

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

太陽能儲冰式冷氣機子計畫二:太陽能儲冰式 冷氣機之多迴路熱管系統研發(1)

計畫類別： 個別型計畫 整合型計畫
計畫編號：NSC 91-2218-E-002-027
執行期間： 91 年 08 月 01 日至 92 年 07 月 31 日

計畫主持人：陳 瑤 明

共同主持人：

計畫參與人員：

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：台灣大學機械工程系

中 華 民 國 92 年 10 月 13 日

可供推廣之研發成果資料表

 可申請專利 可技術移轉

日期：92 年 10 月 13 日

國科會補助計畫	計畫名稱：太陽能儲冰式冷氣機之多迴路熱管系統研發(1) 計畫主持人：陳 瑤 明 計畫編號：NSC 91-2218-E-002-027 學門領域：熱流能源
技術/創作名稱	具高緻密度毛細結構之迴路式熱管
發明人/創作人	陳 瑤 明
技術說明	中文： 1. 迴路式熱管之設計軟體 2. 製造具高緻密度燒結毛細結構之技術 3. 目前所設計外徑 26mm 之迴路式熱管，其 800 W·m 之傳熱能力，其熱阻為 0.12°C/W。
	英文： 1. The design software for miniature LHP. 2. The technique for manufacturing the fine-pore wick structure. 3. The presently designed LHP with 26 mm outer diameter has the heat transfer capacity of 800W.m, and its thermal resistance is 0.12C/W.
可利用之產業 及 可開發之產品	產業 能源與電子相關產業 產品 迴路式熱管
技術特點	本技術從設計、製造、測試皆在國內自行研發，技術內容包括軟體參數設計、模具設計、燒結製造、毛細結構及迴路式熱管之性能測試等，具連貫完整性。

推廣及運用的價值	本技術除可應用於太陽能儲冰式冷熱機外，亦有潛力可運用於電子產業，如電腦晶片散熱等。目前，晶片之功率密度越來越高，傳統式熱管未來將可被迴路式熱管所取代。
----------	---

太陽能儲冰式冷氣機之多迴路熱管系統研發

計畫主持人陳瑤明教授

計畫編號：NSC 91-2218-E-002-027

(A study on the loop heat pipe for solar cold-storage air conditioner)

摘要

迴路型熱管(Loop Heat Pipe)具有高傳熱量、低熱阻、遠距熱輸送等功能、且其構造簡單，加上可靠耐用、自發啟動、主動控制等優點，因而被應用在航太科技中，如人造衛星的熱控系統上。迴路型熱管雖具上述優點，然由於技術層面較高，尚未見能將其廣泛應用到民生工業，如能源與電子冷卻等應用。有鑑於此，本計畫即針對太陽能儲冰式冷氣機系統之迴路熱管系統進行研究，主要目的為設計開發高性能迴路熱管。

本研究利用定孔隙度加壓燒結法以製作具高毛細力之高性能迴路熱管毛細結構，並探討毛細結構參數(孔隙度、有效孔徑、滲透度)之關係。除此之外，並將所設計製作之高緻密度毛細結構置入迴路式熱管中，測試其性能之表現，包括熱傳能力、熱阻及逆重力能力。

綜整毛細結構參數量測結果，本研究建立一毛細結構參數之經驗式，以利於毛細結構設計。熱傳性能測試結果亦顯示所設計製造外徑 26 mm 之迴路式熱管具高熱傳能力因子 $800 \text{ W} \cdot \text{m}$ 及低熱阻 $0.12^\circ\text{C}/\text{W}$ 。

關鍵字：迴路式熱管、毛細結構、燒結

Abstract

Loop heat pipe is an advanced device, which has high heat transfer rate, low thermal resistance and long transport distance. The advantages include simple structure, reliability, self-prime and active control, so it has been applied on aviation and space technology such as thermal control system in satellite. Because of the higher technical level, the application of LHP on energy industry or electronic cooling was still seldom seen in spite of the above-mentioned advantages. Seeing that, this plan would develop the LHP system used in solar cold-storage air conditioner, the present effort seeks to design a LHP with high performance.

Then, a wick structure with high capillary capacity was manufactured with fixed porosity by pressed sintering process. Furthermore, the various capillary parameters (porosity, pore radius and permeability) were measured and the relationships among them were also developed. Finally, the present fine-pore wick structure was installed in a loop heat pipe, and the system performance such as heat transfer capacity, thermal resistance and anti-gravity ability were tested.

Summing up the measured results of capillary parameters, an experimental formula was established by which the wick structure could be designed. The performance test results showed

that the present loop heat pipe achieved the heat transfer capacity of $800\text{W}/\text{m}$, and its thermal resistance was $0.12^\circ\text{C}/\text{W}$. Such a performance was better than that manufactured by loose powder sintering process.

