

國立交通大學

機械工程所

碩士論文

半凹窩型渦流產生器

於鰭管式熱交換器之應用

**The study of fin-and-tube heat
exchangers with vortex generators—in
the shape of half-dimple**

姓名：陳冠宇

指導教授：王啟川 教授

中華民國一百零一年七月

半凹窩型渦流產生器於鰭管式熱交換器之應用

**The study of fin-and-tube heat exchangers with vortex generators —
in the shape of half-dimple**

研 究 生：陳冠宇

student : Kuan-Yu Chen

指 導 教 授：王啟川

advisor : Chi-Chuan Wang

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系

碩 士 論 文

A thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

For the Degree of

Master of Science

In

Mechanical Engineering

November 2011

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零一年七月

半凹窩型渦流產生器於鰭管式熱交換器之應用

學生：陳冠宇

指導教授：王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

本文探討一種新世代，可應用於鰭管式熱交換器(Fin-and-Tube Heat Exchangers)的鰭片，即是將渦流產生器(Vortex Generators, VG)應用於鰭片上。渦流產生器據信是一種，僅僅小幅地增加壓降，但卻能大幅提高熱傳的方法。

本文以理論設計，決定以一”半凹窩型”(half-dimple)渦流產生器，作為本實驗的渦流產生器種類。接著再以數值模擬，試圖找出擺放最佳的位置，以及排列的方法。模擬的結果顯示：以 V 型排列，不但能有效提升熱傳效果，更能利用通過前方 VG 的渦流，有效地減小壓降，故採用此種設計。

在實驗時，一共探討的變數有：兩種鰭片間距(1.6mm、2.0mm)、三種管排數(1、2、4 排)、以及三種鰭片種類(平板、渦流產生器、百葉窗)，共十八種測試物；再配合 0.5、1、1.5、2、3、4、5 米等共七個風速。結果顯示：在多數的情況下，百葉窗型鰭片(louver)仍然有較好的熱傳表現。但是，當鰭片間距由 1.6mm 增至 2.0mm，百葉窗鰭片的熱傳性能下降，但對於 VG 型鰭片而言，影響卻不大，甚至在低風速時，其效率會勝過百葉窗型鰭片。

關鍵字：鰭管式熱交換器、渦流產生器

ABSTRACT

This study develops a new style fin having vortex generator configuration which is used in fin-and-tube heat exchangers. Vortex generators were commonly used in aircraft to reduce separation.

There are many style vortex generators. In this study, we develop a new style having a “half-dimple” configuration. In the design stage, CFD is employed to locate the best position and the arrangement. The result is deployed in a “V” arrangement for the purpose of decreasing the pressure drop. The simulation results are then used to develop the prototype of actual fin-and-tube heat exchangers.

In the experiment, the effect of fin pitches (1.6mm, 2.0mm), and the number of tube row (1, 2, 4rows) for three kinds of fin style (plain, vortex generators, louver) are examined. The frontal velocity ranges from 0.5 to 5 m/s. The results show that louver fin outperforms other fin patterns in most cases. However, when the fin pitch is increased from 1.6 mm to 2.0 mm, the heat transfer coefficient of louver fin will decrease considerably. But for the vortex generators case, the influence is quite small. Even in the low velocity, the efficiency of vortex generator will be better than the louver fin.

Keywords: fin-and-tube heat exchanger, vortex generator

致謝

本論文能夠順利的完成，首先最要感謝的就是我的指導教授，王啟川老師。當初因為一些因緣際會進入了老師的實驗室，老師不僅僅提供了非常完整的實驗環境，也提供許多機會、經費、人脈等，使我一路從碩一什麼都不懂的情況下，至今不但能夠順利完成論文，亦順利找到研發替代役，在此非常感謝老師兩年來的指導。另外也要感謝傅武雄教授，以及中央大學楊建裕教授，在口試時提出了許多重要的意見，讓我的論文更加完善。

另外也要感謝在碩一時期幫助我許多的學長嘉浚、智鈞、泓凱、岳峻、東榮，在我面對 project 甚麼都不會時，給了我不少建議；以及碩二時期的遍佈在 550、305、508、513 等地的戰友們，善豪、靖瑞、泳彰、伯公、宇棋；坤穎、美佐、佩如、仁傑、彥慶；楷祥；洋嘉、士哲、瑋亭、立竹等人，無論是在實驗上遇到挫折，或是生活上遇到甚麼瓶頸，總是能夠聽我抱怨並給予不少寶貴的意見，另外還感謝兩位博士班的學長，磊哥以及昆壕，無論是在找工作或是實驗上，皆提供我許多幫助。除了學校外，要特別感謝工研院的楊愷祥博士、曾智勇學長、瑞領科技的劉永銓學長，不但帶我實際操作工研院設備，更幫我解決不少實際上的問題。

最後更要感謝我的父母在我求學路上的陪伴支持，有你們給我最強力的後盾，使我毫無後顧之憂地學習，是我堅持下去永不放棄的動力！要感謝的人太多了，謹以此論文獻給所有關心我的人，謝謝你們！

陳冠宇

2012.8 交大工五 550

目錄

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
致謝.....	III
目錄.....	IV
表目錄.....	VII
圖目錄.....	VIII
符號說明.....	XII
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 研究背景.....	2
1.3 研究動機.....	4
1.4 本文架構.....	4
第二章 文獻回顧.....	8
2.1 渦流產生器.....	8
2.2 凹洞技術.....	9
2.3 排列方式.....	11
2.4 理論設計.....	12
第三章 數值模擬.....	15
3.1 程式介紹.....	15

3.2 操作步驟.....	15
3.2.1 幾何模型.....	15
3.2.2 邊界條件.....	16
3.2.3 網格.....	16
3.2.4 初步結果.....	17
第四章 實驗部分.....	26
4.1 實驗設備.....	26
4.1.1 風洞系統.....	26
4.1.2 水循環系統.....	27
4.1.3 資料蒐集系統.....	28
4.1.4 待測物.....	28
4.2 實驗步驟.....	29
4.3 理論分析.....	30
4.3.1 熱傳部分.....	30
4.3.2 壓降部分.....	34
4.3.3 不同類型鰭片比較.....	37
第五章 結果與討論.....	56
5.1 鰭片間距同為 1.6mm	56
5.2 鰭片間距同為 2.0mm	57
5.3 鰭片間距的影響.....	57

5.5 散熱性能評價 VG-1.....	58
5.6 散熱性能評價 FG-3	59
5.7 實際上之應用	60
第六章 結論.....	72
參考文獻.....	73



表目錄

表 1 在不同網格等級下的數值.....	21
表 2 平板型鰭片的模擬結果.....	22
表 3 重要的鰭片種類示意圖，以及模擬結果.....	24



圖目錄

圖 1-1 複式熱交換器的工作原理 [3].....	5
圖 1-2 轉輪式熱交換器示意圖 [3].....	5
圖 1-3 各種常見的基材 [3].....	6
圖 1-4 常見的氣冷式熱交換器 [3].....	6
圖 1-5 各種常見的連續型鰭片 [3].....	7
圖 1-6 各種常見渦流產生器 [3].....	7
圖 2-1 凹窩與凸面之流動現象[18]	13
圖 2-2 He et al. 提出的 VG 陣列以及擺放位置[23]	13
圖 2-3 構想的 VG.....	13
圖 2-4 在鰭片間預期流體走向示意圖(側視圖).....	14
圖 2-5 在鰭片間預期流體走向示意圖(上視圖).....	14
圖 3-1 SolidWorks Flow Simulation 操作畫面截圖.....	19
圖 3-2 平板型板片圖檔與相關尺寸	19
圖 3-3 本實驗中所用的 VG.....	20
圖 3-4 實際模擬時的示意圖 箭頭為流體前進方向	20
圖 3-5 網格生成示意圖.....	21

圖 3-6 平板型鰭片的流場模擬	22
圖 3-7 流體通過 VG 前的流場圖	23
圖 3-8 流體通過 VG 後的流場圖	23
圖 3-9 模擬求得最佳解的流場圖	25
圖 4-1 設備架構圖	41
圖 4-2 風洞實際設備照片	41
圖 4-3 實際離心扇照片	42
圖 4-4 實際控制面板與變頻器照片	42
圖 4-5 壓差計	43
圖 4-6 大氣壓力計(絕對壓力)	43
圖 4-7 出口端實際量測位置圖 (紅色為測量位置)	44
圖 4-8 入口端的校正曲線(3×3)	44
圖 4-9 出口端的校正曲線(1/5)	45
圖 4-10 出口端的校正曲線(2/5)	45
圖 4-11 出口端的校正曲線(3/5)	46
圖 4-12 出口端的校正曲線(4/5)	46
圖 4-13 出口端的校正曲線(5/5)	47
圖 4-14 水側入出口 RTD 校正曲線	47
圖 4-15 恆溫水槽&流量計	48

圖 4- 16 流量計校正.....	48
圖 4- 17 紀錄器 DS 600	49
圖 4- 18 紀錄器 DA 100.....	49
圖 4- 19 待測物實體之照片 (一排管).....	50
圖 4- 20 待測物實體之照片 (兩排管).....	50
圖 4- 21 待測物實體之照片 (四排管).....	51
圖 4- 22 平板型鰭片實際照片	51
圖 4- 23 百葉窗鰭片實際照片	52
圖 4- 24 百葉窗鰭片尺寸圖	52
圖 4- 25 VG 鰭片實際照片	53
圖 4- 26 VG 鰭片俯視圖	53
圖 4- 27 VG 鰭片前視圖	54
圖 4- 28 VG 鰭片詳細尺寸圖(單位 mm).....	54
圖 4- 29 連續鰭片的效率計算法	55
圖 4- 30 壓降理論圖.....	55
圖 5- 1 $F_p=1.6$, Row=1 , 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	61
圖 5- 2 $F_p=1.6$, Row=2 , 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	62
圖 5- 3 $F_p=1.6$, Row=4 , 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	63
圖 5- 4 $F_p=2.0$, Row=1 , 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	64

圖 5- 5 $F_p=2.0$, $Row=2$, 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	65
圖 5- 6 $F_p=2.0$, $Row=4$, 面速對於熱傳係數以及壓降的影響	66
圖 5- 7 $Row = 1$, h 在不同間距下的影響	67
圖 5- 8 $Row = 2$, h 在不同間距下的影響	67
圖 5- 9 $Row = 4$, h 在不同間距下的影響	68
圖 5- 10 百葉窗鰭片內流道定義	68
圖 5- 11 $Row1$ 藉由 $VG-1$ 性能評價	69
圖 5- 12 $Row2$ 藉由 $VG-1$ 性能評價	69
圖 5- 13 $Row4$ 藉由 $VG-1$ 性能評價	70
圖 5- 14 $Row1$ 藉由 $FG-3$ 性能評價	70
圖 5- 15 $Row2$ 藉由 $FG-3$ 性能評價	71
圖 5- 16 $Row4$ 藉由 $FG-3$ 性能評價	71

符號說明



A	熱傳面積 (m^2)
C	熱容量流率 (J/K)
C^*	C_{\min}/C_{\max} (無因次單位)
c_p	等壓比熱 ($J/kg \cdot K$)
D_h	水力直徑 (m)
f	摩擦因子
G	質量流率 (kg/s)
h	熱對流係數 ($W/m^2 \cdot K$)
j	Colburn factor
k	熱傳導係數 ($W/m \cdot K$)
K	壓降修正係數
L	鰭片高度 (m)
m	質量 (kg)
NTU	Number of transfer unit
P	壓力 (Pa)
Pr	普朗特數
P_t	橫向管間距 (mm)
P_l	縱向管間距 (mm)

Q	熱傳量(W)
R	熱阻(m^2K/W)
r	管半徑 (m)
T	溫度(°C)
U	總熱傳係數($W/m \cdot K$)
u	流速(m/s)
W	功率(kW)
希臘字母	
η_o	表面效率
ε	有效度
σ	流道收縮比
ρ	密度 (kg/m^3)
下標	
a	空氣側
avg	平均
entrance	甫進入鰭片
f	鰭片
i	進口側
o	出口側
w	水側

第一章 緒論

1.1 前言

熱交換器應用的範圍相當地廣泛，舉凡：石化工業、食品工業、冷凍空調，甚至於火力發電廠等，都可以見到其蹤跡。為因應各種不同場合的需求，故在設計結構上，有著各式各樣的變化。依照其目的的不同，則可以分為：冷凝器(Condenser)、蒸發器(Evaporator)、加熱器(Heater)等等。若是依照熱傳特徵分類，則有：回復式(Recuperator)、再生式(Regenerator)與直接接觸式(Direct contact heat exchanger)等三種類型。

第一種類型，即所謂的回復式熱交換器，其原理為：熱量由某一工作流體 A，藉由熱交換器本體，傳至另一工作流體 B 上，如圖 1-1 所示。常見的回復式熱交換器種類包含了：氣冷式 (Air-cooled)、殼管式 (Shell and Tube)、板式 (Plate) 等。由於是直接利用熱交換器本體，作為導熱的介質，故往往會選用熱傳導係數 (k) 較大的材質，如：銅 (Cu, $k=386\text{W/m}\times\text{K}$)、鋁 (Al, $k=204\text{W/m}\times\text{K}$) 等。但若是特殊的需求，如：較特殊的流體，或是較為惡劣的環境，則在安全、穩定的考慮下，往往會選擇 k 值較小但較穩定的材質，如：銅鎳合金 ($k=10\sim 90\text{W/m}\times\text{K}$)、鈦 ($k=21.9\text{W/m}\times\text{K}$) 等。

第二種類型為再生式熱交換器，與回復式相當雷同，皆是利用熱交換器本體做流體的熱交換。但與回復式不同的是：熱交換並不是發生在同一個時間點。也就是說：當某一工作流體 A 流經熱交換器時，熱量一樣由流體 A 傳至熱交換器上，但並不會直接傳過去另一工作

流體，反而是先儲存在熱交換器本身上。等到另一時間，再將熱量傳至工作流體 B。因此，再生式熱交換器通常會選擇比熱(C_p)較大的材質，為的就是一次能夠儲存較多的熱量。較為常見的再生式熱交換器，為轉輪式熱交換器(如圖 1-2 所示)，通常應用在回收廢熱或除濕方面。

第三種類型為直接接觸式熱交換器。顧名思義，就是兩個工作流體直接接觸作熱交換，如：冷卻水塔。雖然在理論上是以兩個流體作直接接觸，但在實際運用上，仍然需要填充一些基材與導板(如圖 1-3 所示)，來增加工作流體混合程度與混合時間，以提高傳熱效率。

以上三種型式的熱交換器中，由於造價便宜、操作可靠度高、以及安裝維修上的簡易，故屬於回復式熱交換器中的，鰭管式熱交換器(Fin-and-Tube Heat Exchanger)，被廣泛地應用在各個領域，尤其是在冷凍空調的部分。因此，本篇研究將針對鰭管式熱交換器予以討論。

1.2 研究背景

若由基本熱傳的角度分析氣冷式熱交換器，已知：

$$Q = UA\Delta T_M \quad (1.2-1)$$

其中 Q 為熱傳量(W)， A 為總面積(m^2)， ΔT_M 為平均溫差(K)， U 為總熱傳係數($W/m^2 \times K$)；以常用的銅管而言，其值會遠遠小於另外兩項，也就是說，熱交換器的阻抗，幾乎完全取決於兩個工作流體的性質。但對於氣冷式熱交換器而言，工作流體分別為液體與氣體，這兩者的 h 值差異甚大，液體的 h 可以高達數千，相較之下，氣體卻只有數十。這現象會使得阻抗幾乎存在於空氣側。為了解決這個問題，最直觀的方法就是增加 A_o ，以提高 $h_o A_o$ ，也就是增加管外面積，以增加整體

的熱傳係數。

而以上的推論也與現實生活中的現象相當符合，可以在一些氣冷式熱交換器中發現一些端倪。除了會將管子表面做成不平坦，以增加主要表面(primary-surface)的面積外，往往還會使用各式各樣的鰭片，用以增加次要面積(secondary-surface)，圖 1-4 所示為各式常見的氣冷式熱交換器。

一般而言，鰭片大致上可分為：分離型、連續型兩種。隨著應用的不同而有不同的選擇，如：分離型大多用在廢熱回收、燃燒方面；而連續型則是應用在冷凍空調方面。對於連續型鰭片而言，又有許多不同幾何表面的種類，如圖 1-5。原則上可以分為：第一代的連續鰭片，如：平板型(Plain fin)、波浪型(Wavy fin)，到目前最常見的第二代斷續型鰭片，如：裂口型(Slit fin)、百葉窗型(Louver fin)；雖然裂口以及百葉窗的設計，可以有效地提升熱傳性能，但所增加的摩擦阻抗也是相當驚人，會增加所搭配流體機械負擔以及噪音等問題。故第三代鰭片遂成為近幾年研究的重點。

第三代鰭片，也就是將渦流產生器(Vortex generator, VG) 利用小型突出物，以浮花壓制(emboss)、黏附(stamp)、衝孔(punch)等加工方式結合在主熱交換器表面上。其目的與其他種鰭片形式相同，即是：破壞氣流通過鰭片表面的邊界層，使其增加擾動效果，進而達到提高熱傳目的。以往渦流產生器常應用在航空器的機翼上，其主要目的是避免邊界層產生分離以及降低摩擦力。常見的渦流產生器有波浪型(wave)、三角翼(winglet)等，如圖 1-6 所示。它的優點除了具有一般鰭片所擁有的增強熱傳效果之外，卻可擁有較小的壓降(Jacobi and Shah[1])。熱傳增強的原因為：當流體流經渦流產生器後，會產生兩

種渦流結構，一種是其轉動軸與流體方向垂直的橫向渦流(transverse vortices)，另一個則是與流體方向平行的縱向渦流(longitudinal vortices)。橫向渦流無法提升熱傳效果，而且還會增加摩擦阻抗；但縱向渦流可以使得靠近版面附近的流體和較遠端的流體充分混合，提高熱傳效果。產生較小壓降的原因，則是因為：流體速度由主流動方向(streamwise)轉變成側邊(spanwise)及垂直(normal)方向，大大地減少了摩擦阻力所產生的壓降。因此，渦流產生器機構一般認為是提高單位壓降熱傳效率的最有效方法[2]。

1.3 研究動機

雖說目前的研究均顯示出：渦流產生器是一個可行的，而且能夠有效地提升每單位壓降的熱傳效率。但至目前為止，仍然沒有一個相當確切的定論。受制於(1)鰭片幾何尺寸的大小，如：鰭片間距、管外徑等；(2)管陣排列方式，如：並列式(in line)、交錯式(staggered)；或是(3)渦流產生器，如：幾何尺寸大小、種類、排列方式等，這些的差異，會大大影響熱傳性能以及壓降。因此，本篇將針對鰭管式熱交換器，在安裝半窩型渦流產生器的條件下，探討管排數、雷諾數不同下，對於熱傳性能以及壓降的影響。

1.4 本文架構

本文主要分為五個章節。第一章先介紹有關鰭管式熱交換器，與渦流產生器等相關背景知識；接著第二章則是文獻回顧，分析先前相關研究團隊曾做過的研究；第三章為研究方法，先以數值模擬，再以實驗證實；第四章為實驗部分；第五章則是結果與討論，最後第六章則是結論。

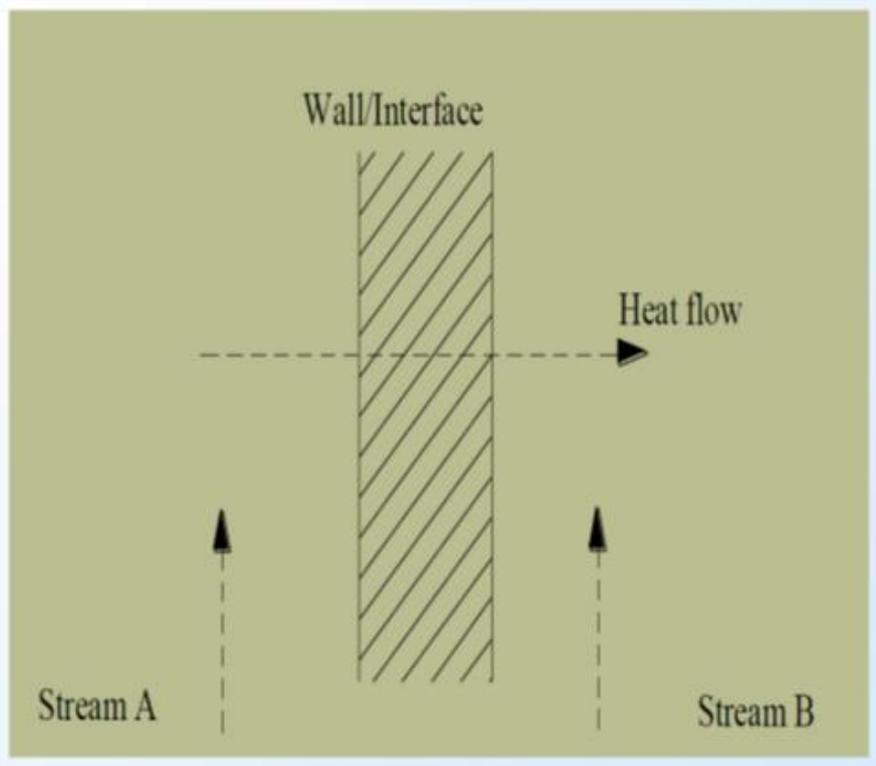


圖 1-1 複式熱交換器的工作原理 [3]

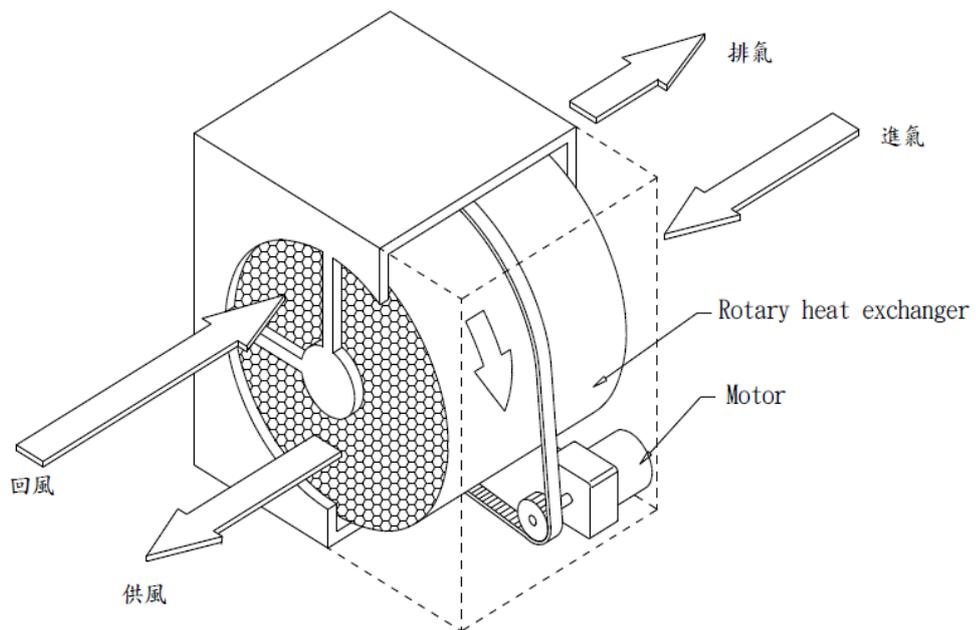


圖 1-2 轉輪式熱交換器示意圖 [3]

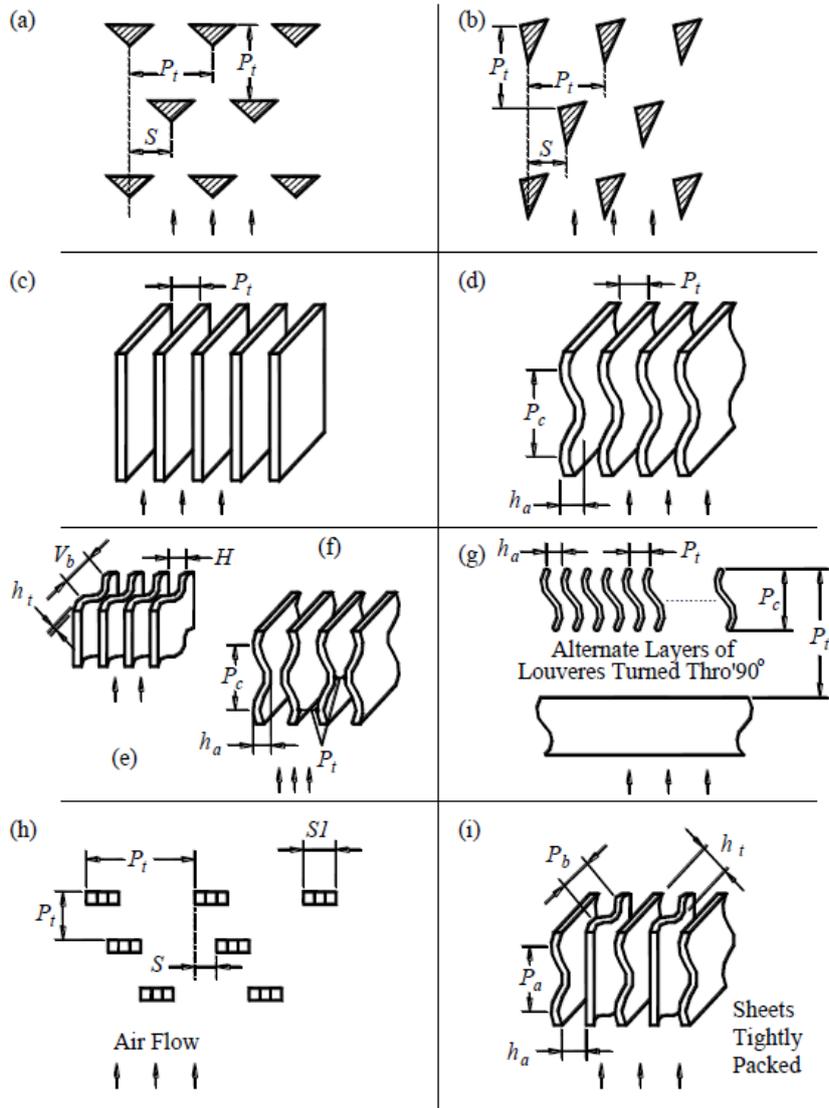


圖 1-3 各種常見的基材 [3]

