

## 第二章 基本理論

### 2.1 平板熱管的工作原理

平板熱管結構主要由密閉容器、毛細結構及工作流體組成，此外通常還放置一些支撐柱提供抗壓性。腔體經過充填工作流體並透過抽真空的方式給予腔體內一低壓環境後進行密封，其中腔體受熱部份稱為蒸發區，與熱沉進行熱交換部份稱為冷凝區，工作流體在此二區透過相變化與外界進行熱交換。圖 2.1 為平板熱管內部工作示意圖，描述出工作流體的行進路線，當熱由加熱塊輸入至平板熱管之蒸發區時，蒸發區的工作流體在蒸發區受熱後會由液相藉吸收潛熱轉變為氣相而離開蒸發區，在冷凝區則釋放潛熱轉回液相，冷凝區工作流體則利用毛細結構及支撐柱回到蒸發區表面，待受熱後又轉為蒸氣，如此不斷循環。



#### 2.1.1 密閉容器

密閉容器提供工作流體一低壓的環境，並和外界進行熱交換。為了降低壁面的溫度梯度，必須盡可能降低壁厚，但又必須承受外界或內部蒸氣所給予的壓力。容器材料的熱傳導係數越高其效能越佳，因此常見的密閉容器材料為金屬。本研究使用無氧紅銅作為密閉容器，具有極佳的熱傳導能力，而本研究所設計之流道亦有強化抗壓之能力，因此不需要支撐柱等支撐結構。

#### 2.1.2 毛細結構

平板熱管的毛細結構種類主要有燒結金屬粉末、金屬網目、溝

槽、及蝕刻板等，主要功能為提供工作流體循環路徑上克服流阻或重力所需的毛細壓，以及增強表面的核沸騰現象。一般而言，毛細結構的毛細力和流阻呈相反的趨勢，燒結粉末有最佳的沸騰能力，但其流阻亦最大；而溝槽的流阻較小，但毛細力則較差，受重力影響程度較大。最理想的毛細結構則是能提供較大毛細力卻具較小流阻，且具強化沸騰的能力，因此有不少研究皆傾向使用複合的毛細結構。燒結粉末搭配網目或溝槽即是其一，在蒸發區使用燒結粉末強化沸騰及毛細力，其餘區域則使用較低流阻的毛細結構。

本研究為製作上簡易，蒸發區毛細結構使用網目式的毛細結構用堆疊或燒結的方式與銅板接觸，搭配冷凝區流道的設計可兼顧毛細力與流阻的考量。未來甚至可以在蒸發區燒結上一些粉末以使平板熱管具有更佳的毛細力與強化核沸騰之性能。



### 2.1.3 工作流體

工作流體的選用上視其應用的溫度範圍，此外與密閉容器及毛細結構皆不能有化學反應為基本要求；為了有較佳的熱傳能力，其表面張力越大可以提供較強的毛細力；黏滯係數越小工作流體在毛細結構中流動所受的流阻亦較小；潛熱大可以提供更高的熱傳極限，所需較小的質量通率也可減低流阻。

## 2.2 平板熱管之操作極限

平板熱管有均溫性佳、熱傳極限大、熱阻低及傳熱迅速等優點，但在操作上仍有許多限制，限制其熱傳能力的主要原因有：

1. 蒸發表面的工作流體因毛細力不足或流阻過大，導致其回流不及形

成乾化或局部乾化現象，此為毛細極限。

2. 熱通量過高，超過表面的臨界熱通率，表面會產生巨大的液膜使流體無法順利回到蒸發面而導致加熱面燒毀，此為沸騰極限。
3. 熱管內部的蒸氣和液體在循環路徑上會直接接觸，且流動方向相反，使它們之間產生剪應力而增加彼此的流阻，在蒸汽壓提高時會使汽—液接觸面的液體產生波浪，甚至導致液滴飛濺而妨礙液體返回蒸發面，因而降低熱管的熱傳極限，此為夾帶極限。
4. 當蒸發區輸入熱增大時，蒸氣面工作流體大量蒸發形成蒸氣流向熱管之冷凝區，此流速不能達音速以上，否則會產生塞流 (choke) 的現象，此為音速極限。

對應用於電子散熱的平板熱管來說影響熱傳極限的主因是毛細極限，而沸騰極限亦有可能發生。本研究所設計的平板熱管優點之一則在透過流道之設計使工作流體在毛細結構內的輸送路徑變短，路徑也大量增加，而達到增強熱傳極限及提高效能的目的。

