

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

微型熱交換器的設計製造與測試

Design, Manufacture, and Test of Micro Heat Exchanger

計畫編號：NSC 87-2218-E-032-004

執行日期：86年8月1日至87年7月31日

主持人：康尚文 淡江大學機械工程學系

一、摘要

本文主要是以滿足未來電子元件之散熱為考量，針對微流道熱沉的特性進行設計與適用性之評估。在研究中，發覺到微流道之各項性質將極密切受到深寬比及雷諾數的影響。同時嘗試利用熱阻、泵功與製程的觀點，綜合考量微流道熱沉之最佳化的設計。在實驗中，我們可證實在適當的條件下，自製之微流道熱沉總熱阻為 $0.049^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ，總散熱量為 75W ，並完成相關設計程序之建立與驗證。

*關鍵字：微流道熱沉、深寬比、熱阻、

Abstract

The main job of this paper is to develop a design methodology of Micro Channel Heat Sink (MCHS). Based on the cooling specification of current CPUs, a systematic design procedure of MCHS was proposed. The evaluation of the usefulness and availability of this design algorithm was also made through comparing our experimental data with the existing ones in corresponding literatures. The quantitative study of the MCHS revealed that the change of heat transfer in microchannels are extremely influenced by the aspect ratio (As) and the Reynolds number (Re) of the channel configuration. Moreover, thermal resistance, pumping work and processing difficulties were considered in our optimum design for MCHS. In our experiment, we verified the total heat transfer rate and the total thermal

resistance of the silicon MCHS to be 75W and $0.049^{\circ}\text{C}/\text{W}$, which surpasses the maximum requirement of the current CPUs, under proper operation condition

Keywords: Micro Channel Heat Sink, Aspect Ratio, Thermal Resistance

二、介紹

微冷卻技術(micro-cooling)的發展主要是希望用以解決現今許多高頻、高密度電子元件在製造與操作過程上熱控制(thermal-control)的問題。因應產品微小化的需求，冷卻系統的設計也必須具備有高性能、高密緻性(compactness, 熱傳面積/單位體積)等優點。為能達到以上要求，則必須對傳統的散熱型式與冷卻機制(cooling mechanism)做許多重大的變革，故而引進包含微冷凍機(micro refrigerators)，微熱管(micro heat pipe)，微熱交換器(micro heat exchanger)，及微流道熱沉(micro channel heat sink, MCHS)等新穎技術的開發。

在諸多的微電子冷卻技術中，微流道熱沉的開發一直都是其中之翹楚，主因於微流道熱沉的製造技術層次已成熟，應用範圍廣泛，成本較低廉，及極具未來性的緣故。目前歐、美、日等先進國家多所學術單位與研究機關都已致力於微流道熱沉的技術發展與整合。其預期中可應用的載具包含了高能 X 光、雷射發射源、室溫紅外線偵測器、超大型積體電路、高速電腦、及 PC 上 CPU 之散熱控制。

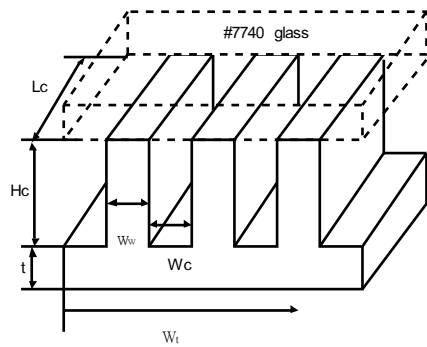


圖 1 微流道熱沈之結構示意圖

微流道熱沈之結構如圖 1 所示，熱沈之寬度為 W_t ，流道寬度 W_c ，流道壁寬度 W_w ，流道長度 H_c ，基板厚度 t ，及上蓋再以 #7740 玻璃覆蓋之。

微流道熱沈之原始動機 (Tuckerman, 1981) 是當流道尺寸由 cm 階次 (order) 降至 μm 階次時，熱沈的熱阻 (R_{th} , Thermal resistance) 將會大幅的縮減，因此所產生的熱將直接傳遞給微流道熱沈，並立即被流體所帶走，而達到迅速散熱之目的。