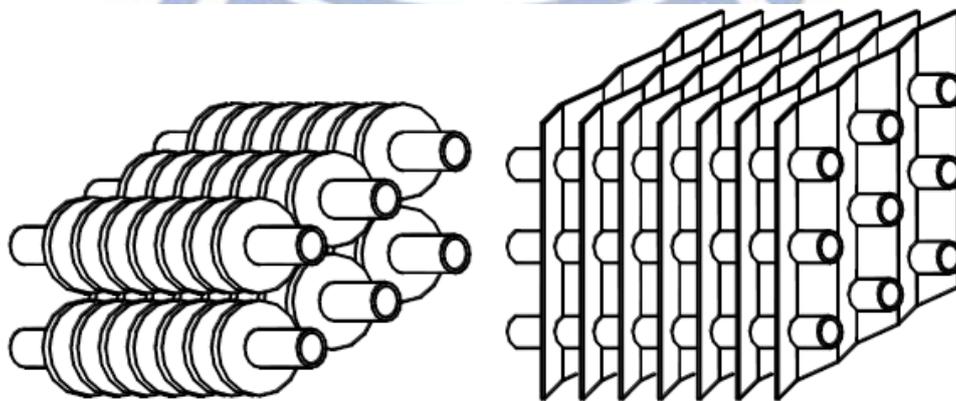


圖 1-4 常見的氣冷式熱交換器 [3]

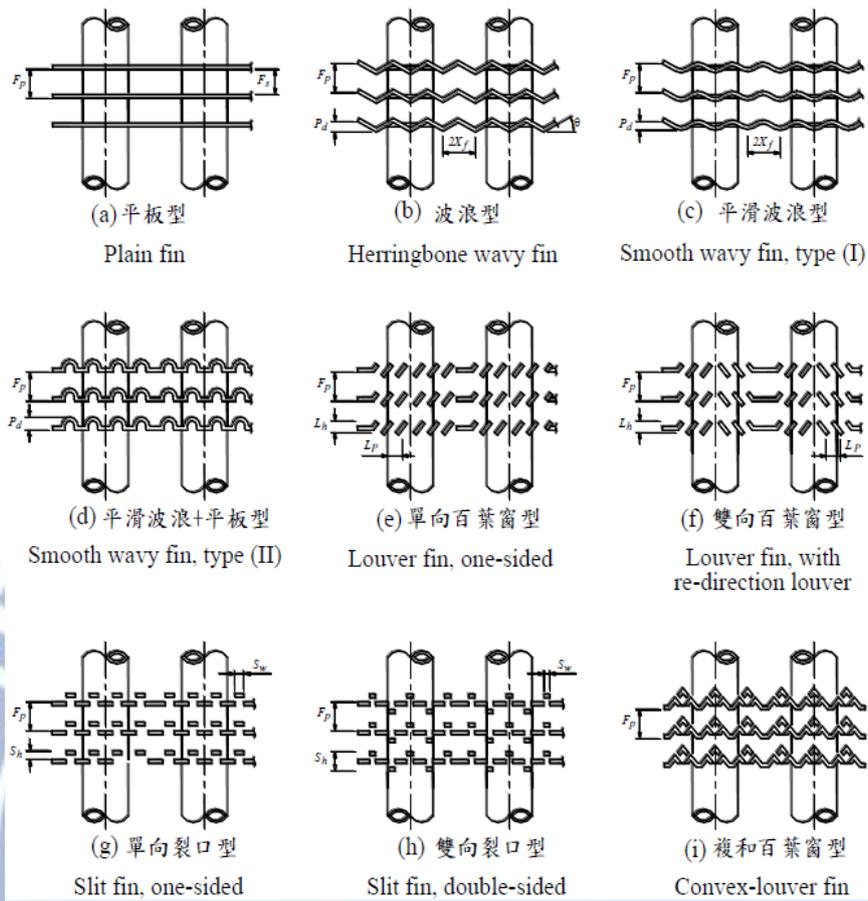


圖 1-5 各種常見的連續型鰭片 [3]

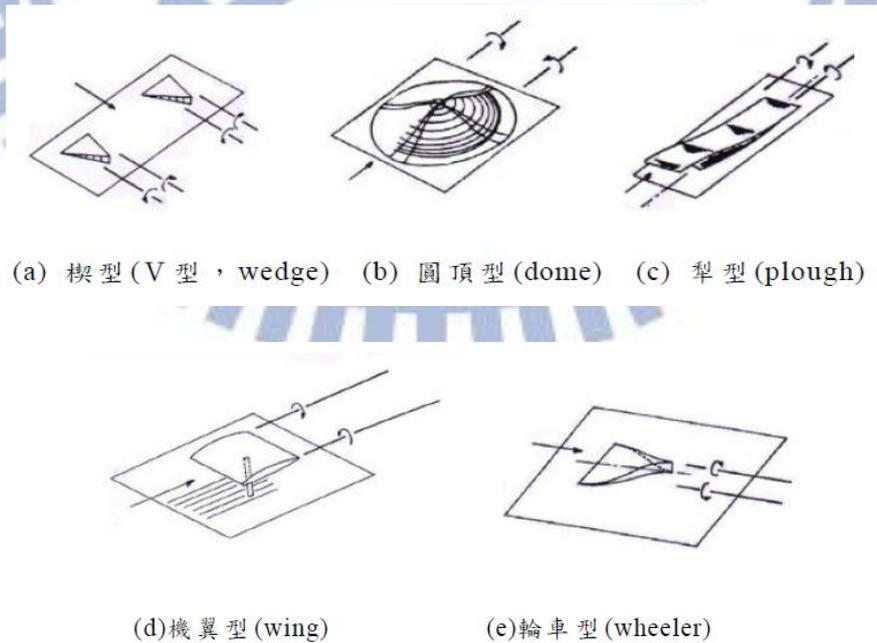


圖 1-6 各種常見渦流產生器 [3]

第二章 文獻回顧

2.1 渦流產生器

在渦流產生器的想法被提出了以後，陸陸續續有許多學者相繼投入研究。而其中最早探討出渦流產生器對於增強熱傳效果的是 Edwards & Alker [4]，他們的研究指出，在板鰭式(Plate fin)熱交換器上使用渦流產生器可使局部熱傳係數提高 40%。而在這之後，Tiggelbeck et al. [5-6] 探討在鰭管式熱交換器中，裝設矩形翼(wing)以及三角翼(delta winglet)渦流產生器對熱傳與壓降的影響。一般而言，交錯(staggered)排列鰭管式熱交換器的熱傳效果，會比並列式(inline)的更佳。但實驗結果發現：加上渦流產生器的並列式熱交換器，其熱傳效果會比無渦流產生器的交錯式的更佳。Biswas et al. [7]、Fiebig et al. [8] 和 Valencia et al. [9]等人考慮 1.不同的形狀條件，如：三角翼、矩形翼、矩形翼對等；2.不同的幾何尺寸，如：渦流產生器的長寬比(aspect ratio)及攻角(attack angle)的影響。最後得到在長寬比為 2，攻角為 30° 時，擁有最佳的熱傳增加對壓損增加的比值。對於並列式的鰭板鰭片，熱傳約增加 55~65%，相對的，壓損增加為 20~45%。

除了圓管外，Fiebig et al.[10]也研究了交錯式排列的扁平管鰭片熱交換器，結果指出由渦流產生器引導的縱向渦流對於圓管而言，僅僅增加約 10%的熱傳，但對於扁平鰭管則增加 100%的熱傳量。Chen et al.[11-13]則研究了渦流產生器對於橢圓管的熱傳增強現象，其結果指出：熱傳增強/壓降增加的比值會大於一。

Wang et al.[14]則是提出了波浪型(wave type)的渦流產生器。它們

利用放大的熱交換器，於水洞中進行流場觀測。結果顯示：位於管排後方的熱傳特性，在低雷諾數時，會因為波浪型渦流產生器，產生馬蹄型的渦流，而有明顯的改善。

Lin and Jang[15]針對波浪型之渦流產生器做理論與實驗的探討，並以紅外線熱相儀做溫度量測，再與數值結果相互印證。其結果顯示：最大的局部紐賽數(Nusselt number)可達 120%，而平均紐賽數可增加 18.5%，使用渦流產生器的面積縮減率可達到 18-20%。

而近年來，有關於三角翼(delta winglet)的研究還包含了：2007 年，Wu et al.[16]模擬 30°與 45°攻角的三角翼渦流產生器性能，其結果顯示在 2 列並列型熱交換器使用 30°攻角三角翼渦流產生器可比平板型增加 13%~18%熱傳量，減少 9%~11%壓損。

2009 年，Chu et al.[17]模擬渦流產生器鰭片在橢圓管熱交換器之效應，在雷諾數 500~2500，列數 3 列時，渦流產生器鰭片可比平板型鰭片平均熱傳量增加 13.6%~32.9%，但壓損增加 29.2%~40.6%。

雖說文獻中對於三角翼渦流產生器應用的數值模擬皆有性能增強效果，但對於相對增加的壓降而言，效果仍然相當有限。這也提供了我們另一個想法：對於鰭管式熱交換器而言，使用三角翼作為渦流產生器的選擇，是否是一個好的選擇？

2.2 凹洞技術

凹洞技術(Dimple)對於改善摩擦因素和提高熱傳的使用，已經吸引很多科學家和工程師的注意。其主要的理論，可以從兩個面向來分析：凹窩面以及突起面。當流體流經凹窩面時，會產生流體分離，流體分成向下的二次迴流(Recirculation Zone)和向上之上洗流(Up-

wash flow)，導致凹窩下游區產生渦流對(Pairs of Vortices)，這些渦流對會隨著時間週期性地從凹窩洩出，結合向上之上洗流增加紊流的擴散及提升熱傳量；而當流體流經凸出表面時，因流體直接上洗圓弧狀的凸出物，導致在凸面兩旁產生馬蹄形渦流(Horseshoe Vortices)，且延伸至下游區域，使流體充分混合，提升熱傳性能，如圖 2.1 所示。

由數值模擬和實驗研究均顯示：凹窩表面與平板比較，熱傳確實有改善，而這個改善達到壓降損失比其他促進紊流侵入型(渦流產生器)來的小。Chyu et al.[18]研究說明熱傳率在凹窩表面比光滑表面高出 2.5%。Moon et al.[19]研究有凹窩流道的高度影響熱傳和壓降，其熱傳方面，有凹洞比光滑表面高 2.1%，壓降方面，有凹洞比光滑表面降低 0.6~2.0%。

Ligrani et al.[20]描述主要渦流對是週期性地從每個凹窩中央部分流出，包括一個大上洗流區域。流道高度與凹洞直徑比越大，主要漩渦對的力量增加，而在每個凹洞跨距方向邊緣附近會有二次渦流對，故有較明顯之流動方向渦量。Hwang and Cho [21]研究以一種熱像瞬變液晶技術，量測以窩型和凸型表面做三種組合變化，評估幾何表面的熱傳性能和壓降比較。以窩形表面，由於上流和渦流導致較高熱傳性能區出現在凹窩後方；而凸型表面，由馬蹄形渦流導致熱傳提升；複合式表面平均熱傳比平板約高 2%，三種形式比較，凸型有最高的熱傳提升但壓降最高，而窩型熱傳低但壓降增量低，複合式為最佳性能因結合窩型低壓降與凸型高熱傳性能。

2.3 排列方式

近年來仿生科技大為流行，因為許許多多的生物都有其不同的生長環境，也許炎熱、也許酷寒。相對地，生物會有自己適應環境的方式，但在經過大自然的千錘百鍊後，我們不難發現：生物個體會往最佳化設計的方向慢慢演化。所以當我們在遇到一些設計上的問題時，或許觀察身旁的動物，會是一個很好的選擇。

當季節更迭，雁群會為了過冬而以 V 字型飛向南方，Lissaman and Shollenberger[22]在 1970 年提出”雁行理論”，他發現整個雁群在飛行時，當領隊的拍動翅膀時，其他的雁子也會跟進，藉著前一隻拍動翅膀產生的渦流，飛起來會更為省力。整個雁群的飛行距離，與單隻雁子相比，甚至多了百分之七十！

除了天上飛的雁群外，海裡游的海豚也是一個很好的例子。在 1936 年由生物學家 James Gray 提出了著名的”Gray's Paradox”，他發現了海豚每一次拍動所產生的動力，根本不足以克服在水中所受到的阻力，達到如此的高速。而如果要達到這目標，海豚必須輸出高達七倍的動力。James Gray 是推測海豚表面應該是有特殊減低壓力的設計，但直到 2008 年，科學家們才發現：原來海豚群會以菱形狀向前游動，而前一隻的尾鰭拍動產生的渦流，會使下一隻的阻力大大的降低。

目前也有人將這個理論，實際用在鰭管式熱交換器上。He et al.[23]在 2010 提出，其待測物為兩排管，鰭片間距 5.5mm，管外徑為 10mm，為並列式排列，使用的渦流產生器為三角翼。其結果顯示：在風速為 2.3m/s~5.5m/s，Re 約 1400~3400，VG 面積、攻角相同的情況下，分為兩小塊 VG 陣列排列的，會與一大塊的，會增加差不多比

例的熱傳係數；但在壓降部份，一大片的增加了 140%，以陣列排列的卻僅僅只有 90%，詳細的位置以及排列如圖 2.2 所示。

2.4 理論設計

基於上述的文獻，故決定採用：類似於凹洞技術的渦流產生器。外型為類似”半顆凹洞”，亦類似盾形，但突起的面必須打破。如圖 2.3 所示。以期在流體通過時，不但會在渦流產生器左右產生馬蹄型的渦流，甚至會使得流體從下排藉由曲面爬升至上排，圖 2.4 為側視圖，表示希望流體能藉由這個設計，由下排換至上排。一來可以填補在 VG 後方迴流區域；二來可以使得流體混合的更加徹底，期望可以大幅提升熱傳性能。如圖 2.5 所示，圖中半圓形為 VG 之上視圖，藍色箭頭為入口處之流體，紅色箭頭為從下排引入之流體。當流體撞上 VG，沿著左右兩側展開，並產生渦流，此時的 VG 後方會有一流體較少的區域，若能即時有流體補進來，相信亦能大幅改善熱傳效率。故採用此種作為本實驗之渦流產生器，而至於放置的位置、數量以及排列的方式，會再以模擬的方法決定。

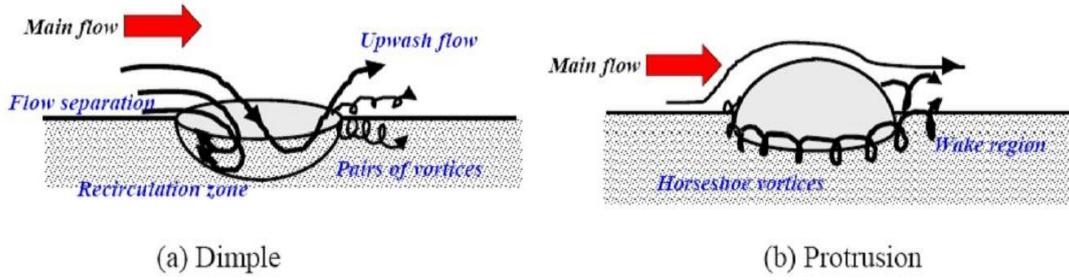


圖 2- 1 凹窩與凸面之流動現象[18]

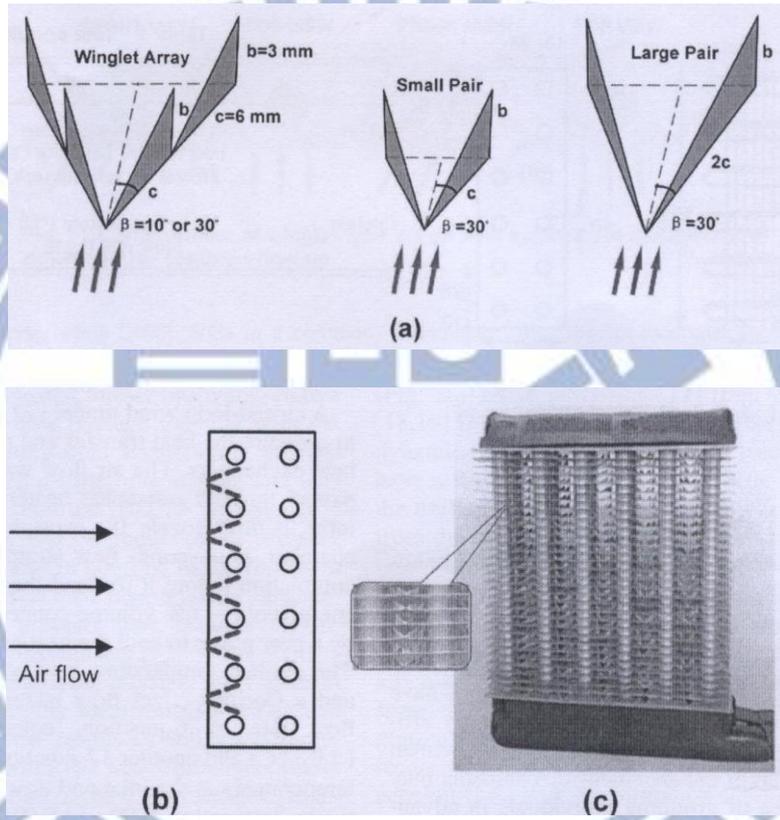


圖 2- 2 He et al. 提出的 VG 陣列以及擺放位置[23]

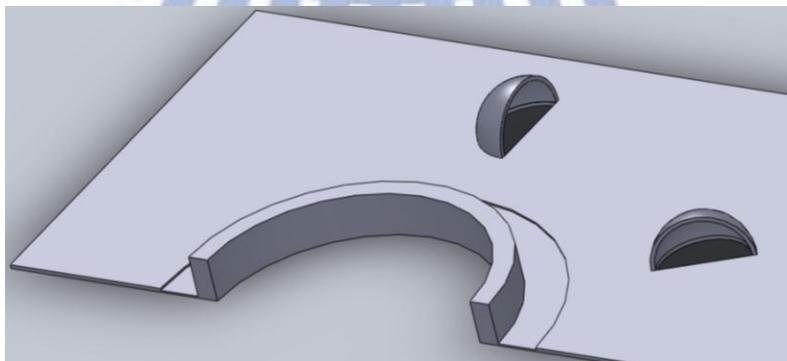


圖 2- 3 構想的 VG

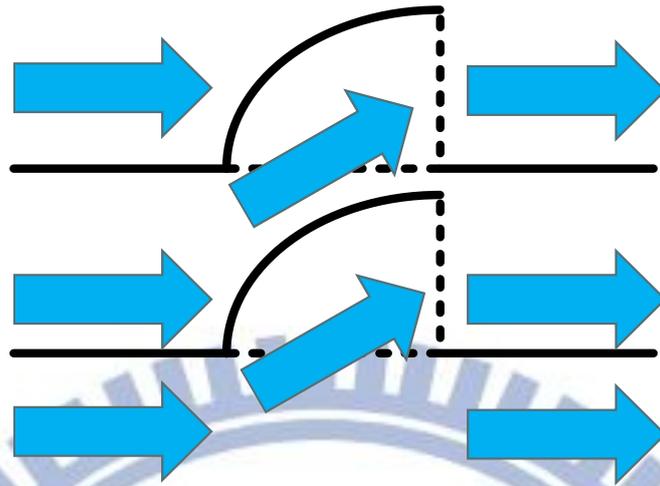


圖 2-4 在鰭片間預期流體走向示意圖(側視圖)

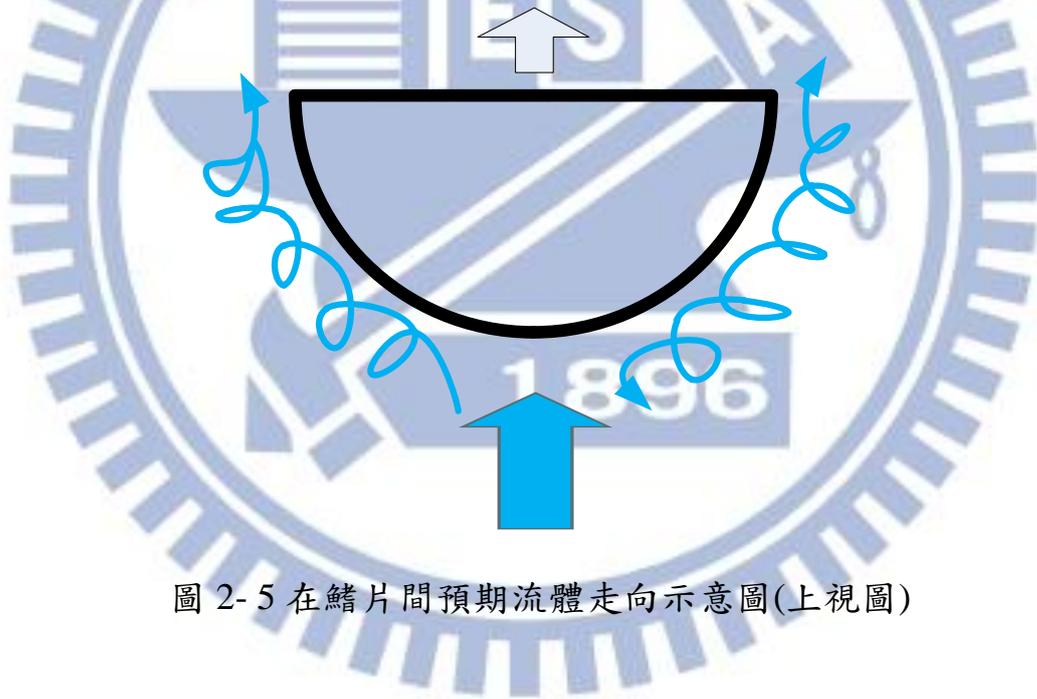


圖 2-5 在鰭片間預期流體走向示意圖(上視圖)

第三章 數值模擬

由於研發鰭管式熱交換器，其開模等的費用過於龐大，故在閱讀文獻後，先以理論設計，再以數值進行模擬。最後取較好的結果，再進行開模並實驗。

3.1 程式介紹

由於電腦進步，以及數值方法逐漸成熟，如今市面上已經有許多套裝軟體可供選擇，如：FLUENT、ANSYS、CFDRC 等。由於我們這次所要設計的是：將數個渦流產生器，放置於鰭管式熱交換器中的適當位置，以提高其熱傳表現。故模型的幾何形狀變異會相當大。而 SolidWorks Flow Simulation 這套軟體的優點恰好與所需的相同，故本實驗以此作為主要模擬軟體。

SolidWorks Flow Simulation 這套軟體是由一家德國的 NIKA 公司所設計研發的，其操作介面如圖 3.1 所示。這套軟體與其他模擬軟體相比，雖然準確度沒那麼高，但在網格生成，以及收斂速度方面，要比其他模擬軟體還要好上許多。近期也有許多文章使用此套軟體，與實驗相比後，相似度亦相當高。

3.2 操作步驟

3.2.1 幾何模型

依據廠商所給予我們的尺寸：管間距(P_t)為 21mm，鰭片寬度($2P_1$)為 18.2mm，鰭片間距為 1.6mm，鰭片材質為鋁；管子為交錯式排列，其中銅管直徑為 7mm，如圖 3.2 所示。而我們所預計使用的渦流產生

器，半徑為 1.5 mm，如圖 3.3 所示。由於廠商的要求，不得在管外周圍 4.2 mm 內，且由於必須朝同面；其餘的個數、以及排列方式，均不限制。管排數為 2 排，前後的鰭片設計須雷同。

3.2.2 邊界條件

由於熱交換器內鰭片數眾多，且排列、狀況均相同，故只要模擬重複的”最小單位”即可，接著再將邊界條件設為：對稱(symmetry)以及週期性(periodic)。入口風速為 2m/s，溫度 20°C；出口處為一大氣壓；管子材質為銅，溫度為 50°C；鰭片材質為鋁。

