

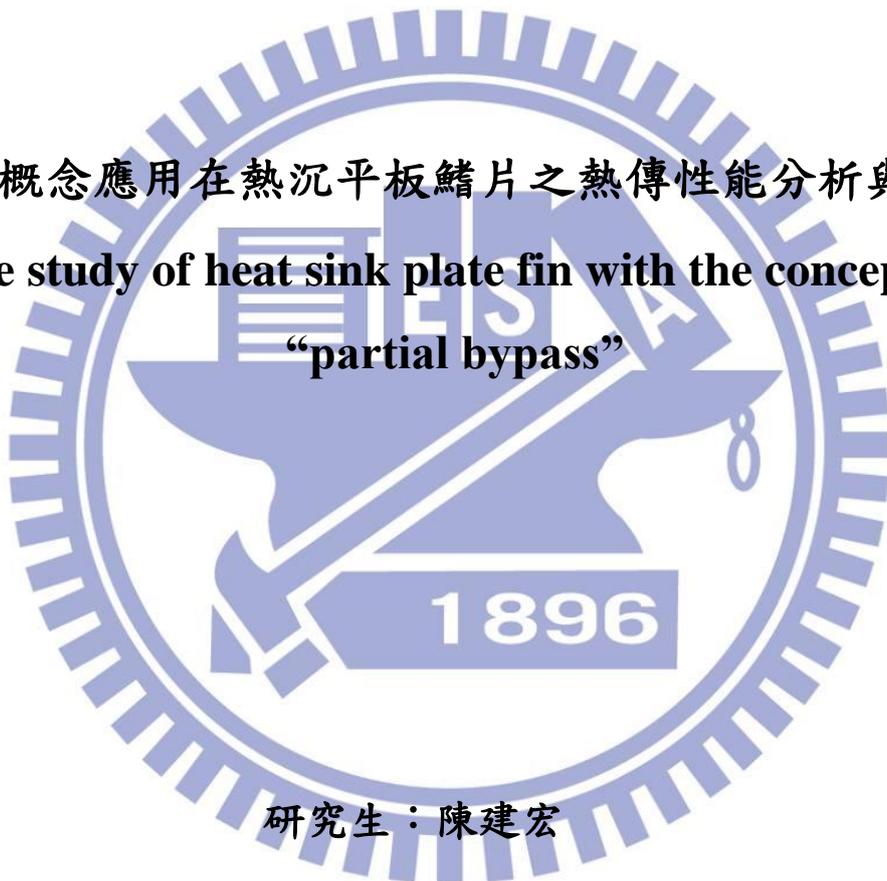
國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

旁通概念應用在熱沉平板鰭片之熱傳性能分析與探討

The study of heat sink plate fin with the concept of
“partial bypass”



研究生：陳建宏

指導教授：王啟川 教授

中華民國一百零二年七月

旁通概念應用在熱沉平板鰭片之熱傳性能分析與探討

**The study of heat sink plate fin with the concept of
“partial bypass”**

研究生：陳建宏

Student : Chien-Hung Chen

指導教授：王啟川

Advisor : Chi-Chuan Wang



旁通概念應用在熱沉平板鰭片之熱傳性能分析與探討

研究生：陳建宏

指導教授：王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

為改善在強制對流下平板鰭片熱沉之鰭片性能，本研究將針對現有平板鰭片熱沉之改良，並導入旁通(partial bypass)的概念進行新的熱沉鰭片設計，使得部分強制氣流流經鰭片時不會流經前排鰭片而直接流往後排鰭片。儘管如此設計會減少鰭片散熱面積進而降低其散熱量，但卻會大大減少強制對流下的壓降，進而減少強制對流機械之耗能，抑或是在相同耗能情況下可增加流體流量，進而增加整體熱傳量，達到增加熱傳性能的效果。為評估各種不同設計之性能，本研究藉由模擬各種設計模型，比較在不同幾何參數設計下之鰭片所產生之壓降與熱傳現象，分析其熱傳性能與差異性，並藉由實驗來驗證各種設計，以作為新一代熱沉鰭片設計之參考。

關鍵字：熱沉鰭片、旁通設計概念

The study of heat sink plate fin with the concept of “partial bypass”

Student : Chien-Hung Chen

Advisor : Chi-Chuan Wang

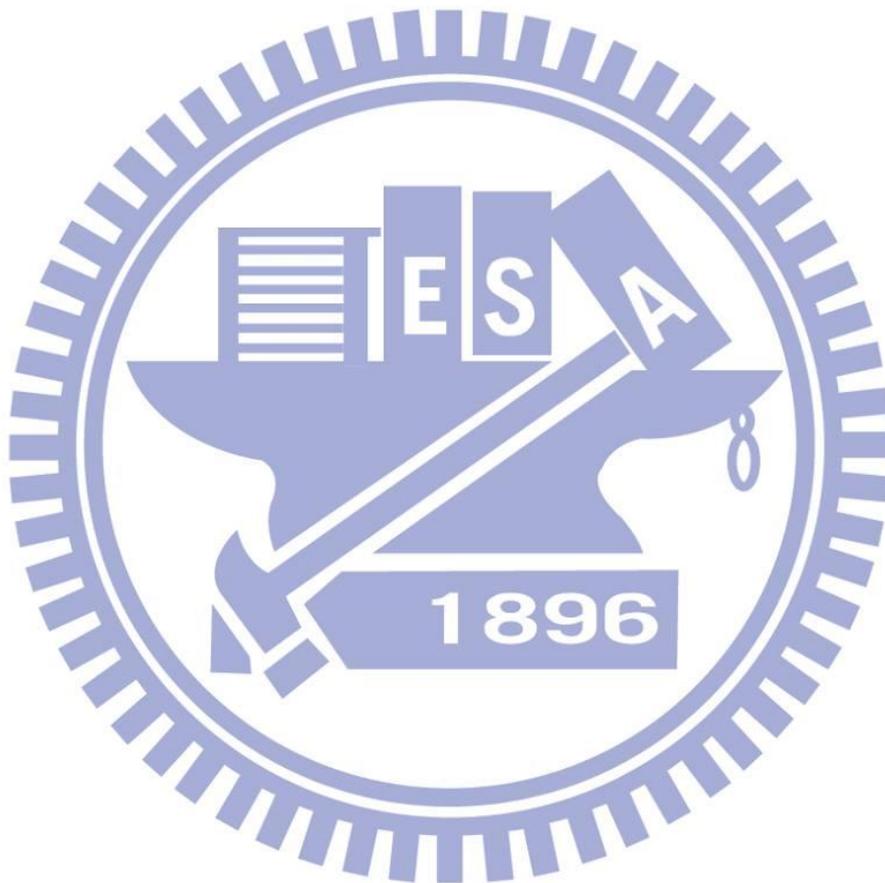
Department (Institute) of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

Abstract

In order to enhance the heat transfer rate of heat sink plate fin, this study made a brand new design to existing heat sink plate fin by introducing the concept of “partial bypass”. The basic idea is to introduce bypass cold stream which bypasses the front part of the plate fin and mixes with the hot stream across the front part of the plate fin, and the mixed stream flows through the rear part of the plate fin. Through this concept, plate fin area is reduced but lowered the pressure drop of forced convection. The concept can be implemented with either maintaining the same total flowrate, heat transfer rate but

accompanied with a much lower pressure drop or it can be applied with the same pumping power but accompanied with a much higher heat transfer rate.

Key words: heat sink plate fin · partial bypass



致謝

首先感謝我的指導教授王啟川 博士，他在課業、生活上的指導與照顧，讓我在大學及碩士班一年級學習到基礎的專業知識、參與工研院和業界的合作計畫，讓我及早體會與認知實務與學術研究的相同與相異之處，二年級時對研究論文的指導與協助，實驗與模擬上不厭其煩的教導、指正與付出，讓我不斷進步，打從心裡由衷感謝。

再來感謝我的實驗室博班學長昆壕，在機械繪圖軟體、模擬軟體，以及專業知識的教導與指正，並在生活、課業、人生經驗上的分享與照顧，讓我不斷充實自己，了解自己的不足與缺點，以及博班學長懷保，對於實驗室大小事情的協助，謝謝。

感謝實驗室同儕們，宥澄、宜群、慧敏在這段日子的互相打氣與鼓勵，特別感謝宥澄為我在各種專業知識上的疑問解答與幫助，讓我許多計畫能順利完成；感謝實驗室學弟啟善、宗瀚、博元、冠丞、韋廷、創禕、能傑、裕傑在課業與生活上的互相扶持與幫助，讓我有愉快的心情完成碩士論文；感謝我的朋友皓中、俊強、榆文、冠宇、政寬、晨祐、翊民、柏勳謝謝你們在這兩年來無論快樂或是悲傷一路陪伴著我，讓我在學習生涯中不曾感到寂寞。

最後要感謝我的家人，他們從後無怨無悔的付出與支持，是讓我能完成學業的最大關鍵，謹以此論文給以上所有關心我的人們。

目錄

摘要.....	i
致謝.....	iv
目錄.....	v
表目錄.....	vii
圖目錄.....	vii
符號說明.....	viii
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 研究背景與動機.....	1
1-3 文獻回顧.....	2
第二章 理論分析.....	5
2-1 熱傳分析.....	5
2-2 壓降分析.....	7
2-3 熱阻評估.....	10
2-4 無因次參數.....	10
第三章 實驗設備與操作.....	13
3-1 實驗主要設備架構.....	13
3-1-1 風量供應系統.....	13
3-1-2 溫度量測系統.....	14
3-1-3 壓力量測系統.....	14
3-1-4 濕度量測.....	15
3-1-5 熱源供應系統.....	15
3-1-6 數據擷取系統.....	15
3-1-7 壓力扣具系統.....	15
3-1-8 風量計算.....	16
3-2 所測試散熱鰭片規格.....	18
3-3 實驗方法.....	19
3-4 實驗步驟.....	19
3-4-1 實驗前準備工作.....	19
3-4-2 實驗操作步驟.....	20
第四章 結果與討論.....	36
4-1 實驗結果.....	36
4-1-1 正向風速與壓降比較.....	36
4-1-2 正向風速與熱傳係數比較.....	36
4-1-3 泵功率與熱阻比較.....	36
4-1-4 泵功率與熱傳量比較.....	37

4-2 無因次分析.....	37
4-2-1 雷諾數與凡寧摩擦因子比較.....	37
4-2-2 雷諾數與平板鰭片比較係數比較.....	38
第五章 結論.....	44
參考文獻.....	45



表目錄

表 3.1	不準度分析.....	35
表 4.1	各種樣式鰭片面積比較.....	39

圖目錄

圖 2.1	流體流經鰭片時的壓力變化圖.....	12
圖 3.1	開放式風洞系統實驗示意圖.....	22
圖 3.2	鼓風機.....	22
圖 3.3	變頻器.....	23
圖 3.4	差壓計.....	23
圖 3.5	DBS 數位訊號轉換器.....	24
圖 3.6	可調式直流電壓電源供應器.....	24
圖 3.7	數位式功率計.....	25
圖 3.8	MX100 數據紀錄器.....	25
圖 3.9	壓力扣具.....	26
圖 3.10	Plate 型鰭片示意圖.....	27
圖 3.11	Step1/3 型鰭片示意圖.....	28
圖 3.12	Step1/2 型鰭片示意圖.....	29
圖 3.13	Trap1/3 型鰭片示意圖.....	30
圖 3.14	Trap1/2 型鰭片示意圖.....	31
圖 3.15	測試段進口 T_{in} 熱電偶校正曲線.....	32
圖 3.16	測試段出口 T_{out} 熱電偶校正曲線.....	32
圖 3.17	測試段出口 T_{out} 熱電偶校正曲線.....	33
圖 3.18	鰭片基底溫度 T_b 熱電偶校正曲線.....	33
圖 3.19	BT200.....	34
圖 3.20	鰭片底部溫度量測點示意圖.....	34
圖 4.1	正面風速與壓降關係圖.....	40
圖 4.2	正面風速與熱傳係數關係圖.....	40
圖 4.3	泵功率與熱阻關係圖.....	41
圖 4.4	泵功率與熱傳量關係圖.....	41
圖 4.5	雷諾數與凡寧摩擦因子關係圖.....	42
圖 4.6	雷諾數與平板鰭片比較係數關係圖.....	42
圖 4.7	熱阻比值與 LMTD 比值關係圖.....	43

符號說明



A	: 總熱傳表面積, m^2
A_c	: 鰭片的最小流道面積, m^2
A_{ch}	: 鰭片內的通道面積, m^2
A_f	: 散熱鰭片表面積, m^2
A_{fr}	: 鰭片的正向截面積, m^2
A_{nozzle}	: 噴嘴的截面積, m^2
C	: 某一溫度下流場之音速, $C = \sqrt{KRT}$
c_p	: 空氣的等壓比熱, $J/kg \cdot K$
D	: 凹窩直徑, mm
d	: 凹面直徑, mm
D_h	: 水利直徑 $D_h = 4A_c / P$, m
F_p	: 鰭片間距, mm
f	: 凡寧摩擦因子, 無因次
Gr	: 葛拉秀夫數, 無因次
Gz	: 葛雷茲數, 無因次
H	: 鰭片高度, mm
h	: 熱對流係數, $W/m^2 \cdot K$
j	: 庫爾本因子, 無因次
K	: 氣體比熱比
k	: 熱傳導係數, $W/m \cdot K$
K_c	: 驟縮的壓力損失係數, 無因次

- K_e : 突擴的壓力損失係數，無因次
 L : 鰭片長度， m
 M_a : 馬赫數，無因次
 \dot{m} : 進入系統的質量流率， kg/s
 N : 鰭片數目，個
 Nu_{Dh} : 紐塞爾數，無因次
 P : 潤濕周長， m
 P_d : 凹窩距離， mm
 $P_{entrance}$: 流體在鰭片入口處的壓力， Pa
 P_{exit} : 流體在鰭片出口處的壓力， Pa
 P_{Inlet} : 流體在截面 Inlet-Inlet 的壓力， Pa
 P_{Outlet} : 流體在截面 Outlet-Outlet 的壓力， Pa
 Pr : 普朗特數，無因次
 ΔP : 散熱鰭片總壓降， Pa
 ΔP_a : 流體因密度變化引起速度改變所造成的壓降， Pa
 ΔP_e : 流體流出鰭片時因流道變大所造成的壓降， Pa
 ΔP_f : 流體經過鰭片時的摩擦壓降， Pa
 ΔP_i : 流體流入鰭片時因流道變小所造成的壓降熱， Pa
 Q_{air} : 藉由空氣流經鰭片所帶走的熱量， W
 R : 氣體常數
 R_{air} : 空氣側熱對流熱阻， K/W
 Re_{Dh} : 雷諾數，無因次
 S_d : 凹窩間隔， mm
 St : 史登頓數，無因次

S_i	: 角翼間隔, mm
T	: 絕對溫度, K
T_{base}	: 散熱鰭片基部溫度, K
T_{in}	: 系統入口溫度, K
T_{out}	: 系統出口溫度, K
T_m	: 系統出入口平均溫度, K
V	: 流速, m/s
\dot{V}	: 空氣流入系統的體積流率, m^3/s
V_c	: 鰭片內的最大風速, m/s
V_{fr}	: 流體進入鰭片前的風速, m/s
α	: 熱擴散係數 $\alpha = k / \rho c_p$, m^2/s
β	: 三角翼傾角角度, 度
$\rho_{entrance}$: 流體在入口處的密度, kg/m^3
ρ_{inlet}	: 流體在截面 Inlet-Inlet 的密度, kg/m^3
ρ_{nozzle}	: 噴嘴段空氣密度, kg/m^3
ρ_{outlet}	: 流體在截面 Outlet-Outlet 的密度, kg/m^3
ρ_m	: 流體的平均密度, $\rho_m = (\rho_1 + \rho_2) / 2$, kg/m^3
μ	: 動黏滯係數, $kg/s \cdot m$
ν	: 流體動黏度, $\nu = \mu / \rho$, m^2/s

第一章 緒論

1-1 前言

隨著科技的進步，各種電子設備或是空調設備的發熱密度越來越高，高密度之散熱需求也隨之提高，早期的設備，只在設備外部開設通風口，靠自然對流散熱，現今一般採用散熱搭配散熱風扇來散熱。

熱沉利用散熱鰭片，能廣泛且有效地應用於各項電子器材或是空壓機的散熱模組中，是一種製程簡單而可靠的散熱器，可利用空氣的傳導、對流與輻射將發熱體中所產生的熱量有效散熱，進而降低設備之工作溫度，以延長設備的使用壽命。文獻[1]中談到了許多目前散熱鰭片的各種製作方式，這些製程在應用上各有其優缺點，目前最普遍的應用方式是以銅做為散熱鰭片之底板，與扣合型鰭片、折彎形鰭片或鋁擠型散熱鰭片做焊接接合或機器接合，以減輕散熱鰭片重量以及提升散熱模組效能。而要提升散熱性能，最簡單的方法就是利用增加熱傳面積的方法，以達到增加熱傳量的目的，但有一好也有一壞，其他需要考慮的地方如增加鰭片面積，摩擦面積也增加，導致壓降增大，因此如何兼顧熱傳量與壓降是值得深入探討的。

