

# 行政院國家科學委員會專題研究計畫 成果報告

## 高效率水冷式散熱器之最佳化設計 研究成果報告(精簡版)

計畫類別：個別型  
計畫編號：NSC 95-2221-E-269-018-  
執行期間：95 年 08 月 01 日至 96 年 07 月 31 日  
執行單位：遠東科技大學電腦應用工程系(科)

計畫主持人：周德明

計畫參與人員：碩士班研究生-兼任助理：朱訓儀、張惠琳  
大學生-兼任助理：譚晏蓁、張俊傑

處理方式：本計畫涉及專利或其他智慧財產權，1 年後可公開查詢

中 華 民 國 96 年 10 月 31 日

行政院國家科學委員會補助專題研究計畫 ☒ 成果報告  
☐ 期中進度報告

## 高效率水冷式散熱器之最佳化設計

計畫類別：☒ 個別型計畫 ☐ 整合型計畫

計畫編號：NSC 95-2221-E-26-018-

執行期間：95 年 8 月 1 日至 96 年 7 月 31 日

計畫主持人：周德明

共同主持人：

計畫參與人員：張惠琳、朱訓儀、譚晏蓁、張俊傑

成果報告類型(依經費核定清單規定繳交)：☒ 精簡報告 ☐ 完整報告

本成果報告包括以下應繳交之附件：

- ☐ 赴國外出差或研習心得報告一份
- ☐ 赴大陸地區出差或研習心得報告一份
- ☐ 出席國際學術會議心得報告及發表之論文各一份
- ☐ 國際合作研究計畫國外研究報告書一份

處理方式：除產學合作研究計畫、提升產業技術及人才培育研究計畫、  
列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢

☐ 涉及專利或其他智慧財產權，☐ 一年 ☐ 二年後可公開查詢

執行單位：遠東科技大學電腦應用工程系

中 華 民 國 96 年 10 月 31 日

## 中文摘要

近年來由於半導體製程的技術不斷進步，電腦處理器之速度亦不斷的提升，相對地處理器的熱功率也隨之攀高，因此唯有良好的散熱方式才可以使得系統得以穩定運作，由以往文獻中的可以發現，在大功率處理器的散熱方式，水冷式的散熱效益會大於熱管式及氣冷式散熱器。

因此本文以水冷式散熱器作為研究系統，以實驗與數值模擬方式探討水冷頭流道最佳化設計，由結果中可以發現，變間距鰭片在水冷式散熱器中對散熱效能之影響，經由數值模擬結果可以發現鰭片在不同間距比下，其散熱效能差異極大，水冷式散熱器中央的鰭片間距如果較兩旁為密，則散熱效能會大幅提升。圓形散熱通道設計的熱阻值較直式散熱鰭片設計小。

### 1. 前言

近年來由於電子零件朝短小輕薄化路線邁進，但電子零件的體積變小，功能卻比以前要求更多，晶片體積變小，則相對的單位面積的發熱量也隨之增高，在工作頻率不斷的升高下必然產生出電子零件的發熱瓦數 TDP (Thermal Development Power) 急速增高，在設計上需考慮如何將電子零件上的高發熱效率能迅速傳導至外界，使零件的周圍溫度降至安全溫度下，進而提高電子零件的可靠度及增加電子零件的壽命。一般而言，「濕度」及「溫度」是讓電子零件產生當機的原因之一，因此電子散熱技術已成為目前的重要研究課題。

電子零件的散熱設計，是針對如何利用各種熱散的方法，使各部份的溫度控制在容許值以下的設計。根據實驗數據顯示，電子零件的溫度每上升  $10^{\circ}\text{C}$ ，其壽命（可靠性）將會變成原來的一半（ $10^{\circ}\text{C}$  法則或 Arrhenius 法則【1】）。一般的冷卻方式皆是以氣冷的方式為主，晶片的發熱密度若低於  $2\text{W}/\text{cm}^2$  時，可以採用空氣冷卻，但若發熱量高於  $2\text{W}/\text{cm}^2$ ，則須改用液體冷卻。因此目前電子零件裝置所散發出的高熱量，已逐漸無法使用氣冷式將能量全部帶走，且空氣對流熱傳係數也無法隨流速之增加而無限制增加，所以必須考慮使用液冷方式來加以散熱。

由於水的熱傳導性比空氣好，相較於氣冷式散熱系統，水冷式散熱系統較氣冷式散熱系統安靜、且可以局部冷卻，甚至於內部溫度可低於環境溫度，且可靠度較高。水冷式散熱器的原理類似於冷氣機，在密閉的循環系統中，在管內加入一冷媒介質（水），並透過壓縮機（Pump）藉由運轉使冷媒（水）管於內循環，由冷媒（水）吸取晶片所產生之熱量，利用此一循環系統，將熱量運送至遠端並做熱交換達到散熱效果。

熱阻值是一般散熱系統性能優劣的評估標準，H.Y.Zhang、D.Pinjala【2】比較了微流道尺寸的水冷式散熱器在不同的工作流體及不同的瓦數下對水冷式散熱器性能的影響，藉由此研究找出較低的熱阻值，並且提出在熱源與散熱鰭片間的表面材料也是影響散熱效能的重要因素。

梁國柱【3】等人指出在改變進出口設計時，在相同的流量與熱源情況下，水冷頭鰭片與上蓋間加入頂端間隙並改變鰭片數，可以發現適當的頂端間隙與鰭片數有助於水冷頭的散熱效能提升。

水的比熱相對高於空氣，而且冷卻液體的低黏滯性與高比熱及熱傳為將是影響散熱效

能的重要關鍵，Satish C.Mohapatra and Daniel Loikits【4】探討了六種不同的冷卻液體，其研究結果顯示出在工作流體中加入甲酸鹽時，其黏滯性、比熱及熱傳方面相較於其他五種冷卻液好、但相較於水、甲酸鹽的毒性會影響人體，因此本研究選擇水來當作工作流體。

流體與表面溫度有所差異時將會形成熱邊界層，而熱邊界層的成長會降低熱傳效果，Xiaoling Yu【5】提出將鰭片流道內加入圓柱，使邊界層重新轉變為發展流，使流場流速不穩定來增強擾動，即是以破壞熱邊界層的原理，使熱阻降低來提高熱傳率。文中並以數值及實驗相互驗證，由結果中發現鰭片間之流道內如果加入圓柱，其熱阻值將較未加入原柱時低 30%，並探討圓之大小與流道的間距對熱傳效能的影響，找出其最佳散熱距離。

Morrison【6】提出在自然對流下，散熱鰭片的厚度及間隙尺寸會影響散熱結果，由研究發現散熱鰭片的間隙在 2.5mm~4.5mm 之間，其散熱效果將會最好。

Shaukatullah【7】提出在低流速下熱阻對散熱鰭片的影響，其研究指出散熱鰭片的密度與其散熱面有關，且熱阻的變化只在流速增加時才有明顯的變化。

Sikka【8】等人提出九種不同形狀的散熱鰭片之性能研究，分別為長形 (Longitudinal-plate)、方型針狀 (Pin) 及新型斜狀對角 (Diagonal)、十字形 (Cross)、十字對角線型 (Cross-diagonal)；以及四種不同波型之散熱鰭片。研究指出舊型散熱鰭片在自然對流與低速自對流下散熱效果較優於新形狀之散熱鰭片，其研究亦指出若考慮製作成本，舊型散熱鰭片為較佳之選擇。

## 2. 研究目的

一般的散熱元件若增加散熱面積則可以解決溫度不斷提昇的問題，但由於空間的限制散熱元件，必須在有限的空間裡攜帶出更多的熱，因此散熱元件的設計及其性能成為了散熱性能的最好對策。本研究將利用熱交換的概念應用於電子散熱上，利用熱傳增強技術在有效的空間內提高熱傳率，進而達到降低晶片的表面溫度。

目前市售之水冷散熱系統之性能已獲證實優於氣冷式散熱系統，可以有效的降低處理器的表面溫度。良好的散熱器成為有效的降低熱阻的最佳方法，藉由水的比熱相對的比空氣好，因此我們將設計散熱器的方法延伸至水冷式流道的設計。