## 2.3 熱阻分析模式

平板熱管之效能通常利用熱阻的概念來評估，系統總熱阻根據主要結構可區分為接觸熱阻  $R_c$ 、平板熱管熱阻  $R_{vc}$  及熱沉熱阻  $R_{hs}$  三部分。以下分別對其作說明。

### 2.3.1 接觸熱阻 $R_c$

由於平面間不可能絕對光滑，當兩平面接觸時，空氣往往會殘留在縫隙之中，由於空氣本身為熱的不良導體，使得接觸面會有明顯的溫差，形成接觸熱阻。本研究採用導熱膏降低接觸熱阻，在加熱表面

與平板熱管的接觸面以及平板熱管與鰭片的接觸面皆塗佈導熱膏。理論上接觸熱阻大小受導熱膏的熱傳導係數  $K_{tim}$ 、接觸面積  $A$  及導熱膏厚度  $l_{tim}$  所決定，即：

$$R_c = \frac{l_{tim}}{K_{tim} * A_h}$$

在平板熱管與鰭片的接觸面上，由於面積遠較熱源表面為大，其值將遠小於接觸面的接觸熱阻，因此下述討論皆針對加熱面的接觸熱阻。一般塗佈於表面的導熱膏厚度估計約為 0.05~0.1mm (50~100  $\mu$ m)，其熱傳導係數約為 3 W/m-K，以此估計在 2mm \* 2mm 之加熱面的接觸熱阻  $R_c$  約在 0.04 - 0.10  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$  之間。

本研究中加熱器及平板熱管壁均為高熱傳導的紅銅，故可藉由量測熱源表面溫度  $T_h$  以及平板熱管底部蒸發區的溫度  $T_{vc,b}$ ，實際近似估算接觸熱阻。

$$R_c = \frac{T_h - T_{vc,b}}{Q} \quad (1)$$

### 2.3.2 平板熱管熱阻 $R_{vc}$

在本研究所設計的平板熱管，其熱阻包含上下銅壁熱阻、毛細蒸發熱阻、蒸氣熱阻及冷凝熱阻。其中蒸氣熱阻部份，因蒸氣的等熱熱傳係數極大，傳輸路徑又小，可以忽略不計。冷凝熱阻則因冷凝面積遠大於蒸發面積，其值遠小於毛細蒸發熱阻，故亦可忽略不計。因此平板熱管熱阻  $R_{vc}$  應近似於其毛細蒸發熱阻。

#### A. 銅壁熱阻

這部份又分上銅壁熱阻及下銅壁熱阻，其中下銅壁含擴散熱阻及

材料本身熱阻。擴散熱阻是熱傳時經因面積差異而產生的熱集中現象，這部份於 1998 年由 Lee[22] 提出擴散熱阻的公式：

$$R_{sp} = \frac{\sqrt{A_p} - \sqrt{A_s}}{k\sqrt{\pi A_p A_s}} \times \frac{\lambda k A_p R_c + \tanh(\lambda t)}{1 + \lambda k A_p R_c \tanh(\lambda t)} ; \text{ 而 } \lambda = \frac{\pi^{3/2}}{\sqrt{A_p}} + \frac{1}{\sqrt{A_s}}$$

另外在文獻[4]利用紅外線攝影技術擷取表面溫度後，經計算其值非常小，以文獻中的參數，其值為  $7 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 。

材料熱阻則可利用一維熱傳導的模式計算而得：

$$R_w = \frac{t_w}{K_w * A}$$

其中  $t_w$  為壁面厚度； $K_w$  為壁面材料的熱傳導係數； $A$  為熱傳面積。

本研究中容器壁面為銅，下壁厚度 1mm，加熱面積為  $2\text{mm} \times 2\text{mm}$ ，故銅壁的材料熱阻值僅約為  $6 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 。

