

國立臺灣大學工學院機械工程學系

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

可撓式熱管之材料與毛細性能分析

The Analysis of Material and Capillary Performance in
Flexible Heat Pipe



指導教授：陳希立 博士

施文彬 博士

Advisor: Sih-Li Chen, Ph.D.

Wen-Pin Shih, Ph.D.

中華民國九十八年七月

July, 2009

誌謝

本論文能夠順利完成首先要感謝兩位指導教授陳希立博士與施文斌博士對於學生的悉心教導。兩位老師對於學問上嚴謹的態度足以作為學生的典範，也讓學生獲益良多。

感謝微型機械與力學實驗室的映綸、俊霖及冠緯學長對於試片製作與微機電相關知識上的鼎力相助，使得實驗能夠順利進行。

兩年的碩士生活裡，感謝翔聖、育瑋、至中、思齊、喬鴻、英哲、冠宇、仲寬等博班學長們除了不厭其煩扮演解惑的角色外，營造溫馨的實驗室氣氛，讓我能每每在實驗室中感到熟悉的歸屬感。感謝實驗室夥伴殿英、嘯儒、湧智、懿庭、培耘、軒志，這段時間來同甘共苦，彼此奮鬥，討論，打氣，有了你們讓我的研

究生活不會孤獨而顯得多彩多姿。

感謝我的爸爸蕭文生先生、媽媽蔡萍女士、姊姊蕭如砵小姐提供我一個這麼好的家庭環境，讓我沒有後顧之憂，可以專注在學業上。更要感謝家人的關懷，支持與包容，讓我在學業或情緒遭遇瓶頸時有繼續奮鬥的力量跟勇氣。

一個階段的結束是另一個階段的開始！六年的台大生涯就要結束，最後，謹以本論文獻給一路上所有曾經關心我，幫助我的人。

摘要

國立台灣大學機械工程學系碩士論文

論文題目：可撓式熱管之材料與毛細性能分析

指導教授：陳希立 博士、施文彬 博士

作者：蕭兆呈

中華民國九十八年七月

本論文為評估高分子 (PDMS) 可撓式熱管實作可行性之前期研究，研究重點著重於高分子溝槽板之毛細性能評估與高分子材料之熱傳性能改善，並據此設計對應之實驗。毛細性能實驗分析不同加熱功率、傾斜角度、工作流體與流道形狀對濕潤軸長造成的影響，並以 G. P. Peterson 所建立之理論模型代數解加以比較，討論其誤差的原因；改善材料熱傳性能實驗則分析不同導熱微粒種類與參雜濃度及材料配置下對混合材料熱傳導係數的影響。

毛細性能實驗結果顯示，濕潤軸長隨加熱功率與傾斜角度之增加而下降，工作流體使用甲醇與流道使用三角形流道時有較佳的毛細性能，且蒸發段濕潤軸長實驗值約為 G. P. Peterson 代數解之 3 倍。改善材料熱傳性能實驗結果顯示使用奈米碳管粉末與銅粉末分別可提升 PDMS 之熱傳導係數 5.88 倍與 4.98 倍，而骨架式的材料配置在使用銅質彈簧時可提升 PDMS 熱傳導係數達 16.52 倍。

關鍵字：PDMS、高分子溝槽板、毛細性能、濕潤軸長、熱傳導係數

ABSTRACT

The Analysis of Material and Capillary Performance in Flexible Heat Pipe

By Chao-Cheng Shiau

MASTER DEGREE OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

NATIONAL TAIWAN UNIVERSITY

July 2009

ADVISER: Dr. Sih-Li Chen, Dr. Wen-Pin Shih

The present thesis is a former research to evaluate the feasibility of fabricating a polymer (PDMS) flexible heat pipe. Present research focuses on the capillary performance evaluation of the polymer grooved plate and the thermal performance improvement of polymer material, corresponding experiment thus established. The capillary performance experiment analyzes the varying of axial wetted length by adjusting input power, inclined angle, working fluid, and the shape of flow channel. Results are compared with the algebraic solution of the model developed by G. P. Peterson. The reason of deviation is discussed. The thermal performance experiment analyzes the varying thermal conductivity of the blend material by adjusting conductive filler type, concentration of conductive filler and the material arrangement.

The results of capillary performance experiment indicate that the axial wetted length decreases with the increase of input power and inclined angle. Choose methanol as working fluid and triangular shape as flow channel exhibit the better capillary performance. The algebraic solution developed by G. P. Peterson is one-third of the experiment result in value. The results of thermal performance experiment indicate that filler using CNT powder and copper powder can improve the thermal conductivity of PDMS 5.88 times and 4.98 times respectively. The idea of framework material arrangement improves the thermal conductivity of PDMS 16.52 times by using copper spring coil.

Keywords: PDMS, Polymer grooved plate, Capillary performance, Axial wetted length, Thermal conductivity

目錄

摘要	ii
ABSTRACT	iii
目錄	iv
圖目錄	vii
表目錄	x
符號說明	xi
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 研究動機與目的	2
1.3 文獻回顧	2
1.3.1 微熱管發展起源	3
1.3.2 溝槽式毛細結構內熱傳研究	4
1.3.3 高分子材料熱傳性能增進	5
1.3.4 可撓式熱管的演進	5
第二章 基本理論	10
2.1 PDMS 性質簡介	10
2.2 高分子材料熱傳性能增強機制	10
2.3 熱管原理	11
2.3.1 熱管	11
2.3.2 熱管性能極限	13
2.4 蒸發基本理論	14
2.4.1 彎月形薄膜區之相變化現象	14
2.5 微流道壓差理論分析	16
2.5.1 毛細極限	16
2.5.2 微溝槽蒸發流軸向乾涸點模型	21
第三章 研究方法	35
3.1 毛細性能實驗	35

3.1.1	試片製作	35
3.1.2	實驗說明	36
3.1.3	實驗設備	36
3.1.4	實驗參數	37
3.1.5	實驗流程	38
3.2	高分子材料熱傳性能增進	39
3.2.1	試片製作	39
3.2.2	實驗說明	40
3.2.3	實驗設備	41
3.2.4	儀器校正	43
3.2.5	實驗參數	43
3.2.6	實驗流程	44
3.2.7	熱損失分析	45
第四章	結果與討論	57
4.1	毛細性能實驗	57
4.1.1	實驗結果描述	57
4.1.2	實驗觀察描述	58
4.1.3	加熱功率的影響	58
4.1.4	傾斜角度的影響	59
4.1.5	工作流體的影響	59
4.1.6	流道形狀的影響	60
4.1.7	理論模式與實驗模式的比較	60
4.1.8	理論值與實驗值的比較	61
4.2	高分子材料熱傳性能增進	62
4.2.1	實驗結果描述	62
4.2.2	導熱微粒種類的影響	62
4.2.3	導熱微粒參雜濃度的影響	63
4.2.4	管材材料配置的影響	63
第五章	結論與建議	79



5.1 結論.....	79
5.2 建議.....	81
參考文獻.....	83



圖目錄

圖 1-1	Intel 2004 Roadmap.....	7
圖 1-2	Remote Heat Exchanger	7
圖 1-3	Micro Heat Pipe.....	8
圖 1-4	矽晶圓蝕刻之三角形溝槽	8
圖 1-5	Flexible Loop Heat Pipe	9
圖 1-6	PP 材質之梯形微溝槽.....	9
圖 2-1	PDMS 單體結構圖	28
圖 2-2	熱管示意圖	28
圖 2-3	常見毛細結構（溝槽式、燒結式）	29
圖 2-4	工作流體操作溫度圖	29
圖 2-5	熱管操作極限	30
圖 2-6	蒸發彎月形曲面分區示意圖.....	30
圖 2-7	薄液膜厚度與局部熱通量關係圖	31
圖 2-8	接觸角示意圖	31
圖 2-9	理論模型物理模式示意圖	32
圖 2-10	流道截面參數示意圖	33
圖 2-11	控制容積示意圖	34
圖 3-1	微流道試片製作過程示意圖	48
圖 3-2	微流道試片實景圖	48
圖 3-3	毛細性能實驗裝置示意圖	49
圖 3-4	三角形流道截面實景圖	49
圖 3-5	梯形流道截面實景圖	50
圖 3-6	流道尺寸規格	50
圖 3-7	電子天平	51
圖 3-8	材料熱傳增強實驗裝置示意圖	51
圖 3-9	穩態時一維方向之溫度梯度	52
圖 3-10	定壓平台	53

圖 3-11	直流電源供應器	53
圖 3-12	數據紀錄器	54
圖 3-13	模擬熱源	54
圖 3-14	恆溫水槽	55
圖 3-15	試片實景圖	55
圖 3-16	熱損失分析實景圖	56
圖 3-17	熱損失曲線圖	56
圖 4-1	三角形流道使用甲醇濕潤軸長關係圖	66
圖 4-2	三角形流道使用異丙醇濕潤軸長關係圖	66
圖 4-3	梯形流道使用異丙醇濕潤軸長關係圖	67
圖 4-4	傾斜角 10 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖	67
圖 4-5	傾斜角 15 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖	68
圖 4-6	傾斜角 20 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖	68
圖 4-7	傾斜角 25 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖	69
圖 4-8	傾斜角 10 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖	69
圖 4-9	傾斜角 15 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖	70
圖 4-10	傾斜角 20 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖	70
圖 4-11	傾斜角 25 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖	71
圖 4-12	流體曲率半徑退縮示意圖	71
圖 4-13	傾斜角 10 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖	72
圖 4-14	傾斜角 15 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖	72
圖 4-15	傾斜角 20 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖	73
圖 4-16	傾斜角 25 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖	73
圖 4-17	傾斜角 10 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	74
圖 4-18	傾斜角 15 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	74
圖 4-19	傾斜角 20 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	75
圖 4-20	傾斜角 25 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	75
圖 4-21	傾斜角 10 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	76
圖 4-22	傾斜角 15 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖	76

圖 4-23 傾斜角 20 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖77

圖 4-24 傾斜角 25 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖77

圖 4-25 不同導熱微粒之參雜濃度與熱傳導係數關係圖78



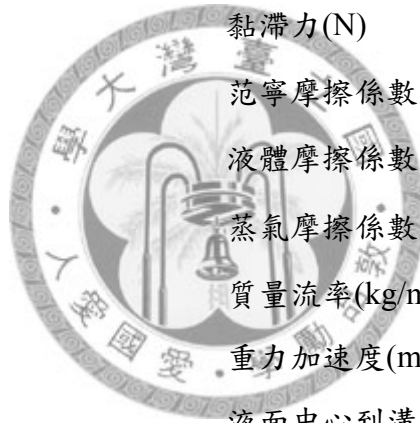
表目錄

表 2-1	PDMS 物化性質表	26
表 2-2	常用毛細結構等效毛細半徑表	26
表 2-3	常用毛細結構滲透度表	27
表 3-1	工作流體性質表	47
表 3-2	實驗溫度量測點	47
表 3-3	圓管型試片規格	47
表 4-1	CNT 粉末濃度對應表	65
表 4-2	銅粉末濃度對應表	65



符號說明

A	導熱體截面積(m^2)
A_v	蒸氣通道截面積(m^2)
A_w	毛細結構截面積(m^2)
A_Δ	溝槽內液面與溝槽形成之截面積(m^2)
A_Δ	流體在流道中佔據面積(m^2)
D_h	溝槽內流體的水力直徑(m)
d	溝槽深度(m)
F_B	物體力(N)
F_v	黏滯力(N)
f	范寧摩擦係數
f_l	液體摩擦係數
f_v	蒸氣摩擦係數
G	質量流率(kg/m^2s)
g	重力加速度(m/s^2)
$h(x)$	液面中心到溝槽底面距離(m)
h_{fg}	工作流體潛熱(J/kg)
h_j	交接點液面中心到溝槽底面距離(m)
K	摩擦係數
k	熱傳導係數(W/mK)
L	工作流體爬升的高度(m), 導熱體厚度(m)
m_v	蒸氣質量流率(kg/s)
\dot{m}	質量流率(kg/s)
Nu	Nusselt Number
p	壓力(kPa)
p_l	液體壓力(kPa)



p_v	蒸氣壓力(kPa)
Pr	Prandtl Number
$(\Delta P_c)_{\max}$	毛細結構所能提供的最大毛細壓差(kPa)
ΔP_g	物體力所造成的壓降(kPa)
$\Delta P_{i,e}$	蒸發段之液-氣界面的壓差(kPa)
$\Delta P_{i,c}$	冷凝段之液-氣界面的壓差(kPa)
ΔP_l	液流壓降(kPa)
ΔP_i	液-氣界面的壓差(kPa)
ΔP_v	蒸氣流壓降(kPa)
Q	熱傳量(J)
Q''	熱通率(W/m ²)
Q_{loss}	熱損失量(J)
Ra	Rayleigh Number
Re	Reynolds Number
$r(x)$	流體液-氣界面的曲率半徑(m)
r_1	主軸曲率半徑(m)
r_2	主軸曲率半徑(m)
r_{eff}	等效毛細半徑(m)
$r_{\text{eff},c}$	冷凝段的等效毛細半徑(m)
$r_{\text{eff},e}$	蒸發段的等效毛細半徑(m)
$r_{h,l}$	液體通道的水力半徑(m)
r_j	交接點液-氣界面曲率半徑(m)
r_v	蒸氣通道截面積半徑(m)
r_s	燒結粉末粒徑(m)
T_1	導熱體溫度(°C)
T_2	導熱體溫度(°C)
T_A	環境溫度(°C)



T_H	熱源表面中心溫度(°C)
T_L	水套頭下表面中心溫度(°C)
T_{Win}	水套入水口溫度(°C)
T_{Wout}	水套出水口溫度(°C)
V	速度(m/s)
w	溝槽開口寬度(m)
w_b	梯形溝槽底部寬度(m)
x	流道軸向座標位置(m)
x_{max}	濕潤軸長理論值(m)
α	溝槽底部半角(degree)
α	梯形溝槽側邊與底面之夾角(degree)
β	傾斜角度(degree)
β	空氣邊界層溫度倒數(1/°C)
γ	動量修正係數
δ	矩形溝槽深度(m)
ε	孔隙度
κ	滲透度(m ²)
θ_c	液體接觸角(degree)
$\theta_{c,c}$	冷凝段的接觸角(degree)
$\theta_{c,e}$	蒸發段的接觸角(degree)
μ	流體黏滯係數(kg/ms)
μ_l	流體黏滯係數(kg/ms)
μ_v	蒸氣黏滯係數(kg/ms)
ν	動態黏滯係數(m ² /s)
ρ_l	液體密度(kg/m ³)
ρ_v	蒸氣密度(kg/m ³)
σ	表面張力(N/m)



第一章 緒論

1.1 前言

科技的日新月異，各項電子 3C 產品普遍充斥在各項產業及日常生活中，隨著性能與外型需求的提升，電子晶片朝向微小化、精密化發展，單位面積內所承載的電晶體數量越來越多，發熱量當然是日益高漲。溫度升高會造成電子產品內電阻值降低、縮短電容的使用壽命，而高溫會造成變壓器、相關絕緣材料的性能下降，溫度過高還會使 PCB 板上的焊點合金結構改變產生劣化，讓電晶體的電流放大量數迅速增加，導致集電極電流增加，進一步回饋使溫度再增高，最終導致元件失效。由此可知，電子產品的壽命與工作效率與其作用溫度有很大的相關性，我們若能夠有效的降低電子零件的操作溫度，可以確保有預期的正常使用壽命以及良好的效能，因此一個良好且有效率的散熱模式變得非常重要。以半導體龍頭英特爾 (Intel) 的產品發展來看，十餘年來，中央處理器 (CPU) 的時脈屢屢突破新高，雖然使得個人電腦的運算能力達到前所未有的地步，但伴隨而來的能量密度過高問題始終揮之不去。由圖 1-1 可知，從 2004 年後英特爾一改過去衝高處理器時脈提升性能的方式而改以晶片多核心等改變製程的方式來提升效能，乍看之下解決了不斷攀升的熱量集中問題，實際上只是將解決問題的時程往後推遲，其發展終究還是會遭遇到散熱的屏障，這也代表了散熱課題從以前單純維持電子產品工作溫度正常的附屬角色，轉變為成為整個電子產業向前發展的阻礙。個人電腦 CPU 只是整個問題的冰山一角，更多電子產品在高科技的衛星、國防工業等高端需求上，其熱量排除更是異常嚴峻的考驗。

依據電子產品發熱端不同的功率與外型，客製化的散熱方式是必須的。散熱裝置除了能夠達到解熱的第一要求外，也希望能夠配合整體裝置作動，使其在不影響原裝置的正常運作下，將電子晶片產生的熱量順利移除，防止熱量堆積在裝置之內。早期的傳統氣冷散熱模組，在產品日益輕薄短小的空間訴求上其發展受到了限制，例如英特爾針對筆記型電腦提出了遠端熱交換器 (Remote Heat Exchanger) 的想法 (見圖 1-2)，將熱量從原本發熱源傳遞至其他位置再加以排除，如此概念，使得散熱模組的發展彈性大大的提高，熱管的相關發展孕育而生。熱

管利用流體兩相變化帶有潛熱的方式，成功的實現了 RHE 的概念，故開始大量被使用在散熱相關領域及其衍生產品上，然而傳統熱管也有其使用上的限制與不便之處，有待解決。

1.2 研究動機與目的

在電子熱傳的應用上，常常因為空間上的限制必須彎曲熱管，但是熱管經過彎曲後會因為管身或毛細結構受損而造成熱傳性能降低；且傳統熱管大多是由無氧銅管製成，不能重覆彎曲使用，無法應用於動件上的熱控設計，為了增加安裝上的便利性，可撓式熱管便順勢而生。一般的可撓式熱管大多在金屬製造之蒸發器與冷凝器中間連接一可彎曲的軟管以達到可撓曲的效果，然而絕熱段的軟管因為材質與蒸發器及冷凝器不同，若連接處未妥善包覆，則安排在目標的發熱動件上時管與管間因反覆做動可能會有間隙產生，亦或是熱管放置在極端的操作環境下，由於不同材料間的熱膨脹係數差異而容易導致洩漏問題，因此可以預見，可撓式熱管的發展方向應當是熱管全段盡量以均質的可撓式材料製成，且其內部的毛細結構也必須滿足於撓曲時不會損壞。在這個前提下，本論文為可撓式熱管之前期研究，計畫以微機電製程常用的軟性材料：聚二甲基矽氧烷 (PDMS) 作為熱管基材，先於其上製作微溝槽作為毛細結構。由於毛細結構的性能與管身材料優劣，是影響熱管性能最重要的兩個決定性因素，本研究將著重於量測聚二甲基矽氧烷毛細溝槽板在純蒸發狀態下的毛細性能以及改進聚二甲基矽氧烷材料的熱傳性能，兩方面之研究成果將有助於釐清可撓式熱管實作之可行性。

1.3 文獻回顧

由於本研究於 PDMS 上製作微溝槽作為可能之毛細結構，是故工作流體在微溝槽內受熱後的物理現象變得十分重要，在此文獻回顧分為四個部份，分別對於微熱管發展起源、溝槽式毛細結構內熱傳研究與高分子材料的熱傳性能增進及目前可撓式熱管的演進等相關文獻進行說明。

