國 立 清 華 大 學

碩 士 論 文

微型迴路式熱管之研製

Design and Fabrication of the Micro Loop Heat Pipe

系別：動力機械工程學系　　組別：熱流組

學號姓名： G893711 高政群 Kao, Cheng-Chun

指導教授： 王訓忠 博士 Dr. Wong, Shwin-Chung

中 華 民 國 九 十 一 年 七 月 三十一 日

摘要

本研究設計之微型迴路式熱管（micro loop heat pipes）著重於將蒸發端與冷凝端分離，以增加兩者間之距離。此蒸發端之毛細結構為一組平行並列細長之 V 型溝槽，利用微機電（MEMS）技術製作，蒸發端與冷凝端間之連接管路為透明，以觀察工作流體在迴路內之輸送現象，並了解其運作狀態。

由觀測可知，當以甲醇為工作流體（填充率為 80%），並使用一具溫度梯度之平板加熱時，此迴路系統得以成功地循環達一分鐘，隨後因甲醇蒸氣洩漏而乾涸，乃停止運作。若採用等溫之加熱平板對全蒸發端或後半蒸發端加熱時，在完成循環前，蒸發端內之工作流體即已乾涸。本研究亦比較甲醇與水兩者不同工作流體，當以水為工作流體時，最微流道中明顯產生氣泡，阻礙水的傳輸，造成流道之阻塞，可能原因之一為真空度不足。另外，由於本實驗之迴路系統封裝採用 epoxy 黏合，在長時間運作下在玻璃與矽晶片接合處會產生洩漏，無法將工作流體完全密封著，因此整個迴路系統無法持續運作。

目　　錄

頁數

摘要 I

目錄 II

符號說明 IV

圖表目錄 V

第一章　緒論 1

1.1 前言 1

1.2 文獻回顧 4

1.3 研究方向 7

第二章　原理與理論模式 8

2.1 迴路式熱管操作原理 8

2.2 迴路式熱管理論模式 10

2.3 工作液體的選擇 12

第三章　微型迴路式熱管之設計與製程 14

3.1 微型迴路式熱管設計 14

3.2 微型迴路式熱管製程 16

第四章　結果與討論 18

4.1 實驗架構 18

4.2 測試結果與討論 18

4.3 總結 22

第五章　結論與未來研究建議 24

5.1 結論 24

5.2 未來研究建議 25

參考文獻 26

附錄 29

符號說明

ΔP_c：毛細力壓降

r_c：等效毛細半徑

s ：工作流體表面張力

ΔP_{vl} ：蒸汽線壓降

ΔP_{ll}：液體線壓降

ΔP_w：通過毛細結構壓降

ΔP_g：重力造成壓降

ΔT_v：毛細結構的徑向溫度差

$\overline{T}$ ：蒸發表面飽和蒸汽與補償室的平均溫度

A：蒸發器內部流體面積

K_w：毛細材料滲透度

x：毛細材料的長度

m_l：工作流體的黏滯係數

$\dot{m}$：質量流率

L_{eq}：等效長度

f ：摩擦因子

R_{MLHP}：熱阻值

Q：熱輸送量

圖表目錄

	頁數
表 2.1 工作溫度與主要工作流體	31
圖 1.1　市面散熱片與風扇圖	32
圖 1.2　市面熱管圖	32
圖 1.3　熱管示意圖	33
圖 1.4　毛細泵環路（CPL）示意圖	34
圖 1.5　迴路式熱管（LHP）示意圖	34
圖 1.6　微流道示意圖	35
圖 1.7　微型針形鰭片矩陣圖	35
圖 1.8　微熱管與微均熱片示意與結構圖	36
圖 1.9　微噴頭示意與實驗圖	36
圖 1.10　液滴冷卻示意圖	37
圖 1.11　熱電冷卻器示意圖	38
圖 1.12　熱離子冷卻示意圖	38
圖 1.13　熱音波冷卻成品與示意圖	39
圖 1.14　三角形微熱管結構及作動示意圖	40
圖 1.15　氣相沉積之微熱管	40
圖 1.16　Kirshberg 兩種微型毛細泵吸環路示意圖	41

圖 1.17　Kirshberg 微型毛細泵吸環路結構圖　42

圖 1.18　Thomas 微型毛細泵吸環路結構與測試圖　43

圖 2.1　迴路式熱管運作原理圖　44

圖 2.2　熱管熱傳界限圖　45

圖 3.1　微型迴路式熱管蒸發器結構圖　46

圖 3.2　微型迴路式熱管蒸發器尺寸　47

圖 3.3　微型迴路式熱管毛細結構示意圖　48

圖 3.4　微型迴路式熱管系統示意圖　49

圖 3.5　蒸發器製程圖　50

圖 3.6　毛細結構 SEM 圖　51

圖 3.7　蒸發器矽晶片完成圖　52

圖 3.8　微型迴路式熱管完成圖　53

圖 3.9　液體注入示意圖　54

圖 4.1　微型迴路式熱管的實驗架構圖　55

圖 4.2　蒸發端完成置於加熱平板示意圖　56

圖 4.3　工作流體為甲醇，完全置於加熱板上之狀態　57

圖 4.4　蒸發端一半置於加熱平板示意圖　58

圖 4.5　工作流體為甲醇，一半置於加熱板上之狀態　59

圖 4.6　工作流體為水，一半置於加熱板上之狀態　60

圖 4.7　工作流體為甲醇，加孔隙細網之狀態　61

圖 4.8　工作流體為水，加孔隙細網之狀態　62

圖 4.9　蒸發端內液體在微流道中運作狀態　63

圖 4.10　蒸汽挾帶液體排出狀態　64

圖 4.11 傳輸線尺寸減半之迴路系統　65

圖 4.12 具溫度梯度之加熱平板　66

第一章　緒論

1.1 前言

由於半導體製程技術不斷精進，電子晶片藉由製程上的突破，其線寬從 0.18μm、0.15μm、0.13μm 到未來的 0.1μm，造成晶片的導線數不斷增加，使得電子元件單位面積或體積的發熱量急遽升高，早期微處理器（CPU）工作時脈衝低，積體電路上的電晶體密度低，運作時溫度並無巨幅上升，所以不需要安裝冷卻裝置。在 486 系列電腦，其 CPU 之發熱量約只有 4　5W，因此只要加上散熱片與風扇即可解決散熱問題。目前高熱能元件，隨著電腦晶片之功能日益強大，而 CPU 高熱現象逐漸浮現出來，如 Pentium 系列之 CPU 已從 20　30W 提升至 Pentium 4 的 50W 左右，預估在近幾年內，其發熱量必定會超過 100W。此外，CPU 的使用壽命與可靠度會隨著操作溫度上昇而衰減，根據 Intel 的資料顯示，當電子元件之接點溫度由 100°C上升至 130°C時，其產品毀損率約增加 2~10 倍；相反地，降低微處理器之操作溫度則可以提高其運算速度與性能。在這種情況下，因為散熱速度過於緩慢，會導致晶片效能降低或造成損壞，所以如何將熱量帶走，便成為解決高速晶片散熱的最重要問題。因此，有效地將 CPU 冷卻散熱並維持其在許可的操作溫度下，是確保其壽命、可靠度及提高其性能的重要關鍵。要在狹小且有限之空間內消散如此高的熱量，已非傳統之散熱方式可處理的，故應該要考慮以更高效率之方法來解決及改善此問題，微型散熱器將是目前可行的方式之一。

另一方面，由於消費者對電子產品變輕、變薄、變小的渴望，如筆記型電腦（notebook, NB）、行動電話（mobile phone）、個人數位式輔助系統（personal digital assistant, PDA）、單槍投影機（digital

projector）等各種小型電子產品，因為體積的縮減及其功能與性能不斷的提升，導致熱量不斷增加，故「散熱」已經成為現今各大電子廠商，所面臨的嚴重問題。

在現今市面上各種散熱系統中，散熱片與風扇[1]是最常使用到的散熱元件（圖 1.1 所示），這些裝置使用單相空氣自然或強制對流的冷卻方式，已經無法達成良好的散熱效果，而且在溫度控制方面也無法到達預期的結果。因此，使用雙相流熱傳方式，已經成為較有效的散熱裝置。

雙相流熱傳方式就傳熱效率而言遠比單相高，其利用工作流體兩相之間的潛熱變化，迅速帶走大量的能量。由此概念下，發展出散熱裝置－「熱管（heat pipe , HP）」（圖 1.2 所示）[2]。其特色在於不需要施加外力，就可以在極短的時間內，將大量的熱量傳送到極長的距離外，傳熱能力比同尺寸的銅材高出一百多倍，所以熱管可稱為「熱的超導體」。

熱管的概念（圖 1.3 所示）最早於 1942 年，由美國 G.M.公司（General Motors Corporation）的 Gaugler [3]提出，利用工作流體在相變化時所具有的潛熱來傳輸熱量，應用於冷卻系統，其說明在管外壁有吸熱用凸片（ fin）、內壁有毛細構造體（燒結的鐵粉）之密閉管，管上半部置於一絕熱容器內，下部放置一冰水中，藉以冷卻絕熱容器內的空氣，並且對其提出專利。在 1963 年時，Grover 首先提出熱管一詞，申請「蒸發—凝結熱輸送裝置（evaporation-condensation heat transfer device）」，此後許多歐美先進國家都致力於熱管之研究。如今熱管應用範圍非常廣泛，如引擎、電器裝置、人造衛星、太空飛行器及電子元件的冷卻，太陽熱與地熱有效利用等，可見熱管是散熱領域中不可或缺的裝置。

在熱管發展過程中，相繼有人提出新的設計，希望突破傳統熱管的限制。在 1960 年代中期，Stenger [4]於美國 NASA/Lewis 研究中心提出毛細泵環路（capillary pumped loop , CPL）的概念（圖 1.4 所示）[5]，約在 1970 年代末期，才真正開始實際發展此散熱裝置，應用於太空飛行器。而在 1980 年代，俄國 Maidanik 於 The Institute of Thermal Physics of Ural Branch of Russian Academy of Sciences 研究單位，提出另一熱傳裝置迴路式熱管（loop heat pipe , LHP）的概念（圖 1.5 所示）[5]，原先此熱傳裝置稱之為抗重力熱管（anti-gravitation heat pipe），直到 1980 年代末期，才更名為迴路式熱管。

針對以上三種熱傳裝置之特性，做以下介紹：

（1）熱傳裝置：

傳統熱管（HP）的結構整個包含在一圓管中，其圓管兩端為蒸發段與冷凝段，圓管內壁完全為毛細結構作為工作液體回流的途徑，管內則為蒸氣流動的通道，蒸發與凝結完全在一管內完成。毛細泵迴路（CPL）裝置共有蒸發器（evaporator）、冷凝器（condenser）、傳輸線（transport line）與儲存槽（reservoir），與熱管不同的是只有蒸發器有毛細結構，其運作方式為工作液體在蒸發器受熱產生蒸發之相變化，蒸氣經由傳輸線（vapor line）傳至冷凝器將熱排出，凝結成液體，再經由傳輸線（liquid line）流回到蒸發器，而儲存槽的功能為補充液體到蒸發器，由此可見，毛細泵迴路的結構相當複雜。迴路式熱管（LHP）將毛細泵迴路裝置簡單化，把儲存槽與蒸發器相連接，其餘結構與毛細泵迴路相同。

（2）啟動（Start-up）：

傳統熱管啟動方式非常簡單，只要將其直接貼附熱源，就可將熱傳到整個熱管，再將熱從冷凝器帶走。毛細泵迴路運作方式亦是將蒸

發器直街貼附熱源，使其產生運作，但在運作前必須將儲存槽加熱，使其溫度高於蒸發器之溫度，如此而來才可將工作液體流至蒸發器，確保蒸發器之毛細結構有液體存在。迴路式熱管啟動並不需要將儲存槽先加熱，與熱管有容易啟動的優點，直接在蒸發器加熱即可運作。

（3）熱輸送距離：

迴路式熱管與毛細泵迴路改進傳統熱管單向流動的缺點，將兩相流分開，避免汽相與液相逆向流動所產生之問題，其液汽分離流動，迴路中只有單一的循環方向，可以減低液態回流的阻力，所以可增加其熱傳輸距離。

經由以上比較可知，迴路式熱管與毛細泵迴路比傳統熱管有更大的傳輸距離與熱傳量，而且迴路式熱管比毛細泵迴路容易啟動且結構簡單，所以將其熱傳特色結合微機電（MEMS）技術製程簡單之優點，希望能夠設計出最佳的微型散熱元件，有效解決電子元件的散熱問題。

1.2 文獻回顧

微型散熱器最近幾年受到許多研究單位深入的探討，其主要分為兩大類：對流冷卻（convective cooling）與固態冷卻（solid state cooling）。其中對流冷卻可分為（1）微流道（micro-channels）：如圖 1.6 所示[6]，微流道設計在 IC 元件上，使用微泵浦驅動流體運動，使電子元件所產生的熱量經由流體帶走，最後由微散熱片將熱散出，其中微型散熱片（Micro heat sinks）與微型針形鰭片矩陣（micro pin fin arrays）[7]，圖 1.7 所示，亦屬於微流道系統之一，此工作方式亦可以使用單相或雙相冷卻。（2）微熱管（micro heat pipes）與微均熱片（micro heat spreaders）：圖 1.8 所示[8]，將微熱管或微均熱片直接放

置電子元件下將熱散出。（3）微噴頭（micro-jets）：圖 1.9 所示，包含氣體與液體的冷卻[9]，其將氣體或液體由微噴頭噴出，使得過熱表面冷卻。（4）液滴冷卻（droplet cooling）：圖 1.10 所示[10]，將液滴噴在晶片上，由相變化將熱帶走，可改變液滴尺寸與頻率來控制冷卻效能。而固態冷卻分為（1）熱電冷卻器（thermoelectric coolers）：圖 1.11 所示[11]。（2）熱離子冷卻（thermionic cooling）：圖 1.12 所示[12]。（3）熱音波冷卻（thermoacoustic cooling）：圖 1.13 所示[13]。由此可見，微型散熱器是值得去探討研究的。

在微型散熱器研究中，又可分為直接驅動與間接驅動兩種方式，直接驅動方式其不必外加電源驅動散熱裝置，就可將熱量帶走，例如微熱管裝置，其放在熱源上就可以直接運作；而間接驅動方式其需外加電源來驅動散熱裝置，將熱量帶走，例如微噴頭與微流道，其需外加一致動器來驅動散熱裝置，才能夠將熱量帶走。因此，本研究朝直接驅動方式做設計，其可不需外加能源，並能夠方便使用。

在微型熱管文獻中，最先探討的是 1984 年在日本舉行第五屆國際熱管會議，由 Cotter [14]所提出，內容說明電子元件的 IC、LSI、VLSI 今後將會更高積集化，元件的溫度控制成為特別重要之問題。在晶片上埋入微細熱管，或直接在晶片上以光蝕刻術蝕刻微細溝，加蓋形成管形狀，平均直徑 10~500μm，長數 mm 至數 cm 之間，此熱管不需毛細結構，斷面成多角形狀，工作液體以毛細力凝聚於角落，沿長度方向而流，不管哪裡加熱皆可達到熱擴散之目的，如圖 1.14 所示。其使用數值與實驗來研究微熱管在穩態時之特性，並與傳統熱管作比較，根據其計算，邊長為 0.02cm 之三角形斷面，管長 1cm，以甲醇為工作液體，在 50°C 作動的最大熱輸送量可達 0.03W。

Peterson [15]、[16]團隊在微熱管領域的努力相當深入，包括開發

各種製程，如蝕刻(100)矽晶片之研究，蝕刻(110)矽晶片配合氣相沉積製程之開發，如圖 1.15 所示。有關微熱管之數學模型，最近也最完整的微熱管數學模型 Longtin [17]所提出，基本上是一個熱阻模型，針對工作液體為水之矽質三角形微熱管，推算出單一微熱管之有效熱傳導係 K_{eff}（effective thermal conductivity）。說明微熱管之水力直徑（hydraulic Diameter, D_h）與長度對實際熱傳導係數 K_{eff} 之相互關係。

對於微型毛細泵吸環路（Micro-CPL），最近在 2000 年及 2001 年由 Kirshberg [18]、[19]在 Berkeley 所提出（圖 1.16 所示），在晶片上設計新型結構，尺寸為 1000μm×2000μm，用微機電（MEMS）技術製作微型毛細泵吸環路（圖 1.17 所示），利用雷射光做加熱源，加熱蒸發器（如圖 1.17（b）所示），使整個系統產生運動，而圖 1.17（c）是工作流體在冷凝器的工作圖，可以看出整個微型毛細泵吸環路的運作狀態，但是此實驗並未做完整的測試與分析，只作初步的結構設計與製作，並對此系統運作狀態作分析。

Thomas [20]最近於 Wright State University 對微型毛細泵吸環路做研究，首先將對環路系統中蒸發器與冷凝器的流道做數值模擬，應用於設計上；此外，其迴路結構設計（圖 1.18（a）所示）與 Berkeley 相似，其量測系統做重新設計（圖 1.18（b）所示），使用 CO_2 與氦氖雷射做加熱源，冷卻方式使用單相流量器（圖 1.18（c）所示），利用 thermocouple 量測其溫度，但此實驗亦未做完整量測，只對其迴路製作與量測方式作設計。

至於本研究之微型迴路式熱管，並未有文獻探討到，大多在小型或大型迴路式熱管的研究；此外，微型熱管與微型毛細泵吸環路系統結構完全製作在一矽基材上，對於蒸發與冷凝兩端無法完全隔離，會