利用矽作為微流道之基材的好處，在於加工所使用的異向性蝕刻術 (anisotropic etching) 為一泛用且成熟的技術，具有高精度、低粗糙度與製程相容等特性。此外，矽基板的熱傳導係數 k (thermal conductivity) 為 $1.48 \sim 1.51 w/cm \cdot k$ 具有極佳之傳導性，甚至可將其視為熱均勻片來使用。而其與 chip 相同的熱膨脹係數 (C.T.E., coefficient of thermal expansion)，可減少因熱應力不均及殘留應力所導致晶片損毀的可能。

三、理論及實驗部份說明

實驗設計

在微流道中，由於液體的黏滯度遠大於氣體，其平均自由路徑則遠小於空氣，因此做邊界無滑動流 (no slip flow) 的假設仍是合理的。故在通液體的微管中可暫不考慮尺寸微小化後對流性質的影響，也同時忽略壓縮性的相關變化，此將可大幅降低設計上的困難度。而由下列諸式可作為流力分析之依據：

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad \text{-----(1)}$$

$$f = \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho} \frac{D_h}{L} \frac{2}{\bar{U}^2} \quad \text{-----(2)}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{U} D_h}{\mu} \quad \text{-----(3)}$$

其中 D_h 為水力直徑， A 為流道截面積， P 為流道濕週長， $(P_1 - P_2)$ 為進出口壓差， ρ 為流體密度， L 為流道長度， \bar{U} 為平均流速， μ 則為流體黏滯係數。

但以水為工作流體仍有其分析上的困難度，主因是根據經驗已知：流體的熱傳性質是與流速、流況、溫度緊密相依的。但受限於量測設備的限制及精度，並無法完全呈現微通道中熱傳的變量。而在定性分析上，深寬比 As 則會對系統產生一定的影響。

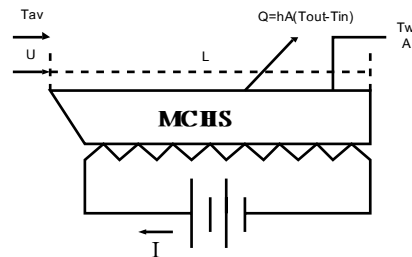


圖 2. 量測平均熱對流係數 h 之實驗示意圖

一般熱對流傳遞的關係式可藉由圖 2 的實驗來得到 (DeWitt, 1996)。其中 T_{av} 為流體平均溫度， L 特徵長度， h 平均熱對流係數， T_w 結構溫度， $(T_{out} - T_{in})$ 流體進出口溫度差， Q 流體所傳遞之熱量。不同的受熱方式也有所變化，通常來說定溫加熱傳遞之熱量會小於定熱通量的模式。

倘僑已知相關的幾何尺寸，藉由電加熱以維持 $T_w > T_{av}$ ，使熱對流傳遞發生在表面至流體中。如此量測 T_w 與 T_{av} 將相當簡單，電功率 $V \cdot I$ 亦然，因它將等於全部的熱傳率 Q 。對流係數 h (整個流道內的平均值) 可利用牛頓冷卻定律計算。更進一步，由已知的特徵長度 L 和流體性質， Nu 、 Pr 將可利用它們的定義求出：

$$Q = hA_{eff}(T_w - T_{av}) \quad \text{-----(4)}$$

$$Nu = \frac{hL}{K_f} \quad \text{-----(5)}$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad \text{-----(6)}$$

在此我們引用水力直徑 D_h 來代替特徵長度 L ， A_{eff} 為實際有效熱傳面積，其中流體的各項性質分別如下， K_f 為熱傳導係數， ν 動黏滯係數， α 熱擴散係