1.3.1 微熱管發展起源

微熱管一詞最早由 Cotter [1]於 1984 提出，定義為熱管內部流道之毛細結構尺度極小，其液-氣介面之平均曲率半徑與流體在流道中的水力半徑為相同數量級，Cotter 同時為微熱管建立了穩態理論公式，其結合晶片與微熱管，或直接在晶片上蝕刻流道，加上上蓋製作成微熱管結構。部份微熱管不需要毛細結構，因為其平均直徑只有 10~500 μm ，且斷面成多角形，所以內部工作流體會在夾角產生毛細力（如圖 1-3）。Babin et al.[2]結合實驗和數值的方法比較微熱管的特性及操作原理。在實驗方面，實做兩種不同材質的微熱管，一種的材質是銅，另一種則為銀，截面積都是 1mm^2 ，長度皆為 57mm，利用實驗數據來驗證穩態模型的正確性及確立微熱管的特性，該微熱管最大的熱傳率為 0.5W；而在數值分析方面，為發展穩態之模型，利用傳統熱管的穩態特徵來進行模擬，發展了梯形微熱管的穩態模型，最大熱傳量基本上是由毛細極限所控制。其穩態的實驗結果和數值分析比較，可以發現由數值分析的模型，在特定的實驗操作溫度操作區間時，可以準確預測其熱傳性質，其結論提出重力的影響及蒸汽流壓力損失的重要性。Peterson[3]利用矽晶片蝕刻溝槽並配合化學氣相沉積技術製作三角形流道之微熱管（如圖 1-4）。而三角形流道微熱管的性能數值模擬則由 A. B. Duncan et al.[4]提出，模擬結果指出微熱管工作流體之最佳填充量不可超過 25%。Peterson[5]以控制容積法進一步發展出二維之微熱管性能數值模型，分析結果顯示熱傳性能與微熱管之幾何特性、工作流體的接觸角、微熱管長度等息息相關。目前微熱管主要的問題是，因為內部所含的工作流體極其有限，雖然有相變化的潛熱，但是由於工作流體的量太少，以致目前相關研究皆顯示，如果操作最高溫度不超過 100°C ，則熱源功率大多不可以超過 $5\text{W}/\text{cm}^2$ 。

然而因為具備傳統熱管的優點，微熱管的應用不只在傳統的微電子散熱領域，同時也作為微製程相關的解熱裝置，其他諸如雷射二極體和光伏特電池等小面積高能量密度的裝置；航太領域中，做為飛機或是衛星局部結構冷卻之用；而在生物醫學應用，可以治療癌細胞和控制癲癇發作等。

1.3.2 溝槽式毛細結構內熱傳研究

針對溝槽結構內的毛細流熱傳表現，Ayyaswamy[6]最早對於開放式三角形溝槽底部受熱時其毛細流的性質進行理論研究，並規範出由流道幾何尺寸與流體在其上的接觸角為參數之流體摩擦係數，廣泛為日後相關研究所引用。Xu 與 Carey[7]藉由理論分析與實驗同步探討三角形溝槽內的熱傳模式，並配合討論分離壓力的影響。Stores[8]同時利用甲醇、乙醇、二氯二氟甲烷等做為工作流體，比較在不同熱通量及不同傾斜角下，三角形溝槽與矩形溝槽的毛細性能表現，實驗結果顯示不同溝槽形狀的濕潤軸長並無太大差異，其原因可能在於試片加工因素。Ha 與 Peterson[9]以壓差平衡的觀點，推導出沿溝槽軸向的濕潤軸長模型以討論溝槽內的流體蒸發現象，並利用邊界條件將複雜的微分方程式轉變為代數方程式，以 Stores 之實驗數據初步驗證其代數方程式的有效性。Ha 與 Peterson[10]利用微擾 (perturbation) 的方法，將水平溝槽內的毛細流熱傳分析推廣至小傾斜角度，甚至在熱通量夠大的前提下，其解也可適用較大傾斜角度。Ma 與 Peterson[11]針對 10 塊不同幾何參數的三角形溝槽板，量測其在以甲醇為工作流體下的毛細極限，實驗發現存在最佳的溝槽尺寸使毛細力達到最大。Peterson 與 Ha[12]進行實驗以驗證之前發展的軸向濕潤軸長代數解，實驗值約為代數解之 80%。Sheu[13]針對梯形微溝槽進行濕潤軸長之實驗，並與 Ha 及 Peterson 所發展之代數解加以比較呈現一定程度之吻合。Sheu[14]針對不同表面狀態的三角形微溝槽進行毛細性能分析，研究發現溝槽表面較粗糙具有細微孔洞者，其濕潤軸長可比表面較光滑者提升 10-35%。Anand[15]以戊烷為工作流體實驗矽質三角形溝槽的濕潤軸長，並量測試片軸向溫度分部以定位乾涸點。Catton 與 Stores[16]發展了沿流道軸向的一維半解析模型，來描述傾斜之三角形溝槽板在底部受熱時流體的濕潤軸長度，於前人之研究差別在於本模型提出累積長度 (Accommodation length) 的概念，對流體於儲液槽過度到溝槽內的曲率半徑分布作出相對精確的描述。Stores 與 Catton[17]針對相同截面積的三角形溝槽與正弦形溝槽，比較其在底部受熱時的毛細性能差異，實驗發現三角形溝槽具有較佳的毛細力，其原因在於三角形溝槽內的流體曲率半徑可以持續下降而不會遇到正弦形溝槽的死區 (Dead zone) 問題；反之，正弦形

溝槽有較好的熱傳輸能力，因為流體在正弦形溝槽中有較大的半月形面積。

1.3.3 高分子材料熱傳性能增進

高分子材料普遍熱傳性能不佳，是熱的不良導體。一般是透過參雜高熱傳導係數的材料（導熱微粒）來增加整體的熱傳導係數。Agari[18]指出導熱微粒本身的熱傳導係數及其在基材中的分布決定了混合材料的熱傳性能。當混雜的濃度較低時，導熱微粒在聚合物基材中的分佈較為分散，聚合物基材為連續相，導熱微粒為分離相，導熱微粒被聚合物材料所包覆。Agari 與 Wu[19]的研究也都指出，當混雜濃度到達一臨界比例以上時，部分的導熱微粒會因聚集而相互接觸，在聚合物基材中形成局部的傳導鏈或是傳導網，使得混雜導熱微粒的聚合物材料熱傳性能顯著提高。

1.3.4 可撓式熱管的演進

可撓式熱管的概念早期大多用在航太產業中熱源與熱沉間具有相對運動的問題上。在 Gernert 與 Sarrat[20]的研究中將可撓式熱管應用於航空器四個不同的熱傳問題，結果顯示可撓式熱管均能達到良好的熱傳效能。傳統熱管所遇到因毛細結構所引起的諸多限制一樣發生在可撓式熱管中，為了提高可撓式熱管的熱傳性能便產生了可撓式迴路熱管。Kobayashi 等人[21]以 R134a 為冷媒，以實驗方式測試其迴路式可撓曲熱管的（如圖 1-5）性能，研究蒸發器和冷凝器之間的相對高度對熱傳性能所造成的影響，實驗結果宣稱其熱傳能力可在 125W 將熱源溫度維持在 35°C。Ogushi 等人[22]以氬為工作流體探討在微重力下迴路式可撓曲熱管的熱傳性能，宣稱此設備可在熱源發熱率 150W-240W 之間有效的維持電子晶片正常的操作溫度。McDaniels 與 Peterson 團隊[23]提出以高分子材料製作可撓性熱管的構想，然而高分子的熱傳導性不佳，因此 Wang 與 Peterson 團隊[24]以高分子材料製作出毛細溝槽（如圖 1-6）後貼附於熱傳導能力較佳的鋁板上，雖然鋁具有良好的延展性，但因其材料厚度導致彎曲熱管時仍需施加極大的應力使其降伏（Yield），因此 Peterson 團隊所製作的熱管並不適用於微衛星等會反覆作動的機構上。

綜合上述文獻回顧可以發現，高分子材料製作的可撓式熱管應是未來的趨勢，而如何提升高分子材料之熱傳能力以利應用亦是值得關注的課題。此外，溝槽式毛細結構的相關研究雖然已有部分成果，但是現有文獻多半是採用銅或不銹鋼等金屬製的毛細溝槽板進行相關實驗，且其溝槽尺度大多為數百個微米，很少文獻對於尺度為數十個微米的高分子材質之溝槽板進行純蒸發下毛細性能實驗研究，因此本論文的探討仍具研究價值。



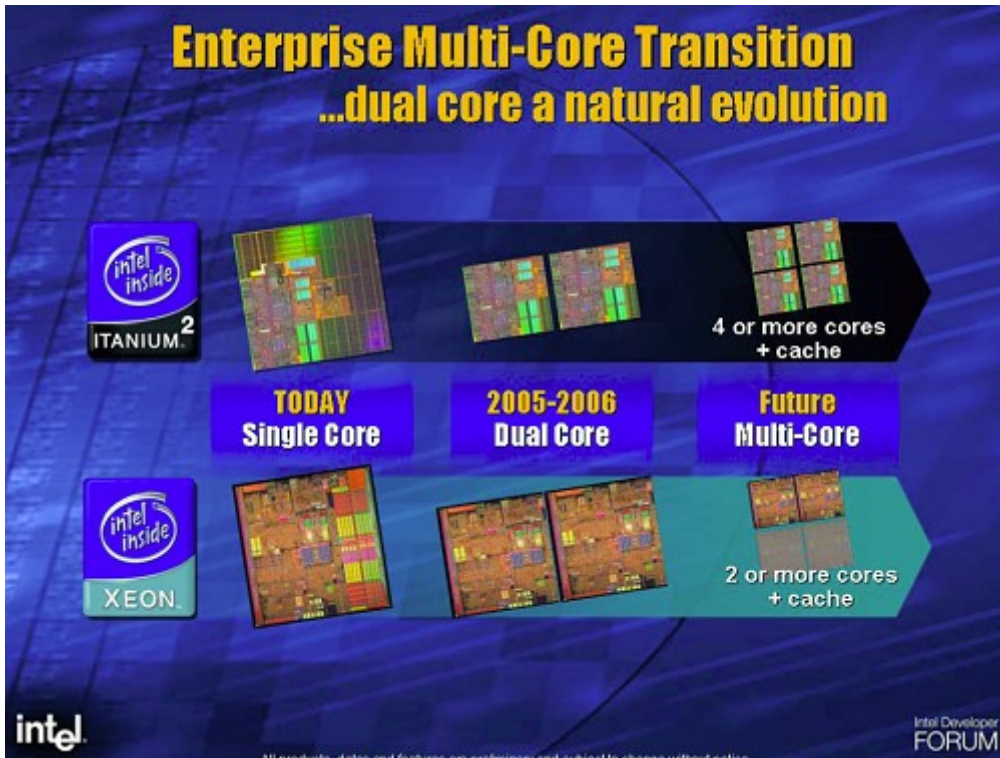


圖 1-1 Intel 2004 Roadmap [25]

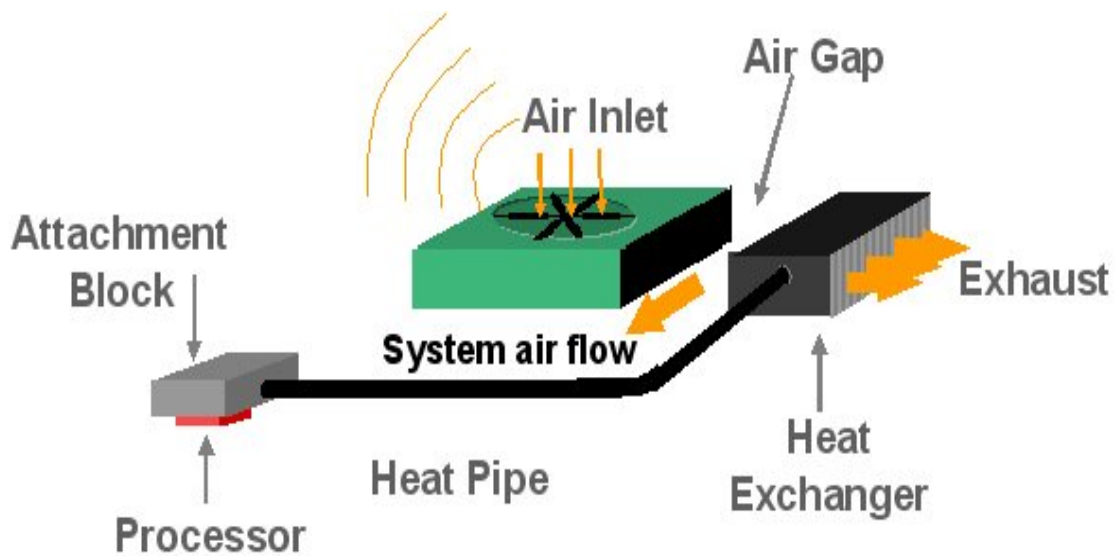


圖 1-2 Remote Heat Exchanger [26]

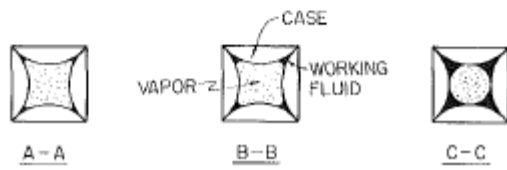
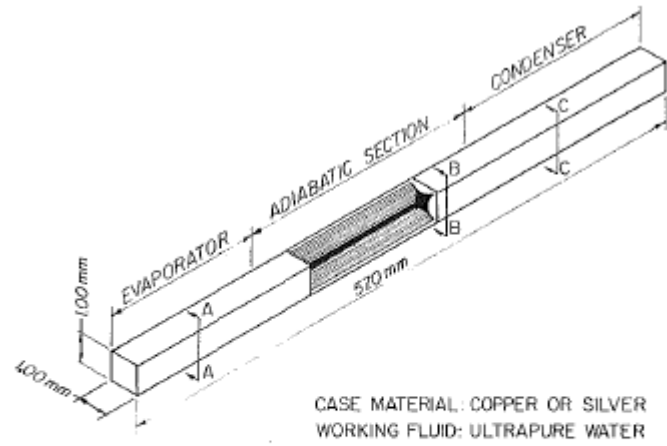


圖 1-3 Micro Heat Pipe [2]

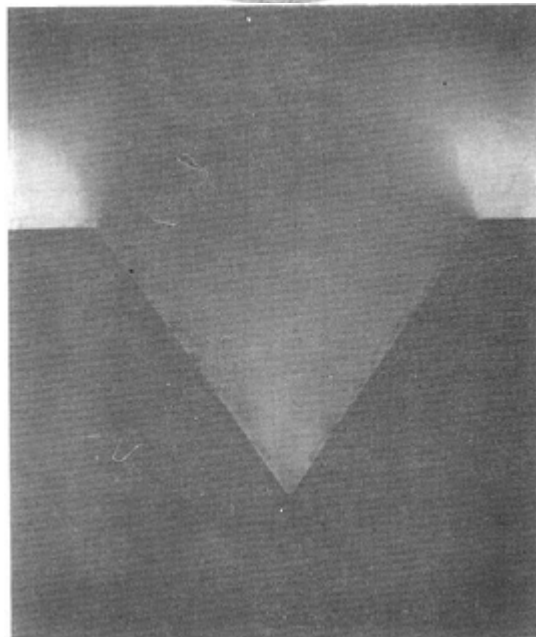


圖 1-4 矽晶圓蝕刻之三角形溝槽 [3]

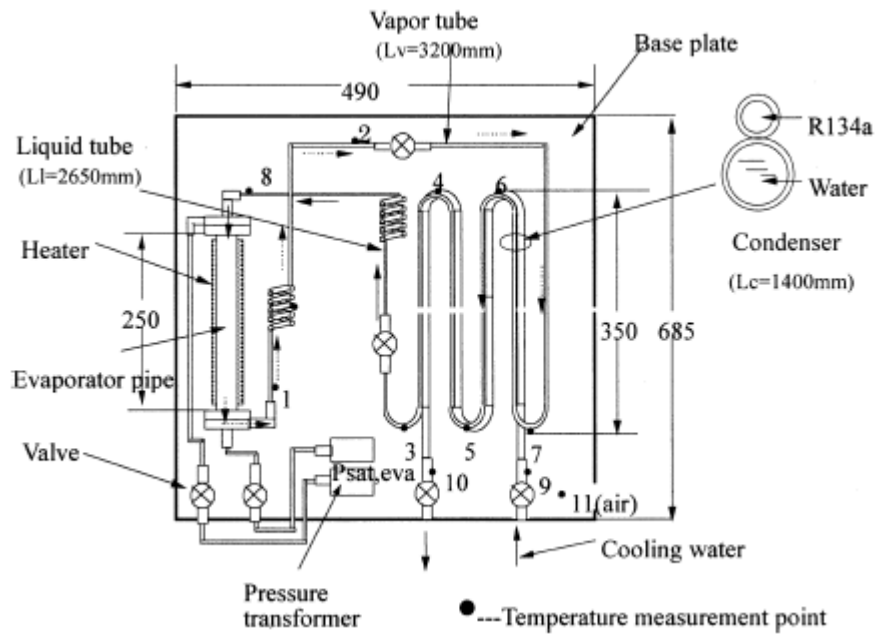


圖 1-5 Flexible Loop Heat Pipe [21]

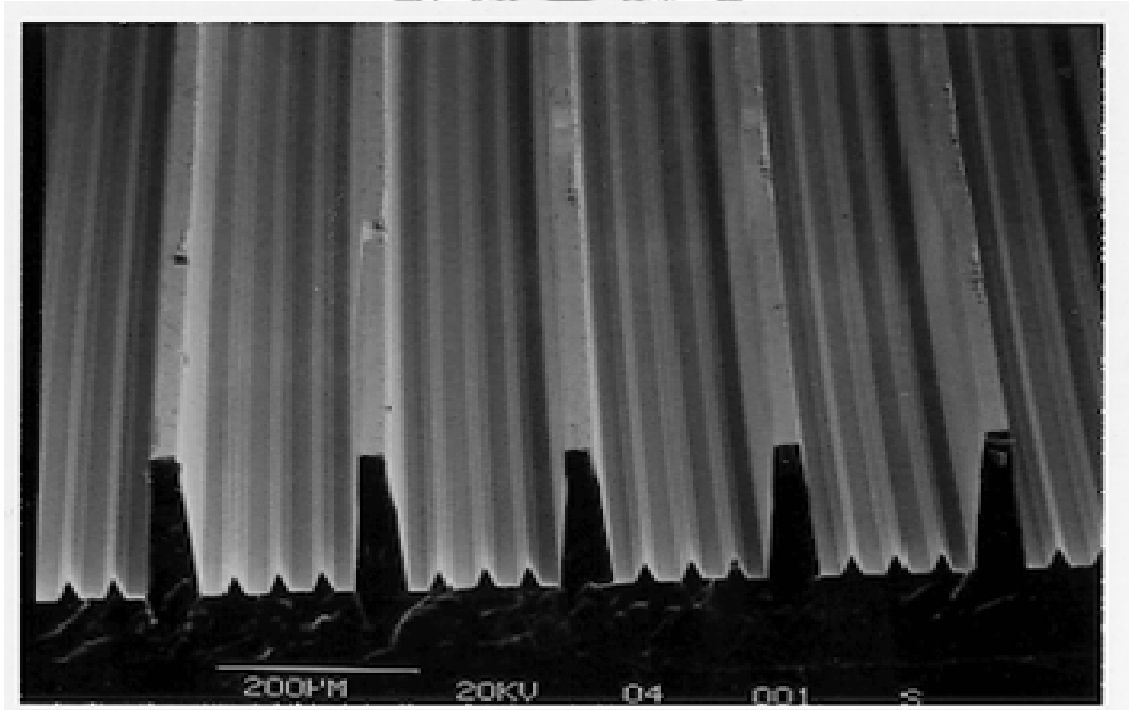


圖 1-6 PP 材質之梯形微溝槽 [24]

第二章 基本理論

基本理論的部份，將先對本研究使用的高分子材料：聚二甲基矽氧烷的材料性質進行簡介，並論述高分子材料熱傳增強之機制，再依序闡述熱管原理，流體在溝槽內受熱蒸發的基本理論及微溝槽壓差理論分析。

2.1 PDMS 性質簡介

PDMS，全名為聚二甲基矽氧烷 (polydimethylsiloxance)，分子結構如圖 2-1，相關物化參數見表 2-1。成品是兩劑混合型，其中 A 劑為主劑 (矽膠本體)，B 劑是固化劑。PDMS 一般狀態下為黏稠態的流體，經過加熱後會變為具有彈性的固體，是一種軟性材料，具有以下特點：