影響其熱傳效能，因此，希望本研究能夠對微型迴路式熱管，做非常詳細的研究與探討，創作出新的微型散熱器。

1.3 研究方向

經由前述可知，迴路式熱管是一優越的散熱裝置，因此本研究針對微型迴路式熱管做完整設計與製作，並作測試，充分掌握微型迴路式熱管的運作特性，做為未來實用時的參考。

本論文研究方向可分為：

（1）設計最佳微型迴路式熱管之結構。

（2）製作微型迴路式熱管。

（3）測試微型迴路式熱管。

（4）經由透明迴路設計，觀察微型迴路式熱管中工作流體在環路內輸送現象，並探討其特性。

第二章　原理與理論模式

2.1 迴路式熱管操作原理

迴路式熱管結構包含蒸發器（evaporator)、冷凝器（condenser)、蒸汽線（vapor line)、液體線（liquid line）與補償室（compensation chamber)，其基本原理如同熱管利用工作流體的相變化來傳遞熱量。其循環為：工作液體在蒸發器之毛細結構中，吸收外界的熱負載而產生相變化形成飽和蒸氣，經由溝槽導入蒸氣線內並流入冷凝器中，在冷凝器內凝結並釋放潛熱，冷凝後的液體再經由液體線傳回補償室，經由毛細力的作用泵吸至蒸發器之毛細結構表面，再吸收熱量形成蒸氣，完成一循環（圖 2.1 所示)。由上述可知，迴路式熱管的操作原理為利用毛細力提供工作流體的驅動力，使得工作流體可以自然循環。

由於熱管最大熱傳量有一定的限制，發生於毛細結構熱管的，包括毛細界限（capillary limit)、音速界限（sonic limit)、沸騰界限（boiling limit）及夾帶界限（entrainment limit）（圖 2.2 所示)，一般應在此極限熱傳曲線下工作，因此無法發揮熱管最佳的傳熱性能。其特性敘述如下：

（1）毛細界限（capillary limit）：

在熱管中，熱輸送量增加而增大工作流體的流量，但無法超過毛細構造的工作流體傳送能力，若在此熱負荷狀態下，會在毛細管構造發生燒乾（dry-out）或燒損（burn-out)。

（2）音速界限（sonic limit）：

當熱輸送量增大時，蒸氣流量也隨之增加，此流速不能達音速以上，否則會有塞流（choke）的現象。

（3）沸騰界限（boiling limit）：

熱管熱輸送量增加使得蒸發段的毛細結構和管壁接觸面的液體達到飽和溫度，若熱量繼續增加時，在毛細結構處的液體會產生過熱現象，此過熱狀態會持續增大直到毛細結構內部發生沸騰而產生汽泡，而毛細結構又會妨礙汽泡脫離，因此導致傳熱面的毛細結構間形成蒸汽層，使熱管壁溫度急速上昇而燒毀。

（4）夾帶界限（entrainment limit）：

整個熱管的蒸氣和液體都有直接接觸，且流動方向相反，使它們之間產生剪切力，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汽段，而降低熱管的導熱能力。

而迴路式熱管具有單向循環的優點，夾帶界限並不存在，因此傳熱能力比傳統熱管更佳。對於迴路式熱管的界限，將對其做以下探討：

（1）毛細界限（capillary limit）：

迴路式熱管內工作流體的驅動力，主要是由毛細結構所提供的毛細力 ΔP_c，由於蒸發表面液汽界面造成半月形曲面（meniscus），會依輸入功率不同，使得產生毛細壓差等於環路壓降損失 ΔP_{cap}。

$$\Delta P_{cap} = \Delta P_{vl} + \Delta P_{ll} + \Delta P_w + \Delta P_g \qquad (2.1)$$

當輸入熱量增加時，工作液體迅速流動，流動阻力增加，半月形曲面曲率上升，此曲率半徑達到等效毛細半徑 r_c 時，毛細壓差為最大值，便達到操作最大極限，即為毛細界限。

$$\Delta P_{cap,\max} = \frac{2s}{r_c} \geq \Delta P_{vl} + \Delta P_{ll} + \Delta P_w + \Delta P_g \qquad (2.2)$$

其中，s 為工作流體表面張力，ΔP_{vl} 為蒸汽線壓降，ΔP_{ll} 為液體線壓降，ΔP_w 為通過毛細結構壓降，ΔP_g 為重力造成壓降。

（2）毛細結構界限（wick limit）：

毛細結構內的工作流體蒸發表面與吸收表面，有一最小壓力差，此壓力差將蒸汽線的工作流體推向液體線與補償室，此壓力差由毛細結構的徑向溫度差 ΔT_v 獲得，其方程式為：

$$\left.\frac{dp}{dT}\right|_{\overline{T}}(\Delta T_v) \cong \Delta P_{cap} - \Delta P_w \cong \Delta P_{1-7} \qquad (2.3)$$

其中，$\overline{T}$ 為蒸發表面飽和蒸汽與補償室的平均溫度，$\Delta P_{cap} - \Delta P_w$ 為毛細結構蒸發表面與吸收表面之間的環路壓降，ΔP_{1-7} 為圖 2.1 中 point 1 與 point 7 間的壓力降。飽和壓力與溫度線在一給定溫度的斜率，可以由 Clausius-Clapeyron 關係式得：

$$\left.\frac{dp}{dT}\right|_{\overline{T}} = \frac{h_{fg}}{\overline{T}(v_{fg})} \qquad (2.4)$$

由此可知，工作流體的 $\frac{dp}{dT}$ 對於迴路式熱管極為重要，代表者啟動能力，此外，亦受毛細結構的幾何尺寸與熱特性影響。

（3）液體線沸騰界限（liquid line boiling limit）：

工作流體進入補償室前，其溫度比補償室內部為低，因此工作流體在冷凝後的過冷度必須足夠，避免在液體線產生沸騰現象。對於過冷度的要求，與液體線的流動壓降有關，必須滿足：

$$\Delta T_{sc} \geq \left.\frac{dT}{dp}\right|_{\overline{T}}(\Delta P_{ll} + \Delta P_g) \qquad (2.6)$$

因此，設計冷凝器時，必須注意將熱帶走，使得工作流體冷卻至一適當過冷度，不會因過冷度不足造成無法運作。

2.2 迴路式熱管理論模式

由上述毛細界限可知，毛細結構所能提供最大毛細壓差需大於整個環路流動阻力，針對工作流體經系統各元件之壓降加以分析。

（1）液汽介面毛細壓差：

穩態時，可以由蒸發液汽介面的接觸角q_c、工作流體表面張力s及等效毛細半徑r_c，可求得毛細壓差：

$$\Delta P_{cap} = \frac{2s\ \cos q_c}{r_c} \tag{2.7}$$

當$q_c = 0$時，可以得到最大毛細壓差$\Delta P_{cap,\max}$，液汽介面間的曲率半徑等於等效毛細半徑。

$$\Delta P_{cap,\max} = \frac{2s}{r_c} \tag{2.8}$$

（2）毛細結構流動壓降：

根據達西定理（Darcy’s law），只考慮毛細結構內為徑向流動，假設流動為一維與層流，則其流動速度為：

$$V_x = -\frac{K_w}{m_l}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) \tag{2.9}$$

又由質量守恆可得：

$$V_x = \frac{\dot{m}}{r_l A} \tag{2.10}$$

帶入（2.9）式，整理得：

$$\frac{\dot{m}}{r_l A} = -\frac{K_w}{m_l}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)$$

$$\therefore \Delta P_w = \frac{m_l \dot{m}}{r_l A K_w} x \tag{2.11}$$

其中，A為蒸發器內部流體面積，K_w為毛細材料滲透度，x為毛細材料的長度，m_l為工作流體的黏滯係數，$\dot{m}$為質量流率。

（3）傳輸管路流動壓降：

若在管路中為等質量流率流動，且為完全發展，則直管內摩擦所引起的主要損失（major losses）ΔP_{major}為

$$\Delta P_{major} = f\frac{L}{D}\frac{rV^2}{2} \qquad (2.12)$$

環路中其他彎管或閥所造成的次要損失（minor losses） ΔP_{minor} 為

$$\Delta P_{minor} = f\frac{L_{eq}}{D}\frac{rV^2}{2} \qquad (2.13)$$

其中，L_{eq} 為等效長度，f 為摩擦因子。在傳輸管路上的流動損失 ΔP_{trans} 為

$$\Delta P_{trans} = \Delta P_{ll} + \Delta P_{vl} = \Delta P_{major} + \Delta P_{minor} \qquad (2.14)$$

（4）重力壓降：

如果蒸發器的位置高於冷凝器，兩者之間的高度差稱之為逆高度（adverse elevation） h，此時高度差所造成的壓降 ΔP_g 為

$$\Delta P_g = r_l gh \qquad (2.15)$$

2.3 工作液體的選擇

迴路式熱管的工作溫度需在封入工作流體液相與氣相共存的範圍內，依使用在不同工作溫度下，可使用不同的工作流體（表 2.1 所示）[21]，其工作流體選擇考量有以下因素：

（1）操作溫度範圍：

選擇沸點在操作溫度附近的工作流體，其在系統內可以順利地進行蒸發與凝結，如果操作溫度高於工作流體的沸點，或低於凝固點，雙向流環路則無法使用。

（2）毛細高度因素（wicking height factor）：

其物理意義為工作流體的表面張力克服重力的能力，其值愈大愈好，在重力環境下，此因素必須考慮；在無重力下，此因素則不需考慮。

（3）蒸汽壓：

工作流體的蒸汽壓不能太高，因蒸汽壓太高會使得環路連結處無法承受；蒸汽壓也不能太低，太低會造成高速蒸汽流動。所以蒸汽壓必須依照環路材質強度與大小而定。

（4）工作流體飽和狀態壓力對溫度之斜率（$\frac{dp}{dT}$）：

工作流體在循環系統中，因管路流阻產生壓降，需藉由毛細結構兩邊的壓差，使工作流體可以順利回到補償室，如（2.4）式。因此，斜率愈大的工作流體，則較小的溫度差即可產生相同的壓力差，所以其動力較大。

（5）表面張力：

工作流體的表面張力愈大，在毛細結構中驅使液體流動的毛細力增加。

（6）黏滯係數：

工作液體的黏滯係數小，在流動過程中的阻力就會降低。

（7）熱穩定性（thermal stability）：

工作流體在操作溫度下必須呈穩定狀態，不會產生熱分解，若分解其性質就會改變。

（8）毒性（Toxicity）：

工作流體應具無腐蝕性與無毒性，避免造成環境污染。

第三章　微型迴路式熱管之設計與製程

3.1 微型迴路式熱管設計

經由上述理論分析與原理可知，設計一微型迴路式熱管需考量的問題很多，因此將對其設計做以下分析與探討。首先將對各結構元件做說明：

（1）蒸發器：

蒸發器主是將微型迴路式熱管受熱元件，工作流體受熱產生相變化，進入蒸汽線（vapor line），此主要構造有毛細結構。本實驗蒸發器將使用微機電技術（MEMS），其方便製作，且可將元件厚度降低，減少空間，完全應用於晶片散熱，尺寸為 20mm×40mm。再將完成之矽晶片與玻璃接合，如此可以清楚觀測工作流體運作狀況（圖 3.1、3.2 所示）。

（2）補償室：

補償室的功能最主要確保工作液體能夠順利補充至蒸發器，設計上延伸蒸發器內的主毛細結構（primary wick），在補償室內的毛細結構為次毛細結構（secondary wick），本實驗將補償室與蒸發器做在一起，同樣使用微機電技術，如此而來製作方式就簡單許多。

（3）冷凝器：

冷凝器主要功能是將蒸汽冷凝，把系統上的熱量帶走。設計上必須考慮散熱面積與冷卻方式，本實驗設計將使用冰水冷卻，增加其散熱能力，測試迴路式熱管的性能；此外，冷卻器裝置與兩傳輸線以銅管連接（長度為 8㎝）。此冷卻器設計的優點在於實用性，且製作簡單，不需另外加工。

（4）傳輸線：

微型迴路式熱管的優點之一為擁有較長傳熱距離，本實驗的傳輸線將使用鐵弗龍管（長度為 8cm），連接蒸發器與冷凝器。

（5）工作流體：

在選用工作液體，以毛細限制作為最大熱輸送準則，工作液體應為（a）表面張力大（b）密度大（c）潛熱大（d）黏度小。本實驗設計之微型迴路式熱管的目標是為了電子零件的散熱，採用水與甲醇為工作液體，因為它們較為經濟且容易取得。

（6）毛細結構：

傳統金屬小型迴路式熱管毛細結構的主要作用是提供液體循環提供毛細驅動力及液體流通的通道。因此對毛細結構的要求，首先是能提供高的毛細壓力差，即應具有較小且有效毛細孔半徑。同時要求毛細結構對液體流動的阻力要小，即應具有高滲透率。由於毛細結構也是熱量進入與傳出熱管的必經之路，亦即其熱阻要盡可能小。常用的毛細結構有軸向溝槽與燒結，軸向溝槽式，缺點為不適合各種工作角度；燒結式擁有優良性能，但卻不易加工。所以，較小的毛細孔半徑且優良的沾濡性之毛細結構，在重力場中有良好的逆重力工作性能，且不易阻擋沸騰氣泡脫離，為設計上最佳考量。本實驗是在(100)矽晶片上以非等向性濕蝕刻方式蝕刻出的三角形溝槽，其三角形尖角即為毛細結構，蝕刻出三角形凹槽，雖然其毛細力無法比燒結式高，但是由於本實驗結構相當小，其毛細力將會大大提升（圖 3.3 所示）。

因此，結合以上各結構元件的設計，建構出本實驗所設計的新微型迴路式熱管（圖 3.4 所示）。

3.2 微型迴路式熱管製程

本實驗之微迴路式熱管，蒸發器利用微機電製程配合 Epoxy 接合而完成。本實驗使用(100)四吋單面拋光、n-Type、厚度 500~550μm 之矽晶片。利用非等向性蝕刻術(an-isotropic etching)，將結構完成。最後再以 Epoxy 將玻璃與矽晶片封合, 而得一微型迴路式熱管之蒸發器結構，詳細分別說明製程步驟（如圖 3.5 所示）：

（1） 在（100）四吋矽晶片兩面，使用低壓化學氣相沈積（low pressure chemical vapor deposition，LPCVD）沈積一層厚度為 5000Å 的氮化矽（Si_3N_4），此氮化矽薄膜有低應力及高強度的優點，且能夠抵抗氫氧化鉀（KOH）溶液的蝕刻。

（2） 在矽晶片表面，上一層薄薄的 PDMS，以助光阻附著。

（3） 使用光阻塗佈機，在矽晶片表面塗上一層正光阻，厚度約為 1 μm。

（4） 放入烤箱中，以 90℃軟烤。

（5） 用 UV 曝光機曝光（mask）。

（6） 使用顯影液將所要圖形顯影。

（7） 再放入烤箱中，以 120℃硬烤。

（8） 將矽晶片放入 RIE（Reactive Ion Etching System）蝕刻機中，將氮化矽蝕刻開洞。

（9） 將矽晶片上光阻利用丙酮以超音波震盪去除。

（10）將矽晶片放入氫氧化鉀（KOH 濃度 20%，兩小時）溶液中，蝕刻出三角形流道，此為設計之毛細結構（圖 3.6 所示）。

（11）將矽晶片切割下來（於圖 3.7 所示，圖中之亮點為蝕刻後，流道斷裂之痕跡，其原因將於下文說明）。

（12）最後將玻璃與矽晶片用 Epoxy 接合，完成蒸發器結構。

蒸發器完成後，將兩鐵弗龍管用膠與蒸發器完全接合，再使用銅管將兩鐵弗龍管連結在一起，如此而來，微型迴路式熱管系統就完成（圖 3.8 所示）。最後將工作液體脫氣封入，由於工作流體在常溫為液體，先在蒸發器與蒸汽線間接合處設計一分流器作為液體注入口（圖 3.19 所示），將稍多於封入量的液體通入系統中而加熱，從注入口噴出蒸汽，將系統內的非凝結氣體趕出，並使用超音波震盪器將系統中氣泡震出，在適當趕出蒸汽後，將注入口封住，此系統就完全脫氣。封入的工作流體量是先注入過量的液體，在加熱時趕出蒸汽，依所需要的填充量，再將注入口封住。

在製作過程中，可能由於氮化矽薄膜因應力問題，在氫氧化鉀溶液中蝕刻時，造成其薄膜產生破裂，因此無法阻擋蝕刻液蝕刻矽基材，使得矽基材中流道產生斷裂之情形。

第四章　結果與討論

4.1 實驗架構

本實驗設計一微型迴路式熱管測試平台，其系統如圖 4.1 所示，其中，加熱平板（hot plate）為一 5×5cm^2 的鋁板，其下部均勻地纏繞加熱絲，並在鋁板與加熱絲間塗上一導熱膏，減少其接觸熱阻（contact resistance），並在下層黏上一鐵弗龍板作為絕緣層，以避免熱量從底部散失，最後將四周使用 epoxy 密封，以避免熱量從側面散失。完成加熱平板後，利用電源供應器提供穩定直流電壓使加熱平板產生熱量，可藉由電壓調整產生不同熱通量與溫度。本實驗的加熱平板溫度設定依工作流體而改變，甲醇設定在 50℃，而水設定在 90℃。

微型迴路式熱管的蒸發端置於加熱平板上，且加熱平板與矽晶片間塗上一層散熱膏，使熱源能夠完全傳至蒸發器，避免接觸熱阻的產生；而凝結端將銅管放置於冰水中，以水冷卻方式將熱量帶走；之後將整個迴路系統水平放置。最後再使用 CCD 攝影機與 V8 攝影機將微型迴路式熱管的運作狀態記錄下來。

4.2 測試結果與討論

本實驗首先對其啟動作觀測，以甲醇為工作流體，填充量為 80％，蒸發端完全置於加熱平板上，如圖 4.2 所示，加熱平板為 50℃時的啟動狀態，由實驗可以發現甲醇在一秒鐘內啟動，其蒸汽從蒸汽輸送線傳遞出，如圖 4.3（a）所示，之後蒸發端不斷增加熱量，由圖 4.3（b）可以發現微流道不斷產生蒸汽，使得微流道可明顯看出蒸汽與液體間差異，但是再不斷增加熱量後，其蒸汽並未能夠推動液體，

