

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

太陽能儲冰式冷氣機之開發-總計畫

計畫編號：NSC 92-2212-E-002-042

執行期限：92年08月01日至93年07月31日

主持人：陳希立 國立台灣大學機械工程學系暨研究所 教授

計畫參與人員：謝振傑、江沅晉、陳柏任、劉啟熾

一、中文摘要

本研究計畫是延續第一年太陽能儲冰式冷氣機之整體系統之研發，除針對第一年的能量儲存系統之架構作改良外，並進行智慧型能量系統動態模擬實際負荷，建立實驗轉換系統，探討不同行車條件下之系統動態變化及控制模式。最後將以汽車自然空調系統的操作模式，尋求汽車自然空調系統裝設於車內時之最佳設計位置。本年度所設計建立的兩套儲能系統進行儲能系統的單體測試，並進行儲冷模式下的實驗分析。由實驗結果得知 W/D 為 6 時的冰層厚度一旦達某一厚度後就因冰層熱阻過大，而使冷媒沸騰的熱傳無法克服熱阻而僅有少量的熱通量，冰層厚度無明顯增加； W/D 為 2 時則因熱管間距較小而使冰層厚度未達絕熱厚度前已填滿熱管間距。另外大的儲能系統 ($W/D = 6$) 儲冷時其熱傳機制隨時間演變由核沸騰 (Nucleate boiling) 變成間歇性沸騰 (Geyser boiling)，最後成為自然對流 (Natural convection)，而小的儲能系統 ($W/D = 2$) 因熱管間距與管距比較小而侷限儲冷時的熱傳機制演變，只由核沸騰變成間歇性沸騰。而於液態與蒸汽溫度部分，模擬結果始終維持於飽和狀態，但實驗結果則顯示蒸汽溫度會週期性振盪且隨充填高度越低則振盪幅度愈大。

關鍵詞：太陽能儲冰式冷氣機、儲能系統、智慧型能量管理系統

Abstract

The investigation is continuing on this total system research of the first year solar cold-storage air conditioner. Besides, we improve the frame of the first year energy storage system, establish the dynamic simulation actual load of energy management

and control strategy and system of experimental transform. This article studies, experimentally and theoretically, the thermal performance of cold storage in thermal battery for air conditioning. Thermal battery utilizes the superior heat transfer characteristics of heat pipe and eliminates drawbacks found in the conventional thermal storage tank. Experimental investigations are first conducted to study the cold storage thermal performance in two experimental systems: the ratio of distance between heat pipes to outer diameter of heat pipe $W/D=6$ and 2. Different heat transfer mechanisms including nucleate boiling, geyser boiling and natural convection are identified in different experimental systems with various liquid fills. A theoretical model to determine the thermal characteristics of the thermal battery has also been developed. Comparisons of this theory with experimental data show good agreements in the nucleate boiling stage of cold storage process.

二、緣由與目的

儲冰式空調為一種能有效抑低夏季尖峰用電的方法，利用離峰用電時的便宜電量製冰儲能，在尖峰用電時融冰作為空調冷能，但缺點為儲冰槽所佔體積過大且昂貴，主動式融冰增加所需的動件過多，及儲冰效率低，儲冰與融冰不能同時進行，造成不易推廣。而其最主要可應用於汽車自然空調，其子系統之構造與傳統汽車空調相差不大，即僅於傳統汽車空調系統之壓縮機與蒸發器間串聯一個能量儲存槽、釋能盤管組與釋能風扇(如圖 1 所示)。其特性包括如利用多迴路熱管的優越熱傳特性將壓縮機於降載時多餘的冷能予以儲存至儲能槽內；停車時或行車時的冷房負荷

大大利用太陽能電池驅動釋能風扇將儲能槽內的冷能釋放，因此其操作模式可分為儲冷模式、釋冷模式和儲冷與釋冷同時進行模式。

三、結果與討論

3-1 子計畫一「太陽能儲冰式冷氣機之整體系統之研發」

本計畫之實驗系統如圖 2 及圖 3 所示，其中包含儲冰槽、多迴路熱管與殼管式熱交換器等主要結構。儲冰槽為長 110 公分、寬 16 公分、高 130 公分，槽厚度為 3 公厘之不鏽鋼材質所組成；多迴路熱管由 ASTM B88 L-TYPE 銅管所製成，主體的部份為外徑二分之一英吋之銅管共 10 枝；上下連接管的部分為一又八分之三英吋之銅管所組成，而在熱管與熱管間之間距則為 100 cm；殼管式熱交換器熱交換能力為 10RT，最高工作溫度為 185°C，最大工作壓力為 3Mpa。本研究首先針對管間距對於系統性能的影響及熱管內部兩相沸騰流況的現象進行討論，最後對於系統於汽車自然空調儲冷模式下的性能結果加以分析。