Keywords : capillary structure, loop heat pipe, sintering process

前言

太陽能儲冰式冷氣機之迴路熱管系統研究，主要目的為設計開發能迅速儲能與釋能的高效率迴路熱管。

一般而言，熱管可分為幾類：

1. 重力式無蕊心熱管(Two-phase closed thermosyphon)
2. 傳統熱管(Conventional capillary-driven heat pipe)
3. 毛細泵迴路熱管(Capillary pumped loop, CPL)
4. 迴路熱管(Loop heat pipe, LHP)

有關熱管的基本原理及其發展已詳述於文獻中，如 Faghri (1995)，Peterson (1994)等。以下僅就具毛細結構熱管做一說明和比較。

迴路式熱管與毛細泵迴路這兩革新的兩相熱傳裝置，皆針對傳統熱管工質在流動方向上的缺點加以改進。那就是使系統中之兩相流分開流動，避免了在傳統熱管中汽相與液相逆向流動所產生之攜帶限的問題。迴路系統內液汽分離流動，工質在迴路中有單一的循環方向，如此大大減低液態工質回流所遭遇的流動阻力，工質可流得既快又遠，大幅增加熱的輸送距離(如圖一)。在此一設計將使熱負載由蒸發器管壁傳進內部的方向與毛細結構中工質蒸發產生的半月型液面為面對面方向，這與傳統式熱管毛細結構內兩者方向為相同有很大的差異(如圖二)，熱無需藉由毛細結構的傳遞即可使工質蒸發，避免了熱管沸騰限的發生，因而提高其可承受之熱通量的上限，故在相同的幾何尺寸之下，毛細泵迴路與迴路式熱管的熱傳量皆大於傳統熱管，而且熱輸送距離亦遠大於傳統熱管。

經過評比之後，可總結出迴路式熱管與毛細泵迴路擁有比傳統熱管更大的熱傳量，可將熱帶至更遠的地方散走，此外使用時迴路式熱管的啟動較毛細泵迴路更為容易，且系統結構亦較為簡單。因此本計畫擬針迴路式熱管進行研發，並將研發程管應用在太陽能儲冰式冷氣機系統。

國外有關迴路型熱管之研究大都集中於人造衛星的熱控系統，國內相關研究並不多見。由文獻分析得知，影響迴路型熱管性能最主要的關鍵因素在於蒸發器與毛細結構之設計與製造。然此類資訊屬技術機密甚難獲得，有賴自行研發。若國內能成功發展迴路式熱管技術，並將其推廣應用於民生工業，如能源、冷凍空調、電子冷卻等。對相關產業的發展必能有相當的助益。

迴路式熱管自從 1980 年代首先由蘇聯熱物理協會的 Maidanik 教授率先提出專利之後，便陸續有許多的單位投入此領域進行研究。Wolf et al. (1994)更針對迴路式熱管做了詳細的介紹，並認為迴路式熱管結合了傳統熱管與毛細泵迴路(CPL)之優點，且具有自動啟動、被動操作及易於控制等優點，為未來重要的散熱元件。Gernert et al. (1996)討論俄羅斯與

美國在過去 25 年來，應用在熱管、毛細泵迴路及迴路式熱管的各種毛細結構之製作技術及參數的探討，更重的是，文中亦提到要解決在逆重力操作之下所必須要注意的三個準則：(1)縮小孔徑提高毛細力；(2)增加毛細結構與工質之接觸面積；(3)調整液體及汽體的分佈比例，使毛細結構保持濕潤。Gluck et al. (1999) 指出毛細泵吸環路性能提升的關鍵在於蒸發器內毛細結構的設計，隨著迴路式熱管的發展漸趨成熟，也促使毛細泵吸環路必需採用迴路式熱管的優點以提升性能，特別是毛細結構採用燒結金屬粉末。傳統毛細泵吸環路採用聚乙烯的毛細結構，其有效孔徑為 10~15 μm ，因此毛細力不足，若採用金屬的毛細結構，其有效孔徑可降至 10 μm 或以下，所產生的毛細力可輕易地在逆重力之下操作，更可以增加系統的傳熱能力。Reimbrecht et al. (2001) 指出一般運用在 CPL 上的毛細結構，孔隙度在 60% 及平均孔徑小於 10 μm ，因此針對平板式毛細結構，利用 type123 & 255 鎳粉燒結，並採取鬆粉及粉末射出成形來製作，探討粉末形狀、大小，以及燒結過程、燒結溫度、時間對於毛細結構的影響，燒結後的結果並以阿基米得法來量測孔隙度，電子顯微鏡量測孔徑，結果顯示，type123 只適合用作鬆粉燒結，毛細結構利用 type255 及粉末射出成形來製作，表現較佳的結果。