最後蒸發端完全由蒸汽覆蓋著，而且液體傳輸線亦會產生蒸汽（如圖 4.3（c）所示），完全阻止微型迴路式熱管運作。

因此，本實驗更改其加熱區域，將蒸氣端只加熱一半，如圖 4.4 所示，如此可以避免液體傳輸線產生蒸汽，阻擋整個系統運作。圖 4.5 是工作流體為甲醇，填充量為 80%，蒸發端一半置於加熱平板上，加熱平板為 50°C時的啟動狀態，可以觀察出此系統啟動亦非常迅速，如圖 4.5（a）所示。繼續提供能量後，其蒸氣不斷產生，如圖 4.5（b），可以觀察出蒸汽傳輸線的液體被推動的情形，最後由於蒸發端完全形成蒸汽，無法藉由毛細結構來吸取液體，使得整個系統無法再運作。圖 4.6 是工作流體為水，填充量為 80%，蒸發端一半置於加熱平板上，加熱平板為 90°C時的啟動狀態，圖 4.6（a）是在加熱時蒸發端的運作情形，圖上半部為完全蒸發狀態，而下半部為繼續加熱中的液體，仍產生氣泡。圖 4.6（b）為蒸汽在蒸氣傳輸線的運作狀態，同樣地，最後此迴路系統亦與甲醇相同，整個蒸發端完成形成蒸汽，無法再運作。此系統與甲醇運作情形相似，但是與甲醇相比，則有表面張力與潛熱之不同（附錄 1 及 2 所示），由於水之表面張力比甲醇大，因此對於微流道之毛細力較大，且較能夠吸入液體，使流道中不時補充液體；此外，水之潛熱較大，其可帶走之熱量亦比甲醇多；但是由於水在毛細結構中蒸發時，產生之氣泡不能脫離壁面，繼續膨脹後，造成流道之阻塞，影響毛細結構之毛細力，而甲醇在蒸發時卻會快速排出，因此水與甲醇相比其各有優缺點，但對於微流道而言，甲醇是較佳之工作流體。

由於蒸發端在持續提供能量時會持續產生蒸氣，因此蒸氣端必須有液體持續供應，才能夠使系統一直運作，由於本實驗所設計之微型迴路式熱管系統，其毛細結構無法驅使蒸汽與液體之運動方向，提供

一直接驅動方式；如孔隙（porous）結構其可以抵擋蒸發膨脹造成的回推力，使爭氣朝單一方向流動，此可以避免蒸汽抵擋液體進入，且可以方便將蒸汽由孔隙結構排出。因此，本實驗將於液體注入處加一孔隙細網，但是由於本實驗設計的毛細結構為 V 型溝槽，為避免外加孔隙細網的毛細力大於 V 型溝槽，所以使用較疏的孔隙細網—拉鬆的菜瓜布來作為增加吸水材料。圖 4.7 是工作流體為甲醇，填充量為 80%，外加孔隙細網，蒸發端一半置於加熱平板上，加熱平板為 50℃時的啟動狀態，圖 4.7（a）為蒸發端運作狀態，可觀察出蒸汽與液體之差別，圖 4.7（b）為蒸汽在蒸氣傳輸線的運作狀態，由觀察可知，此系統吸水性比未加孔隙細網佳，由於孔隙細網之阻擋，使得產生之蒸氣氣泡無法向液體傳輸線回推，因此可以傳輸的距離較長，且運作時間較長，的確可以改進其性能，但是在不斷增加熱量後，其蒸發端亦會完全形成蒸汽，使整個系統無法再運作，預期原因可能有下列兩方面：（1）孔隙細網吸水性不足，液體無法追上蒸發速度；（2）孔隙細網無法完全抵擋蒸發膨脹所產生的回推力。此兩方面都可能造成蒸發端完全形成蒸氣，但是需進一步證實，才能夠了解其真正原因。

圖 4.8 是工作流體為水，填充量為 80%，外加孔隙細網，蒸發端一半置於加熱平板上，加熱平板為 90℃時的啟動狀態，其運動狀態與甲醇相似，圖 4.8（a）為蒸發端運作狀態，可觀察出蒸汽汽泡的產生，圖 4.8（b）為蒸汽在蒸氣傳輸線的運作狀態，由於水與甲醇之性質不同，如同上面敘述，兩液體各有其優缺點。

經由以上的基本測試可知，本實驗設計之微型迴路式熱管系統其毛細結構的確無法完全驅動整個系統，而且無法驅使蒸汽朝單一方向流動。以 CCD 攝影機觀察其毛細結構液體的驅動情形，如圖 4.9 所示，可以看出液體初期完全置於流道中（圖 4.9（a）），再不斷蒸發，

毛細結構中的液體不斷變少（圖 4.9（b）），一段時間後其毛細力會驅動液體流入，但是在熱量不斷增加下，其毛細結構內的液體不斷減少，當毛細力變小時，就無法繼續補充液體，最後使整個毛細結構完全形成蒸汽（圖 4.9（c）），此系統就無法運作。

此外，在本實驗測試中，亦可發現若蒸發端液體量過多時，在加熱過程中，提供過多的熱量會產生液體快速沸騰現象，使得蒸汽排出時，會挾帶液體一起排出，此會造成蒸汽傳輸線中產生液體，使得整個系統驅動受到阻礙，如圖 4.10 所示，此現象亦是由於本實驗所設計之毛細結構無法隔絕蒸汽與液體所產生的問題，因此，可知微型迴路式熱管亦需孔隙材料來阻擋蒸汽與液體，本實驗設計之毛細結構是無法達到的。

由於以上方式尚無法完成整個迴路之運作，因此再作進一步改善：首先將本實驗之迴路系統之傳輸線尺寸減半（如圖 4.11 所示），使流阻降低，讓迴路中之阻抗減小；其次將本實驗設計之加熱板改為一溫度梯度之加熱平板，其原因有二：一為蒸發端之液體入口處無沸騰產生，不致產生蒸氣阻擋液體流入蒸發端；二為熱張力之影響，藉由溫度梯度使加熱可能產生之氣泡朝溫度高之方向移動，加速從蒸氣傳輸線排出。具溫度梯度之加熱平板如圖 4.12 所示，於 $10\times5cm^2$ 之鋁板前端下部均勻地纏繞加熱絲，在鋁板與加熱絲間塗上一導熱膏，並在下層黏上一鐵弗龍板作為絕緣層，最後將四周使用 epoxy 密封；之後將鋁板後端放置於冰水中，完成此具溫度梯度之加熱平板。

將改善後之微型迴路式熱管放置於加熱平板上，工作流體為甲醇，填充量為 80%，外加孔隙細網，經由觀測可知，迴路系統受溫度梯度影響，其蒸發端之氣泡會朝向熱端移動，經由蒸氣傳輸線排

出，使整個迴路系統運作，達到循環的目的，但在運作一分鐘後，由於系統之蒸氣洩漏，使整個系統無法繼續運作。在循環過程中，並未觀察出蒸發端中甲醇液體內有沸騰氣泡出現。經由改善結果可知，本實驗設計之微型迴路式熱管在溫度梯度下是可以達到循環的目的。

由於本實驗之迴路系統封裝採用 epoxy 黏合，在長時間運作下在玻璃與矽晶片接合處會產生洩漏，無法將工作流體完全密封著，因此整個迴路系統無法持續運作，若使用陽極接合方式將玻璃與矽晶片接合，可以解決洩漏問題。

由於本研究設計系統其蒸發端並無絕熱功能，除非使用具溫度梯度之加熱平板，則在長時間提供能量下，亦會造成液體入口處蒸氣產生，阻擋液體進入，使整個系統無發運作。

另一方面，由於本微型迴路系統使用脫氣方式抽氣，並無法完全將系統內之非凝結氣體趕出，雖然外加超音波震盪器將氣泡震出，但由於本研究所設計之微流道相當小，氣泡受到毛細力之影響無法完全脫離，使得蒸發端內亦有非凝結氣體存在，影響整個迴路系統之性能，若使用抽真空方式脫氣，應可完全將非凝結氣體趕出。

4.3 總結

在使用一溫度梯度之加熱平板，可使得蒸發端之液體入口處無沸騰現象，無法產生蒸氣阻擋液體進入，使整個系統能夠運作，至於熱張力之影響，由於本實驗並無法明確觀測出其效能，還需進一步探討；另一方面，由於最後測試之迴路系統將其尺寸縮短，外加孔隙細網，放置於具溫度梯度之加熱平板上作觀測，並無測試無孔隙細網之

狀況，因此孔隙細網之必要性，尚無法確認。

第五章　結論與未來研究建議

5.1 結論

本研究是設計一新型微型迴路式熱管，使用微機電製程將其製作出，利用微小化所產生之毛細力，推動整個迴路系統使其產生運作，且此設計之 V 型溝槽毛細結構製作容易，可以經由觀察其運作狀態得到以下結論：

（1）蒸發端完全置於加熱平板，會造成液體傳輸線產生蒸汽，阻擋液體進入蒸發器，使其系統無法運作。

（2）將蒸發端一半置於加熱平板上，工作流體為甲醇與水，其迴路系統將可快速啟動，可以觀察出運動狀態，但在蒸發端完全形成蒸汽時，造成迴路系統無法運作。

（3）若在蒸發端液體進入處加上一孔隙細網，可使整個迴路系統增加其運作時間，且能夠推動的距離愈長，但亦無法使整個迴路系統完全運作。

（4）縮短傳輸線尺寸，可減少流阻，可使微型迴路式熱管更容易運作；此外，此迴路系統在溫度梯度下，由於蒸發端液體入口處無沸騰，且可能藉由熱張力之影響，使此系統達到循環的目的。

（5）甲醇與水之性質不同，在微型迴路式熱管內之傳輸狀態亦不相同，由於水在毛細結構中蒸發時會造成氣泡，且氣泡不能脫離壁面，繼續膨脹後，造成流道之阻塞，影響毛細結構之毛細力，可能原因為本實驗迴路系統並非完全真空，因此影響蒸氣在毛細結構之狀態。

（6）由於 V 型溝槽毛細結構無法完全隔離蒸汽與液體，因此再加熱量較多時會造成蒸氣傳輸線內會經由蒸汽帶出液體, 造成阻礙

5.2 未來研究建議

在本研究設計之微型迴路式熱管的運作過程中，其毛細力並非為最佳，若將 V 型溝槽尺寸縮小，可增加其毛細力，並能增加傳輸距離，能夠應用於長距離之傳輸；此外，由於本研究設計之蒸發端液體入口無絕熱功能，造成液體入口產生蒸發現象，使液體無法進入，若將設計一絕熱層阻絕熱量進入，就可以改善此缺點。

另一方面，本實驗在製作過程中，由於本實驗之迴路系統封裝採用 epoxy 黏合，在長時間運作下在玻璃與矽晶片接合處會產生洩漏，無法將工作流體完全密封著，因此整個迴路系統無法持續運作，若使用陽極接合方式將玻璃與矽晶片接合，可以解決洩漏問題，且蒸發端與加熱板間可完全貼合，無接觸熱阻產生。

參考文獻

[1] http://www.pcfin.com.tw/

[2] http://www.ccic.com.tw/

[3] A. Faghri, “Heat Pipe Science and Technology,” Taylor & Francis, Washington DC., 1995

[4] F. J. Stenger, NASA TM X-1310, 1966.

[5] http://www.jpl.nasa.gov/adv_tech/thermal/LHP.htm

[6] http://www.berkeley.edu/

[7] Y. Joo, K. Dieu and C.J. Kim, “ Fabrication of Monolithic Microchannels for IC Chip cooling,” IEEE Micro Electro Mechanical Systems Workshop, Amsterdam, The Netherlands, 1995, pp. 362-367.

[8] http://www.umcp.umd.edu/

[9] L. Lagorce, D. Kercher, J. English, O. Brand, A. Glezer and M. Allen, “Batch-Fabricated Microjet Coolers for Electronic Components,” ISHMI International Symposium on Microelectronics, p.494, Philadelphia, Pennsylvania, October 14-16, 1997.

[10] http://www.cmu.edu/

[11] T. A. Gregory and Kovacs, “Micromachined Transducers Sourcebook,” Boston: WCB / McGraw-Hill, 1998, pp. 583-586.

[12] T. Zeng and G. Chen, “ Energy Conversion in Heterostructures for themionic Cooling,” Microscale Thermophysical Engineering, Vol. 4, 2000, pp. 39-50.

[13] S. L. Garrett, J. A. Adeff, T. H. Hofler, “Thermoacoustic Refrigerator for Space Applications,” Journal of Thermophysics and Heat transfer, Vol. 7, No. 4, 1993, pp. 595-599.

[14] T. P. Cotter, “Principles and Prospects for Micro Heat Pipe,” Proc. 5th

Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, pp. 328-335, 1984.

[15] G. P. Peterson and A. B. Duncan, “Experiment Investigation of Micro Heat Pipes Fabricated in Silicon Wafer,” Journal of Heat Transfer, vol. 115, pp.751-756, 1993.

[16] A. K. Mallik, G. P. Peterson, and M. H. Weichold, “Fabrication of Vapor-Deposited Micro Heat Pipe Arrays as an Integral Part of Semiconductor Devices,” Journal of Micro-electrictro-mechanical systems, vol. 4, pp.111-131, 1995.

[17] F. M. Gerner and J. P. Longtin, “Flow and Heat Transfer Limitations in Micro Heat Pipes,” Topices in Heat Transfer, vol. 3,pp. 99-104, 1992.

[18] J. Kirshberg, K. Yerkes, D. Trebotich and D. Liepmann, “Cooling Effect of a MEMS Based Micro Capillary Pumped Loop for Chip-Level Temperature Control,” ASME MEMS-Vol.2, 2000

[19] K. Pettigrew, J. Kirshberg, K. Yerkes, D. Trebotich and D. Liepmann, “Performance of MEMS based micro capillary pumped loop for chip-level temperature control,” MEMS 2001 : The 14th IEEE International Conference on Micro Electro Mechanical Systems, Switzerland (2001).

[20] http://www.cs.wright.edu/people/faculty/sthomas/

[21]**熱管技術理論實務**(HEAT PIPE TECHNOLOGY), **日本熱管技術學會編著**, **依日光譯**.

[22] K. Jentung, “Operating Characteristic of Loop Heat Pipes,” SAE Technical Paper Series, 1999-01-2007, 1999.

[23] W. B. Bienert, “Thermal Control with Low Power, Miniature Loop Heat Pipes,” Dynatherm Corporation Inc. SAE Technical Paper No. 1999-01-2008, 1999.

[24] Y. F. Maidanik and V. G. Pastukhov, “Loop Heat Pipe-Recent

Developments, Test Results and Applications," Institute of Thermophysics, Ural Division of Russian Academy of Sciences, SAE Technical Paper 1999-01-2530, 1999.

[25] Y. F. Maidanik, S. V. Vershinin, and M. A. Chernysheva, "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 2000-01-2491, 2000.

[26] Nikitkin and Cullimore, "CPL and LHP Technologies: What are the Differences, What are the Similarities," Dynatherm Corp and C \& R Technologies, SAE Technical Paper 981587, 1998.

[27] Tarik Kaya and Jentung Ku, "A Parameteric Study of Performance Characteristics of Loop Heat Pipe," SAE Technical Paper No.1999 - 01 - 2006, 1999.

[28] David A.Wolf, Donald M. Ernst, and A. L, Phillips, "Loop Heat Pipe - Their Performance and Potential," Dynatherm, Inc. SAE Technical Paper No.941575, 1994.

[29] V. G. Pastukhov and Yu. F. Maidanik, "Development and Investigation of Miniture Loop Heat Pipes," SAE Technical Paper No.1999 - 01 - 1983, 1999.

[30] http://www.dynatherm-dci.com/two_phase_LHP.htm

[31] http://code8200.nrl.navy.mil/twophase.html

[32] http://www.swales.com/

[33] http://www.rpi.edu/~petersb/index3.html

[34]陳紹文，"微小化毛細泵吸環路應用於電子構裝散熱之設計研發與效能分析，" 國立清華大學碩士論文，2000.

[35]陳泰宇，"迴路式熱管製造與性能測試，" 國立臺灣大學碩士論文，2000.

[36]黃玉年，"矽質微熱管之研製與測試，" 淡江大學碩士論文,1999.