整體模擬的模型，在測試端入口區預留一段長度，使得入口風速均勻；在出口區也會留一段，使得產生的渦流，並不會通過出口處。入口區預留的長度，與鰭片長度相同；出口區的預留長度，則為五倍的鰭片長度，如圖 3.4。

3.2.3 網格

SolidWorks Flow Simulation 網格設定與其他模擬軟體不同，只要設定好網格等級、相關參數(如：最小流道大小、最小壁厚等)，該程式就會自動生成矩形網格(結構性網格)。網格數設定越高，算出來的數值越接近真實；但過於密集的設定，反而只是浪費時間和計算量。因此，利用網格測試，來選擇適合的網格設定就相當重要。如圖 3.5 所示，當網格數大於某一個程度後，其算出來的值都差不多。可以大膽的判定：該設定，就是能夠滿足我們目前運算的設定。詳細資料如表 3.1 所示，最後一欄的數字代表著網格的等級，其值越大代表網格數量越多、越密集，從此表中得知，只要使用 4+4 等級即可。

3.2.4 初步結果

圖 3.6 為平板型的流場模擬圖，從圖中可以明顯地發現：在流體流經管子後，管子的後方會形成一個明顯的迴流區。在此迴流區內，由於流體速度緩慢，故熱傳效果相當差；不僅僅如此，由於迴流區屬於局部低壓區，所以會有相當大的壓力阻力。因此，若能將流體順利的引入此迴流區，使得迴流區的範圍縮小，不但可以使流體加速、增強熱傳；更可以降低壓降。故之後的設計，將朝這方面前進。而表格 2 為平板型鰭片的模擬結果，將依此的 h 以及 ΔP 作為標準。

圖 3.7 為流體通過一顆 VG 後的流場模擬圖。圖中灰色的固體為 VG，其餘線條為流線，線條的顏色深淺代表溫度高低。從圖中可以發現：就單一顆渦流產生器而言，前端部分由於流體直接撞上，故熱傳會有局部最大值；在側邊及後方亦有渦流的形成，且明顯地看到許多顏色較淺的流體，由下排被引入至上排中，而這些都是增強熱傳的機制，且與當初預期的差不多。

至於 VG 放置的位置、數量，以及排列方式，再嘗試過許多種方法後，重要的排列如表 3 所示，可知“VG-V 排”這個的熱傳效果最好，且壓降也是被控制在一定範圍內，故採用此為開模依據。至於整體的流場圖，如圖 3.9 所示，可得知：銅管後方的迴流區有明顯地縮小；而此處的鰭片溫度，與平板型鰭片相比，亦有明顯降低。這些現象均充分顯示：熱傳效果是有所提升。但與預期不同的是：其上升的量是相當有限的。這原因或許是發生在第二根管上。由於置入渦流產生器，會使得鰭片變得凹凸不平，會使得流體通過時，其摩擦壓降大幅度增加，使流體整體通過第一根管後的速度大幅減緩。而在流經第二根管時，流體受渦流產生器的影響下降許多。從圖中幾乎看不到有渦流的

現象，且第二根管後的迴流區大小，也幾乎沒有縮小的趨勢，與第一根管相比亦大得許多，甚至與平板的不相上下。上述的現象，使得在使用渦流產生器的數量上，必須要好好控制，太少會幾乎無法增強熱傳效果、太多不但會造成多餘的壓降，熱傳現象也不見得較好。



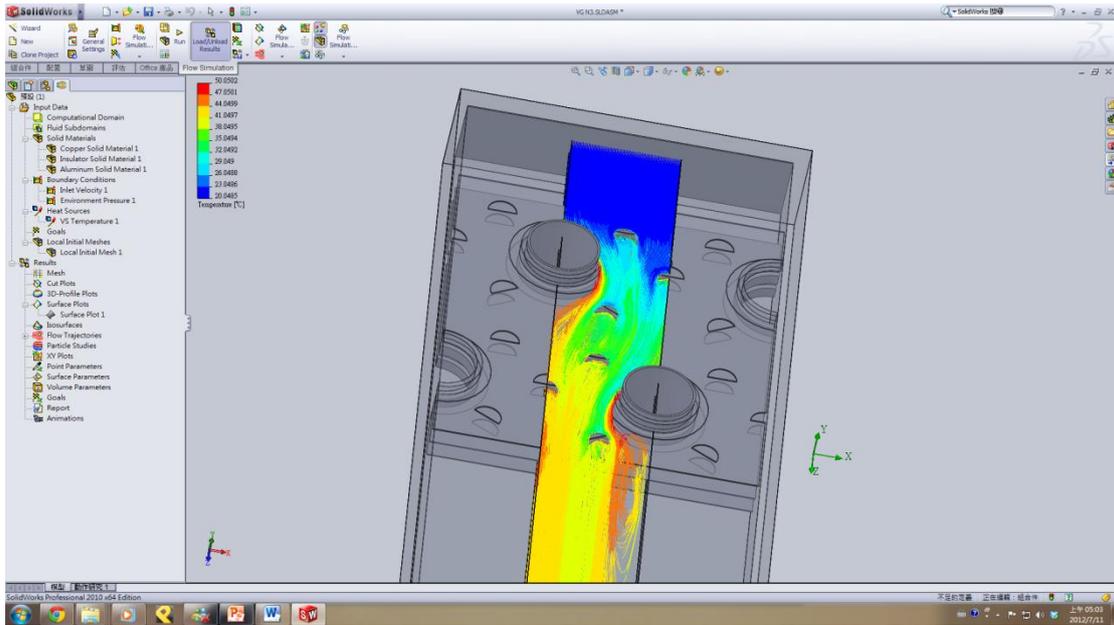


圖 3- 1 SolidWorks Flow Simulation 操作畫面截圖

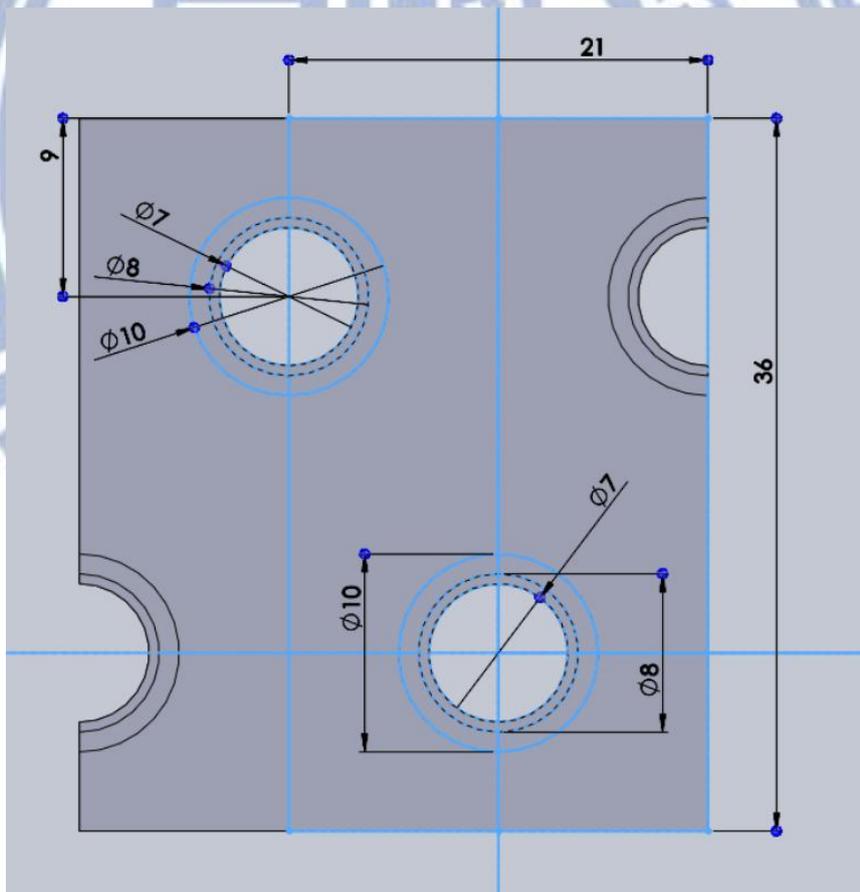


圖 3- 2 平板型板片圖檔與相關尺寸

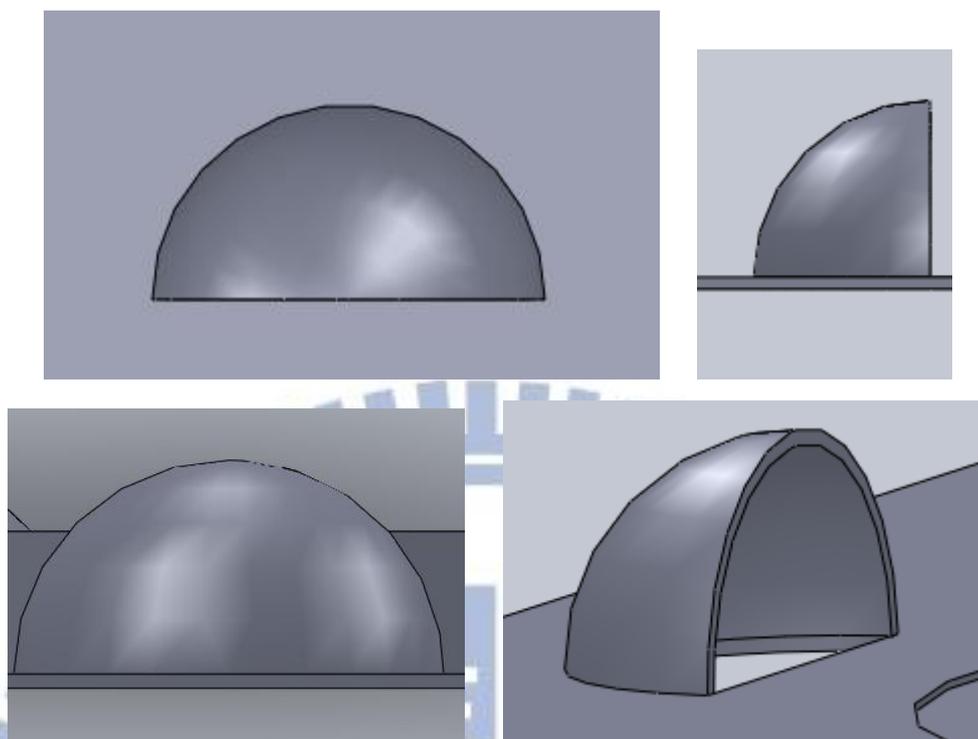


圖 3-3 本實驗中所用的 VG

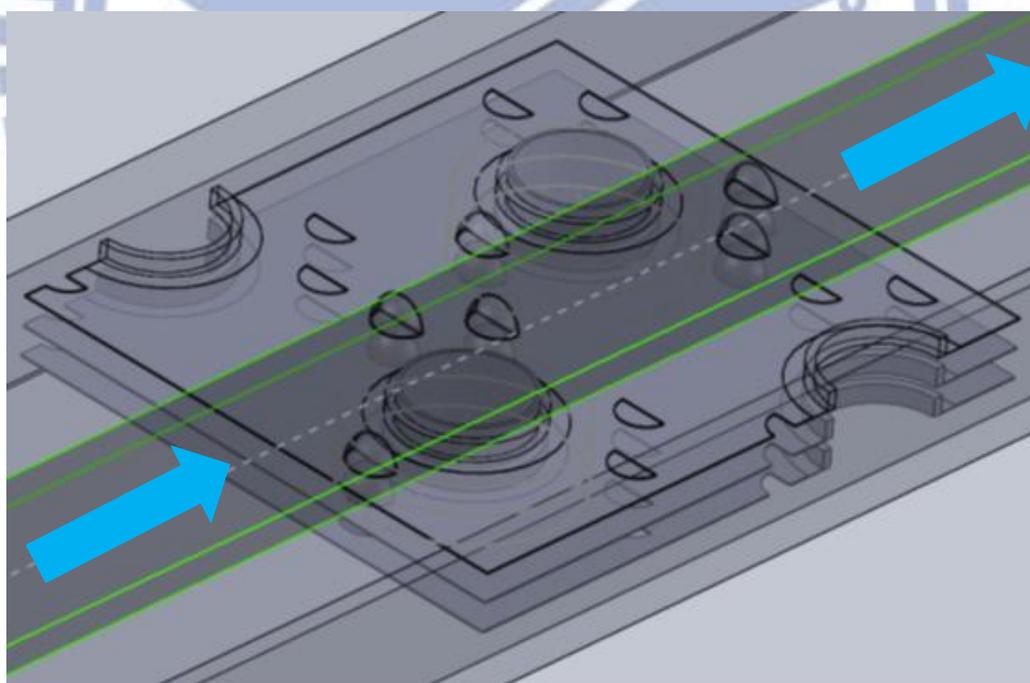


圖 3-4 實際模擬時的示意圖 箭頭為流體前進方向

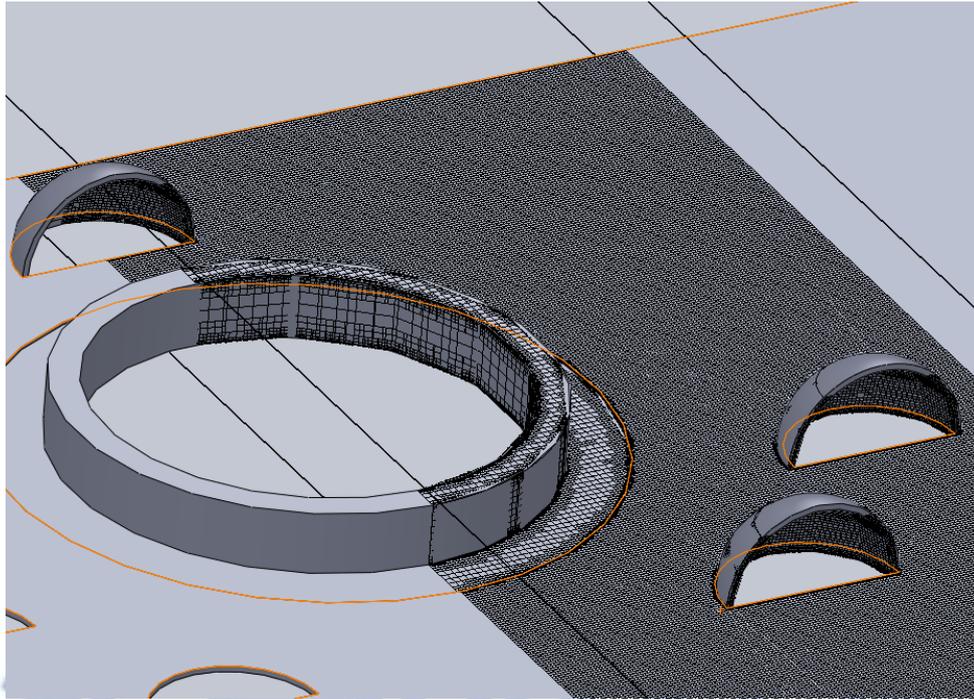


圖 3-5 網格生成示意圖

表 1 在不同網格等級下的數值

h	流體出口溫度 (W/m ² ×K)(°C)	壁面平均溫度 (°C)	壓降 (Pa)	網格等級
45.82	31.74	46.34	72.30	8+8
45.45	31.80	46.43	72.56	6+8
45.78	31.82	46.44	71.55	4+8
45.61	31.84	46.45	71.28	4+4

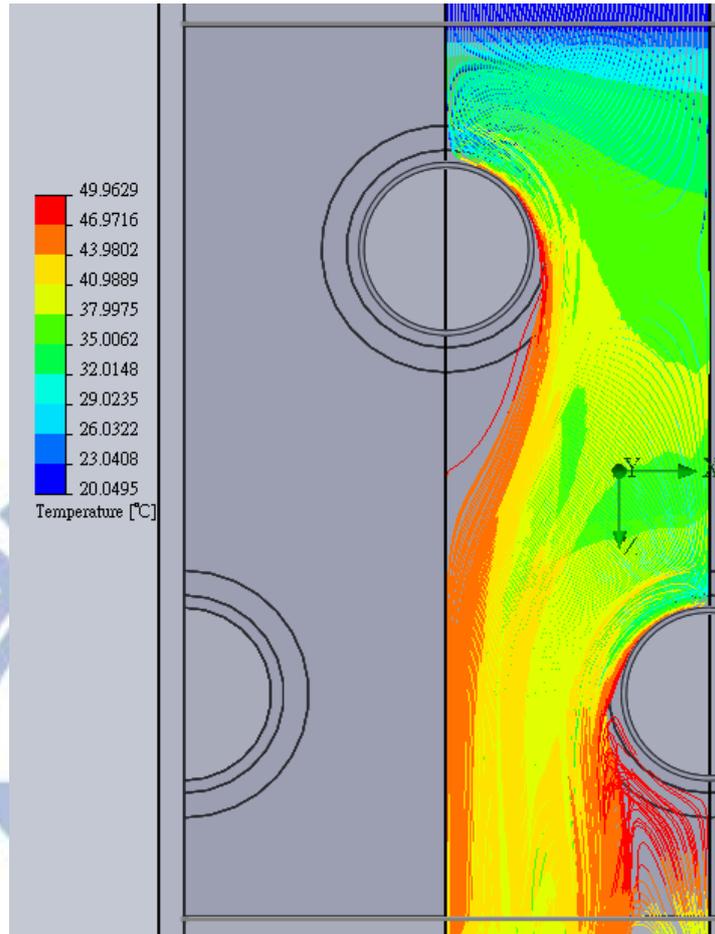


圖 3-6 平板型鰭片的流場模擬

表 2 平板型鰭片的模擬結果

VG 型態	h (W/m ² ×K)	solid temp (°C)	fluid temp (°C)	ΔP (Pa)
平板	45.09	46.55	38.56	21.86

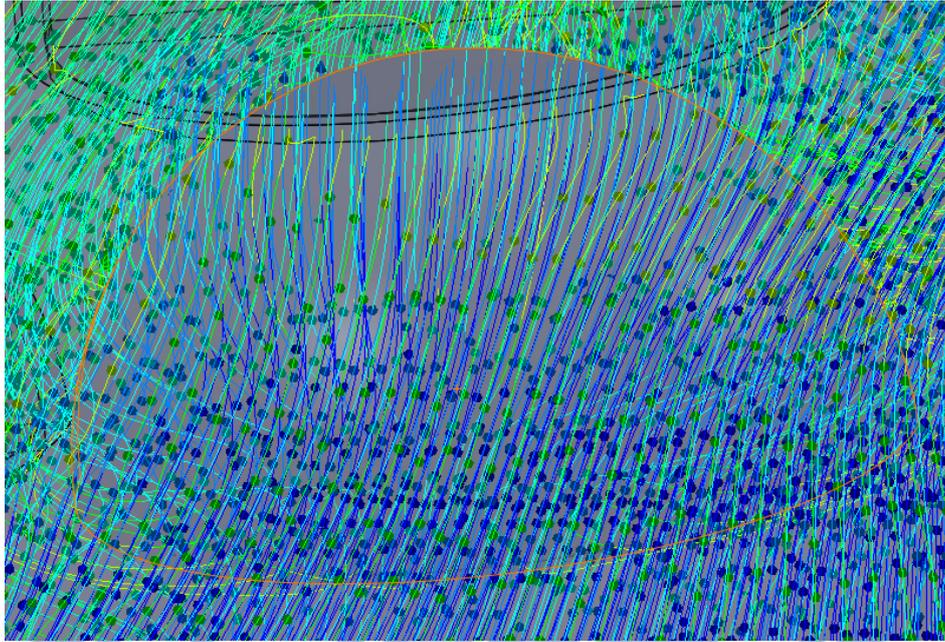


圖 3-7 流體通過 VG 前的流場圖

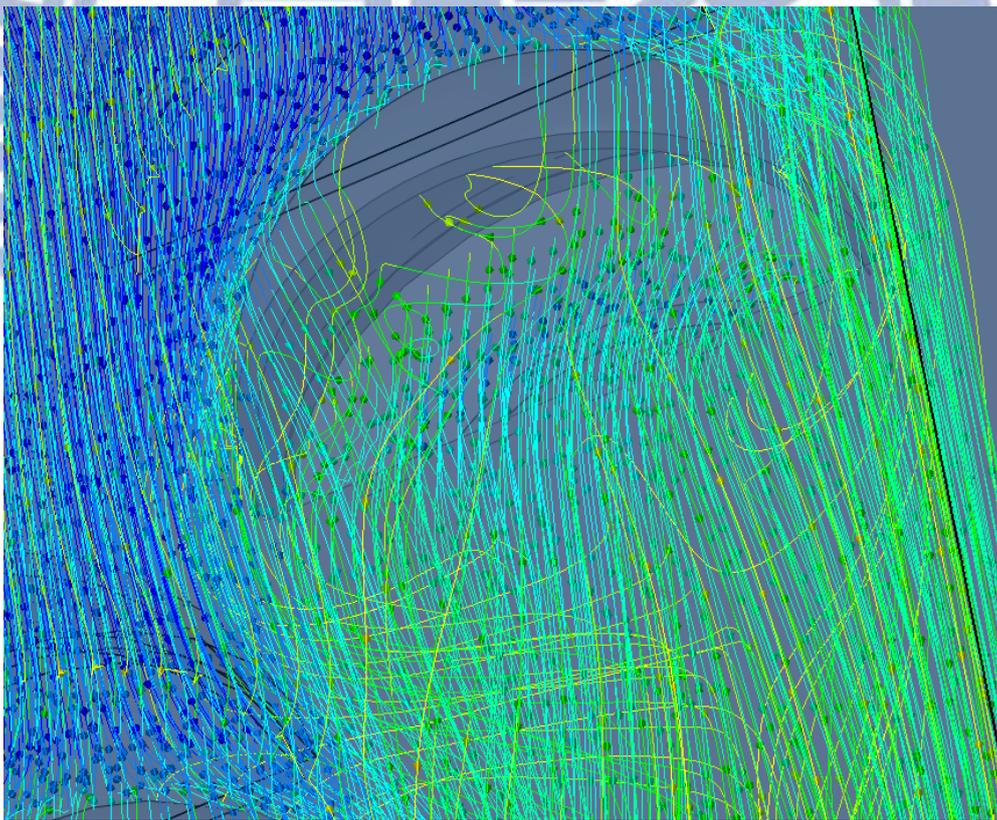
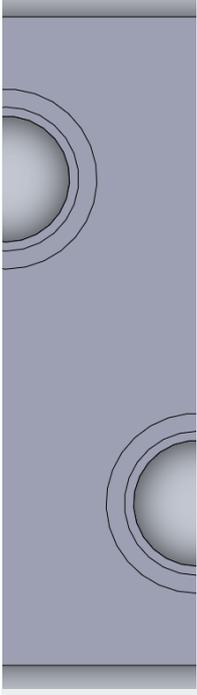
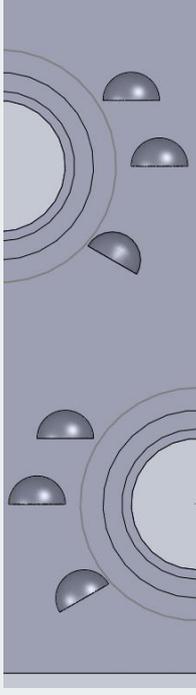
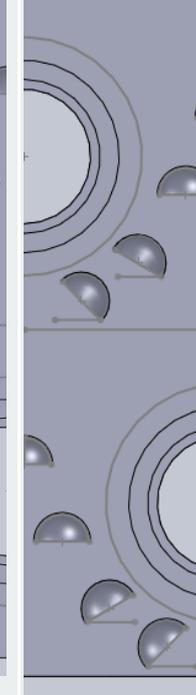


圖 3-8 流體通過 VG 後的流場圖

表 3 重要的鰭片種類示意圖，以及模擬結果

VG 型態	平板	VG-修正 I	VG -V 排	VG V+
鰭片表面 示意圖				
h (W/m ² ×K)	45.09	52.15	52.46	51.51
ΔP (Pa)	21.86	45.05	40.16	42.58

