

管距對鰭管式熱交換器性能的影響研究

謝文健

hsiehwc@ncut.edu.tw

梁致誠

p_p2841@yahoo.com.tw

黃建民

jmh@ncut.edu.tw

國立勤益科技大學冷凍空調與能源系

摘要

本研究以數值模擬方法分析單排管鰭管式熱交換器縮小管徑時，改變管距對熱交換器熱傳與壓降的影響，文中探討 1.21 mm 與 2.5 mm 兩種鰭片截距與三種風速 0.5m/s、2.5m/s、6.5m/s。結果顯示增加風速與加大鰭片截距會降低鰭片效率使鰭片溫度降低。縮小管徑，可大幅減少熱交換器的壓降。在低風速時縮小管徑對熱傳沒有影響，在高風速時則有些微的影響。改變管距則對熱傳與壓降產生明顯的影響，同時縮小管徑與管距會同時減少熱交換器的熱傳與壓降，而且熱傳減少的幅度遠大於壓降。

關鍵詞: 鰭管式、熱交換器、鰭片、管距

1. 前言

在能源價格高漲，全球環保意識提升的今日，如何減少產品的碳足跡，提升能源效率達到節能減碳的效果，幾為所有產業的共識。而廣泛應用在冷凍空調系統、化工製程、電子產業的氣冷鰭管式熱交換器，由於其產品通常均屬高耗能設備(如冷凍機的冷凝器、蒸發器，化工製程的冷凝器，熱泵的蒸發器、冷凝器等)，因此如何提升其效能同時減少其運轉所需的耗功並減少其製造過程的碳足跡一直均為產業界所關心的議題。

早期鰭管式熱交換器的研究主要集中在熱交換器性能與基本資料的建立，如 Rich [1][2]，研究鰭片節距對熱交換器熱傳與壓降的影響，發現 Colburn j factor 在鰭片截距為 3-21 fins/inch 間的變化不大，而摩擦因子 f (friction

factor) 在鰭片截距為 3 與 14 fins/inch 之間的變化也很小。Saboya 與 Sparrow [3][4][5] 則量測平板鰭管式熱交換器上的局部熱傳，發現鰭管式熱交換器的熱傳在 4 至 6 排管時有較好的熱傳，超過 6 排管後管排對熱傳的影響很小。Jang et al. [6]，以實驗及數值方法研究 4 排管熱交換器管排排列的影響。發現在雷諾數 600-900 間，交錯排列(staggered)方式熱傳效果比整齊排列(in-lined)高約 15-27%，而壓降也高出約 20-25%，同時管排數為 4 排時，其熱傳與壓降的情況最理想。Wang et al. [7][8][9] 針對一系列鰭管式熱交換器進行測試並將實驗結果整理出準確的 f - j 關係式。在管排數 1-2 排的情況下，其熱傳性能會隨著鰭片間距減小而增加，但在管排數大於 4 排且雷諾數(Re_{dc})大於 2000 的情形下鰭片間距對熱傳性能的影響就不明顯。同時在相同鰭片間距內，管排數對於摩擦性能的影響不大，在管徑 10.23mm 的壓降約比管徑 8.51mm 高 10-15%，但管徑大小對熱傳的影響則是與鰭片間距有關。其結果以 74 組實驗數據為根據，整理出的熱傳係數方程式誤差約 7.51%，摩擦因子方程式約 8.31%。以上研究主要在建立鰭管式交換器的氣側性能了解。

要提升鰭管式熱交換器的性能，必須了解到鰭管式熱交換器的熱阻主要來自空氣側，因此除了使用增強管來提升管內側的熱傳性能外，如何提升氣側熱交換性能，成為提升鰭管式熱交換器性能的主要方法 [10]、[11]、[12]，常用的方法有增強鰭片，如使用裂口鰭片 [13]，波浪鰭片 [14]，窗形鰭片 [15]，或使用渦流產生器 [16] 來增強鰭片。另外透過改變鰭管式熱交換器的幾何特徵，亦能改善熱交換器的熱傳與壓降性能，Halici 與 Taymaz