因此本文將以水冷式散熱器作為研究系統，並以數值模擬方式探討變間距鰭片在水冷式散熱器中對散熱效能之影響。

## 3. 研究方法

### 3.1 基本假設

為了便於求解，本研究將做以下幾點假設：

- (1) 工作流體為水，且因溫度變化範圍不大，所以工作流體密度的變化也不大，因此假設流體為不可壓縮流。
- (2) 流場的速度與溫度不隨時間變化，因此假設流場為穩態流動。
- (3) 忽略重力效應。
- (4) 由於流場中溫度差異不大，因此忽略熱輻射。

### 3.2 邊界條件

- (1) 工作流體入口水溫為 25°C。
- (2) 工作流體的入口流量為 1.5L/min。
- (3) 流場出口處為一大氣壓。

(4) 鰭片及散熱座的材質為銅。

(5) 處理器發熱量為 60W、80W 與 100W。

### 3.3 統御方程式

連續方程式

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

動量方程式

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \mu(\nabla^2 \vec{V}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

能量方程式

$$\rho C_p(\vec{V} \cdot \nabla T) = k(\nabla^2 T) + Q \quad \dots\dots\dots (3)$$

### 3.4 熱阻值的計算

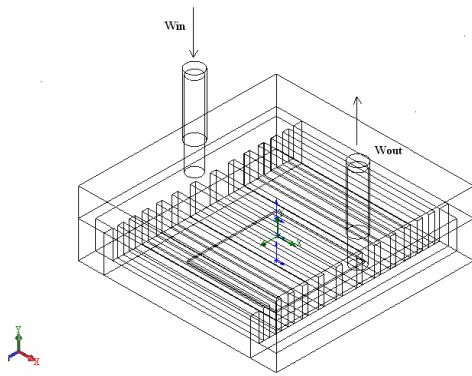
評估散熱性能優劣的最常見的指標為熱阻值，本研究中熱阻值之定義如下

$$R = \frac{T_{cpu,max} - T_{in}}{Q}$$

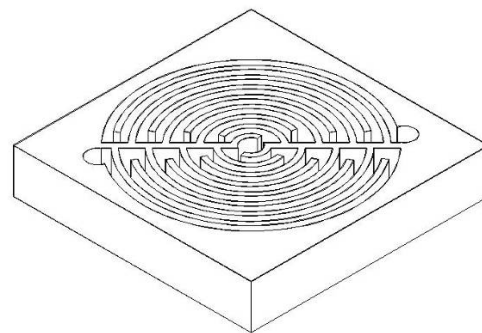
式中為  $R$  為熱阻值、 $T_{cpu,max}$  為處理器表面最高溫度、 $T_{in}$  為入口水溫、 $Q$  為給定之處理器熱源，其熱阻值越小則表示散熱性能越好。

### 3.5 數值方法

近年來計算流體力學 (Computational Fluid Dynamics) 已成為工程應用上一個非常重要的關鍵技術，其包含了流體力學、熱傳學的統御方程式，將時間域及空間域上連續物理量的場 (如速度場、壓力場)，透過離散的方法，求解指定狀況下之流動型態。本論文是利用 FloWorks 來分析不同散熱器大小如圖一為標準之水冷式散熱器系統圖，及圖二最佳化水冷頭設計探討流道配置對整體系統的速度場、壓力場、溫度場及密度場的影響，並將，模擬分析結果與實驗相互驗證，藉由不同的設計參數分析對整體散熱系統的影響。



圖一、水冷式散熱器系統圖



圖二、最佳化水冷式散熱器

## 4. 實驗設備

為了解水冷散熱系統之性能，本文之實驗利用熱阻測試系統及水冷式散熱器測試系統來量測水冷頭之性能。

### 4.1 實驗設備說明

#### 4.1.1 熱阻測試系統

本實驗利用 CPU 熱源模擬座模擬晶片發熱量利用熱阻換算來判斷水冷頭效能的優劣，

如圖 4.1 其 CPU 熱源模擬座之規格以符合 Intel CPU 標準尺寸 31mm\*31mm 將水冷頭放置於加熱座上方並施加一壓力 P15kgf 以減少水冷頭與加熱座之間的接觸熱阻。在加熱棒埋入 RTD ( $T_u$  及  $T_l$ ) 量測兩點間距外插出表面溫度  $T_c$ ，利用傅立業定律反推出實際之發熱瓦數  $Q$  (W)。

#### 4.1.2 水冷量測系統

此設備為量測水冷式散熱系統之水冷頭性能如圖 4.2、4.3，經由 Pump 驅動恆溫水槽內部之水將水槽內的水提供流量進入整流槽如圖 4.4 使內部水流在整流槽內穩定之後再傳送至水冷頭入口量測其溫度，再經由水冷頭出口將水排放至整流槽經過電子式流量計穩定流量後再流至浮子式流量計如圖 4.5 顯示出實際流量，最終將水排回恆溫水槽如圖 4.6，循序重覆此過程直至所有數據穩定之後再進行紀錄。



圖 4.1、熱阻測試實驗系統

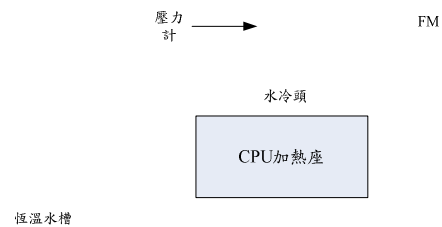


圖 4.2、水冷式散熱系統圖



圖 4.3、冷卻循環水整流槽



圖 4.4、恆溫水槽

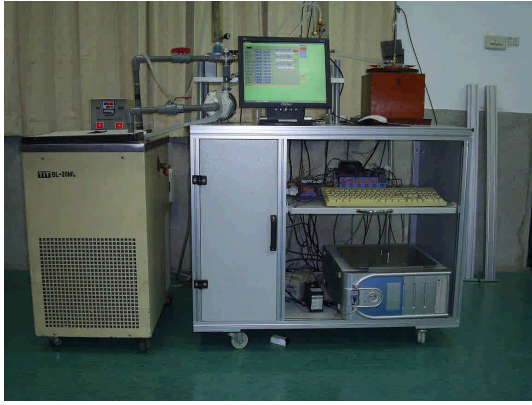


圖 4.5、水冷散熱系統實驗平台



圖 4.6、流量量測系統

### 4.3 實驗步驟及校正

- (a) 溫度計校正
- (b) 流量計校正
- (c) 壓力計校正
- (d) 水冷頭性能量測
- (e) 熱阻值計算

#### 4.3.1 溫度計校正

在實驗進行時必須先將欲量測之溫度計予以校正，本文中所使用之溫度計為 RTD，針對實驗過程中的溫對變化範圍加以校正，校正的方法為：

- (a) 將所有溫度計與標準溫度計放置於同一環境下。
- (b) 將數位顯示器的數據調整成與標準溫度計相同，此量測範圍為範圍曲率變化。

#### 4.3.2 流量計校正

將流量計之流量值固定經過數分鐘之後取定值與電子秤上水的質量相減除以秒數即可求得流量計之體積流率。

#### 4.3.3 壓力計校正

將進出水口之壓力計放置於標準壓力計上量測其壓力值。

#### 4.3.4 水冷頭性能量測

將水冷頭放置於加熱座上一 15Kgf 之壓力  $P$ ，以矽膠管串聯整個散熱系統，提供不同的流量給水冷頭測試其性能，輸入瓦數之後等欲量測之溫度 ( $T_{win}$ 、 $T_{wout}$ 、 $T_a$ ) 達到平衡之後開始紀錄數據。