綜整文獻結果，可發現迴路式熱管之性能與其逆重力能力有明顯的關係，並且得知毛細結構設計為影響迴路式熱管性能的重要關鍵。但關於毛細結構製造方面的文獻，只討論其製作結果，對於製作方法及參數的探討少於介紹，因此本研究利用定孔隙度加壓燒結法以製作具高毛細力之毛細結構，並探討毛細結構參數(孔隙度、有效孔徑、滲透度)之關係，並將所製作之毛細結構置入迴路式熱管中，測試其性能之表現，包括熱傳能力、熱阻及逆重力能力。

理論及實驗方法

迴路式熱管操作原理

迴路式熱管基本上是利用工作流體進行相變化來傳輸熱量。其系統如圖一所示，可分為蒸發器(Evaporator)、冷凝器(Condenser)、補償室(Compensation Chamber)、蒸汽段(Vapor line)、液體段(Liquid Line)，其中僅有蒸發器具有毛細結構，其餘元件均為光滑的圓管。毛細結構之用處為利用其細微孔徑以產生高的毛細壓力以推動工作流體循環。當加熱於蒸發器使得蒸發器與毛細結構之間之液汽介面產生蒸汽，且此蒸汽藉由毛細結構內之彎月型液面所產生的毛細力推動經過蒸汽段至冷凝器，此時蒸汽在冷凝器內凝結且毛細力持續將凝結之液體推回蒸發器完成一循環，而補償室用來儲存過多的液體並控制環路之操作溫度。本研究主要是利用定孔隙度加壓燒結來製造毛細結構，因此有關迴路式熱管之操作限制、設計與製造流程請詳見王(2002)。所製造之迴路式熱管尺寸大小及實驗參數如表一所列。

毛細結構之製作

一般而言，多孔介質毛細結構的製作方法主要分成兩大類，即鬆裝燒結法及加壓燒結法。鬆裝燒結的優點只需要簡單模具即可製作形狀簡單之燒結體，如圓柱形、板片形或圓筒形燒結層，但其缺點為不易控制所製作之多孔結構性質；加壓燒結的優點可製作較複雜的幾何形狀以及容易控制多孔結構的尺寸、性質，而其缺點為有些加壓方式的製程較為繁鎖。為了有效控制毛細結構參數(有效孔徑在 2-8 μm 之間及厚度為 3mm)並加以探討，因此本研究採用加壓燒結的方法來製作毛細結構。

決定燒結層的製作方法之後，唯因加壓燒結的方式在粉末冶金領域中，可算是相當普遍的，除了鬆裝燒結外，其餘皆是採用加壓成形的方式來製作燒結體。本研究中毛細結構的幾何外形為圓筒形，針對此種外形進行各種加壓燒結法的評估，可以採用的加壓方式有乾壓成形、均壓成形及粉末射出成形等。經評估後，採用乾壓的方式配合模具來加壓管狀胚體，因其有長短比之限制(長度(L):直徑(D)=6:1)，因此需將毛細結構分成數段再予以加壓相接，而後再將胚體與模具直接放入燒結爐中進行燒結。

加壓成形的目的是在能使得毛細結構的有效孔徑與滲透度能達到最佳化的表現，而本文所採用的手段是先將毛細結構的孔隙度(ε)控制住，進而分別對不同的孔隙度所燒結出來的毛細結構進行參數之量測，再找出其孔隙度(ε)與有效孔徑(r_c)及滲透度(K)之關係式，使得往後在毛細結構的設計上能有極大的幫助。而在控制孔隙度的技巧上，本研究所採用的毛細結構為外型簡單的圓筒形，因此在體積的計算上極為容易，故可先定出一粉末體積 V_{powder} 與孔隙度 ε ，再代入(1)式及(2)式中即可求出固定孔隙度及定體積下每一段的粉末質量 m_{powder} 。

$$\rho_{\text{sin ter}} = \frac{m_{\text{powder}}}{V_{\text{powder}}} \quad (1)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{\text{sin ter}}}{\rho_i} \quad (2)$$

其中 ε 為孔隙度， $\rho_{\text{sin ter}}$ 為燒結毛細結構整體密度， ρ_i 為鎳粉之真實密度。

在決定完每一段的質量為 m_{powder} 之後，則每填入一次時就必須利用加壓的方式控制至先前所設定之體積 V_{powder} ，其壓力約在 20~40 大氣壓左右，這樣也就控制住了毛細結構的孔隙度(ε)，在此稱為”定孔隙度加壓燒結法”。以此方法便可取得多種不同的孔隙度來進行參數的量測與迴路式熱管之性能測試。