T 溫度°C	P,蒸氣壓 Pa ($x10^5$)	L,潛熱 J Kg^{-1} ($x10^6$)	σ,表面張力 N m^{-1} ($x10^{-1}$)	ρ_v 蒸氣密度 kg m^{-3}	ρ_l,液體密度 kg m^{-3} ($x10^3$)	η_v 蒸氣黏度 N S m^{-2} ($x10^{-5}$)	η_l 液體黏度 N S m^{-2} ($x10^{-3}$)	λ_l,液體熱傳導係數 W $m^{-1}K^{-1}$	優點因數 W m^{-2} ($x10^{10}$)
-10	0.04	1.18	0.263	0.04	0.819	0.85	0.945	0.206	2.69
10	0.10	1.17	0.236	0.12	0.801	0.91	0.701	0.204	3.16
30	0.25	1.16	0.218	0.31	0.782	0.98	0.521	0.203	3.80
50	0.55	1.13	0.201	0.77	0.764	1.04	0.400	0.202	4.43
70	1.31	1.09	0.185	1.47	0.746	1.11	0.314	0.201	4.79
90	2.69	1.04	0.166	3.01	0.724	1.19	0.259	0.199	4.83
110	4.98	0.98	0.146	5.64	0.704	1.26	0.211	0.197	4.77
130	7.86	0.92	0.125	9.81	0.685	1.31	0.166	0.195	4.75
150	8.94	0.85	0.104	15.9	0.653	1.38	0.138	0.193	4.18

附錄 1 甲醇之性質

T 溫度°C	P,蒸氣壓 Pa ($x10^5$)	L,潛熱 J Kg^{-1} ($x10^6$)	σ,表面張力 N m^{-1} ($x10^{-1}$)	ρ_v 蒸氣密度 kg m^{-3}	ρ_l,液體密度 kg m^{-3} ($x10^3$)	η_v 蒸氣黏度 N S m^{-2} ($x10^{-5}$)	η_l 液體黏度 N S m^{-2} ($x10^{-3}$)	λ_l,液體熱傳導係數 W $m^{-1}K^{-1}$	優點因數 W m^{-2} ($x10^{11}$)
20	0.0233	2.45	0.725	0.0173	0.998	0.885	1.00	0.602	1.77
40	0.0737	2.41	0.694	0.0511	0.992	0.966	0.663	0.632	2.50
60	0.199	2.36	0.661	0.130	0.963	1.05	0.473	0.654	3.24
80	0.474	2.31	0.625	0.293	0.972	1.13	0.358	0.672	3.92
100	1.013	2.25	0.588	0.598	0.958	1.20	0.284	0.682	4.46
120	1.98	2.20	0.544	1.12	0.943	1.28	0.233	0.685	4.84
140	3.61	2.15	0.500	1.97	0.926	1.35	0.193	0.684	5.16
160	6.18	2.08	0.456	3.26	0.907	1.42	0.169	0.680	5.09
180	10.03	2.01	0.409	5.16	0.887	1.49	0.149	0.672	4.89

附錄 2 水之性質

工作溫度（℃）	主要工作流體
-273 ~ -70 （極低溫）	氦、氬、氪、氮、甲烷
-70 ~ 200（低溫）	freon、氨、丙酮、甲醇、乙醇、水、庚烷
200 ~ 500（中溫）	硫、水銀、Dowtherm、thermex
500 ~ 1000（高溫）	銫、鉀、鉀、鈉
1000 以上（極高溫）	鋰、鈣、鉛、銦、銀

表 2.1 工作溫度與主要工作流體（取自[20]）

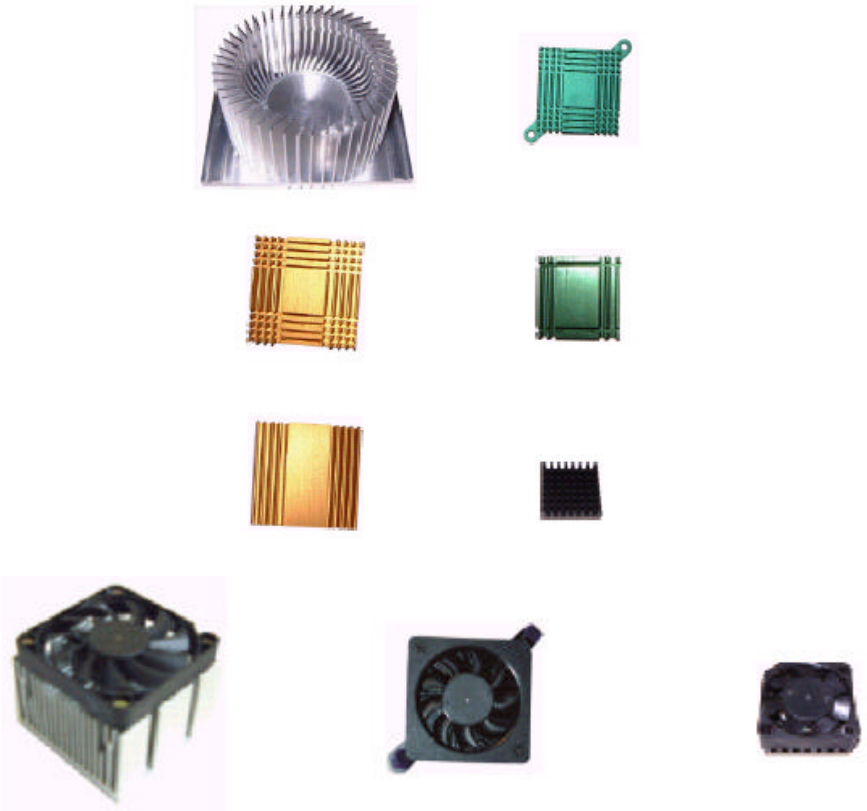


圖 1.1　市售散熱片與風扇圖（取自[1]）

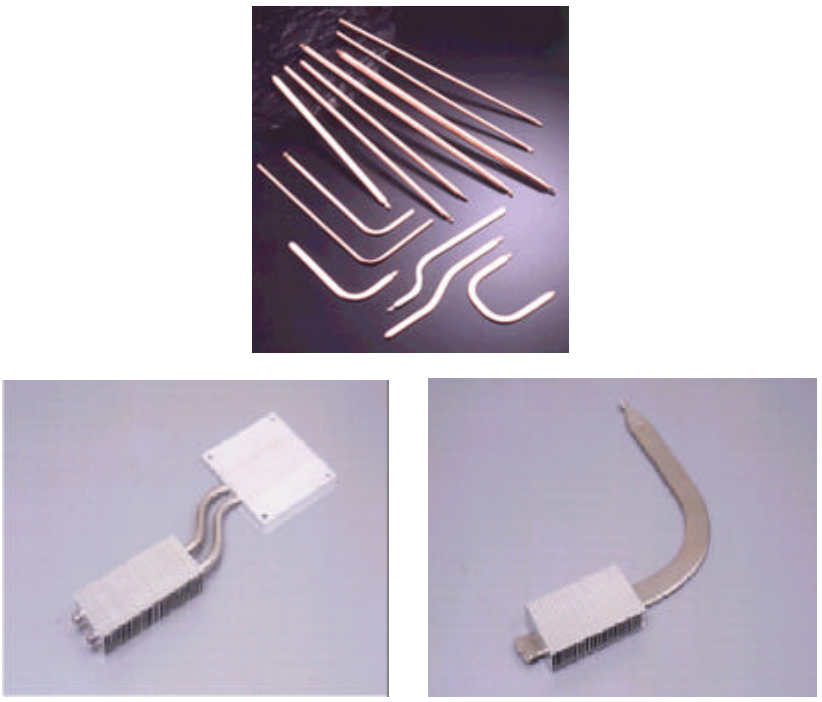


圖 1.2　市售熱管圖（取自[2]）

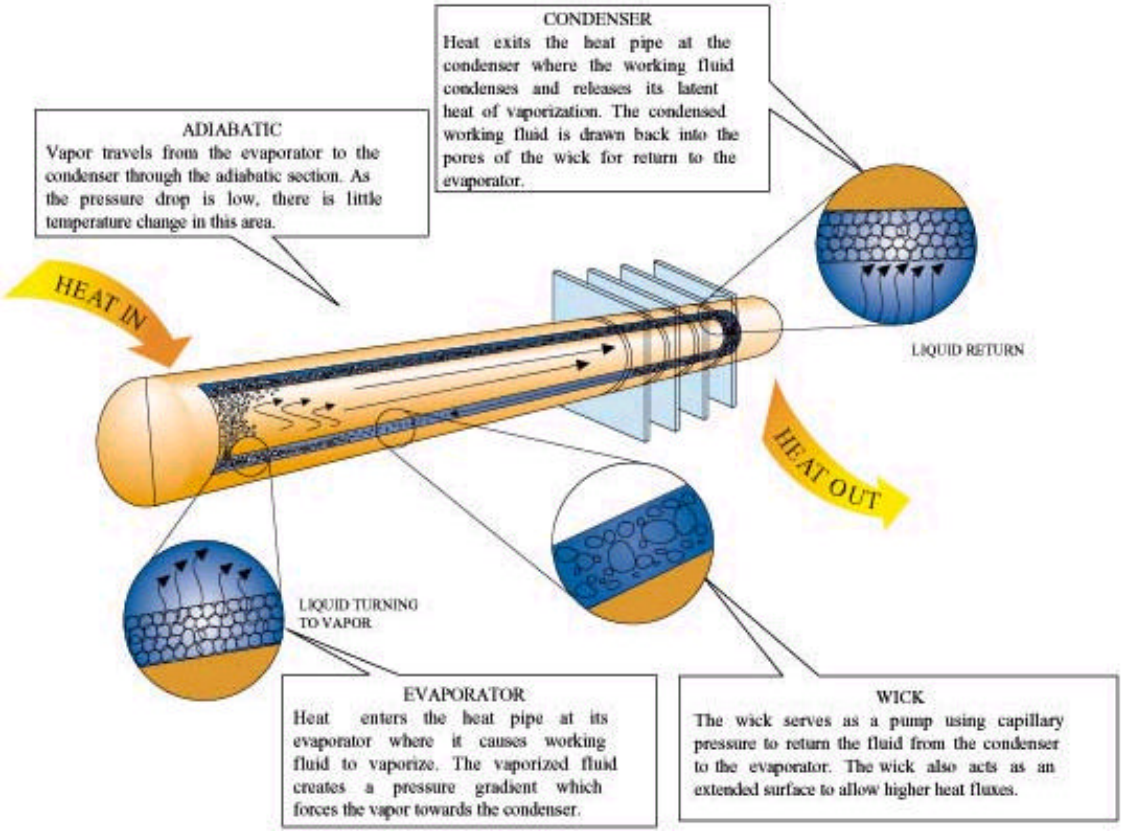


圖 1.3　熱管示意圖（取自 Faghri [3]**）**

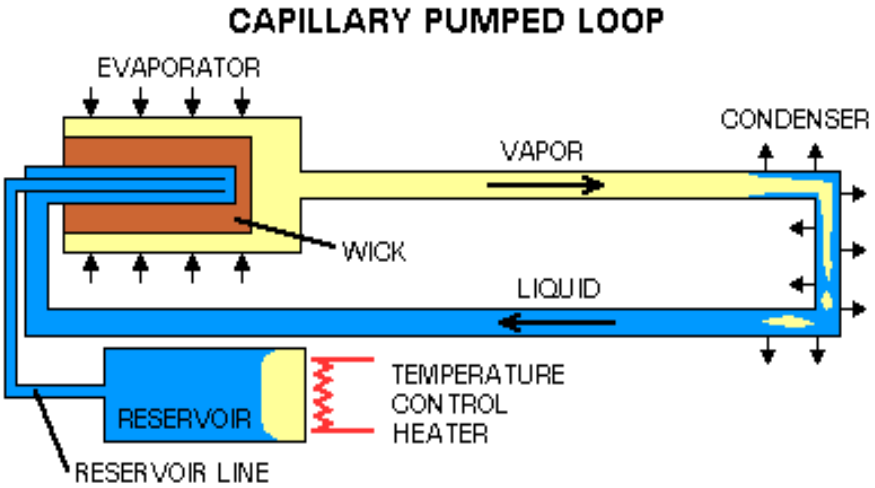


圖 1.4　毛細泵環路（CPL）示意圖（取自[5]）

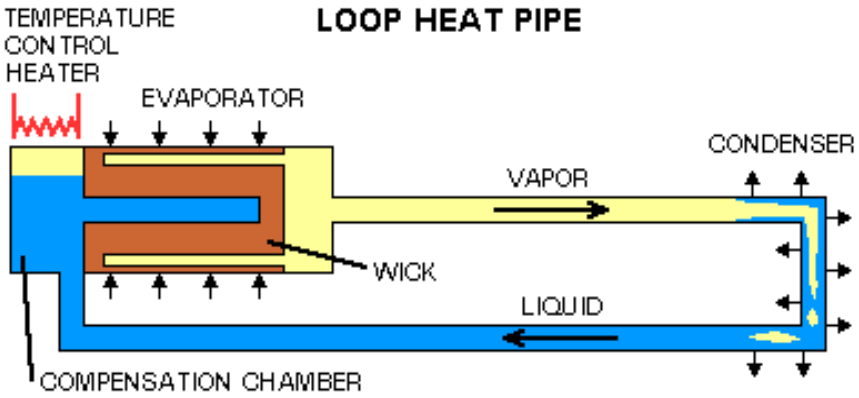


圖 1.5　迴路式熱管（LHP）示意圖（取自[5]）

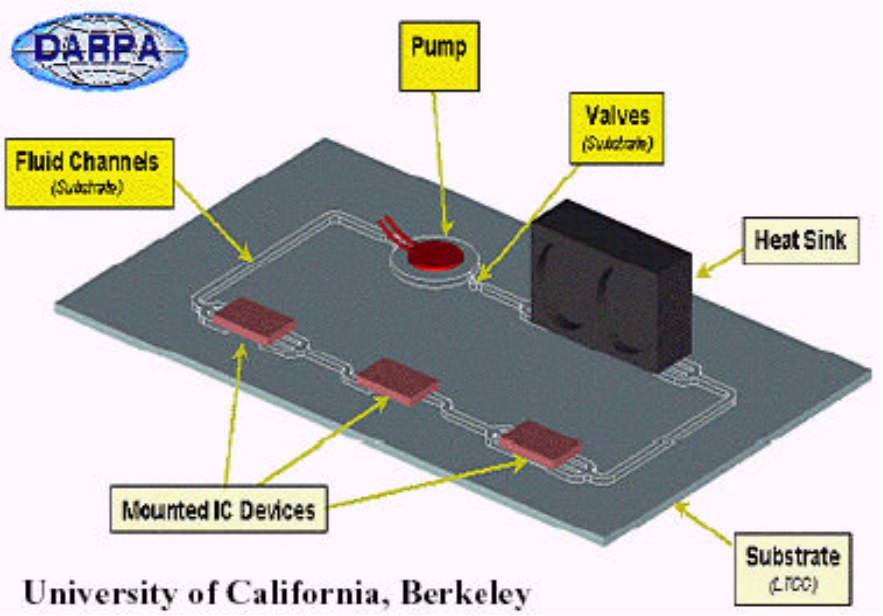


圖 1.6　**微流道示意圖（取自**[6]**）**

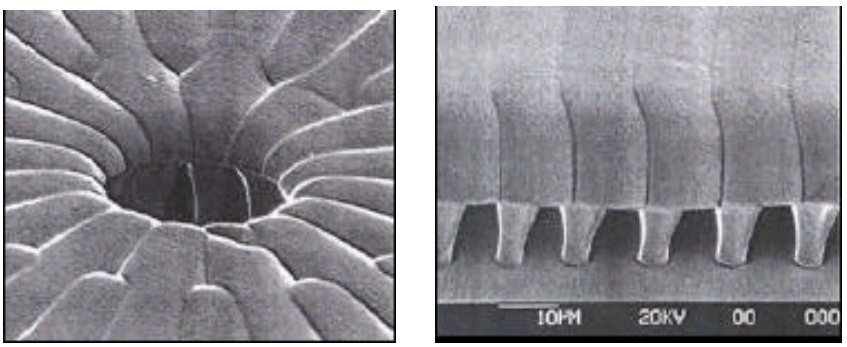


圖 1.7　**微型針形鰭片矩陣圖（取自** Joo et al. [7]**）**

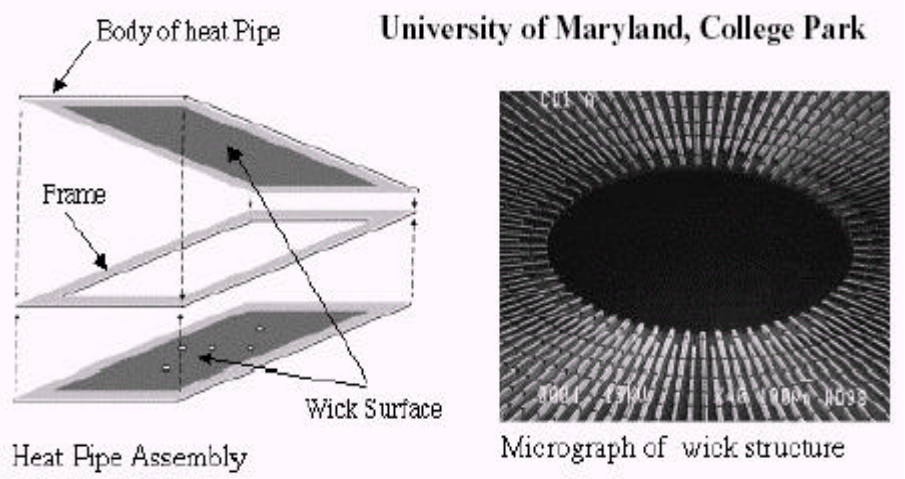


圖1.8　**微熱管與微均熱片示意與結構圖（取自**[8]**）**

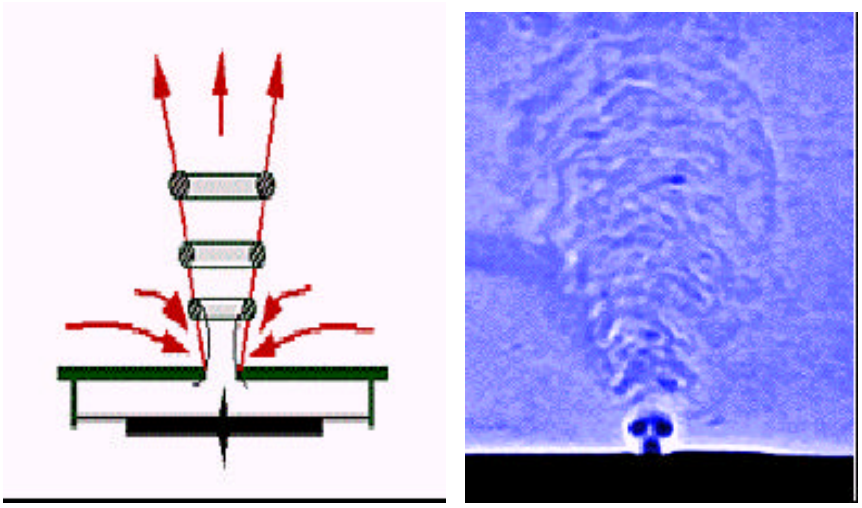
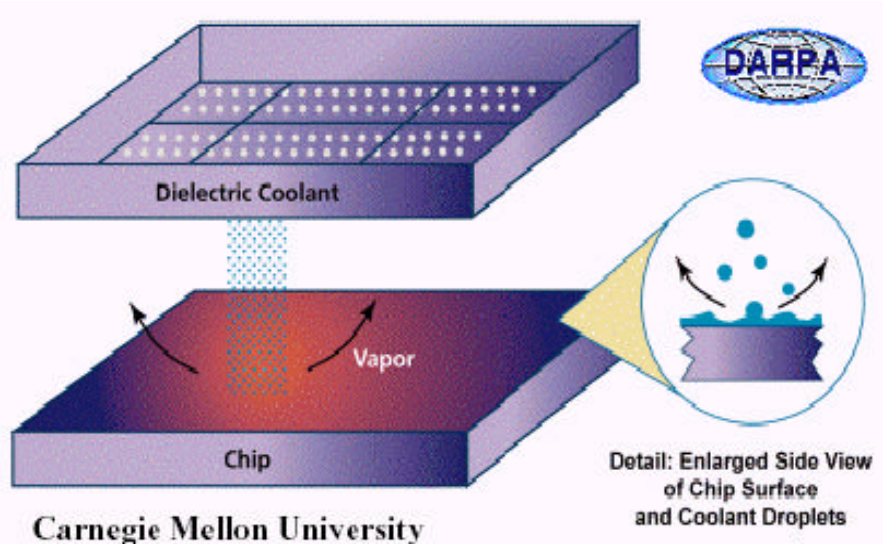