- (1) 富有彈性且為光學上的透明體。
- (2) 沒有毒性且為生化上的惰性物質。
- (3) 疏水性，與水的靜態接觸角約為 110 度。
- (4) 透氣性，例如室溫下 (25°C) 氧氣的滲透能力是丁基橡膠大約 400 倍
- (5) 固化後在 -50°C~200°C 的溫度範圍內，材料安定性佳。

除了上述特性之外，其包含優良的熱穩定性、氧化穩定性、以及絕緣性，而且在低溫下依然具有柔軟、彈性與可塑性，在加上具有良好的生物相容性，PDMS 適宜用於生醫材料等，又以加工成本低廉，PDMS 被廣泛應用於微機電製程中，尤其是微流體控制晶片等，本研究亦是著眼於此，故選擇其為熱管及毛細結構的材料。

2.2 高分子材料熱傳性能增強機制

在固體中，熱傳導主要經由兩個效應：一為分子在晶格上震動所造成的晶格震波，二為固體內電子自由流動所致之能量傳遞。固體的熱傳導性能是由晶格與電子兩種效應加成得來的，純金屬擁有相對高的熱傳導係數就是因為金屬內之自由電子十分活躍；另一方面，晶格效應對於熱傳導係數的影響則是取決於晶格內分子排列的形式，例如鑽石等結晶狀的固體，其晶格結構整齊而緻密，因此擁有

極高的熱傳導係數。

然而本研究所使用的 PDMS 與大多數高分子材料中基本上沒有上述固體熱傳導所需要之緻密的有序晶格結構或自由電子，熱傳性能相對較差。若是透過參雜導熱微粒，製成導熱高分子材料，其熱傳性能由高分子基材、導熱微粒以及其之間的相互作用來共同決定。適合做為導熱微粒者，無論其以粒狀、片狀、還是纖維狀存在，導熱性能都需要比高分子基材本身要高。當導熱微粒的參雜量很低時，導熱微粒之間不能存在真正的接觸及相互作用，這對高分子材料熱傳性能的提高幾乎沒有意義；只有當高分子基材中，導熱微粒的參雜量達到一臨界值時，導熱微粒間才可能有實質上的相互作用，材料中才能形成類似網狀或鏈狀的型態，意即導熱網鏈。當導熱網鏈的方向與熱流方向一致時，材料的熱傳性能提高很快；反之，若材料在熱流方向尚未形成導熱網鏈時，會造成熱流方向上熱阻很大，熱傳性能很差。因此，如何在材料內儘可能於熱流方向上形成導熱網鏈成為提高高分子材料熱傳性能的關鍵所在。

2.3 熱管原理

2.3.1 熱管

熱管（圖 2-2）泛指內含毛細結構的被動式導熱元件，透過內部工作流體沸騰（或蒸發）及冷凝來傳遞熱量，其主要特色乃是利用兩相流相變時理論上沒有溫升，故可以在相當小的溫度梯度內，將熱源產生的熱量輸送到其他地方。於此，首先必須先釐清單指熱管時，只能稱其為傳熱元件而非散熱元件，要達到散熱目的，熱管尚必須搭配應有的散熱組件，使在熱管內傳遞的熱能夠導出，整體視之才是散熱元件。

依據功能定位，熱管基本上可分為三個部份：蒸發段、冷凝段以及絕熱段。熱量由蒸發段進入熱管，使蒸發段毛細結構內之工作流體因吸收能量產生相變化（沸騰或蒸發），從原本的液態轉變為高壓蒸氣，以流體潛熱將熱量經蒸氣通道挾

帶到冷凝段，蒸氣於此釋出潛熱冷凝回復至液態，完成熱量傳遞，而冷凝後的液態工作流體則會因為毛細力的作用而回流至蒸發段，此為熱管運作的循環。其中毛細力主要和工作流體液態的黏滯係數、表面張力及流體潤濕管材之能力有關；而蒸氣的驅動力則是與管內蒸氣通道的幾何形狀以及工作流體氣態之黏滯係數有關。

熱管內部之毛細結構，主要乃是營造一個適合工作流體由熱管冷凝段回流至蒸發段的媒介。常見的熱管毛細結構如圖 2-3，而為了便於流體在結構內的輸送，熱管內部之毛細結構的製作一般有下列之考慮準則：

- (1) 毛細力：結構所產生之通道必須要小，如此表面張力在液-氣介面之間形成的壓力差方能足夠使液體順利回流至蒸發段。
- (2) 液體流道：液體流道的截面積設計必須與毛細力之間取得平衡。因為加大液體流道的截面積雖然會降低流體在流道中的流阻，但會削弱作為流動主要驅動力的毛細力。
- (3) 熱傳導係數：熱管被譽為熱的超導體，其組成的所有部份包括工作流體與毛細結構之熱傳導係數皆需要相當高，如此才能使在熱管中工作流體與毛細結構間的熱阻降低。
- (4) 液體與蒸氣之流道：因為液體與蒸氣在熱管內之流動方向相反，故當蒸氣流速很大時，兩者之間的剪應力會阻礙彼此的傳輸。

而在工作流體的選擇上，則是有以下要點：

- (1) 相變化之潛熱：因為熱管是利用工作流體之潛熱來傳遞熱量的元件，故對於工作流體的潛熱要求是越高越好，如此才能在單位質量的工作流體相變化時傳遞較多的熱量。
- (2) 熱傳導係數：與選擇毛細結構材質之原理相同，高熱傳導係數可以有效降低液體與毛細結構間的溫度梯度。
- (3) 表面張力：表面張力乃是毛細力產生的主要原因，故表面張力高的工作流體能有較佳的毛細力。
- (4) 黏滯性：工作流體不論是氣態還是液態，低黏滯係數將可以降低流阻。
- (5) 沸騰溫度：根據不同操作範圍的熱管，必須選擇不同沸騰溫度的工作流

體，以利配合熱管於裝置的操作溫度作動。不同操作溫度下常見的流體選擇見圖 2-4[27]。

(6) 反應性：工作流體要易於濕潤毛細結構的材質且不能與管身材質起化學反應，以免造成管內腐蝕或毀損。

2.3.2 熱管性能極限

熱管乃是利用內部工作流體不斷循環來作動，然而一些操作上的極限會使循環中斷，造成熱管的傳熱功能失效，對於這些操作極限將依序作簡單的介紹：

(1) 毛細極限 (capillary limit)

工作流體在蒸發段與冷凝段的毛細結構中，沿流道軸向的液-氣界面變化產生毛細壓差，是推動系統循環的主要驅動力。工作流體自蒸發端毛細結構內蒸發，將縮小毛細半徑，反之在冷凝器凝結的過程，將造成毛細半徑增加，而毛細半徑的曲率變化就是產生毛細（壓）力的主因。最小與最大的毛細半徑分別出現於蒸發段與冷凝段的最末端，也是工作流體流率最大的地方。所產生的毛細力必須克服液流、蒸氣流與物體力壓降的總和，才能確保冷凝後的工作流體可以回到蒸發端，這就是所謂的毛細界限，後續將有專文探討。

(2) 黏性極限 (viscous vapor flow limit)

當操作溫度很低的時候，對於熱管內的蒸氣來說，蒸發段與冷凝段的壓差很小，在如此操作條件下，液-氣介面間的黏滯力可能會使蒸氣無法順利從蒸發段到達冷凝段，進而造成循環的中斷。相關研究[28]曾經指出，當蒸發冷凝兩段壓差小於系統壓力的十分之一時，將會出現上述現象，此即黏性極限。

(3) 飛濺極限 (entrainment limit)

在熱管內，由於氣體與液體的流向是相反的，因此在液-氣介面間極有可能會有液滴會被蒸氣給帶往相反的方向。而當蒸氣的流速高於某一程度時，此種類似的反應將會造成毛細結構內的液體大量減少，因此也就造成流向蒸發段補充的液體大量減少，進而造成燒乾現象，此即飛濺極限。

(4) 音速極限 (sonic limit)

音速極限之所以會發生主要是因為在蒸發段所產生的蒸氣產生流動阻塞

(choked flow) 的現象。在熱管中，蒸氣速度乃是由蒸發與冷凝兩種現象所共同決定，因此，當冷凝段的溫度降低時，連帶也會降低蒸發段的溫度，而蒸氣的密度也會因而減少，蒸氣的速度則會因此而增加。直到蒸發段所產生的蒸氣之馬赫數 (Mach number) 達到 1 的時候，無論再怎麼降低冷凝段的溫度，也不會使蒸發段的溫度再更進一步的降低，此即所謂的音速極限。當音速極限發生後，此時即使再怎麼增加冷凝段的熱傳率，也只會增加蒸發段到冷凝段之間的溫度梯度，對於熱管來說，整體的熱傳率已達極限，無法再行增加了。

(5) 沸騰極限 (boiling limit)

當從蒸發段所輸入之熱通量持續增加時，蒸發段毛細結構內的空隙可能會被汽化的工作流體產生之氣泡所填滿而導致阻塞。液態工作流體將無法回流到上述被阻塞的區域，而使得這些區域的局部溫度持續上升，最終導致燒乾，此即沸騰極限。

而對於不同操作溫度的熱管來說，上述各極限可能會發生的機率也不盡相同。如圖 2-5 為常用熱管工作溫度與其性能極限之關係圖，一般來說，在高溫下操作的熱管來說，最有可能遇到的是音速或飛濺極限；而對於在一般操作溫度下作動的熱管來說，最有可能遇到的則是毛細極限；至於在低溫操作的熱管則是最有可能遇到黏性或毛細極限。針對於微流道等相關熱傳應用的性能瓶頸，毛細極限也是最主要的考量因素。

2.4 蒸發基本理論

本節將簡單介紹工作流體在微溝槽中蒸發機制發生時，主要的熱傳區域及在不同區域中造成熱傳能力差異的原因。

2.4.1 彎月形薄膜區之相變化現象

當工作流體接觸微溝槽壁面時，工作流體會在溝槽表面形成一層薄膜，當溝槽表面受熱後，工作流體的蒸發速率會隨液膜厚度的變薄而增大，當液膜厚度降

低到一極薄的程度後，微液膜的蒸發過程受到固-液分子間的親和力作用而減弱，並在溝槽壁面上形成一極薄的不蒸發區域。如圖 2-6 所示，根據熱傳遞速度的差異可將工作流體附著於溝槽壁面上的彎月形薄膜區分成三大部分：

第一部份為無蒸發區 (Non-Evaporating Region)：

又稱平衡區 (Equilibrium Region) 或吸附區 (Absorbed Region)，為延伸薄膜的最上段部分，在本區域中雖然液膜達到極薄的程度且液面與蒸氣存在一溫度差，但由於固-液分子間的親和力作用 (Van der Waals force) 使得在液膜中造成分離壓力 (disjoining pressure) 的影響導致在此區中的工作流體無法蒸發，因此沒有熱量會經由本區域散失。

第二部分為蒸發薄膜區 (Evaporating Thin Region)：

在這個區域當中，工作流體受到分離壓力及毛細力綜合的影響，但毛細力已經大於分離壓力，使得工作流體經由受熱後能夠蒸發脫離液面成為蒸氣，雖然兩個作用力處於同樣數量級，但因為此區域中液膜厚度仍為奈米等級，使得熱量從壁面經過液膜蒸發為蒸氣的熱阻極小而有極高的熱傳係數。而隨著薄膜厚度的增加，分離壓力逐漸減弱，而毛細力變強。

第三部分為內部彎月形區 (Intrinsic Meniscus)：

在本區域中，毛細力變為最主要的影響因素。隨著薄膜厚度的增加，將使得液膜熱阻跟著增加，而使熱傳係數降低。

介於無蒸發區與蒸發薄膜區兩者交界的中心線區內部之薄膜相當薄，此區為主要的熱傳區域

Ma 與 Peterson[29]針對微溝槽上的薄液膜蒸發建立一熱傳數學模式，圖 2-7 為此數學模式所推導在蒸發薄膜區中微液膜厚度與局部熱通量關係 (溝槽壁面與蒸氣之過熱度 1°C 時)，當薄液膜厚度越薄時，局部熱傳係數越高，且當液-氣介面的曲率半徑達到最小時，局部熱傳係數達到最高。研究也指出雖然此薄膜區域小於 $1\ \mu\text{m}$ ，但大部份的熱量經由此極小的區域散走，因此若能有效利用薄膜蒸發區域，將能成為非常有效率的散熱器。由於流體在微溝槽內可以輕易的形成薄膜，這也是溝槽式毛細結構廣為運用的主因。

2.5 微流道壓差理論分析

本節針對一般最常用於評斷熱管性能瓶頸之毛細極限作一詳細理論介紹，而針對本論文中開放式溝槽毛細性能實驗的部份，將引入較接近實驗配置的微溝槽蒸發流軸向乾涸點模型加以說明。

2.5.1 毛細極限

微熱管熱傳能力優劣取決於流道的毛細極限。管內毛細結構提供的最大毛細壓差必須克服工作流體在管內流動時產生的壓降，亦即必須滿足下列的關係式：

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (2.1)$$

其中

ΔP_c 為毛細結構所產生的壓降

ΔP_l 為工作流體回流在流道中產生的壓降

ΔP_v 為工作流體蒸氣在蒸氣道中產生的壓降

ΔP_g 為工作流體受重力產生的壓降

若熱管蒸發段的熱傳量不大時，整體運作應能夠滿足(2.1)式，亦即能夠維持熱管正常作動，但當蒸發段的輸入熱傳量逐漸增加時，工作流體的蒸發速率也隨之增大，於是因工作流體流速增大所造成的工作流體流動壓降也亦隨之增大。一旦熱管蒸發段的輸入熱傳量增加到超過某一界限值時，毛細結構所能提供的最大毛細壓差便不足以克服的管路內其他因素的總壓降，於是工作流體流動中斷，因而在蒸發段的毛細結構內由於沒有足夠的工作流體可供蒸發，使其發生乾涸現象，該區段溫度也迅速提高，因此熱管便無法正常扮演傳熱元件的角色，此即為熱管的毛細極限。以下將分別以理論式細部分析(2.1)式中的各項壓降。

(1) 最大毛細壓差 (ΔP_c)

對熱管內而言，工作流體的液相和氣相彼此相互接觸，此兩相並存在有壓力梯度。沿著熱管軸向上的任何一個位置，其液-氣界面的壓差 ΔP_l 皆維持著液體和氣體之間的壓力平衡，而此液-氣界面的壓差其值隨著熱管軸向位置而改變。液-氣界

面的壓差 ΔP_i 即為：

$$\Delta P_i = p_v - p_l \quad (2.2)$$

其中

p_v 為蒸氣壓力

p_l 為液體壓力

由 Young-Laplace 方程式可知，任一截面上之液-氣界面的壓差 ΔP_i 可表示為：

$$\Delta P_i = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (2.3)$$

其中

σ 為表面張力(N/m)

r_1 及 r_2 兩個主軸上之曲率半徑(m)

由毛細管之力平衡理論可以將(2.3)改寫為如下

$$\Delta P_i = \frac{2\sigma \cos \theta_c}{r_{eff}} \quad (2.4)$$

其中

θ_c 為液體與毛細結構表面的接觸角(degree)。

r_{eff} 為等效毛細半徑(m)。

由(2.4)式可以得知，毛細壓差由三個參數決定，將分別說明如下

1. 表面張力 (σ)

表面張力是一個位於表面內的力，為分子力的一種表現。它發生在液體和氣體接觸時的交界面，且是由位於表面的液體分子處於特殊情況所決定的。由於液體內部的分子和分子間幾乎是緊密接觸，分子的吸引力與排斥力綜合作用使分子間經常保持平衡距離，這點決定了液體分子不如氣體分子般可以無限擴散，只能在平衡位置附近振動和旋轉。在液體表面附近的分子由於上層氣相分子對它的吸引力小於內部液相分子對它的吸引力，使其只顯著受到液體內側分子的作用，所以該分子所受合力不等於零，其合力方向垂直指向液體內部，結果導致液體表面具有自動縮小的趨勢，此為表面張力的效應。表面張力與溫度有關，對多數的流體來說，表面張力可以視為溫度的線性函數，其值隨溫度升高而降低，其原因為溫度升高時液體分子間吸引力會隨之減弱。

2. 接觸角 (θ_c)

當液體滴在固體表面上時，固體表面和液滴切線的夾角，就是所謂的接觸角。由於異相介面接觸時，交界面的幾何形狀是由介面間的力平衡來決定的，更具體的說，開放環境下，接觸角是由三個不同介面相互作用形成的夾角，分別是固-液介面、液-氣介面與固-氣介面上的表面張力平衡，如圖 2-8 所示。當液體潤濕固體表面時，原本固-氣的界面被固-液的界面所取代。當固-氣的表面張力大於液-固的表面張力時，也就是固體和液體間的吸引力大於固體和氣體間的吸引力時，固體和氣體間的界面張力會將液-固界面拉伸，也就是說，被濕潤的固體表面有較低的表面張力，因此液體會固體表面擴張，形成較小的接觸角 (<90 度)；反之，當液-固的表面張力大於固-氣的表面張力時，液體較難潤濕固體表面，類似水銀於玻璃基板上的分布，形成較大的接觸角 (>90 度)。

3. 等效毛細半徑 (r_{eff})

等效毛細半徑即為流體在毛細結構內之液-氣界面曲率半徑。當熱管在穩態運作時，液-氣界面壓差的最大值發生在蒸發段，因為蒸發段液-氣界面的曲率半徑最小，亦即蒸發段的接觸角 $\theta_{c,e}$ 最小，通常將其近似為零度，因此在蒸發段之液-氣界面的壓差 $\Delta P_{i,e}$ 為：


$$\Delta P_{i,e} = \frac{2\sigma}{r_{eff,e}} \quad (2.5)$$

其中 $r_{eff,e}$ 為蒸發段的等效毛細半徑(m)。

而液-氣界面壓差的最小值則是發生在冷凝段，因為冷凝段液-氣界面的曲率半徑趨近於無窮大，亦即冷凝段的接觸角 $\theta_{c,c}$ 趨近於 90 度，因此在冷凝段之液-氣界面的壓差 $\Delta P_{i,c}$ 為：

$$\Delta P_{i,c} = \frac{2\sigma \cos \theta_{c,c}}{r_{eff,c}} = 0 \quad (2.6)$$

其中 $r_{eff,c}$ 為冷凝段的等效毛細半徑(m)。

故

$$(\Delta P_c)_{\max} = P_{i,e} - P_{i,c} = \Delta P_{i,e} = \frac{2\sigma}{r_{eff,e}} \quad (2.7)$$

由上述得知，熱管穩態工作下之最大毛細壓差可表示為蒸發段有效毛細半徑

的函數，文獻[30]針對常用之毛細結構條列出其有效毛細半徑，詳見表 2-2。

(2) 液流壓降 (ΔP_l)

工作流體於毛細結構中流動時，因為受到黏滯力和慣性力的影響而造成壓力損失，所造成的壓力損失包括黏滯損失和動量損失，而動量損失相較於黏滯損失甚小，因而可忽略不計，此乃因液體於毛細結構內之流速很慢的緣故。由文獻中可知[30]，當工作流體於毛細結構流動時，可視為不可壓縮的層流，故本論文以達西定律 (Darcy' Law) 來計算工作流體於毛細結構內流動時所造成的壓力梯度：

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{(f_l Re_l) \mu_l}{2\varepsilon A_w (r_{h,l})^2 h_{fg} \rho_l} Q \quad (2.8)$$

而滲透度 κ 定義為：

$$\kappa = \frac{2\varepsilon (r_{h,l})^2}{f_l Re_l} \quad (2.9)$$

其中

$r_{h,l}$ 為液體通道的水力半徑

f_l 為液體摩擦係數

ε 為孔隙度 (Porosity)