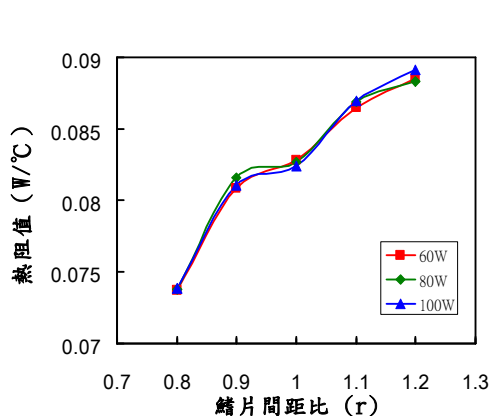


### 4.3.5 水冷頭性能量測

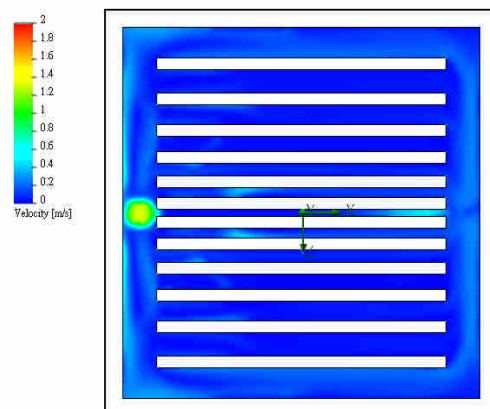
將水冷頭放置於加熱座上施加一 15Kgf 之壓力  $P$ ，以矽膠管串聯整個散熱系統，輸入瓦數之後等欲量測之溫度 ( $T_{win}$ 、 $T_{wout}$ 、 $T_{pin}$ 、 $T_{pout}$ 、 $T_a$ ) 達到平衡之後開始紀錄數據。

## 5. 結果與討論

- (1) 圖二為不同鰭片間距比之熱阻值比較，其中以鰭片間距比為 0.8 時的熱阻值最低，其熱阻值較等間距鰭片 ( $r=1$ ) 低 6.8%，主要是由於處理器位於水冷式散熱器中央，因此將鰭片集中於中央時，將可以使得來自處理器的熱量，快速導入流場中而被帶離，因此散熱效能得以增加。所以隨著鰭片間距比的增加，流場的熱阻值也會增加，散熱效能將會下降。
- (2) 由圖二數值結果可以發現，熱阻值不會隨著處理器的發熱量改變而有所不同，因為熱阻值與系統本身幾何形狀有關，因此不會隨發熱量的改變而變。
- (3) 圖三至圖七為不同鰭片間距比之速度分佈圖，從圖中可以發現中央流道的流速均較兩端為快，即表示流場中央的熱對流效應較強，熱量較易自鰭片中帶離。
- (4) 圖九至十五為不同鰭片間距比之溫度度分佈圖，從圖中可以發現流場中央的溫度均較兩端為高，即表示大部分的熱量集中於流場中央。
- (5) 圖九、圖十四與圖十七五為不同處理器發熱量下，在鰭片間距比  $r=0.8$  時的溫度分佈圖，發熱量不同時流場中的最高溫度會差距  $3^{\circ}\text{C}$  以上，表示發熱量越高，處理器的溫度也將大幅升高。
- (6) 本研究假設入口流量為一定值，因此在不考慮不同鰭片間距比所產生的壓降差異下，在同樣的鰭片數目時(即流場中鰭片與工作流體的總接觸面積相同，且水冷式散熱器散熱鰭片總體積不變時)，鰭片間距採用非固定間距設計，流場的散熱效能就會改變，而且將中央部份間距設計較兩端為密時，熱傳效能將會提升。
- (7) 圖十八與表 1.1 為實驗結果與數值模擬之比對圖由表 1.1 發現在水冷頭出口水溫之實驗與數模擬相對誤差為 0.23，而 CPU 表面溫度相對誤差為 4.07。
- (8) 圖二十一為最佳化水冷式散熱系統之溫度分佈圖，從圖中可以發現由於流道面積增長，使的水流過散熱器的流道增長，能有效的降低 CPU 的表面溫度，但缺點是阻抗會隨之增加。

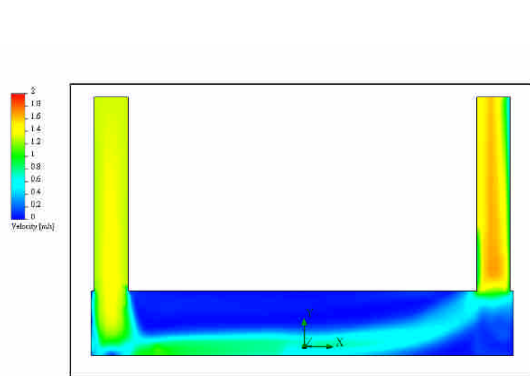


圖二 不同鰭片間距比下之熱阻值

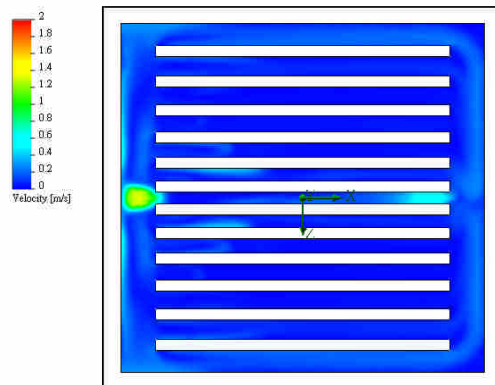


圖三  $Q=80\text{W}$ 、 $r=0.8$  之速度分佈圖

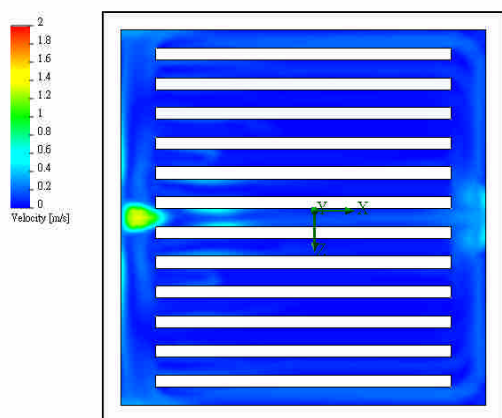




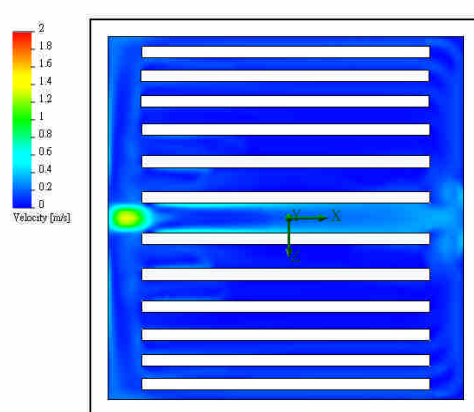
圖四  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之速度分佈圖(前視圖)



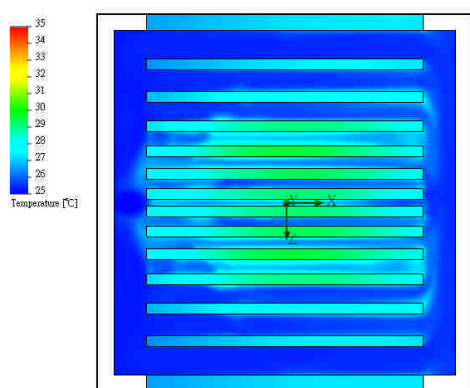
圖五  $Q=80W$ 、 $r=0.9$ 之速度分佈圖



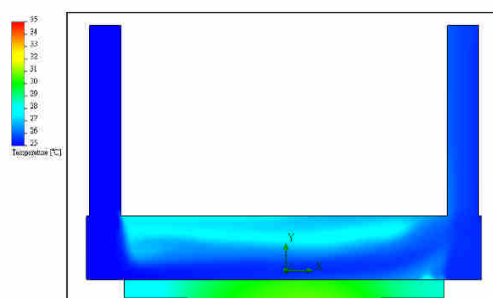
圖六  $Q=80W$ 、 $r=1.1$ 之速度分佈圖



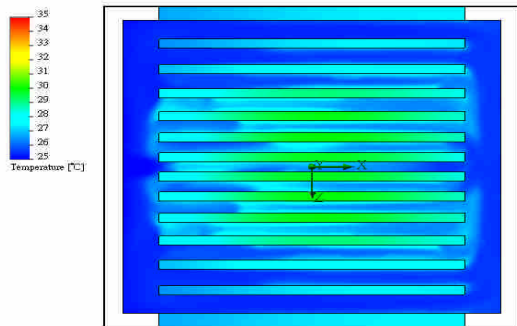
圖七  $Q=80W$ 、 $r=1.2$ 之速度分佈圖



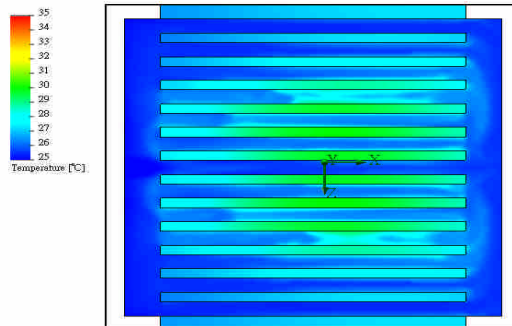
圖八  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