圖 1.9　**微噴頭示意與實驗圖（取自** Lagorce et al.[9]**）**



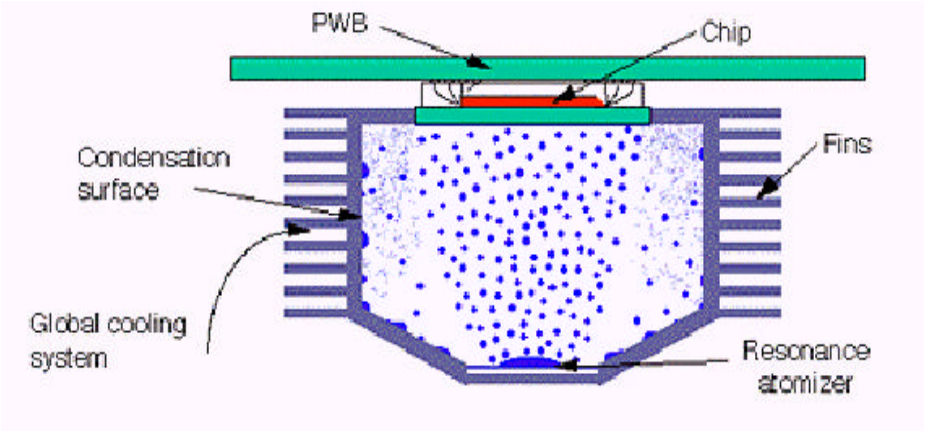


圖 1.10　**液滴冷卻示意圖（取自**[10]**）**

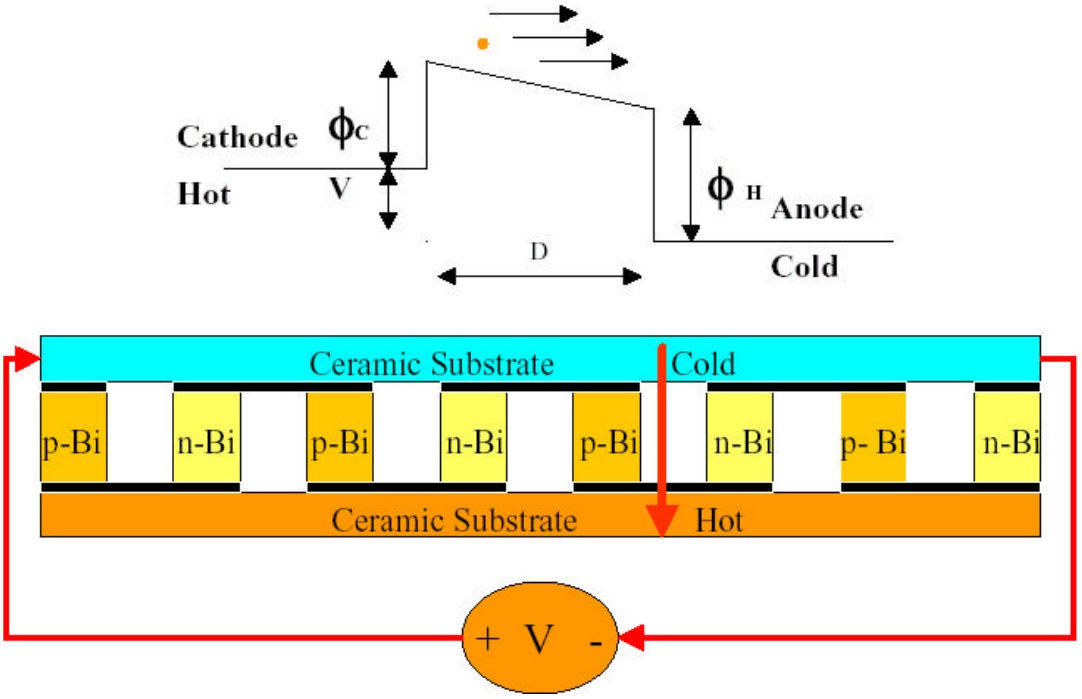


圖 1.11　**熱電冷卻器示意圖（取自** Zeng and Chen [11]**）**

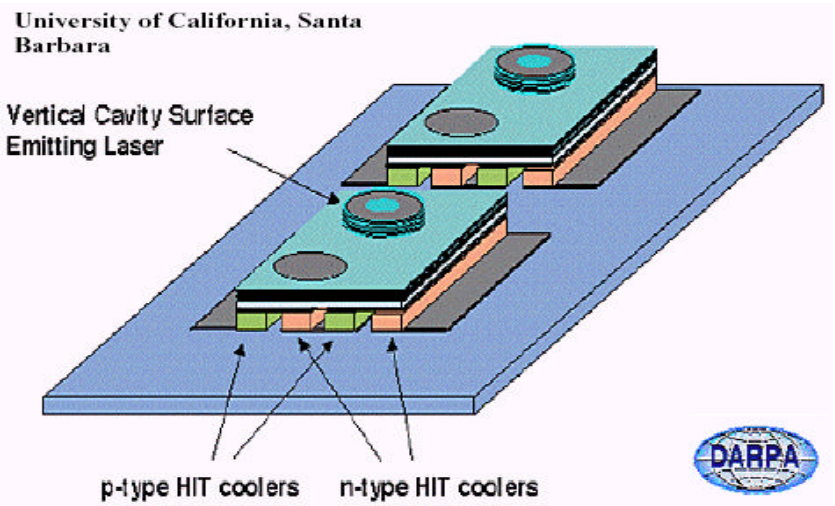
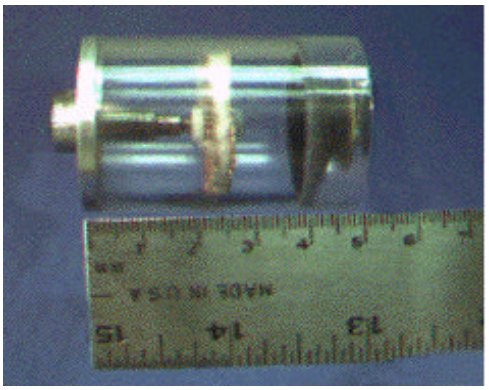


圖 1.12　**熱離子冷卻示意圖（取自** Gregory and Kovacs [12]**）**



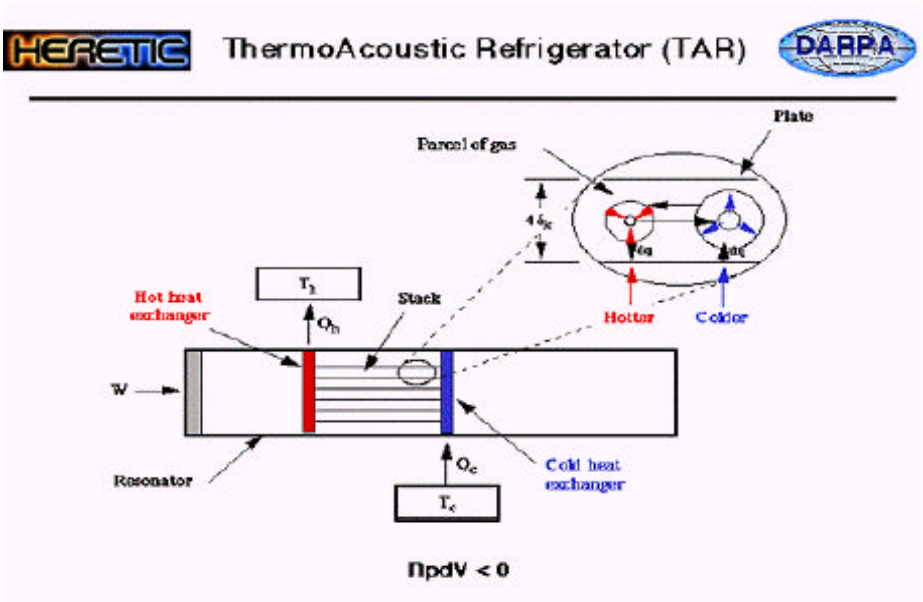


圖 1.13　**熱音波冷卻成品與示意圖（取自** Garrett et al. [13]**）**

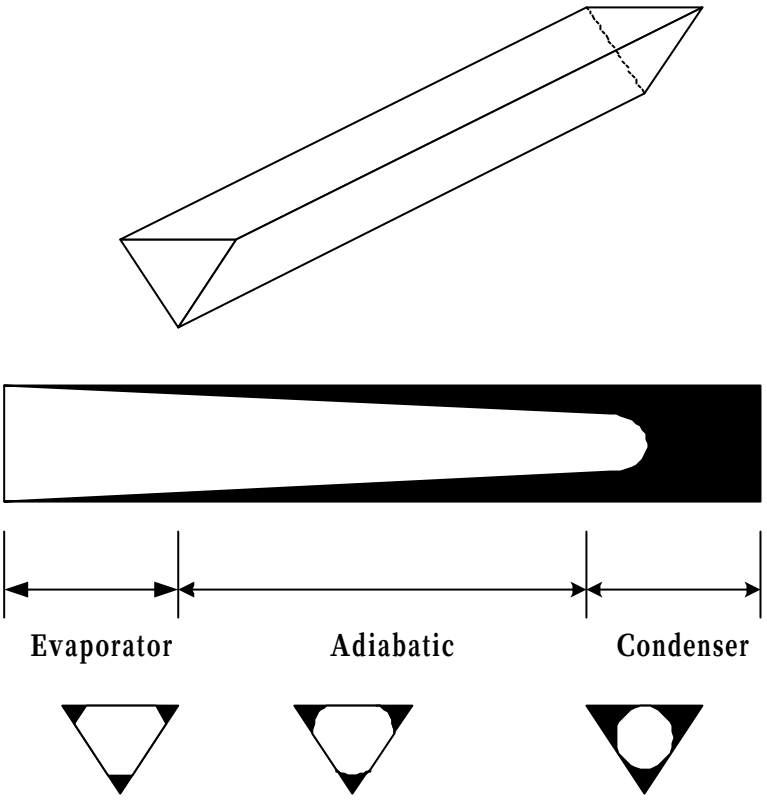


圖 1.14　**三角形微熱管結構及作動示意圖**

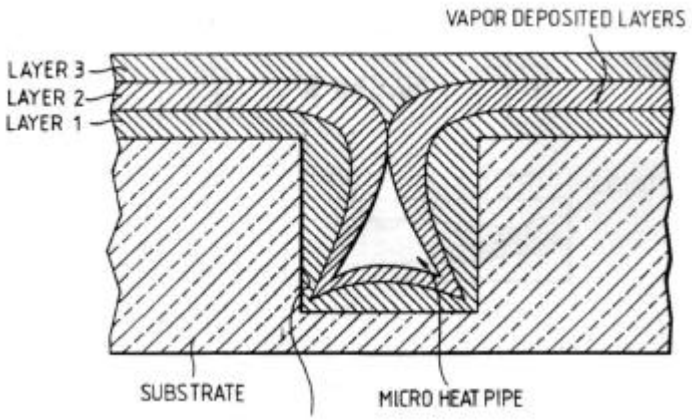


圖 1.15　**氣相沉積之微熱管（取自** Peterson et al. [15]、[16]）

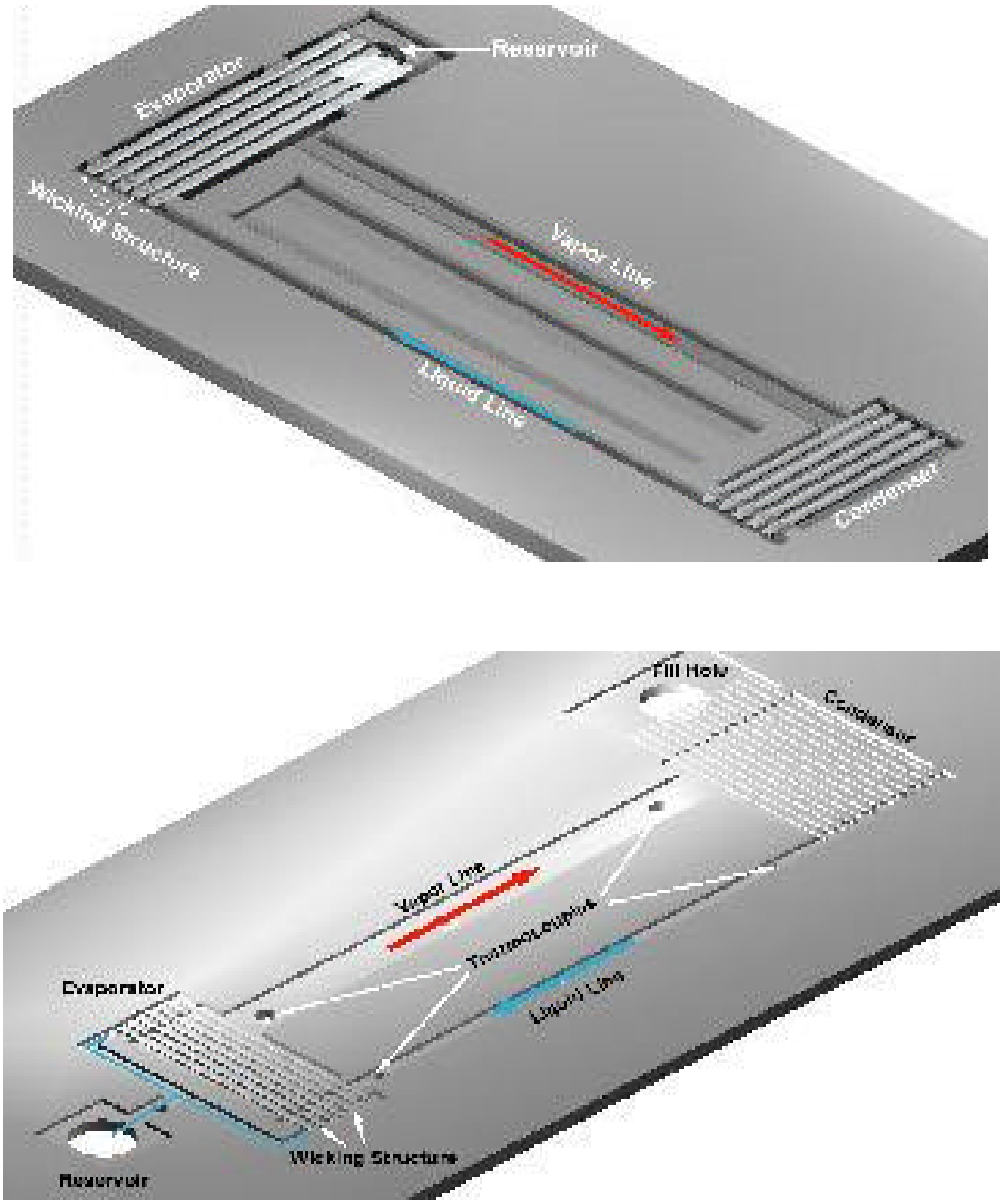
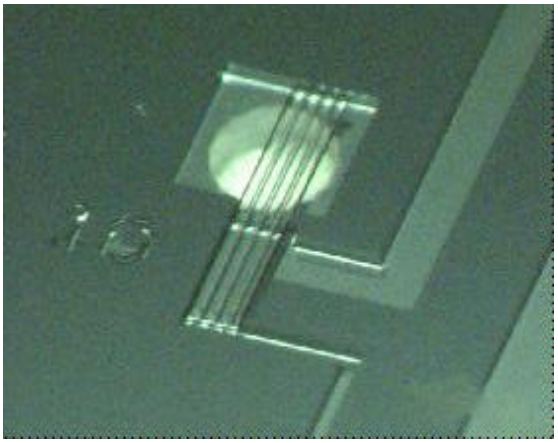
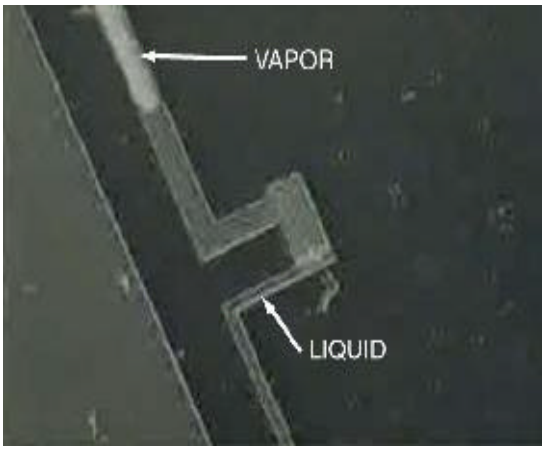


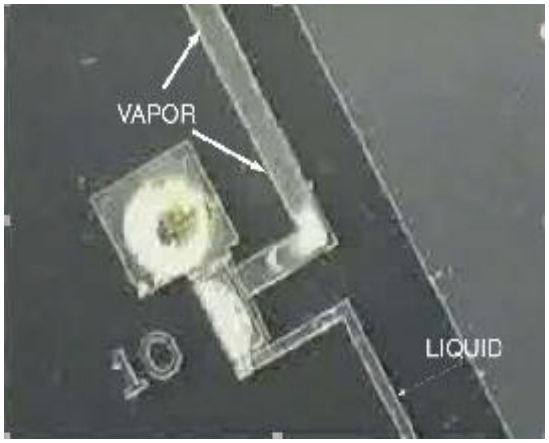
圖 1.16　Kirshberg **兩種微型毛細泵吸環路示意圖（取自** Kirshberg et al. [18]、[19]）