為了製作此種毛細結構，則必須將模具分為兩個部份，一為燒結模具，故名思意就是將粉末填充至此模具中，其後就將粉末與模具一同放入燒結爐中進行燒結。另一種模具為加壓模具，主要的功用是在粉末填入燒結模具後且尚未燒結之前，以此模具進行分段加壓。其燒結及加壓模具之實體，如圖三、圖四所示。

根據文獻 Tracey(1984)可知欲燒結出孔隙度大的鎳金屬燒結層，理想的燒結溫度應在 1000°C 以下，600°C 以上。因此燒結時以每一分鐘升高 10°C 達到最高溫度範圍為 600~700°C 之間，而持溫時間在 5~30min 之間，最後是以實驗來決定最佳的燒結溫度及時間。

毛細結構參數之量測

有關於有效孔徑量測設備主要是參考美國國家測試標準 (ASTM E128-61) 的最大有效孔徑量測設備來設計，此法又稱為氣泡點測試法，顧名思義，就是利用氣泡的長成來測試有效孔徑的大小，因為此種量測方式所需設備較簡單，不若水銀測孔儀或電子顯微鏡所需設備龐大，因此很適合於實驗室內自行量測。

測試原理是利用毛細管所產生毛細力與重力相平衡，可得一有效孔徑計算公式：

$$r_c = \frac{2\sigma}{\Delta P_c} \quad (3)$$

其中 σ 為測試流體之表面張力， r_c 為有效孔徑， ΔP_c 為氣泡長出所對應之空氣壓差。在本研究中，所採用的測試流體為純水。

有關於滲透度的量測設備主要是參考美國國家測試標準 (ASTM E128-61) 的滲透度量測設備所設計。測試原理是根據在 Darcy 流動模式中，Darcy 根據量測的結果，發現均質的多孔材料徑向流動之平均速度，正比於此多孔材料中的壓力梯度，且反比於流體的粘滯係數。因此根據 Darcy 的流動模式，在徑向座標中，流體流動的徑向速度如下式所示：

$$V_r = -\frac{K}{\mu_1} \left(\frac{\partial P}{\partial r} + \rho_1 g \cos \theta \right) \quad (4)$$

經過假設 (1) 一維流動 (2) 層流流動 (3) 忽略慣性力，並帶入質量守恆公式，最後經積分可得

$$\Delta P_w = \frac{\mu_1 \dot{m}}{2\pi \rho_1 K_w L_w} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad (5)$$

其中 ΔP_w 為通過多孔材料之壓降， μ_1 為流體的粘滯係數， \dot{m} 為流體的質量流率， ρ_1 流體的密度， K_w 為多孔材料之滲透度， L_w 多孔材料長度， D_o 、 D_i 分別為多孔材料內、外徑。在本研究中，所採用的測試流體為純水

孔隙度，簡單的說就是燒結體內空孔體積在燒結體總體積中所佔的比值，即 $\varepsilon = \frac{V_{\text{pore}}}{V_{\text{total}}}$ ，

量測孔隙度方法主要是參考美國國家測試標準 (ASTM B328-73) 設計，稱為阿基米得法，此方法的好處在於可量測不規則形狀之試件，而且方法很簡單。量測原理與量測方法，燒結體的平均體密度 (bulk density) 可由下式所求得，再將所求得的平均體密度代入孔隙度的公式中計算可得燒結體的孔隙度，其中假設水的密度為 1g/cm^3 ：

$$\rho = m_1 / (m_2 - m_3) \quad (6)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho}{\rho_{Ni}} \quad (7)$$

其中 ρ 為平均體密度， m_1 為試件之空重， m_2 為試件含油重， m_3 為試件在水中重， ε 為孔隙度。

詳細的測試步驟請參考王(2002)。

熱傳性能測試

熱傳性能測試系統如圖五所示，電源供應器提供能量於加熱器以模擬發熱源，將熱負載施於迴路式熱管的蒸發器，冷凝器方面則採用雙套管之形式，經由恆溫槽及流量計控制冷卻水套的溫度與流量，以控制冷凝能力。溫度量測方面，使用熱電偶量測系統各元件之壁溫，並利用資料擷取器將所讀取之溫度經 GPIB 卡傳送至電腦作分析，透過所擷取的冷凝器出口及入口溫度，熱傳量可藉由下式求得：

$$Q_c = \dot{m}C_p(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (8)$$

除此之外可利用蒸發器和冷凝器的平均溫度來求熱阻，計算熱阻的方式如下：

$$R = (T_{e,avg} - T_{c,avg})/Q_c \quad (9)$$

結果與討論

毛細結構為迴路式熱管最關鍵之元件，故若能掌握毛細結構之製作及控制其參數至最佳化，則迴路式熱管必能發揮其最大效能。而先前已介紹過毛細結構之製作及控制參數之方法，接下來則直接對本研究所製作之毛細結構之參數作量測，再將毛細結構置入迴路式熱管進行性能測試。以下則就將其量測及測試結果進行討論。