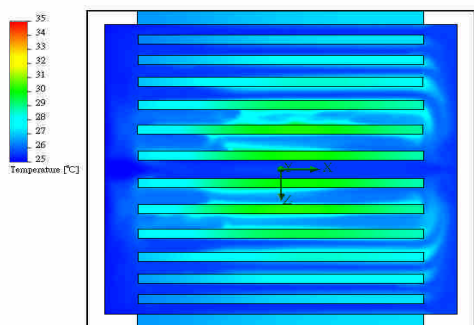
圖九  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



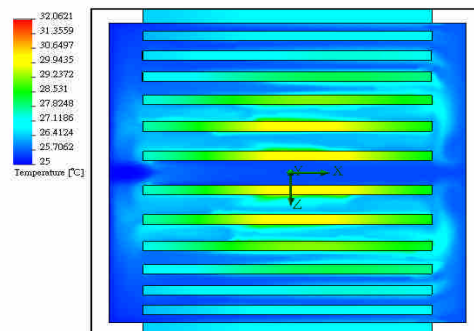
圖十  $Q=80W$ 、 $r=0.9$ 之溫度分佈圖



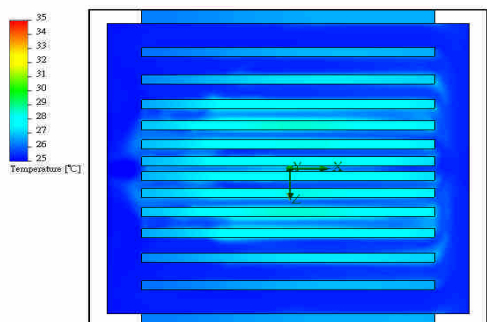
圖十一  $Q=80W$ 、 $r=1$ 之溫度分佈圖



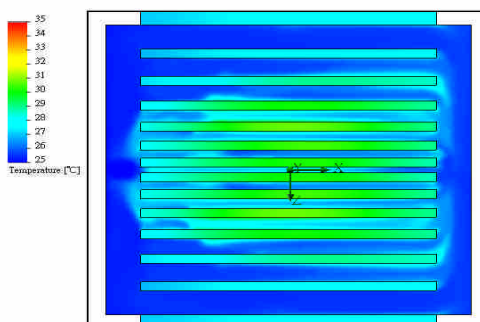
圖十二  $Q=80W$ 、 $r=1.1$ 之溫度分佈圖



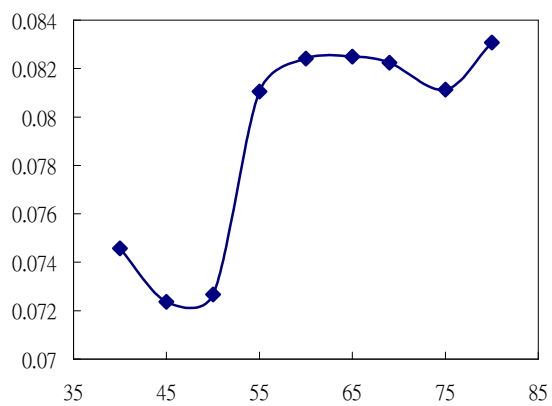
圖十三  $Q=80W$ 、 $r=1.2$ 之溫度分佈圖



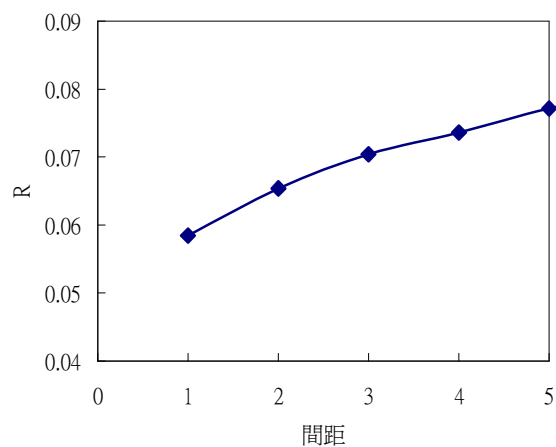
圖十四  $Q=60W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



圖十五  $Q=100W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



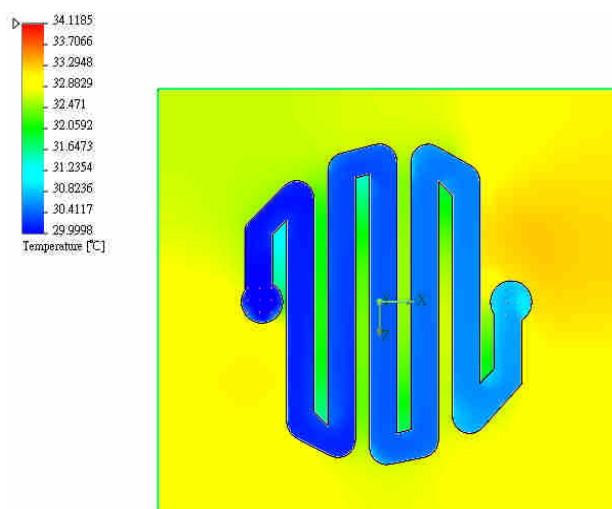
圖十七、不同外型尺寸之熱阻圖



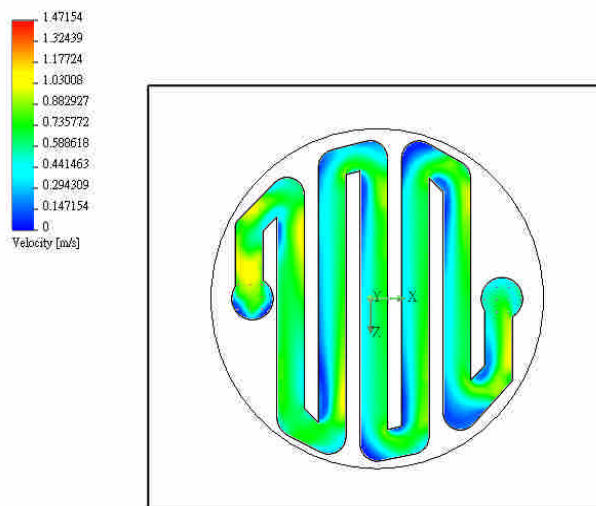
圖十八、不同間距之熱阻值圖

表 1.1 發熱量 80W 實驗與數值模擬結果比較

變數	實驗數據	數值模擬	相對誤差%
水冷頭出口溫度 $^{\circ}\text{C}$	30.84	30.77	0.23
模擬熱源表面溫度 $^{\circ}\text{C}$	35.56	34.11	4.07