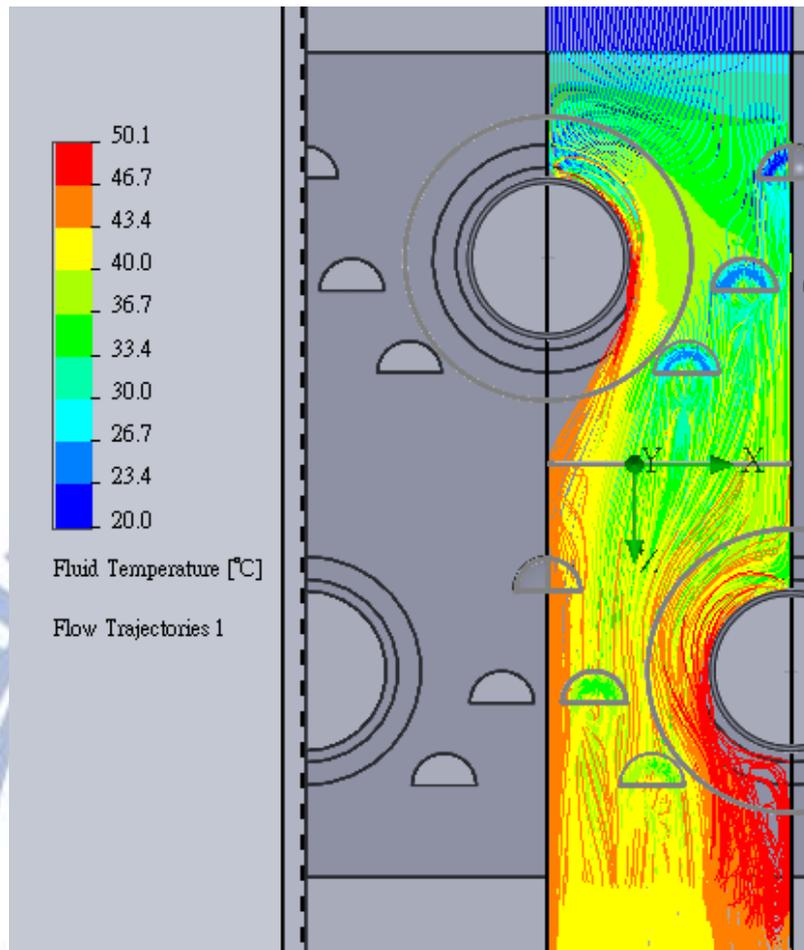


圖 3-9 模擬求得最佳解的流場圖

第四章 實驗部分

一般而言緒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，風洞系統、水循環系統、資料蒐集系統。實驗時，先由熱水循環系統提供管內側所需的熱水，接著利用風洞控制風量，以達到所需的面速，來測試熱交換器空氣側的性質。並利用資料蒐集系統記錄實驗中量測到的物理量。

4.1 實驗設備

4.1.1 風洞系統

本實驗是利用離心式吹入型開放式風洞，其風量量測是依據美國空氣運輸協會(Air Movement and Control Association ; AMCA)規範[24]。圖 4.1 為整體系統架構圖；圖 4.2 為實際的風洞設備照片。此風洞系統又可被分為：風量供應系統、溫度量測系統、壓力量測系統等三大部分。整個風洞被放置於一大型環控室中，可藉由環控室控制風洞進口條件；共分為上下兩層，下層主要為噴嘴段、上層主要為測試段，其截面積為 300mm×300mm。整個風洞的材質為不銹鋼。實驗時為了避免外界環境影響，故在風洞外圍以絕熱棉(k 值約為 0.03W/m×k)包覆住，並在各截面加裝數個蜂巢網，以降低空氣得不均勻性。空氣的流速是由一 3.7 kW (約 5 馬力) 的離心扇和變頻器來控制(圖 4.3-4)。為了避免離心扇因運轉所造成的震動現象傳入設備影響實驗，故以一風管連結。噴嘴段有四個噴嘴(Nozzle)，其直徑大小分

別為：一個 42.0mm、三個 66.5mm。可藉由不同尺寸噴嘴的搭配、噴嘴前後端的差壓，以及乾溼球空氣等條件，再遵照 AMCA210 風量量測規範，即可準確計算出入口風量。

壓力量測部分：分別取測試段前後 300mm 處作為量測位置，使用日本 YOKOGAWA 公司製造的 EJA110A 差壓計。其精準度為 0.04%，量測範圍為 0~1000Pa，且已利用平滑管校正，如圖 4.5。實驗前須配合 BT200 控制其輸出壓差範圍，並利用 SDBS 訊號轉換器，將電流訊號轉換為電壓訊號，由資料擷取系統儲存於電腦上，此數值代表空氣通過測試段的壓損。除此之外，在風洞的出口端，另有一台大氣壓力計，由海基公司所製造，其型號為 CHY-281，如圖 4.6。量測範圍為 4。此數值再加上測試段的壓降，為進入測試段前空氣的絕對壓力，再搭配進口溫度，可得知進口端的相關物理量。

溫度量測部分：本實驗於空氣側，所需量測的點為入出口兩個位置。故取測試段前後各約 430mm 處，分別擺放 T 型熱電偶線(T-type Thermocouple)。入口處由於溫度分布較為均勻，故為 3×3 陣列，共 9 點即可；而出口處由於空氣通過熱交換器，不均勻度會相當高，故需取較多的點，以確保在計算出口平均溫度時，能夠不過於偏高或偏低。在本實驗中，則是取 6×6 陣列，共 36 點(如圖 4.7，紅色框起來部份為實際測量點)。而這些熱電偶線在安裝之前，都會利用一直徑 80mm 高度 60mm 的均溫銅塊，以及經過國家度量衡中心校正過的電阻式溫度計(RTD)，作為校正的標準元件。其詳細校正的曲線，於圖 4.8~13，其最大誤差不超過 0.2°C。日後於實驗時，所測量的值會先帶入校正曲線中，以得到真正的溫度。

4.1.2 水循環系統

熱水循環系統提供管內側的熱水，作為測試段熱源的來源。進口水溫之量測元件為兩支電阻式溫度計 (Pt-100Ω)，同樣使用上述的校正元件校正過，其精準度可在 0.1°C 內，其校正曲線如圖 4.14。而水量的量測，使用一電磁式流量計，型號為日本 YOKOGAWA 公司的 ADMAG AE-110MG。其精準度為 0.5%，量測範圍為 0~1000L/H，實際設備如圖 4.15，校正曲線如圖 4.16。實驗時，會使用一加熱能力為 15kW，容量為 100L 的大型恆溫水槽，以確保進口水溫能穩定。本實驗的進口水溫約控制在 55-60°C 附近。

4.1.3 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 (DS400，如圖 4.17)，經 A/D 電路轉換成數位訊號。記錄器接收的訊號為電壓，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 DA100(如圖 4.18)並利用網路線，把數位訊號送到主電腦，做進一步的運算處理。

4.1.4 待測物

待測物共 18 個。因為一般而言，會影響空調設備用熱交換器設計的主要考量因素有(1)幾何尺寸大小、(2)管陣排列方式、(3)鰭片形式等三種。為了探討真正影響熱傳以及壓降的原因，故將各種可能影響的原因皆考慮在內：管排數分別為 1、2、4 排(如圖 4.16、圖 4.20、圖 4.21)；鰭片間距為 1.6mm 以及 2.0mm；鰭片型式分別為為平板型(如圖 4.22)、百葉窗型(如圖 4.23、圖 4.24)，以及附有渦流產生器之鰭片(如圖 4.25、圖 4.26、圖 4.27)。測試物的管材為銅，管徑為 7mm，

採交錯式排列；鰭片為鋁製作而成，鰭片厚度為 0.115mm。渦流產生器為半圓形，類似半顆穿透式的凹洞，呈 V 字型排列，詳細尺寸如圖 4.28。

4.2 實驗步驟

開始實驗前，務必確認所有量測工具皆被校正過，包含：壓差計、熱電偶、RTD，以及流量計等。以確認量測到數值是正確的。詳細的實驗步驟如下：

- (1) 量測風洞系統空壓降：在測試各種熱交換器之前，需先測量系統空壓降，因為當空氣通過空無一物的風道，由於摩擦亦有一定的壓降值，後續其餘熱交換器所量測到的壓降，須先扣除對應的空壓降，才能得到真正的壓降。
- (2) 待測物的安裝：將所要量測的熱交換器鎖在風洞上，並利用耐熱膠帶將所有接縫處確實密封，並包覆上絕熱泡棉以避免有多餘的熱量散失。最後再將水管確實鎖上。
- (3) 量測工具的準備：將風洞內的噴嘴悉數打開，並將測試段的壓差計，以及風洞內的壓差計歸零。因為此時理論上並沒有風通過，壓差理論應為零。
- (4) 相關參數設定：將環控室溫度設定於 25°C、相對溼度 50% 的條件下；並將恆溫水槽溫度保持在 $60 \pm 0.5^\circ\text{C}$ ；水的體積流率則視待測物管排數而定，當管排數由 1 增至 4，水量分別控制保持在 1.9 - 7.6 L/min，藉以保持管內雷諾數皆大於 10000，日後在計算氣側 h 值時，會有較小的誤差。並選擇適合之噴嘴，以控制待側物的正面風速。本實驗所測量的為：0.5、1、1.5、

2、3、4、5m/s，共七個風速。

- (5) 紀錄相關數據：實驗開始時，先使系統運作一段時間，讓系統達到穩定狀態。系統穩定與否的依據，可從兩個地方觀察：1. 所測量的溫度是否穩定？2. 空氣側與水側的能量是否平衡？若是量測到的溫度隨時間跳動幅度不大(約 0.1°C)，以及空氣側與水側的能量平衡誤差在 5% 之內，則視為穩態，即可以開始擷取數值。一般而言，在風速最低時，所需等待的時間最久，且務必保持出入口水溫在 2°C 以上，會較為準確。

4.3 理論分析

4.3.1 熱傳部分

熱對流是當液體流動，最主要的熱傳導機制之一。而本實驗中，氣側部分以空氣作為工作流體，以離心扇推動氣流進入熱交換器中，是屬於強制對流。已知在強制對流中，輻射熱傳所佔的比例相當低，故僅需討論對流熱傳。而當熱水進入熱交換器管側後，熱量被流動的空氣所帶走，也就是說：

$$Q_a = \dot{m}_a C_{P,a} (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (4-1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{P,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (4-2)$$

其中， $T_{w,out}$ 、 $T_{w,in}$ 為進入熱交換器前 RTD 所測量到的溫度； $T_{a,out}$ 、 $T_{a,in}$ 為測試段前後，熱電偶陣列所量測到的平均溫度； \dot{m}_w 可藉由流量計得到體積流率，再搭配出入口水溫的平均溫度取其密度； \dot{m}_a 可由噴嘴前後差壓以及噴嘴截面積等條件，並按照 AMCA210 規範計算得之。理論上，若無熱量損失，這兩個 Q 會相同。本實驗則是

按照美國冷凍空調協會(American Society of Heating , Refrigerating and Air-Condition Engineers , ASHRAE)規定： Q_a 與 Q_w 的差距必須在5%以內。故若此熱交換器無鰭片的話，熱傳的阻抗方程式為：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a A_a} + R_{wall} + \frac{1}{h_w A_w} \quad (4-3)$$

但已知熱交換器有鰭片，用以增加大量的次要面積，故改寫為：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_w A_w} + R_{wall} + \frac{1}{\eta_a h_a A_a} \quad (4-4)$$

其中第一項 $\frac{1}{UA}$ 為總熱阻； $\frac{1}{h_w A_w}$ 為管內熱阻； R_{wall} 為管壁熱阻； $\frac{1}{\eta_a h_a A_a}$ 為空氣側熱阻，以下將個別討論詳細計算方法。

(1)總熱阻：有 $UA-LMTD-F$ 法，以及 $\varepsilon-NTU$ 法兩種。本實驗以 $\varepsilon-NTU$ 法作計算。將式(4-1)以及式(4-2)中得到的熱傳量做平均，也就是：

$$Q_{avg} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (4-5)$$

代入 ε 定義：

$$\varepsilon = \frac{Q_{avg}}{Q_{max}} \quad (4-6)$$

其中， Q_{max} 為該熱交換器之最大熱傳量，其計算方法為：

$$Q_{max} = C \min(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4-7)$$

而本實驗中的熱交換器屬於交錯流動，unmixed/unmixed，則可知：

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-C^* \times NTU^{0.78}) - 1}{C^* \times NTU^{0.22}} \right] \quad (4-8)$$

其中 $C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ ；而 $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$ ，故可得總熱阻值 UA 。

(2)管壁熱阻：根據一般圓柱熱阻公式，可得：

$$R_{wall} = \frac{\ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{2\pi k_{wall} l} \quad (4-9)$$

此時 r_i 、 r_o 分別為管內外半徑； k 為管壁熱傳導係數； l 為管長。

(3)管內熱阻：也就是水側的熱阻。

$$R_w = \frac{1}{h_w A_w} \quad (4-10)$$

其中 h_w 為水側熱傳係數； A_w 為管內面積。此時的有關管子的數值，皆須取漲管後的值，內外徑會稍微變大，管壁會稍微變薄。而之前要求水側雷諾數務必大於 10000，也是希望 h_w 能較大， R_w 較小，使得在推算空氣側熱傳係數時，其誤差會較小。

(4)空氣側熱阻：在推算空氣側熱傳係數時，則必須先介紹兩個參數。

$$\eta_f = \frac{\text{鰭片真正熱傳量}}{\text{鰭片最大熱傳量(鰭片溫度 = 鰭片基部溫度)}}$$

$$\eta_o = \frac{\text{熱交換器真正熱傳量}}{\text{熱交換器表面最大熱傳量(鰭片溫度 = 管壁平均溫度)}}$$

其中 η_f 為鰭片效率； η_o 為表面效率。在此處使用鰭片效率的好處，

即是可以用不用考慮鰭片溫度分佈的問題，僅需考慮流體溫度以及鰭片基部溫度即可；表面效率也是相同道理，不須考慮不同的基部溫度，轉為考慮管壁溫度，而僅僅只需乘上一個修正係數 η_o 。也就是說：

$$R_a = \frac{1}{\eta_a h_a A_a} = \frac{1}{\eta_o h_a A_a} \quad (4-11)$$

而鰭片效率與表面效率的關係式為：

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_{total}} (1 - \eta_f) \quad (4-12)$$

然而，此時比較麻煩的是有關鰭片效率的計算，根據 Schmidt[25]建議：在連續型鰭片時，若為並列式，則可以將鰭片面積分割成一矩形；若是交錯排列，則是將鰭片分割為六角形，接著再以等效面積的近似方程式來近似其鰭片效率，如圖 4.29。在這個觀念下，連續型鰭片都會有一等效之圓半徑的產生，所以可以簡化為：

$$\eta_f = \frac{\tanh(m r_c \phi)}{m r_c \phi} \quad (4-13)$$

其中

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta}} \quad (4-14)$$

$$\phi = \left(\frac{r_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (4-15)$$

其中

$$\frac{r_{eq}}{r_c} = \begin{cases} 1.27 \frac{M}{r_c} \left(\frac{L}{M} - 0.3 \right)^{\frac{1}{2}} & \text{當 鰭片 為 交錯 排列} \\ 1.28 \frac{M}{r_c} \left(\frac{L}{M} - 0.2 \right)^{\frac{1}{2}} & \text{當 鰭片 為 並列 排列} \end{cases} \quad (4-16)$$

$$L = \begin{cases} \frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{2} & \text{當 鰭片 為 交錯 排列} \\ \frac{P_l}{2} & \text{當 鰭片 為 並列 排列} \end{cases} \quad (4-17)$$

$$M = \frac{P_t}{2} \quad (4-18)$$

在上式中， P_l 為縱向管間距， P_t 為橫向管間距。此方法是一種近似的結果，但對於一般應用上，誤差皆在可容許的範圍內。

當總熱阻、管壁熱阻、管內熱阻，以及鰭片效率皆求出後，即可準確地推算出空氣側的熱對流係數 h_a 。後面文章會化作無因次參數，卡本因子(Colburn factor) j 來表示，其運算式如下：

$$j = \frac{h_a}{\rho_a * u * c_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (4-19)$$

4.3.2 壓降部分

工作流體通過散熱鰭片時所產生壓降的影響，在設計與應用上也是很重要的，壓降的資料將直接影響到流體機械的選擇，如風扇、壓縮機等，其購買成本與長期運作的成本對業者來說是非常重要的資訊。不僅如此，還會有產生過大噪音等問題。因此工作流體在散熱鰭片中對壓降的計算評估之重要性不亞於熱傳量的計算。

當空氣經過熱交換器後，可以藉著差壓計量測，而得到壓損值。一般而言，這部分的資料大多參照 Kay and London (1984)[26]。如圖 4.30 所示，流經熱交換器的總壓降可分為下列這幾部分：

$$\Delta P = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \quad (4-20)$$

- 其中：
- (a) ΔP_i 為流體流入鰭片時因流道變小所造成的壓降。
 - (b) ΔP_f 為流體經過鰭片時的摩擦壓降。
 - (c) ΔP_a 為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降。
 - (d) ΔP_e 為流體流出鰭片時因流道變大所造成的壓降。

下面則針對這四個部份分別做說明：

- (a) ΔP_i 為流體流入鰭片時因流道變小所造成的壓降：

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，且因流道驟縮的壓力損失係數為 K_c ，則：

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_{fr}^2 = P_{entrance} + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 K_c \quad (4-21)$$

已知流體為不可壓縮，故 $\rho_1 = \rho_{entrance}$ ；且 $V_{fr}^2 = \sigma^2 V_c^2$ ，故可改寫為：

$$\frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (4-22)$$

- (b) ΔP_f 為流體經過鰭片時的摩擦壓降：(假設密度為常數)

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = 4f \frac{L}{D_h} \frac{V_c^2}{2} \quad (4-23)$$

其中 f 為 Fanning 摩擦係數。

(c) ΔP_a 為流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降：

由於 ΔP_a 即為單位面積下進出口的動量變化，所以可得知：

$$\begin{aligned}\Delta P_a &= \frac{\dot{m}}{A} V_{exit} - \frac{\dot{m}}{A} V_{entrance} = \rho_2 V_{exit}^2 - \rho_1 V_{entrance}^2 \\ &= \frac{G_c^2}{\rho_2} - \frac{G_c^2}{\rho_1} = \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2\end{aligned}\quad (4-24)$$

本項主要是因流體溫度變化，導致速度變化所造成的壓降。

(d) ΔP_e 為流體流出鰭片時因流道變大所造成的壓降：

由於流道變大，使得速度變小，計算方法與(a)非常接近。

$$\frac{\Delta P_e}{\rho_2} = \frac{-V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (4-25)$$

所以總壓降為：

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \\ &= \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]\end{aligned}\quad (4-26)$$

實驗中，工作流體流經熱交換器，流道為週期性的驟縮、驟擴現象，Kays and London 表示：此時很難 K_c 、 K_e 分離出來，不如將這兩個值與 f 合併，也就是 $K_c = K_e = 0$ ，所以上式可改寫為：

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[\frac{A}{A_c} \frac{\rho_1}{\rho_m} f + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (4-27)$$

因此，在後續實驗結果與討論中，所使用的 f 皆包含 K_c 、 K_e 。

4.3.3 不同類型鰭片比較

使用熱傳增強的鰭片，或熱傳增強管，來取代原有的熱交換器，其目的不外乎：(1)在維持相同的熱傳量且不增加壓降的條件下，減少熱交換器的面積，以減少成本；(2)在維持相同熱傳量，與相同面積下，降低流體的有效溫差，以提升熱力學效率；(3)在原有熱交換器面積下，增加熱傳量；(4)在相同熱傳量、熱交換器面積下，如何減少流體通過熱交換器之壓降，以降低流體機械的操作成本。簡而言之，就是盡量提高熱傳，盡可能地降低熱交換器面積，以及流體通過的壓降。但凡是利用熱傳增強鰭片，往往就會造成壓降的上升。此時，要如何判斷鰭片種類的優劣，就是一個很大的挑戰。故參考 Webb[27] 於 1994 年所提出的 PEC 法則，大致上可分為：

1. FG 法則(fixed geometry)：適用於截面積與管長固定條件。
2. FN 法則(fixed number of tubes geometry criteria)：適用於截面積固定，但管長可允許變化
3. VG 法則(variable geometry criteria)：適用於熱傳量固定，但試圖減少熱交換器面積。

已知熱對流係數(h)，以及推動流體所需消耗的功率(W)為：

$$h = c_{p,a} Pr^{-2/3} jG \quad (4-28)$$

$$W = \Delta P \times \dot{V} = \left(\frac{fA}{A_c} \frac{G^2}{2\rho} \right) \left(\frac{GA_c}{\rho} \right) \quad (4-29)$$

若是將兩種不同類型的鰭片做比較，則可以得到：

$$\frac{hA}{h_{ref}A_{ref}} = \frac{j}{j_{ref}} \frac{A}{A_{ref}} \frac{G}{G_{ref}} \quad (4-30)$$

$$\frac{W}{W_{ref}} = \frac{f}{f_{ref}} \frac{A}{A_{ref}} \left(\frac{G}{G_{ref}} \right)^3 \quad (4-31)$$

利用 $\frac{G}{G_{ref}}$ ，將上兩式合併，可得：

$$\frac{\frac{hA}{h_{ref}A_{ref}}}{\left(\frac{W}{W_{ref}} \right)^{1/3} \left(\frac{A}{A_{ref}} \right)^{2/3}} = \frac{\frac{j}{j_{ref}}}{\left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^{1/3}} \quad (4-32)$$

上式(4-32)為性能評價的目的方程式(Object Equation)，在這個方程式中，主要幾個變數為 $\frac{hA}{h_{ref}A_{ref}}$ 、 $\frac{A}{A_{ref}}$ 、 $\frac{P}{P_{ref}}$ ，可根據 FG 法則、FN 法則和 VG 法則的需求與目的使用此方程式。本實驗的 PEC 應用法則將參考熱交換設計一書裡[3]，第 261 頁之表 7-1 中的 VG-1 法則和 FG-3 法則。其中 VG-1 法則，是在固定：質量流率、熱傳量、出入口溫差，以及推動流體所需作的功等情況下，試圖減少熱交換器面積；而 FG-3 法則，則是在固定面積、熱傳量、溫差等情況下，試圖降低幫浦推動流體所需的功。詳細的介紹如下：

(a) VG-1 法則

在 VG-1 法則的需求中， Q/Q_{plate} 與 W/W_{plate} 是固定的，我們使用新型熱傳增強熱交換器的目的是希望可以適度的減少熱交換器的面

積。由 $Q/Q_{plate} = 1$ 、 $hA/h_{plate}A_{plate} = 1$ 與 $W/W_{plate} = 1$ ，則式子(4-32)可簡化如下：

$$\begin{aligned} \frac{\frac{hA}{h_{plate}A_{plate}}}{\left(\frac{W}{W_{plate}}\right)^{1/3} \left(\frac{A_w}{A_{plate}}\right)^{2/3}} &= \frac{\frac{j}{j_{plate}}}{\left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/3}} \Rightarrow \frac{1}{1 \cdot \left(\frac{A_w}{A_{plate}}\right)^{2/3}} = \frac{\frac{j}{j_{plate}}}{\left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/3}} \\ \Rightarrow \frac{A_w}{A_{plate}} &= \left[\left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/3} \cdot \frac{j_{plate}}{j} \right]^{3/2} = \left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/2} \left(\frac{j_{plate}}{j}\right)^{3/2} \end{aligned} \quad (4-33)$$

由於假設 $W/W_{plate} = 1$ ，另外，將式子(4-33)代入式子(4-31)，可以得到：

$$\begin{aligned} 1 &= \frac{f}{f_{plate}} \cdot \frac{A_w}{A_{plate}} \cdot \left(\frac{G}{G_{plate}}\right)^3 = \frac{f}{f_{plate}} \cdot \left(\frac{f}{f_{plate}}\right)^{1/2} \left(\frac{j_{plate}}{j}\right)^{3/2} \left(\frac{G}{G_{plate}}\right)^3 \\ \Rightarrow \frac{G}{G_{plate}} &= \left(\frac{j}{j_{plate}} \cdot \frac{f_{plate}}{f}\right)^{1/2} \end{aligned} \quad (4-34)$$

在使用新的熱傳增強表面時，若操作條件不變，可預期所增加的壓損比是否將大於增加熱傳係數比的優點。因此，VG-1 的法則就在於此，希望維持熱傳量，但並不增加壓損。於是，使用新的熱傳增強表面時，工作流體的工作速度必須下降，在式子(4-34)就說明了這點。不過在式子(4-34)不一定有解，無解代表在此一工作條件下，使用此一熱傳增強表面將無法滿足 VG-1 法則的要求。

(b)FG-3 法則

在 FG-3 的需求中，熱交換器的面積大小是固定的，而 Q/Q_{plate} 與 $\Delta T_m/\Delta T_{m,plate}$ 是固定的，使用新型熱傳增強熱交換器的目的是希望可以適度的減少運轉成本，即 $W/W_{plate} < 1$ ，這個設計在長期運轉上是很重要的，由於假設 $Q/Q_{plate} = 1$ 、 $hA/h_{plate}A_{plate} = 1$ 與 $A/A_{plate} = 1$ ，則式子(4-30)可簡化如下：

$$\begin{aligned}\frac{hA}{h_{plate}A_{plate}} &= \frac{j}{j_{plate}} \cdot \frac{A}{A_{plate}} \cdot \frac{G_c}{G_{c,plate}} \\ \Rightarrow 1 &= \frac{j}{j_{plate}} \cdot 1 \cdot \frac{G_c}{G_{c,plate}} \Rightarrow 1 = \frac{j}{j_{plate}} \cdot \frac{G_c}{G_{c,plate}} \\ \Rightarrow \frac{G_c}{G_{c,plate}} &= \frac{j_{plate}}{j}\end{aligned}\quad (4-35)$$

所以式子(4-31)可簡化如下：

$$\begin{aligned}\frac{W}{W_{plate}} &= \frac{f}{f_{plate}} \cdot \frac{A}{A_{plate}} \cdot \left(\frac{G_c}{G_{c,plate}}\right)^3 \\ &= \frac{f}{f_{plate}} \cdot \left(\frac{G_c}{G_{c,plate}}\right)^3 = \frac{f}{f_{plate}} \cdot \left(\frac{j_{plate}}{j}\right)^3\end{aligned}\quad (4-36)$$