毛細結構參數之量測

本實驗採用 Inco 公司之 type255 之鎳粉，並使用定孔隙度加壓燒結法以製造孔隙度分別為 65%、70%、75% 及 80% 之毛細結構，由於孔隙度為本實驗控制之參數，因此在找出”有效孔徑與滲透度”之關係式之前，則必須先透過實驗找出”孔隙度與滲透度”及”孔隙度與有效孔徑”之關係，以便往後之毛細結構參數之設計。

經由量測系統進行量測後，可得孔隙度與滲透度之關係與用球粉燒結毛細結構所用的經驗式趨勢相同，毛細結構之滲透度會隨著孔隙度的減少而降低，其關係式如下所示：

$$K_w = 7 \times 10^{-14} \epsilon^{2.1} \quad (10)$$

而由孔隙度與有效孔徑之關係，可明顯地發現有效孔徑會隨著孔隙度的減少而縮小，且有效孔徑能縮小到本實驗所需之有效孔徑之範圍(2~8 μm)內。其關係式如下所示：

$$r_c = 2 \times 10^{-6} \epsilon^{0.78} \quad (11)$$

圖六為四種不同孔隙度之試件其有效孔徑與滲透度之關係圖，可得到有效孔徑與滲透度之其關係式：

$$K_w = 14.6r_c^{2.537} \quad (12)$$

綜整以上結果發現滲透度會隨著孔隙度的減少而降低，在此則增加迴路式熱管工作流體之流動阻力，故迴路式熱管之性能亦跟著減弱。但同時地有效孔徑會隨著孔隙度的減少而縮小，使得毛細結構在迴路式熱管能提供較大之毛細力，使系統發揮較大之功效。因此迴路式熱管在需要高毛細力(有效孔徑小)的同時，滲透度則會降低，亦把迴路式熱管之性能減弱，故在有效孔徑與滲透度的相互影響之下必有一組參數，使得迴路式熱管之性能發揮至最佳化，以下則就這四種不同孔隙度之毛細結構參數加以探討，並放入迴路式熱管中進行熱傳性能測試，包括了迴路式熱管在水平及逆重力操作之下熱傳量與熱阻兩部份。

熱傳量

本實驗中控制參數為孔隙度，因此在測試時則分別以不同逆重力高度之下，測試個別孔隙度(65~80%) 在容許溫度在 80°C 下之最大熱傳量(Q_{\max})，並且作一比較。所測得之最大熱

傳量與孔隙度關係如圖七。

由圖十可明顯地發現在孔隙度為 70% 時，不論在任何逆重力高度之下，其對應之最大熱傳量有一極大值，其主要之原因為當孔隙度變小時，雖然會產生較高的毛細力，但相對的滲透度卻隨之變小，即增加流動阻力，使得有效孔徑與滲透度之間存在一組較佳值，並有一極大之熱傳量與之對應。因此本實驗則利用控制孔隙度來縮小有效孔徑達到使熱傳量增大之目的。

再者，由圖七中亦可發現在相同的孔隙度情形之下，其所對應之最大熱傳量會隨著逆重力高度的增加而遞減，因此對於迴路式熱管在表現其熱傳能力時，則必須以”熱傳能力因子 ($Q_{\max} \times l_{\text{eff}}$)”來表示之，也就是說最大熱傳量 (Q_{\max}) 並不能完全代表迴路式熱管之熱傳性能，它必須再乘上一有效長度 (l_{eff}) 為一定值才能顯示出其迴路式熱管之性能。當然，其中由於有效長度會隨著 ΔP_v 、 ΔP_l 、 ΔP_g 之變化有所改變，因此在逆重力高度增加的同時，亦增加了重力壓降，此時則必定會使有效長度有所增加。而當有效長度增加的同時，由於熱傳能力因子為一定值之關係，會使得最大熱傳量會隨著有效長度的增加有所遞減。有關有效長度之計算，在此首先以迴路式熱管中之液體段壓降進行解說，其公式如下：

$$\Delta P_l = \frac{128L_l\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (13)$$

其計算方式則是以液體段壓降內之液體段長度 (L_l) 當作為一基準，再分別計算其它壓降 (ΔP_v 、 ΔP_g) 之有效長度。個別計算如下：

$$\Delta P_v = \frac{128l_{\text{eff}(v)}\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (14)$$

$$\Delta P_g = \frac{128l_{\text{eff}(g)}\mu_l Q_{\max}}{\pi d^4 \rho_l h_{fg}} \quad (15)$$