1-2 研究背景與動機

如前言所提，隨著科技進步，散熱的需求日益增加，熱沉鰭片的效率需要進一步提升，才能達到現今散熱的需求。一般來說要能妥善

解決散熱的問題，最終的目的就是降低溫度，藉由基本熱傳公式牛頓冷卻定律 $Q=hA\Delta T$ 得知增加熱傳量基本上可透過兩個方式來增加，一是提高熱傳係數 h ，二則是增加散熱面積 A 。提高熱傳係數 h 可由增加工作流體流速或是改變鰭片幾何尺寸來完成，另外便是直接增加鰭片之散熱面積。然而在增加工作流體流速的同時，壓降會大幅的提高，流體機械之耗能也大增；同樣地，增加面積的同時，由於接觸面積的增加，所造成的摩擦壓降也會上升，並且在有限度的空間內，鰭片的面積無法任意地提升。因此，對於熱沉散熱鰭片來說，如何依不同需求在壓降與熱傳量間取得平衡點可以說是非常重要的，本研究主要目的就是針對散熱鰭片，依據不同的流動型態，以及多種形狀的散熱鰭片，在不同的幾何參數下如風量、鰭片形狀、鰭片間距、鰭片排列等，並導入旁通效應的概念，利用繪圖軟體 SolidWorks 設計熱沉鰭片，並利用 Flow Simulation 進行模擬分析其流場、溫度場、壓降以及速度場等物理性質，並選擇較易於製造之熱沉鰭片模型製造實品，並架設一風洞系統進行實驗測試，以觀察不同設計下之試驗結果來做探討。

1-3 文獻回顧

以鰭片作為散熱方式的研究中，平板鰭片的特點就是，在同樣幾何大小的區域內，所含的散熱面積最大，然而對於平板鰭片的熱傳與

壓降性能已經有相當廣泛的研究，早期 Sparrow et al.[2]針對平板型陣列在強制對流下的設計提出相關研究，Copeland[3]研究平板鰭片間距與熱阻及壓降之間的關係，並提出一個鰭片間距最佳化的分析，之後有許多文獻[4-6]提出平板散熱鰭片依據不同幾何參數，所找出的最佳化設計，Narasimhan et al.[7]提出一個使用 CFD 模擬的結果，共模擬三種平板通道及兩種不同幾何形狀的散熱鰭片；在旁通概念的部分，R.A. Wirtz et al.[8]研究旁通效應對平板鰭片性能的影響，其中有提到此效應在鰭片數及雷諾數大小下的關係，而 Kang et al.[9]也研究旁通效應在散熱中對鰭片的影響，並提出在旁通中風量分布的模型。Jonsson et al.[10-11]測試平板鰭片、帶狀鰭片(strip fin)以及針狀鰭片(pin fin)等不同種類鰭片在旁通效應下的性能表現，並歸納出不同種類鰭片在旁通效應下 Nu_L 、 ΔP^* 的關係式，在文中也有提到 Kang 的理論模型；文獻[12-13]對平板鰭片在旁通效應下的影響也都有探討，其中 C. B. Coetzer et al.[13]對平板鰭片上方旁通效應做過數值模擬研究，然而由相關文獻如 Jonsson and Palm[14]提到，平板鰭片常因隨著流動方向熱邊界層的形成，導致散熱性能的降低，所以除了平板鰭片外，同時也有許多針對針狀鰭片被廣泛地來做研究，Khan et al.[15]將不同排列方式及不同密度的圓柱形針狀鰭片做比較，結果與定性上的結論無異，Sara[16]則對交錯式方柱針狀鰭片的熱傳性能做研究，

探討不同旁通比率，以及不同鰭片間距在相同 pumping power 下性能的比較，同時也將結果與先前 Sara et al.所做的同軸式的方形針狀鰭片來做比對，提出熱傳增強因子 Nu^* ，說明在相對較低雷諾數的時候，針狀鰭片的整體表現較為優異，Qingling Li et al.[17]研究橢圓針狀鰭片的熱傳與流阻性能分析，研究指出橢圓針狀鰭片在熱傳方面的表現和圓形針狀鰭片差不多，但其流阻也就是壓降降低許多，而 Cristopher and Seri[18]也希望藉由橢圓的形狀來降低壓降，以達到最佳的熱傳性能表現，實驗將橢圓針狀鰭片、平板針狀鰭片以及平板鰭片做比較，顯示熱阻是平板鰭片最低，量外兩者則是不相上下，但壓降則由橢圓明顯低許多；Boesmans et al.[20]提出實驗比較交錯排列的針狀鰭片與平板鰭片的性能。本研究將在平板鰭片的幾何形狀上導入旁通效應的概念，利用 CFD 軟體在不同條件下進行模擬分析與比較，並進行實驗來驗證所設計模擬之平板鰭片的鰭片性能。

第二章 理論分析

2-1 熱傳分析

熱對流是液體或氣體通過循環流動，使溫度趨於均勻的過程。而對流傳導因為牽扯到流動過程，所以比直接傳導迅速，散熱鰭片一般要同時利用對流和直接傳導原理。本實驗以空氣為工作流體，利用鼓風機推動氣流流經測段進行測試，屬於強制對流實驗。然而在強制對流中，熱輻射所占的比率很低，因此我們所探討的部分以熱的傳導及對流為主。散熱鰭片的功能最主要是藉由增加有效的面積來提升熱傳，帶走電子元件所產生的熱能。散熱鰭片在設計的過程中，必須考慮系統使用材料、環境、條件以及系統允許的操作溫度等因素，以達到最大的散熱效果。熱傳導及熱對流分別是以傅立葉定律、牛頓冷卻定律為基礎，就熱對流而言，本研究散熱鰭片可以由下面公式計算移熱能力(Q_{air})。

$$Q_{air} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (2.1)$$

且

$$\dot{m} = \rho_{nozzle} \cdot A_{nozzle} \cdot V_{nozzle} \quad (2.2)$$

c_p 和 ρ_{nozzle} 分別是以平均溫度($T_m = (T_{in} + T_{out})/2$)和 T_{out} 作為基準，經由查表得知。而 V_{nozzle} 可藉由已知噴嘴段所量測的壓降，再根據伯努力方程式計算得知。

熱傳係數為評估系統熱量傳遞好壞的重要指標，而透過局部的熱傳係數分析可更進一步瞭解熱交換器內部在微觀上熱傳遞的情形。本實驗散熱鰭片的熱傳係數(h)。可藉由下列的方程式推算求得：

$$Q_{air} = hA_f(T_{base} - T_m) = \dot{m}c_p(T_{out} - T_m) \quad (2.3)$$

$$h = \frac{Q_{air}}{A_f(T_{base} - T_m)} = \frac{\dot{m}c_p(T_{out} - T_m)}{T_{base} - T_m} \quad (2.4)$$

h ：熱傳遞係數， $W/m^2 \cdot K$

A_f ：散熱鰭片表面積， m^2

T_{base} ：散熱鰭片基部溫度， K

T_m ：系統出入口平均溫度， K

我們知道鰭片底部到頂部的溫度並非一定值，跟鰭片的熱傳效率有關，而單一的鰭片效率定義如下：

$$\eta_f = \frac{\text{實際熱傳量}}{\text{假設整個散熱片均為基部溫度的熱傳量}}$$

$$\eta_f = \frac{Q_{air}}{Q_{max}} = \frac{Q_{air}}{hA_f(T_{base} - T_m)} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (2.5)$$

m 的表示式可寫成：

$$m = \left[\frac{2h(H + \delta)}{kH\delta} \right]^{0.5} \quad (2.6)$$

其中 L 為鰭片的長度而 H 為鰭片的高度， δ 為鰭片的厚度， k 為鰭

片之熱傳導係數。由於鰭片的厚度都很薄($H \gg \delta$)，故(3.6)式可簡化成：

$$m = \left[\frac{2h}{k\delta} \right]^{0.5} \quad (2.7)$$

2-2 壓降分析

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。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。

流體通過散熱鰭片的壓降主要可分為通道內與通道外側的壓降，圖 2.1 為流體流經散熱鰭片的壓力變化圖，本論文主要針對通道內部分的壓降與熱傳來探討。散熱鰭片之壓降為鰭片置入系統測試段前後所量測壓力的差值，而鰭片的壓降值是由差壓計輸出的電壓訊號，經由內插轉換得知。當然，在不同正向風速的條件下，其得到的壓降值也會有所不同。例如，在測試段之差壓計設定最大的差壓值為 $20 \text{ mmH}_2\text{O}$ ，其差壓計輸出的電壓訊號為 3.19 V ，則壓降為：

$$10 \text{ mmH}_2\text{O} \times \left(\frac{3.19 \text{ V} - 1 \text{ V}}{5 \text{ V} - 1 \text{ V}} \right) \times \frac{9.81 \text{ Pa}}{1 \text{ mmH}_2\text{O}} = 53.71 \text{ Pa} \quad (2.8)$$

體積流率與流體通過鰭片時的壓降有關，由 R. E. Simons [26] 的分析中，我們可以得知流經散熱鰭片之壓降 ΔP 為：

$$\Delta P = \left(k_c + 4f \cdot \frac{L}{D_h} + k_e \right) \cdot \rho \frac{V_c^2}{2} \quad (2.9)$$

本論文散熱鰭片壓降以下列所示各別討論之：

$$\Delta P = \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \quad (2.10)$$

- 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。

(a) ΔP_i 為流體流入鰭片時因流道縮小所造成的壓降：

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：

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_{fr}^2 = P_{entrance} + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 + \frac{1}{2} \rho_{entrance} V_c^2 K_c \quad (2.11)$$

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：

$$\frac{\Delta P_i}{\rho_1} = \frac{V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (2.12)$$

(b) ΔP_f 為流體經過鰭片的摩擦壓降：

$$\frac{\Delta P_f}{\rho_m} = 4f \frac{L}{D_h} \frac{V_c^2}{2} \quad (2.13)$$

其中 f 為 Fanning 摩擦係數。

(c) ΔP_a 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：

$$\begin{aligned}\Delta P_a &= \frac{\dot{m}}{A} V_{exit} - \frac{\dot{m}}{A} V_{entrance} = \rho_2 V_{exit}^2 - \rho_1 V_{entrance}^2 \\ &= \frac{G_c^2}{\rho_2} - \frac{G_c^2}{\rho_1} = \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) G_c^2\end{aligned}\quad (2.14)$$

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 流體流出鰭片時因流道擴張所造成的壓降：

由於流道變大，使得速度變小，計算方法與(a)非常接近。

$$\frac{\Delta P_e}{\rho_2} = \frac{-V_c^2}{2} (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (2.15)$$

所以總壓降為：

$$\begin{aligned}\Delta P &= \Delta P_i + \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_e \\ &= \frac{G_c^2}{2} \left[\frac{(1 - \sigma^2 + K_c)}{\rho_1} + \frac{f}{\rho_m} \frac{A}{A_c} + 2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) - \frac{(1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_2} \right]\end{aligned}\quad (2.16)$$

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：

$$\Delta P = \frac{G_c^2}{2\rho_1} \left[\frac{A}{A_c} \frac{\rho_1}{\rho_m} f + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \right] \quad (2.17)$$

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 。

在一般應用上，摩擦部分的壓降(ΔP_f)，可達到 80% 甚至更高，

故本實驗在計算時，以摩擦部分的壓降來粗估全部的壓降。

2-3 熱阻評估

業界對散熱片的選用皆以熱阻值來評估散熱性能的好壞，熱阻是電子熱管理技術中很重要的設計參數，當空氣流體經散熱鰭片間通道時，將散熱鰭片上之熱量帶走。本實驗熱對流熱阻(R_{air})之定義即為鰭片基部與入口端所產生之溫度差除以消散熱量，可藉由下列方程式求得：

$$R_{air} = \frac{T_{base} - T_{in}}{Q_{air}} \quad (2.18)$$

熱阻代表元件熱傳的難易度，熱阻值愈大，元件的散熱能力愈差，如果熱阻值愈小，則代表元件散熱能力愈佳。

2-4 無因次參數

流體力學實驗中，由於實驗所需費用大部分都十分昂貴，因此我們希望實驗次數與參數愈少愈好，關於這構想，可由因次分析(Dimensional Analysis)達到。在簡化過程與單位系統之選擇無關時，我們稱此分析法為因次分析，分析過程中，需注意數學方程式中每一項是否有因次的齊次性(Dimensional Homogeneity)，其應用之原理稱為白金漢 π 定理(Buckingham π -theorem)，可使用於各類不同流場。

而在流體力學中，相似性的合理方法，常出現無因次變數，無因次參數皆係與邊界層狀況有關，且均有特殊的物理意義，其每一個變

數之定義名稱及物理意義如下：

(1) 雷諾數(Reynolds Number, Re)：

$$Re = \frac{\rho V_c D_h}{\mu} \quad (2.19)$$

物理意義為流體元素所受到慣性力 (Inertia Force) 與動黏滯力 (Dynamic Viscous Force) 的比值。在流場中主要以雷諾數之大小判別流場是否為層流或紊流之流動。當 Re 非常小時，表慣性力遠大於黏滯力，則此流場之黏滯效應可忽略，故此流動可視為無黏流動。而本實驗雷諾數約在 $100 < Re < 700$ 之間，屬於層流之流動。

(2) 凡寧摩擦因子(Fanning Friction Factor, f)：

$$f = \frac{\Delta P}{4 \left(\frac{L}{D_h} \right) \cdot \left(\frac{\rho V_c^2}{2} \right)} \quad (2.20)$$

物理意義為在管內流動 (Internal flow) 的無因次壓力降，一般在密集式熱交換器的使用上，我們比較傾向使用凡寧摩擦因子。

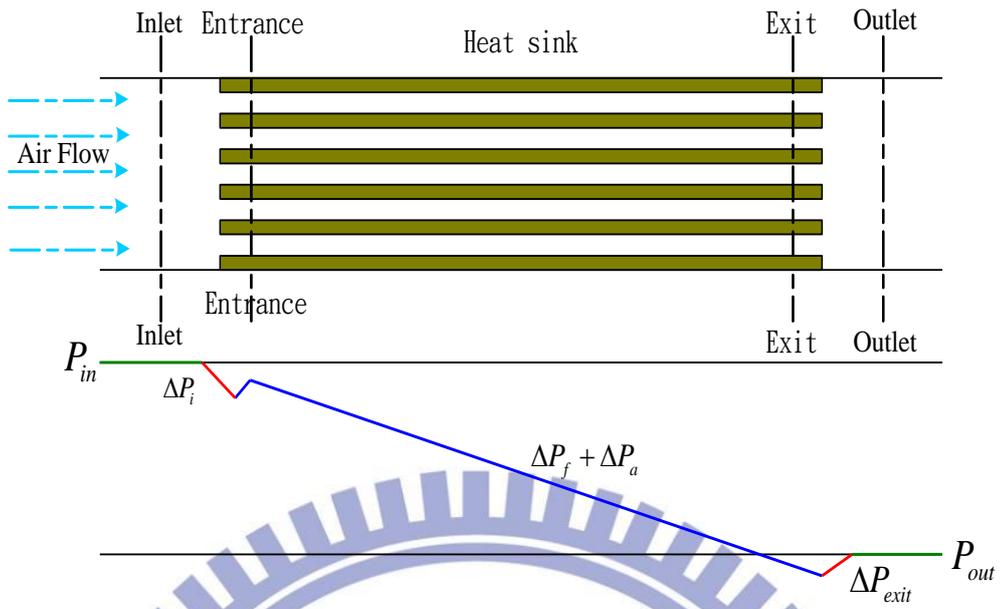
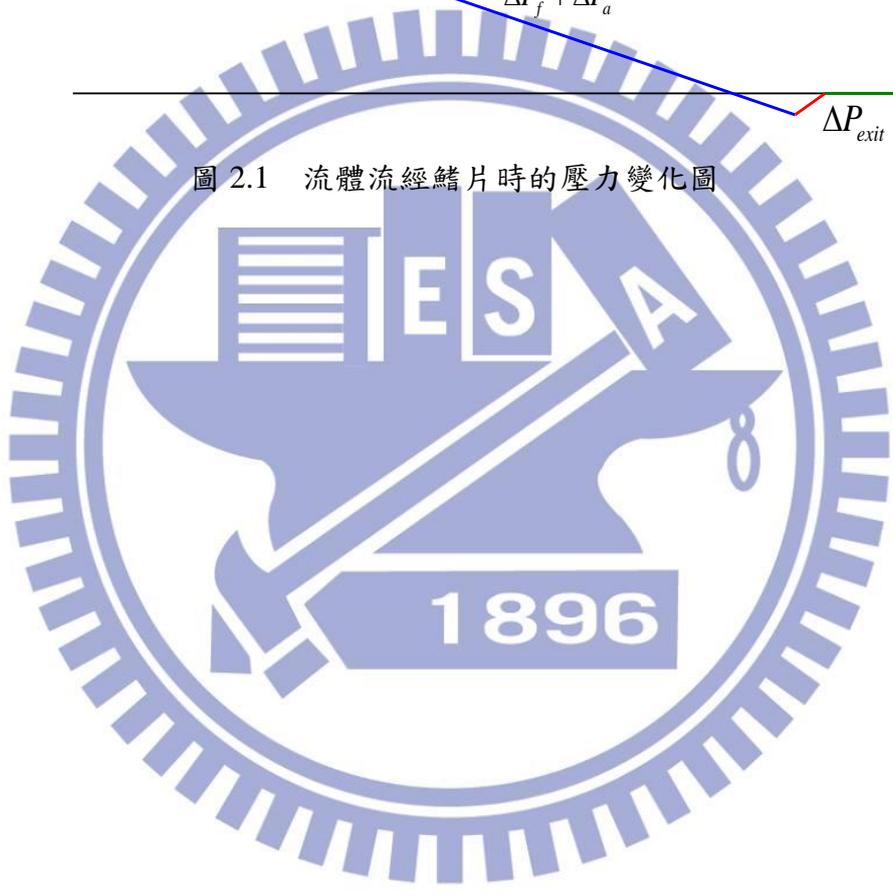