故(2.8)式可改寫為：

$$\frac{dP_l}{dx} = \left(\frac{\mu_l}{\kappa A_w h_{fg} \rho_l} \right) Q \quad (2.10)$$

其中

μ_l 為液體黏滯係數

ρ_l 為液體密度

h_{fg} 為工作流體潛熱

A_w 為毛細結構截面積

κ 為滲透度 (Permeability)

Q 為熱傳量

文獻[30]同樣針對常用之毛細結構條列出其滲透度之經驗公式，詳見表 2-3

(3) 蒸氣流所產生壓降 (ΔP_v)

蒸氣於蒸氣通道中流動時，同樣也受到黏滯力和慣性力的影響而造成壓力損失。1976年 Chi[30]將蒸氣流動以一維模式來近似，推導出蒸氣的軸向壓力梯度，可表示為：

$$\frac{dP_v}{dx} = -\frac{(f_v Re_v)\mu_v m_v}{2A_v r_v^2 \rho_v} - \gamma \frac{2m_v}{\rho_v A_v^2} \frac{dm_v}{dx} \quad (2.11)$$

其中

μ_v 為蒸氣黏滯係數

ρ_v 為蒸氣密度

f_v 為蒸氣摩擦係數

A_v 為蒸氣通道截面積

m_v 為蒸氣質量流率

γ 為動量修正係數

(4) 物體力所產生壓降 (ΔP_g)

由於蒸氣的密度遠小於液體的密度，因此蒸氣物體力的影響可忽略不計。本研究僅探討工作流體受重力的影響，其他形式的物體力如離心力及加速度等則不加以考慮。重力對工作流體的影響可表示為：

$$\Delta P_g = \rho_l g L \sin \beta \quad (2.12)$$

其中

L 為工作流體爬升的長度(m)

β 為傾斜角度(degree)

若蒸發段在冷凝段之上， θ 為正值；反之， θ 為負值。 θ 為正值代表重力對工作流體的作用不利於工作流體由冷凝段返回蒸發段。相反地， θ 若為負值，亦即冷凝段在蒸發段之上，則代表重力對工作流體的作用有助於工作流體回流。

將(2.7)式、(2.10)式、(2.11)式、(2.12)式代入(2.1)式中，則可得到毛細結構中的壓差關係式。若蒸氣流道截面積夠大且流道長度不長時，則蒸氣流壓降 ΔP_v 相較於其它項可忽略不計，(2.1)式可表示為：

$$\frac{2\sigma}{r_{eff}} = \frac{\mu_l L Q}{\kappa A_w h_{fg} \rho_l} + \rho_l g L \sin \beta \quad (2.13)$$

2.5.2 微溝槽蒸發流軸向乾涸點模型

文獻回顧裡已經提及，Xu 與 Carey[7]針對三角形溝槽內的薄膜蒸發推導出沿流道軸向曲率半徑分布的解析解，而 Ha 與 Peterson[9]將上述模型加以延伸，並以適當的邊界條件將原為常微分方程式之解析解改寫為代數解，並用以預測溝槽板之毛細性能。本論文將以該模型作為實驗濕潤軸長之比較依據，將其模型之假設與推導過程詳述於下。

該理論為建立一數學模式來預測微溝槽之濕潤軸長度，圖 2-9 為示意圖，與熱管類似區分為三個區域。依序是浸泡在流體內的冷凝段 (Condensing region)，假設無熱量通過之絕熱段 (Adiabatic region) 以及接受熱通量的蒸發段 (Evaporating region)。冷凝段與絕熱段交界處為液面，定義為原點 (Origin)，絕熱段與蒸發段交界處為交界點 (Junction)，工作流體以毛細力在流道上爬升所達之最高點為乾涸點 (Dryout point)， β 是微溝槽與水平面的夾角。圖 2-10 分別為三角形溝槽與梯形溝槽之截面示意圖， $r(x)$ 是液-氣界面的曲率半徑， $h(x)$ 為曲率半徑所對應的流體高度， w 為溝槽寬度的一半， w_b 為梯形溝槽底部寬度的一半， d 為梯形溝槽的高度，而 α 在三角形溝槽中代表溝槽的半角、在梯形溝槽中則代表側邊與底面之夾角。

基本假設

- (1) 微溝槽內的軸向流動主要發生在內部彎月區
- (2) 對任意的軸向位置，液體與氣體交界的弧面為圓周的一部分，意即對任一截面曲率半徑為定值。但曲率半徑沿流道軸向遞減，此曲率半徑的變化是毛細壓差驅動流體沿軸向流動的來源。
- (3) 分離壓力梯度會驅使流體向溝槽壁面延伸。
- (4) 開放環境下，氣體壓力假設為定值。
- (5) 蒸發段接收到之熱通量是均勻的。

(6) 工作流體為牛頓流體，且在溝槽內是低流速之穩態層流。

統馭方程式由基本的 Navier-Stokes 方程式出發

$$\rho\left(\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V\right) = -\nabla p + F_B + \mu \nabla^2 V \quad (2.14)$$

將討論對象鎖定在沿流道軸向的流體流動時，可將上式簡化為

$$\frac{dp_l}{dx} + \rho_l g \sin \beta + F_v = 0 \quad (2.15)$$

同(2.3)式，由 Young-Laplace 方程式得知，液-氣交界面的壓力差可以表示為

$$p_v - p_l = \sigma\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \quad (2.16)$$

r_1 與 r_2 分別為徑向與軸向的曲率半徑，取一小控制容積來看，可以推論 r_2 趨近於無窮大（見圖 2-11），故改寫(2.16)為

$$p_v - p_l \approx \sigma\left(\frac{1}{r_1}\right) \quad (2.17)$$

因為氣體壓力假設為定值，則

$$-\frac{d}{dx}(p_v - p_l) = \frac{dp_l}{dx} = \frac{d}{dx}\left(\frac{\sigma}{r(x)}\right) \quad (2.18)$$

由 Xu 與 Carey 針對溝槽內黏滯力的推導可以知道，黏滯力可以表示為

$$F_v = \frac{2fG^2}{\rho_l D_h} \quad (2.19)$$

其中

$G = \frac{\dot{m}}{A_\Delta}$ 為流體在溝槽內之流速

$f = \frac{K}{Re}$ 為 Fanning 摩擦係數

$Re = \frac{GD_h}{\mu_l} = \frac{\dot{m}D_h}{\mu_l A_\Delta}$ 為流體之 Reynolds number

由上述三項可將黏滯項改寫為

$$F_v = \frac{2fG^2}{\rho_l D_h} = \frac{2Kvm}{\rho_l D_h^2 A_\Delta} \quad (2.20)$$

針對三角形與梯形的流道形狀，流體在流道中的形狀與其水力直徑可表示為如下

三角形：

$$A_{\Delta} = \left[\frac{1}{\tan \alpha} - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \right] r^2(x)$$

$$D_h = 2 \left\{ \left[\frac{1}{\tan \alpha} - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \right] \tan \alpha \right\} r(x)$$

梯形：

$$A_{\Delta} = [\sin^2 \alpha \tan \alpha + \sin \alpha \cos \alpha - \alpha] r^2(x) - w_b^2 \tan \alpha$$

$$D_h = \frac{2[\sin^2 \alpha \tan \alpha + \sin \alpha \cos \alpha - \alpha] r^2(x) - 2w_b^2 \tan \alpha}{w_b(1 - \sec \alpha) + r(x) \tan \alpha}$$

分別將流體在流道中的形狀與其水力直徑帶入(2.20)式歸納可得

$$F_v = \frac{2fG^2}{\rho_l D_h} = \frac{2Kv\dot{m}}{\rho_l D_h^2 A_{\Delta}} \quad (2.21)$$

其中三角形流道因為 A_{Δ} 與 D_h 皆為 $r(x)$ 之倍數，可合併整理如 $F_v = \frac{2Kv\dot{m}}{cr^4(x)}$ 的形式

$$\text{三角形： } c = 4 \tan^2 \alpha \left(\frac{1}{\tan \alpha} + \alpha - \frac{\pi}{2} \right)^3$$

代回統馭方程式整理可得毛細力與重力及黏滯力平衡的結果

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{\sigma}{r(x)} \right) = \frac{2Kv\dot{m}}{\rho_l D_h^2 A_{\Delta}} + \rho_l g \sin \beta \quad (2.22)$$

因為假設蒸發段接受到均勻的熱通量，則蒸發段質量流率可以表示為

$$\dot{m} = \int_0^{\dot{m}} d\dot{m} = \frac{1}{h_{fg}} \int_{x_{\max}}^x Q'' 2w(-dx) = \frac{2}{h_{fg}} Q'' w(x_{\max} - x) \quad (2.23)$$

三角形流道部份整理可得

$$\frac{d}{dx} r(x) = -A \frac{x_{\max} - x}{r^2(x)} - Br^2(x) \quad (2.24)$$

其中

$$A = \frac{4KvQ''w}{c\sigma h_{fg}}$$

$$B = \frac{\rho_l g \sin \beta}{\sigma}$$

梯形流道部分可整理為如下

$$\frac{d}{dx}r(x) = -C(x_{\max} - x)r^2(x) - Dr^2(x) \quad (2.25)$$

其中

$$C = \frac{KvQ''w}{\sigma h_{fg}} \frac{[w_b(1 - \sec \alpha) + r(x) \tan \alpha]^2}{[r^2(x)(\sin^2 \alpha \tan \alpha + \sin \alpha \cos \alpha - \alpha) - w_b^2 \tan \alpha]^3}$$

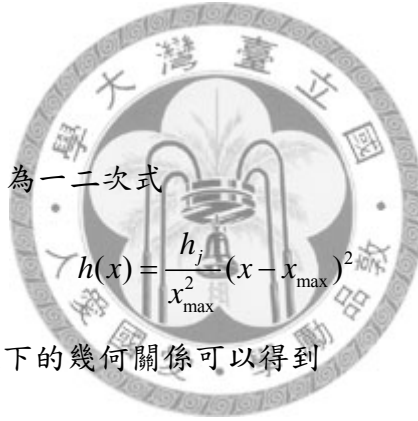
$$D = \frac{\rho_l g \sin \beta}{\sigma}$$

(2.24)與(2.25)式皆為一階之常微分方程式，可以用數值方法解之得到液-氣曲率半徑的軸向分佈

若將分析區域鎖定在蒸發段，則考量流體交界點與在乾涸點之濕潤軸長及流體高度應有如下分佈

$$\begin{cases} x = 0, h = h_j \\ x = x_{\max}, h = 0, \frac{dh}{dx} = 0 \end{cases}$$

符合上述邊界條件的 $h(x)$ 為一二次式



$$h(x) = \frac{h_j}{x_{\max}^2} (x - x_{\max})^2 \quad (2.26)$$

由流體高度與該曲率半徑下的幾何關係可以得到

三角形： $h(x) = \left(\frac{1}{\sin \alpha} - 1\right)r(x)$

$$\frac{d}{dx}r(x) = \frac{2r_j}{x_{\max}^2} (x - x_{\max}) \quad (2.27)$$

梯形： $h(x) = \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1\right)r(x) - w_b \tan \alpha$

$$\frac{d}{dx}r(x) = 2\left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1\right)^{-1} \left[r_j \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1\right) - w_b \tan \alpha\right] (x - x_{\max}) \quad (2.28)$$

將(2.27)與(2.28)帶回統御方程式可以得到

三角形：

$$2r_j \frac{x - x_{\max}}{x_{\max}^2} = -A \frac{x_{\max} - x}{r^2(x)} - Br^2(x) \quad (2.29)$$

梯形：

$$2 \frac{r_j \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) - w_b \tan \alpha}{\left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) x_{\max}^2} (x - x_{\max}) = -C(x_{\max} - x)r^2(x) - Dr^2(x) \quad (2.30)$$

由邊界條件在 $x=0$ 時 $r(0)=r_j$ ， r_j 原本應帶入交界點的曲率半徑，而此曲率半徑必須在考慮絕熱段全段質量流率皆固定為蒸發段全段質量流率之和時，以數值方法解出(2.24)和(2.25)式求得，惟為了簡化本模型代數解之運用便利性，並將分析區域鎖定在蒸發段濕潤軸長，於此將交界點的曲率半徑根據不同流道形狀分別為假設為

$$\text{三角形： } r_j = \frac{w}{\cos \alpha}$$

$$\text{梯形： } r_j = \frac{w}{\sin \alpha}$$

三角形可得一 x_{\max} 的一元二次多項式

$$Ax_{\max}^2 + Br_j^4 x_{\max} - 2r_j^3 = 0 \quad (2.31)$$

經由(2.31)式可以簡單換算出在給定流體性質、三角形微溝槽幾何尺寸，蒸發段熱通量下的蒸發段濕潤軸長

$$x_{\max} = \frac{-Br_j^4 + \sqrt{B^2 r_j^8 + 8r_j^3 A}}{2A} \quad (2.32)$$

梯形亦可得一 x_{\max} 的一元二次多項式

$$Cx_{\max}^2 + Dx_{\max} + E = 0 \quad (2.33)$$

其中

$$E = \frac{-2 \left[r_j \left(\frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) - w_b \tan \alpha \right]}{\frac{1}{\cos \alpha} - 1}$$

經由(2.33)式可以簡單換算出在給定流體性質、梯形微溝槽幾何尺寸，蒸發段熱通量下的蒸發段濕潤軸長

$$x_{\max} = \frac{-D + \sqrt{D^2 - 4CE}}{2C} \quad (2.34)$$

表 2-1 PDMS 物化性質表 [31]

Property	Value	Unit
Young's modulus	360-870	kPa
Poisson ratio	0.5	
Tensile strength	2.24	MPa
Specific heat	1.46	kJ / kg K
Thermal conductivity	0.15	W / mK
Dielectric constant	2.3-2.8	
Index of refraction	1.4	
Electrical conductivity	$4 \cdot 10^{13}$	Ωm
Melting point	-49.9-40	$^{\circ}\text{C}$



表 2-2 常用毛細結構等效毛細半徑表 [30]

毛細結構	r_c	備註
圓柱型通道	r	r : 液體流道半徑
矩形通道	w	w : 溝槽寬
三角形溝槽	$\frac{w}{\cos \alpha}$	α : 半夾角
平行線	w	w : 線距
網目	$\frac{(w+d)}{2} = \frac{1}{2N}$	N : 網目號數 d : 線徑
燒結粉末	$0.41r_s$	r_s : 球粉半徑

表 2-3 常用毛細結構滲透度表 [30]

毛細結構	κ	備註
圓形通道	$\frac{r^2}{8}$	r : 液體流道半徑
矩形通道	$\frac{2\varepsilon(r_{h,l})^2}{f_l \text{Re}_l}$	ε : 孔隙度 w : 溝槽寬 δ : 溝槽深 $(r_{h,l}) = 2w\delta / (w + 2\delta)$
圓形環狀毛細結構	$\frac{2(r_{h,l})^2}{f_l \text{Re}_l}$	$r_{h,l} = r_1 - r_2$ d : 線徑
網目式毛細結構	$\frac{d^2 \varepsilon^3}{122(1-\varepsilon)^2}$	$\varepsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}$ N : 網目號數
燒結粉末	$\frac{r_s^2 \varepsilon^3}{37.5(1-\varepsilon)^2}$	r_s : 球粉半徑 ε : 孔隙度

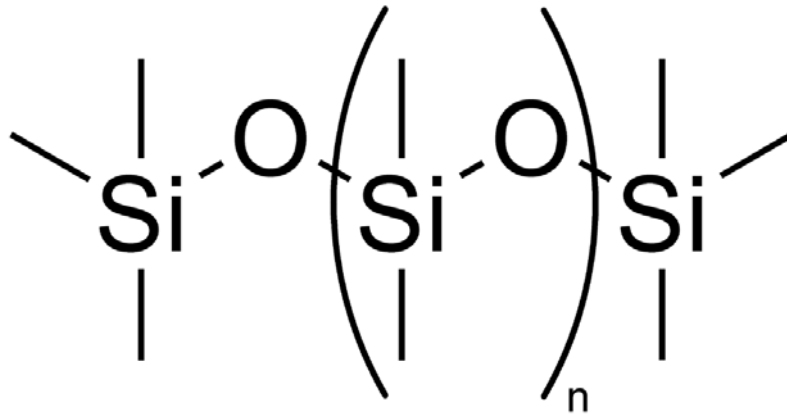


圖 2-1 PDMS 單體結構圖

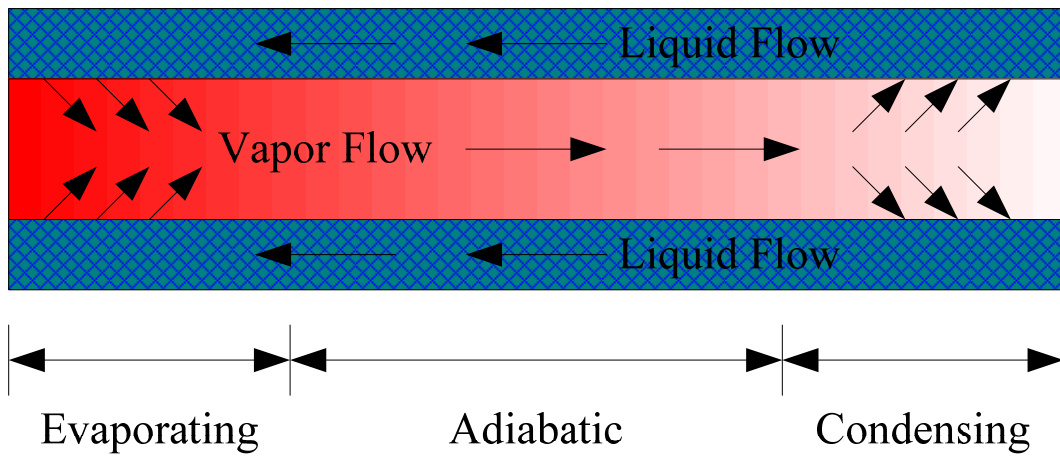
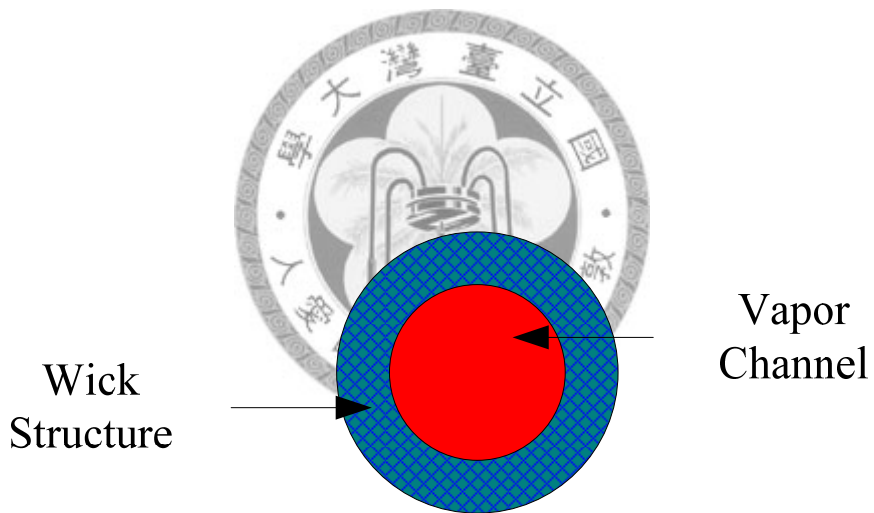


圖 2-2 熱管示意圖



圖 2-3 常見毛細結構（溝槽式、燒結式） [32]