• Case1 管間距不同的討論

於汽車自然空調之儲冷模式實驗分析方面，本文首先針對不同熱管間距與管徑比 (W/D) 設計了兩套儲能系統進行儲能系統的單體測試，而後再利用熱管間距與管徑比小的儲冰槽串聯傳統汽車空調組成了汽車自然空調，並進行儲冷模式下的實驗分析。儲能系統單體測試實驗藉著改變於儲冰槽中的多迴路熱管之冷媒充填高度以探討對儲冷量的影響，而汽車自然空調則是藉著使壓縮機變頻、改變通風量與儲冰槽中的多迴路熱管之冷媒充填高度亦探討對儲冷量的影響暨與傳統空調性能比較。而於汽車自然空調與傳統汽車空調之結果比較，於性能上，汽車自然空調為了儲冰必須使進入板式熱交換器時的冷媒更低溫，故在硬體設計上於蒸發器出口至板式熱交換器入口有段高度差，藉由此壓降來降溫。但是其造成整個系統持續壓降，且膨脹閥開度減小。尤其當結霜時，通過蒸發器的冷媒質量流率幾乎很少了，少量的冷媒通過結霜的蒸發器後又壓降進入板式熱交換器與儲能系統的冷媒蒸汽熱交

換，過熱冷媒溫度上升回壓縮機。因此汽車自然空調的冷凍能力反較傳統汽車空調的冷凍能力減少，蒸發器未結霜前約較小 22%，當蒸發器結霜後降了 66%。而於儲冷量比較部分，汽車自然空調儲能實驗與儲能系統單體測試實驗於多迴路熱管部分操作的條件差不多，但是兩者儲冷量相差相當大如表 1 所示，冷媒充填高度為 30cm、40cm 及 50cm 時，汽車自然空調儲能實驗分別約為 1285kJ、1672kJ 及 1706kJ，而儲能系統單體測試實驗卻高達 4102.34 KJ、4935.47 KJ 和 6409.31 KJ，汽車自然空調系統較儲能系統單體測試時的累積儲冷量下降了 69%，這是因為與多迴路熱管內的儲冰冷媒熱交換的製冷迴路之工作流體流量相差過大，儲能系統單體測試實驗使用大型恆溫槽製冷後由滷水高流量的輸出，而汽車自然空調儲能實驗中則以真實空調迴路之冷媒且多次壓降的低流量輸出。並利用液面高度的不同，分別為 30cm、40cm、50cm，來對觀察冰層厚度的影響。由結果顯示在 W/D=6 的管間距時，當使用 -6°C 的 Refrigerant 22 冷媒下，經過了約 3 個小時還是無法儲冷整個冰層。在 W/D=2 的管間距時，在相同條件下，只要經過約 15~20 分鐘，就可以達到儲冷的效果，如圖 4 所示。

• Case2 熱管內部沸騰現象之討論

於熱管式儲冰之熱傳機制方面，兩組儲能系統 (W/D=6,2) 的單體測試結果可以發現，W/D 為 6 時的冰層厚度一旦達某一厚度後就因冰層熱阻過大，而使冷媒沸騰的熱傳無法克服熱阻而僅有少量的熱通量，冰層厚度無明顯增加；W/D 為 2 時則因熱管間距較小而使冰層厚度未達絕熱厚度前已填滿熱管間距。另外大的儲能系統 (W/D=6) 儲冷時其熱傳機制隨時間演變由核沸騰 (Nucleate boiling) 變成間歇性沸騰 (Geyser boiling)，最後成為自然對流 (Natural convection)，而小的儲能系統 (W/D=2) 因熱管間距與管距比較小而侷限儲冷時的熱傳機制演變，只由核沸騰變成間歇性沸騰。因此於小的儲能系統之第一階段的核沸騰時期，液態與蒸汽溫度皆

急遽下降而後蒸汽溫度會保持於飽和狀態而液態溫度會由過冷升溫至飽和狀態，且於視窗觀測到液體充滿小氣泡吻合核沸騰的流體特徵 (flow pattern)。另外由於核沸騰時期之熱通量最大，儲冷率雖亦急降但仍算大，使得累積儲冷量快速增加。而後第二階段的間歇性沸騰時期，液態溫度保持於飽和狀態而蒸汽溫度開始週期性振盪，且於視窗可觀察到流體中的氣泡已變大成彈狀 (slug) 且液面上下振盪，吻合間歇沸騰的流體特徵。另外由於間歇沸騰時期之熱通量較小，且熱傳機制會逐漸變成自然對流，使得儲冷率漸減而累積儲冷量緩慢增加。而於迴路式熱管之理論模式部分，由於管外儲冰理論中假設冰層熱阻統御整個系統而忽略儲冰冷媒的對流熱阻，此假設僅適用於核沸騰機制而不適用間歇性沸騰機制，因此使得模擬結果於第二階段的間歇性沸騰成長時期與實驗結果如儲冷率與累積儲冷量會逐漸偏離且高估，而於液態與蒸汽溫度部分，模擬結果始終維持於飽和狀態，但實驗結果則顯示蒸汽溫度會週期性振盪且隨充填高度越低則振盪幅度越大。