圖 2.1 流體流經鰭片時的壓力變化圖



第三章 實驗設備與操作

為了分析熱沉鰭片的熱傳性能，本研究設計一套實驗環路系統。

本章節將說明實驗主體架構、實驗量測、數據擷取系統、實驗方法及步驟。

3-1 實驗主要設備架構

本實驗量測系統是使用一個離心式吸入型開放式風洞系統，其風量量測標準是依據美國冷凍空調協會(American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE)規範所設計。圖 3.1 為本實驗室風洞量測系統示意圖，此風洞量測分為風量供應系統、壓力量測系統、溫度量測系統、熱源供應系統、壓力扣具系統、數據擷取系統等六個子系統所組合。

3-1-1 風量供應系統

實驗時為了避免外界環境溫度影響到系統內部的溫度，造成實驗誤差，故在風洞外圍以熱傳導係數為 $0.03 (W/m \cdot k)$ 之絕熱棉包覆住，並在各截面加裝數個整流網以降低空氣不均勻流動的影響。風量供應部分是由鼓風機(Blower)搭配微調式變頻器(Converter)，如圖 3.2、圖 3.3 所示，調整頻率提供所需要風量範圍，為了避免鼓風機因運轉時所造成的震動現象直接傳入系統內部而影響實驗結果，故以伸縮風管連接

鼓風機和風洞系統。本系統內噴嘴段亦加裝直徑為 18mm、13mm、10mm 和 6mm 四種不同直徑大小噴嘴(Nozzle)，利用噴嘴前後兩端所量測之差壓值，根據文獻[24]所提供符合風洞規範的風量計算公式計算風量，進而控制所需要之正向風速。

3-1-2 溫度量測系統

本實驗使用 T-type 熱電偶(Thermocouple)，比照 ASHRAE 的標準擺放方式，在測試段進口端與出口端分別配置 9 個溫度點及 18 量測進口溫度(T_{in})與出口溫度(T_{out})，在鰭片的基部配置 5 個熱電偶量測點以量測鰭片基部溫度(T_{base})，量測到的溫度訊號會獨立記錄並加以平均，以增加其準確性並透過資料擷取系統顯示於電腦。

3-1-3 壓力量測系統

實驗所使用的壓力量測計皆為 YOKOGAWA 公司所生產的壓力計，實驗設備接兩台壓差變送器，型號為 EJA 110A 和 EJA 120A，如圖 3.4 所示，前者放置於風洞噴嘴前後，主要為控制噴嘴前後之壓力差，適時的調整風洞的流量，達到控制測試段區間內流體的流速，其量測壓差範圍為 0~1 kpa，輸出訊號為 4~19 mA，後者放置於風洞噴嘴前，主要量測風洞風量靜壓為接近零之壓力，其量測壓差範圍為 0~1 kpa，輸出訊號為 4 至 20 mA，兩個差壓變送器連結 DBS 數位轉

換器，如圖 3.5，將電流訊號轉成數碼訊號後，再連接至數據紀錄器以擷取其壓差值。

3-1-4 濕度量測

由 testo 公司所製造的溫濕度計，主要功能為量測實驗時環境的溼度變化，以提供計算風洞風量所設定的參數，量測範圍為 0~100% RH，精確度 $\pm 2.5\%$ 。

3-1-5 熱源供應系統

電源供應所使用熱源(Heat Source) Kapton 材質的電熱片，可容納最大電流為 1.3 安培(A)，電阻值為 19.5 歐姆(Ω)。為了模擬電子晶片(Chip)的發熱狀態，將電熱片安裝至具絕緣效果的電木座($k = 0.47\text{W/m}\cdot\text{k}$)上，並搭配可調式直流電壓電源供應器(Direct Voltage Power Supply)與數位式功率計(Digital Power meter)，如圖 3.6 和圖 3.7，以控制輸入加熱功率。

3-1-6 數據擷取系統

所有系統所輸出的資料皆由一台日本 YOKOGAWA 生產製造，型號為 MX100 的資料紀錄器(Hybrid Recorder)，如圖 3.8，搭配網路連接電腦進行資料擷取，而以 Lab View 圖控程式將擷取之數據做計算，並將計算結果資料直接顯示在電腦螢幕上且紀錄。

3-1-7 壓力扣具系統

風洞系統測試段的正上方設置壓力扣具，如圖 3.9，其功能在於降低散熱鰭片與電熱片彼此間因接觸壓力不同所導致之接觸熱阻 (Contact Resistance) 不同而產生的實驗誤差，本實驗加壓於壓克力檔塊上方，檔塊下方則與散熱鰭片緊密接觸。

3-1-8 風量計算

由於準風洞在測量風量時，需要調整內建噴嘴之開關，使量測值必須落在其所訂定之標準值內，才能在不需額外校正之情況下確保風量量測之準確度。需要確認之項目為：通過噴嘴截面積之流速 (V_x) 須要介於 13 m/s~35m/s。

以下為風量計算流程：

(a) 計算濕球溫度 (T_{wo})：

必須量測環境之乾球溫度 (T_{do})、溼度 (HR) 及大氣壓力 (P_b)，利用此三個變數計算濕球溫度 (T_{wo})。

(b) 計算飽和蒸氣壓 (saturated vapor pressure) (P_e)：

利用濕球溫度 (T_{wo}) 帶入方程式

$$P_e = 3.25(T_{wo})^2 + 18.6(T_{wo}) + 692 \quad (3.1)$$

(c) 計算 (P_p) (partial vapor pressure)：

利用(a)之濕球溫度 (T_{wo})、乾球溫度 (T_{do}) 大氣壓力 (P_b) 帶入方程式

$$P_p = P_e - P_b \left[(T_{do} - T_{wo}) / 1500 \right] \quad (3.2)$$

(d) 計算室溫空氣密度(ρ_0)：

將大氣壓力(P_b)、(P_p) (partial vapor pressure)、乾球溫度及常數

$R = 287.1 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ 帶入方程式

$$\rho_0 = \left[(P_b - 0.378P_p) \right] / \left[R(T_{do} + 273.2) \right] \quad (3.3)$$

(e) 計算進入噴嘴前之空氣密度(ρ_x)：

$$\rho_x = \rho_0 \left(\frac{T_{do} + 273.15}{T_{dx} + 273.15} \right) \left(\frac{P_{sx} + P_b}{P_b} \right) \quad (3.4)$$

T_{dx} ：噴嘴前之空氣溫度

P_{sx} ：調整風量靜壓為接近零之壓力

(f) 計算進入噴嘴前之空氣黏滯係數 μ ：

$$\mu = (17.23 + 0.048T_{dx}) \times 10^{-6} \quad (3.5)$$

(g) 通過噴嘴截面積之流速 V_x (Traverse plane velocity)：

$$V_x = (2\Delta P_x / \rho_x)^{1/2} \quad (3.6)$$

ρ_x ：進入噴嘴前之空氣密度

(h) 風洞總流量(Nozzle air flow rate)

$$Q = \sqrt{2Y} \sqrt{\Delta P_x / \rho_x} \sum (CA) \quad (3.7)$$

其中 Y 為 Expansion factor，表示為

$$Y = 1 - \left(0.548 \beta^4 \right) (1 - \alpha) \quad (3.8)$$

其中 β 為 beta ratio，為噴嘴直徑(D)與風洞直徑(D_x)之比值，表示

為

$$\beta = D/D_x \quad (3.9)$$

由於實驗所使用之風洞為矩形管，所以 $D_x = \sqrt{4ab/\pi}$

方程式(3.8)之 α (Alpha ratio)表示為

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P_x}{\rho_x R (T_{dx} + 273.15)} \quad (3.10)$$

方程式(3.7)中之 C 為 Discharge coefficient，表示為

$$C = 0.9986 \frac{7.006}{\sqrt{\text{Re}}} + \frac{134.6}{\text{Re}} \quad \text{for } L/D = (\text{Daxle}) \quad (3.11)$$

而此公式適用在 $\text{Re} \geq 12000$ 。雷諾數表示為

$$\text{Re} = \frac{D_6 V_6 \rho_6}{\mu} \quad (3.12)$$

3-2 所測試散熱鰭片規格

實驗所測試的樣本共 5 個，所使用鰭片材質為鋁 A6061 ($k = 167 \text{ W/m}\cdot\text{K}$)，鰭片形狀包含平板型鰭片(plate)(圖 3.10)、1/3 階梯型鰭片(1/3step)(圖 3.11)、1/2 階梯型鰭片(1/2step)(圖 3.12)、1/3 梯型鰭片(1/3trap)(圖 3.13)和 1/2 階梯型鰭片(1/2trap)(圖 3.14)。平板型鰭片規格為長 84mm、寬 70mm、高 45mm，鰭片高度為 37mm，厚度為 1mm，間距為 2mm，其餘鰭片皆以平板型鰭片為基準，削掉部分鰭片面積以期達成旁通效應的效果詳細外觀可見圖。

3-3 實驗方法

本實驗是藉由熱電偶量測出散熱鰭片基板底部內 5 點溫度，此 5 點位置如圖 3.20 所示，所有散熱鰭片都在都在此 5 個位置挖出溝槽埋設熱電偶，其深寬尺寸為深 0.4mm、寬 0.8mm，使用該尺寸乃因與熱電偶尺寸相近，有利於固定。本實驗輸入加熱功率皆為 30W，施加約 $5 \pm 0.2 \text{ kg}$ 的壓力，分別對每個鰭片以正向風速 $V_f = 1 \sim 5 \text{ m/s}$ 做測試，觀察其旁通效應大小不同所造成的影響，其有效熱傳 η_{oh} 及壓降 ΔP 在不同實驗條件下的表現。

3-4 實驗步驟

3-4-1 實驗前準備工作

(1) 熱電偶校正

熱電偶在點焊後，為了減少因點焊所造成的誤差，主要利用精確度 $\pm 0.04^\circ\text{C}$ 的 RTD 標準溫度計作為標準件，將熱電偶測量端插入有許多孔洞的高導熱性銅塊，使溫度均勻分布，再放入恆溫水槽，另一端連接記錄器進行校正，校正範圍 $10^\circ\text{C} \sim 80^\circ\text{C}$ ，紀錄標準件(標準溫度計)測得與實際(熱電偶)所測得的溫度，以標準溫度為縱軸，實際溫度為橫軸，加以線性回歸分析得到一線性方程式 $y = ax + b$ 的形式，以確保量測溫度的準確性，圖 3.15、圖 3.16、圖 3.17 及圖 3.18 為熱電偶校正曲線。

(2) 確認為可用差壓計

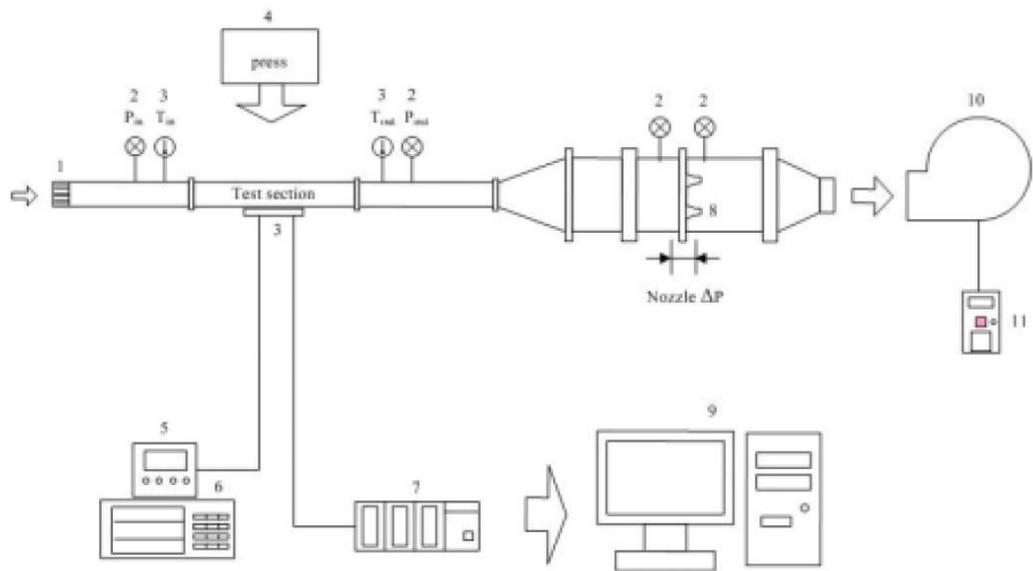
使用差壓計時要先確認差壓計所適用的範圍，是否與本身實驗所要求的範圍能夠相對應，參照差壓計說明書即可查得適合的差壓計。

3-4-2 實驗操作步驟

- (1) 風洞量測系統之測漏：將風洞入口端以膠帶密封，變頻器調至約 40 Hz，使風速變大，觀察測試端與噴嘴端之差壓，評斷空氣流體是否有洩漏，評斷方式以差壓值越小，以 10 mmH₂O 以下洩漏愈小。
- (2) 量測風洞系統空壓降：測試各鰭片壓降前需先量測系統空壓降，空壓降是系統未安裝鰭片前，會有一差壓值，其測試各鰭片壓降後扣掉空壓降才能確實得到鰭片真正的壓降。
- (3) 測試段散熱鰭片安裝：首先將散熱鰭片底部擦拭乾淨，底部溝槽以導熱膏 ($k=4.5 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) 填滿再埋入熱電偶，並用耐熱膠帶固定，再均勻塗抹一層薄薄的導熱膏後，安置於電熱片上方。
- (4) 將風洞系統確實密封：接著以壓克力檔塊置於散熱鰭片上方，將系統測試段確實密封，且外圍以絕熱棉包覆，進而以壓力扣具加壓檔塊，所施加的壓力為 $5\pm 0.2 \text{ kg}$ ，減少因接觸壓力不均所產生的接觸熱阻。
- (5) 選擇適當之噴嘴尺寸：本研究測試各種不同散熱鰭片，操作條件

正向風速為 $V_f=1\sim 5\text{ m/s}$ ，不同散熱鰭片測試，除了改變變頻器頻率得到不同風速。

- (6) 兩組差壓計進行歸零：開啟 Lab View 圖控程式，確定測試段安裝無誤後，將連接高低壓端差壓計之 H 型導管，關閉其管路，利用 BT200 儀器(圖 3.19)進行差壓計歸零動作。
- (7) 設定測試條件之參數：接著在 Lab View 圖控程式設定我們要的測試條件後，啟動鼓風機，調整變頻器得到我們需要之風速，將電源供應器開啟，提供 30W 的電功率，待系統穩定後將資料擷取並記錄，因實驗於一開始時系統尚未達到穩態，故仍需一段平衡時間，我們判斷平衡的方式為觀測 h 值是否到達一定值，在溫度以及 h 值的狀況皆達平衡，此時每秒紀錄一筆，擷取 10 分鐘後將各獨立資料平均值進行溫度、熱傳及壓力之計算。
- (8) 測試結束後停機程序：首先關閉電源供應器，待鼓風機持續運轉直至加熱片溫度接近室溫後，再關閉鼓風機。



- | | | |
|----------|----------------|---------|
| 1. 整流器 | 6. power meter | 11. 調頻器 |
| 2. 差壓計 | 7. 記錄器 (mx100) | |
| 3. 熱電偶 | 8. 噴嘴 | |
| 4. 壓力扣具 | 9. PC | |
| 5. 電源供應器 | 10. 空壓機 | |