將式中已知參數 (ΔP_v 、 ΔP_g 、 μ_l 、 Q_{\max} 、 d 、 ρ_l 、 h_{fg}) 代入 (14)、(15) 式中便可求知汽體段

壓降及重力壓降所對應之有效長度 ($l_{\text{eff}(v)}$ 、 $l_{\text{eff}(g)}$)。而後再將液體段、汽體段及重力壓降之有

效長度 ($l_{\text{eff}(l)}$ 、 $l_{\text{eff}(v)}$ 、 $l_{\text{eff}(g)}$) 相加，便可得知總有效長度為 l_{eff} ($l_{\text{eff}} = l_{\text{eff}(v)} + l_{\text{eff}(l)} + l_{\text{eff}(g)}$)，最後

再將總有效長度乘上最大熱傳量即可得”熱傳能力因子”之大小。經個別計算之有效長度與熱傳能力因子後可發現，當孔隙度為 70% 的情況下，逆重力高度分別為 0、0.2、0.3 及 0.4m 下，其對應之熱傳能力因子不會因為逆重力高度的關係變化太大，也就是說在孔隙度為 70% 的情形下，本研究迴路式熱管之熱傳能力因子約在 800 W·m 左右，且為一重要之性能指標。

孔隙度為 65%、75%及 80%之熱傳能力因子經計算得知分別約為 710、630 及 550 W·m，在此則將孔隙度與熱傳能力因子繪製成圖八。圖中亦發現熱傳能力因子與圖七最大熱傳量有相同之趨勢，也就是說在孔隙度在 70%時會有極大之熱傳能力因子(800 W·m)與之對應。

熱阻

在迴路式熱管中另一個重要的性能指標為系統熱阻與輸入瓦數的關係，如圖九所示，圖中分別為四種不同逆重力高度操作之下其熱阻與輸入瓦數的關係，隨著輸入瓦數的增加熱阻將呈現下降的趨勢，但在某一瓦數之後熱阻即呈現固定的趨勢。迴路式熱管之所以可區分為可變熱阻區與固定熱阻區，乃是由於其有自動調節之特性，當輸入瓦數不同時，使得蒸氣在經過冷凝器冷凝時，所用到的冷凝長度不盡相同，輸入瓦數越大，所用到的冷凝面積越大，因此系統熱阻越小，反之亦然。當輸入瓦數到達大瓦數，則必須使用到全部的冷凝長度，此時系統進入固定熱阻區，熱阻值即為最小。由圖九可以明顯發現在逆重力高度為 0 m(水平操作)之下，當瓦數超過 200 瓦時為固定熱阻區，且其熱阻最小值為 0.12°C/W，而在 200 瓦之前為可變熱阻區。

結論

本研究旨在運用固定孔隙度加壓燒結法製作具高毛細力之迴路式熱管毛細結構，並探討孔隙度、有效孔徑、滲透度等毛細結構參數之關係。研究中將所設計製作之高緻密度毛細結構置入迴路式熱管中，測試其性能之表現，主要結論如下：

- (1)提出以定孔隙度加壓燒結法製作毛細結構，可控制其毛細結構參數，經測試結果孔隙度在一定值下，有效孔徑與滲透度存在一組最佳值，使本實驗迴路式熱管之性能為最佳。
- (2)綜整毛細結構參數量測之結果，本文建立一毛細結構參數經驗式如下：

$$K_w = 14.6r_c^{2.537}$$

- (3)經由熱傳性能測試實驗顯示，本研究所設計製造外徑 26 mm 之迴路式熱管具高熱傳能力(熱傳能力因子 800 W·m)及低熱阻(0.12°C/W)之性能。

參考文獻

- ASTM E128-61,"Standard test method for maximum pore diameter and permeability of rigid porous filters for laboratory use".
- ASTM E328-73,"Standard test method for density and interconnected porosity of sintered powder metal structural parts and oil-impregnated bearings".
- Faghri, A., "Heat Pipe Science and Technology," Taylor & Francis, Washington, DC, 1995
- Gernert, N. J., Baldassarre, G. J. and Gottschlich, J. M., "Fine Pore Loop Heat Pipe Wick Structure Development," SAE Paper No.961319, 1996.
- Gluck, D., Gerhart, C., and Stanley, S., "Characterization of a High Capacity, Dual Compensation Chamber Loop Heat Pipe," Space Technology and Applications International Forum, The American Institute of Physics, pp.943-948, 1999.
- Maidanik Y.F. and Pastukhov V.G., "Loop heat pipes-recent developments test results and applications", SAE Paper 1999-01-2530, 1999.
- Peterson, G.P., "An Introduction to Heat Pipes," Wiley, New York, 1994.
- Reimbrecht E.G., Wendhausen, P.A.P. Fredel, M.C. and Bazzo, E., "Manufacturing of flat porous structures for capillary pump applications", Key Engineering Materials, Vol.189-191, 2001, pp.455-460.
- Tracey V.A., "Effect of sintering conditions on structure and strength of porous nickel", Powder Metallurgy, No.2, 1979, pp.45-48.
- Tracey, V. A., "Pressing and Sintering of Nickel Powders," The Int. J. of Powder Metallurgy & Powder Technology Vol. 20, No.4, 1984, pp.281-285.
- Wolf, D. A., Ernst, D. M., and Phillips A. L., "Loop Heat Pipes-Their Performance and Potential," SAE Paper No.941575, 1994.
- Yury. F. and Maidanik et al., "Development and Tests of Miniature Loop Heat Pipe with a Flat Evaporator", Institute of Thermal Physics of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, SAE Technical Paper No. 2000 - 01 - 2491, 2000
- 王添銘，迴路式熱管之毛細結構的設計、製造及性能測試，碩士論文，國立台灣大學機械工程系，台北，2002
- 朱振毅，"微小型迴路式熱管之設計製造及性能測試"，台灣大學機械工程研究所碩士論文，2002.