• Case3 儲冷模式的討論

一般傳統汽車空調的冷房能力約 1398.26kcal/hr，且壓縮機的轉速增加可使冷凍能力上昇，其比率約 6%/200rpm，但 COP 下降 8%。汽車自然空調為了儲冰必須使進入板式熱交換器時的冷媒更低溫，故在硬體設計上於蒸發器出口至板式熱交換器入口有段高度差，藉由此壓降來降溫。但是其造成整個系統持續壓降，且膨脹閥開度減小。尤其當結霜時，通過蒸發器的冷媒質量流率幾乎很少了，少量的冷媒通過結霜的蒸發器後又壓降進入板式熱交換器與儲能系統的冷媒蒸汽熱交換，過熱冷媒溫度上升回壓縮機。

汽車自然空調儲能實驗與儲能系統單體測試實驗於多迴路熱管部分操作的條件差不多，但是兩者最後累積儲冷量相差相當大如表 1 所示，冷媒充填高度為 30cm、40cm 及 50cm 時，汽車自然空調儲能實驗

分別約為 1285kJ、1672kJ 及 1706kJ，而儲能系統單體測試實驗卻高達 4102.34 KJ、4935.47 KJ 和 6409.31 KJ，汽車自然空調系統較儲能系統單體測試時的累積儲冷量下降了 69%，這是因為與多迴路熱管內的儲冰冷媒熱交換的製冷迴路之工作流體流量相差過大，儲能系統單體測試實驗使用大型恆溫槽製冷後由滷水高流量的輸出，而汽車自然空調儲能實驗中則以真實空調迴路之冷媒且多次壓降的低流量輸出。

另外當冰層逐漸形成以致其熱阻影響儲冷率時，使得空調迴路中的冷媒在熱交換器中，與儲冰迴路中的冷媒熱交換量減少，以致空調迴路中的冷媒在流入壓縮機前時未呈現過熱氣體，導致壓縮機有液壓縮現象，對壓縮機構成巨大的為害。

由上述得知，空調迴路中的冷媒與儲冰迴路中的冷媒在熱交換空調負載之外的冷能時，其熱交換器在設計勢必需要提升其效率，因為空調迴路中的冷媒在熱交換時流量已經很小且高速流動，加上儲冰槽的熱阻過大又會影響儲冷效率，極需使空調迴路中的冷媒利用池沸騰的高熱傳效率將冷能交給儲冰迴路中的冷媒，一來達到冷能儲存，二來可避免儲冷效率低時造成壓縮機液壓縮。

3-2 子計畫二「太陽能儲冰式冷氣機之多迴路熱管系統研發」

毛細結構為迴路式熱管最關鍵之元件，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。而先前已介紹過迴路熱管的操作原理及其高分子毛細結構的相關研究，接下來針對本研究實際製作高分子毛細結構過程中所遭遇到的問題，及其解決方法做進一步的說明，而後再將毛細結構置入迴路式熱管進行性能測試與數據分析。

• 所遭遇的問題 1-氯化鈉粉末的聚集

氯化鈉在微細粉末狀態下，因為其表面電荷與分子間凡得瓦力的作用，粉末之間會有聚集的現象，這樣的行為在毛細結構水洗時，容易在毛細結構上造成缺陷，如圖 5 所示。要避免這種情況發生，可以利用超音波分散法來改善氯化鈉顆粒團聚，使其有效分散，如圖 6 所示。

• 所遭遇的問題 2-表面封孔

熱壓成型與水洗後，毛細結構表面存在著一層表皮，嚴重阻隔孔洞與外界的連通，在表皮上雖有些許的孔洞，但仍對其吸附效果造成嚴重的影響。在經過掃描式電子顯微鏡(SEM)的觀察後，如圖 7 所示。因此本文利用砂紙對未水洗的毛細結構表面加工，將表皮去除再進行水洗的程序，便不會再有表面封孔的情形發生，如圖 8 所示，但在加工時仍需注意，在加工面的溫度不可超過材質的玻璃化點溫度，否則仍會有封孔的現象發生。

• 高分子毛細結構參數量測

滲透度在毛細結構中所扮演的角色，為決定毛細結構傳送液體的能力，亦即可得到流經毛細結構之壓降。一般來說，滲透度越大，將使得工作流體流經毛細結構之壓降越小。而滲透度通常隨空孔尺寸與孔隙度改變，若能找出滲透度與兩者的經驗公式，將對迴路式熱管在性能預測上有很大的幫助。對於金屬燒結而言，同一種粒徑的金屬粉末，在填粉燒結時其孔隙度受限於粉末的視密度，若採用加壓燒結的方式來改變金屬毛細結構的孔隙度，空孔也會因會粉末堆積的更密實，造成孔徑的縮小，因此金屬燒結的毛細結構在針對有效孔徑、孔隙度與滲透度三者作定性上的研究，有相當的困難度；而採用鹽溶濾法來製作高分子毛細結構則可以避免此一問題，利用氯化鈉粉末的含量與粒徑大小，分別控制毛細結構的孔隙度與有效孔徑，如此便可找出兩者對滲透度的影響，本研究初步先針對孔隙度與滲透度之間的關係，並找出其經驗公式，以方便未來對迴路式熱管性能之預測。