[17]研究管距在乾溼盤管的影響，在 $Re > 500$ 時，減少管距會增加乾、溼盤管的熱傳與壓降，其中乾盤管的熱傳增加 10%，溼盤管的熱傳增加 15%。Xie et al.[18]以數值方法研究用在熱回收的多排管大管徑(16mm-20mm)鰭管式熱交換器的熱傳性能，結果顯示增加管徑或鰭片截距會降低熱傳與壓降，管距對熱交換器熱傳的影響低於管徑或鰭片截距。

本研究的目的則從設計面考慮降低管徑與改變管距對鰭管式熱交換器熱傳與壓降的影響，以提供設計熱交換器的參考。

2. 物理模型

本研究之鰭管式熱交換器如圖 1 所示為一單排管鰭管式熱交換器，其管徑為 D_c ，橫向管距為 P_t ，縱向管距為 P_l ，鰭片厚度 δ_f 固定 ($=0.12 \text{ mm}$)，為了數值上的計算，計算區域包含鰭片的前 ($=1P_l$) 後 ($=3P_l$) 延伸端，計算所用的鰭片與流體性質如表一所示，鰭片為鋁，流體為標準空氣。研究中改變管距與管徑，以了解不同管徑下管距對熱交換器性能的影響，本研究以直徑 $D_c=9.88 \text{ mm}$ 、 $P_t=25.4 \text{ mm}$ 、 $P_l=22 \text{ mm}$ 的熱交換器做為基準，共變化五種不同型式的熱交換器，如表 2 所示，將管徑由 9.88 mm 縮小為 7.6 mm ，在此同時管間距亦同步由基準熱交換器縮小至管徑比例 ($0.769=7.6/9.88$)。

表 2 以 CASE1 為基準熱交換器，其 $D_c=9.88 \text{ mm}$ 、 $P_t=25.4 \text{ mm}$ 、 $P_l=22 \text{ mm}$ ，CASE2 則將管徑所小為 7.6 mm ，但 P_t 、 P_l 只同步縮小為基準熱交換器的 0.9 倍，CASE4 則 D_c 、 P_t 、 P_l 均同步縮小至原來的 0.769 倍，CASE5 則只將管徑所小為 7.6 mm ，但 P_t 、 P_l 不變。所有熱交換器均考慮兩種鰭片截距 (F_p) 1.21 mm 與 2.5 mm ，風速考慮 0.25 m/s 、 2.5 m/s 、 6.5 m/s 三種風速。熱交換器的管壁溫度固定為 338 K (65°C)，

入口空氣溫度為 293 K (20°C)，排數固定為 1 排。其示意圖如圖 1 所示。綠色部分為鰭片，材質為 Pure Aluminum，紅色為工作流體空氣，左邊為入口右邊為出口，物理性質請參照表 1，幾何尺寸請參照表 2。

本研究模擬使用下列假設；

1. 流場為穩態。
2. 流體為不可壓縮流且物理性質為定值。
3. 忽略浮力效應。
4. 不考慮熱輻射與摩擦熱效應
5. 鰭片與管子表面平整且厚度均勻分佈。
6. 假設此熱交換器為冷凝器，對空氣做加溫動作，管壁為定溫，空氣沒有冷凝現象。
7. 忽略管子與鰭片間的接觸熱阻。

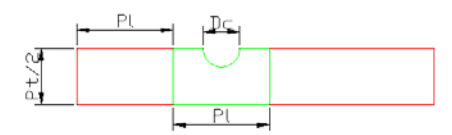


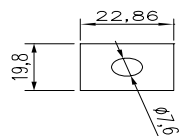
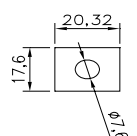
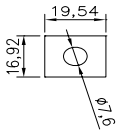
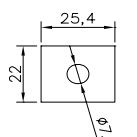
圖 1 計算區域 x-y 面幾何示意圖

表 1 鰭片與工作流體之物理性質

鰭片	ρ (kg/m^3)	C_p ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	K_f ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)	
		2720	896	204
流體	ρ (kg/m^3)	C_p ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)	μ ($\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$)	Pr
		1.205	1006	1.81×10^{-5}

表 2 研究案例說明

案例	說明
CASE1 (參考尺寸)	$P_{t,b} = 25.4 \text{ mm}$ $P_t / P_{t,b} = 1.0$

CASE2	$P_t / P_{t,b} = 0.9$ 
CASE3	$P_t / P_{t,b} = 0.8$ 
CASE4	$P_t / P_{t,b} = 0.769$ 
CASE5 (管距與管徑均等比縮小)	$P_t / P_{t,b} = 1.0$ 