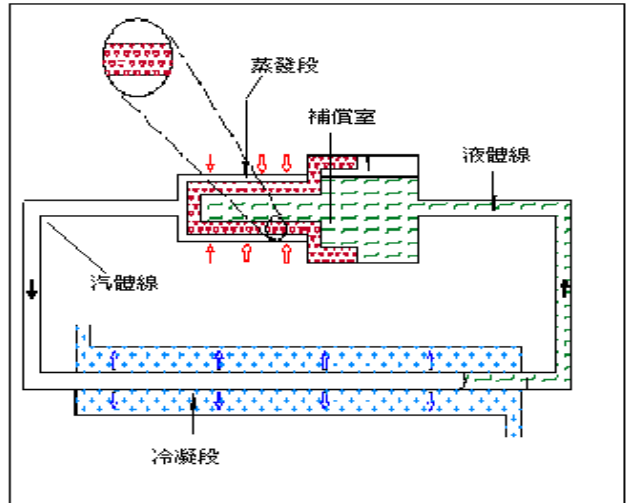
鄭國章，” 具高緻密度毛細結構之迴路式熱管”，台灣大學機械工程研究所碩士論文，2003.

計畫成果自評

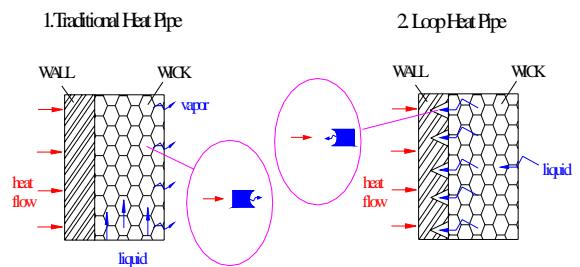
本計畫之成果（詳見前精簡報告內容）與原所擬定目標大致相符。自行研發之迴路式熱管性能已較國外報告者為優，可見已能掌握鬆粉與高壓燒結等技術。基於此，外來將致力於雙孔隙毛細結構之研究與開發，已近一步提昇迴路式熱管性能。

表一 實驗參數

散熱量	50~500W (50W 為一間隔)
工作流體	氨
熱沉溫度	7°C
環境溫度	25°C
蒸發段長度	60mm
蒸發段直徑	26mm
補償室長度	80mm
補償室直徑	42mm
汽體段長度	186.5mm
汽體段管徑	6.8mm
液體段長度	1597mm
液體段管徑	6.8mm
冷凝段長度	800mm
冷凝段管徑	6.8mm
毛細結構	燒結鏤
孔隙度	65~80%
有效孔徑	2.6~8.1 μm
滲透度	$7.51 \times 10^{-14} \sim 1.31 \times 10^{-12} \text{ m}^2$
燒結層厚度	3.0mm