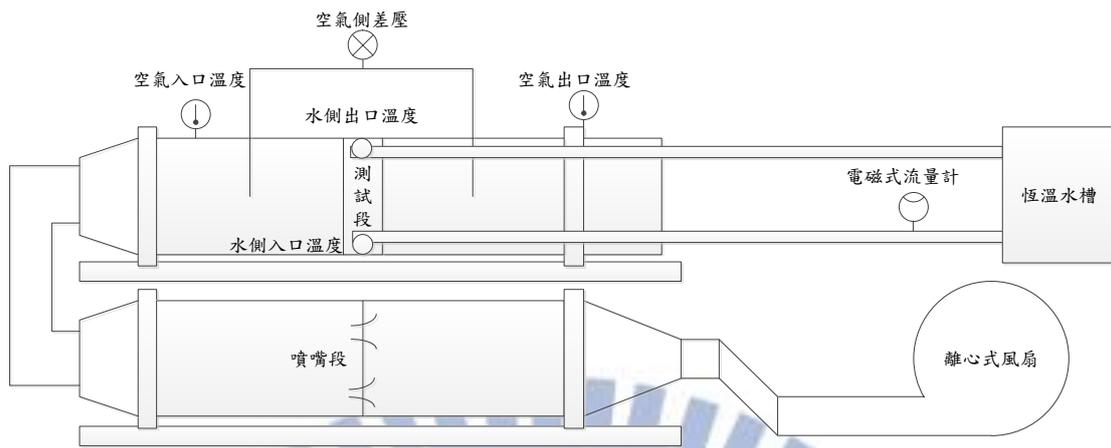


圖 4-1 設備架構圖



圖 4-2 風洞實際設備照片



圖 4-3 實際離心扇照片



圖 4-4 實際控制面板與變頻器照片



圖 4-5 壓差計



圖 4-6 大氣壓力計(絕對壓力)

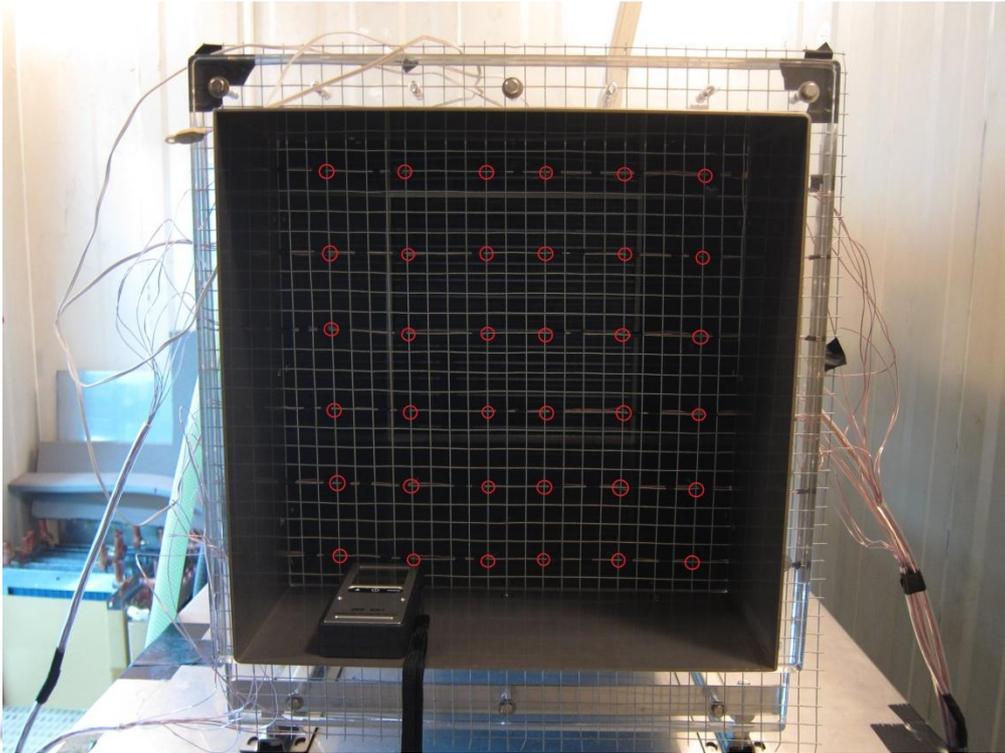


圖 4-7 出口端實際量測位置圖 (紅色為測量位置)

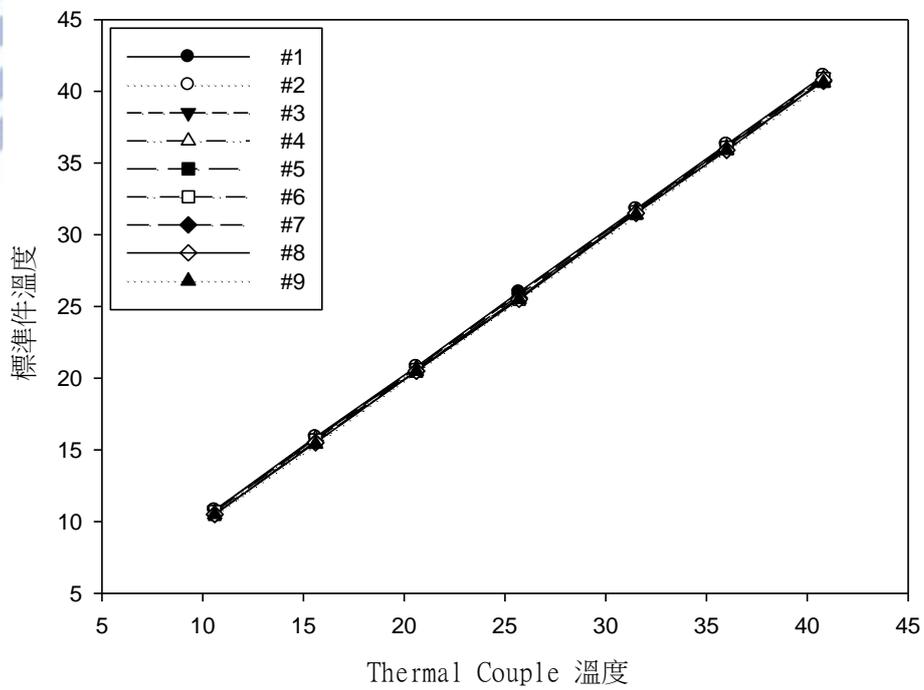


圖 4-8 入口端的校正曲線(3×3)

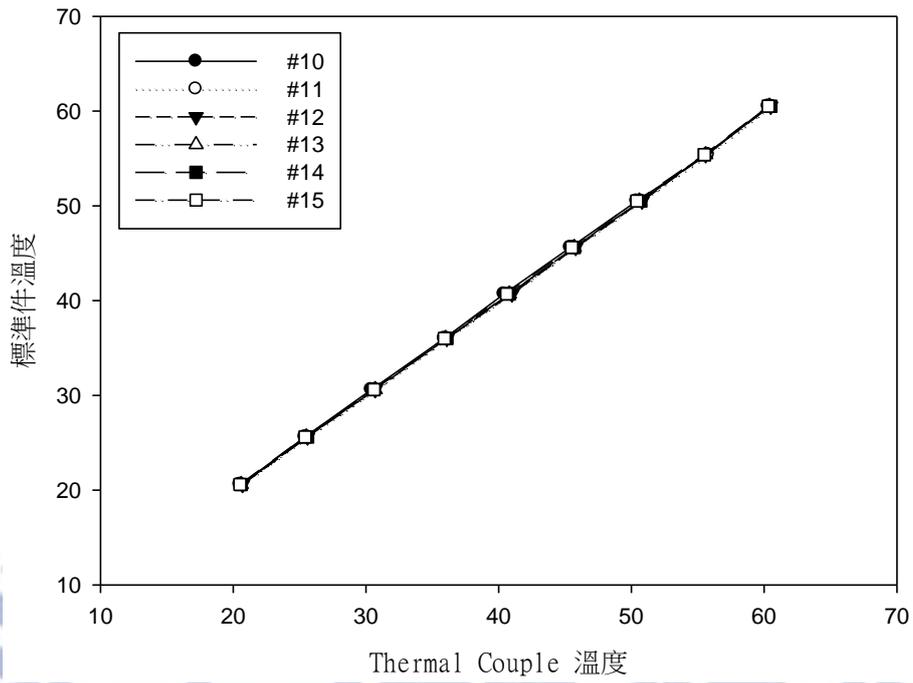


圖 4-9 出口端的校正曲線(1/5)

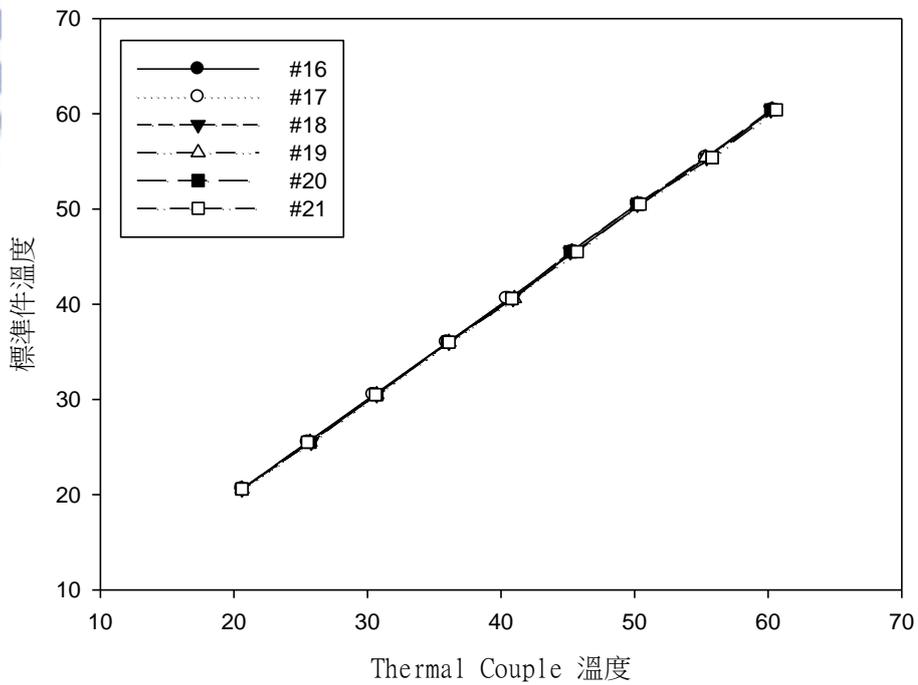


圖 4-10 出口端的校正曲線(2/5)

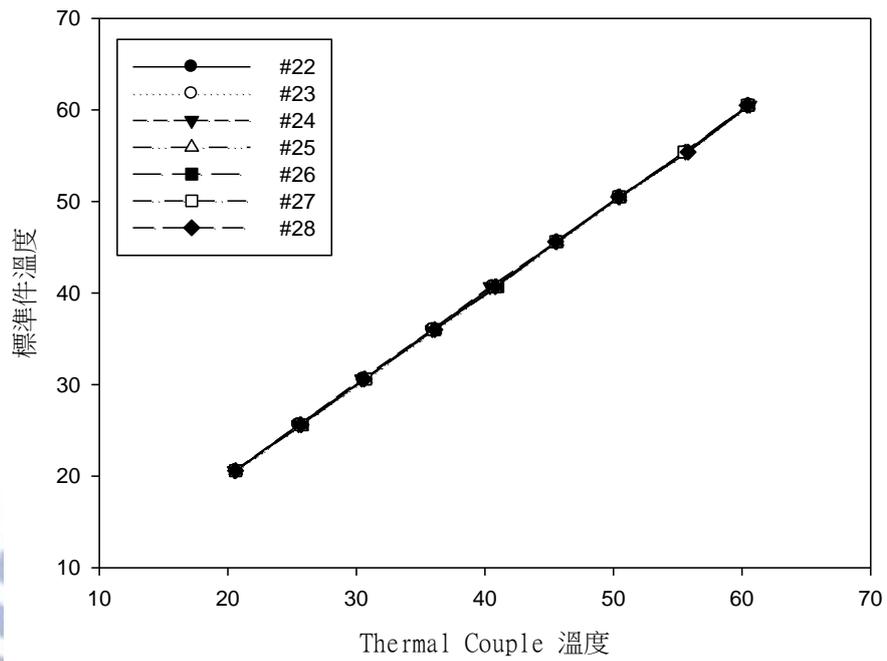


圖 4-11 出口端的校正曲線(3/5)

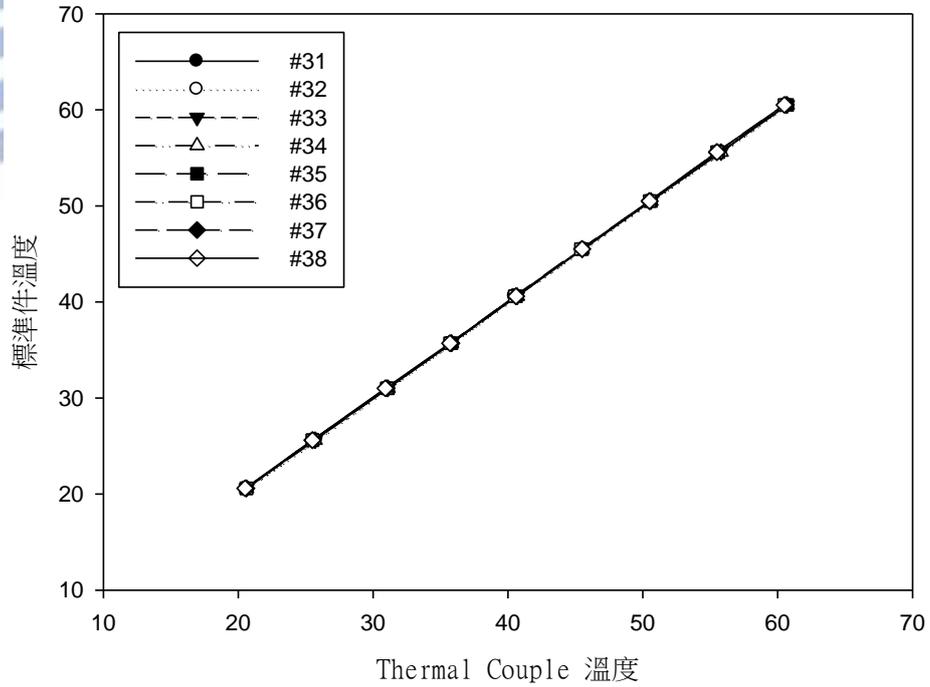


圖 4-12 出口端的校正曲線(4/5)

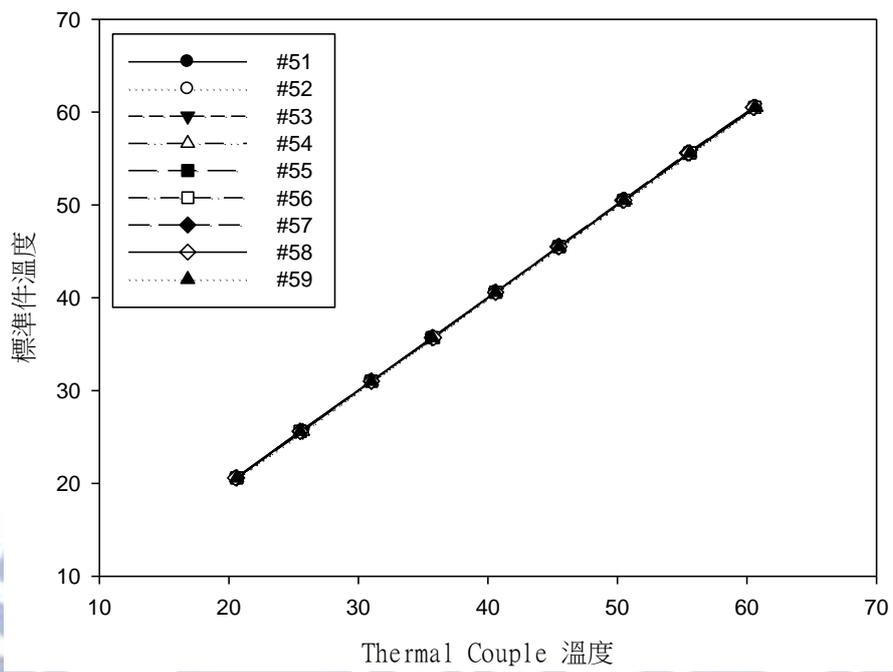


圖 4-13 出口端的校正曲線(5/5)

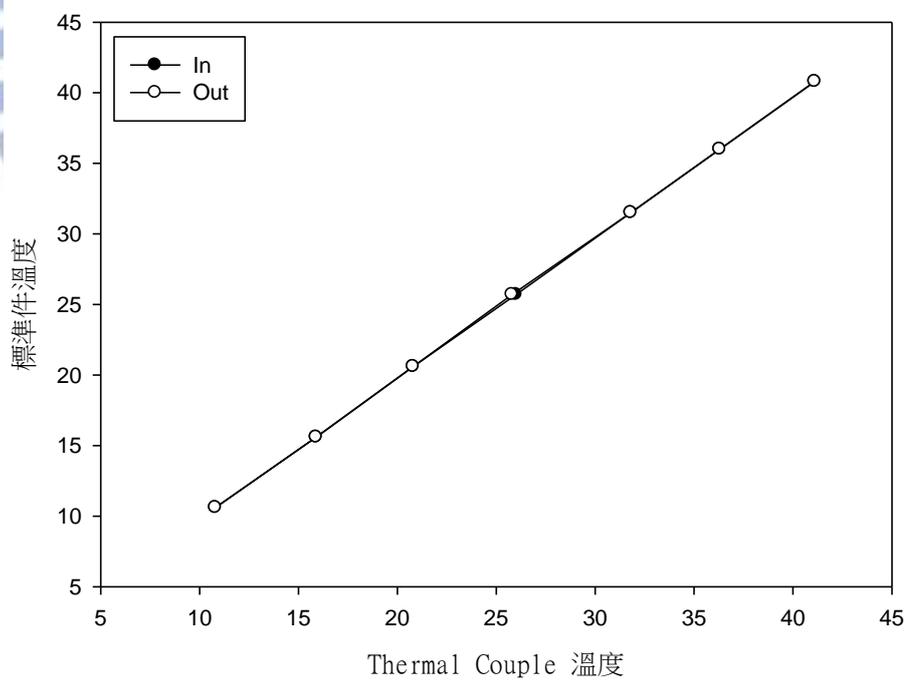


圖 4-14 水側入出口 RTD 校正曲線



圖 4- 15 恆溫水槽&流量計

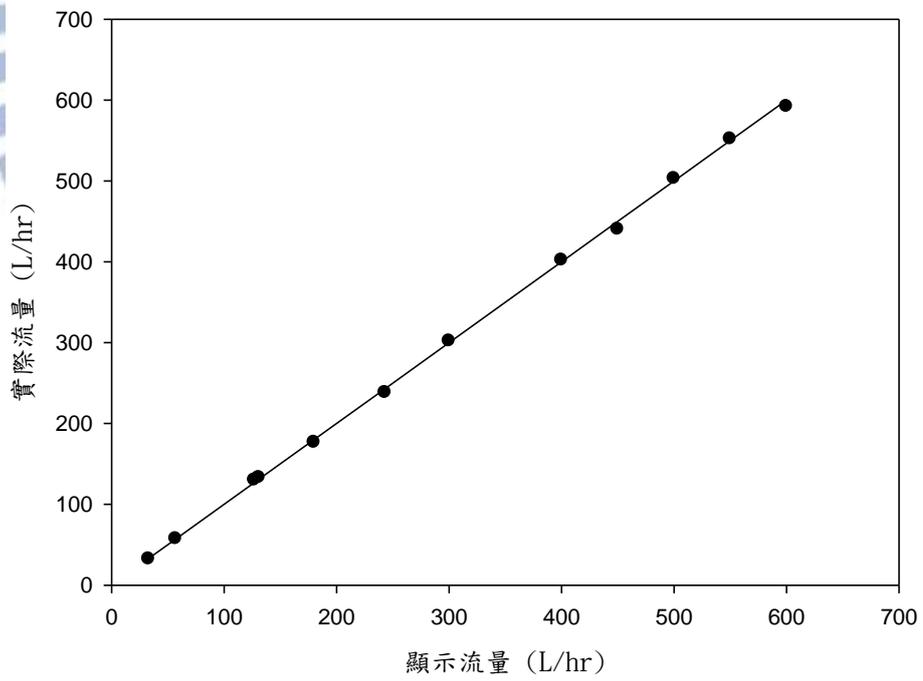


圖 4- 16 流量計校正

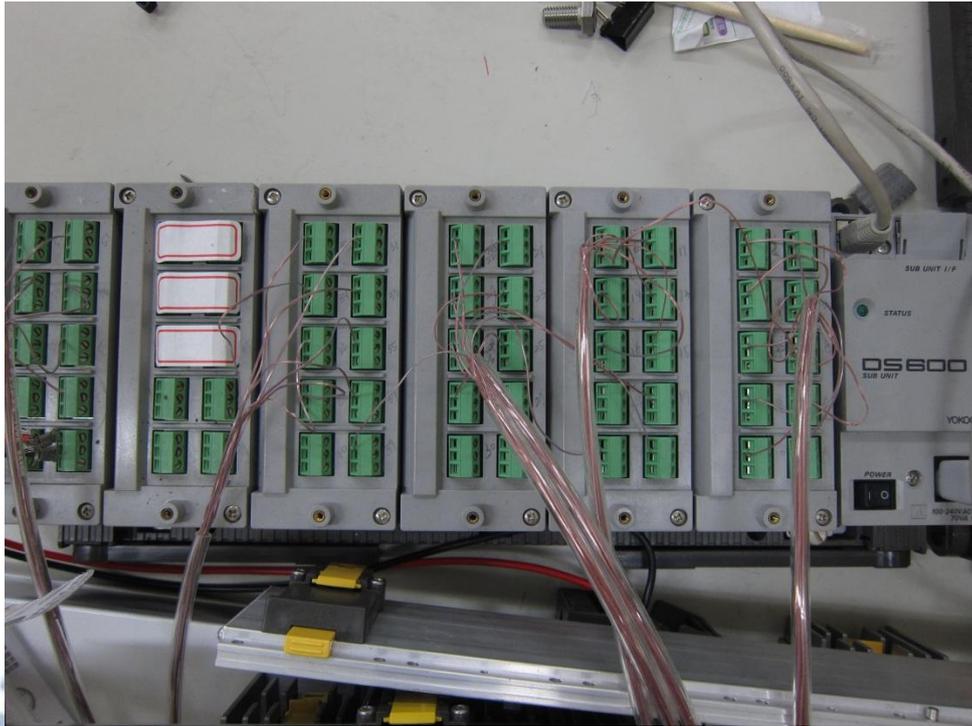


圖 4- 17 紀錄器 DS 600



圖 4- 18 紀錄器 DA 100



圖 4- 19 待測物實體之照片 (一排管)

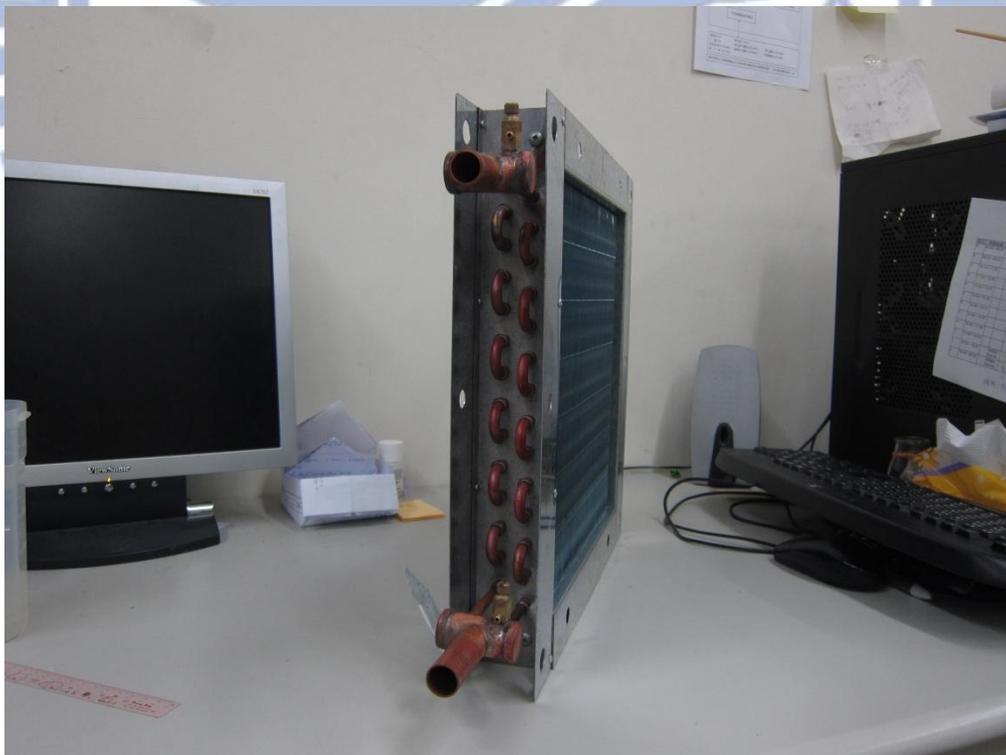


圖 4- 20 待測物實體之照片 (兩排管)