網格較小、較密，前、後延伸段的格點相對較稀疏，管子附近的部分網格如圖 3(a)、(b)所示。Star-CD為一有限體積法的CFD軟體，方程式的擴散項(diffusion term)以central difference解離，對流項以upwind scheme解離。整個疊代過程以SIMPLE scheme進行。收斂的條件是速度、壓力、溫度、K(turbulent kinetic energy)之殘餘值皆小於 10^{-5} 。

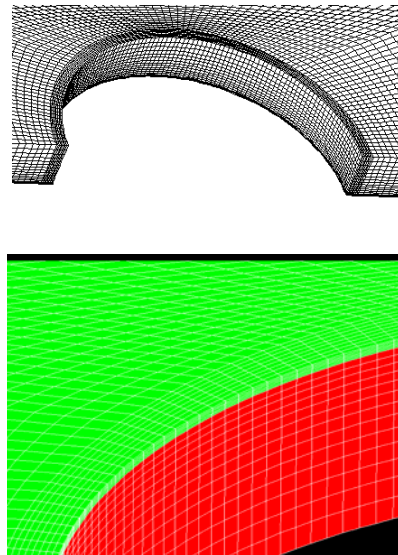


圖 3 管壁附近網格分佈圖(網格:圓形管壁)

進行數值計算時，在低風速(0.5 m/s)，流體部份使用的數學模型為質量守衡、穩態 Navier-Stokes 方程式與對流方程式；高風速(>0.5 m/s)時，則使用 k-ε 低雷諾數模型計算。

在邊界條件方面，本研究中管壁溫度固定為 338K，速度在鰭片側及管壁等固體壁上使用不滑移邊界(U、V、W=0)；鰭片上溫度則是與空氣共軛解。空氣入口溫度固定為 293K，且 V、W=0，空氣出口使用出口邊界條件。在鰭片與空氣的兩側，使用對稱條件： $\partial u/\partial n$ 、 $\partial v/\partial n$ 、 $\partial w/\partial n$ 、 $\partial T/\partial n$ 皆為 0。

3.數值方法

本研究採用 Star-CD 商用軟體來進行流場分析模擬。網格採用結構性網格，壁面附近的

由於使用數值方法模擬流場，格點的品質與網格的數量是影響答案正確性的重要因素，因此我們在確定幾何形狀之後，進行格點的測試工作，分別以能量平衡誤差、質量平衡誤差、出口溫度作為參考。能量平衡誤差指的是固體面(管子與鰭片)所散出的熱量與空氣所增加熱量的誤差百分比，算法如公式(1)，工作流體所獲之熱能為公式(2)，質量平衡誤差計算方式與公式(1)相同但能量改為出入口質量。

$$100\% \times (Q_{Air} - (Q_{tube \rightarrow fin} + Q_{tube \rightarrow air})) / Q_{Air} \quad (1)$$

$$Q_{Air} = \rho_{air} \times A_{fr} \times V_{fr} \times c_{p,air} \times (T_2 - T_1) \dots \quad (2)$$

理論上，只要絕對殘餘值夠小，應該就可以說達到能量平衡，然而因每一網格的殘餘值雖然很小，但計算用網格數很大時，會因小誤差的累加造成整體的能量不平衡量，所以應該對此做檢驗。

表 3 網格測試結果 (林 [19])

平板鰭片網格測試結果				
網格數	85560	111216	163296	204084
能量平衡誤差 (%)	0.05616	0.05908	0.02005	0.05569
出口溫度 (K)	316.956	316.941	316.862	316.858

表 3 以 $D_c=9.88$ mm、 $P_t=25.4$ mm、 $P_l=22$ mm 的模型計算，可看出網格數在 163296 時，其能量平衡誤差最低，且出口溫度和其他網格數也相差不到 0.1K，故為了縮短計算時間且不影響結果準確度，因此在本研究中皆採用 163296 網格數來做為計算基準。