圖 3.1 開放式風洞系統實驗示意圖



圖 3.2 鼓風機



圖 3.3 變頻器



圖 3.4 差壓計



圖 3.5 DBS 數位訊號轉換器

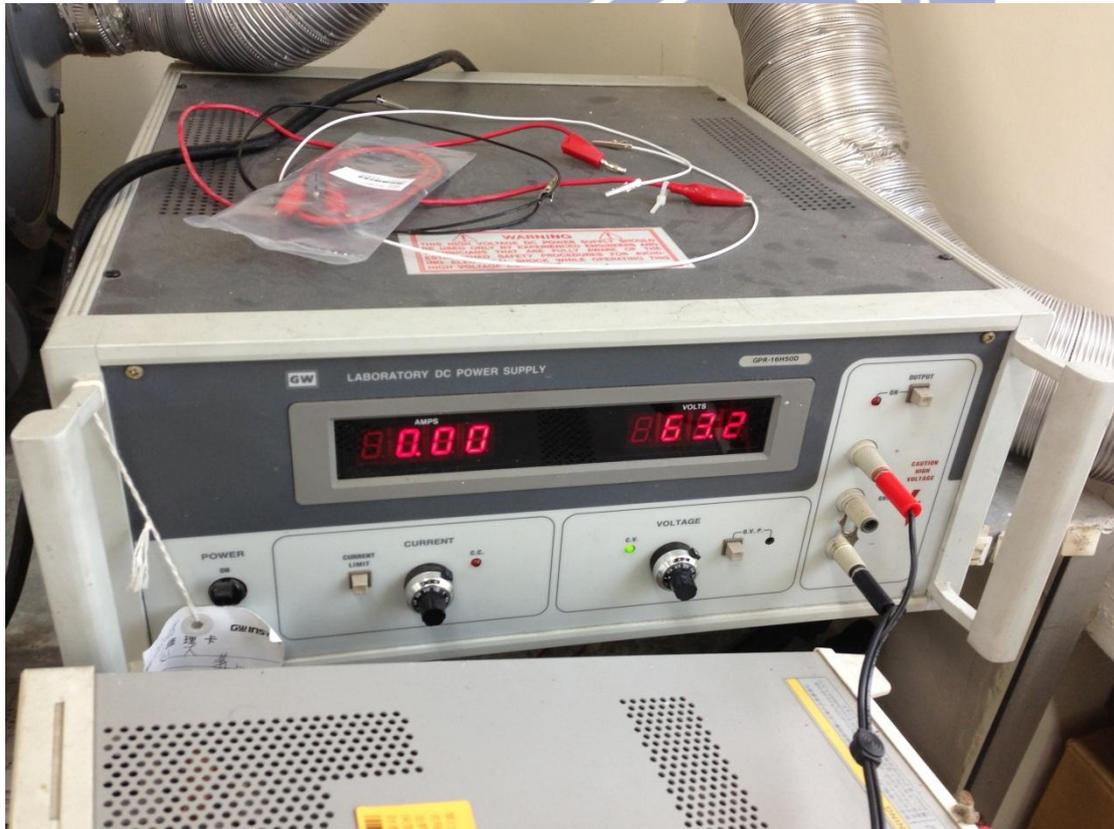


圖 3.6 可調式直流電壓電源供應器



圖 3.7 數位式功率計

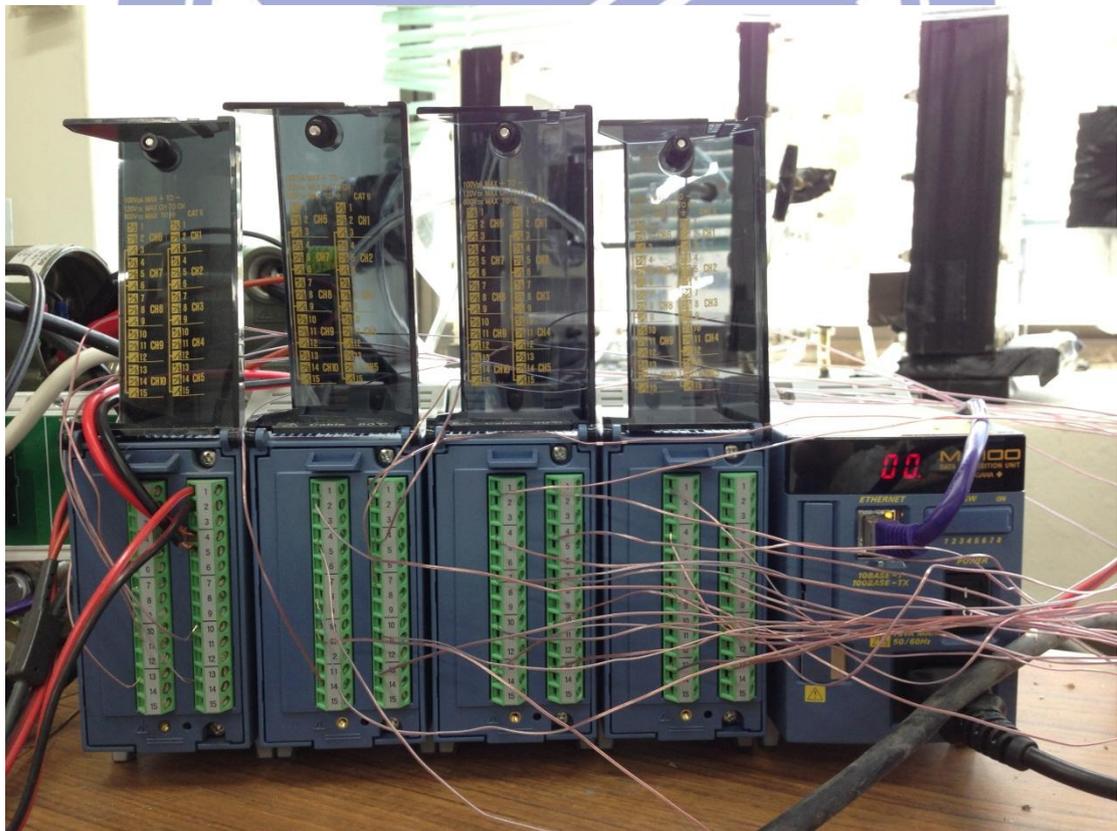


圖 3.8 MX100 數據紀錄器

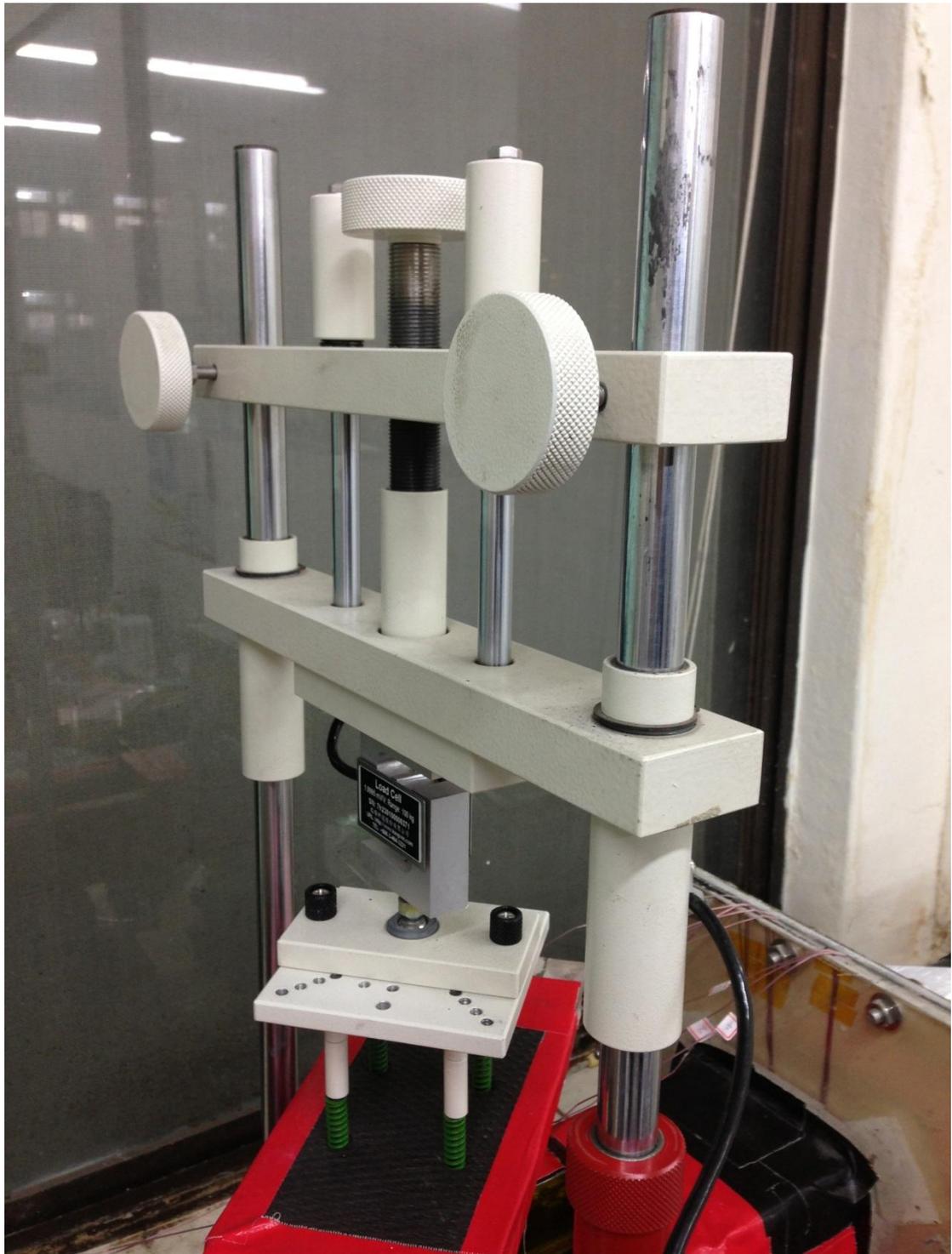


圖 3.9 壓力扣具

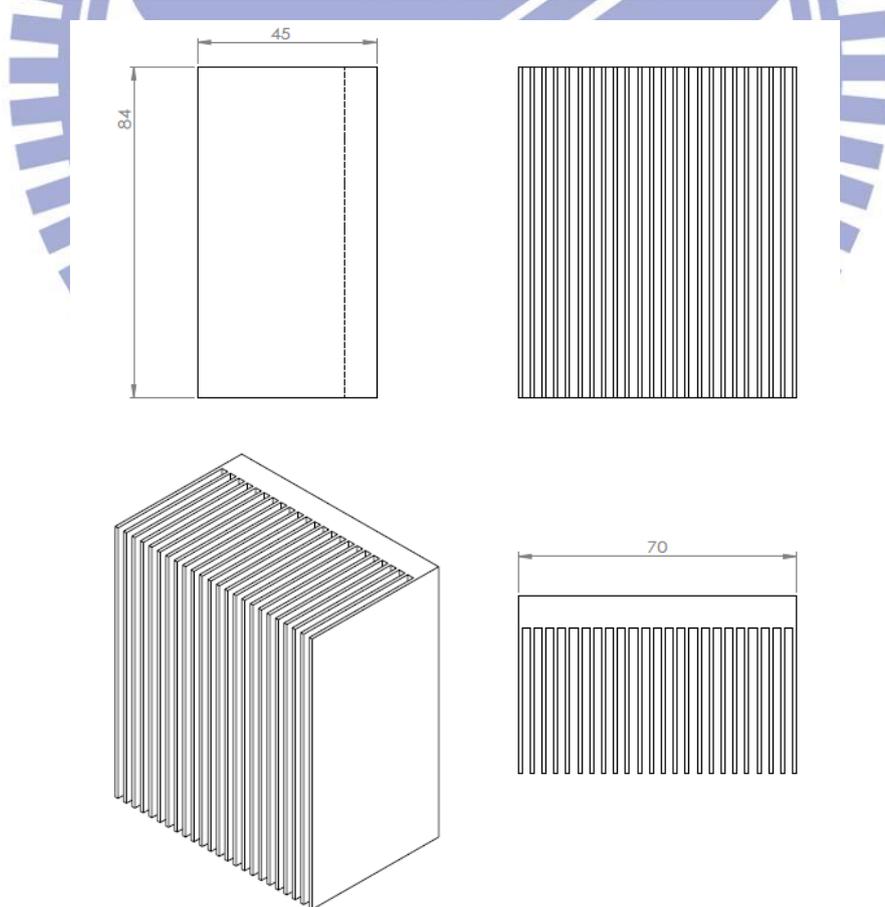
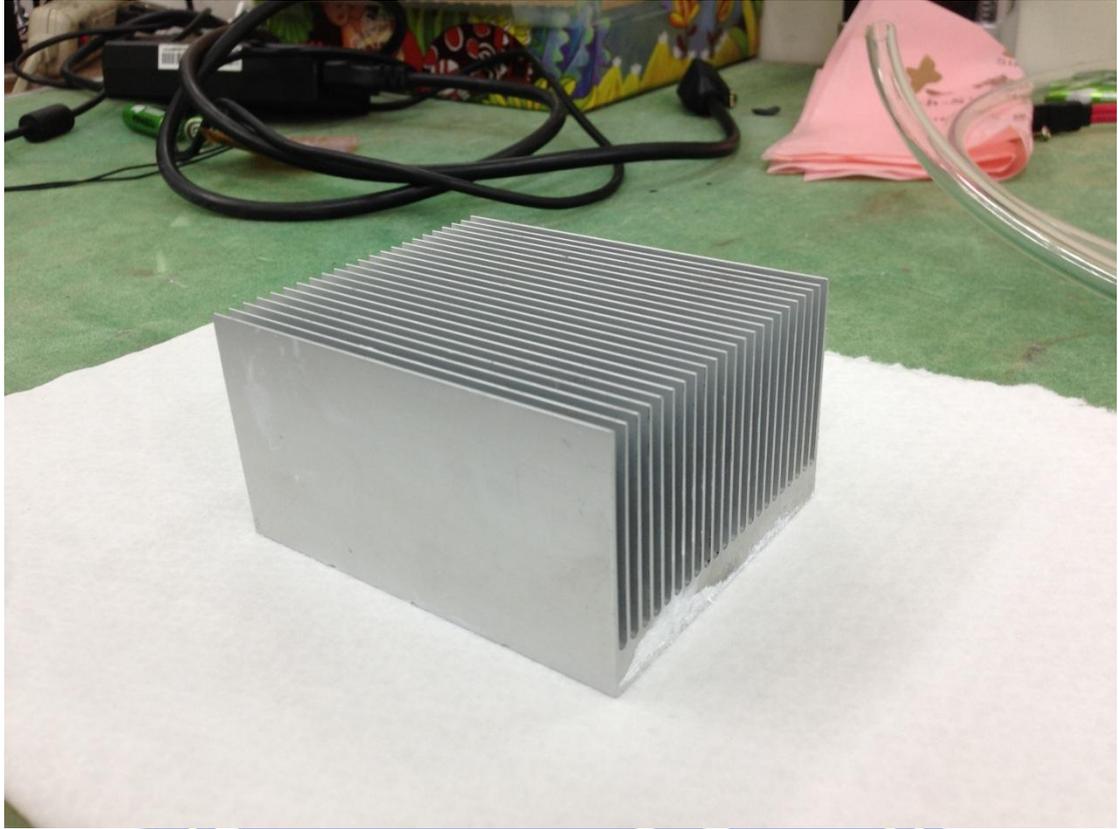