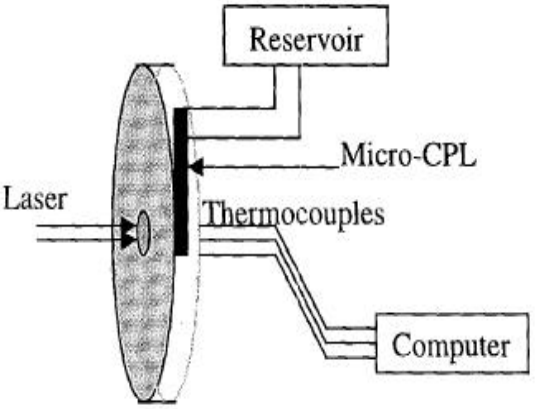


(a)



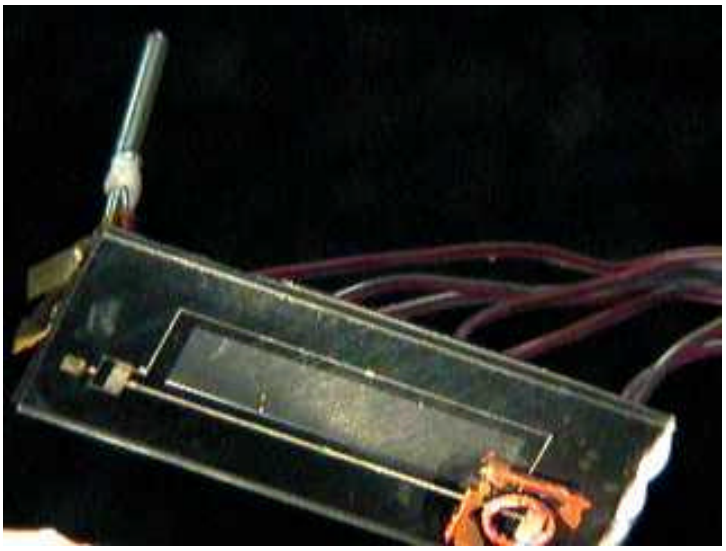
(c)



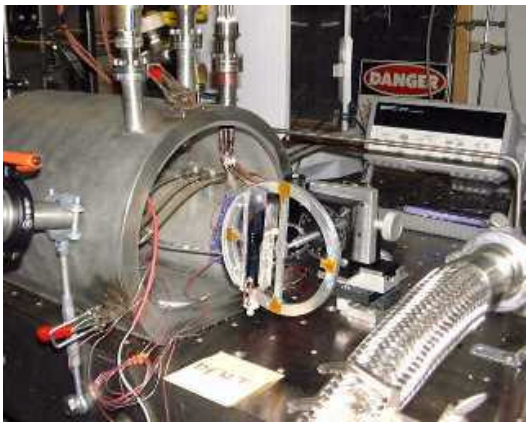


(b)

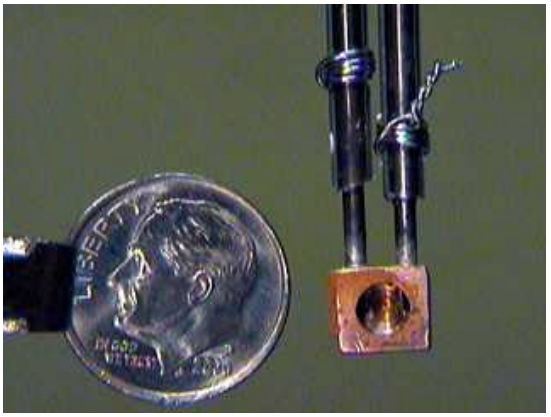
圖 1.17　Kirshberg **微型毛細泵吸環路結構與設計圖（取自** Kirshberg et al. [18]、[19]**）**



（a）

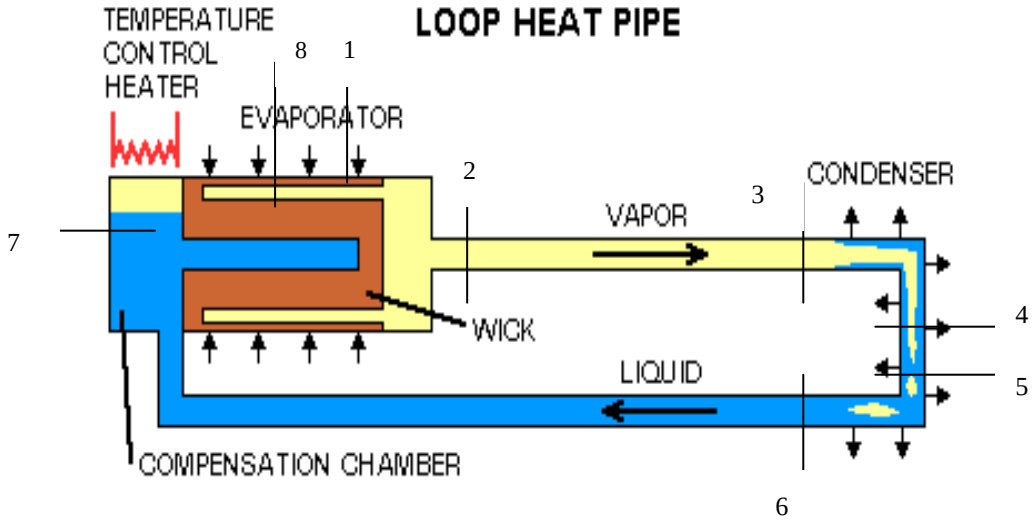


（b）



（c）

圖 1.18　Thomas **微型毛細泵吸環路結構與測試圖（取自**[20]**）**



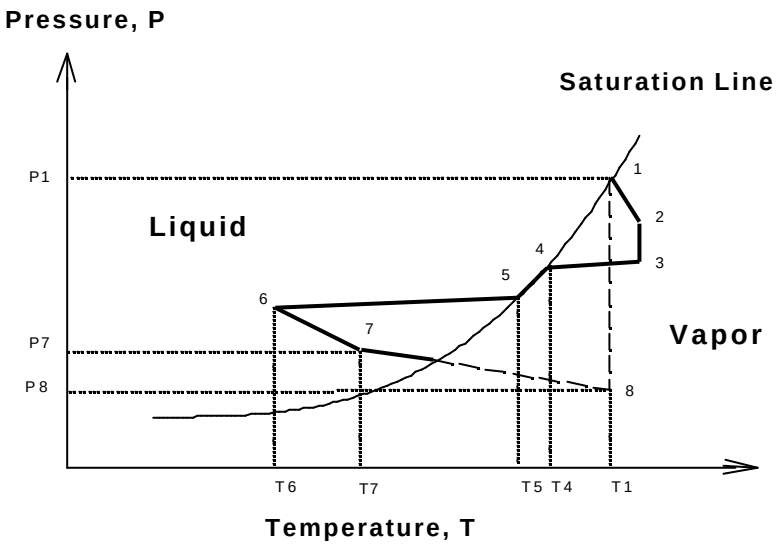


圖 2.1　迴路式熱管運作原理圖

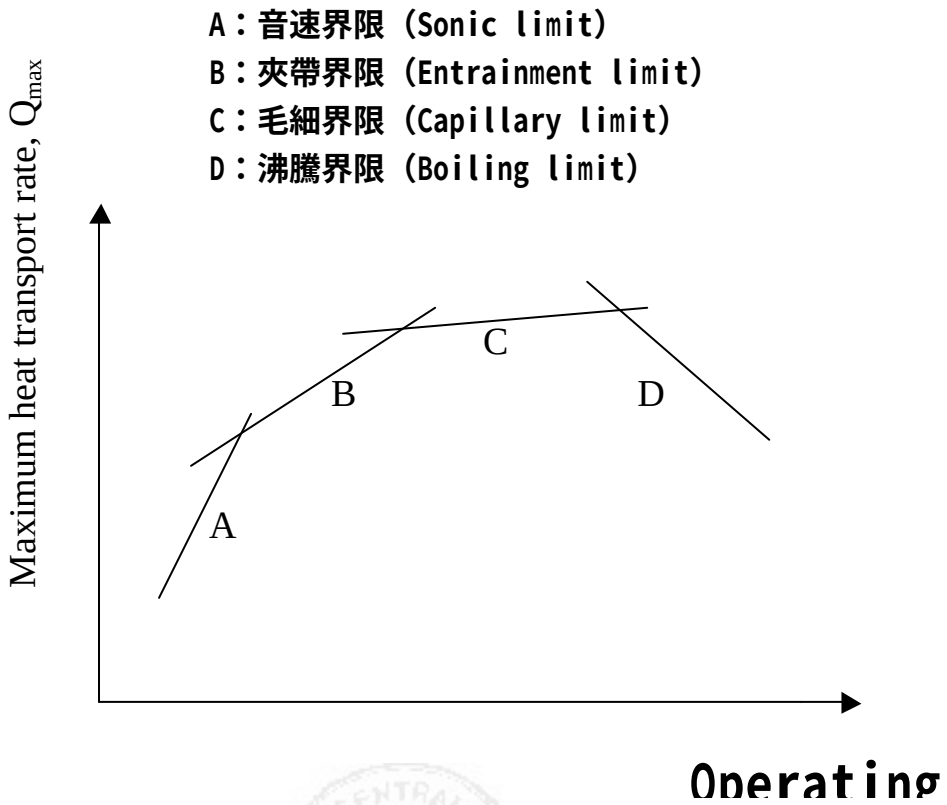
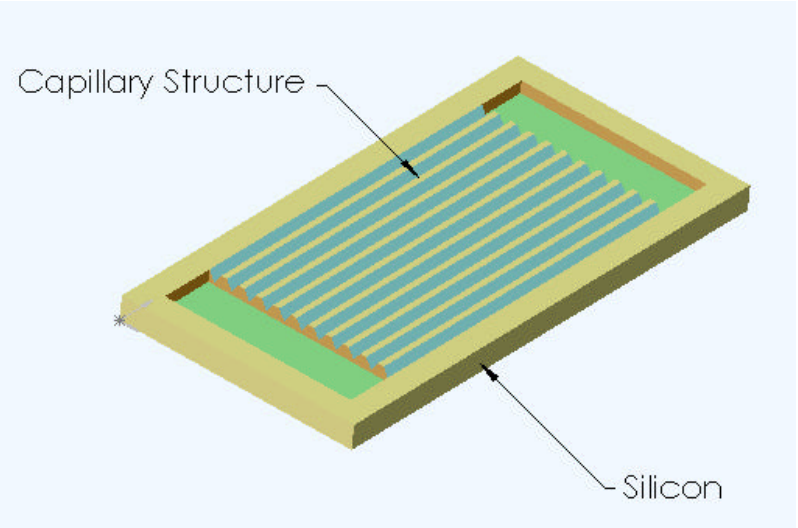

A：音速界限（Sonic limit）
B：夾帶界限（Entrainment limit）
C：毛細界限（Capillary limit）
D：沸騰界限（Boiling limit）
Maximum heat transport rate, Q_{max}
A
B
C
D
Operating