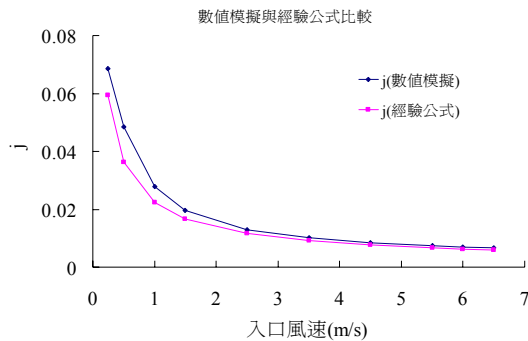


圖 4 數值模擬與經驗公式比較(林 [19])

為了確認數值計算的可靠性，圖 4 以 $D_c=9.88$ mm、 $P_t=25.4$ mm、 $P_l=22$ mm 的模型計算可看出，雖在低風速時有較高的誤差，不過在高風速後，數值模擬與經驗公式比較的誤差就逐漸縮小，由此可知數值模擬在模擬鰭管式熱交換器上有一定的準確性，故此模擬結果可作為設計熱交換器時的一種依據。

4. 結果與討論

本研究針對五種熱交換器改變三種風速與兩個鰭片截距以了解改變管距使鰭片面積變化與不同管徑對鰭管式熱交換器性能的實際影響。

圖 5 與圖 6 分別為 case2 與 case3 在鰭片截距 (F_p) 1.20 mm 與 2.5 mm 時不同風速下的鰭片溫度分布圖。圖 5(a)、(b)、(c) 管距縮為原尺寸的

0.9 倍，圖 5(d)、(e)、(f) 管距縮為原尺寸的 0.8 倍。在相同風速下，可看出管距縮小時

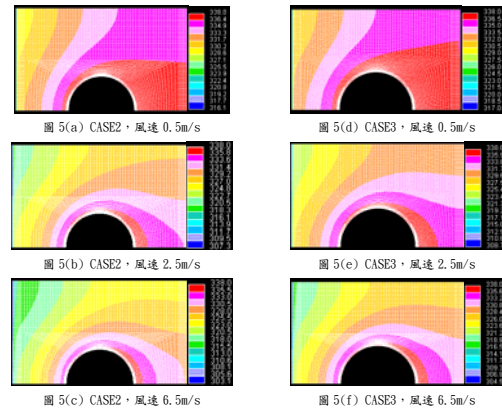


圖 5 CASE2 與 CASE3 在鰭片截距 1.20 mm 時，不同風速下的鰭片溫度分布圖

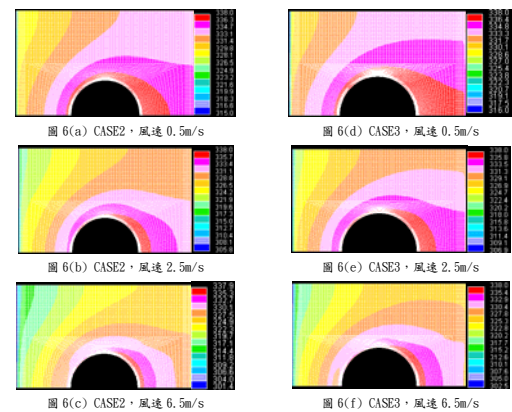


圖 6 CASE2 與 CASE3 在鰭片截距 2.5 mm 時，不同風速下的鰭片溫度分布圖

鰭片溫度分佈較為均勻，低風速時溫度分佈又較高風速時均勻，顯示鰭片在低風速時具有較高的鰭片效率。圖 6 則為鰭片截距增加至 2.5 mm 時的情形，相對於圖 5，在相同風速下由於通過鰭片管道的風量增加，使鰭片效率下降，因此可看到圖 6 中平均鰭片溫度較圖 5 來的低。與圖 5 相同，在圖 6(d)、(e)、(f) 中，由於鰭片較小(原尺寸的 0.8 倍)，其溫度分佈較圖 6(a)、(b)、(c) (原尺寸的 0.9 倍) 來的均勻，也具有較大的鰭片效率。

為了了解不同管距與管徑對鰭管式熱交換器的實際影響，圖 7、8、9、10 分別比較了五種不同管距、管徑與 P_t 、 P_l 的平板鰭管式熱交換器的熱傳與壓降變化。參考熱交換器的尺寸為管徑 $D_c=9.88$ mm、縱向管距 $P_t=25.4$ mm、橫向管距 $P_l=22$ mm，管徑縮小為 $D_c=7.6$ mm，管距則由原尺寸 $P_t=25.4$ mm、 $P_l=22$ mm 逐步縮小至與管徑相同縮小比例的 $P_t=19.54$ mm、 $P_l=16.92$ mm，詳細尺寸示於表二。