數。

前述之程序可藉著改變試驗條件重覆之，我們可改變速度 U 和流道幾何條件，以及流體的特性，例如空氣、水或機油等，它們皆具有不同之 Pr 數。我們可用不同的 Nu 數相對於大範圍的 Re 和 Pr 數，而其結果將以 $\log X-\log Y$ 的形式表示。一般的情況為一直線，而可利用代數式加以表示之：

$$Nu=CRe^mPr^n \text{-----}(7)$$

因 C, m, n 的值為常數故且與流體性質無關，此組相對於不同 Pr 數的直線可藉此比值 Nu/Pr^n 表示而簡化成單一直線(Holman,1997)。

試片製作

由於強調尺寸的微細化與精確性，微流道熱沈內微流道之製作一般可選用體型微細加工(Bulk micro machining)技術來進行。利用現有半導體業成熟的微影技術(Photolithography)和深蝕刻術，於(110)矽晶片上製作出高品質之微流道，後再以陽極結合技術封裝而完成微流道熱沈之製作。其好處在於應用現有半導體元件的生產設備與製程，以較低的成本即可量產出所需規格之微流道熱沈，而在最小寬度與最大深寬比保有不錯的選擇彈性($Wc \geq 3\mu m$; $As=5\sim 8$)。

於本研究中，主要是以 KOH 液為蝕刻液，先選取三組常用之蝕刻液條件分別為 20wt%、40wt%、40wt%+IPA，對其表面粗糙度做一實驗(Kang, 1998)，在選取其中粗糙度與平整度皆佳的 40wt%+IPA 一組，進行不同管徑與時間的深入實驗，以期建立相關高深寬比微流道之蝕刻機制。

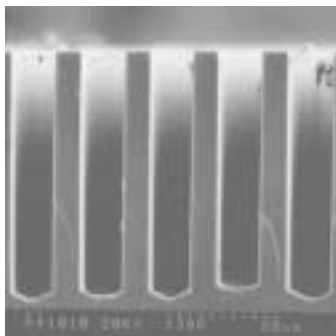


圖 3 微流道之剖面圖

蝕刻完成後，可使用切片的方式進行量測，如圖 3 所示，但由於內均勻度的限制，事實上切片採樣的方式運用於微流道仍有其不確定性存在。經過尺寸量測的晶片需再經一次 RCA 的情洗程序，再將其放置

於加熱盤上加溫，以進行與#7740 玻璃之陽極接合。而後逐步安裝壓克力與接頭，並仔細檢測其是否有洩漏發生。

本研究在進行微流道熱沈的製造及性能分析時，發覺到若以(110) 晶片為基材，在經過 KOH 液長時間蝕刻後，微流道之截面外型將和理想中的設計有一段差距。特別是在進出口端會產生一較為混亂的不確定區，另外於微流道內部亦會生成一系列由 $\langle 110 \rangle \langle 311 \rangle$ 等不確定面所組成之 V 型與 U 型的底部。

在現今相關微流道中各項物理特性的研究上，各種參數變化主要多是藉由實驗取得的，所以準確的預測甚至控制流道外型是十分重要的。綜觀來說，目前仍無法完整的說明微流道內的動量與熱傳量變化的各種情況。而根據傳統上的認知流道內的各項熱流性質和流道表面粗度、幾何形狀、平整度及進出口形式皆有直接的關係，尤其是在微小化後，流道的特徵長度與上述變因的差僅在 1~2 個階次(order)之內，隨著流體雷諾數的逐步增加，已不容輕易忽略其造成的影響。

四、結果與討論

在實驗的分析上，我們主要將其分為流力性質與熱傳效應兩大部份來進行，最後再藉由功率消耗與熱阻的關係圖將系統聯結。關於微流道熱沈分析有幾項特性是必須先提及的：

1. 高壓降與低流量

在微流道熱沈的諸元中，高壓降($10 \sim 10^2$ Kpa)一直是個令人困擾的問題。然而若從消耗泵功的角度來看，結果卻是讓人感到意外的，由於流經微流道熱沈的流量極小，在和壓力相積之後，功率消耗仍能維持在額定的範圍內(1~2 Watt)，此特性最利於未來和電子設備之整合應用。

2. 溫度場的變化

在微流道熱沈的設計上，首先遇到的難題是溫度場分佈的掌握。因為工作流體諸多性質需藉由平均溫度來決定，在實驗中我們發覺到微流道熱沈對溫度的變化非常敏感，計算上的誤差很容易就被放大了，因此我們建議在設計完成後一定需由實驗檢測其在不同條件下溫度變化的情形，此對系統的可靠度有非常重大的影響。

3. 實驗驗證

由於微流道的實驗包含了許多之不確定性，故針對實驗結果我們有必要與其他相關之研究成果做一驗證。整體來說，因應尺寸微小化後，實驗誤差估算和控制對微流道熱沈分析有極重要的影響。