#### B. 毛細蒸發熱阻 $R_{evap}$

毛細蒸發熱阻在不同的熱通量下會受到不同的熱傳機制所影響，如在低熱通量時以熱傳導為主，當熱通量增加時熱對流效應逐漸增強，在更高的熱通量下，核沸騰開始發生。不同機制轉換的熱通量又與毛細結構種類與毛細厚度等有關[23]，以致理論計算極為困難。因此通常是透過溫度量測蒸發面溫度與冷凝面溫度之差異後，除以熱傳量而得到毛細蒸發熱阻，即：

$$R_{evap} = \frac{T_w - T_{sat}}{Q}$$

其中  $T_w$  為蒸發區的內壁溫度， $T_{sat}$  為工作流體的飽和蒸發溫度。但對



一操作中的封閉平板熱管，欲量得飽和蒸發溫度 $T_{sat}$ 較為困難，而因冷凝熱阻及上壁材料熱阻可以忽略，可以平板熱管上板外的平均溫度 $T_{f,avg}$ 來近似； $T_w$ 則以蒸發區下板中心處量得的溫度 $T_{vc,b}$ 取代。此溫差主要由沸騰所需的壁面過熱度以及流體在毛細結構中所受的阻力所決定。其中壁過熱度於文獻[19]提到，在考慮表面張力下，過熱度可用下式求出：

$$T_l - T_{sat}(pl) = \frac{2\sigma T_{sat}(pl)}{h_{fg} r_{b,p}} \left( \frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)$$

相較於毛細蒸發熱阻，蒸氣熱阻及冷凝熱阻皆甚小。而平板熱管之熱阻可採用蒸發區溫度 $T_{vc,b}$ 與鰭片底部平均溫度 $T_{f,avg}$ 兩量測值求得：

$$R_{vc} = \frac{T_{vc,b} - T_{f,avg}}{Q} \quad (2)$$



此平板熱管熱阻 $R_{vc}$ 應與毛細蒸發熱阻 $R_{evap}$ 相近。

### 2.3.3 熱沉熱阻 $R_{hs}$

系統的發熱量最後利用風扇與鰭片以強制對流的方式和環境進行熱交換，因此熱沉熱阻 $R_{hs}$ 定義為鰭片底部到環境溫度間的熱阻，可區分為鰭片傳導熱阻以及鰭片對流熱阻兩部份。鰭片傳導熱阻為熱量以熱傳導模式從鰭片底部帶至鰭片表面，而鰭片對流熱阻為熱由鰭片表面和空氣熱沉間以對流方式進行熱交換的熱阻。這部份並非實驗的研究參數，因此不詳細介紹其經驗公式。

本實驗中藉由測量鰭片底部的平均溫度 $T_{f,avg}$ 與入風口的環境溫度 $T_a$ ，利用下式即可求得熱沉熱阻：

$$R_{hs} = \frac{T_{f,avg} - T_a}{Q} \quad (3)$$

最後系統總熱阻可用下式求得：

$$R_{tot} = R_c + R_{vc} + R_{hs} = \frac{T_h - T_a}{Q} \quad (4)$$



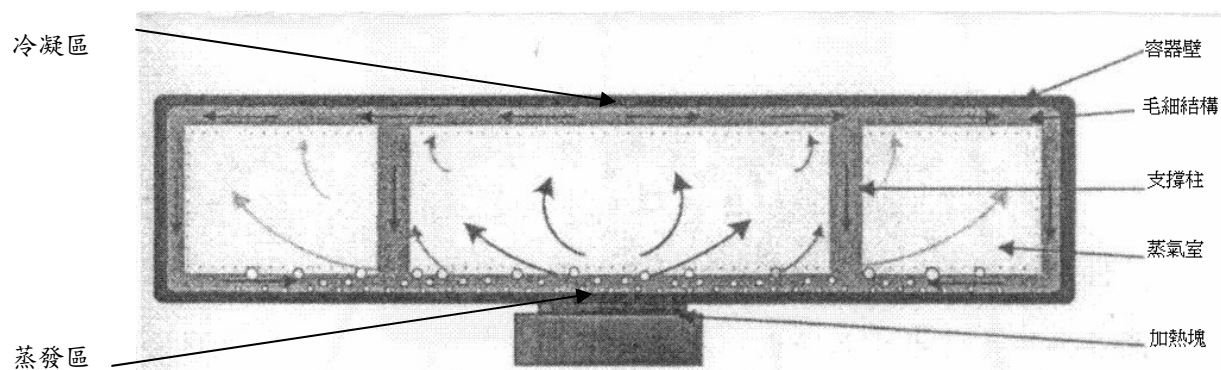


圖 2.1 平板熱管內部工作示意圖[9]