本文改變氯化鈉在毛細結構內的含量，分別製作出 65%、72%與 78%三種不同的孔隙度的高分子毛細結構，測試其滲透度的表現。從燒結金屬球粉的滲透度經驗公式

$$K_w = \frac{r_s^2 \varepsilon^3}{37.5(1-\varepsilon)^2} \quad (3)$$

(K_w ：滲透度、 r_s ：球粉粒徑、 ε ：孔隙度)中發現，滲透度與孔隙度為次方項的關

係，本文便以此形式，同時以一參數來修正有效孔徑對滲透度的影響，找出孔隙度與滲透度的經驗公式：

$$K_w = 1.61 \times 10^{-11} \varepsilon^{7.17} \quad (4)$$

其中 K_w 為滲透度， ε 為毛細結構的孔隙度，來預測在其他孔隙度時高分子毛細結構的滲透度表現，如圖 9 所示。

當球粉粒徑為 $2.5 \mu\text{m}$ 和 $5 \mu\text{m}$ 時，金屬球粉燒結的孔隙度與滲透度的關係曲線作一比較，發現兩者在孔隙度增加時，其滲透度擁有類似的增加趨勢；因為球粉的滲透度經驗公式是以球粉粒徑與孔隙度作為其變數，表面上並無滲透度與有效孔徑之關係，然而因為金屬粉末在以鬆粉或是加壓燒結的方式來製作毛細結構時，其孔徑大小會受到燒結粉末粒徑與孔隙度的影響，因此在變更孔隙度時其孔徑也會受到影響，此一關係已經包含在金屬燒結的滲透度經驗公式中，所以當孔隙度不斷提升，金屬毛細結構的孔徑也跟著提升，便會造成滲透度劇烈上升的情況發生。

• 高分子毛細結構迴路式熱管熱性能測試

典型的迴路式熱管啟動行為可分為冷啟動與熱啟動，所謂冷啟動是指灌入工質後第一次進行實驗，因為初期系統內部的液氣分佈並不均勻，所以當熱量加入至蒸發器時須有一過熱度，使得蒸氣溝槽內的工質核沸騰，產生蒸氣來推動系統循環；經歷第一次實驗後，系統內部的液氣分佈均勻，加熱之後不須有過熱度便可使系統順利循環達到穩態，即為熱啟動之現象。圖 10 為將高分子毛細結構置入系統，加熱 50 瓦進行啟動時，蒸發器的溫度變化曲線，其有一明顯的過熱過衝的現象發生，此現象之後，系統便趨於穩定，由蒸發器的溫度變化曲線得知，具高分子毛細結構之迴路式熱管其第一次啟動行為，符合迴路式熱管在初次運作的冷啟動現象。在證明具高分子毛細結構之迴路式熱管能夠順利啟動後，接下來對其熱傳性能作一測試，如圖 11 表示，輸入熱量由 50 瓦到 200 瓦，每隔 50 瓦對蒸發器溫度變化進行一次量測，發現當加熱到預設的最大瓦數 200 瓦時，蒸發器的溫度約在 45.4°C 達到穩態。圖十四為系統熱阻與輸入瓦數之關係

圖，隨著瓦數的增加熱阻將呈現下降的趨勢，這是由於當輸入瓦數的不同，使得由蒸發器所產生的蒸汽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，由於所用到的冷凝面積越大，因此熱阻越小，此為可變熱阻，當冷凝器的長度完全被使用後，熱阻便不再改變，則稱為固定熱阻。此即所謂的自動調節特性，此一特性由於蒸發器及補償式之幾何構造所致，由於補償室緊連蒸發器，因此可以藉由液態工質在補償室所佔的比例來調節冷凝段的冷凝長度。由圖 12 可以發現在 200W 時，容許溫度為 50°C 以下，有一較佳熱阻為 0.177°C/W。

3-3 子計畫三「太陽能儲冰式冷氣機之蒸發冷卻式冷凝器研發」

本年度開發出之蒸發式冷凝器原型機以進行多次系統整合與修正，並正進行詳細之長期運轉測試。現階段之實驗結果如下所示：

• 機組運轉狀態比較

圖 13 與圖 14 分別為為原型機以傳統氣冷式運轉模式，與蒸發冷卻運轉模式時，所量測之各狀態點圖。本圖以莫里爾線圖表示以利瞭解設備之操作狀況。經比較可得知，蒸發冷卻之操作模式可使系統高壓（即冷凝器壓力）從氣冷操作之 1.57 MPa，下降為 1.14 MPa。而各操作點之量測數據如表 3 所示。從表 2 中可以看出，冷卻空氣之出口溫度從氣冷操作之 40.9°C，下降為 28.3°C。綜合以上之比較，以蒸發冷卻式操作之機組將可獲得較優之性能係數(COP)，經計算後可知，在本實驗條件下，設備之 COP 可從 2.41 提高至 2.82。