在藉由實驗收集相關的數據之後，我們則進行驗證其是否符合基本的物理性質，及是否達到實際設計上的需求。

首先我們比較流體以相同流量下通過各水力直徑時所需之壓力，如圖 4，在進行分析之前必須先扣除系統中各項次要損失。一般而言較大的 D_h ，較低的流量都可以使壓力損失減少。另外，流量與壓力約略維持線性的關係。

接著我們將壓力與流量做無因次化的轉換成為 Re 、 f ，如圖 5。隨著 Re 的增加， f 持續成非線性的降低，此結果與一般理論線性縮減的形式並不一致，但此現象確是微流道的一種特性。在一般層流矩形管路的分析時， $fRe = C(As)$ ，也就是說流體壓力場的分佈決定於管路外形之深寬比，然而在微管中即使為相同的管路，隨著 Re 的增加 C 也會隨之改變，當 Re 達到 40 左右時， C 將接近峰值然後再平緩的逐步減少。

參考 H.Bau 分析方法(1991)，類似的結果同樣可以被觀測到，比較 $C^* = C_{實驗} / C_{理論}$ 的差異性，但值得注意的是各流道與理論值的誤差大約都在 50% 以內，在較低雷諾數 $Re \leq 40$ 時，實驗值普遍低於理論值，此情況在先前實驗中亦可得到，如圖 6。

在經過一系列的熱傳實驗之後，我們亦可將數據彙整成圖。首先在圖 7 中，我們可以發覺到，在微流道熱沈內流體所帶的熱量與流量並非是維持一簡單的線性關係，而大約在 0.15~0.20kg/min 之間，熱傳量甚至發生降低的情況，類似的狀況也曾在 G.P. Peterson(1995)的實驗中被發現到，換言之，系統散熱量並不完全決定於流量的多寡，而還有其他的參數需要考量。考慮散熱量與流量的關係，可以發現 Q 的變化並不能由單一的參數來解釋，而相關的流體性質是以平均溫度為根據。我們注意到，在一般管路中由於流量大的緣故，許多流體性質上之誤差可藉由此特性來彌補。但在微流道中，因為流量很小，所以溫度

場的變化將會十分的顯著。

考慮熱對流係數與尺寸的關係，圖 8，以流量變化為 X 軸繪圖，發覺到相同流量下，水力直徑越小者，熱對流係數越大，此現象符合一般熱傳中 Nu 的概念，也是微流道熱沈當初設計時最原始的動機。另外我們也注意到 $\Delta h / \Delta m$ 的斜率，將隨著水力直徑的增加而降低，換言之，管路越小，流況對熱對流係數的影響也就越敏感。為能有效的統御 h 的變化，我們改以 Re 數作為基底可以發覺到 h 約略與 Re 維持一直線的關係， D_h 的影響則小於 5% 以下。將熱對流係數轉為無因次項 Nu 數，如 9 圖，隨著 Re 的增加， Nu 亦會隨之增加，而增加的幅度則與水力直徑大小有關。將各項數據回歸後得到經驗式：

$$Nu = 1.31 \times 10^{-4} Re^{0.9330} Pr^{1.9255} \dots\dots\dots (8)$$

並繪製成圖 10。

從上式中，我們可以發覺，在微流道中熱傳性質之變化約和 Pr 數成二次方的關係，而 Re 數則為一次方，進一步來說微流道對溫度場的變化更為敏感。總結來看，在微流道熱沈實驗上，可證明在低 Re 數微流道的 Nu 遠低於現有尺寸的 Nu 數甚多。

高居不下之壓力是微流道操作最令人困擾的問題，然而在實驗中，我們發覺到若以外部輸入的泵功來考量，可寫成下式：

$$Power = m \frac{Pin - Pout}{\rho} \dots\dots\dots (9)$$

如前所述，受到 m 極小的緣故，實際所需之 $Power$ 是很小的，而在實驗中已證明 $Power$ 與水力直徑的關係很為密切。

整體來說，增加水力直徑 D_h 的結果，可以降低 $Power$ 與提高流量。擴大流道寬度 Wc 是一種常見的方式，但卻會因而造成熱傳面積 A_{act} 的縮減，反而有增加總熱阻 R_{tot} 的可能。加深流道深度 Hc 則是另一種方法，但會有製造技術的限制，深寬比最大值为 '3'，同時對 D_h 的影響較不明顯，雖可保證 R_{tot} 的必然減少，卻會存在散熱片效率 η_{fin} 降低的問題，及 Re 、 Pr 減少，所導致的平均熱對流係數 h 的縮小。此涉及到整個溫度場之複雜變化，已非能藉簡單理論推論得知。