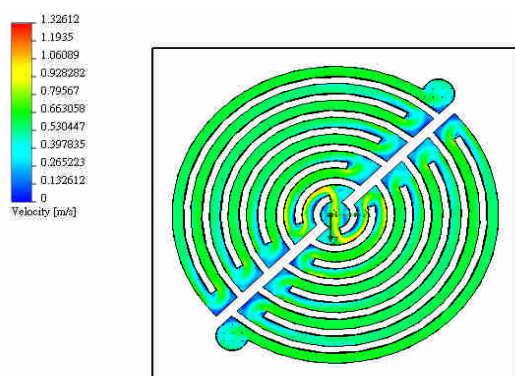
圖十八、實驗模型溫度分佈圖



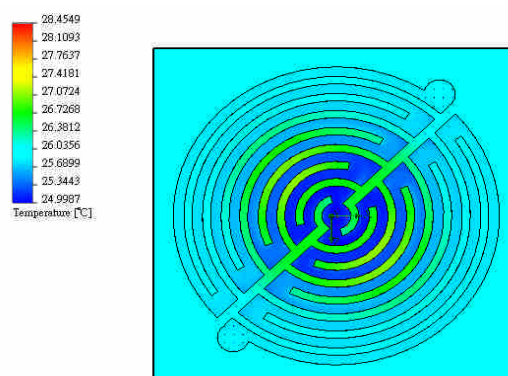
圖十九、實驗模型速度分佈圖

表 1.2 最佳化水冷頭流不同進出口數值模擬比較

變數	一進兩出	一進一出
Tcmax	28.45	28.88
R	0.043	0.048



圖二十、最佳化水冷圖速度分佈圖



圖二十一最佳化水冷溫度分佈圖

## 6. 結論

本文利用實驗與數值模擬技術針對電腦水冷散熱系統中水冷式散熱器進行研究，以瞭解當改變不同的鰭片間距比以及流道型式不同時，對系統散熱效能的影響，由結果中可以發現，當鰭片間距比越小時，流場的熱傳效能將會越佳，且圓型流道較直型流道的熱阻值低，此研究結果可以提供設計水冷頭流道時之參考依據。

## 符號說明

Q	熱傳量 (W)	r	鰭片間距比
R	熱阻 ( $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )	T	溫度 ( $^{\circ}\text{C}$ )
V	速度(m/s)	$\mu$	黏度 ( $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ )
$\rho$	密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\Delta T$	溫度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )
k	熱傳導係數 ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ )		

## 參考文獻

1. 伊騰謹司、國峰尚樹著、杜光宗編譯，避免故障之電子機器的熱對策設計，建宏出版社，1995.
2. H.Y.Zhang、D.Pinjala、T.N.Wong、K.C.Toth、Y.K.Joshi，Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages，vol25，pp.1472-1487，2005.
3. 梁國柱、王阿成、陳樹皇、賴鐘雄、蘇敏豪，在不同的進出口與頂端間隙對水冷式微流道散熱器性能之影響，中國機械工程學會與第二十三屆全國學術研討會論文集，A8-050，2006.
4. Satish C.Mohapatra and Daniel Loikits，Advances in Liquid Coolant Technologies for Electronics cooling，Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium,pp354~360，2005
5. Xiaoling Yu、Jianmei Feng、Quanke Feng、Qiuwang Wang，Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink，vol 25，pp.173-182，2005.
6. Morrison, A.T.，Optimization of Heat Sink Fin Geometries for Heat Sink in Natural Convection, Intersociety Conference on Thermal Phenomena，IEEE，pp.145-148，1992,
7. Shaukatullah ,H., Storr, W. R ., Hansen, B.J. and Gaynes, M,A.，Design and Optimization of Pin Fin Heat Sink for Low Velocity Application，Twelfth IEEE SEMI-THERM Symposium，pp.151-163，1996
8. Sikka, K.K.; Torrance, K.E.; Scholler, C.U.; Salanova, P.I，Heat sinks with fluted and wavy plate fins in natural and low-velocity forced convection，IEEE Transaction on Components and Packaging，vol.25，pp283~292，2002
9. 王啟川，熱交換器設計，五南書局，2003.
10. 趙谷峰，液冷散熱系統散熱效益之研究，國立成功大學碩士論文，2004.
11. Thermal Management,Dr. Li-Rong Zheng, Electronic System Packaging，2005.
12. A.Bar-Cohen，Thermal Management of Air-and Liquid-Cooled Multichip Modules，IEEE Transaction on Components，Hybrids，and Manufacturing Technology，vol.CHMT-10 no.2 June 1987.

附錄

變間距鰭片在水冷式散熱器中之熱傳效能研究

周德明<sup>1</sup>、陳烱鏞<sup>2</sup>、張惠琳<sup>3</sup>、張俊傑<sup>4</sup>

<sup>1</sup>遠東科技大學電腦應用工程系副教授

<sup>2</sup>遠東科技大學自動化控制系副教授

<sup>3</sup>遠東科技大學機械工程研究所研究生

<sup>4</sup>遠東科技大學電腦應用工程系四技部

國科會計畫編號：NSC-95-2221-E-269-018

摘要

近年來由於半導體製程的技術不斷進步，電腦處理器之速度亦不斷的提升，相對地處理器的熱功率也隨之攀高，因此唯有良好的散熱方式才可以使得系統得以穩定運作，由以往文獻中的可以發現，在大功率處理器的散熱方式，水冷式的散熱效益會大於熱管式及氣冷式散熱器。因此本文以水冷式散熱器作為研究系統，以數值模擬方式探討變間距鰭片在水冷式散熱器中對散熱效能之影響，經由數值模擬結果可以發現鰭片在不同間距比下，其散熱效能差異極大，水冷式散熱器中央的鰭片間距如果較兩旁為密，則散熱效能會大幅提升。

關鍵字：水冷式散熱器、變間距鰭片

1. 前言

近年來由於電子零件朝短小輕薄化路線邁進，但電子零件的體積變小，功能卻比以前要求更多，晶片體積變小，則相對的單位面積的發熱量也隨之增高，在工作頻率不斷的升高下必然產生出電子零件的發熱瓦數 TDP (Thermal Development Power) 急速增高，在設計上需考慮如何將電子零件上的高發熱效率能迅速傳導至外界，使零件的周圍溫度降至安全溫度下，進而提高電子零件的可靠度及增加電子零件的壽命。一般而言，「濕度」及「溫度」是讓電子零件產生當機的原因之一，因此電子散熱技術已成為目前的重要研究課題。

電子零件的散熱設計，是針對如何利用各種熱散的方法，使各部份的溫度控制在容許值以下的設計。根據實驗數據顯示，電子零件的溫度每上升  $10^{\circ}\text{C}$ ，其壽命（可靠性）將會變成原來的一半（ $10^{\circ}\text{C}$ 法則或 Arrhenius 法則【1】）。一般的冷卻方式皆是以氣冷的方式為主，晶片的發熱密度若低於  $2\text{W}/\text{cm}^2$  時，可以採用空氣冷卻，但若發熱量高於  $2\text{W}/\text{cm}^2$ ，則須改用液體冷卻。因此目前電子零件裝置所散發出的高熱量，已逐漸無法使用氣冷式將能量全部帶走，且空氣對流熱傳係數也無法隨流速之增加而無限制增加，所以必須考慮使用液冷方式來加以散熱。

由於水的熱傳導性比空氣好，相較於氣冷式散熱

系統，水冷式散熱系統較氣冷式散熱系統安靜、且可以局部冷卻，甚至於內部溫度可低於環境溫度，且可靠度較高。水冷式散熱器的原理類似於冷氣機，在密閉的循環系統中，在管內加入一冷媒介質（水），並透過壓縮機（Pump）藉由運轉使冷媒（水）管於內循環，由冷媒（水）吸取晶片所產生之熱量，利用此一循環系統，將熱量運送至遠端並做熱交換達到散熱效果。

熱阻值是一般散熱系統性能優劣的評估標準，H.Y.Zhang、D.Pinjala【2】比較了微流道尺寸的水冷式散熱器在不同的工作流體及不同的瓦數下對水冷式散熱器性能的影響，藉由此研究找出較低的熱阻值，並且提出在熱源與散熱鰭片間的表面材料也是影響散熱效能的重要因素。

梁國柱【3】等人指出在改變進出口設計時，在相同的流量與熱源情況下，水冷頭鰭片與上蓋間加入頂端間隙並改變鰭片數，可以發現適當的頂端間隙與鰭片數有助於水冷頭的散熱效能提升。