圖 4- 21 待測物實體之照片 (四排管)



圖 4- 22 平板型鰭片實際照片



圖 4- 23 百葉窗鰭片實際照片

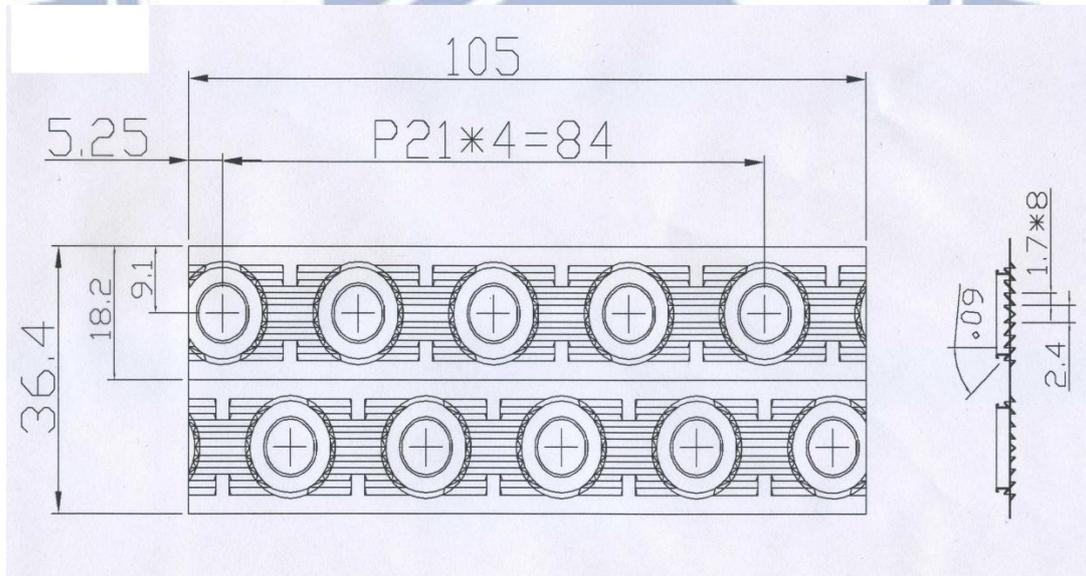


圖 4- 24 百葉窗鰭片尺寸圖 (單位 mm)



圖 4-25 VG 緒片實際照片

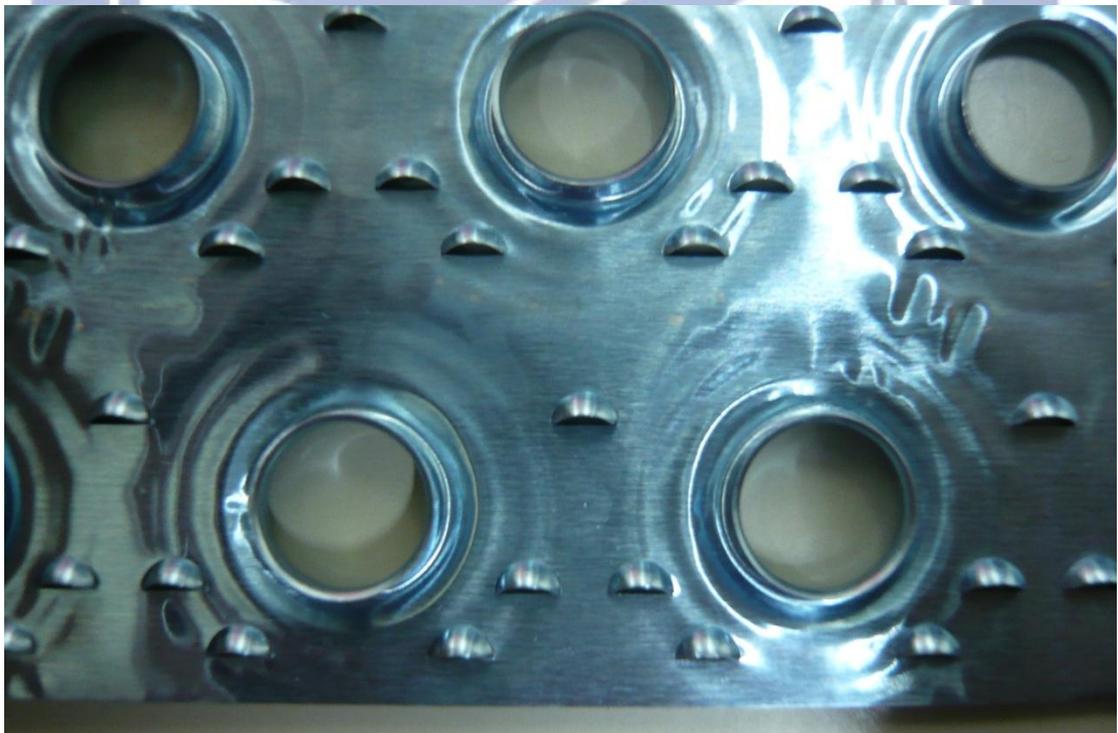


圖 4-26 VG 緒片俯視圖



圖 4-27 VG 鰭片前視圖

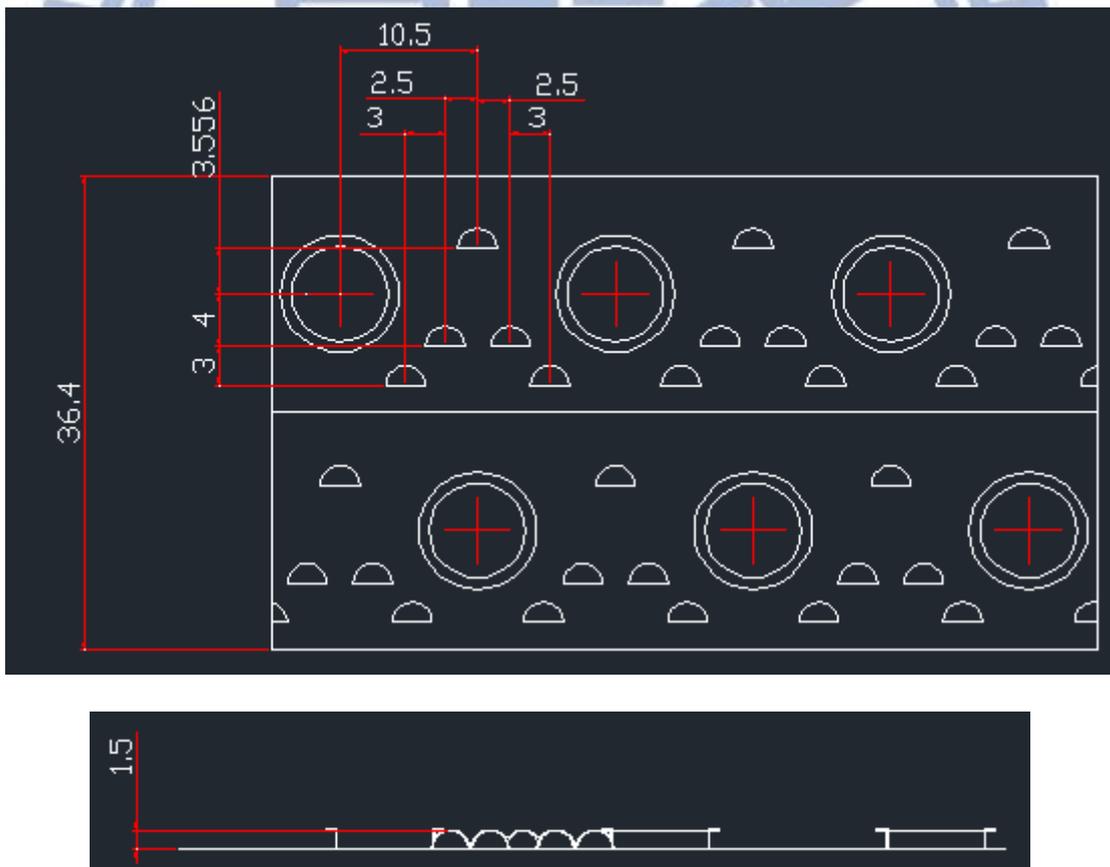


圖 4-28 VG 鰭片詳細尺寸圖(單位 mm)

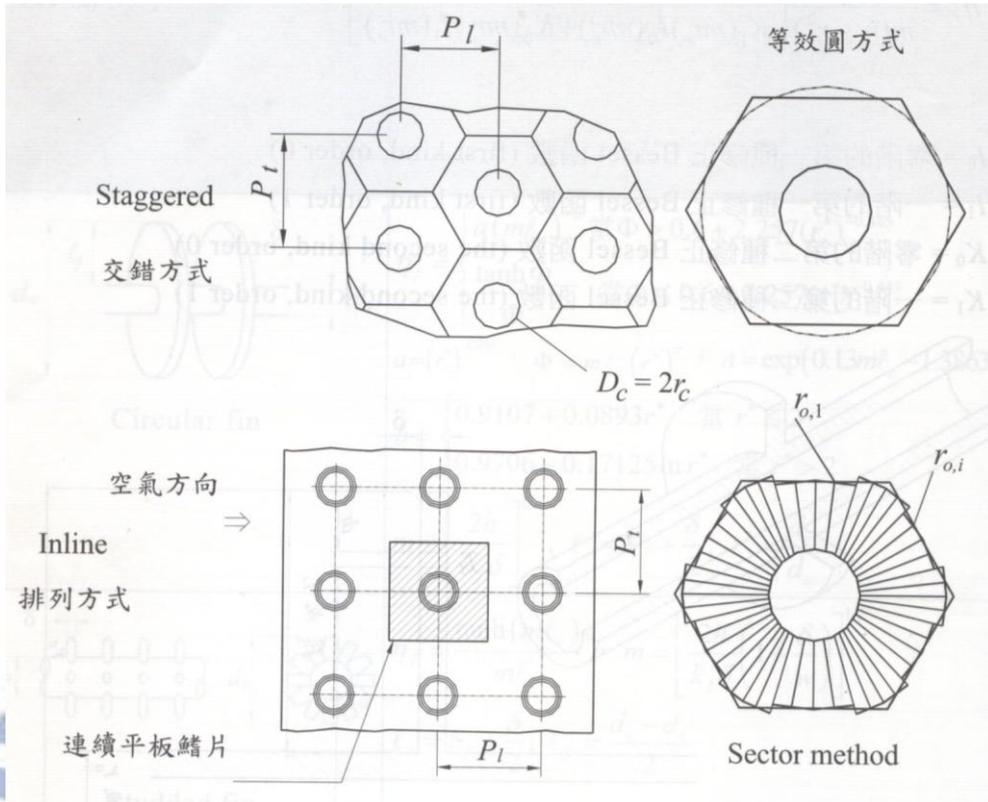


圖 4-29 連續鳍片的效率計算法

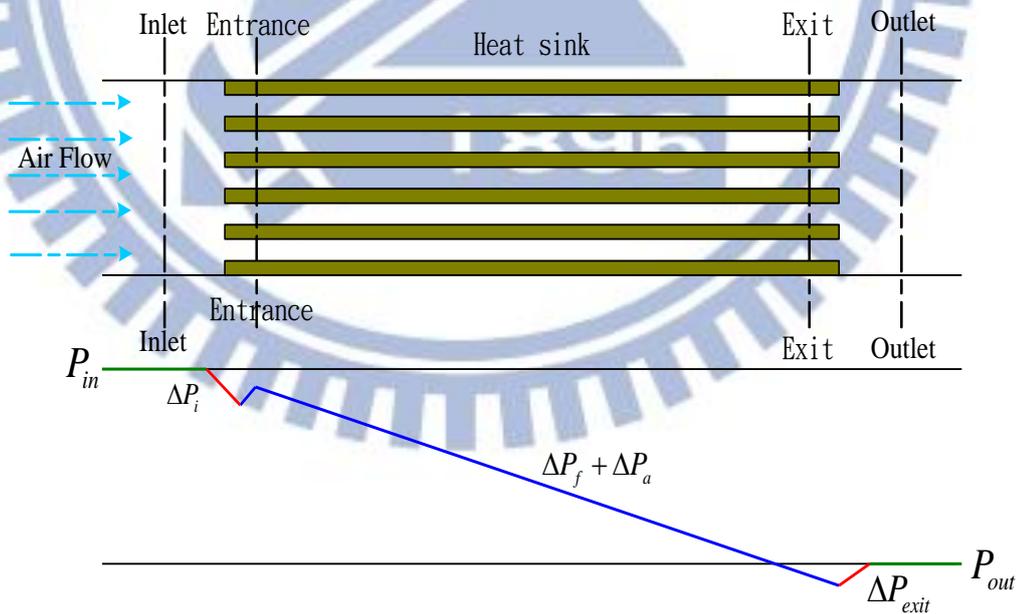


圖 4-30 壓降理論圖

第五章 結果與討論

本實驗共有 18 個待測物，控制的變因有不同的鰭片種類(包含：平板、VG、百葉窗)、不同的鰭片間距(1.6mm、2.0mm)、以及不同的管排數(1、2、4 排)，將分別從熱傳以及壓降兩方面分析。

5.1 鰭片間距同為 1.6mm

在固定鰭片間距的情況下，於不同鰭片種類以及管排數下，將氣側的熱對流係數 h 、壓降 ΔP 為 Y 軸，對於面速(X 軸)作圖，其結果如圖 5.1~5.3 所示。圖中黑色部份為熱傳，白色部分為壓降。

從這些圖中可以發現，大致上而言，隨著進入熱交換器面速的增加，熱傳係數以及壓降亦會隨之上升，其趨勢與其他學者所做的差異不大， h 值約為速度的 0.8 次方；而壓降為約為 1.75 次方。

由圖 5.1 中可知，在一排管的情況下，與平板型鰭片相比，VG 在熱傳係數方面大約增加 5~8%，但壓降卻也有 25%~30% 的增加；相較之下，百葉窗在熱傳係數方面，有著大約 15~30% 的增加，不過壓降也有 40~50% 的增幅。但若是在兩排管的情況下(圖 5.2)，VG 在熱傳係數方面雖然增加約 10~15%，壓降也增加了不少，約有 30~40% 左右；至於在百葉窗的情形下，熱傳有大約 20~30% 的增加，但壓降增幅亦有 35~50%。若是在四排管時，如圖 5.3 所示，無論是 VG 型鰭片或是百葉窗型，其熱傳與壓降的增幅，皆與兩排管的現象雷同。

這個現象是相當合理的。因為在百葉窗鰭片中，百葉窗幾乎所有佈滿了整體鰭片，會使得流體混合的相當均勻，故熱傳係數會相當高。相較之下，VG 型鰭片的半凹窩數量少得多，所提升的熱傳係數也較

為有限；不過相對的，所增加的壓降值也較小。

5.2 鰭片間距同為 2.0mm

在同樣的鰭片條件下，若將鰭片間距由 1.6mm 增至 2.0mm，同樣將熱對流係數 h ，與壓降值 ΔP 對面速作圖，得到的結果如圖 5.4~5.6 所示。圖中的代表符號皆與間距 1.6mm 的圖相同。

這三張圖大抵而言，與間距 1.6mm 的圖有著相同的趨勢：熱傳量與壓降值，皆隨著面速增加而上升。但不同的是：VG 型鰭片與百葉窗型鰭片的差異性減低許多。在單排管時，VG 型鰭片與平板型相比，在熱傳係數部份，大約提升了 8~13%；在壓降方面，也有大約 40% 的增加。相比之下，百葉窗鰭片在熱傳係數方面，有著 8~20% 左右的提升；而伴隨而來的壓降提升量，亦有 35~50% 左右。若是在兩排管時，VG 型鰭片在熱傳係數平均增加了約 15%，雖然壓降值也有 35% 左右的增加。這兩個數值與百葉窗型鰭片所得到：熱傳係數約增加 17%、壓降增加 40% 來得差不多。至於在四排管時，VG 型於熱傳係數增加約 17%、增加壓降約 38%；百葉窗型則是一樣有差不多的表現：熱傳係數平均約增加 17%、壓降約 40%。

5.3 鰭片間距的影響

這邊主要可以觀察到兩個較為明顯的現象：首先，在鰭片間距為 2.0mm，也就是圖 5.4~圖 5.6 中，在較低風速(大約 2m/s 以下)的情況，VG 型鰭片與百葉窗型鰭片相比，不論是在壓降或是熱傳係數方面，都會十分的類似，而在某些點，VG 甚至會略勝於百葉窗型鰭片。而從圖 5.7 中也可以發現：不論是在單排、兩排、或是四排管，VG 的熱傳係數在鰭片間距 1.6mm 時，與 2.0mm 相比，差異性是相當有限

的。但對於百葉窗鰭片而言， F_p 由 1.6mm 增至 2.0mm，熱傳係數有一個較為明顯的下降。

這個現象與 Zhang and Tafti 於 2001 年[28]，以及 DeJong and Jacobi 於 2003 年[29]提出的狀況十分符合。他們提到：當流體通過百葉窗鰭片時，隨著主流的前進，會有流體一分為二的情形。一是沿著主流方向繼續前進，為 duct-directed flow；另一則是進入百葉窗鰭片的分離流，為 louver-directed flow，如圖 5.10。當流體雷諾數較小時，絕大部分的流體會沿著主流方向前進，會有類似管流的情形；而若發生在流體的雷諾數較大、百葉窗間距較大、或是較小的鰭片間距時，大部分的流體則是會按照 louver-directed 的方向前進。當然，只有在沿著 louver-directed 的方向的流體才能充分的混合，使熱傳係數大幅上升。而這個也相當合乎道理，當流體流速較小，或是百葉窗間距較小，造成的流阻相當大時，就會導致流體比較不容易通過，造成流體擾動的效果也較低，使得百葉窗型鰭片無法發揮其既有效率。所以，如果在這種情況下，選擇 VG 型鰭片似乎也能達到不錯的效果。

5.5 散熱性能評價 VG-1

在前面幾章已經提過，對於熱傳係數 h 以及壓降而言，往往是與面速成正比的，但熱傳係數往往只是面速的 0.8 次方；而對於壓降而言，卻是有著面速的 1.75 次方。所以如果僅僅只是增加風速，欲增加熱傳係數，那麼相對要付出的壓降是十分驚人的！從圖 5.1~5.6 中也可以發現：不管是哪種設計、鰭片間距多少，較大的熱傳量往往伴隨著較大的壓損。故要綜合討論其性能，就必須借助一些方法。在此使用的是 VG-1 方法，比較的結果如圖 5.11~5.13 所示。

此評價方法所代表的意義為：當不同的散熱鰭片，在壓損以及熱傳能力皆相同的情況下，所需的面積比。圖 5.10 至圖 5.13，分別是代表管排數 1、2、4 的情形。由於參考點是取平板式鰭片，故需 $A/A_{\text{plain}} < 1$ ，此種的加強型鰭片才算是有效果。

由實驗結果顯示：當管排數為 1 時，VG 型鰭片只有在少數的風速下略有改善，且改善的效果也相當有限，不到 10%。反觀對於百葉窗型鰭片，幾乎在任何風速下，都可以有效地降低面積，最多甚至降低約 25% 左右的面積。至於在兩排管時，普遍皆有相當好的改善效果，但是卻不如之前百葉窗鰭片來得亮眼。除了在 VG 型、間距為 1.6mm 之外，其餘的降低面積大約都落在 10~15% 左右。在四排管時，普遍表現較好的，能夠縮減最多面積的，還是鰭片間距 1.6mm、百葉窗型鰭片，大約有 10~15%。值得注意的是，無論管排數是多少，大致上都可以發現一個趨勢：當鰭片間距由 1.6mm 增至 2.0mm，對百葉窗鰭片而言，會使得其效率降低；但對於 VG 型鰭片而言，反而會使得其效果變佳。

5.6 散熱性能評價 FG-3

圖 5.14~5.16 是以平板型鰭片為參考，且採用 FG-3 法則的評價方法所計算出的結果。詳細的推導在前面章節已有提過，此法所代表的意義為：當散熱鰭片的面積、與散熱能力相同時，所需要的泵功率，其目的是希望能夠減少運轉的成本，尤其是處於長期運轉下。

結果顯示：在單排管時，表現最好的依然是百葉窗型鰭片，且在鰭片間距為 1.6mm 時，最多可節省將近 40% 的泵功率。在兩排管時，幾乎所有加強型鰭片皆有節省泵功率的功能，其中在高風速時，能夠

節省最多泵功率的，依舊是 VG 型鰭片，且不論是在 1.6mm 或是 2.0mm，都能節省 20%~30% 不等的泵功率。至於在四排管時，不同鰭片種類間的差異就減小了許多。整體而言，也不再是百葉窗型鰭片皆優於 VG 型。在鰭片間距為 2.0mm 時，低風速下(0.5m/s~2m/s)，VG 型能節省的泵功率，就超過了百葉窗型。

若加以比較 VG-1 以及 FG-3，這兩種評價方法的所求得的曲線圖，其實得到的結果是差不多的。在 1.6mm 以及 2.0mm 這兩種鰭片間距下，普遍來說，皆是百葉窗型鰭片有著較好的結果。但值得注意的是：不論是在單排管或是多排管，將鰭片間距由 1.6mm 增至 2.0mm，都會使得百葉窗型鰭片的性能表現下降；但反而會使得 VG 型鰭片的性能有所提升。而是否越大的間距會有越佳的性能表現，或是在某些特定比例下會有最佳解，就還需要更多不同的間距加以證明。

5.7 實際上之應用

在前面已提到此種 VG 型鰭片，在鰭片間距變大為 2.0mm 時，其熱傳性能與百葉窗型鰭片不同，反而會有所提升；但若欲於實際應用，較大的鰭片間距，看起來似乎會是較佳的選擇，但實際上較大間距，反而會使得鰭片數量減少；若欲維持等熱傳面積，則整個熱交換器會變大，如此一來會使得推動流體所需之功增加。目前推測較為可行的方法為：改變 VG 之幾何尺寸。本實驗所用之 VG 高度皆為固定，皆為 1.4mm；由許多文獻中可得知：VG 的高度與鰭片間距的比例，是為一個相當重要的參數。若將 VG 高度降低，使其於 1.6mm 時，其比例與本實驗中的 2.0mm 的比例相同，或許會得到較佳的結果。但仍需要另外實驗加以佐證。

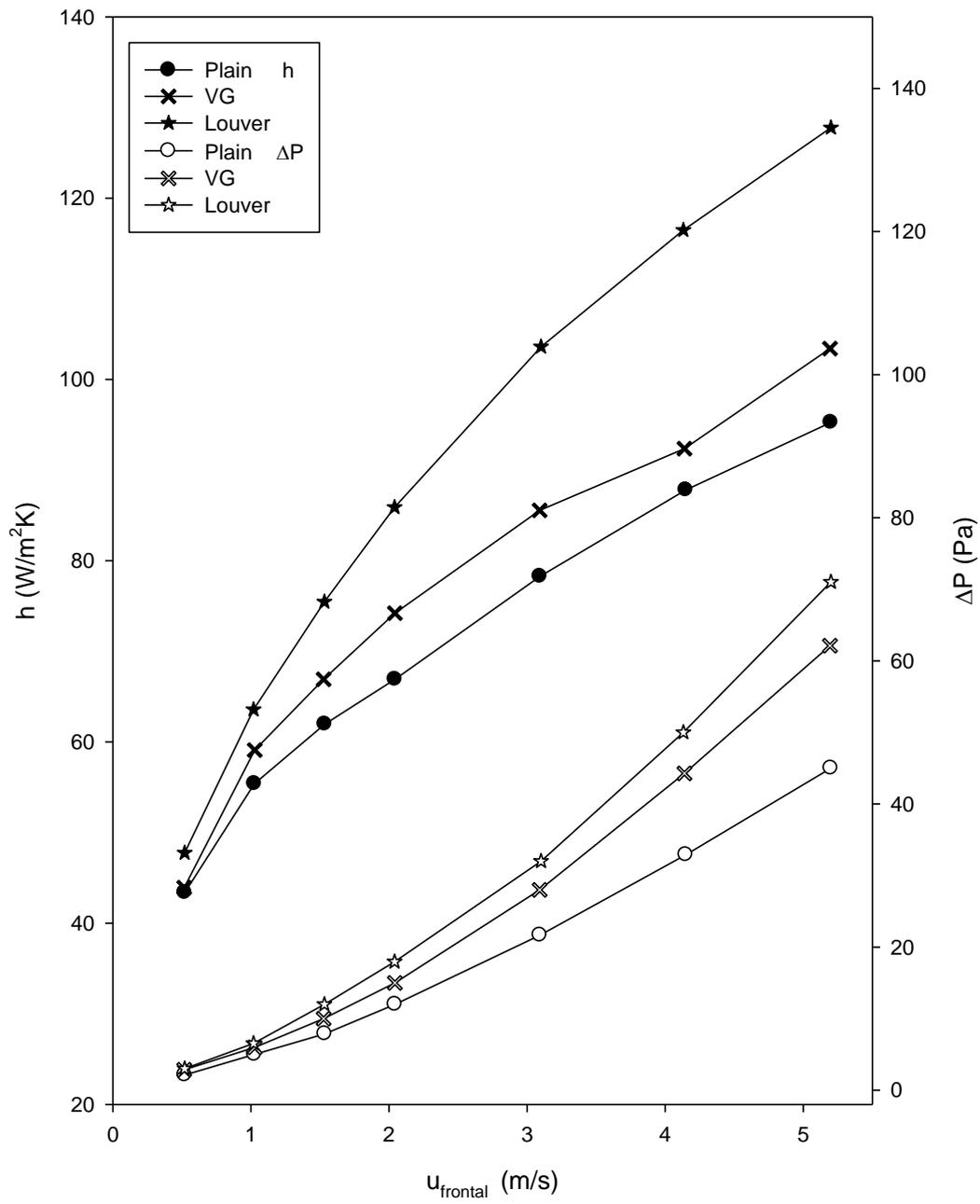


圖 5- 1 $F_p=1.6$ ， $Row=1$ ，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