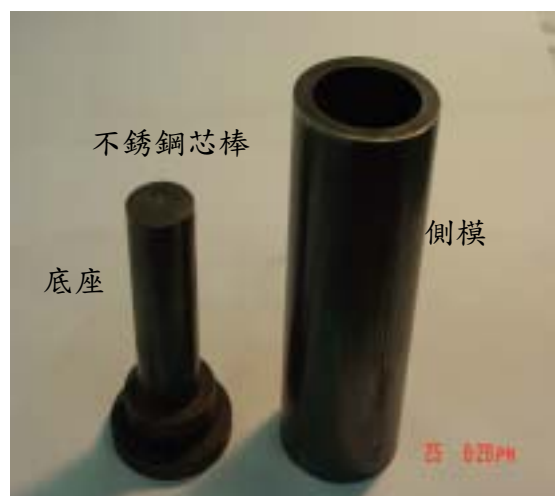
圖一、迴路式熱管之操作原理



圖二、半月型液面朝向示意圖

表二 毛細結構個參數量測數據

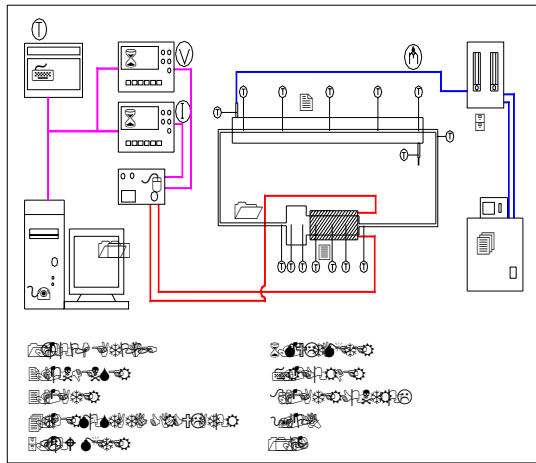
試件編號	孔隙度	有效孔徑	滲透度
號	$\epsilon(\%)$	$R_c(\mu\text{m})$	$K(\text{m}^2)$
1	80	8.1	1.31×10^{-12}
2	75	5.1	8.37×10^{-13}
3	70	3.8	1.31×10^{-12}
4	65	2.6	1.31×10^{-12}



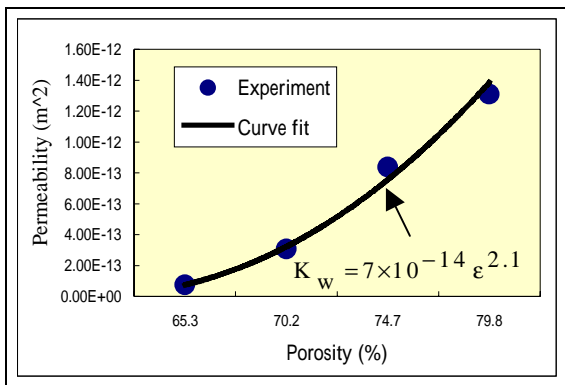
圖三 燒結模具



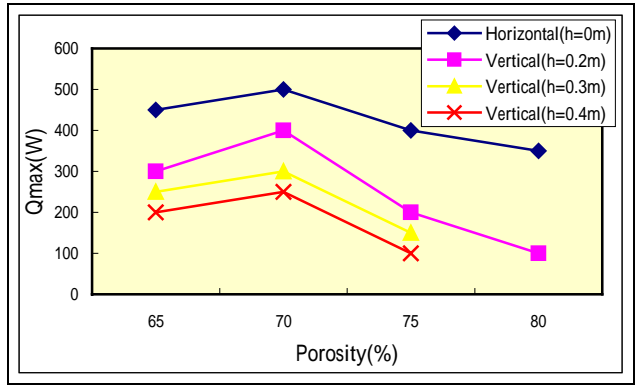
圖四 加壓模具



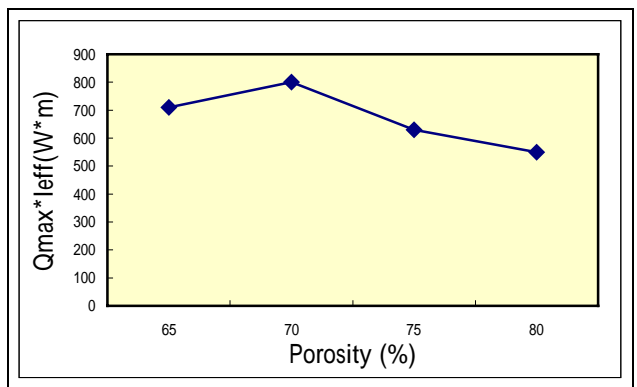
圖五 性能測試系統



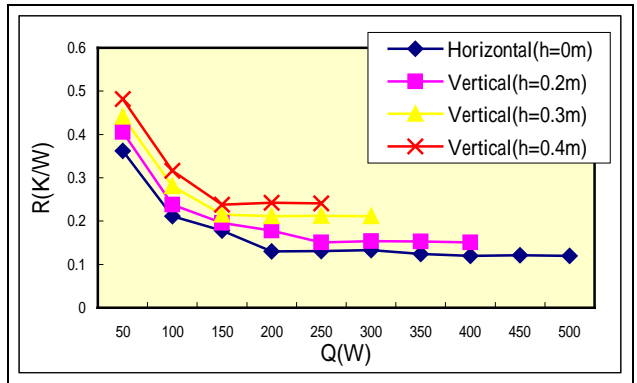
圖六 孔隙度與滲透度之關係圖



圖七 孔隙度與最大熱傳量之關係圖



圖八 孔隙度與熱傳能力因子之關係圖



圖九 熱阻與熱傳量之關係圖