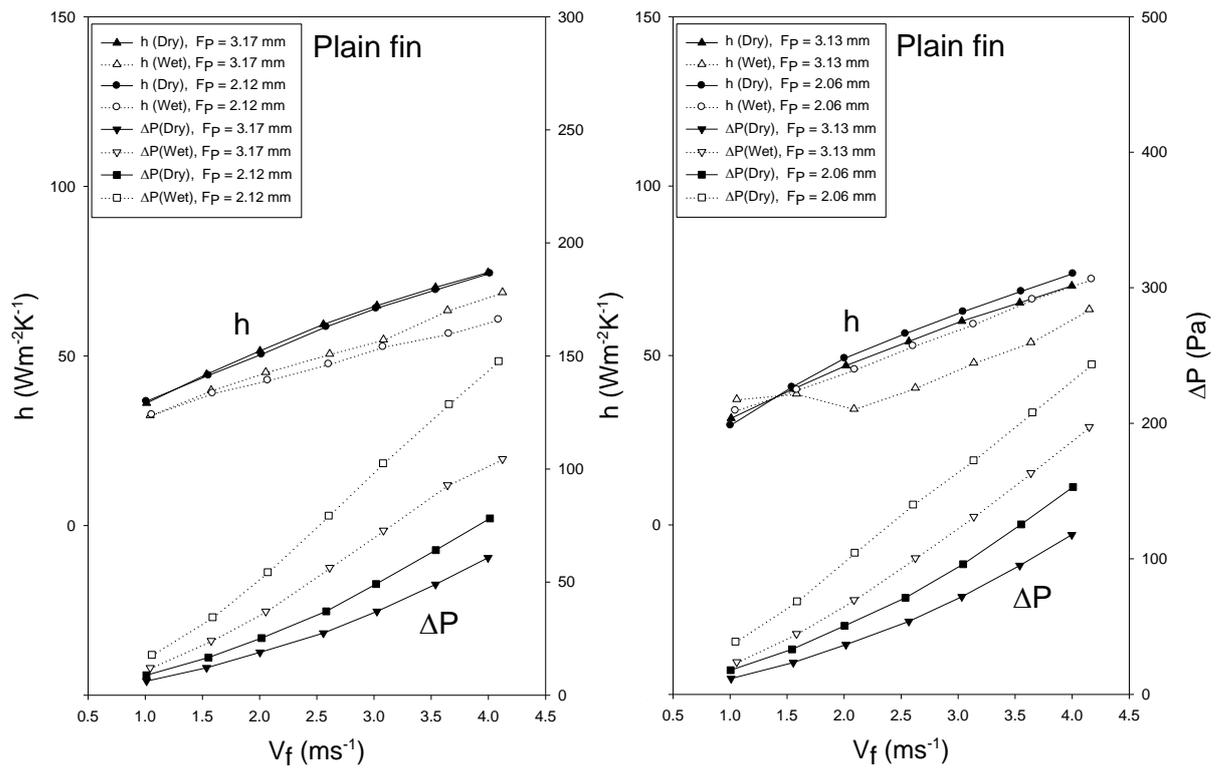


圖 4-2-3 在乾式以及濕式的條件下，
平板型鰭管式熱交換器的熱傳係數與壓損的比較圖