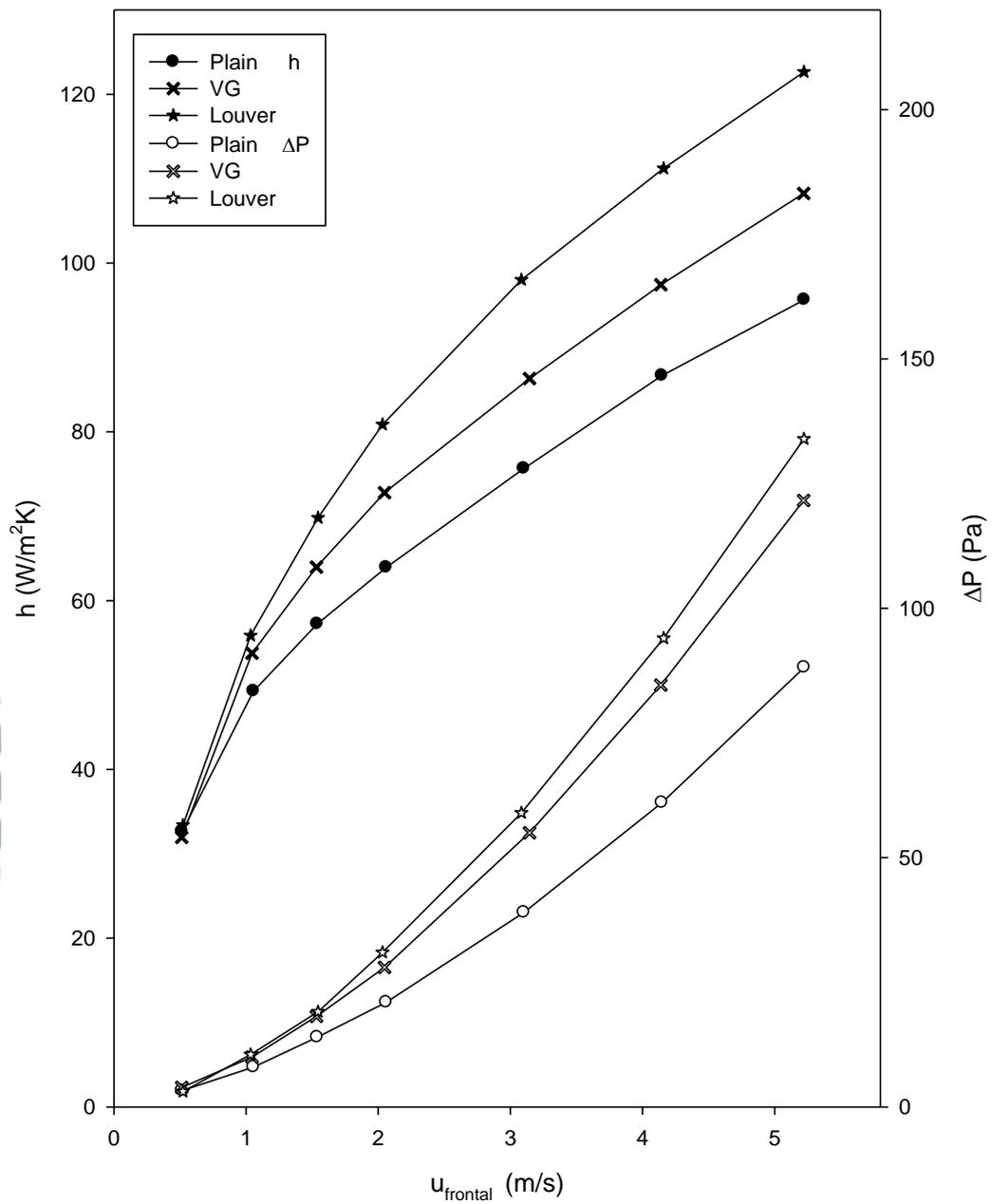


圖 5- 2 $F_p=1.6$ ， $\text{Row}=2$ ，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

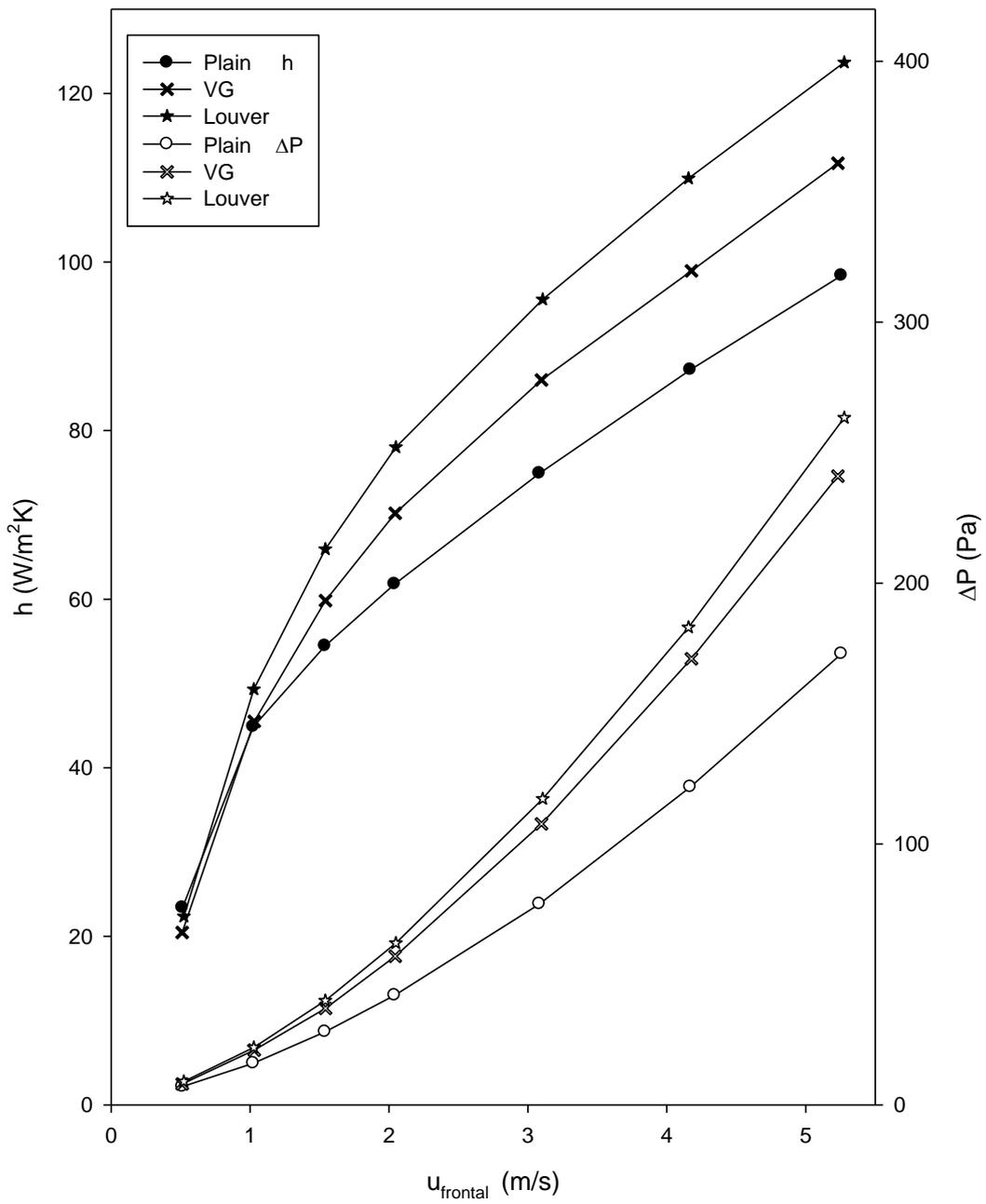


圖 5- 3 $F_p=1.6$ ， $Row=4$ ，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