水的比熱相對高於空氣，而且冷卻液體的低黏滯性與高比熱及熱傳為將是影響散熱效能的重要關鍵，Satish C.Mohapatra and Daniel Loikits【4】探討了六種不同的冷卻液體，其研究結果顯示出在工作流體中加入甲酸鹽時，其黏滯性、比熱及熱傳方面相較於其他五種冷卻液好，但相較於水、甲酸鹽的毒性會影響人體，因此本研究選擇水來當作工作流體。

流體與表面溫度有所差異時將會形成熱邊界層，而熱邊界層的成長會降低熱傳效果，Xiaoling Yu【5】提出將鰭片流道內加入圓柱，使邊界層重新轉變為發展流，使流場流速不穩定來增強擾動，即是以破壞熱邊界層的原理，使熱阻降低來提高熱傳率。文中並以數值及實驗相互驗證，由結果中發現鰭片間之流道內如果加入圓柱，其熱阻值將較未加入原柱時低 30%，並探討圓之大小與流道的間距對熱傳效能的影響，找出其最佳散熱距離。

Morrison【6】提出在自然對流下，散熱鰭片的厚度及間隙尺寸會影響散熱結果，由研究發現散熱鰭片的間隙在 2.5mm~4.5mm 之間，其散熱效果將會最好。

Shaukatullah【7】提出在低流速下熱阻對散熱鰭片的影響，其研究指出散熱鰭片的密度與其散熱面有

關，且熱阻的變化只在流速增加時才有明顯的變化。

Sikka【8】等人提出九種不同形狀的散熱鰭片之性能研究，分別為長形 (Longitudinal-plate)、方型針狀 (Pin) 及新型斜狀對角 (Diagonal)、十字形 (Cross)、十字對角線型 (Cross-diagonal)；以及四種不同波型之散熱鰭片。研究指出舊型散熱鰭片在自然對流與低速自對流下散熱效果較優於新形狀之散熱鰭片，其研究亦指出若考慮製作成本，舊型散熱鰭片為較佳之選擇。

## 2. 研究目的

一般的散熱元件若增加散熱面積則可以解決溫度不斷提昇的問題，但由於空間的限制散熱元件，必須在有限的空間裡攜帶出更多的熱，因此散熱元件的設計及其性能成為了散熱性能的最好對策。本研究將利用熱交換的概念應用於電子散熱上，利用熱傳增強技術在有效的空間內提高熱傳率，進而達到降低晶片的表面溫度。

目前市售之水冷散熱系統之性能已獲證實優於氣冷式散熱系統，可以有效的降低處理器的表面溫度。良好的散熱器成為有效的降低熱阻的最佳方法，藉由水的比熱相對的比空氣好，因此我們將設計散熱器的方法延伸至水冷式流道的設計。

因此本文將以水冷式散熱器作為研究系統，並以數值模擬方式探討變間距鰭片在水冷式散熱器中對散熱效能之影響。

## 3. 研究方法

### 3.1 基本假設

為了便於求解，本研究將做以下幾點假設：

- (6) 工作流體為水，且因溫度變化範圍不大，所以工作流體密度的變化也不大，因此假設流體為不可壓縮流。
- (7) 流場的速度不隨時間變化，因此假設流場為穩態流動。
- (8) 忽略重力效應。
- (9) 由於流場中溫度差異不大，因此忽略熱輻射。

### 3.2 邊界條件

- (1) 工作流體入口水溫為 25°C。
- (2) 工作流體的入口流量為 1.5L/min。
- (3) 流場出口處為一大氣壓。
- (4) 鰭片及散熱座的材質為銅。
- (5) 處理器發熱量為 60W、80W 與 100W。

### 3.3 統御方程式

#### 連續方程式

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0$$

#### 動量方程式

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla p + \mu(\nabla^2 \vec{V})$$

#### 能量方程式

$$\rho C_p (\vec{V} \cdot \nabla T) = k(\nabla^2 T) + Q$$

### 3.4 熱阻值的計算

評估散熱性能優劣的最常見的指標為熱阻值，本研究中熱阻值之定義如下

$$R = \frac{T_{cpu,max} - T_{in}}{Q}$$

式中為  $R$  為熱阻值、 $T_{cpu,max}$  為處理器表面最高溫度、 $T_{in}$  為入口水溫、 $Q$  為給定之處理器熱源，其熱阻值越小則表示散熱性能越好。

### 3. 鰭片間隙比的定義

本研究主要是探討變間距鰭片對熱傳效能之影響，因此流道之間距由處理器中央至兩旁呈一等比級數變化，此等比級數即定義為鰭片間距比  $r$ ，其定義如下

$$r = \frac{\text{前一流道間距}}{\text{後一流道間距}}$$

## 4. 結果與討論

- (9) 圖三為不同鰭片間距比之熱阻值比較，其中以鰭片間距比為 0.8 時的熱阻值最低，其熱阻值較等間距鰭片 ( $r=1$ ) 低 6.8%，主要是由於處理器位於水冷式散熱器中央，因此將鰭片集中於中央時，將可以使得來自處理器的熱量，快速導入流場中而被帶離，因此散熱效能得以增加。所以隨著鰭片間距比的增加，流場的熱阻值也會增加，散熱效能將會下降。
- (10) 由圖三數值結果可以發現，熱阻值不會隨著處理器的發熱量改變而有所不同，因為熱阻值與系統本身幾何形狀有關，因此不會隨發熱量的改變而變。
- (11) 圖四至圖九為不同鰭片間距比之速度分布圖，從圖中可以發現中央流道的流速均較兩端為快，即表示流場中央的熱對流效應較強，熱量較易自鰭片中帶離。
- (12) 圖十至十五為不同鰭片間距比之溫度度分布圖，從圖中可以發現流場中央的溫度均較兩端為高，即表示大部分的熱量集中於流場中央。
- (13) 圖十、圖十六與圖十七為不同處理器發熱量下，在鰭片間距比  $r=0.8$  時的溫度分布圖，發熱量不同時流場中的最高溫度會差距 3°C 以上，表示發熱量越高，處理器的溫度也將大幅升高。
- (14) 本研究假設入口流量為一定值，因此在不



考慮不同鰭片間距比所產生的壓降差異下，在同樣的鰭片數目時(即流場中鰭片與工作流體的總接觸面積相同，且水冷式散熱器散熱鰭片總體積不變時)，鰭片間距採用非固定間距設計，流場的散熱效能就會改變，而且將中央部份間距設計較兩端為密時，熱傳效能將會提升。

## 5. 結論

本文利用數值模擬技術針對電腦水冷散熱系統中水冷式散熱器進行研究，以瞭解當改變不同的鰭片間距比時，對系統散熱效能的影響，由結果中可以發現，當鰭片間距比越小時，流場的熱傳效能將會越佳。

## 6. 參考文獻

13. 伊騰謹司、國峰尚樹著、杜光宗編譯，避免故障之電子機器的熱對策設計，建宏出版社，1995.
14. H.Y.Zhang、D.Pinjala、T.N.Wong、K.C.Toth、Y.K.Joshi, Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages, vol25, pp.1472-1487, 2005.
15. 梁國柱、王阿成、陳樹皇、賴鐘雄、蘇敏豪，在不同的進出口與頂端間隙對水冷式微流道散熱器性能之影響，中國機械工程學會與第二十三屆全國學術研討會論文集，A8-050，2006.
16. Satish C.Mohapatra and Daniel Loikits, Advances in Liquid Coolant Technologies for Electronics cooling, Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, pp354~360, 2005
17. Xiaoling Yu、Jianmei Feng、Quanke Feng、Qiuwang Wang, Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink, vol 25, pp.173-182, 2005.
18. Morrison, A.T., Optimization of Heat Sink Fin Geometries for Heat Sink in Natural Convection, Intersociety Conference on Thermal Phenomena, IEEE, pp.145-148, 1992,
19. Shaukatullah ,H., Storr, W. R ., Hansen, B.J. and Gaynes, M.A., Design and Optimization of Pin Fin Heat Sink for Low Velocity Application, Twelfth IEEE SEMI-THERM Symposium, pp.151-163, 1996
20. Sikka, K.K.; Torrance, K.E.; Scholler, C.U.; Salanova, P.I, Heat sinks with fluted and wavy plate fins in natural and low-velocity forced convection, IEEE Transaction on Components and Packaging, vol.25, pp283~292, 2002
21. 王啟川，熱交換器設計，五南書局，2003.
22. 趙谷峰，液冷散熱系統散熱效益之研究，國立成功大學碩士論文，2004.