另外，倘若微流道熱沈的全尺寸已固定，利用下

$$\text{式：} A_{\text{act}} = \frac{Wt}{2} Lc(1 + 2As) \text{-----}(10)$$

其中 A_{act} 為實際熱傳面積， Wt 為微流道熱沈之整體寬度， W_c 為微流道寬度， L_c 微流道長度， As 則為深寬比。

可發覺到，若固定深寬比則總散熱面積亦會為定值。而先前已提及最大深寬比 $As_{\text{max}}=8$ ，因此在 4 吋的晶片上（厚度 475~525 μm ），為能維持微流道熱沈的結構安全性，最大 W_c 應設計在 40~50 μm 之間。此後決定 A_{act} 的變數則落在 Wt 與 Lc 上，兩者亦都是以 CPU 的封裝條件為基準。理論上增加相同幾何條件的微流道總數 N ，並不會造成任何額外的負擔。但壓力降 P 則會隨 Lc 的增加成線性增加。

最後綜合考量功率與熱阻間的關係，如圖 11，已知熱阻僅和流量有關，此外功率與熱阻值約落在同一個 order 中，而我們注意到每一條水力直徑下皆與熱阻存在惟一之交點。在此交點的左側，意味有較低之功率，但熱阻值偏高，而右側則反之。換言之，在交點上，我們可選擇一最適當的功率，即可得到一合適的熱阻。而此交點會隨著 D_h 增加而逐漸降低，代表我們可以逐步放大 D_h 而用較低的功率，動大的流量，並配合低的熱阻，帶走高的熱量，有最佳的散熱效率。加入深寬比與製程上的考量，如前提及 $As_{\text{max}}=8$ 為濕蝕刻之限制，則在 4 吋晶片上建議的尺寸設計約為

$$\begin{aligned} W_c &= 50\mu\text{m} \\ H_c &= 400\mu\text{m} \\ D_h &= 89\mu\text{m} \end{aligned}$$

此為利用功率與熱阻所作之最佳化預測之結果。

五、結論

本文主要是基於驗證基礎理論與微流道熱沈製造技術的探討，因此在設計之初尚未做最佳化的考慮。但由實驗中我們可證實微流道熱沈確實具有低熱阻、高熱傳量的特性，同時已能滿足目前電子元件的散熱需要。在微小化條件的選定時，較小的水力直徑並不意味有較佳的熱傳能力，應考慮總散熱面積與熱對流係數做最佳化的考量。同時基於機械功率及熱效率的關係得知，低雷諾數在系統安全無慮的情況下，

有小流量、小壓降與高效率等優點，具備將來與微 pump 整合的可能性高。

在經過了審慎的理論探討與實驗的證實後，發現到由於微流道熱沈具有極佳的熱量傳遞能力，在適當的控制下可使得微流道內之流體平均溫度 T_w 與固體接觸表面之壁溫度 T_w 的溫差非常小。另外又因結構物本身極低的傳導熱阻，當能量被加給微流道熱沈時，熱將立即被擴散至整片結構物上，並由一連續且穩定的層流液體將其迅速帶走，所以於系統達到平衡時，微流道熱沈與熱源之間將成為一最佳之熱傳形式。

綜觀來看，微流道熱沈的設計與應用仍須符合熱交換器之諸項規範，甚至可將其視為緊緻型熱交換器的一種，但又由於製造技術的精進及熱傳量需求的改變，部份微流道熱沈的設計考量與操作條件已逐漸超越了傳統的限制。為了提昇熱傳率，就改以液體代替氣體成為主要的工作介質，及大幅增加的散熱面積，都使得系統熱阻因而急遽縮減，故在較小的物理尺寸下仍可有極大的熱通量(heat flux)。此外，矽材的高熱傳導性，更額外提供了 chip 極佳的熱均勻效果。