由於本實驗量測於設備調整狀態，以及操作控制變因未能精確控制之情況下獲得，較深入之實驗量測與比較有待後續持續進行。

• 蒸發式冷凝器冷凝壓力比較分析

圖 15 為原型機以氣冷模式運轉與蒸發式冷卻模式運轉時之冷凝壓力比較圖。由

圖可比較得知，氣冷式之冷凝壓力平均約比間接蒸發式冷卻者高出 4~5psi，壓縮機所需之驅動馬力也增加。

• 機組消耗功率比較分析

圖 16 為原型機以氣冷模式運轉與蒸發式冷卻模式運轉時之消耗比較圖。由圖可比較得知，氣冷式由於冷凝壓力平均約比間接蒸發式冷卻者高，導致其耗功將會增加。由初步實驗得知氣冷式比蒸發式冷卻者約多耗 0.7kW 之電力。

四、計畫成果自評

本研究成果已達計畫第二年的目標，其成果可作為下一年度研究的依據，並與其他子計畫研究成果整合，本研究成果已發表於 *Int. J. of Refrigeration, HVAC&R* 及 *Solar energy* 等國際期刊。

五、文獻回顧

- [1] Manlio, B. and Jai, P., "Transport of Thermal Energy by a Simple Two-Phase Loop," *Int. J. of Energy Research*, Vol. 12, PP.679-698, 1988.
- [2] Bogdan, H., Gheorghe, D. and Aristotle, P., "Mathematical Models for the Study of Solidification within a Longitudinally Finned Heat Pipe Latent Heat Thermal Storage System", *Energy Conversion & Management*, Vol.40, PP.1774, 1999.
- [3] Chen, K. S., Shiao, Y. Y. and Wang, P. C., "An Experimental Study on Steady-State Behavior of a Two-Phase Natural Circulation Loop," *Energy Conversion & Management*, Vol.31, No.6, PP. 553-559, 1991.
- [4] Arthur, M. and Ward, J., "Humidity and Predicted-Mean-Vote-Based Comfort Control," *ASHRAE Transactions*, Vol.92, Part 1B, PP.5-17, 1986.
- [5] ASTM E128-61, "Standard test method for maximum pore diameter and permeability of rigid porous filters for laboratory use".
- [6] ASTM E328-73, "Standard test method for density and interconnected porosity of

sintered powder metal structural parts and oil-impregnated bearings”.

- [7] Faghri, A., “Heat Pipe Science and Technology,” Taylor & Francis, Washington, DC. 1995
- [8] Gernert, N. J., Baldassarre, G. J. and Gottschlich, J. M., ”Fine Pore Loop Heat Pipe Wick Structure Development,” SAE Paper No.961319, 1996.
- [9] Brown, W.K, “Fundamental concepts integrating evaporative techniques in HVAC systems”, ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, PP. 1227-1235, 1990.
- [10] Goswami, D. Y., Mathur, G. D., and Kulkarni, S. M., “Experimental Investigation of Performance of a Residential Air Conditioning System with an Evaporatively Cooled Condenser”, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 115, PP.206-211, 1993.
- [11] Keble, D. E., “Evaporative Condensing Minimizes System Power Requirements”, *HPAC*, PP. 75-84, 1997.

表 2 氣冷模式與蒸發冷卻模式操作狀態比較表

| 系統狀態 | 氣冷模式 | 蒸發冷卻模式 |
|---------------|--------|--------|
| 壓縮機出口溫度(°C) | 107.9 | 89.3 |
| 冷凝器出口溫度(°C) | 40.9 | 28.3 |
| 膨脹閥入口溫度(°C) | 37.8 | 25.4 |
| 膨脹閥出口溫度(°C) | 4.5 | 2.3 |
| 蒸發器出口溫度(°C) | 2.0 | 1.8 |
| 壓縮機吸入溫度(°C) | 8.1 | 8.6 |
| pressure drop | 45 kPa | 79 kPa |
| COP | 2.41 | 2.82 |