圖 3.10 Plate 型鳍片示意图

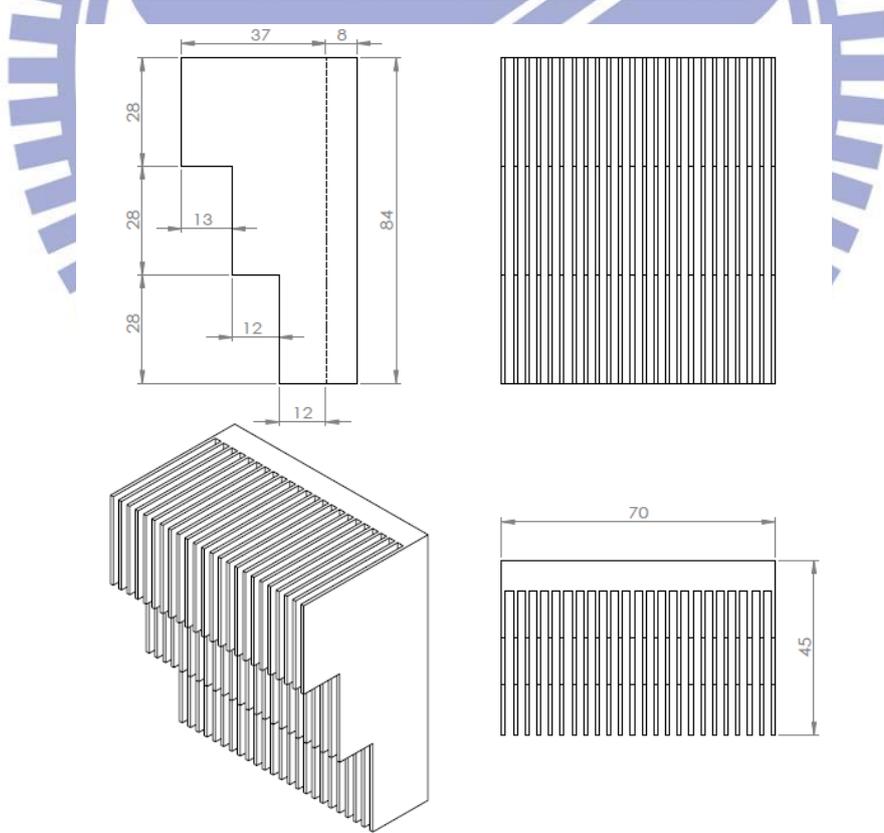
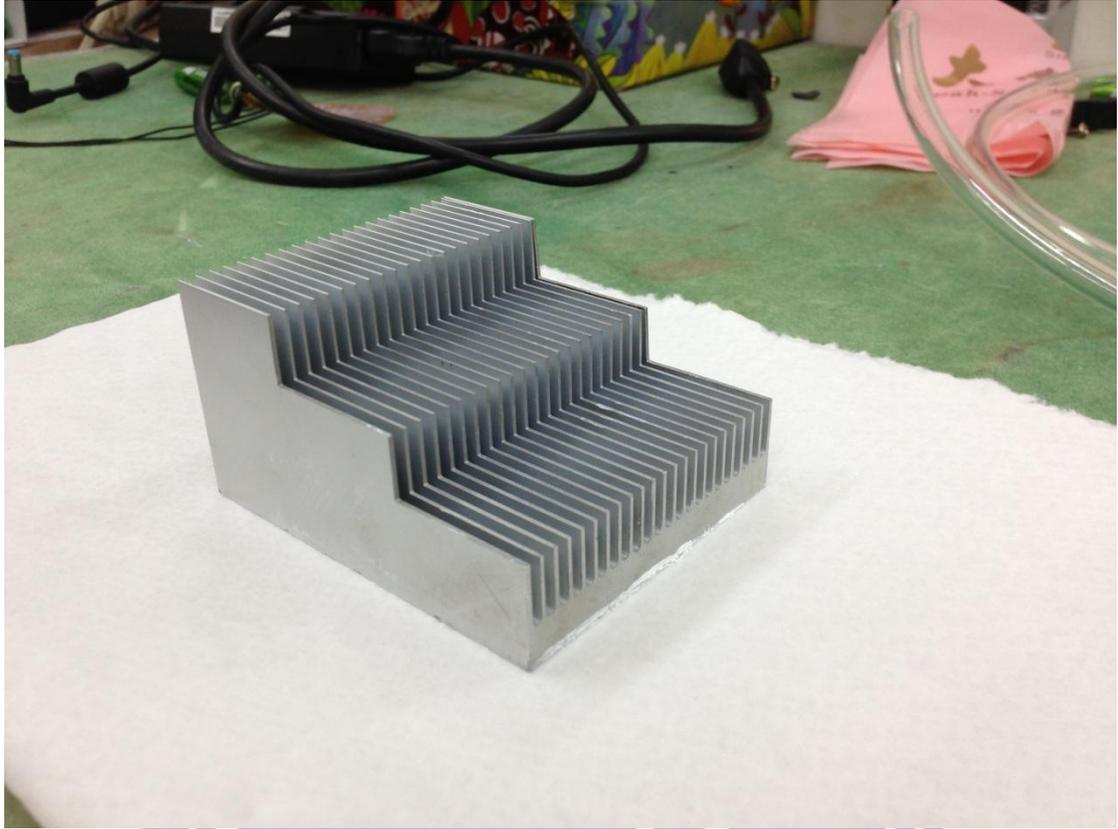


圖 3.11 Step1/3 型鳍片示意图

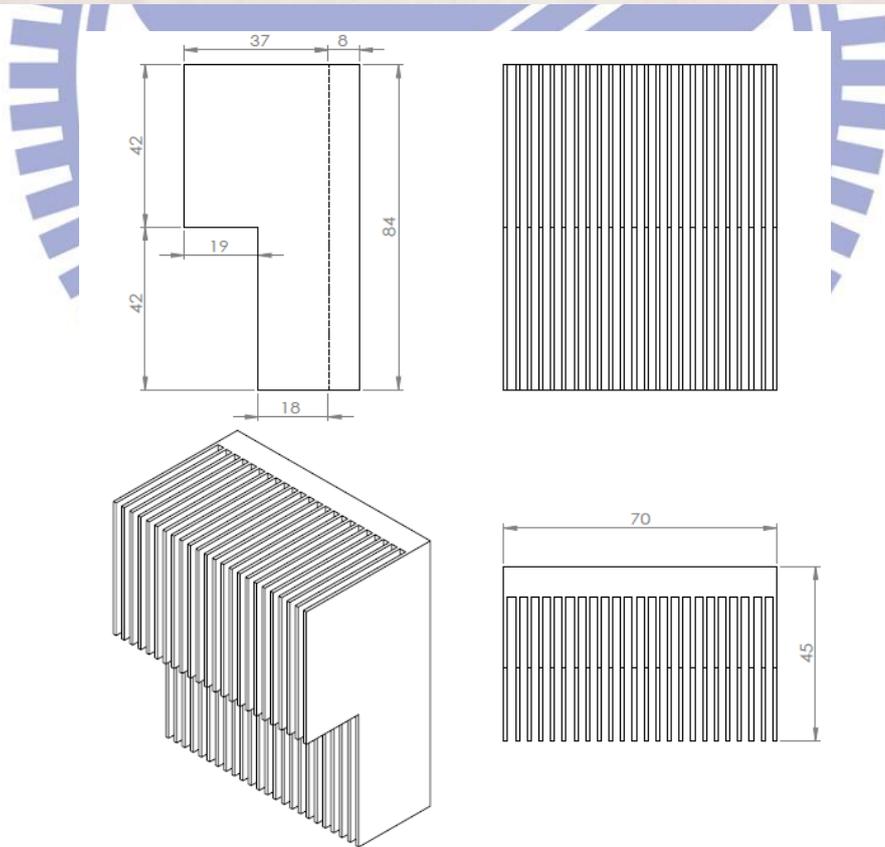
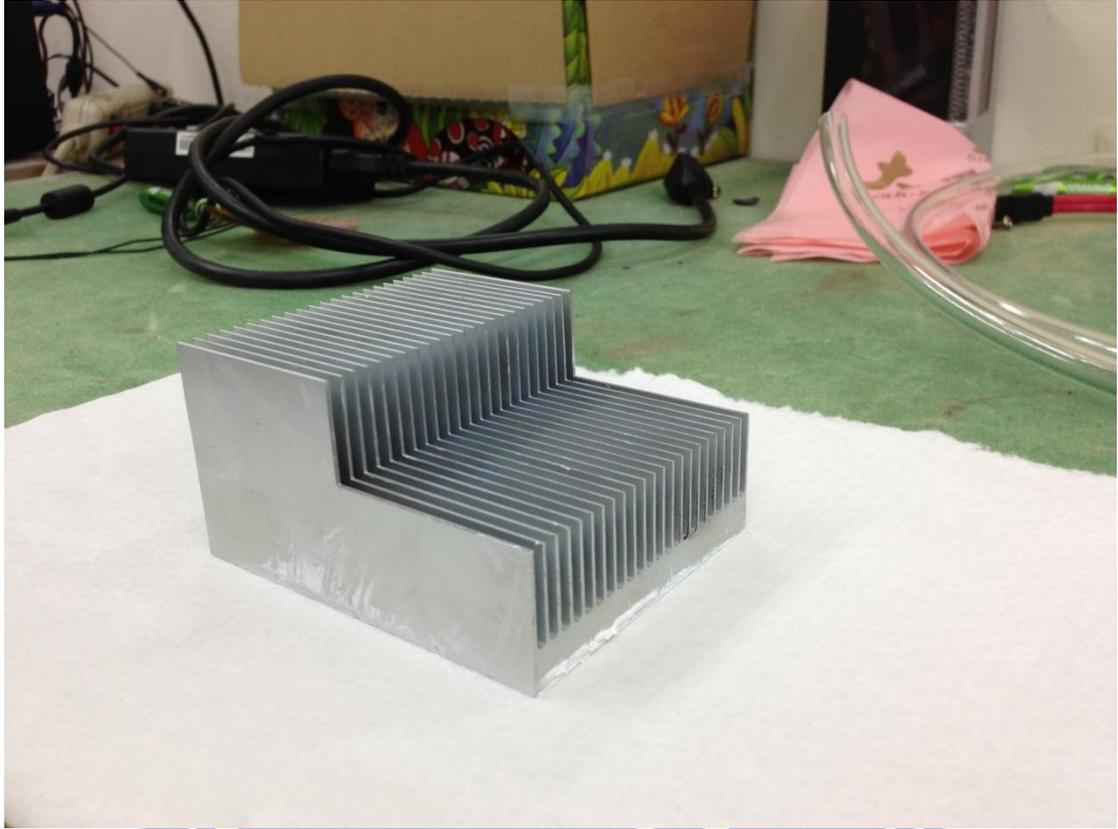


圖 3.12 Step1/2 型鰭片示意圖

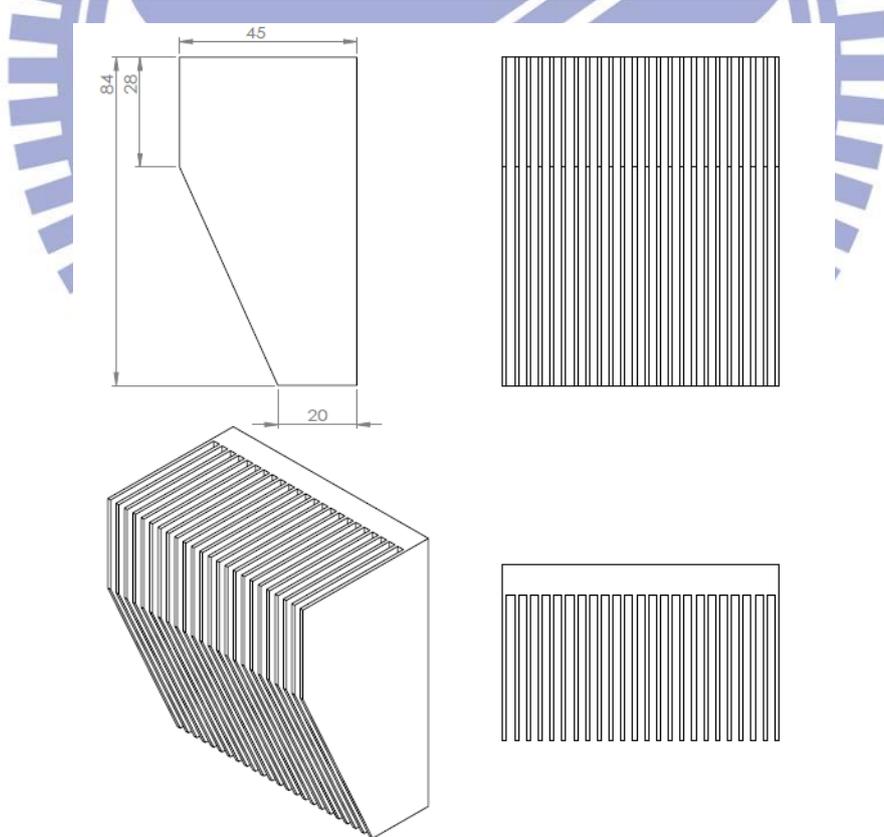
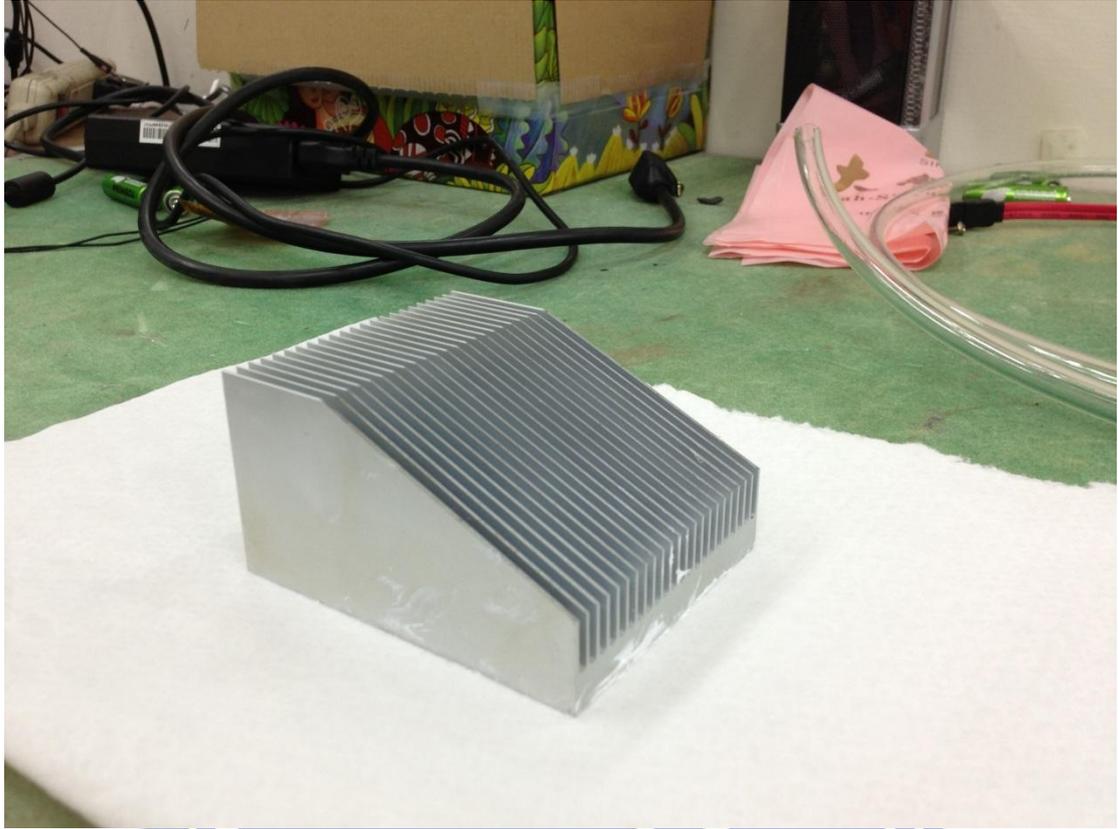


圖 3.13 Trap1/3 型鳍片示意图

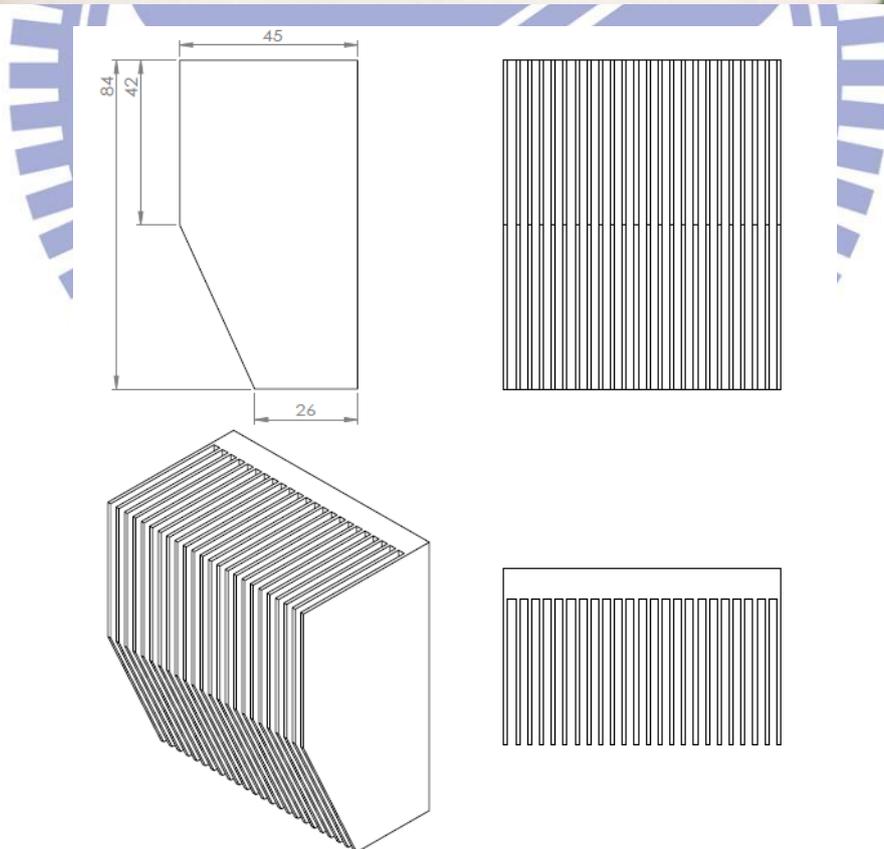
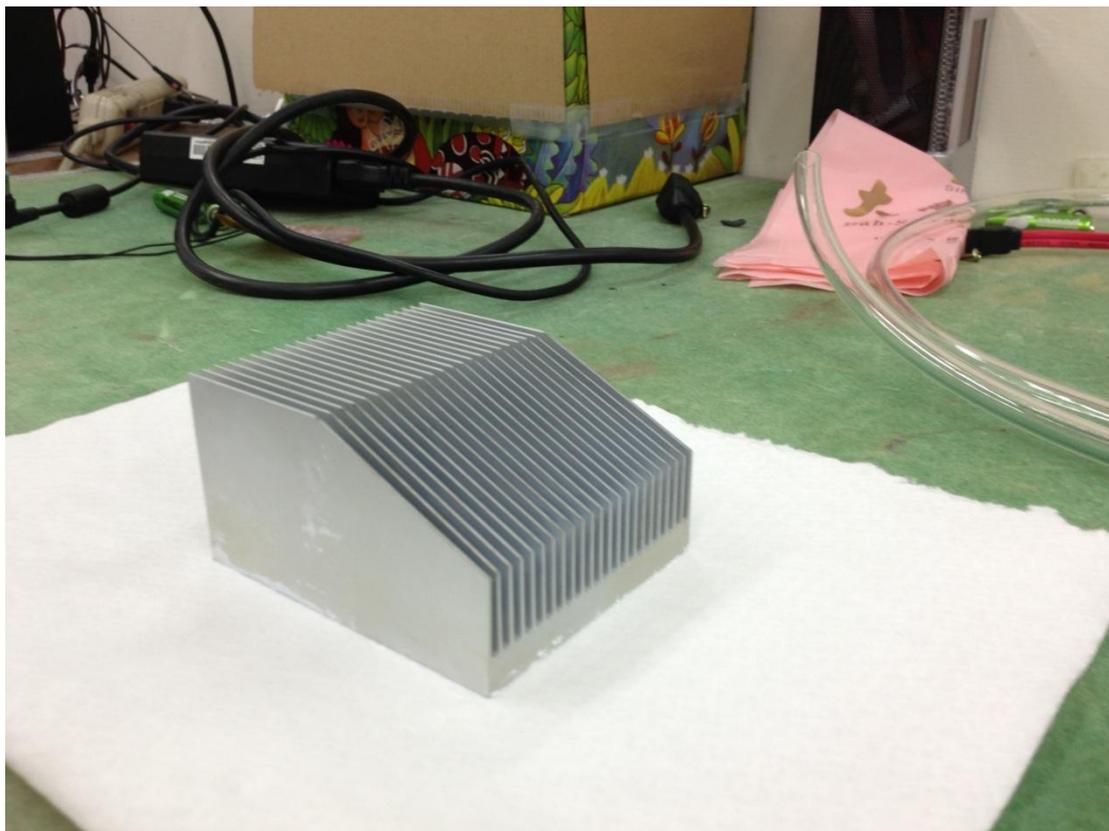