六、參考文獻

- J. Pfahler, J. Harley, and H. Bau, "Gas and Liquid in small Channels," *Micromechanical Sensors, Actuators, and Systems ASME, DSC-Vol 32*, pp.49-60, 1991
- J. P. Holman, *Heat Transfer*, 8th ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1997
- P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed., John Wiley & Sons, New York, 1996
- S. W. Kang, J. S. Chen, J. Y. Hung, "Surface Roughness of (110) Orientation Silicon Based Micro Heat Exchanger Channel," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 38., Nos 5-6, pp.663-668, 1998
- Tuckerman, D. B., and Pease, R.F.W., *Etrata, IEEE Electron Device Letters*, Vol EDL-2, pp.213. 1981
- X. P. Peng, and G. P. Peterson, "The effect of thermofluid and geometrical parameters on

convection of liquid through rectangular microchannels," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, No 4, pp. 755-758, 1995

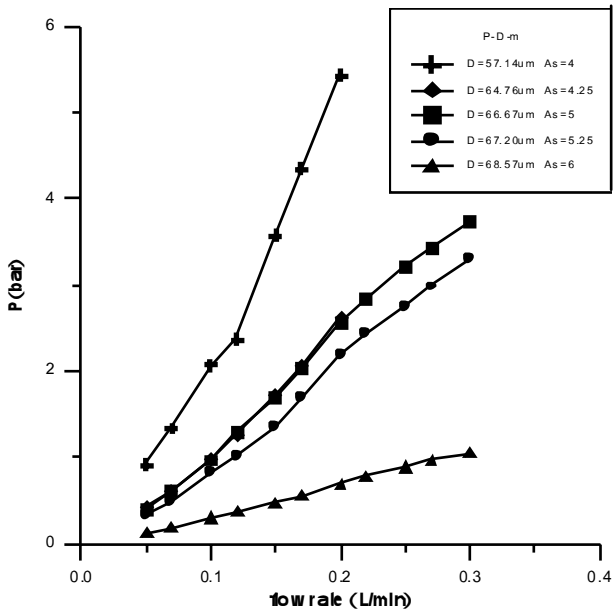