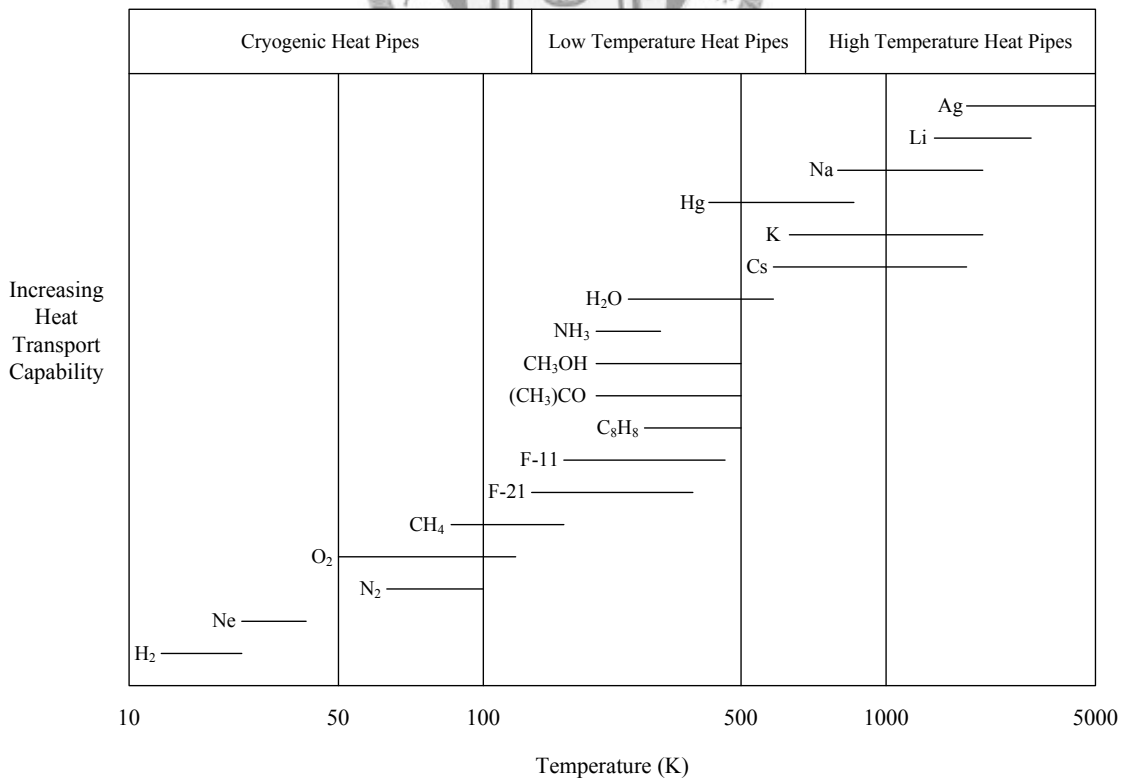


圖 2-4 工作流體操作溫度圖 [27]

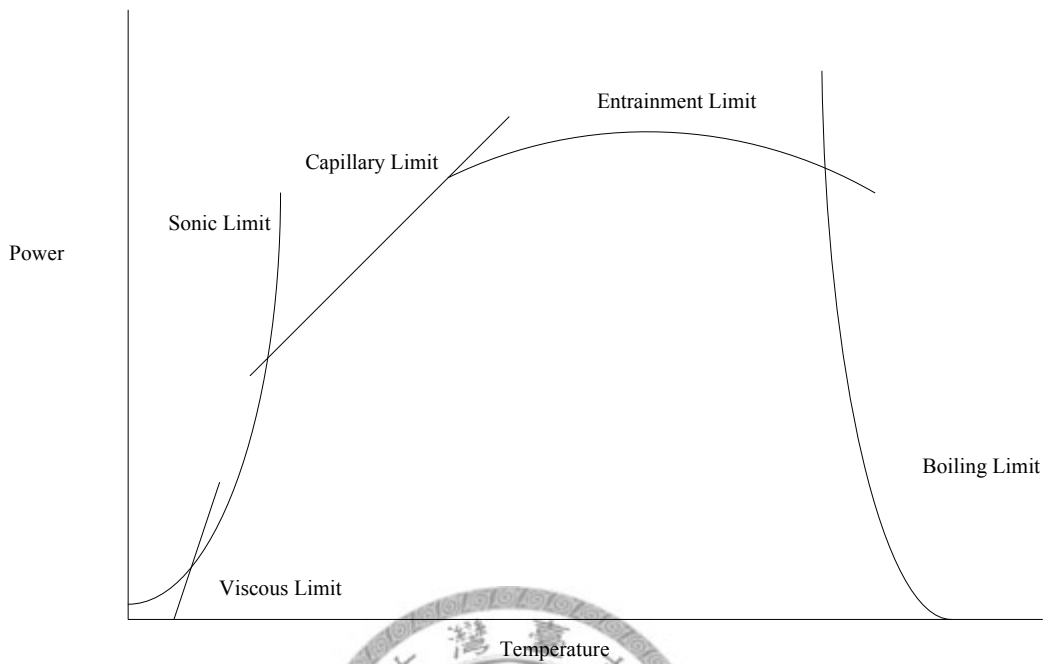


圖 2-5 熱管操作極限 [27]

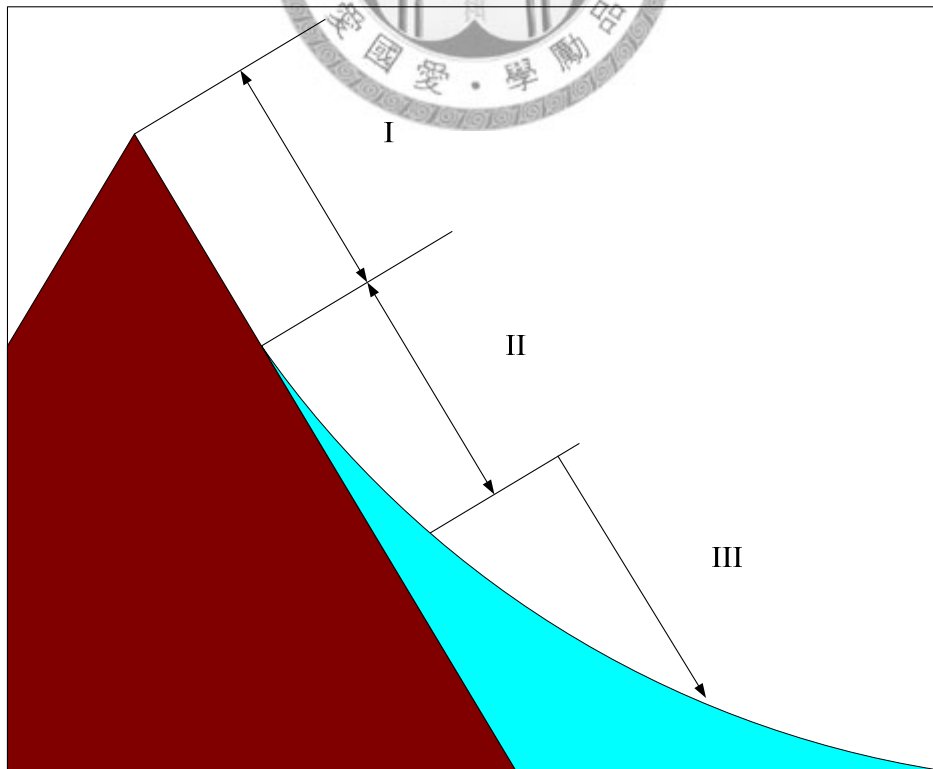


圖 2-6 蒸發彎月形曲面分區示意圖

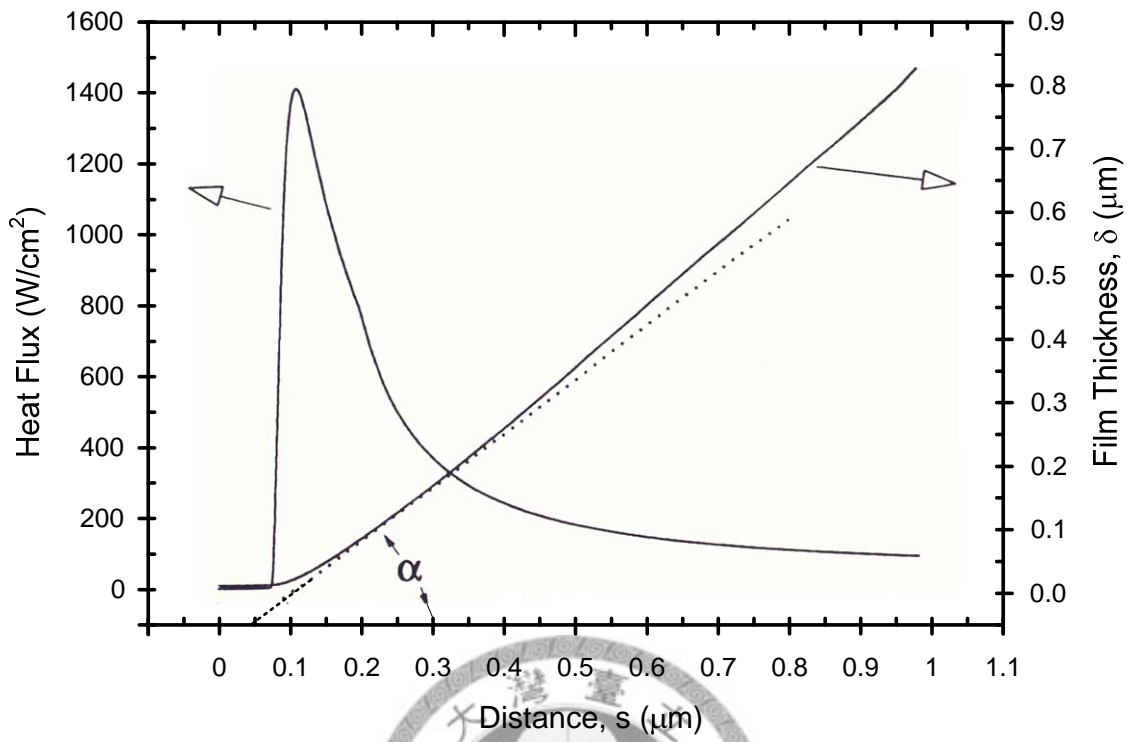


圖 2-7 薄液膜厚度與局部熱通量關係圖 [29]

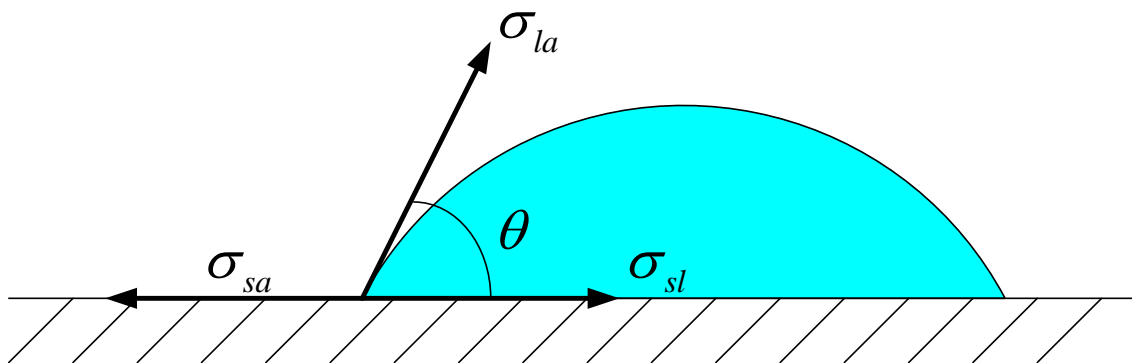


圖 2-8 接觸角示意圖

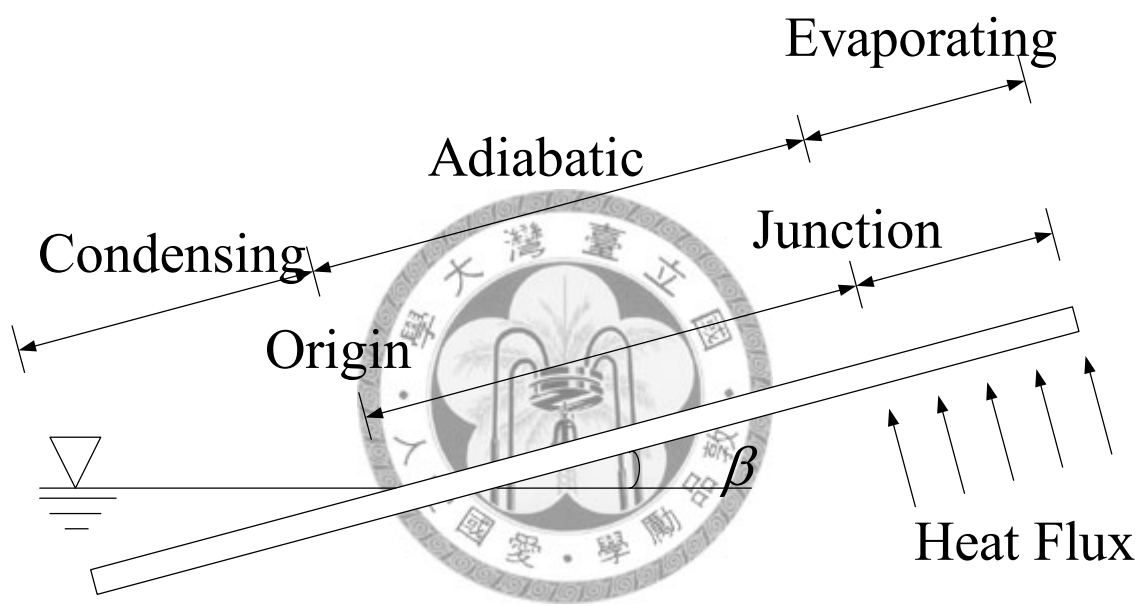


圖 2-9 理論模型物理模式示意圖

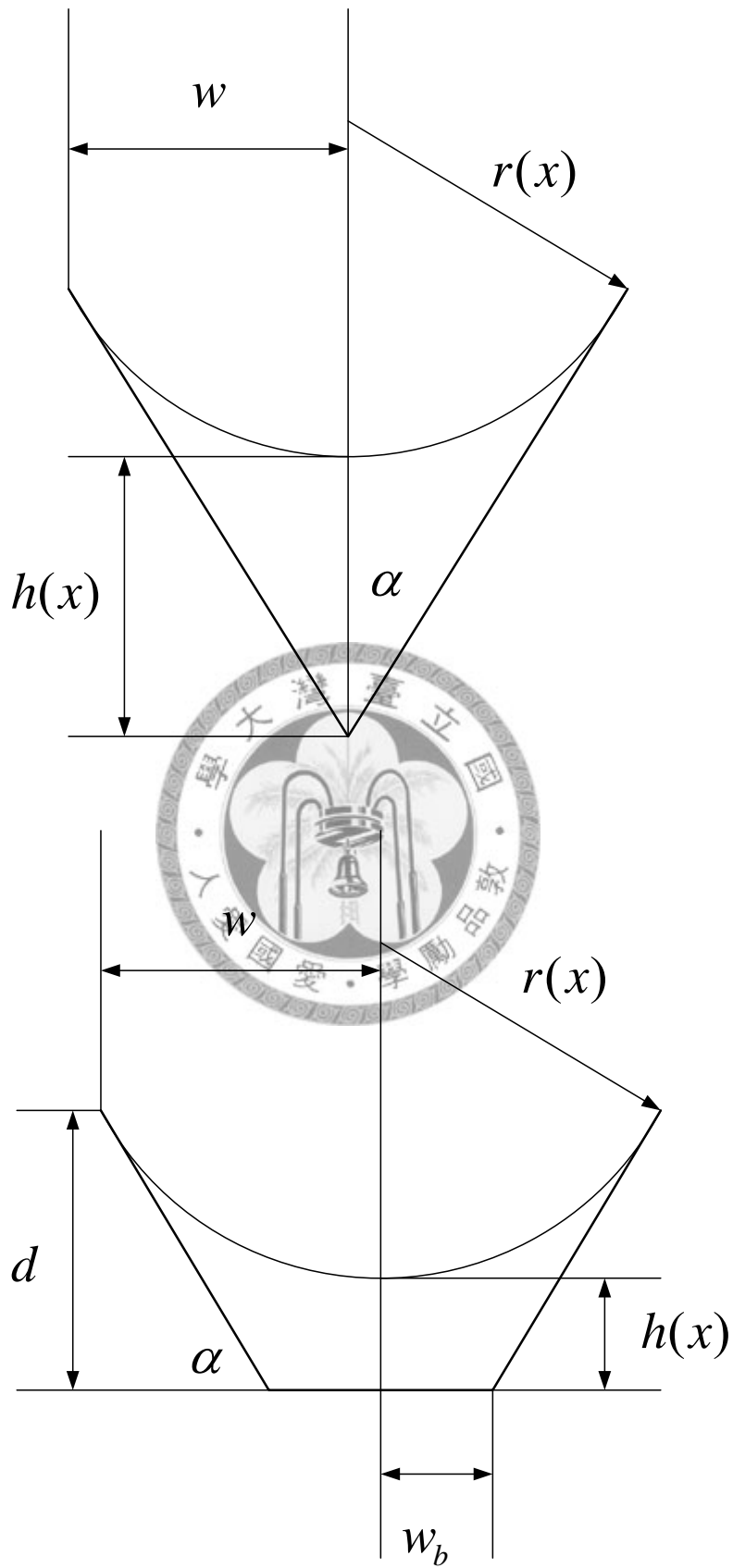


圖 2-10 流道截面參數示意圖

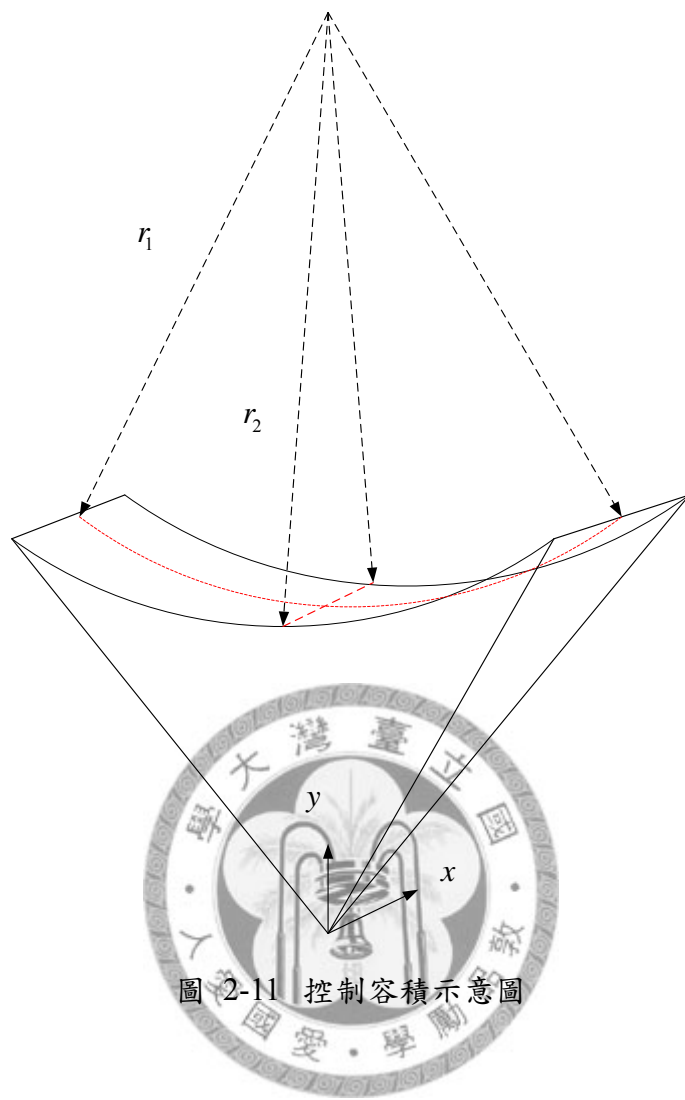


圖 2-11 控制容積示意圖

第三章 研究方法

3.1 毛細性能實驗

3.1.1 試片製作

試片製作過程如圖 3-1 所示，可大略分成分為母模製作與 PDMS 脫模兩個部份，以下將分別做條列說明。

a. 矽晶片母模製作

1. 在六吋矽晶圓的表面沉積一層 Si_3N_4 作為阻擋層，作為阻擋蝕刻 KOH 濕蝕刻之用。
2. 進行光微影技術 (Lithography)，即於黃光室內將設定厚度的光阻 (AZ4620) 旋塗於矽晶圓表面，以設計的光罩對光阻進行軟烤、曝光、顯影，來定義出 Si_3N_4 後續濕蝕刻所需要的窗口。
3. 使用反應離子蝕刻機 (RIE)，將未受光阻覆蓋的 Si_3N_4 阻擋層去除，以便進行濕蝕刻。
4. 以 KOH 為蝕刻液，對晶圓進行非等向性的濕蝕刻，加工出流道的形狀。
5. 以熱 H_3PO_4 為蝕刻液進行濕蝕刻，將全部的 Si_3N_4 阻擋層去除，矽晶圓上的微流道母模便製作完成

b. 微流道試片製作

1. 將兩劑型的 PDMS 以本體與固化劑為 10 比 1 的混合比例加以混合，再以攪拌器均勻攪拌 30 分鐘。
2. 將矽晶片母模以適當的脫模劑潤飾後，放置於 2mm 深的壓克力模具中，以便控制試片成型的厚度。
3. 將混合均勻的 PDMS 倒入置於模具內的矽晶片母模上，確定 PDMS 順利流動填滿模具。
4. 將裝有 PDMS 的模具放入真空抽氣箱內將壓力抽至低壓，以去除在攪拌 PDMS 與固化劑過程中所產生的微小氣泡。
5. 確定 PDMS 的氣泡排除後，將 PDMS 放入烘箱內，以 65°C 烘烤 8 小時，使覆