圖 2.2　熱管熱傳界限圖



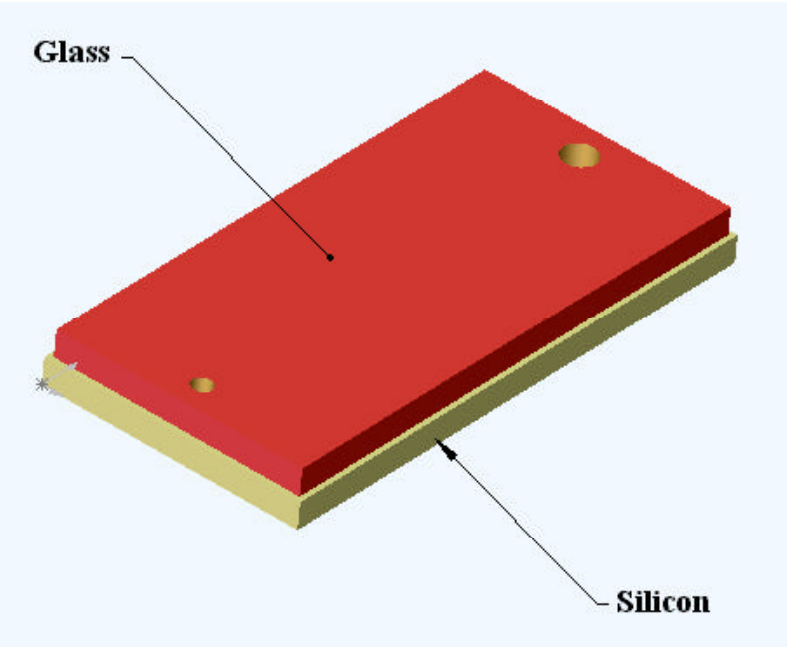


圖 3.1　微型迴路式熱管蒸發器結構圖

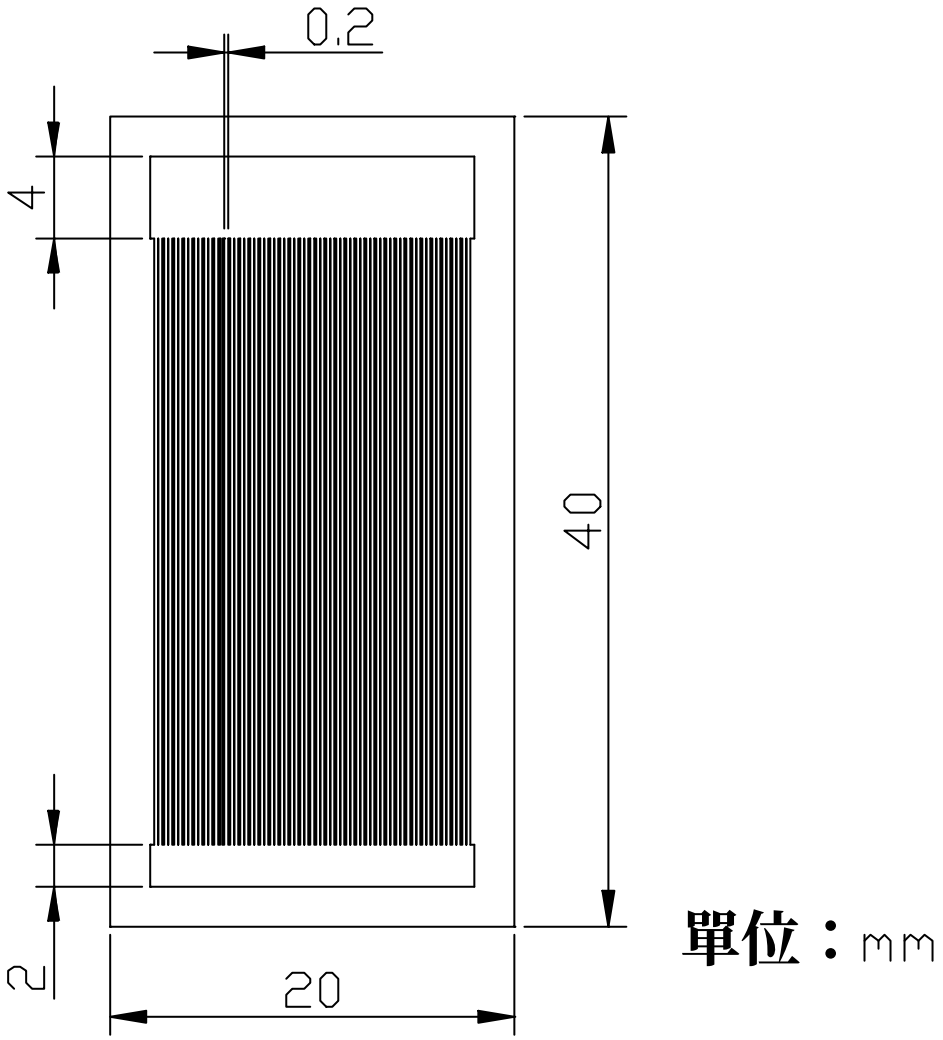


圖 3.2　**微型迴路式熱管蒸發器尺寸**

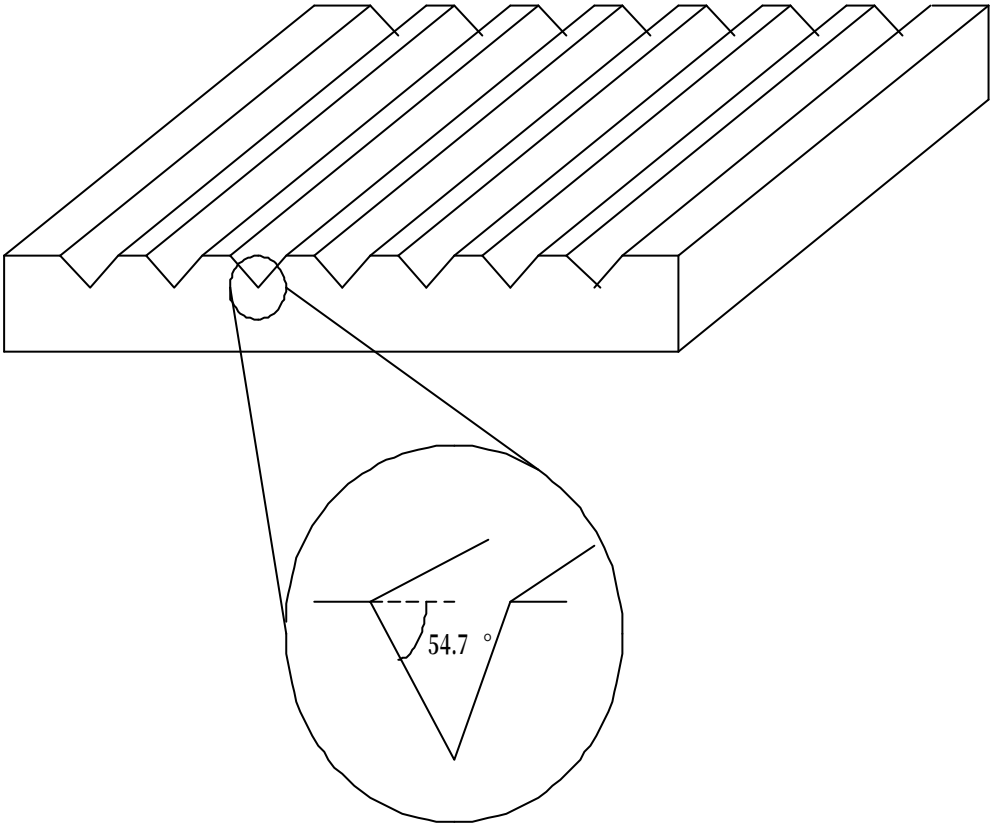


圖 3.3　微型迴路式熱管毛細結構示意圖

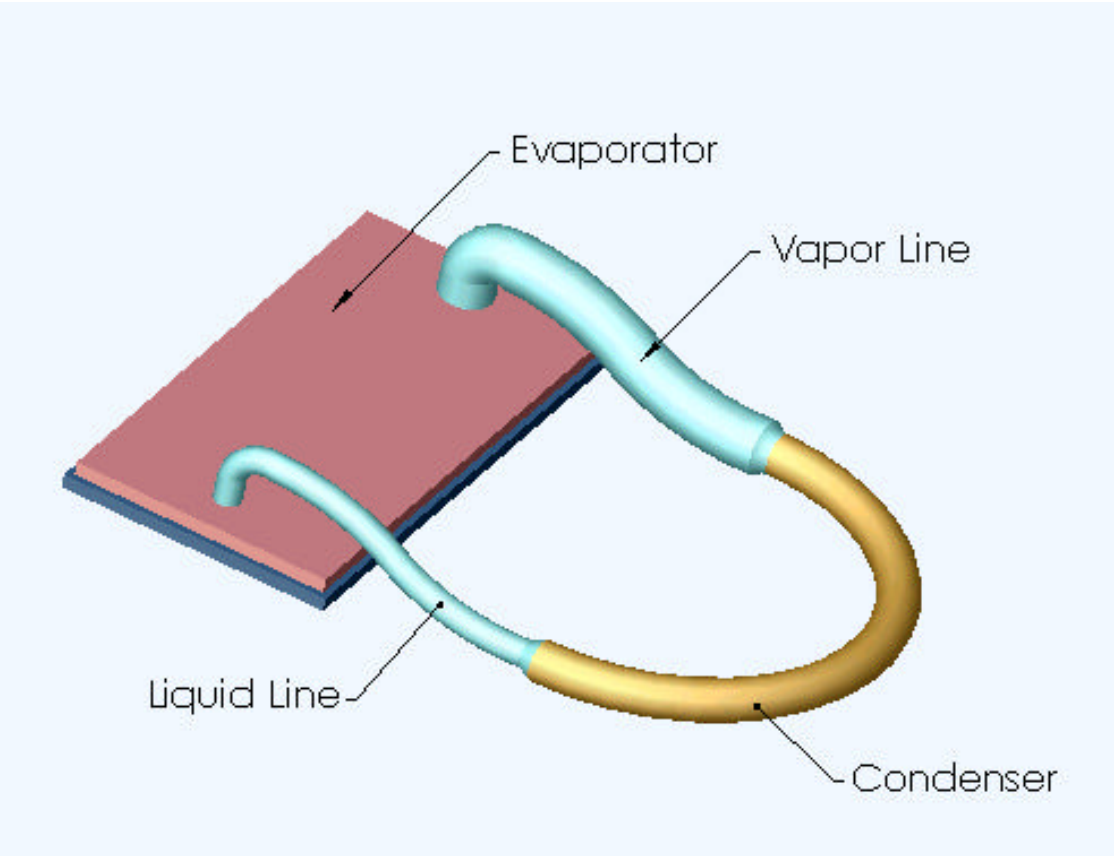


圖 3.4　微型迴路式熱管系統示意圖

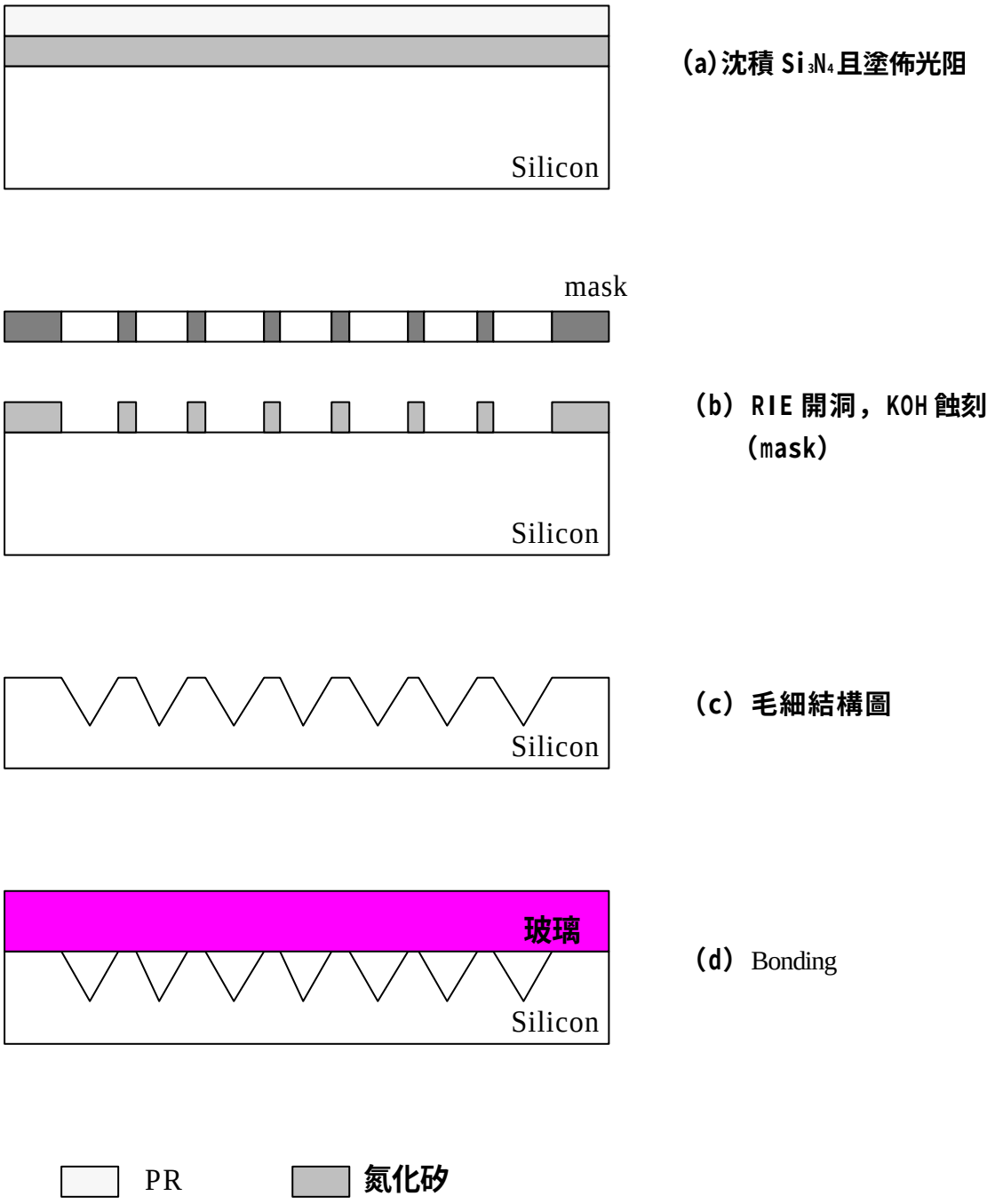

(a)沈積 Si_3N_4 且塗佈光阻
Silicon
mask
(b) RIE 開洞，KOH 蝕刻
(mask)
Silicon
(c) 毛細結構圖
Silicon
玻璃
(d) Bonding
Silicon
PR
氮化矽

圖 3.5　蒸發器製程圖

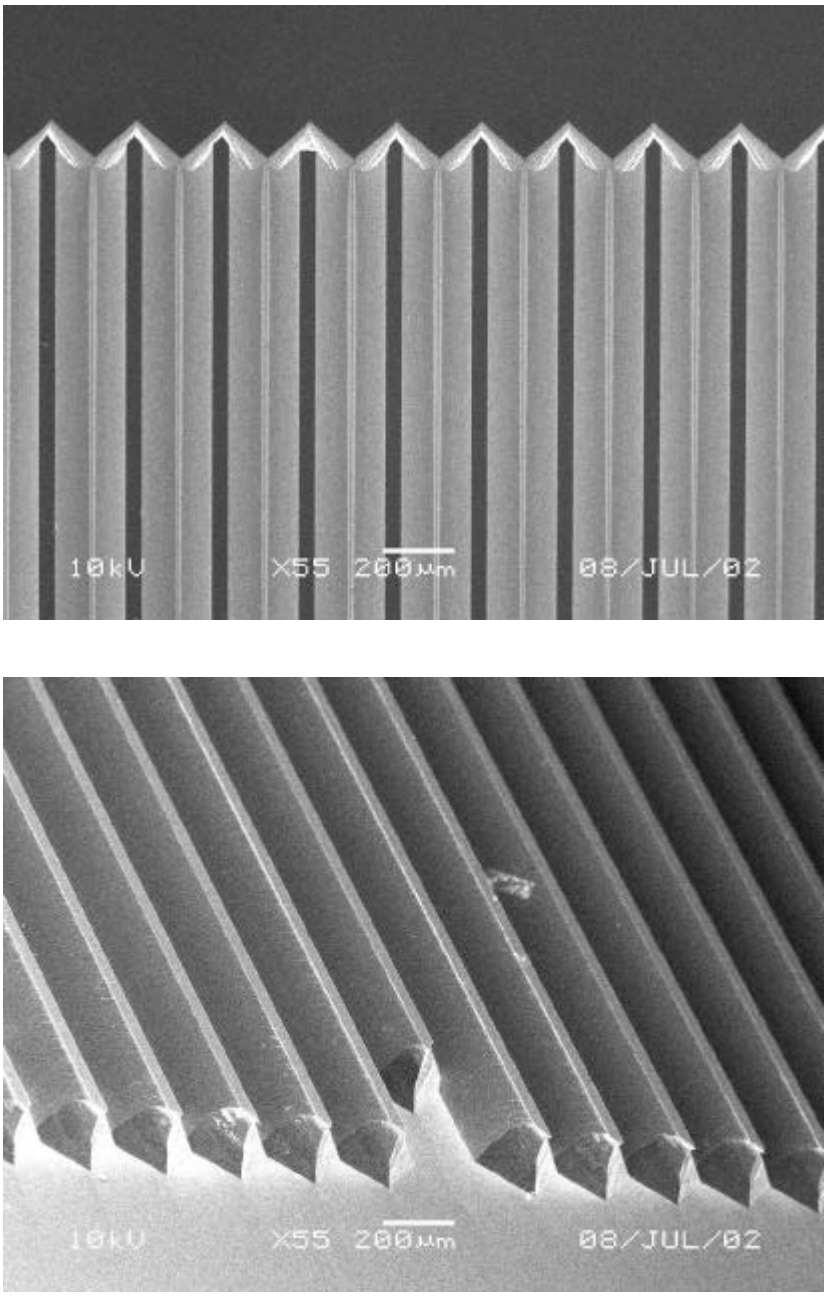
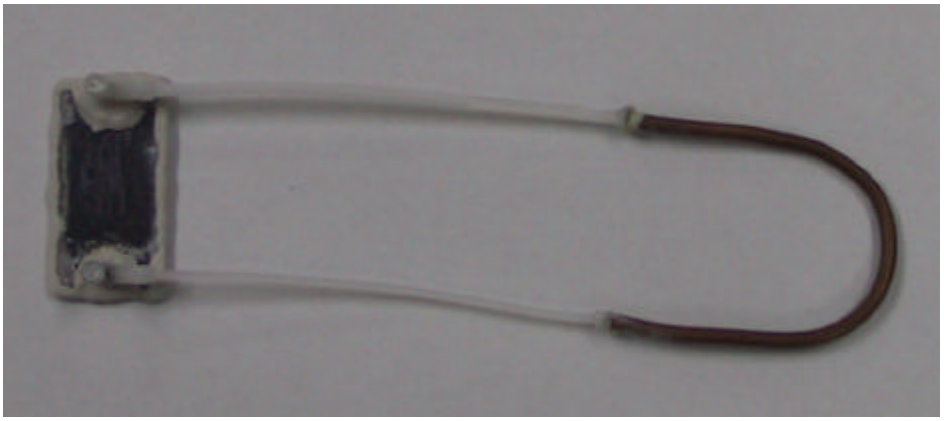


圖 3.6 毛細結構 SEM 圖

圖 3.7 **蒸發器矽晶片完成圖**



（a）上視圖

（b）側視圖

圖 3.8 微型迴路式熱管完成圖

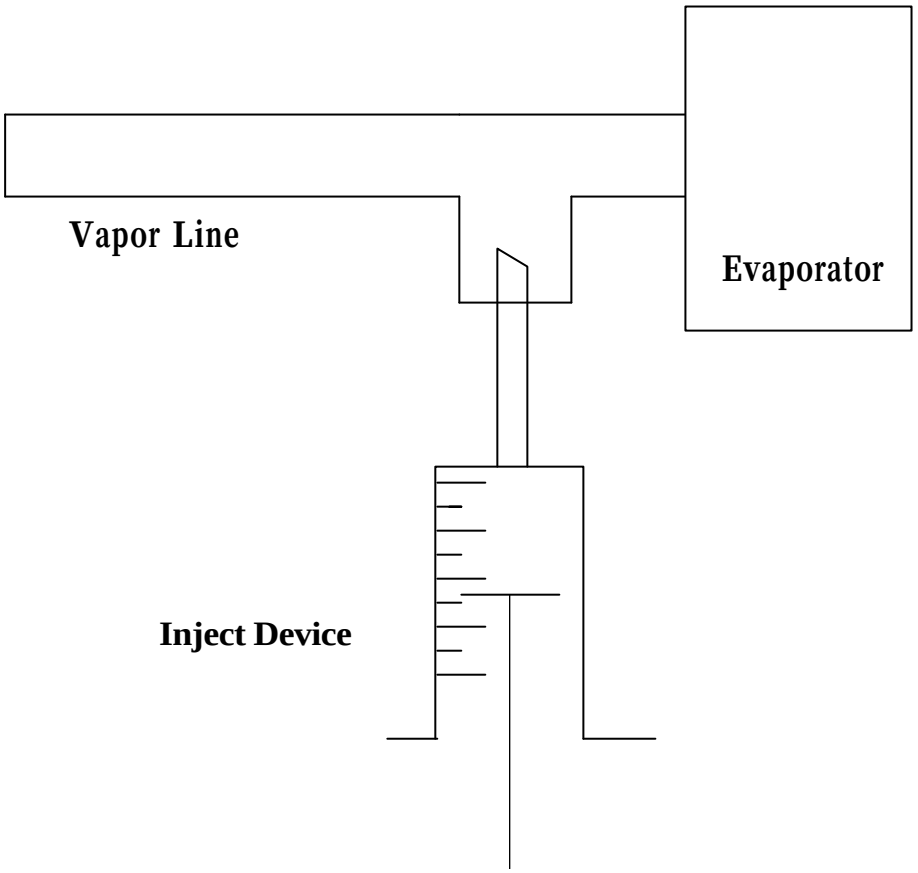


圖 3.9　液體注入示意圖

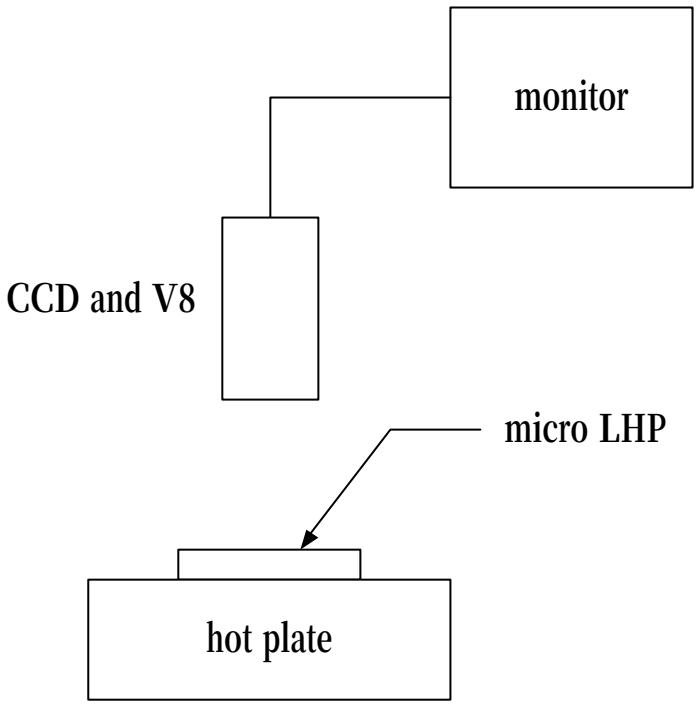


圖 4.1 微型迴路式熱管的實驗架構圖

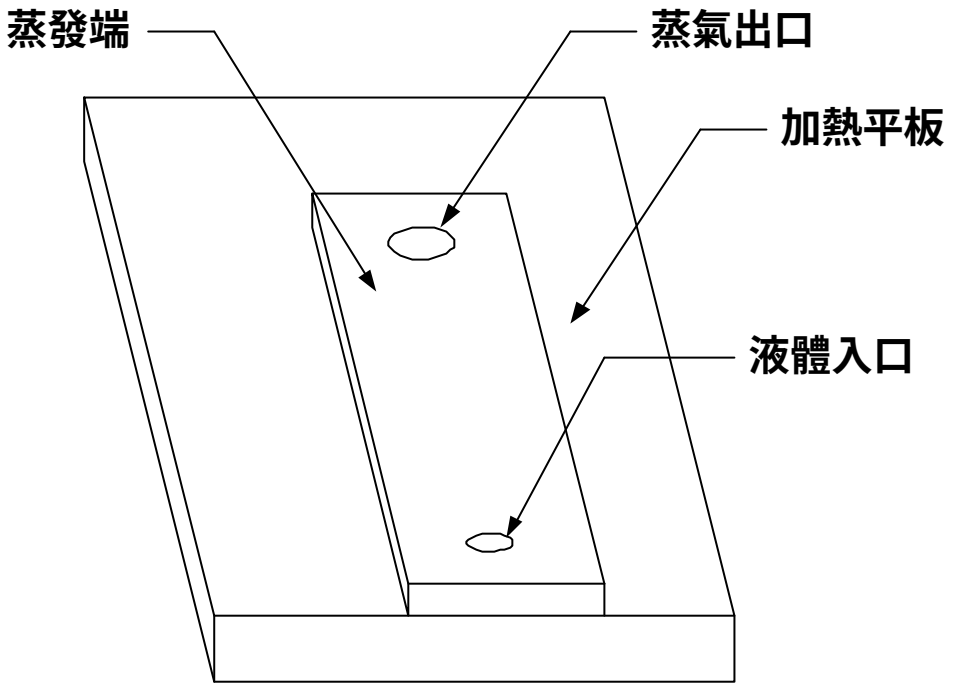
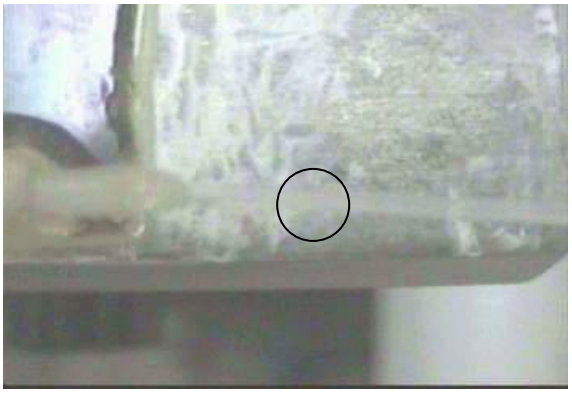