圖 3.14 Trap1/2 型鳍片示意图

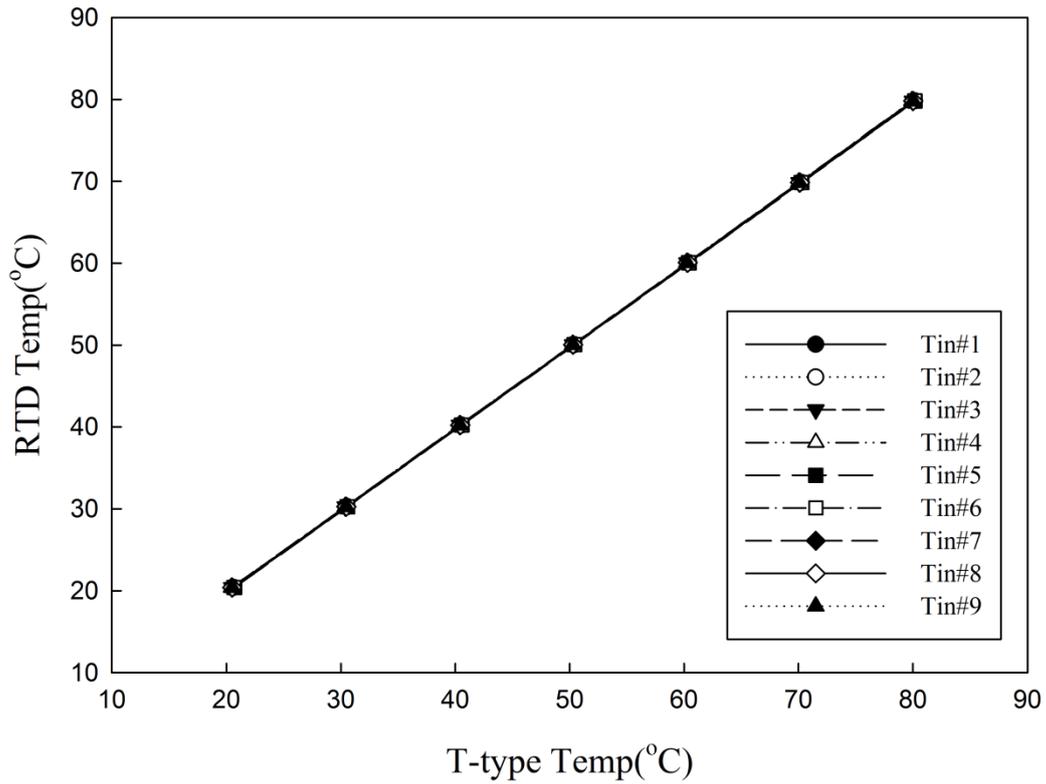


圖 3.15 測試段進口 T_{in} 熱電偶校正曲線

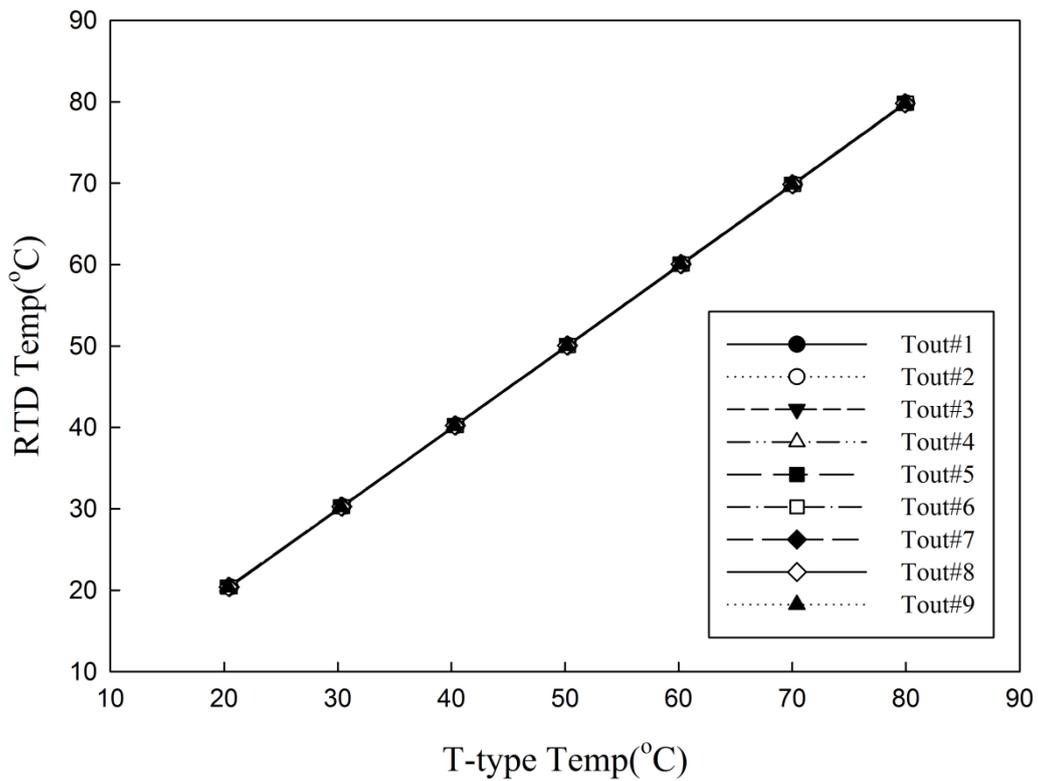


圖 3.16 測試段出口 T_{out} 熱電偶校正曲線

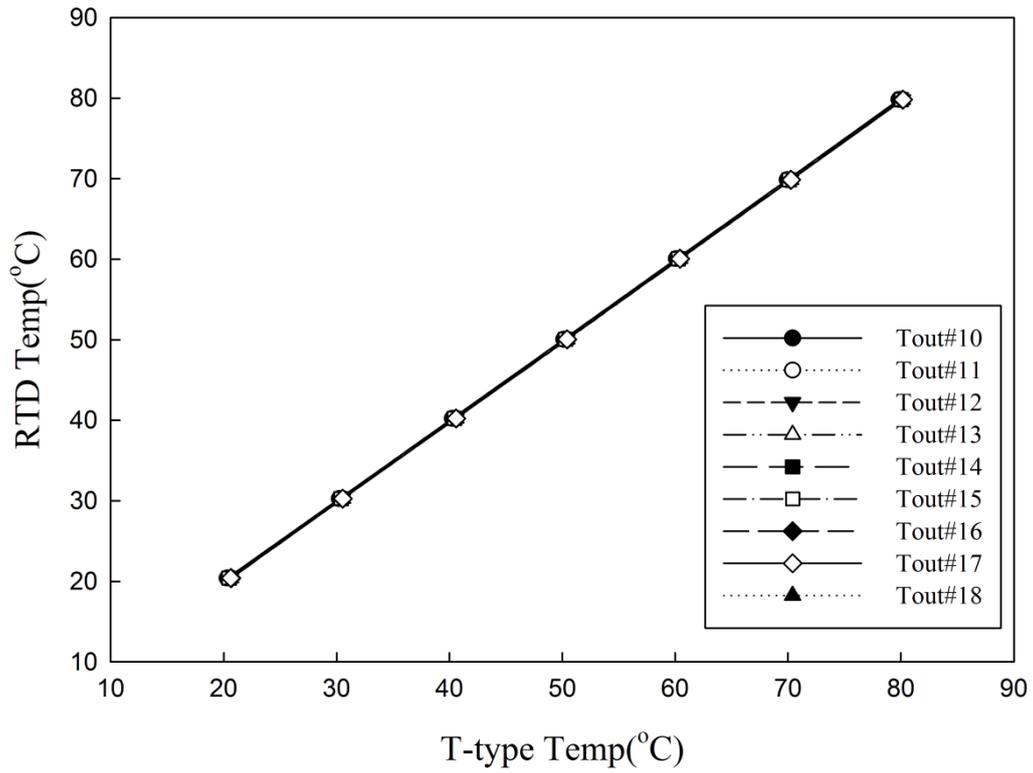


圖 3.17 測試段出口 T_{out} 熱電偶校正曲線

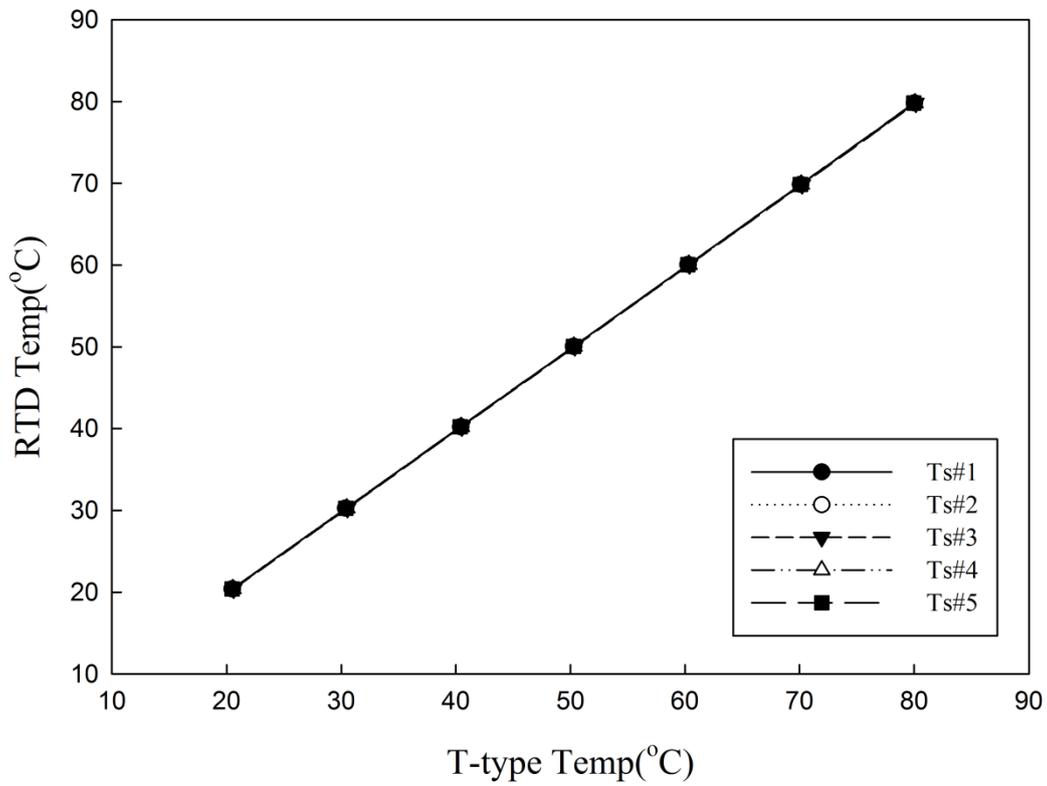


圖 3.18 鰭片基底溫度 T_b 熱電偶校正曲線



圖 3.19 BT200

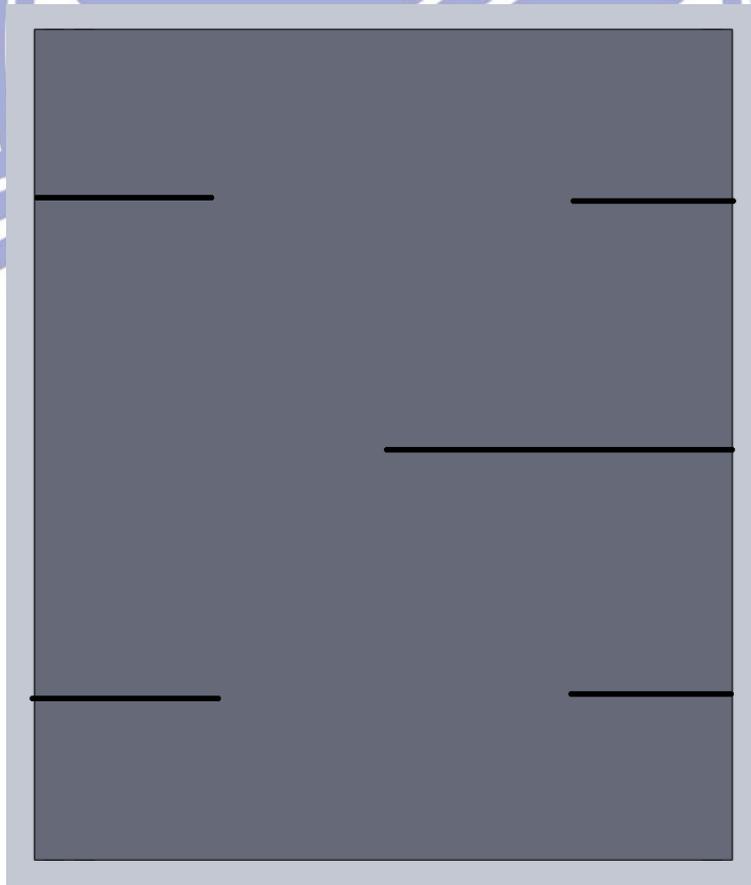
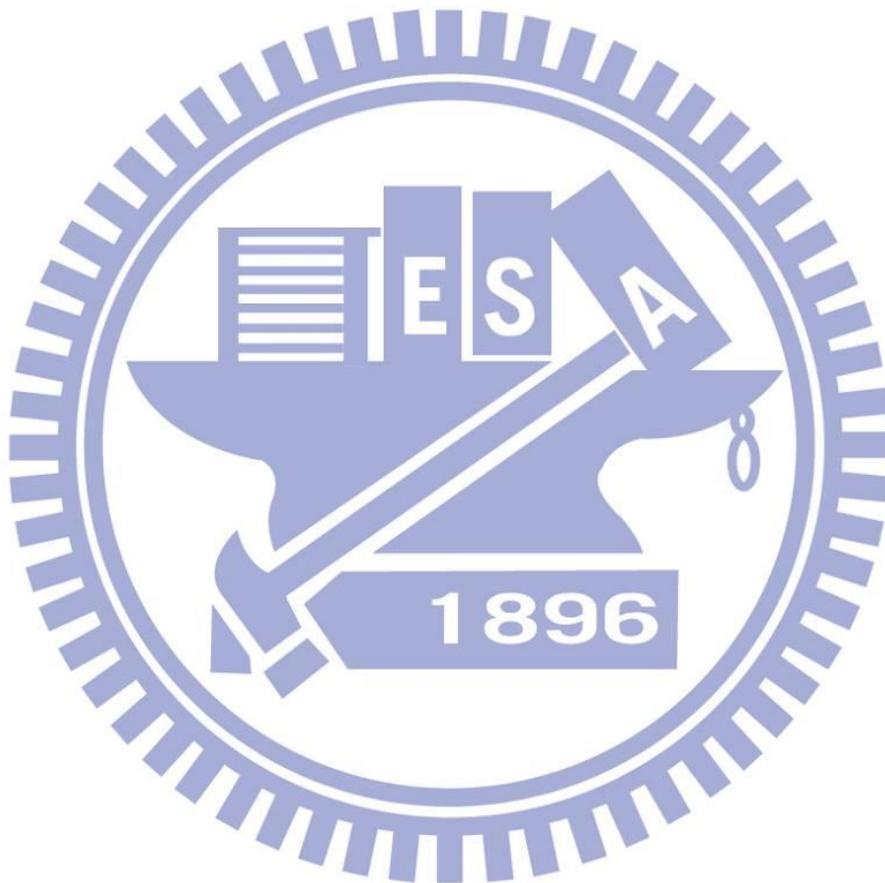