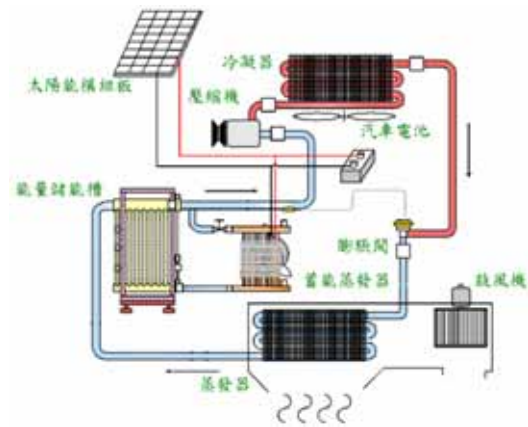


圖 1 汽車自然空調子系統之構造

表 1 汽車自然空調與儲能系統單體測試之儲冷量比較表

| 汽車自然空調 | | | | |
|----------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|
| 冷媒液面高 | 冷媒液面高 | | | |
| | 度 30cm ₁ | 度 40cm ₁ | 度 50cm ₁ | |
| 兩歧管不受冰堵熱阻 影響 | (秒) | 0~670 ₁ | 0~930 ₁ | 0~1080 ₁ |
| | 兩歧管 (W) ₁ | 872 ₁ | 1024 ₁ | 1246 ₁ |
| 兩歧管已受冰堵熱阻 影響 | (秒) | 670~2150 ₁ | 930~3620 ₁ | 1080~3620 ₁ |
| | 兩歧管 (W) ₁ | 413 ₁ | 648 ₁ | 460 ₁ |
| 總積累冷量 (kJ) ₁ | | 1285 ₁ | 1672 ₁ | 1706 ₁ |
| 總積累層高 (cm) ₁ | | 30.25 ₁ | 40.15 ₁ | 50.2 ₁ |
| 總積累層厚 (cm) ₁ | | 0.25 ₁ | 0.24 ₁ | 0.24 ₁ |
| 儲能系統單體測試 | | | | |
| 冷媒液面高 | 冷媒液面高 | | | |
| | 度 30cm ₁ | 度 40cm ₁ | 度 50cm ₁ | |
| 兩歧管不受冰堵熱阻 影響 | (秒) | 0~430 ₁ | 0~620 ₁ | 0~820 ₁ |
| | 兩歧管 (W) ₁ | 1480 ₁ | 2812 ₁ | 3814 ₁ |
| 兩歧管已受冰堵熱阻 影響 | (秒) | 430~2150 ₁ | 930~3620 ₁ | 1080~3620 ₁ |
| | 兩歧管 (W) ₁ | 2622 ₁ | 2123 ₁ | 2395 ₁ |
| 總積累冷量 (kJ) ₁ | | 4102 ₁ | 4983 ₁ | 4409 ₁ |
| 總積累層高 (cm) ₁ | | 34 ₁ | 43 ₁ | 55 ₁ |
| 總積累層厚 (cm) ₁ | | 10 ₁ | 10 ₁ | 10 ₁ |

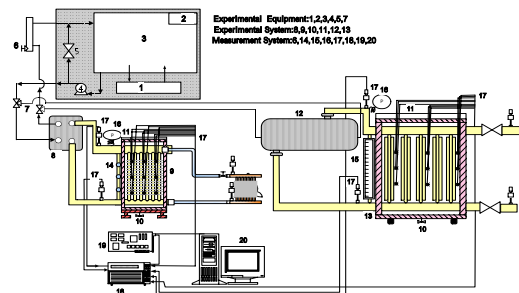


圖 2 兩套實驗系統之設備



圖 3(a) W/D=6

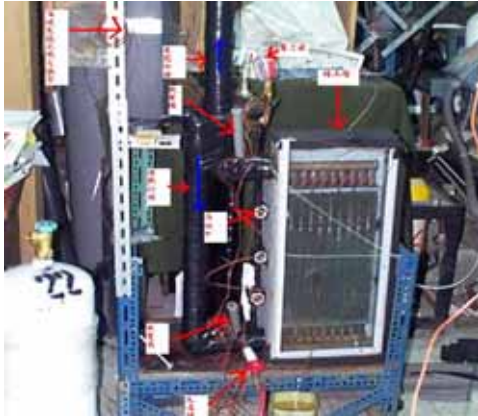


圖 3(b) W/D=2

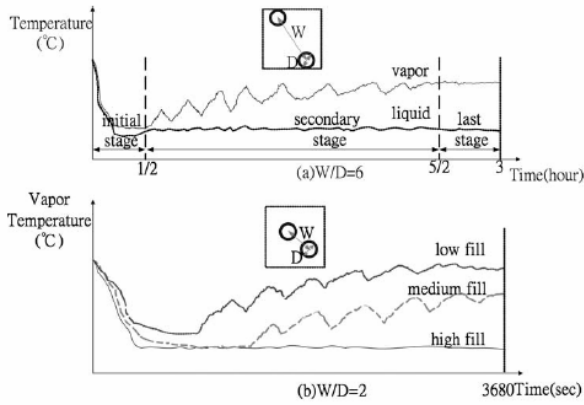


圖 4 冷媒充填高度對累積儲冷量影響



圖 5 表面有缺陷的高分子毛細結構

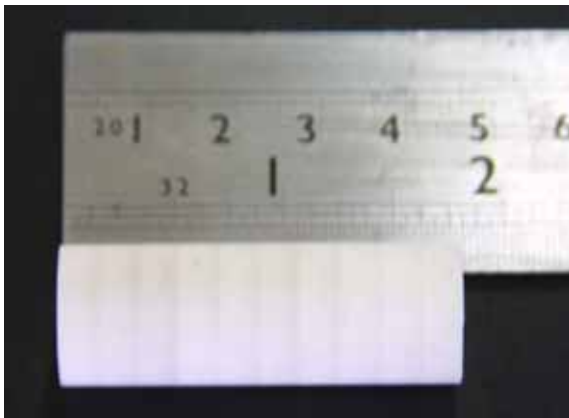


圖 6 表面完整沒有缺陷的毛細結構

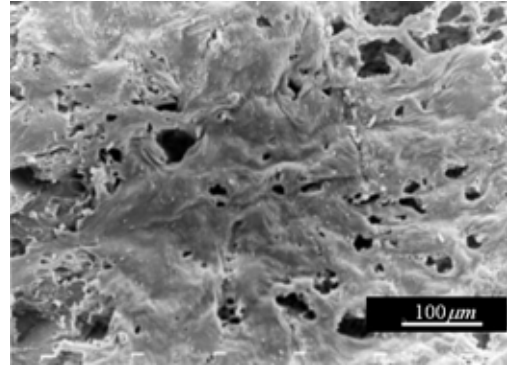


圖 7 有封孔的現象(放大 200 倍)