圖 4.2 蒸發端完成置於加熱平板示意圖

（a）蒸氣傳輸線

（b）蒸發端



（c）液體傳輸線

圖 4.3 工作流體為甲醇，完全置於加熱板上之狀態

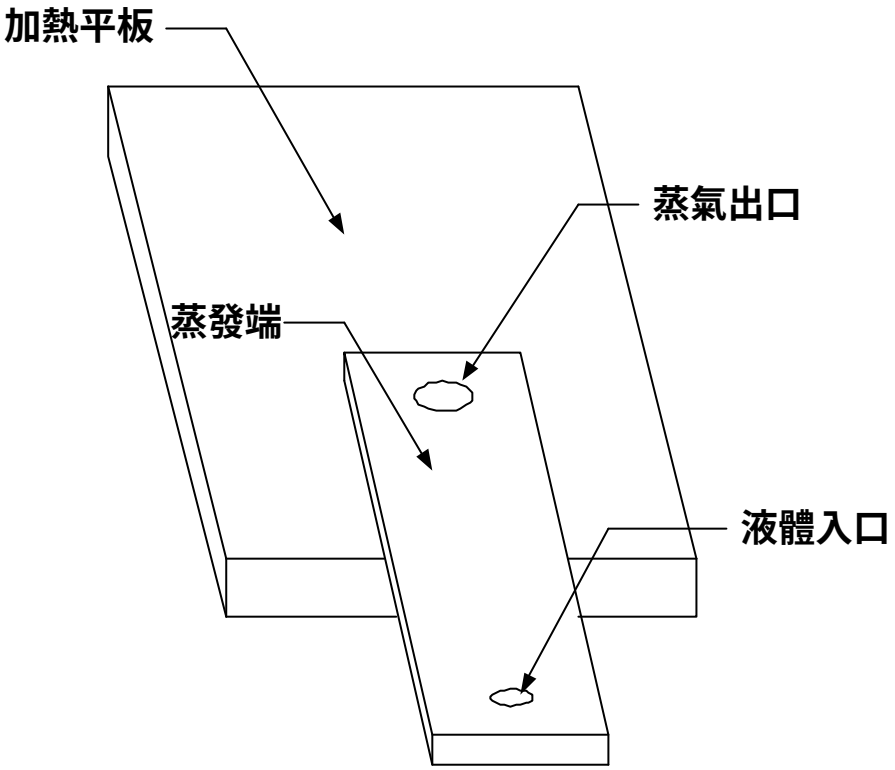
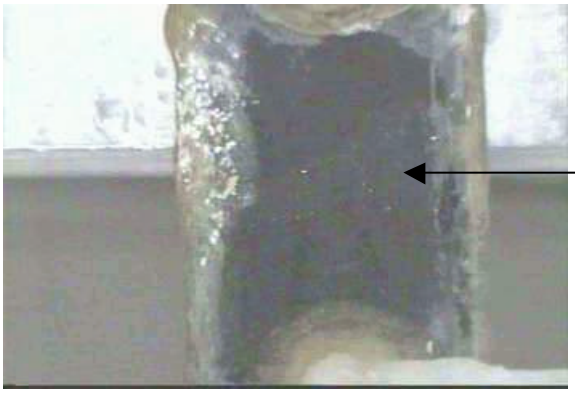


圖 4.4 蒸發端一半置於加熱平板示意圖

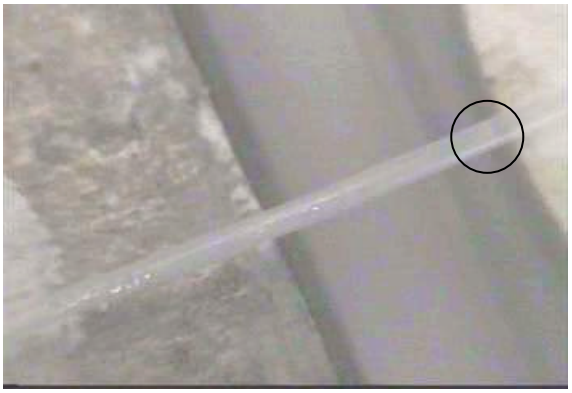
（a）蒸發端

（b）蒸氣傳輸線

圖 4.5 工作流體為甲醇，一半置於加熱板上之狀態

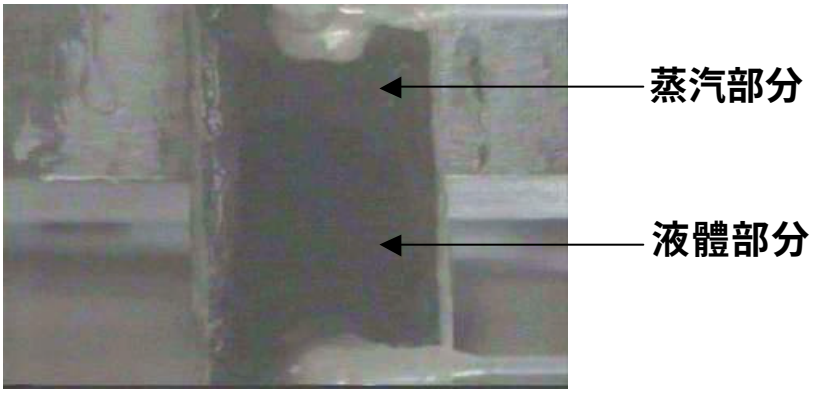


（a）蒸發端

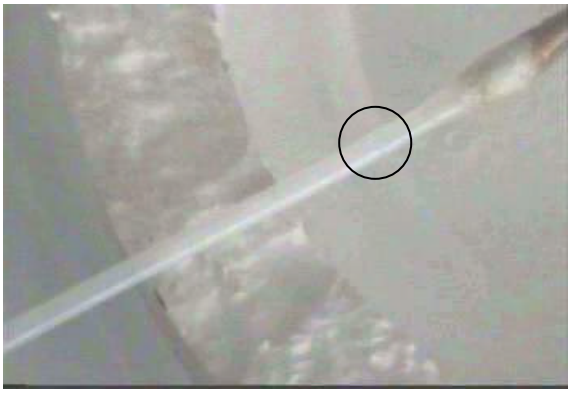


（b）蒸氣傳輸線

圖 4.6 工作流體為水，一半置於加熱板上之狀態

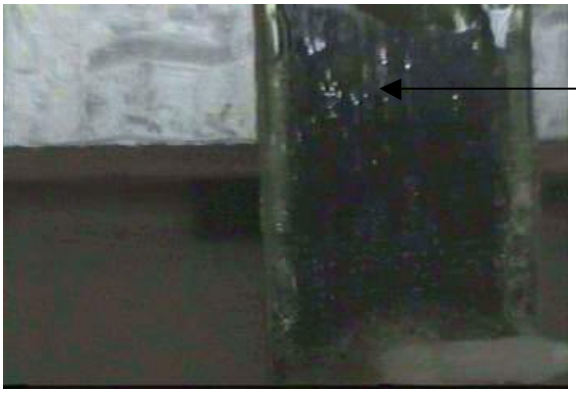


（a）蒸發端



（b）蒸氣傳輸線

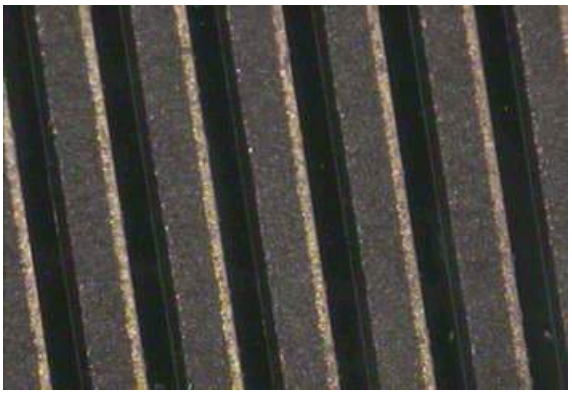
圖 4.7 工作流體為甲醇，加孔隙細網之狀態



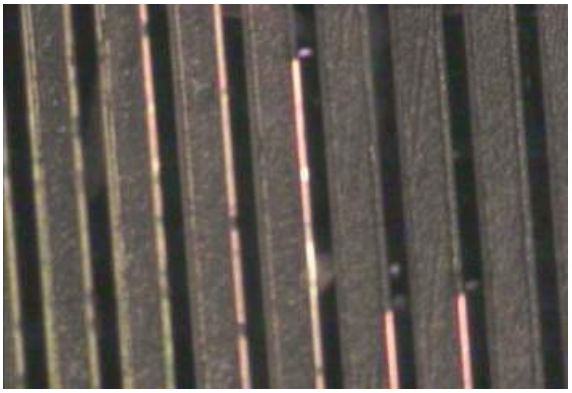
（a）蒸發端

（b）蒸氣傳輸線

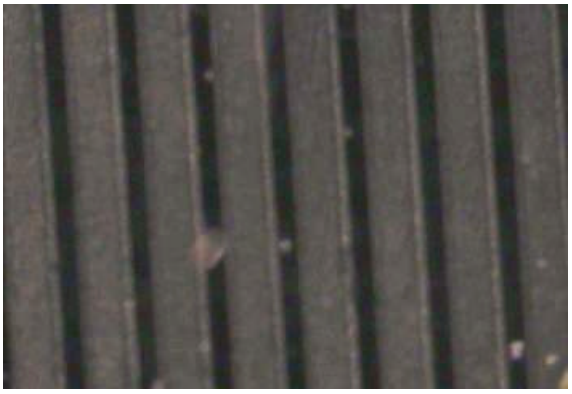
圖 4.8 工作流體為水，加孔隙細網之狀態



(a)



(b)



(c)

圖 4.9 蒸發端內液體在微流道中運作狀態

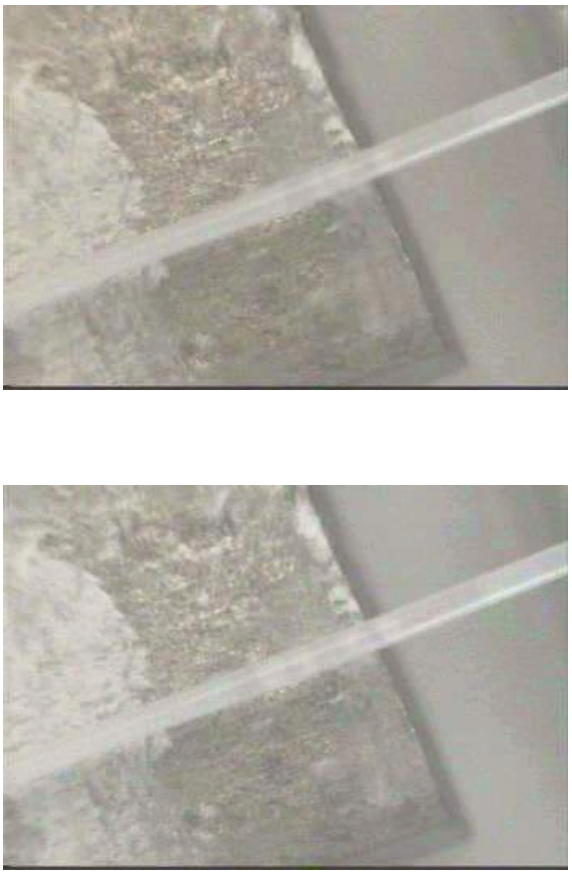


圖 4.10 **蒸汽挾帶液體排出狀態**

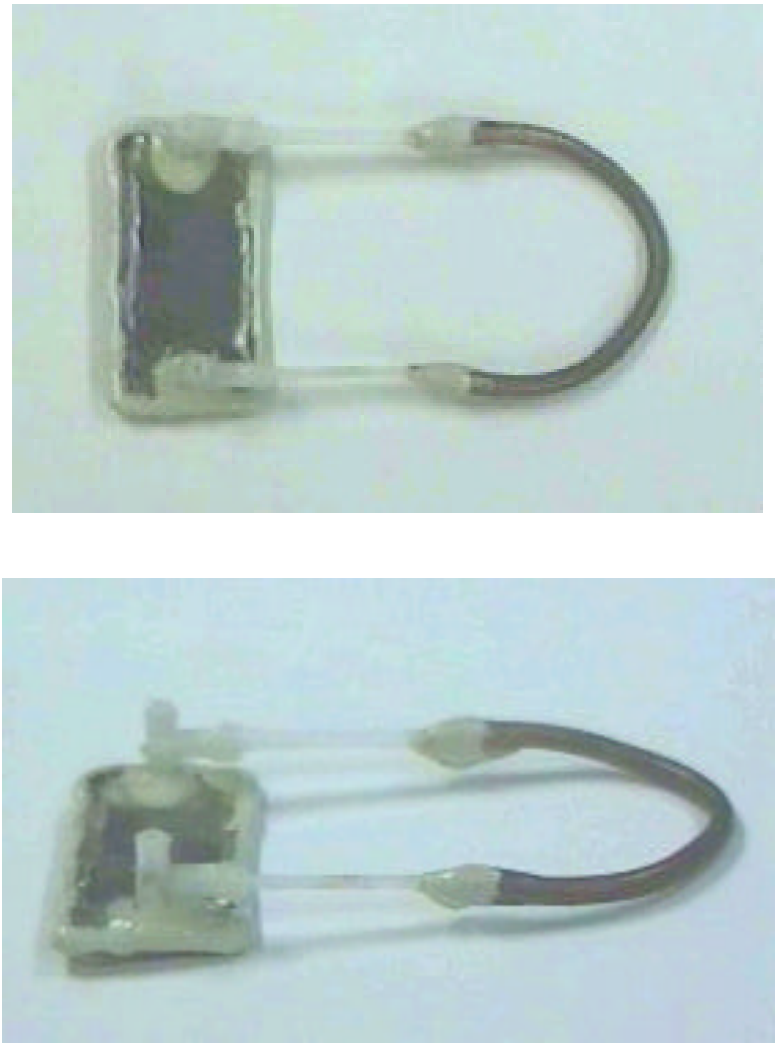


圖 4.11 **傳輸線尺寸減半之迴路系統**

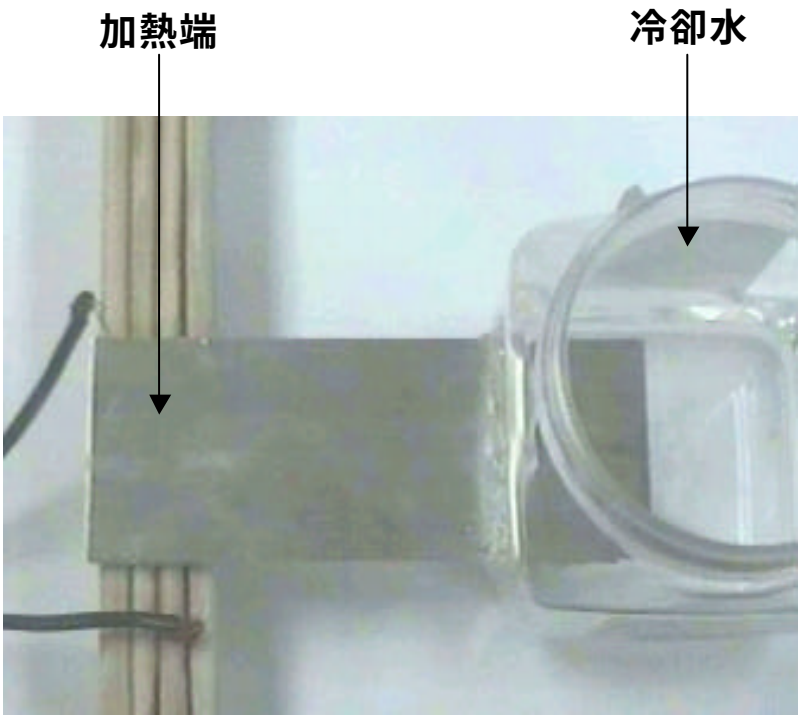


圖 4.12 具溫度梯度之加熱平板