圖 3.20 鰭片底部溫度量測點示意圖

表 3.1 不準度分析

V_f	m/s	3.11%
Q	W	2.25%
η_{oh}	W/m ² K	3.7%



第四章 結果與討論

由於各個鰭片散熱面積不同，形狀不同，見表 4.1 所示，所產生的旁通效應也不同，因此本章實驗結果將會各種鰭片在不同正向風速或是泵功率的情況下，分析其熱傳量、壓降、熱傳性能以及熱阻，以評估鰭片的最佳設計。

4-1 實驗結果

4-1-1 正向風速與壓降比較

圖 4.1 為各式鰭片正向風速與壓降關係圖，一般而言。當流體流經鰭片時所產生的阻力導致流動方向壓力降低稱之為壓降，由圖可看出正面風速越大，各個鰭片所產生之壓降也越大；與平板鰭片比起來，其他四種形式之鰭片壓降皆比較低，這是因為將鰭片前段削去部分面積，阻力較小，壓降也較小，其中 Step1/3 與 Trap1/3 壓降下降最明顯，分別降低 22% 與 20% 左右。

4-1-2 正向風速與熱傳係數比較

圖 4.2 為各種鰭片正向風速與有效熱傳係數的關係圖，由實驗結果顯示，鰭片散熱面積較小，其熱傳係數也就越高，其中 Step1/3 與 Trap1/3 熱傳係數提升最多，在正向風速 5m/s 分別提升 25% 與 32%。

4-1-3 泵功率與熱阻比較

圖 4.3 為各種鰭片泵功率與熱阻的關係圖，泵功率主要取決於壓

降與體積流率的乘積即為推動流體所需要的功，在相同泵功率下熱阻值或相同熱阻下所需要的泵功率越低，代表此鰭片之熱傳性能越好。由實驗結果可知，在相同的泵功率情況下，Trap1/3 的熱阻比 Plate 低 4.7%，一般來說，較高之熱傳係數，相對熱阻會越低，但 Step1/3 之熱阻值沒有此現象，推測這是因為 Step1/3 之散熱面積減少太多，造成熱阻值降低的幅度太大，導致此現象。

4-1-4 泵功率與熱傳量比較

圖 4.4 為各種鰭片泵功率與熱傳量的關係圖，熱傳量一般來說與流量、面積以及溫差有關，本實驗可控制的參數為流量與面積，流量越大，熱傳量越大，散熱面積越大，熱傳量也越大。由實驗結果可看出，在相同泵功率的條件下，熱傳量會隨著鰭片散熱面積減少而遞減。

4-2 無因次分析

為了有效評估散熱鰭片在應用上的優劣，本節使用無因次方式分析性能，分別探討雷諾數與凡寧摩擦因子以及相對於平板鰭片熱傳量比率的關係，並以平板鰭片為參考基準。

4-2-1 雷諾數與凡寧摩擦因子比較

圖 4.5 為雷諾數與凡寧摩擦因子關係圖。由實驗結果顯示，Trap1/3 與 Step1/3 擁有最低的摩擦係數，可由兩種特性解釋；因氣流同時間

直接衝擊的截面積變小而造成阻力較低，另外鰭片的摩擦力與接觸鰭片表面積有關，接觸面積減少造成摩擦力減少。在相同雷諾數下，Trap1/3 與 Step1/3 分別較平板鰭片小 24% 與 21%。

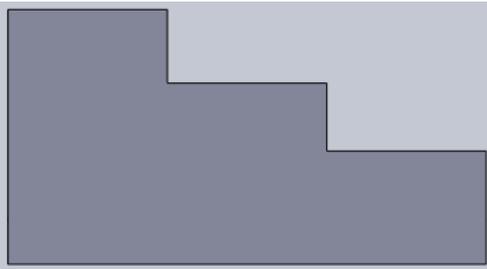
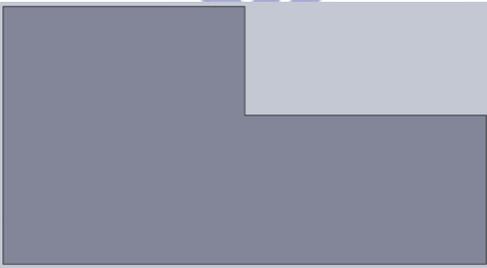
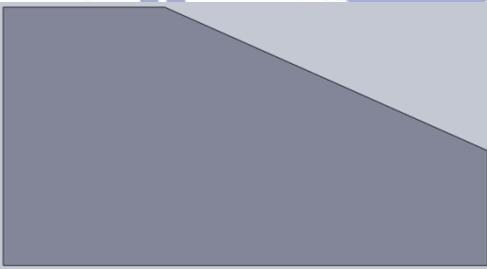
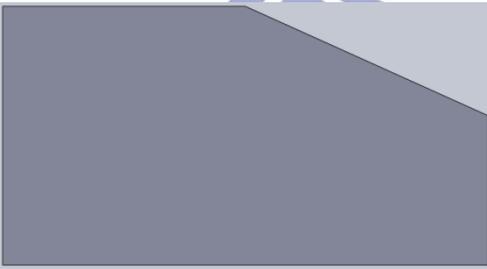
4-2-2 雷諾數與平板鰭片比較係數比較

圖 4.6 為雷諾數與平板鰭片比較係數的比較，可以看出 Trap1/2 與 Trap1/3 因減少面積而損失的熱傳量較少，這是因為這兩種鰭片所減少的面積比較少的關係；而隨著雷諾數的增加，各鰭片之熱傳量與平板鰭片之熱傳量的差異也就越大，代表隨著風速的增加，旁通效應所帶來的熱量損失也就越大。

4-2-3 熱阻比值與 LMTD 比值比較

圖 4.7 為熱阻比值與 LMTD 比值比較，圖中 X 軸為各改良鰭片熱阻 R 對平板鰭片熱阻 R_{ref} 之比值，Y 軸為各改良鰭片 LMTD 對平板鰭片 $LMTD_{ref}$ 之比值，三角形點為平板鰭片之落點，由圖可之 Step1/3 具有 LMTD 比值小於 1，且熱阻比值小於 1 之落點，代表其散熱性能較其他鰭片還要好。

表 4.1 各種樣式鱈片面積比較

	型號	Plate
	面積(m ²)	0.165184
	差異(%)	
	型號	Step1/3
	面積(m ²)	0.114112
	差異(%)	-30.92
	型號	Step1/2
	面積(m ²)	0.12688
	差異(%)	-23.19
	型號	Trap1/3
	面積(m ²)	0.131112
	差異(%)	-20.63
	型號	Trap1/2
	面積(m ²)	0.145674
	差異(%)	-11.81