圖 4. MCHS 之操作壓力與流量關係圖

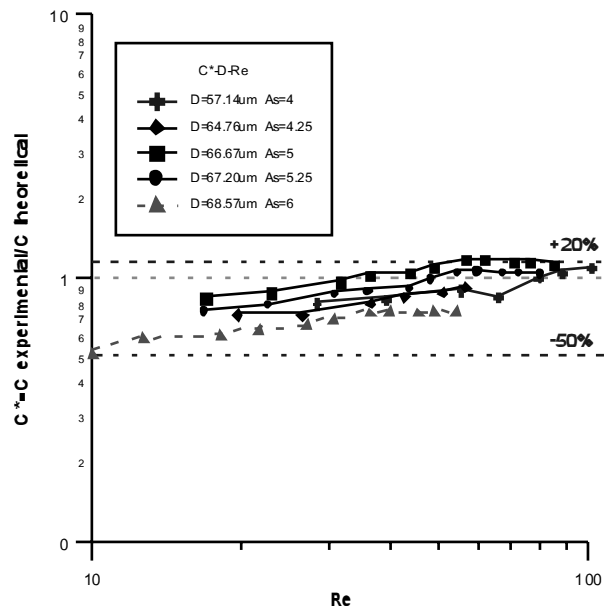


圖 6. 形狀因子變異情況與 Re 關係圖

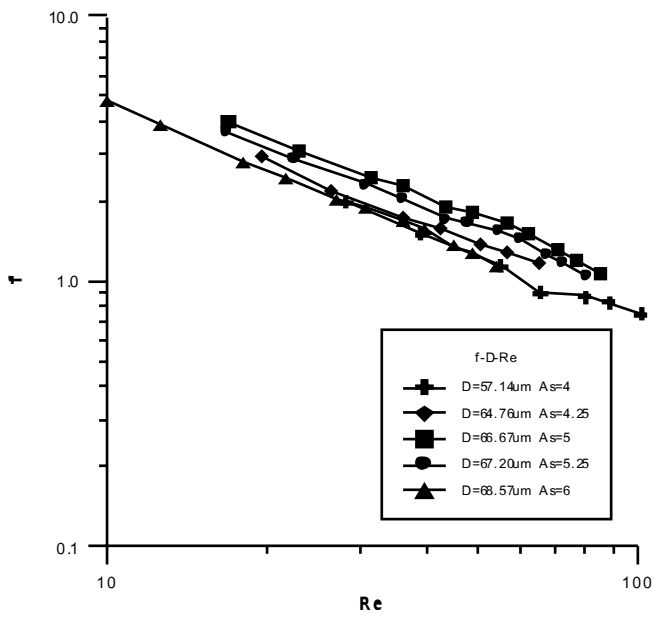


圖 5. 摩擦因子與 Re 數關係圖

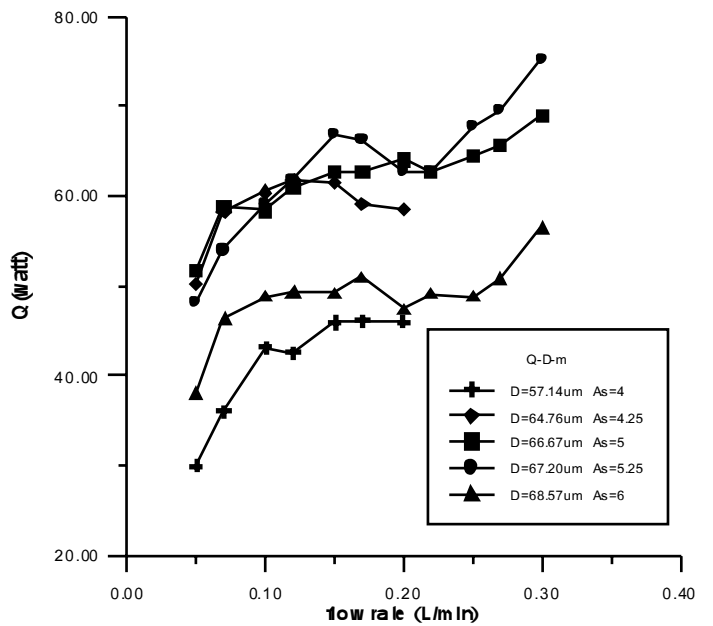


圖 7. MCHS 之熱傳量與流量關係圖

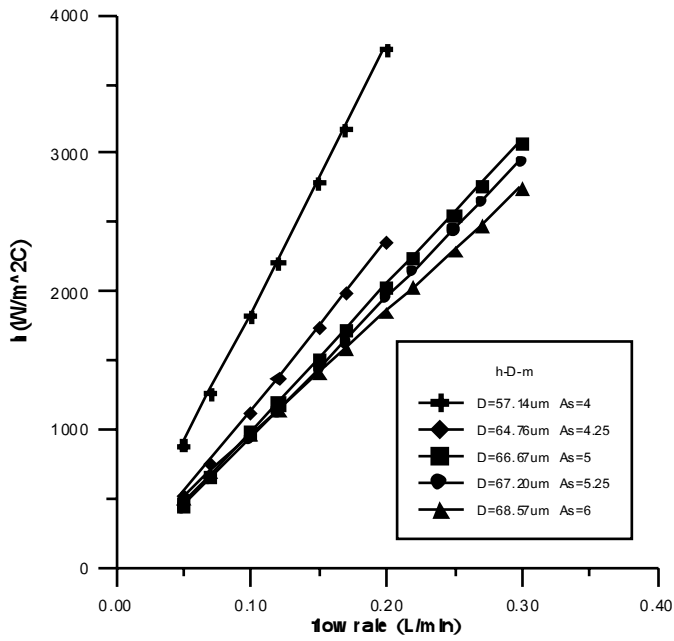


圖 8. 熱對流係數與流量之關係圖

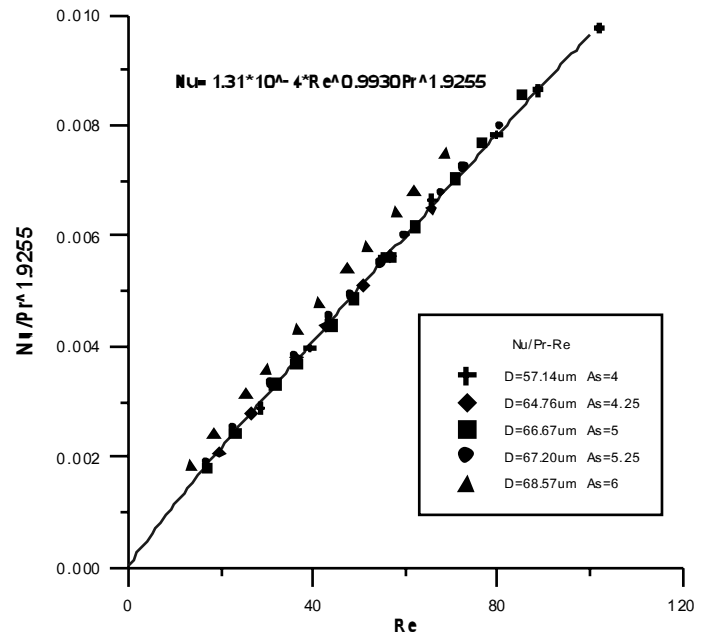


圖 10. 扭賽數回歸式與實驗值之比較

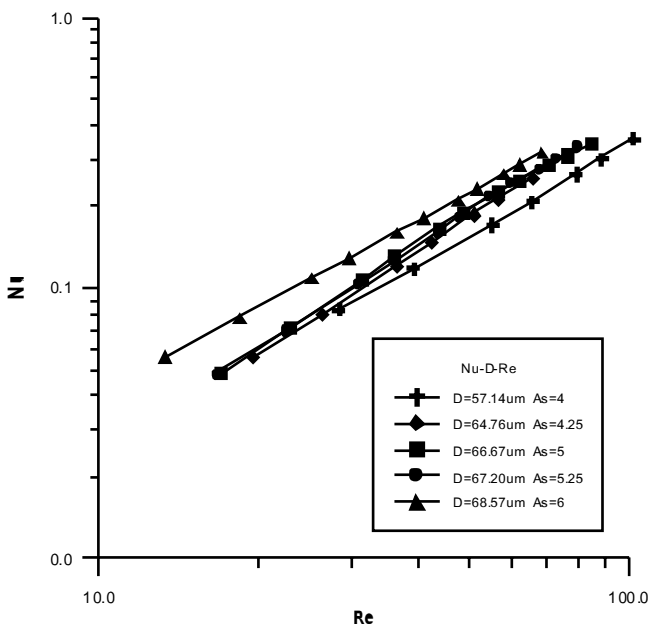


圖 9. 扭賽數 Nu 與雷諾數之關係圖

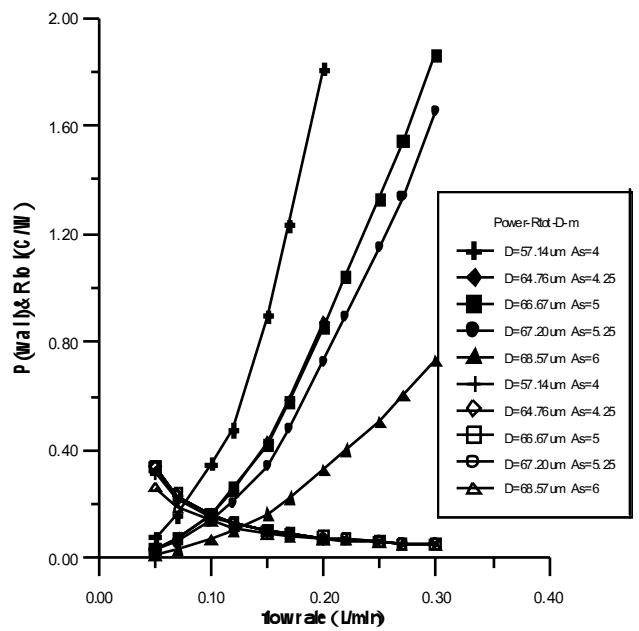


圖 11. MCHS 熱阻、泵功與流量之關係圖