蓋於矽晶片上的 PDMS 固化。

6. 將 PDMS 於矽晶片上撕下（脫模），即可得到表面具有微流道結構的 PDMS 試片，如圖 3-2。

3.1.2 實驗說明

本研究計畫以實驗量測試片的毛細力，圖 3-3 為實驗裝置示意圖。試片為高分子的毛細平板，其上的毛細結構是微米尺度的微溝槽，微溝槽的一端在接觸流體的時候，流體會因為毛細力作用進入毛細平板並沿著微溝槽爬升，其爬升距離代表微溝槽中流體佔據的部份，故又稱之為濕潤軸長。濕潤軸長與許多的因素有關，將設定為實驗參數一一加以探討。若將試片視為一開放式的平板式熱管，則試片浸泡在流體中的部份可以視為熱管的冷凝段，濕潤軸的末端（乾涸點）可以視為熱管的蒸發段，由於濕潤軸長是流體在試片上依靠毛細力所能佔滿的最大距離，代表流體依毛細結構回流的最長距離，吾人可以推論其為該操作條件下流體能有效循環的最大長度，其操作條件可以類比為該平板式熱管的毛細極限。



3.1.3 實驗設備

(1) 量測平台

包含了木製平板、鐵製支架、ABS 樹脂槽與銅製試片支架，木製平板經水平儀校正，其上承載其餘實驗器具。鐵製支架用於固定熱源，可以伸縮高度以調整熱源距離。銅製試片支架結合 PC 製背板、量角器與伸縮銅管，便於調整試片高度及傾斜角，背板側邊貼附有布尺，以利觀察濕潤軸長度。ABS 樹脂槽尺寸為長 12cm、寬 8cm、高 1cm，用於置放工作流體。

(2) 試片

本研究使用之試片為微機電製程加工之微流道試片，其材質為 PDMS，共計不同流道形狀兩片，其截面如圖 3-4 及圖 3-5，單一流道上之細部尺寸如圖 3-6。三角形試片尺寸為長 40mm、寬 20mm、厚 2mm；梯形試片尺寸為長 35mm、寬 20mm、厚 1mm。

(3) 熱源

本實驗熱源使用功率為 100W 的鹵素燈泡及功率為 200W 的白熾燈泡，藉由熱輻射方式對試片欲受熱區域（蒸發段）進行加熱。

(4) 遮罩

由於本實驗使用熱輻射的方式對試片蒸發段進行加熱，試片其他區域與外露的工作流體必須用遮罩加以覆蓋。在此使用鋁箔製作遮罩雛形，並於其下貼附隔熱棉，降低鋁箔在接受熱輻射時因蓄熱而對槽內工作流體持續加溫所造成的影響。

(5) 紅外線測溫槍

台灣 TES 公司產品，型號為 1327，具備雷射定位點，反射率可調整。於本實驗中用於量測工作流體於試片上乾涸點的溫度。

(6) 電子天平

日本 AND 公司產品，型號為 GX-6100，如圖 3-7 所示。精度達 0.01 克，最大荷重 6100 克。於本實驗中用於量測一段固定時間內工作流體槽內重量的變化，以便計算平均蒸發率及換算實際用於流體受熱的加熱量。

(7) 數位相機

用以拍攝實驗進行時，工作流體之乾涸點形狀。



3.1.4 實驗參數

(1) 加熱功率

若將試片視為未加蓋的平板式熱管，則試片的一端代表熱管的蒸發段，一般封閉的熱管，由於管內部呈現低壓狀態，內部工作流體的沸點降低，在蒸發段接受到熱量時工作流體可以輕易的出現蒸發甚至是沸騰的現象。然而本實驗在開放環境下，研究著重於了解當試片蒸發段（流道內液膜厚度相對較薄的區域），接受到不同的加熱功率時，流道內的流體逐漸蒸發乾涸，流道中保持濕潤的區域，代表其在該加熱功率下毛細力依舊能回流的區域。本實驗的特別之處在於，考量到試片為熱傳導係數較低之高分子材質，一般慣用之熱源於蒸發段流道下方加熱使流道受熱加溫流道中流體的方式會導致試片與熱源接觸面高溫但流道中流體並未適切加熱的窘境，故改採於流道面直接以熱輻射加熱流道與流道中的流體，並以電子天平精密計算實際受熱蒸發的流體量以推算加熱功率。

(2) 傾斜角度

熱管在不同的操作角度之下，其性能會有所影響，其關鍵就在於不同的操作角度下，重力可能扮演毛細力的助力或是阻力。一般來說當冷凝段位於蒸發段相對位置的上方，則工作流體在回流時，重力對於毛細力是有助益的；反之，當蒸發段位於冷凝段相對位置的下方時，重力是阻礙工作流體回流的，此配置一般稱之為逆重力狀態，這時熱管的工作流體回流完全仰賴毛細力的抽吸。本研究中實驗的試片設置完全都是逆重力狀態，但是依據傾斜角度不同，重力會對毛細力造成不同程度上的阻礙，故本實驗計畫以 10 度、15 度、20 度、25 度四種傾斜角，觀察其對於濕潤軸長的影響。

(3) 工作流體

工作流體作為熱管內攜帶熱量運動的媒介，其氣態與液態的物理性質與熱力性質，例如：黏滯係數、表面張力、密度、潛熱等，都會直接影響能量在熱管內的傳輸；另外工作流體也要考量到能夠濕潤毛細結構及與熱管管材材料的匹配性，不能夠與之產生化學反應。由於 PDMS 為疏水性材料，工作流體排除使用常見的水而改採能夠順利潤濕 PDMS 的甲醇與異丙醇，實驗將分別以兩種流體進行，並比較其對毛細性能的影響，流體性質見表 3-1。

(4) 流道形狀

相異幾何形狀的流道，除了表面積差異之外，流體在流道內分佈的情形也會有所不同，受熱時，軸向曲率半徑變化可能也會有所差異而影響毛細性能。是故本研究將以實驗量測在固定其他實驗參數下，三角形流道與梯形流道試片毛細性能的差異。

3.1.5 實驗流程

前置作業

由於測試片上的微流道尺度極小，空氣中的塵埃與油脂可能都會對流道造成阻塞，故在每次實驗前，試片先以待測工作流體浸泡 5 分鐘，再取出以過濾水沖洗並以風槍將殘留水漬吹乾去除，並放置於培養皿中，待實驗裝置架設完成才將試片取出加以測量。

實驗步驟

1. 調整量測平台至設定的位置。
2. 調整背板至所設定的傾斜角，並確認背板末段接觸工作流體槽的底部。
3. 將試片放置於背板上，確認試片末段與背板末段貼齊。
4. 於工作流體槽中注入適量的工作流體，使試片末端沒入流體中。
5. 待試片上的水膜高度不再變化後，調整熱源支架到設定的距離，並開啟熱源。
6. 記錄平衡時的水膜高度，量測試片上乾涸點的溫度。
7. 改變熱源距離，重複進行步驟 1~6。
8. 改變試片傾斜角度，重複進行步驟 1~7。
9. 改變工作流體，重複進行步驟 1~8。
10. 改變試片種類，重複進行步驟 1~9。

如同前置作業裡提到的，試片的狀況極易受到開放環境的影響，所以除了實驗前之外，在每次實驗參數改變時，都要依照前置作業的方式清理試片。若是在實驗過程中有發現工作流體或是試片有肉眼可見的明顯髒污，或是試片因受熱而有所變形，也必須立即停止實驗以免造成實驗量測與觀測上的誤差。

3.2 高分子材料熱傳性能增進

3.2.1 試片製作

以下簡述測試片的製作流程

- a. 參雜導熱微粒試片（片型）
 1. 先秤取所需重量百分比的導熱微粒粉末倒入量杯中。
 2. 把 PDMS 主劑與固化劑以 10 比 1 的重量比例倒入量杯中。
 3. 將 PDMS 與導熱微粒粉末均勻攪拌 30 分鐘以確保混合均勻。
 4. 將混合物置於真空抽氣箱內抽氣以消除攪拌混合物時產生的氣泡。
 5. 將混合物倒入模具中，並重複步驟 4。

6. 將內含混合物的模具置入烤箱中烤乾，乾燥後從模具中取下混合物即完成試片製作。

b. 骨架式試片（片型、圓管型）

1. 依據試片形狀分別將銅片與彈簧置入模具當中。
2. 把 PDMS 主劑與固化劑以 10 比 1 的重量比例倒入量杯中。
3. 將混合物倒入模具中，整體置入真空抽氣箱內抽氣以消除氣泡。
4. 將內含混合物的模具置入烤箱中烤乾，乾燥後從模具中取下混合物即完成試片製作。

3.2.2 實驗說明

本實驗藉由實驗的方式，調整導熱材料在聚合物基材內的配置與成分比例，依此製作成試片，量測混合材料的熱傳導係數，圖 3-8 為實驗裝置示意圖。

本實驗所使用的試片分為片型與圓管型，依據不同的外型分別設計實驗量測熱傳導係數。以熱傳學的角度來說，一個導熱體在受熱時會在熱量方向造成一個溫度梯度，如圖 3-9 所示。假設這個導熱體內部沒有熱量產生或熱量堆積，依據能量平衡，通過此導熱體的熱通量會是定值。假設此導熱體的厚度是 L ，與熱量通過方向垂直的面積為 A ，熱量進出導熱體兩端的溫度各為 T_1 、 T_2 ，則在通過熱量已知的情況下依據 Fourier' s Law ((3.1)式)，可以求得熱量傳遞方向上材料的等效熱傳導係數。

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \Rightarrow k = \frac{QL}{A(T_1 - T_2)} \quad (3.1)$$

片型試片量測

基於上述原理我們可以安排定量的熱量以通過試片，在材料幾何參數確定時，透過量測穩態時試片受熱兩側之溫度值，再加以推算熱傳導係數。具體作法為利用試片經定壓平台挾持於熱源與水套頭之間，熱源與水套頭皆有埋設熱電偶，以量測試片兩端的溫度。試片裁切為與熱源面積相同來降低擴散熱阻，試片兩側也塗抹適量的散熱膏以確保試片與熱源及水冷頭間緊密貼附，減輕接觸熱阻

的影響。由於測量是建立在熱量以一維傳遞的前提下，故在試片的厚度側亦使用隔熱棉加以包覆。

圓管型試片量測

圓管型試片實驗設計依據與片型試片相同。在此假設熱量在圓管半徑方向為一維的傳遞模式，為使圓管型試片在半徑方向上均勻受熱，具體作法為在外徑用電熱絲加以纏繞，電熱絲連接直流電源供應器供給固定的加熱功率，外層再以隔熱棉緊密包覆，確保大部分熱量如同設計的往圓管徑向傳遞。量測點的部份，使用導熱膠帶分別將兩個熱電偶固定在圓管的內外側且位置相對。

3.2.3 實驗設備

(1) 定壓平台

瑞領公司製品，如圖 3-10 所示，為一可以調整挾持壓力的氣壓缸，用於提供試片與熱源及水冷系統間一個固定的挾持外力，確保三者之間緊密接觸，實驗中設定挾持壓力固定為 30kgf。

(2) 電源供應器

GW Instek 固緯電子公司產品，型號為 GPS-3303，如圖 3-11 所示，於本研究中主要用以提供一固定之電壓及電流，具有兩組各自完全獨立的直流電源輸出，每組輸出電壓 0-30V（可調整）輸出電流 0-3A（可設定），可自行設定電壓值或電流值，兩組輸出可互相串聯或並聯，最大輸出功率為 198 W。

(3) 數據紀錄器

YOKOGAWA 公司產品，型號為 MV200 之數據紀錄器，如圖 3-12 所示，用以進行訊號的轉換及儲存，可將熱電偶或壓力計等感測器所量測之類比訊號，轉換成數位訊號後，儲存於資料擷取媒介（例如：磁片或 PCMCIA 卡）內。最多可同時量測 30 組訊號，資料擷取週期每秒最高可達 30 點。

(4) 模擬熱源

如圖 3-13 所示，此熱源是電熱管與銅塊的組合系統，加熱面積為長 15 mm 寬 15 mm 的正方形區域，加熱塊由兩個電熱管置入銅塊側邊的孔洞組成。電熱管一

般依如下方法製作，將螺旋狀的電熱線圈置於金屬保護管中心，並以特殊設計的填充機械將耐高溫、絕緣度好、熱傳導良好的高純度氧化鎂粉充填在管內間隙中，使電熱線不致偏心，再經縮徑機具把外徑壓縮使內部完全硬化，即可使內部電熱線產生的熱量完全傳出至金屬管外，此為常見之電熱管。而銅塊周圍除了加熱接觸面之外，皆以多孔性聚乙烯發泡棉、玻璃纖維或岩棉等保溫絕熱材料包覆，底座以電木塊製成，如此配置可以減少熱量從非加熱面散失。銅塊加熱面上車銑 1mm 深的溝槽埋設熱電偶以監測熱源溫度。

(5) 水冷系統與恆溫水槽

水冷系統包含水套頭與抽水馬達。水套頭為黃銅底板與壓克力上蓋組成，其底板尺寸為 50mm x 60mm x 4mm，上方以壓克力板覆蓋。13 片 1.1mm 厚的鱗片底板分隔出 12 個流道，流道高 4mm，寬 1.5mm，用以增加熱交換面積；抽水馬達為 AZOO 產品，額定流量 1200L/hr。恆溫水槽如圖 3-14 所示，為 FIRSTEK 公司產品，型號為 B401L，可以對內部流體進行升、降溫的操作設定，內部容水量 6.7L，最大加熱功率 1KW，用於控制水冷系統整體管路裡流體的溫度，此水槽內附有流量為 420L/hr 的小型泵浦，可對流體循環流速進行兩階段控制。

(6) 散熱膏

為信韓公司之產品，型號為 Y-500，外觀為白色膏狀，主要成分為矽，適合使用之溫度範圍是 -50~250°C，熱傳導係數為 2.8~3.0W/mK。用於塗抹在加熱塊與試片間以及水冷頭與試片間，填補表面接觸間的空隙，降低接觸熱阻。

(7) 測試片

試片的來源已於試片製作部分介紹，其實景圖如圖 3-15 所示。其中，片型試片因需配合模擬熱源的尺寸，為求降低與熱源間的擴散熱阻，將試片裁切為長 15mm，寬 15mm，厚 5mm，截面積控制與熱源接觸面相同大小。圓管型試片的規格則如表 3-3 所示。

(8) 熱電偶

採用 T-TYPE 之熱電偶，溫度量測範圍為 -200~400°C，用於測量實驗中各個待測點的溫度值。

3.2.4 儀器校正

熱電偶

熱電偶的校正必須有足夠準確的溫度參考點，可以利用恆溫水槽與 Arno Amarell 標準溫度計達到校正的目的。首先將所有試驗欲使用的熱電偶置放於恆溫水槽內多處位置，並設定恆溫水槽於目標溫度且達到平衡後，以熱電偶及標準溫度計同時進行測量並紀錄，在熱電偶各量測位置取多組數據後，以平均值表示該溫度時之測量結果；再依序改變不同的水槽設定溫度，重複上述量測步驟，最後將所有量測數據處理得到各溫度量測點之校正曲線，校正後之溫度量測誤差為 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。

3.2.5 實驗參數

(1) 導熱微粒的種類

本研究中使用的導熱微粒分為奈米碳管粉末與網目式銅粉末兩種。奈米碳管在室溫下的軸向熱傳導係數預測值約在 6000 W/mK ，而純銅的熱傳導係數約為 400 W/mK ，都是極優良的熱導體。奈米碳管與粉末化的銅，還會因不同粉末形式使其在混入基材時性能有所差異，而粉末為纖維或是網目型式更能提升單位粉末與基材的接觸面積，惟在混入高分子材料成形後，整體均質材料的熱傳導係數提升的幅度量化，有待實驗量測。

(2) 導熱微粒參雜的濃度

導熱微粒參雜濃度，代表了導熱微粒在混合物當中的比例，濃度越高，代表熱導體成分越高，高分子成份越少。從提高熱傳導係數的觀點來看，參雜濃度理應是越高越好，但是不同導熱微粒其與高分子材料的混合程度並不相同，在能保持粉末與高分子材料均勻混合下的最高濃度也不相同。實驗將在粉末與多分子材料能均勻混合並倒入模具成形的前提下，逐步提高參雜濃度。

(3) 管材材料配置

管材材料配置的參數是以不同的材料混入基材來實現，與混入導熱微粒的差異在於，本研究中分別使用金屬薄片與彈簧來實驗。金屬薄片是以柵狀的形式，

鋪設於原基材中，方向設計與熱量傳輸方向平行，金屬片與片之間有一定的高分子基材，故金屬薄片以骨架的形式存在基材中。彈簧則是專門用於圓管，利用金屬為熱的良導體，將彈簧埋設於圓管壁之內。由於管壁內原本高分子材料的部份體積被彈簧取代，也變相表示金屬佔整體材料一定的比重，其對於整體材料的熱傳性能提昇將以實驗測量加以驗證。

3.2.6 實驗流程

前置作業

在每次實驗之前，試片與模擬熱源及水套頭接觸的兩面皆須以乙醇水溶液加以清理，水套頭與熱源也以丙酮加以擦拭，以免灰塵或殘餘之油污影響表面接觸情況。

實驗步驟

片型試片

1. 將片型試片利用定壓平台挾持於模擬發熱源與水冷頭之間，接觸面分別塗抹適量的散熱膏。
2. 開啟恆溫水槽並將其水溫固定在設定值。
3. 開啟電源供應器至一固定的設定功率。
4. 待數據量測點的溫度都穩定後，記錄數據並改變加熱功率重複進行步驟 3~4。
5. 改變試片種類並重複步驟 1~4。

圓管型試片

1. 將圓管型試片外側塗抹適量之散熱膏，並以電熱絲加以纏繞。
2. 以隔熱棉將試片做完整包覆。
3. 開啟電源供應器至一固定的設定功率。
4. 待數據量測點的溫度都穩定後，記錄數據並改變加熱功率重複進行步驟 3~4。
5. 改變試片種類並重複步驟 1~4。