圖 7、8 為 $F_p=1.21$ mm 不同熱交換器的熱傳比例圖與壓降比例圖，CASE1 為參考熱交換器，故其熱傳與壓降比例均為 100%，CASE5 則只有管徑縮小，鰭片面積與 CASE1 相同，因此其熱傳量在低風速時幾乎與原尺寸熱交換器相同，但在高風速時，由於鰭片效率下降(見圖 5(c)、(f) 的溫度分佈)，熱傳量才有較顯著的下降，由圖 7 中可見管距縮小在低風速時對熱傳的影響較小，在高風速時則較明顯。圖 8 則為管距縮小的壓降變化，圖中顯示管徑縮小對壓降有明顯的影響，而且壓降減少比例不與管徑縮小比例成正比。管徑縮小但管距不縮小的熱交換器其壓降在高風速時反而是最小的，但在低風速時則否。低風速時壓降減少比例與管距縮小比例成正比。

圖 9 與圖 10 則是將熱交換器的鰭片截距改為 2.5 mm 的熱傳與壓降變化圖。圖 9 中可明顯的看到熱傳與管距縮小的比例成正比，與 $F_p=1.21$ mm 相同，低風速時 CASE5 與原尺寸熱交換器熱傳相同，但在其他的案例，不似 $F_p=1.21$ mm 的情形，其低風速與高風速熱傳減少的情形均類似，與減少面積成正比。在圖 10 大鰭片截距的情形下，縮小管徑一樣可明顯減少熱交換器的壓降，與 $F_p=1.21$ mm 不同的是低風速與高風速相同，壓降減低最大的是管徑縮小但管徑不變的 CASE5，因此使得縮小管徑在鰭管式熱交換器中能達到降低壓降的效果。