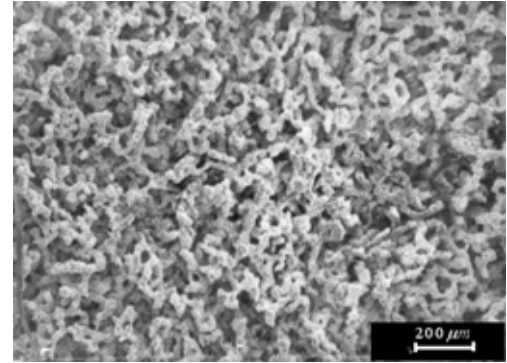


圖 8 經加工後的表面(放大 50 倍)

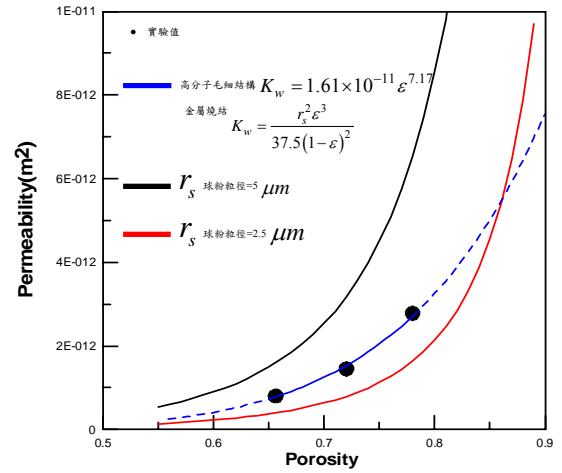


圖 9 孔隙度與滲透度關係圖

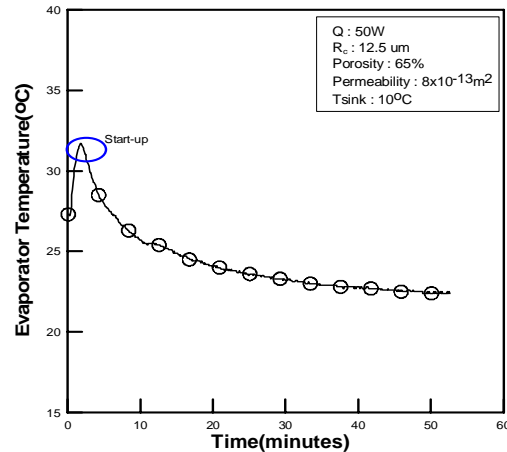


圖 10 冷啟動時蒸發器的溫度變化

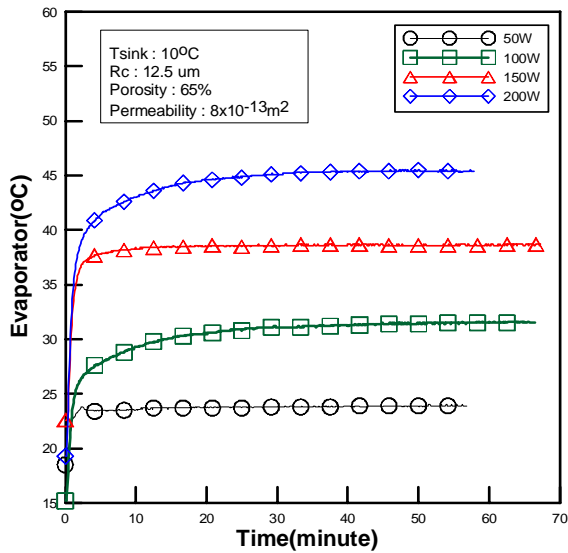


圖 11 不同瓦數下蒸發器的溫度變化

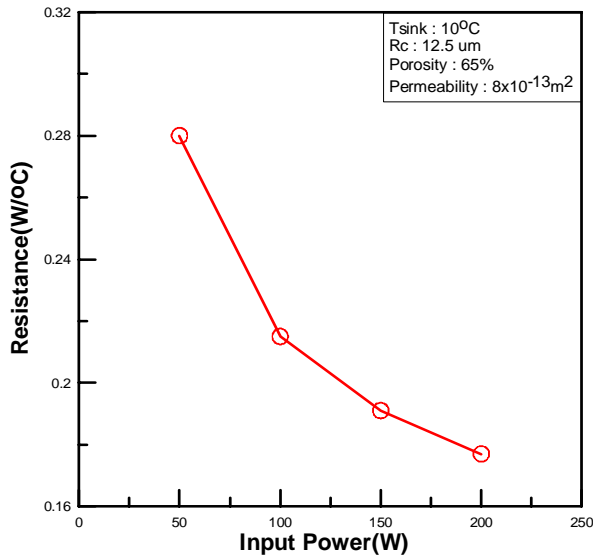