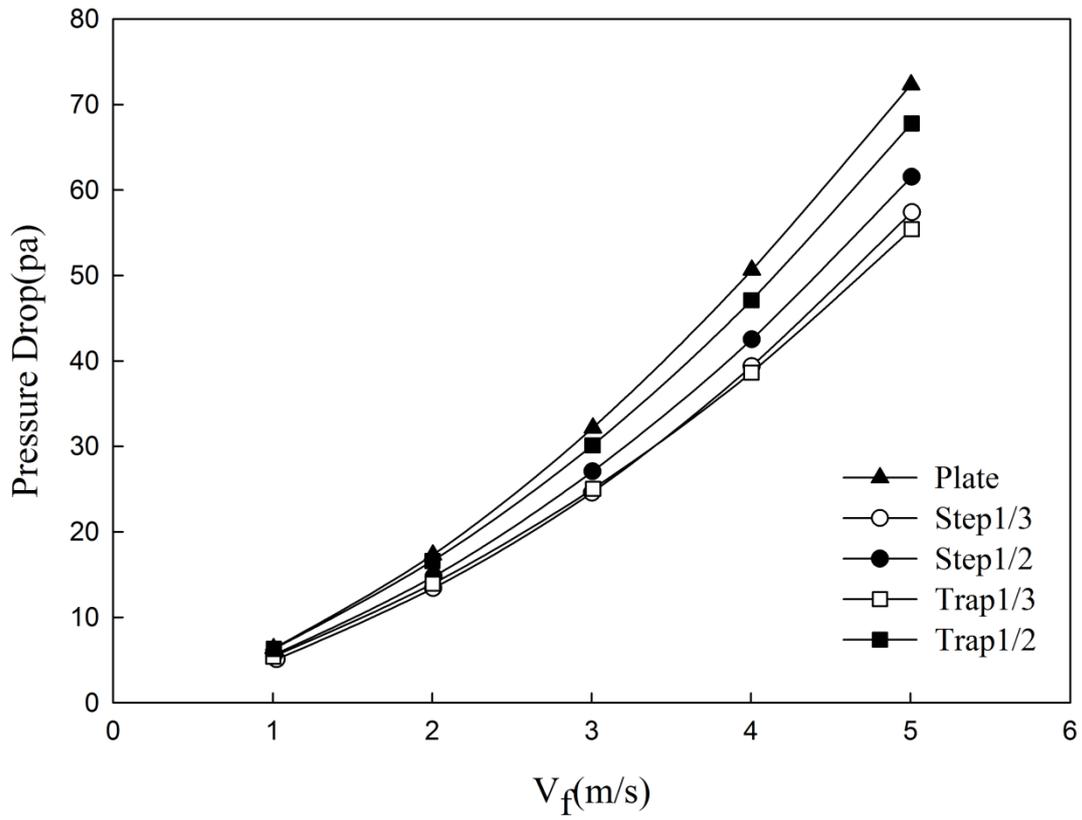


圖 4.1 正面風速與壓降關係圖

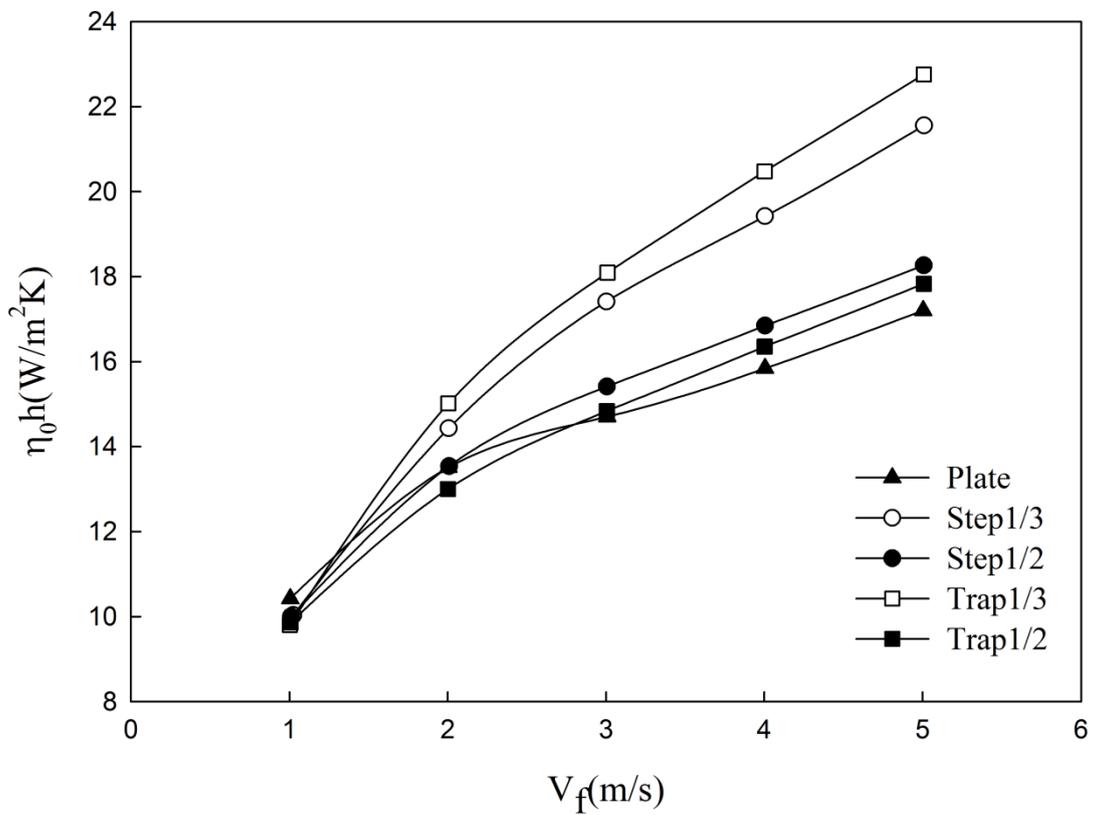


圖 4.2 正面風速與熱傳係數關係圖

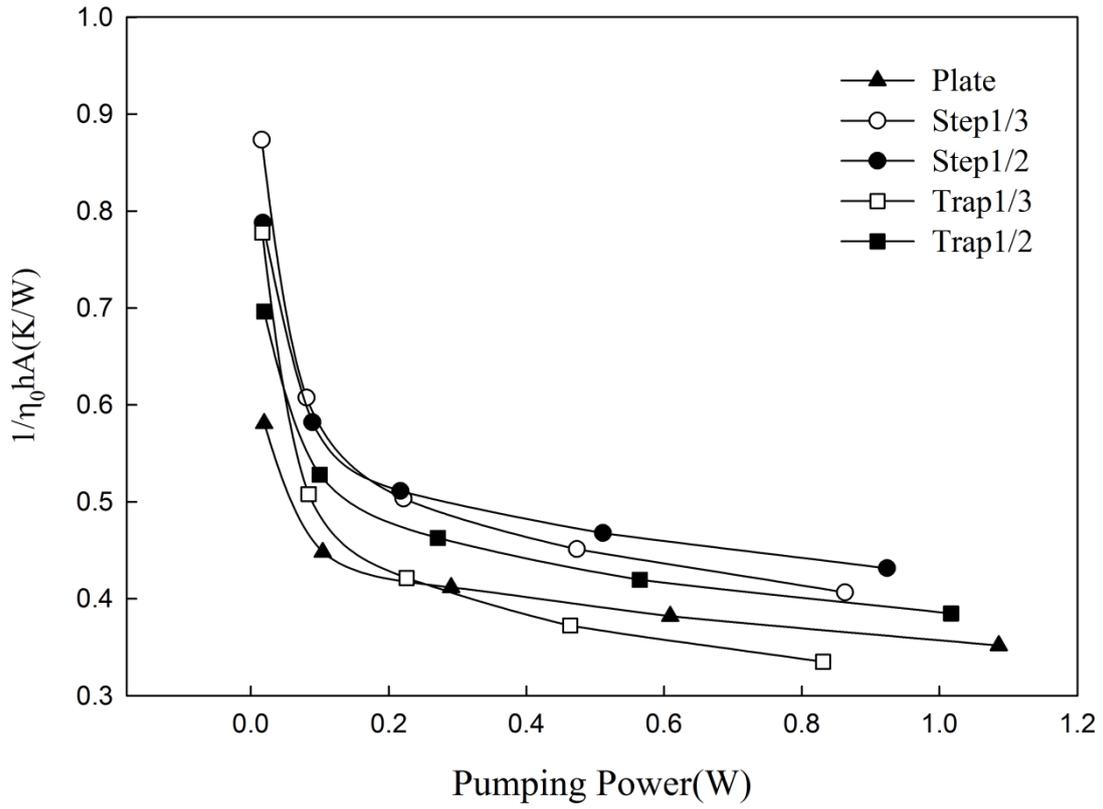


圖 4.3 泵功率與熱阻關係圖

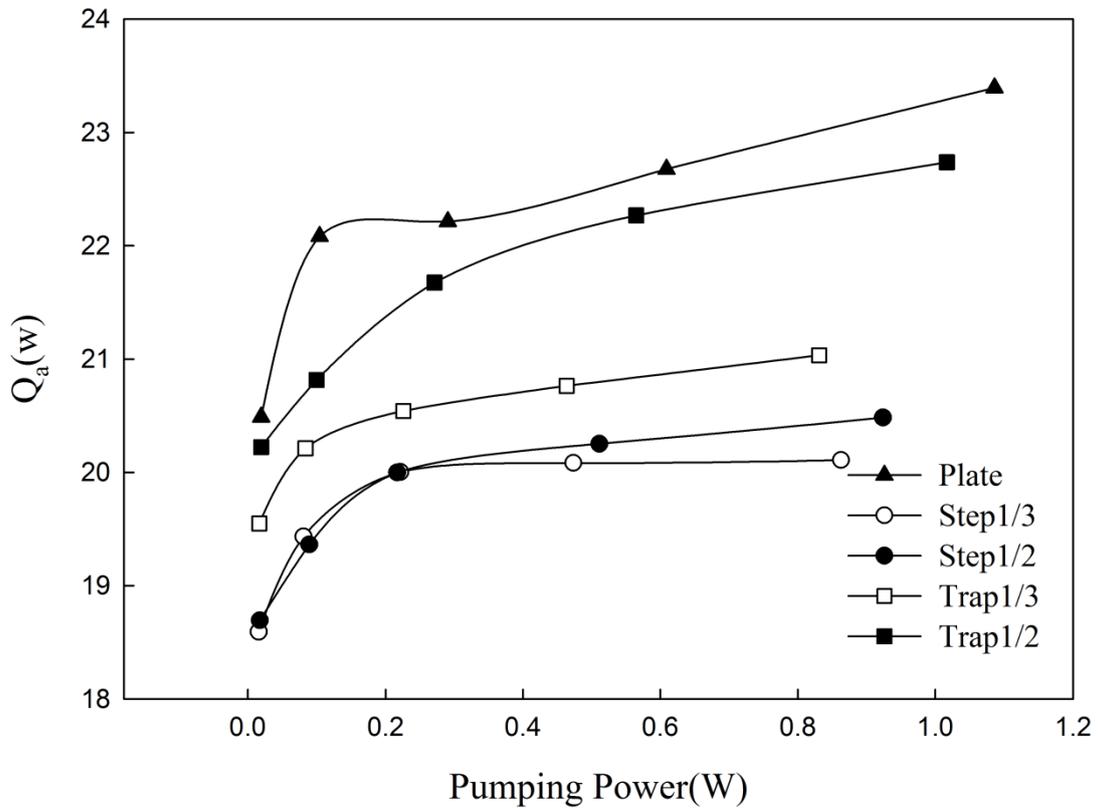


圖 4.4 泵功率與熱傳量關係圖

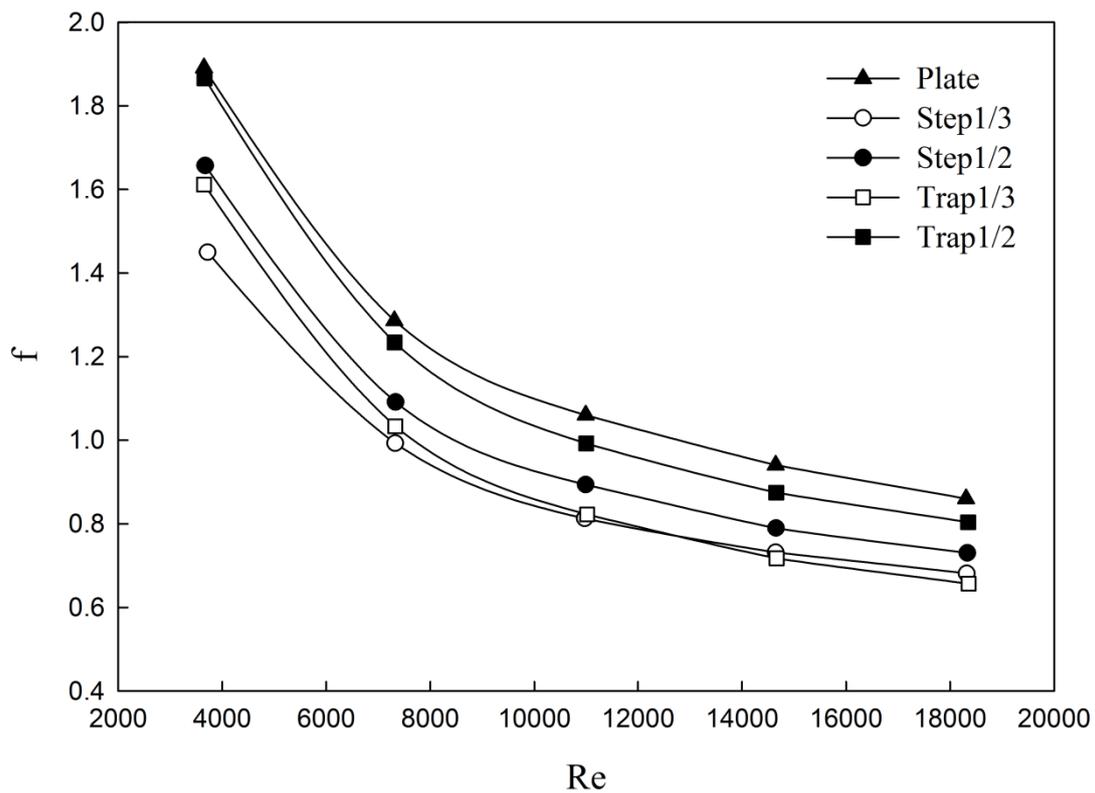


圖 4.5 雷諾數與凡寧摩擦因子關係圖

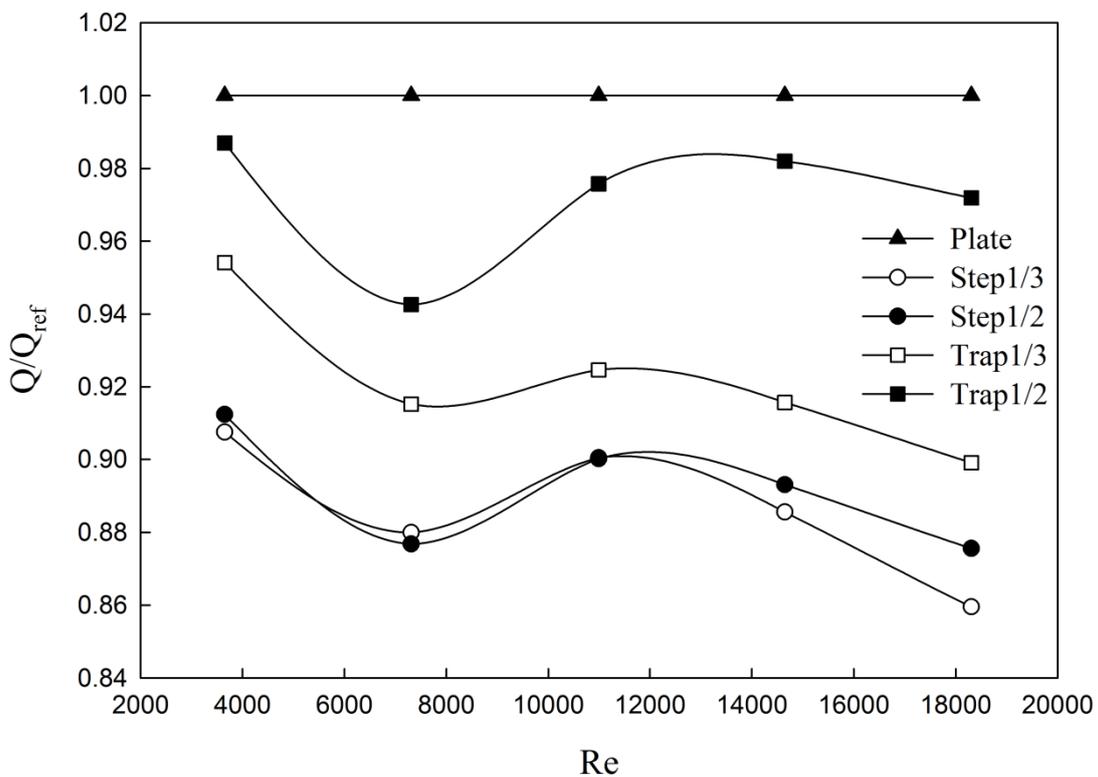


圖 4.6 雷諾數與平板鰭片比較係數關係圖

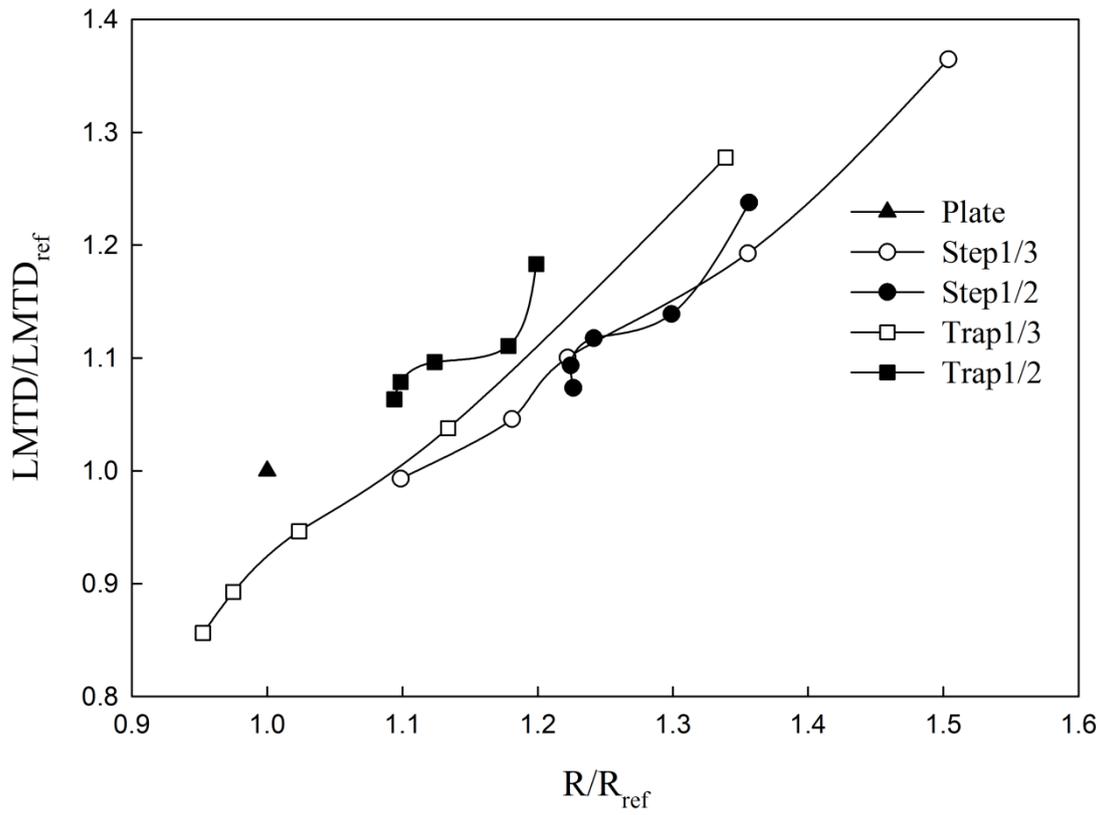


圖 4.7 熱阻比值與 LMTD 比值關係圖



第五章 結論

本論文主要探討空氣旁通效應對散熱鰭片的影響，依鰭片幾何設計可分為平板型、階梯型、梯型等鰭片，在鰭片間距為 2mm，所有實驗條件皆為限制流，綜合上述對幾何修改型鰭片的分析與量測結果如下：

1. 階梯型鰭片散熱面積皆比梯型鰭片散熱面積小，但其散熱性能不一定比較差。
2. 削去前排鰭片可有效減少壓降，而階梯型鰭片中 Step1/3 壓降較 Step1/2 小，梯型鰭片中 Trap1/3 較 Trap1/2 小，綜合上述可得知若前排鰭片與後排鰭片高度差異較大，則減少的壓降也較大。
3. 在相同的泵功率下，Trap1/3 擁有最低的熱阻值，較平板鰭片低約 4.7%。
4. 在相同的泵功率的情況下，Step1/3 與 Trap1/3 擁有較高的熱傳係數。

綜合以上結果得知，旁通效應雖然不能真正增加鰭片的熱傳量，但可在維持原本熱傳量 90% 以上的情況下，減少 10%~30% 的散熱面積及 5%~20% 的壓降，對於成本的考量上可以說是有效果的，其中 Trap1/3 可在減少最多散熱面積的情況下，保持最高的熱傳性能，是目前最佳的設計。

參考文獻

- [1] Seri Lee, “Optimum Design and Selection of Heat Sink”, *ELEVENTH IEEE SEMI-THERMTM SYMPOSIUM*, pp. 48-54, 1995.
- [2] E. M. Sparrow, B. R. Baliga, and S. V. Patankar, “Forced Convection Heat Transfer from A Shrouded Fin Array with and without Tip Clearance”, *J. HEAT TRANSFER*, Vol.100, no.4, pp. 572-579, 1978.
- [3] D. Copeland, “Optimum of Parallel Heatsinks for Forced Convection”, *SIXTEENTH IEEE SEMI-THERMTM SYMPOSIUM*, pp. 116-123, 1984.
- [4] A. Bejan and A. M. Morega , “Optimal Arrays of Pin Fins and Plate Fins In Laminal Forced Convection”, *J. HEAT TRANSFER* , Vol. 115 , pp. 75–81, 1993.
- [5] W. B. Krueger and Avram Bar-Cohen , “Optimal Numerical Design of Forced Convection Heat Sinks”, *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES* , Vol. 27 , No. 2 , pp. 417–425, 2004.
- [6] C. J. Shih and G. C. Liu , “Optimal Design Methodology of Plate-Fin Heat Sinks for Electronic Cooling Using Entropy Generation Strategy”, *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENT AND PACKAGING TECHNOLOGIES* , Vol. 27 , No. 3 , pp. 551–559, 2004.
- [7] S. Narasimhan , A. Bar-Cohen , Fellow , IEEE , and R. Nair , “Thermal Compact Modeling of Parallel Plate Heat Sinks”, *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES* , Vol. 26 , No.1 , pp. 137–146, 2003.

- [8] R. A. Wirtz , Weiming Chen , Ronghua Zhou , “Effect of Flow Bypass on the Performance of Longitudinal Fin Heat Sinks”, *Journal Of Electronic Packaging*, Vol. 116 , pp. 206–211, 1994.
- [9] M. A. butterbaugh , S. S. Kang , “Effect of Airflow Bypass on the Performance of Heat Sinks in Electronic Cooling”, *Advances in Electronic packaging* , EEP–Vol. 10–2 , pp. 843–848, 1995.
- [10]H. Jonsson and B. Palm , “Thermal and Hydraulic Behavior of Plate Fin and Strip Fin Heat Sinks Under Varying Bypass Conditions”, *Inter Society Conference on Thermal Phenomena* , pp. 96–103, 1998.
- [11]H. Jonsson and B. Moshfegh , “Modeling of the Thermal and Hydraulic Performance of Plate Fin, Strip Fin, and Pin Fin Heat Sinks–Influence of Flow Bypass”, *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES* , Vol. 24 , No. 2 , pp. 142–149, 2001.
- [12]T. D. Yuan , “Computational Modeling of Flow Bypass Effects on Straight Fin Heat Sink in Rectangular Duct”, *Twelfth IEEE SEMI-THERMTM Symposium* , pp. 164–168, 1996.
- [13]C. B. Coetzer , J. A. Visser , “Compact Modeling of Forced Flow in Longitudinal Fin Heat Sinks With Tip Bypass”, *Journal of Electronic Packaging* , Vol. 125 , pp. 319–324, 2003.
- [14]H. Jonsson and B. Palm, “Thermal and Hydraulic of Plate Fin and Strip Fin Heat Sink under Varying bypass Conditions”, *Inter Society Conference on Thermal Phenomena* , pp. 98–103, 2001.
- [15]W. A. Khan , J. R. Culham , M. M. Yovanovich , “Modeling of Cylindrical Pin-Fin Heat Sinks for Electronic Packaging”, *21st IEEE*

SEMI-THERM Symposium , pp. 125–134, 2005.

- [16]O. N. Sara, “Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins”, *Energy Conversion and Management* 44 , pp. 1787–1803, 2003.
- [17]Qingling Li , Zhong Chen, Ulrich Flechtner , Hans-Joachim Warnecke , “Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic in rectangular channels with elliptic pin fins”, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 19 , pp. 245–250, 1998.
- [18]Christopher L. Chapman , Seri Lee , Bill L. Schmidt , “*THERMAL PERFORMANCE OF AN ELLIPTICAL PIN FIN HEAT SINK*”, *Tenth IEEE SEMI-THERMTM* , pp. 24–31, 1994.
- [19]Y.H. Hung , H.T. Chen , P.L. Chen , J.T. Horng , “Design Optimization for Pin-Fin Heat Sinks”, *Journal of Electronic Packaging* , Vol. 127 , pp. 397–406, 2005.
- [20]Boesmans B. , Christiaens F. , Berghmans J. and Beyne E. , “Design of an Optimal Heat-Sink Geometry for Forced Convection Air Cooling of Multi-Chip Modules”, *Thermal Management of Electronic Systems* , Hoogendoorn , C. J. , ed., Kluwer Academic , pp. 267–276, 1994.
- [21]王啟川，熱交換設計，台北：五南圖書出版股份有限公司，2007。
- [22]李書琳，緻密性熱交換器之三角突片與窩型鰭片之流場可視化與性能分析，國立雲林科技大學機械工程系碩士論文，2008。
- [23]曲維信，平板型鰭片在旁通流中與不同形狀針型期片在完全限制流中之熱流分析，國立雲林科技大學機械工程系碩士論文，2006。
- [24]江懷德，通風系統與送風機技術講座，工業技術研究院能源與資

源研究所，1995。

[25]劉泮凭，緻密性凹凸鳍片熱傳量測與數值分析，國立雲林科技大學機械工程系碩士論文，2010。

[26]R. E. Simons, “Estimating Parallel Plate-Fin Heat Sink Pressure Drop,” *Electronics Cooling*, Vol. 9, No. 2, pp. 8-10, 2003.