3.2.7 熱損失分析

在實驗中，不論是使用電熱管模組的加熱塊或是使用電熱絲對欲加熱區域加以纏繞，由於人為操作等相關因素，熱源皆可能有部分熱量從非設定的加熱區域散失，此為實驗中之熱損失。熱損失的分析用意在於，正確的掌握模擬熱源在實驗中傳遞到設定區域的實際熱量，以降低後續實驗數據運算的誤差。不同的實驗配置，測量熱損失的方式亦不相同，本實驗中針對片型試片與圓管型試片的熱損失分析方法，將分別敘述如下

片型試片

以絕熱材料（如玻璃纖維、岩棉等）將加熱塊的加熱面作完整包覆，並調整加熱塊的供應功率，直到加熱塊之溫度達到穩態，並記錄當時的環境溫度，此功率即為該溫度差（熱源溫度－環境溫度）下的熱量損失。依循上面作法，逐步提高加熱功率，即可做圖得到不同熱源與環境溫度差值下的熱量損失，可依此校正實驗的加熱功率。本實驗系統如圖 3-16 所示，熱損失修正方程式為

$$Q_{loss} = 0.07187(T_H - T_A) - 0.21096 \quad (3.2)$$

修正曲線如圖 3-17。

圓管型試片

圓管型試片由於以電熱絲纏繞並於其外包覆隔熱材料成一圓柱形，當實驗進行時，電熱絲同時對內部之圓管型試片及外部的隔熱材料加熱，所以外層之隔熱材料可視為一相對高溫的圓柱體，並以自然對流的形式將熱量散失至環境中，這部份的熱量即為實驗時的熱損失[33]。故記錄實驗時電熱絲外層隔熱材料之直徑、長度以及表面溫度，定義其表面溫度與環境溫度之平均值做為空氣邊界層薄膜的溫度，並查表得知該溫度下空氣的熱傳導係數、黏滯係數和 Prandtl number，可由(3.3)式計算出對應的 Rayleigh number

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_A)Pr}{\nu^2} \quad (3.3)$$

再以(3.4)式換算出 Nusselt number

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559 / Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.4)$$

據此得到空氣之對流熱傳係數，並加以推算實驗之熱損失。



表 3-1 工作流體性質表 [34]

性質	單位	甲醇	異丙醇
沸點	°C	64.7	82.3
密度	kg / m ³	791.4	780.9
黏滯係數	Ns / m ²	0.000544	0.002038
表面張力	N / m	0.02207	0.02038
蒸發潛熱	J / kg	1098595.943	663061.564