圖 12 在不同瓦數下迴路式熱管的熱阻變化

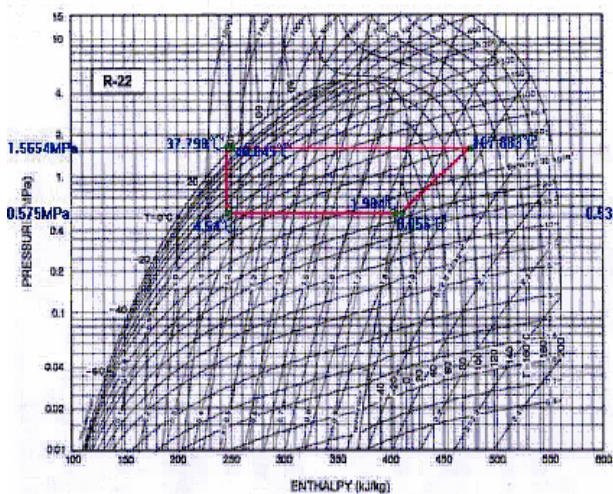


圖 13 傳統氣冷式運轉模式各操作狀態之莫里爾線圖

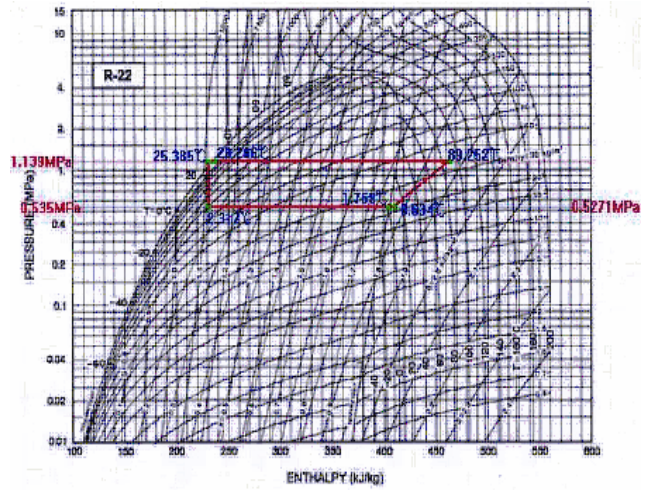


圖 14 蒸發冷卻式運轉模式各操作狀態之莫里爾線圖

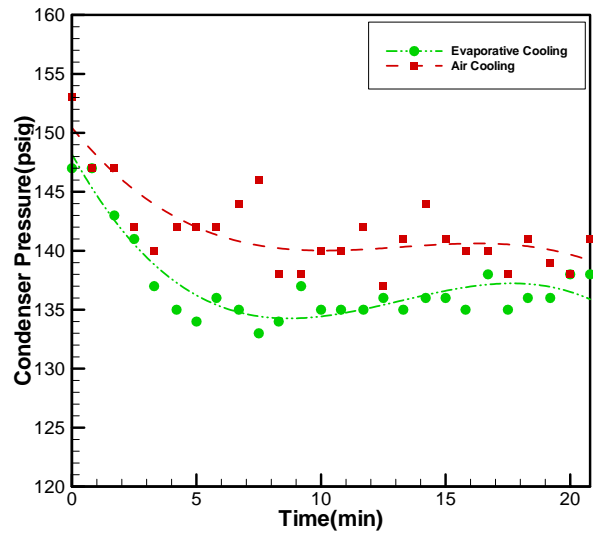


圖 15 傳統氣冷式與蒸發冷卻模式運轉之冷凝壓力比較圖

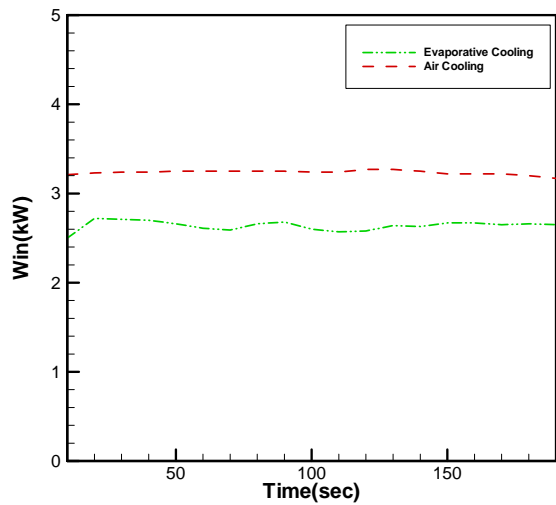


圖 16 傳統氣冷式與蒸發冷卻模式運轉消耗功率比較圖