23. Thermal Management, Dr. Li-Rong Zheng, Electronic System Packaging, 2005.
24. A. Bar-Cohen, Thermal Management of Air-and Liquid-Cooled Multichip Modules, IEEE Transaction on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology, vol.CHMT-10 no.2 June 1987.

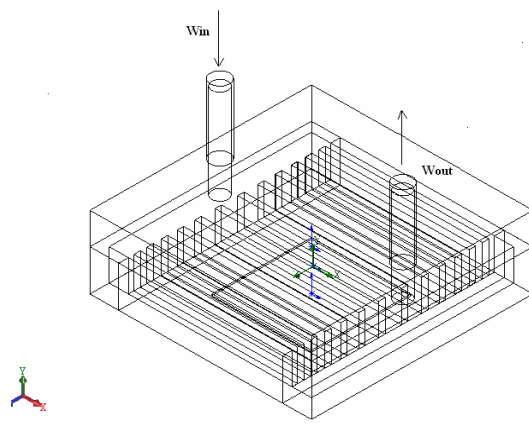
## 符號說明

Q	熱傳量 (W)
r	鰭片間距比
R	熱阻 (°C/W)
T	溫度 (°C)
V	速度 (m/s)
$\mu$	黏度 (N·s/m <sup>2</sup> )
$\rho$	密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\Delta T$	溫度差 (°C)
k	熱傳導係數 (W/m·K)

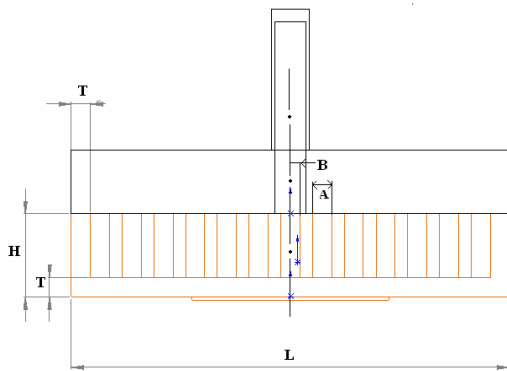
## 7. 圖表

表一 散熱器幾何外型參數

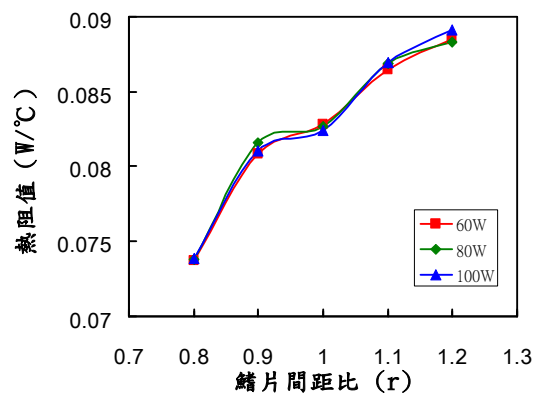
散熱器幾何參數	尺寸 (mm)
散熱器長寬 L	69×69
散熱器高度 H	13
散熱器邊框厚度 T	3
鰭片高度	10
鰭片長度	51
鰭片數目	12
鰭片厚度	2
處理器	31×31



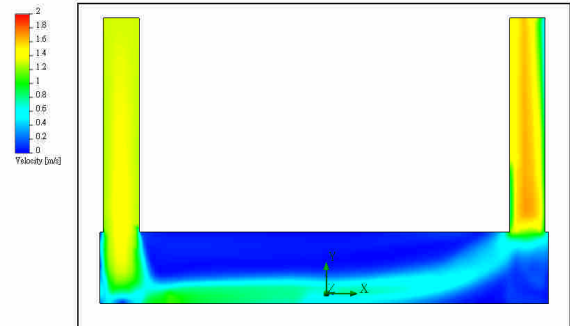
圖一 水冷式散熱器系統圖



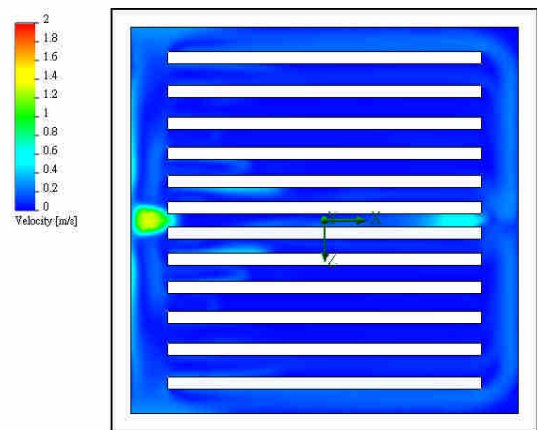
圖二 散熱器幾何外型定義



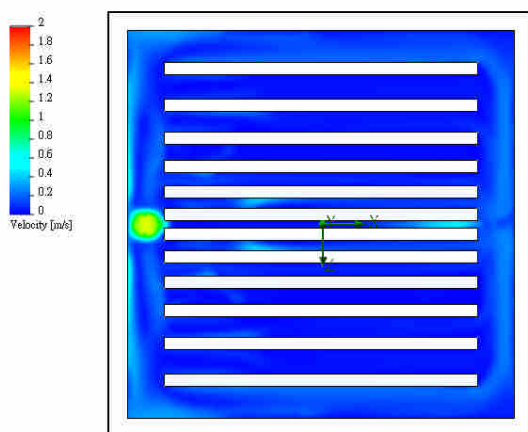
圖三 不同鰭片間距比下之熱阻值



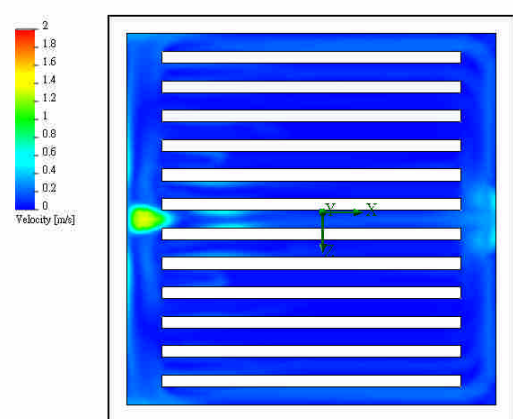
圖五  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之速度分佈圖(前視圖)



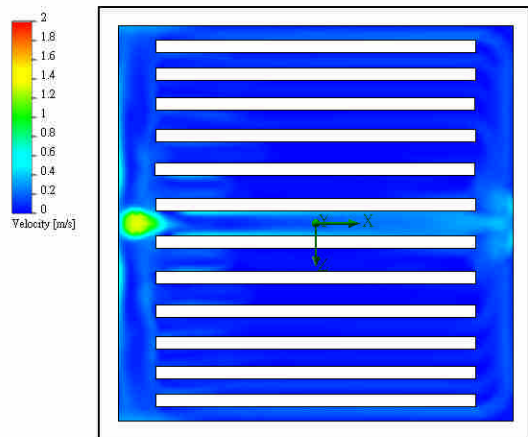
圖六  $Q=80W$ 、 $r=0.9$ 之速度分佈圖



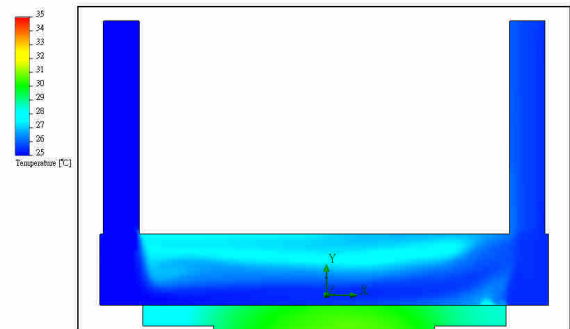
圖四  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之速度分佈圖