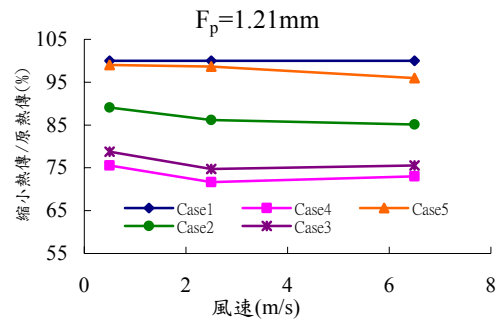


圖 7、 $F_p=1.21$ mm 熱傳比例圖

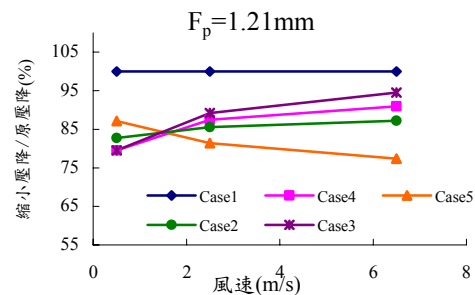


圖 8、 $F_p=1.21$ mm 壓降比例圖

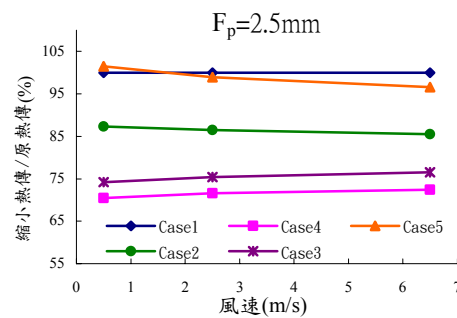


圖 9、 $F_p=2.5$ mm 熱傳比例圖

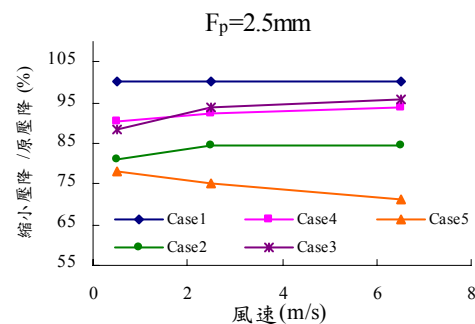


圖 10、 $F_p=2.5$ mm 壓降比例圖

5. 結論

本研究分析不同管徑與管距的單排平板鰭管式熱交換器在不同鰭片截距與風速下的熱傳與壓降性能變化，得到結果如下：

1. 等比縮小鰭管式熱交換器會使熱交換器的熱傳量等比縮小，但壓降卻無法等比減小。但若只縮小管徑而維持原來的管距，反而可得到較佳的熱傳與壓降效果。
2. 在相同風速下，加大鰭片節距，鰭片效率會降低，所以要使鰭片熱傳有較好的效果，在設計時鰭片節距是需要思考的地方。
3. 在高風速時，同步縮小管徑與管距，壓降減少有限，但熱傳量卻同步降低，所以在設計熱交換器時，必須同時考慮管徑與管距的變化。
4. 在進行數值模擬時其出口延伸區的長度決定於出口流場的迴流長度，不需無限制的加長延伸區，如此可節省網格數，加快運算之時間。

6. 參考文獻

- [1] 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 Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, pp. 137-145.
- [2] Rich, D. G., 1975, "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 81, Part 1, pp.307-317.
- [3] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, 1974, "Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configurations," *ASME J. Heat Transfer* 96, 265-272
- [4] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, 1976, "Transfer characteristics of two row plate fin and tube heat exchanger configurations", *Int. J. Heat Mass Transfer* 19, 41-49
- [5] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, 1976 "Experiments on a three-row fin and tube heat exchanger", *J. Heat Transfer* 98, 26-34
- [6] J.-Y. Jang, M.-C. Wu, W.-J. Chang, Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996) pp. 3057-3066.
- [7] Wang, C.C., Chi, K.U., Chang, C.J., 1998 "Heat and mass transfer for plain fin-and-tube heat exchangers with and without hydrophilic coating," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 43:2692-2700
- [8] Wang, C.C., Chi, K.U., Chang, C.J., 2000a "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchanger: part1: new experimental data," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 43:2692-2700
- [9] Wang, C.C., Chi, K.U., Chang, C.J., 2000b, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchanger: part2: correlation," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 43:2692-2700
- [10] Bergles, A.E. "Heat Transfer Enhancement – The Maturing of Second-Generation Heat Transfer Technology," *Heat Transfer Engineering*, pp 47-55, Vol.18 no.1 1997.
- [11] Jacobi, A. M. and R. K. Shah, "Air-Side Flow and Heat Transfer in Compact Heat Exchangers: A discussion of Enhancement Mechanisms," *Heat Transfer Engineering* pp.29-41, Vol.19 no.4 1998

- [12]R. L. Webb and N.-H. Kim, "Advances in Air-Cooled Heat exchanger Technology," J. of Enhanced Heat transfer, pp. 1-26, 14(1), 2007.
- [13]Wang, C.C., Wei-Han Tao, C. J. Chang, "An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers," pp.595-603, Int. J. of Refrigeration, 22, 1999.
- [14]Wang , C.C., Y-T Lin, C. J. Lee, Y. J. Chang, "Investigation of Wavy Fin-and-Tube Heat exchangers: A contribution to databank," Experimental Heat Transfer , pp.73 - 89, Vol. 12, 1999.
- [15] Wu , H. L., Y. Gong, X. Zhu, "Air Flow and Heat Transfer in Louver-Fin Round-Tube Heat Exchangers," J Heat Transfer, pp.200-210, Vol.129, Feb. 2007.
- [16]A. Joardar, A. M. Jacobi, "A Numerical Study of Flow and Heat Transfer Enhancement Using an Array of Delta-Winglet Vortex Generators in a Fin-and-Tube Heat Exchanger," pp. 1156-1167, J. Heat Transfer, Vol. 129, Sep. 2007.
- [17] F. Halici, I. Taymaz, " Experimental study of the airside performance of tube row spacing in finned tube heat exchangers," Heat Mass Transfer, pp.817-822, Vol.42, 2006
- [18] Xie ,G., Q. Wang, B. Sunden," Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," Applied Thermal Engineering, pp.1-16, Vol.29 2009
- [19]林俊傑,"裂口鰭管式熱交換器性能研究," 國立勤益科技大學，碩士論文，2009