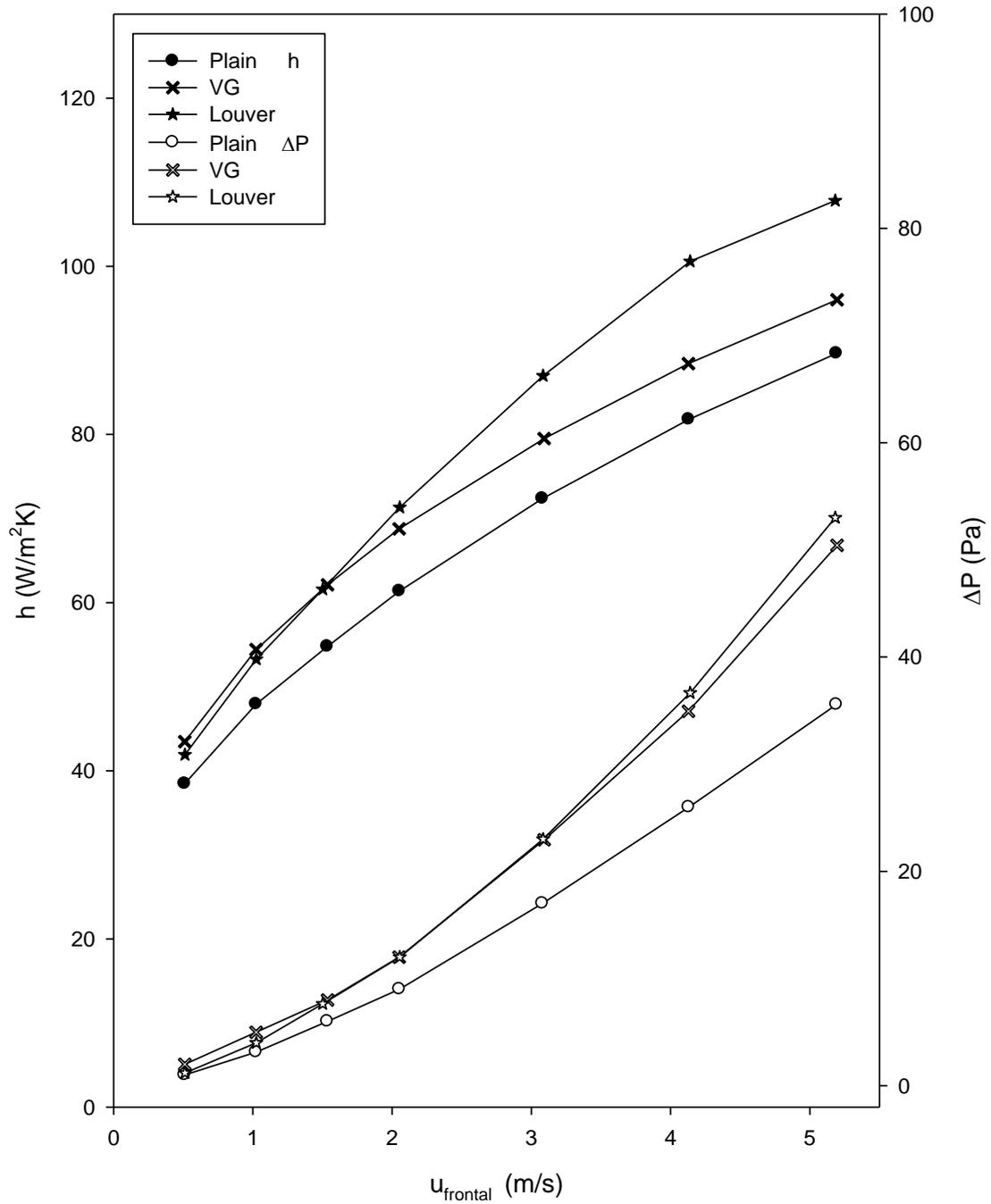


圖 5- 4 $F_p=2.0$ ，Row=1，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

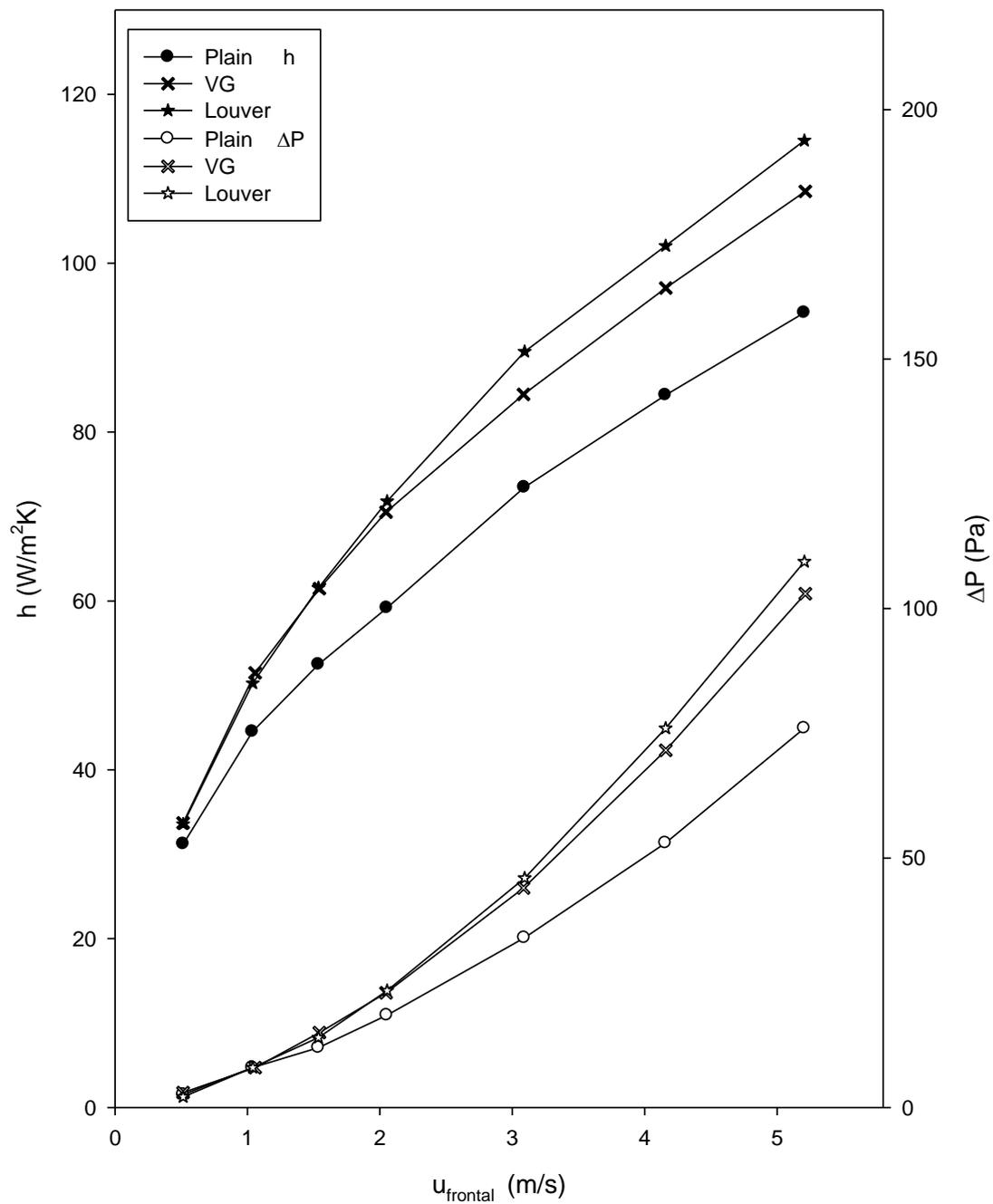


圖 5- 5 $F_p=2.0$ ，Row=2，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

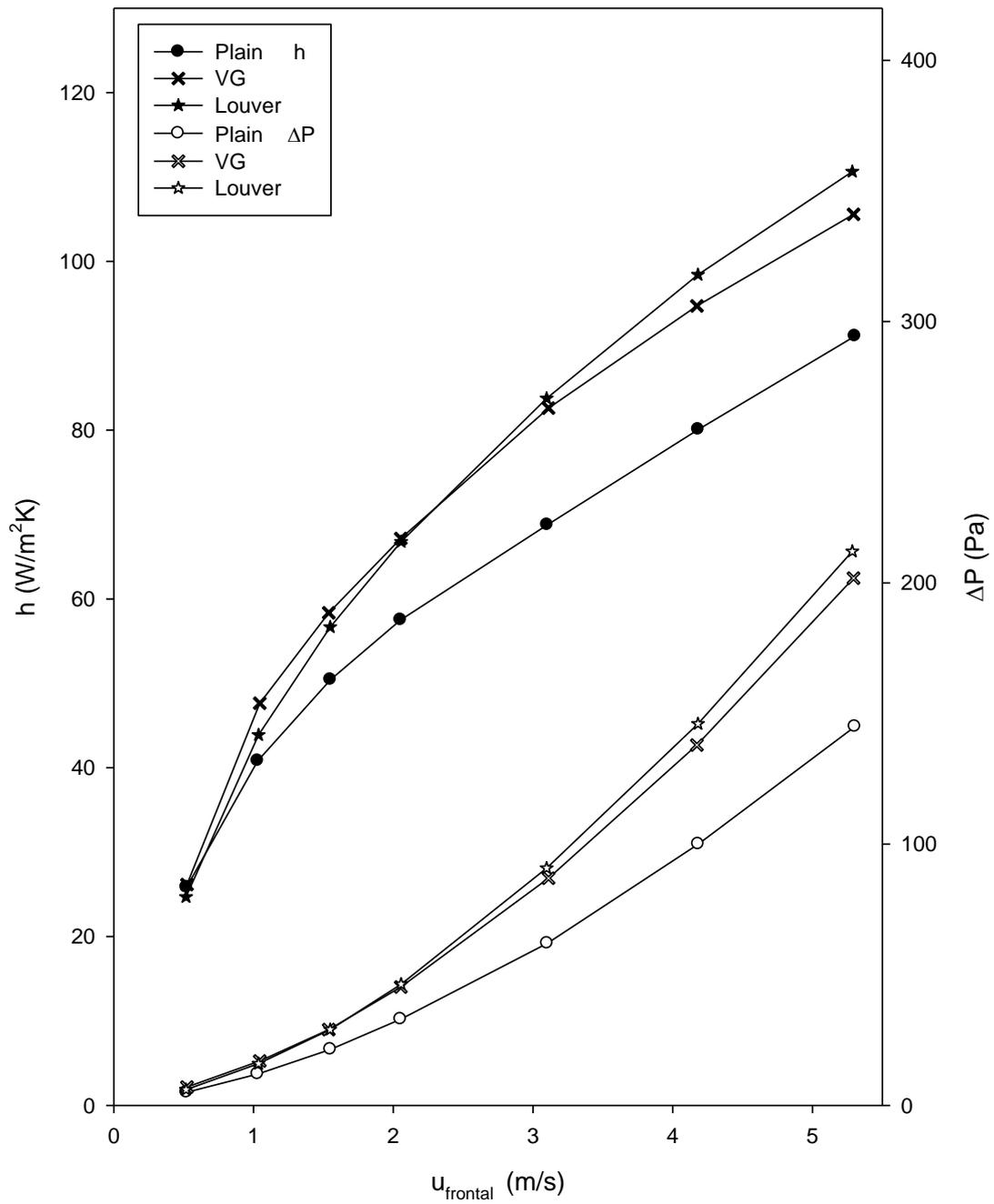


圖 5- 6 $F_p=2.0$ ， $Row=4$ ，面速對於熱傳係數以及壓降的影響

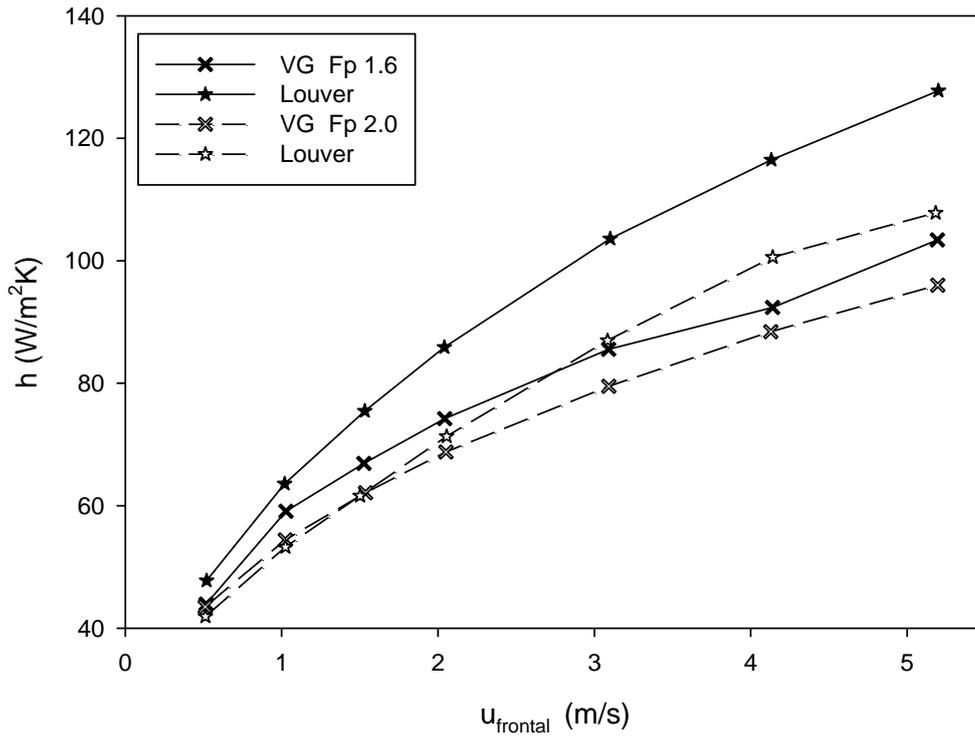


圖 5- 7 Row = 1，h 在不同間距下的影響

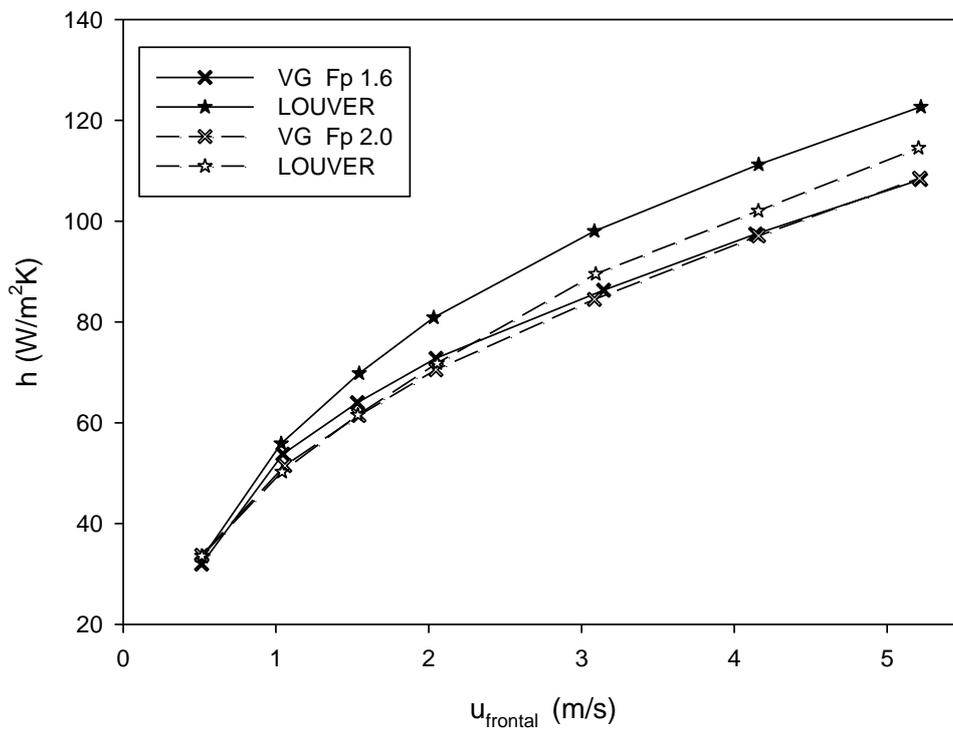


圖 5- 8 Row = 2，h 在不同間距下的影響

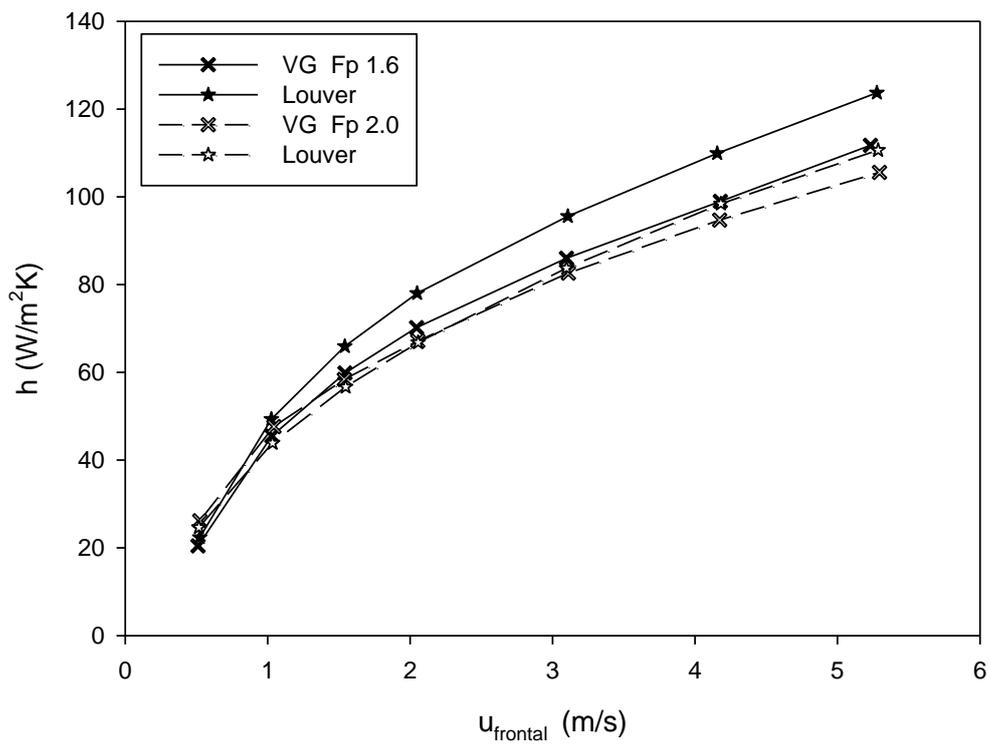


圖 5-9 Row = 4, h 在不同間距下的影響

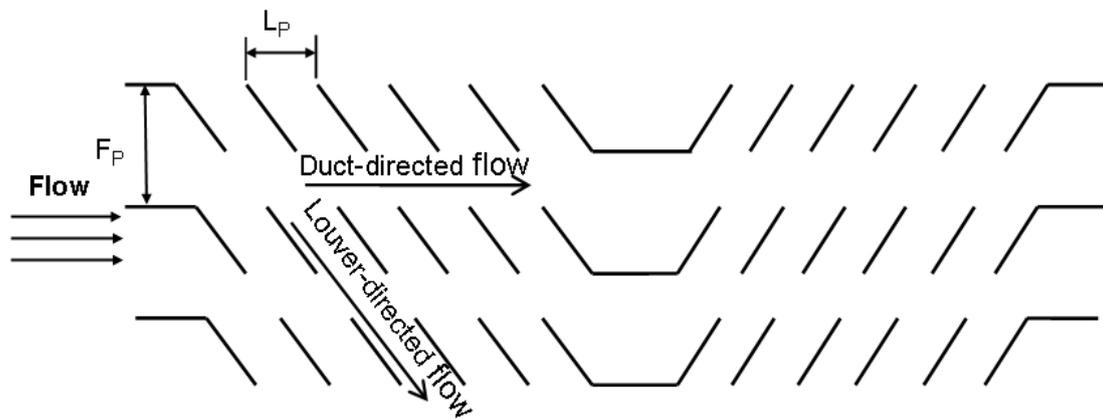


圖 5-10 百葉窗鰭片內流道定義

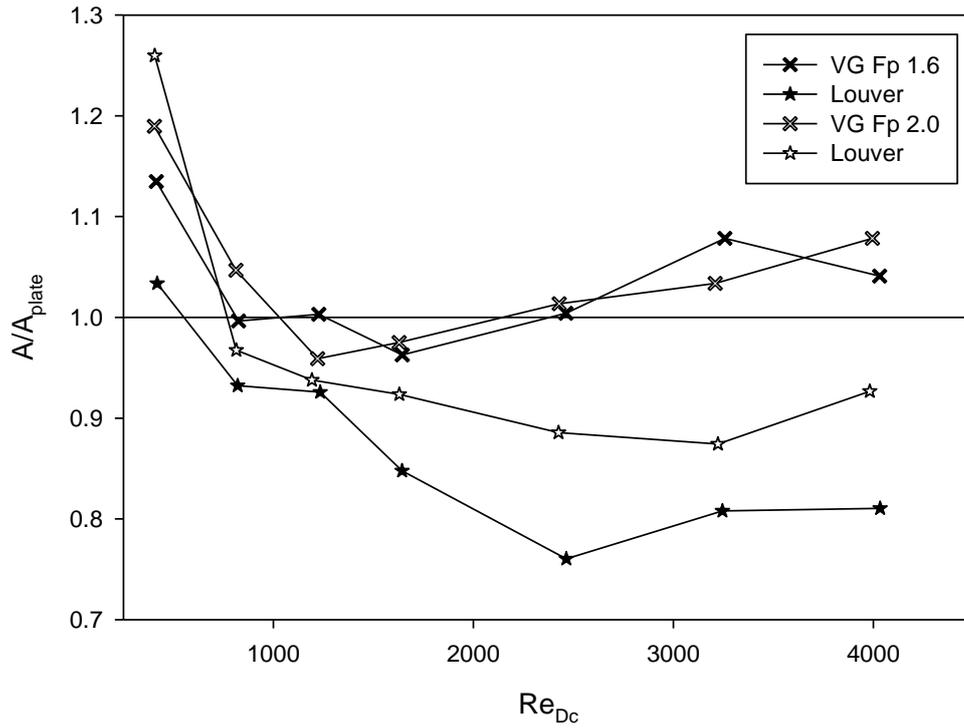


圖 5- 11 Row1 藉由 VG-1 性能評價

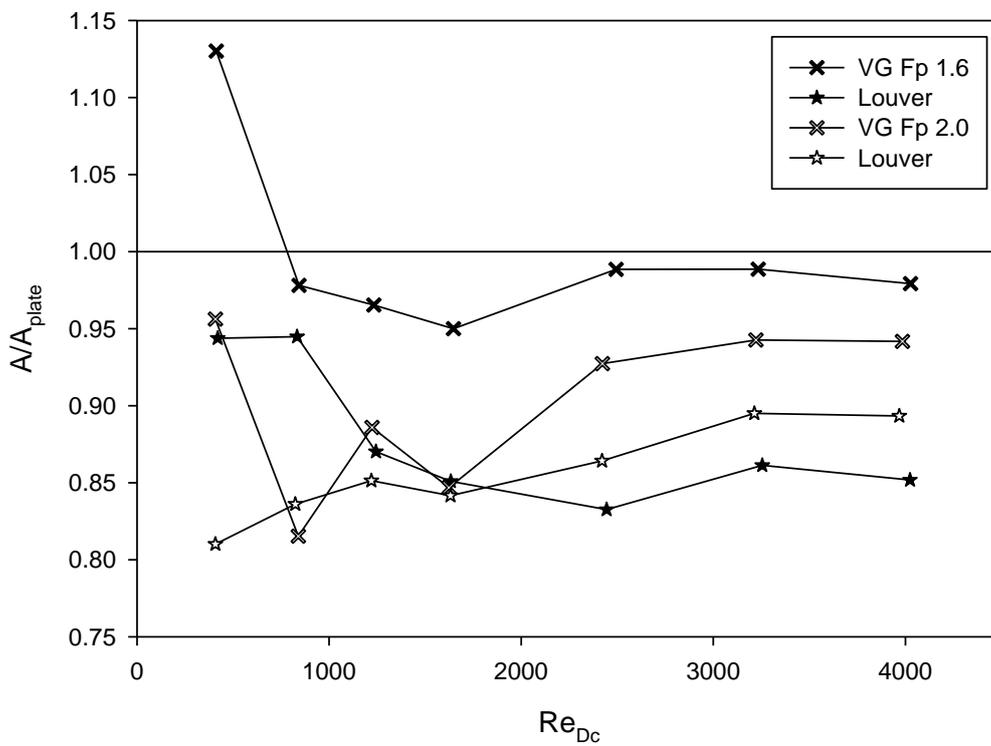


圖 5- 12 Row2 藉由 VG-1 性能評價

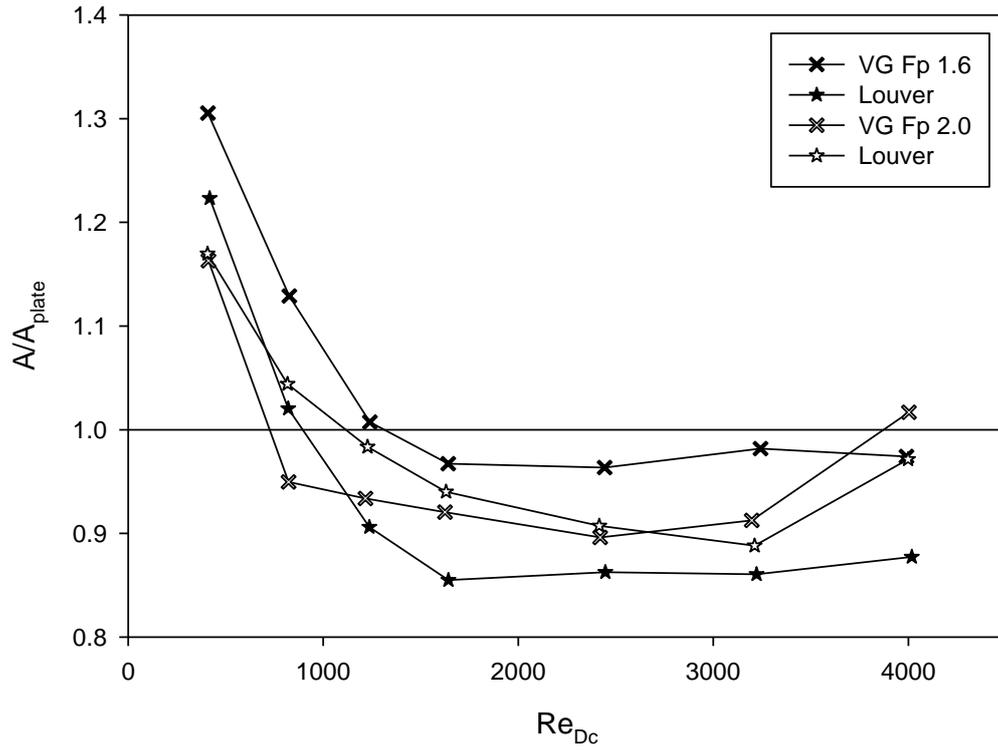


圖 5- 13 Row4 藉由 VG-1 性能評價

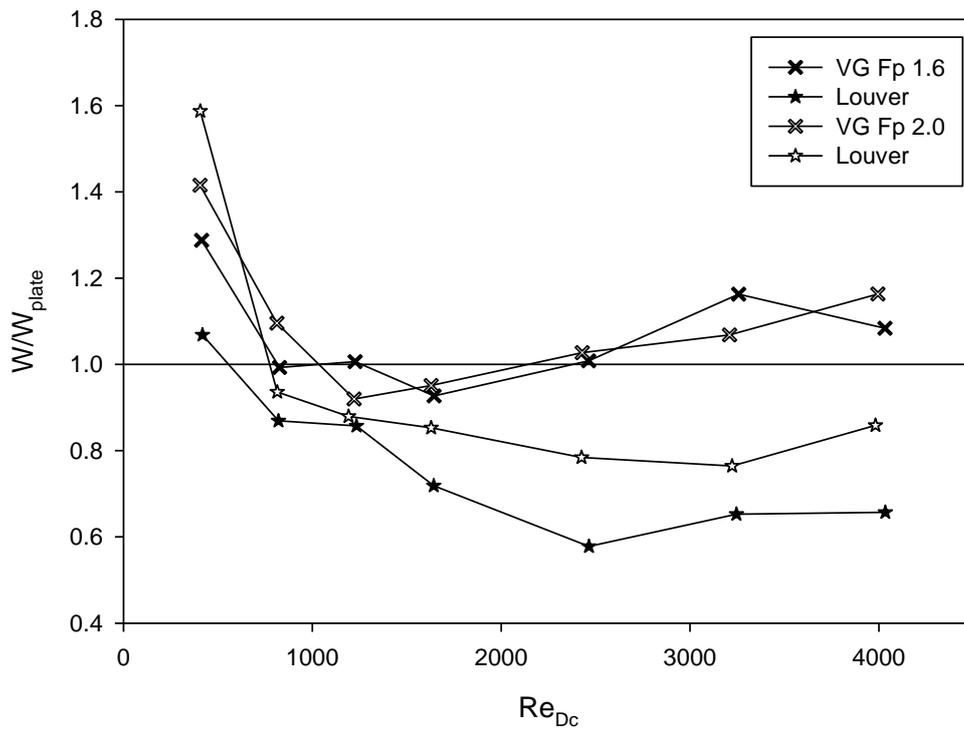


圖 5- 14 Row1 藉由 FG-3 性能評價

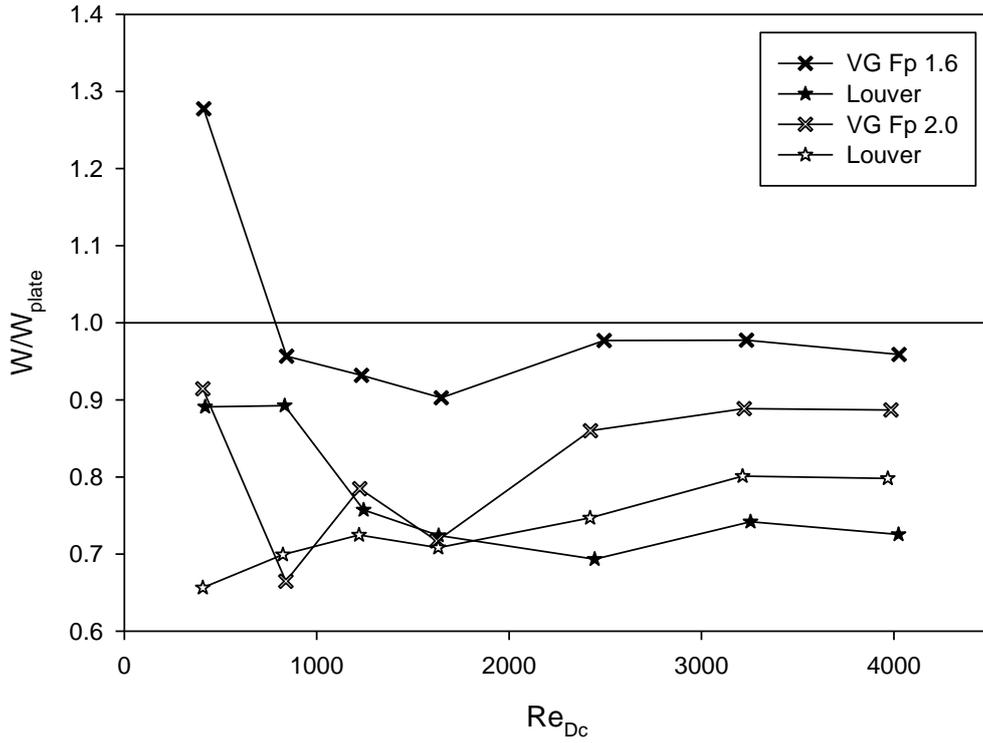


圖 5- 15 Row2 藉由 FG-3 性能評價

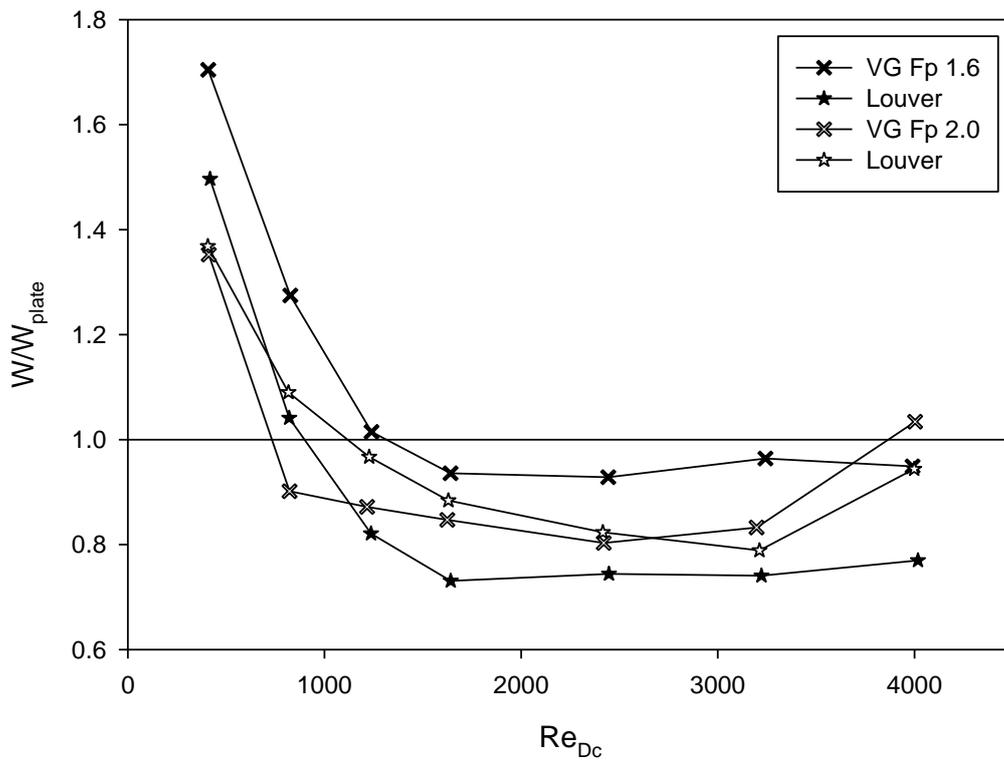


圖 5- 16 Row4 藉由 FG-3 性能評價

第六章 結論

本實驗主要目的為：改善交錯型鰭管式熱交換器的熱傳性能，利用修正型的凹窩當作渦流產生器，試圖在適量增加壓降範圍內，增加熱傳性能，最後會將平板、VG、百葉窗三種鰭片作分析，如下：

(1)在鰭片間距皆為 1.6mm 的情況下，單排管時，VG 型在熱傳係數大概上升 5~8%，壓降部份大約有 25~30% 的上升；百葉窗型雖然在熱傳係數方面增加較多，有 15~30% 的提升量，但也伴隨著 40~50% 的壓降增幅。在兩排管時，VG 型提升了 10~15% 的熱傳，壓降也增加約 30~40%；百葉窗型則是有 20~30% 的熱傳改善，但壓降也增加較多，大約增加有 35~50%。在四排管時，不管 VG 還是百葉窗型，其熱傳與壓降的表現皆與兩排管類似。

(2)在鰭片間距為 2.0mm 時，單排管的 VG 型鰭片，熱傳係數增加了 8~13%，壓降也同時上升了將近 40%；而至於百葉窗鰭片，在熱傳係數較平板多出 8~20%，但壓降也多了 35~50%。至於在兩排管時，VG 型的熱傳係數則是增加約 15%，壓降則是增加 35% 左右；百葉窗型分別增加 17%、40%。四排管時，這兩者的差異性就相當小，熱傳係數差不多皆增加 17%，壓降約多 38~40%。

(3)鰭片間距由 1.6mm 增至 2.0mm 時，對於百葉窗型鰭片的熱傳影響甚大，在風速較低的情形下，VG 型鰭片的熱傳效果會較佳。

(4)本實驗使用 VG-1 以及 FG-3 評價方法，結果皆說明：在多數的情況下，當間距為 1.6mm 時，使用百葉窗型鰭片會是較佳的選擇。但是，當間距增加，反而會使得 VG 型整體效率提升。

參考文獻

1. Jacobi A.M., and Shah R.K. "Heat Transfer Surfaces Enhancement Through the Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 11, pp. 295-309, 1995.
2. Fiebig M. "Vortices Generators and Heat Transfer," *Trans. IChemE*, Vol. 76, pp. 108-123, 1998.
3. 王啟川, "熱交換器設計", 五南圖書出版股份有限公司, 2007 年初版。
4. Edwards F.J., and Alker G.J.R. "The Improvement of Forced Convection Surface Heat Transfer Using Surfaces Protrusions in the Form of (A) cubes and (B) Vortex Generators" , *Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 2, pp. 244-248 , 1974,.
5. Tiggelbeck S., Mitra N.K., and Fiebig M., "Comparison of Wing-Type Vortex Generators for Heat Transfer Enhancement in Channel Flows," *ASME J. of Heat Transfer* , Vol. 166 , pp. 880-885 , 1994.
6. Tiggelbeck S., Mitra N.K., and Fiebig M. "Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement and Flow Losses in a channel with Double Rows of Longitudinal Vortex Generators," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2327-2337, 1993.
7. Biswas G., Mitra N.K., and Fiebig M. "Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*", Vol. 37, pp. 283-291, 1994.
8. Fiebig M., Valencia A., and Mitra N.K. "Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 7, pp. 287-295, 1993.

9. Fiebig M., Valencia A., and Mitra N.K., "Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortices in a Fin-Tube Heat Exchanger Element with Flat Tubes," ASME J. of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 209-211, 1996.
10. Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra, N.K., "Local Heat Transfer and Flow Losses in Fin-and-Tube Heat Exchangers with Vortex Generators: A Comparison of Round and Flat Tubes," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 8 pp. 35-45, 1994
11. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra N.K. "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube with a Punched Longitudinal Vortex Generator in Form of a Delta Winglet-Parametric Investigations of the Winglet", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 3961-3978, 1998
12. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra N.K. "Heat Transfer Enhancement of a Finned Tube with Punched Longitudinal Vortex Generator In-Line ", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, pp. 4151-4166, 1998
13. Chen, Y., Fiebig, M. and Mitra N.K. "Heat Transfer Enhancement of a Finned Tube with Staggered Punched Longitudinal Vortex Generator," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 417-435, 2000
14. Wang C.C., Lo J., Lin Y.T. and Liu M.S. "Flow Visualization of Wavy-Type Vortex Generator Having Inline Fin-Tube Arrangement," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1933-1944, 2001
15. Lin C.N. and Jang J.Y. "Conjugate Heat Transfer and Fluid Flow Analysis in Fin-Tube Heat Exchanger with Wavy-Type Vortex Generators," J. of Enhanced Heat Transfer, Vol. 9, pp. 123-136, 2002
16. Wu J.M. and Tao W.Q. "Investigation on laminar convection heat transfer in fin-and-tube heat exchanger in aligned arrangement with longitudinal vortex generator from the viewpoint of field synergy principle," Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2609-2617,

2007.

17. Chu P., He Y.L., Lei Y.G., Tian L.T., Li R., “Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 859-876, 2009.
18. Chyu M. K., Yu Y., Ding H., Downs J. P. and Soechting F. “Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage,” ASME Paper No.97-GT-437, ASME 42nd Int. Gas Turbine and Aero Congress, Orlando, FL. , 1997.
19. Moon H. K., Connell T. O’ and Glezer B. “Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage,” ASME Paper No.99-GT-163, ASME Turbo Expo, 1999.
20. Ligrani P. M., Mahmood G. I., Harrison J. L., Clayton C. M., and D. L. Nelson “Flow Structure and Local Nusselt Number Variations in a Channel with Dimples and Protrusions on opposite Walls,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 4413-4425, 2001.
21. Hwang S. D., Cho H. H. “Heat Transfer Enhancement of Internal Passage Using Dimple/Protrusion”, HTE-24.
22. Weimerskirch H., Martin J. , Clerquin Y., Alexandre P. and Jiraskova S. “Energy Saving in Flight Formation,” *Nature*, Vol 413, pp.697-698.
23. He J., Liu L., Jacobi A. M. “Air-Side Heat-Transfer Enhancement by a New Winglet-Type Vortex Generator Array in a Plain-Fin Round -Tube Heat Exchanger,” *J. of Heat Transfer*, Vol. 132, pp. 071801-1~9, 2010.
24. ANSI / AMCA 210-85”Laboratory Method of Testing Fans for Rating,” American National Standard.

- 25.Schmidt Th.E., Heat transfer calculation for extended surfaces, Refrigerating Engineering ,pp.351-357.
- 26.Kays W.M. and London A.L. Compact Heat Exchanger. 3rd ed. New York: McGraw-Hill.
- 27.Webb R.L., Principle of Enhanced Heat Transfer, Chap. 3, John Wiley & Sons, Inc.,1994.
- 28.Tafti D. K. and Zhang X. "Geometry effects on flow transition in multilouvered fins – onset, propagation, and characteristic frequencies ," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 4195-4210,2001.
- 29.DeJong N. C. and Jacobi A. M."Localized Flow and Heat Transfer Interactions in Louvered-Fin Arrays," Int. J. of Heat and Mass Transfer ,Vol. 46,pp. 443-455,2003.