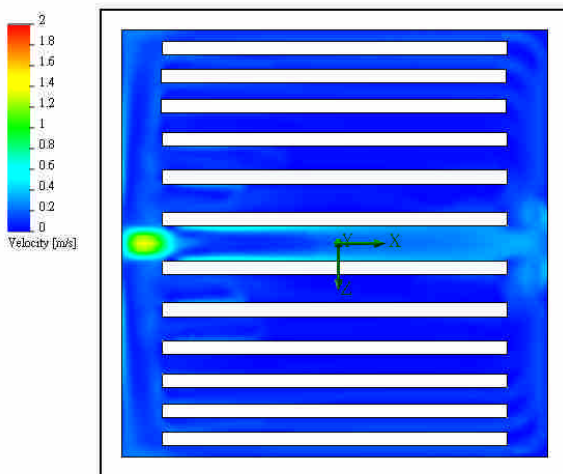
圖七  $Q=80W$ 、 $r=1$ 之速度分佈圖



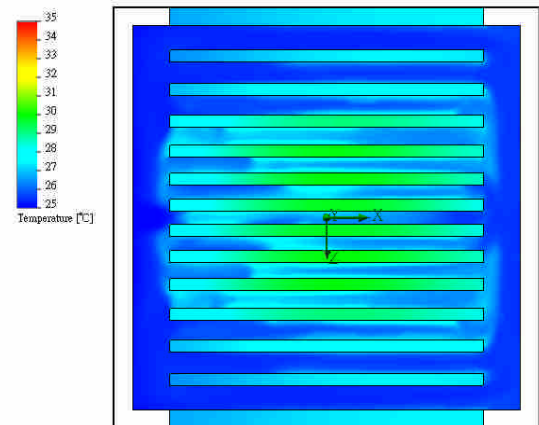
圖八  $Q=80W$ 、 $r=1.1$ 之速度分佈圖



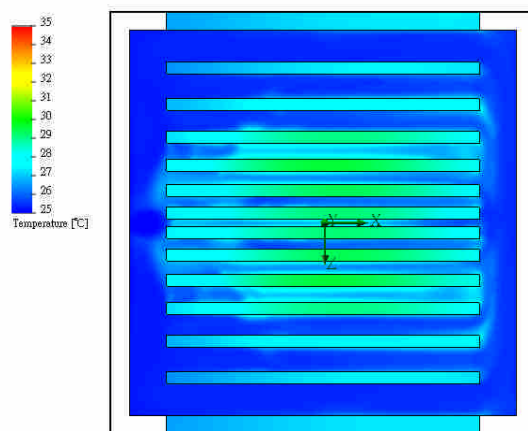
圖十一  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖(前視圖)



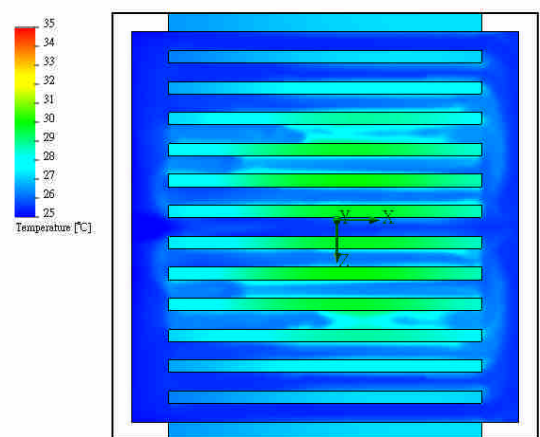
圖九  $Q=80W$ 、 $r=1.2$ 之速度分佈圖



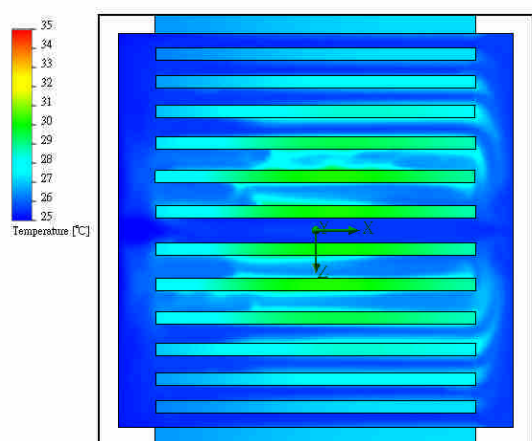
圖十二  $Q=80W$ 、 $r=0.9$ 之溫度分佈圖



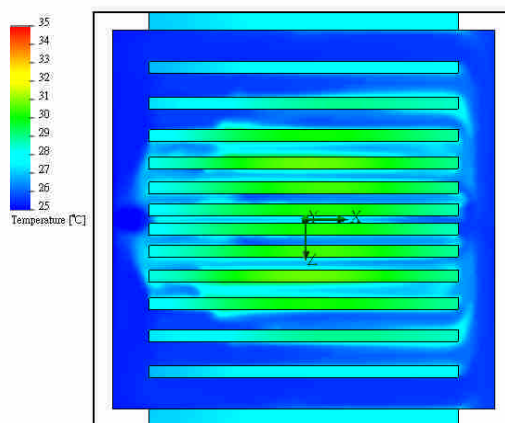
圖十  $Q=80W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



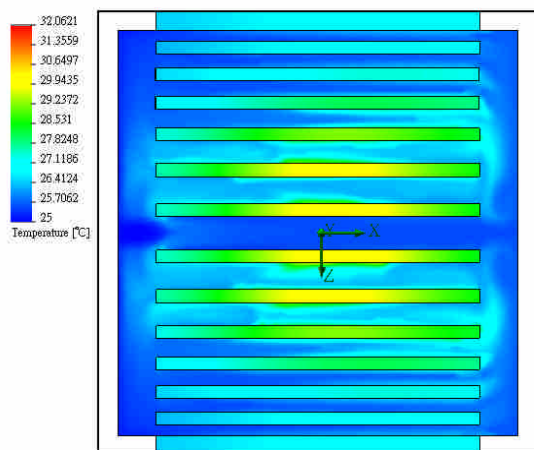
圖十三  $Q=80W$ 、 $r=1$ 之溫度分佈圖



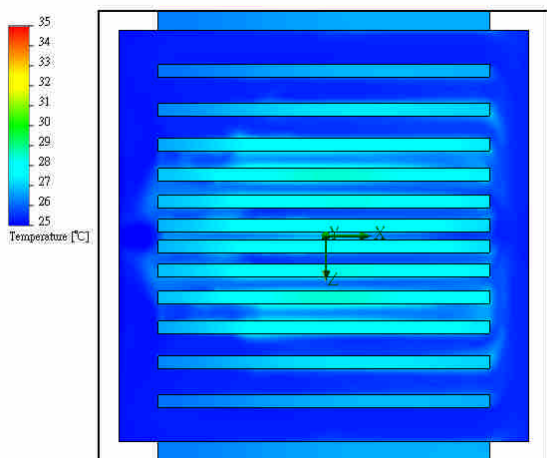
圖十四  $Q=80W$ 、 $r=1.1$ 之溫度分佈圖



圖十七  $Q=100W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖



圖十五  $Q=80W$ 、 $r=1.2$ 之溫度分佈圖



圖十六  $Q=60W$ 、 $r=0.8$ 之溫度分佈圖

## The Study of Heat Transfer in a Heat Sink with Various Gap Between Fins

Te-Ming Chou<sup>1</sup>, Hsin-Yung Chen<sup>2</sup>, Hui-Lin Chang<sup>3</sup>,  
Chun-Chien Chang<sup>4</sup>

<sup>1,4</sup>Department of Computer Application Engineering  
Far-East University

<sup>2</sup>Department of Automation and Control Engineering,  
Far East University

<sup>3</sup>Department of Mechanical Engineering  
Far-East University

NSC Project No.: NSC-95-2221-E-269-018

### Abstract

Recently, IC technology has been advancement. The Thermal design power of a computer has been increasing. It is therefore imperative to employ heat dissipation scheme to maintain a stable performance of the CPU. The experiment result show liquid cooling system is better than heat pipe and air cooling.

The numerical simulation is carried out by using CFD software. And we can find that using the smaller gap ratio between fins will be get the better heat transfer performance in a heat sink.

Keyword : Liquid cooling system、various gap ratio