表 3-2 實驗溫度量測點

符號	位置
T _H	熱源表面中心處
T _L	水套頭下表面中心
T _A	環境室溫
T _{Win}	水套頭進水口
T _{Wout}	水套頭出水口

表 3-3 圓管型試片規格

彈簧材質	試片外徑	試片內徑	試片長度
高碳鋼	0.005m	0.003m	0.045m
純銅	0.00565m	0.0029m	0.045m

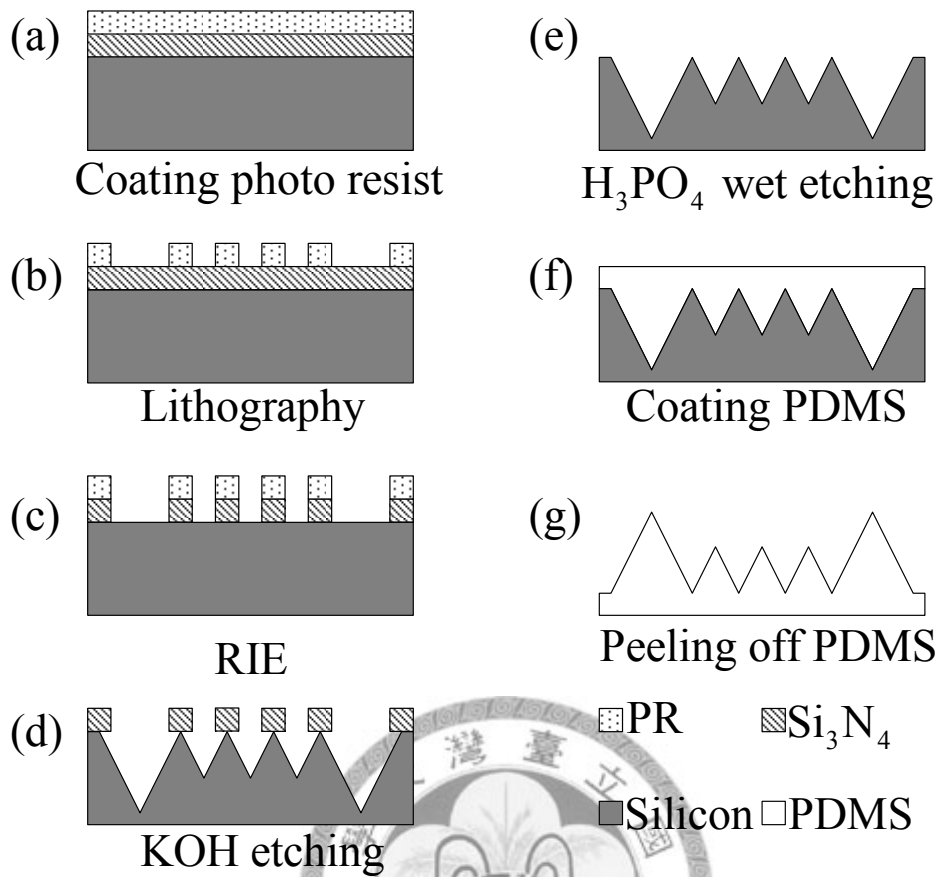


圖 3-1 微流道試片製作過程示意圖



圖 3-2 微流道試片實景圖

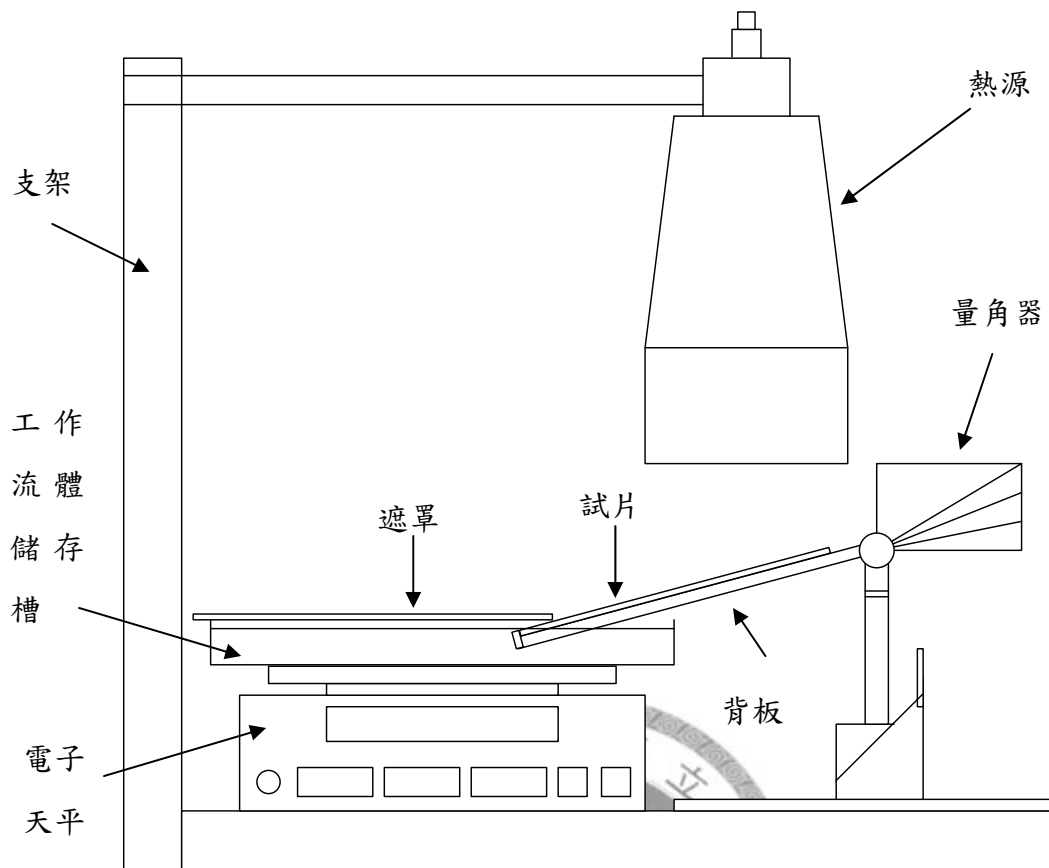


圖 3-3 毛細性能實驗裝置示意圖

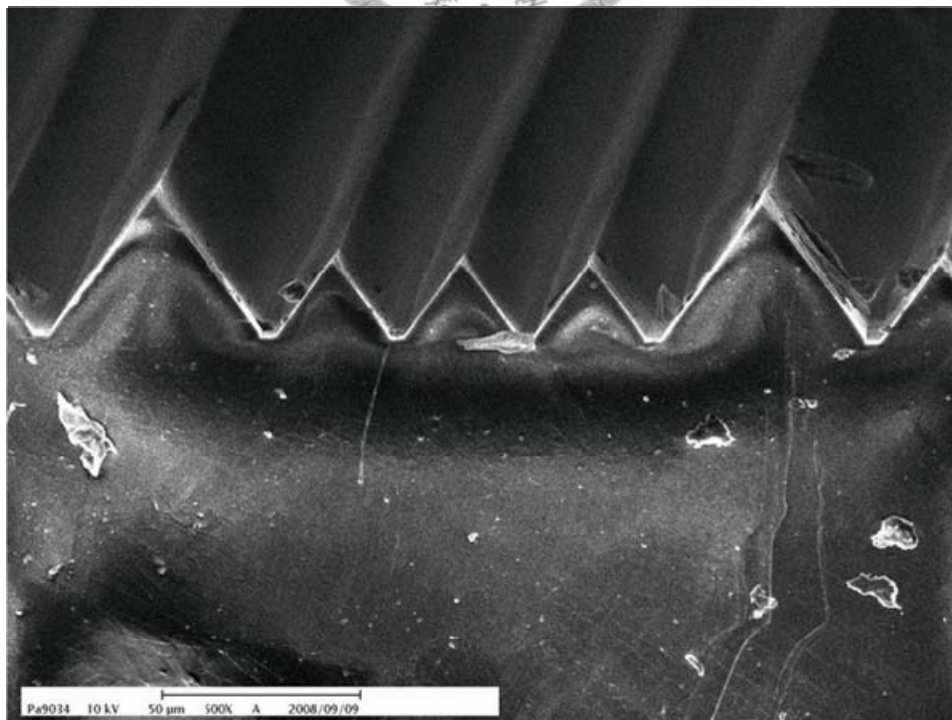


圖 3-4 三角形流道截面實景圖

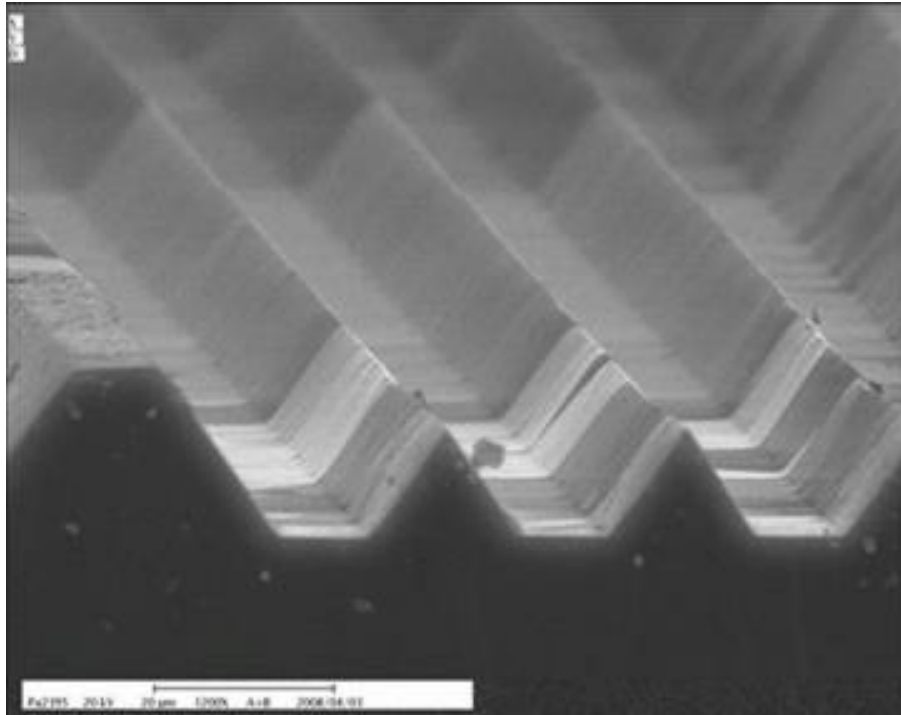


圖 3-5 梯形流道截面實景圖

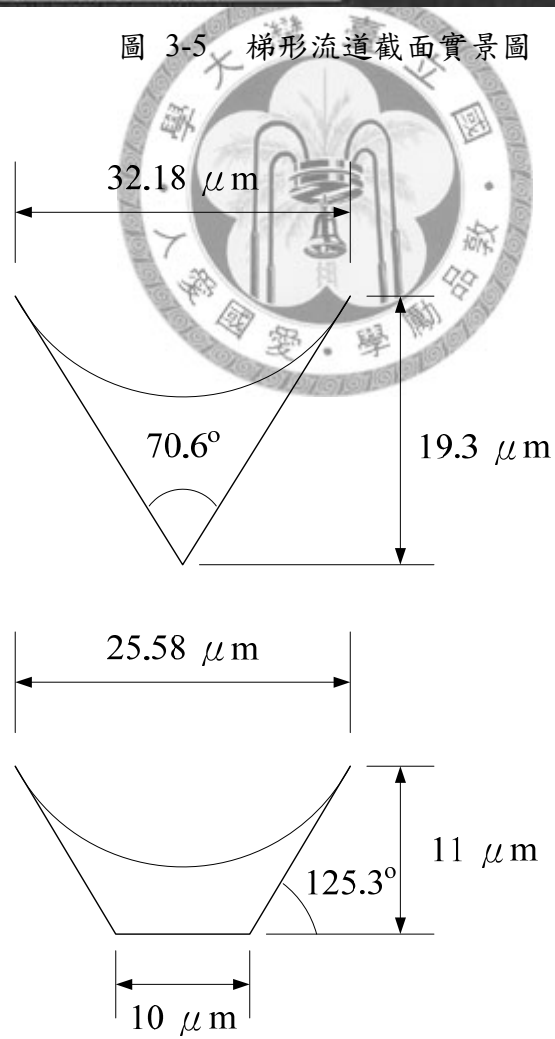


圖 3-6 流道尺寸規格



圖 3-7 電子天平

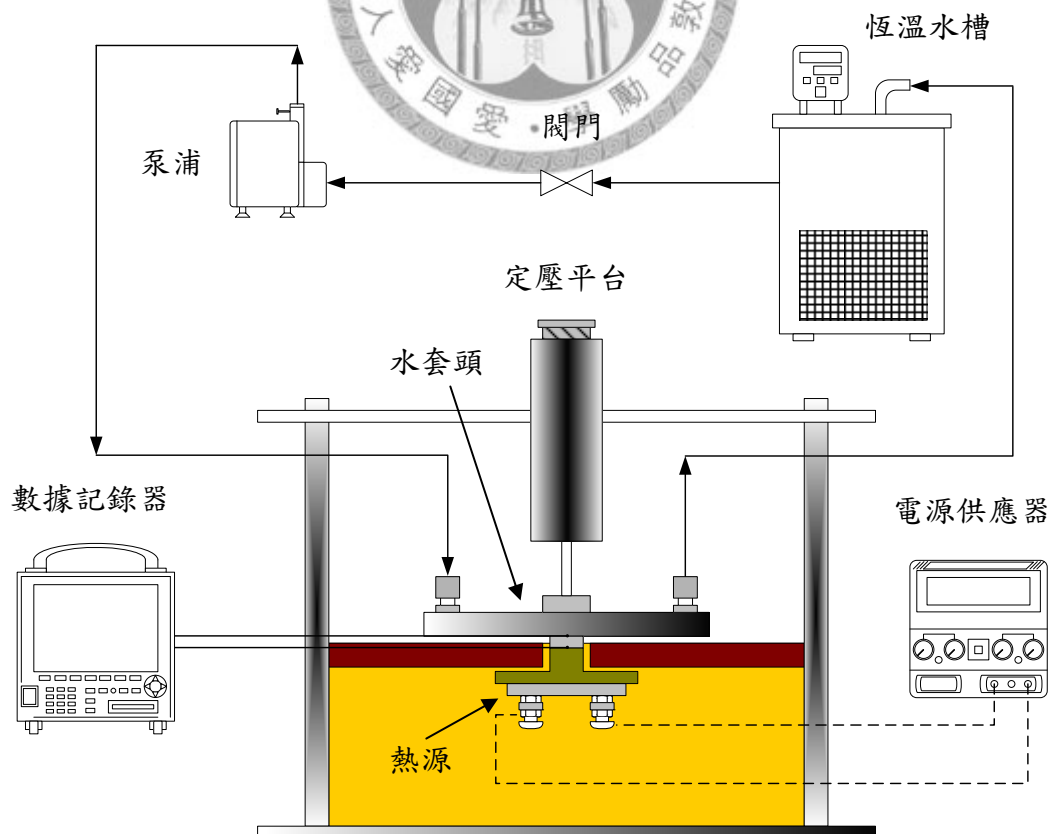


圖 3-8 材料熱傳增強實驗裝置示意圖

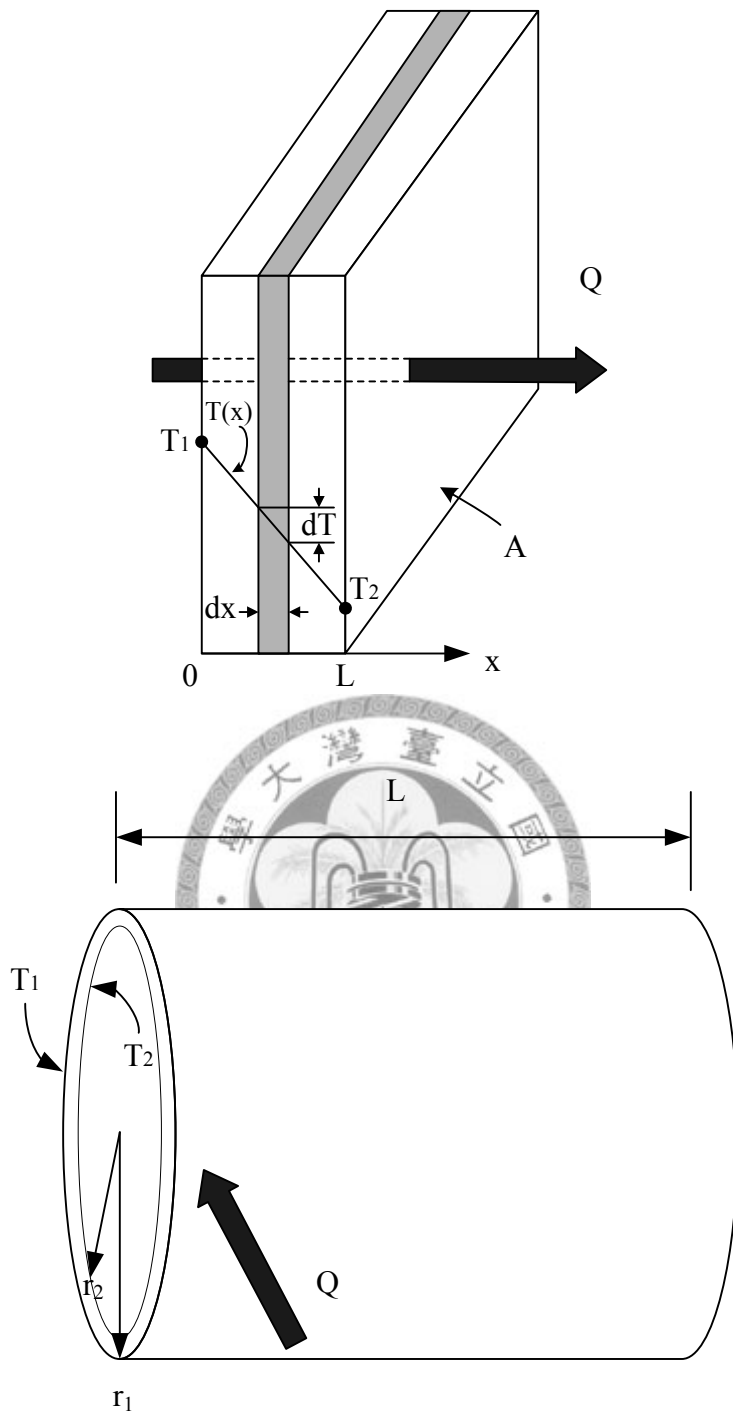


圖 3-9 穩態時一維方向之溫度梯度



圖 3-10 定壓平台



圖 3-11 直流電源供應器



圖 3-12 數據紀錄器

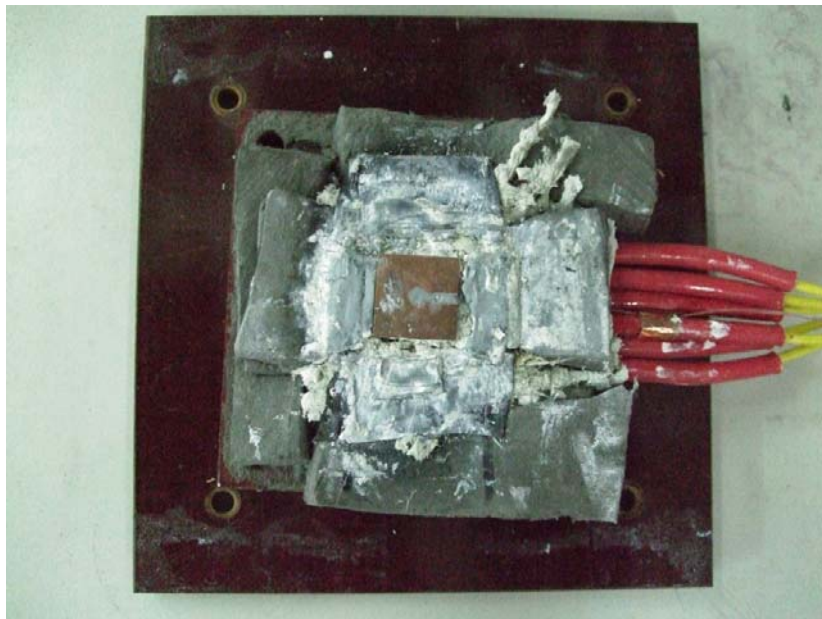


圖 3-13 模擬熱源



圖 3-14 恆溫水槽

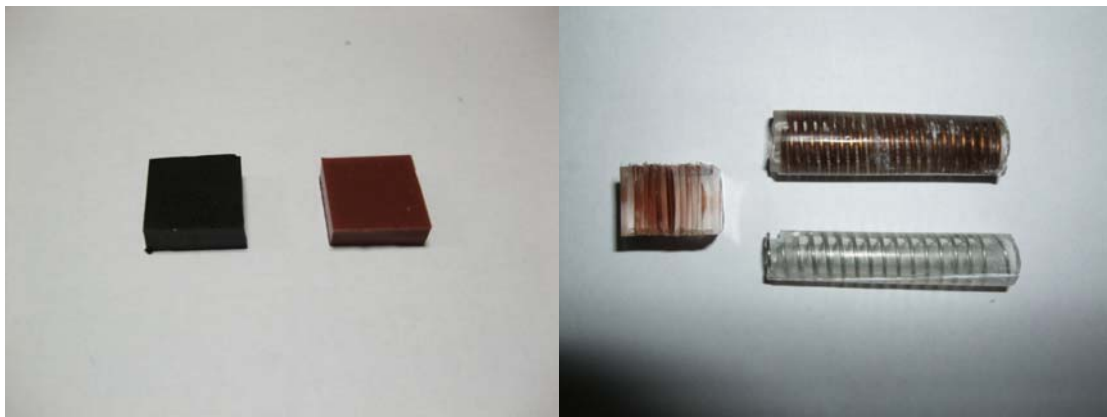


圖 3-15 試片實景圖

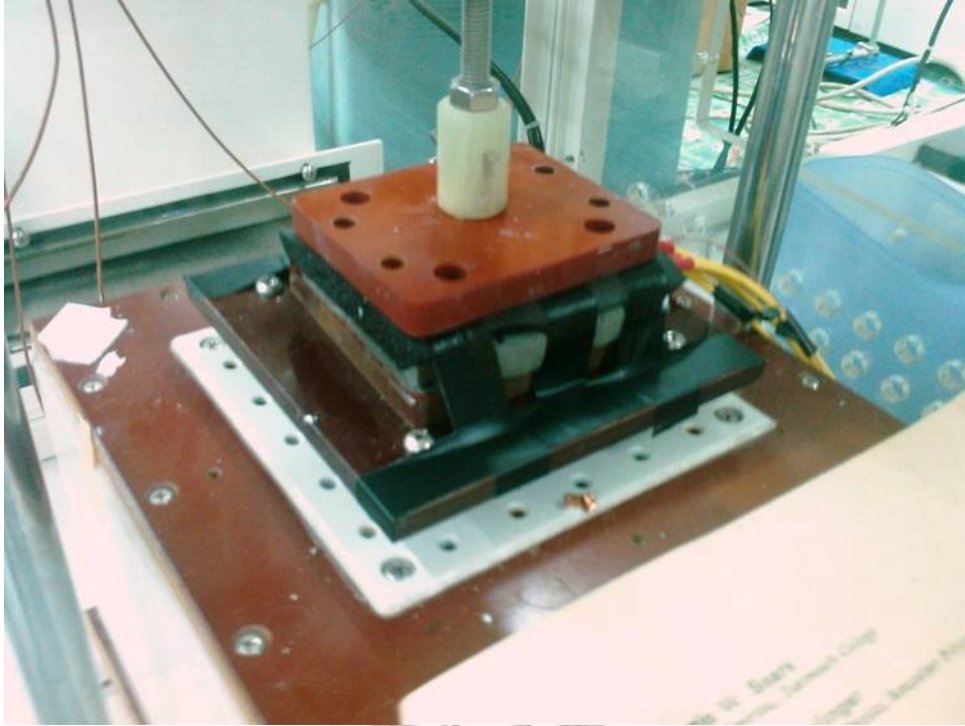


圖 3-16 熱損失分析實景圖

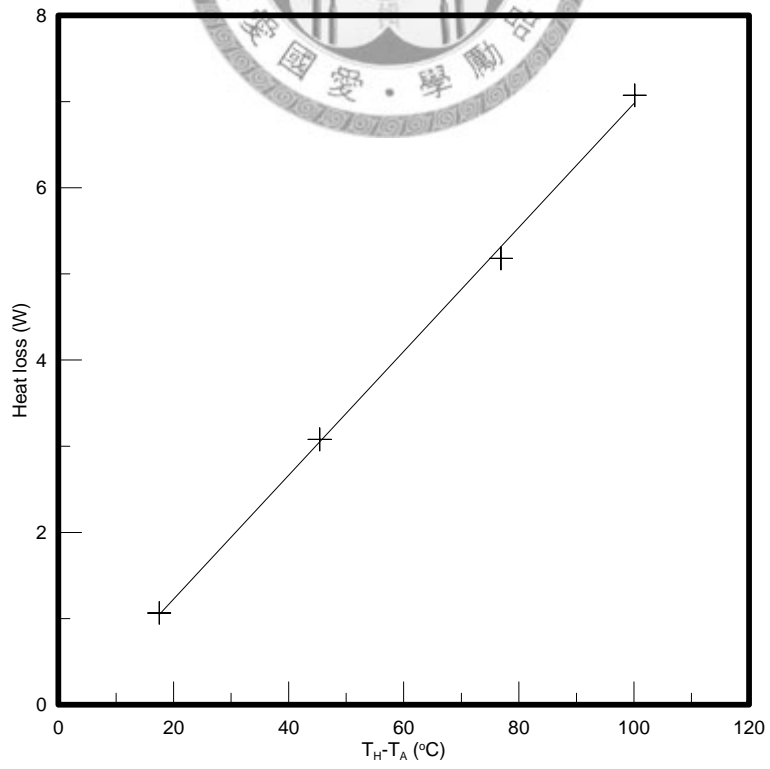


圖 3-17 熱損失曲線圖

第四章 結果與討論

本章將利用第三章研究方法中實驗所得之數據或觀測到的現象，加以描述所設定之各項實驗參數變化時，對於實驗結果所造成的影響，並進一步探討可能的運作機制及其所代表之物理涵義。

4.1 毛細性能實驗

4.1.1 實驗結果描述


圖 4-1 與圖 4-2 分別是三角形流道試片在工作流體使用異丙醇及甲醇時，不同加熱功率下所對應的濕潤軸長度，圖面上相同符號的資料點代表同一個試片傾斜角度。以三角形試片的數據來看，當工作流體使用異丙醇時，濕潤軸長在傾斜角 10 度熱通量 $0.0752\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測到最大值為 3.9 公分並隨著試片受熱量的增加而漸次遞減，直到熱通量為 $0.7280\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長已經縮減為 2.8 公分；而當傾斜角增加到 25 度時，熱通量 $0.1562\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測之濕潤軸長最大值為 3.0 公分，熱通量增為 $1.0332\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長同樣遞減為 2.5 公分。當工作流體改使用甲醇時，濕潤軸長在傾斜角 10 度熱通量 $0.2438\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測到最大值為 4.9 公分並隨著試片受熱量的增加而漸次降低，直到熱通量為 $0.6812\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長已經縮減為 3.7 公分；而當傾斜角增加到 25 度時，熱通量 $0.2555\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測之濕潤軸長最大值為 4.4 公分，熱通量增為 $1.1303\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長同樣遞減為 2.9 公分。若以梯形試片的數據（圖 4-3）來看，當工作流體使用異丙醇時，濕潤軸長在傾斜角 10 度熱通量 $0.1845\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測到最大值為 2.9 公分並隨著試片受熱量的增加而漸次遞減，直到熱通量為 $0.7155\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長已經縮減為 2.3 公分；而當傾斜角增加到 25 度時，熱通量 $0.1373\text{W}/\text{cm}^2$ 時量測之濕潤軸長最大值為 2.6 公分，熱通量增為 $0.9913\text{W}/\text{cm}^2$ 時濕潤軸長一樣遞減為 2.0 公分。綜合以上實驗數據可以歸納出簡單的趨勢就是濕潤軸長隨著熱通量增加以及試片傾斜角增加兩項因素變動而遞減，其原因將於後續一一加以討論。在此必須先指出實驗時試片受熱量沒有固定間隔變動，其原因在於本實驗中加熱功率是以量測試片於固定時間間隔內實際受熱的蒸發量加以推算其平均蒸發率，所以計算出之加熱功率及熱通量會有

所變動而無法以等間隔的方式加以變動，然而本實驗著重在以不同的數據點統整出實驗到達穩態時濕潤軸長隨參數變化的線形，故對於趨勢判斷沒有影響。

4.1.2 實驗觀察描述

實驗時，觀察試片可以發覺，在未加熱時及較低加熱功率時，平衡狀態下濕潤軸長的長度不再變動；但在較高加熱功率的情況，可以明顯觀察到濕潤軸長的動態反應，亦即濕潤軸長是不停的縮短再伸長。從現象上來解釋即為工作流體受熱蒸發與毛細抽吸補充存在一個很小的時間差，因為在較高加熱功率時，流道壁面的溫度較高，假設流道壁面溫度就是流體蒸發溫度，則剛因毛細抽吸而補充至蒸發段之流體處於過冷的狀態，在蒸發段時需要少許時間來加熱至壁面溫度完成蒸發。

4.1.3 加熱功率的影響



從圖 4-1、圖 4-2、圖 4-3 中可以發現，加熱功率增加（熱通量增加），濕潤軸長隨之縮短。由於蒸發段流體受熱時，流道內的流體因為蒸發向溝槽內部退縮而使液-氣交界面的曲率半徑遞減，這個曲率半徑的變化就是趨使毛細抽吸補充的驅動力來源。當實驗處於任一穩定狀態時，單位時間蒸發段流體受熱的蒸發量會等於毛細力從工作流體槽中抽吸所補充的量，呈現在試片上就是濕潤軸長不再變化，即便蒸發與補充之間存在時間差，濕潤軸上的工作流體量仍處於動態平衡的狀態。從物理機制解釋之，溝槽中流體蒸發量增加會同時存在兩種效應，其一為當加熱功率提高時，蒸發段內流體的蒸發量增加，蒸發流率增加代表毛細抽吸補充的流體流率增加，流體在溝槽內流速上升同時表示流體在溝槽內流動的阻力增加；另一方面，蒸發量的增加伴隨著蒸發段流體在溝槽中的液面下降，液-氣介面的曲率半徑隨之減少，增強了補充液體的毛細力。然而當加熱功率提高時，蒸發段工作流體的溫度伴隨著旺盛的蒸發量而增加造成表面張力下降，使流體濕潤流道的能力減弱，毛細力下降，再加上毛細補充的流體因流速增加而加大阻力，最後毛細力抽吸不足以補充因蒸發量提高而短少的工作流體，故濕潤軸長會隨著加

熱功率提升而下降。

4.1.4 傾斜角度的影響

從圖 4-1、圖 4-2、圖 4-3 中可以發現，隨著傾斜角度變大，濕潤軸長度隨之縮短。由第二張提及之理論模式可以發現，由於本實驗是在逆重力配置下（蒸發段位於冷凝段上方），重力在流道方向的分量與毛細力是反向的，也就是說重力的效應越大，越不利於毛細力抽吸工作流體回流。而試片的傾斜角度越大，代表重力的效應在流道方向上阻礙流體回流的效果越大，所以濕潤軸長越短。

4.1.5 工作流體的影響

從圖 4-4、圖 4-5、圖 4-6、圖 4-7 中可以發現，加熱情況下，當工作流體使用甲醇時，濕潤軸長比使用異丙醇更長。由第二章的理論分析可以發現，工作流體對毛細性能甚至是熱管性能的影響，主要由流體的三個性質決定，分別是表面張力、黏滯係數與潛熱。因為工作流體的表面張力越大，則毛細結構所能提供的最大毛細壓差也就越大；黏滯係數越小，則工作流體流動時所造成的壓降就越小；密度與潛熱越大，則表示每單位體積的工作流體所吸收的熱量越大。由於考量到 PDMS 材料性質與流道幾何形狀，工作流體使用甲醇與異丙醇。甲醇與異丙醇的表面張力及密度數值接近，黏滯係數甲醇約為異丙醇的四分之一，而甲醇潛熱比異丙醇大，故相同加熱功率下，甲醇於流道內流動阻力較低，且蒸發量較少，可以支撐比較長的濕潤軸長，於此可以解釋實驗數據上呈現甲醇較為優越的原因。另外實驗中也發現，在未加熱情況下，使用甲醇之濕潤軸長就已經較使用異丙醇長，這個結果用兩種流體在 PDMS 上的接觸角不同可以解釋，由於異丙醇的接觸角比甲醇大得多，濕潤 PDMS 的能力較差，流體靠毛細力進入溝槽時程度上較難排除原本佔據在流道內的空氣，表現出較短的濕潤軸長。

4.1.6 流道形狀的影響

從圖 4-8、圖 4-9、圖 4-10、圖 4-11 中可以觀察到，在相似實驗條件下三角形流道的濕潤軸長都較梯形流道好。有兩個原因可以解釋，一為兩種溝槽深度的差異，三角形流道由於深度較深，流體在流道內佔據的面積與水力直徑較大，受熱時流體沿溝槽流動的阻力較低，故具有較佳之濕潤軸長。二為濕潤軸長較長代表毛細力較佳，由於流體在流道中能爬升補充，仰賴的是流體其液-氣介面之曲率半徑變化，故此曲率半徑向溝槽內持續退縮的梯度決定其毛細力的優劣。可以圖 4-12 來解釋，流體毛細力抽吸的動力來自於流道軸向曲率半徑的遞減，流體在兩種流道中曲率半徑皆漸次遞減，但當遞減至相當幅度時，梯形流道中流體曲面之頂點會碰觸到流道底部，以致流體曲面被流道底面分隔為兩側而使軸向曲率半徑變化停止，此處為梯形流道濕潤軸長之乾涸點；另一方面，三角形流道中的流體在爬升過程中沒有類似之狀況，其曲率半徑較能持續遞減到溝槽頂點直至乾涸，故三角形流道具有較大的濕潤軸長。

4.1.7 理論模式與實驗模式的比較

此節之理論模式考慮第二章所敘述的微溝槽蒸發流軸向乾涸點模型，由第三章的實驗方法可以得知，實驗配置實際上與理論模型有些許不同，主要的差異點在於流道受熱的方式，理論模型與目前相關毛細性能研究都是以流道背面受熱的形式進行分析與實驗，其著眼在模擬平板式熱管實際運作的狀況。若只考量熱管蒸發段的行為，管壁受熱後，熱量以熱傳導方式經毛細結構傳遞至工作流體，工作流體因而蒸發或沸騰開始熱管的做動，若單純考慮毛細結構的傳輸性能，則可以把分析的重點放在受熱流體在受熱毛細結構內的行為。由於本研究以熱輻射方式直接向流體與流道加熱，讓流體受熱蒸發，以觀察蒸發與毛細補充之間的平衡，並單純考慮毛細結構的熱傳輸性能分析，故推論可以與現有之理論模式加以類比。另外值得一提的是，現有研究在使用該模型時，都是以蒸發段加上絕熱段整段濕潤軸長之實驗數值與模型相比較，然在使用該模型提出之簡化代數解時，由於簡化後其推導過程並無絕熱段之存在，代數解得之濕潤軸長起點為交界點，其

值宜單獨與實驗上完全受熱之蒸發段比較，故下節理論值與實驗值的比較，實驗值的部份使用蒸發段長度進行討論。

4.1.8 理論值與實驗值的比較

理論值的部份本論文使用第二章描述的微溝槽蒸發流軸向乾涸點模型，將其模型內的各項參數分別以試片之幾何尺寸以及選用工作流體的各項性質常數帶入加以計算。為方便進行數據比較，將原數據之加熱功率以蒸發段實際面積加以換算得蒸發段的热通量。圖 4-13 到圖 4-24 分別為不同傾斜角與不同流道形狀下使用兩種流體之實驗濕潤軸長與理論值比較圖，其上的曲線斜率代表試片接受單位熱通量變化下所導致的濕潤軸長變化，可以觀察到三角形流道之實驗值連線與理論值定性上的趨勢與呈現出的線形皆十分雷同，此結果亦代表上小節所推論之理論模型適用性為合理的；而梯形流道之實驗值連線則與理論值定性上有較大差距。若做定量上之討論，可以發現理論值在各熱通量上皆約為實驗值的三分之一，推論其可能原因有二，一為在本實驗的流道尺度上，加工之表面粗糙度變得十分重要，而化學蝕刻晶圓上之流道母模不可能完全光滑，其表面瑕疵因翻模被轉移到 PDMS 上，而 PDMS 兩劑混合內之雜質也會影響流道的表面情況，故流道的實際狀況並非是完全光滑的，流道上之蝕刻痕跡使表面變成類似粗糙面，此種表面瑕疵尺度的數量級可能與薄液膜的中心線區相當甚至更小，此時流體的內聚力與流體和流道間的附着力彼此消長而有所改變。因為表面瑕疵會破壞液體的內聚力，流體與流道間之附着力就相對增強，亦即流體潤濕流道的能力增加，使得毛细力因而增強，然而流道之表面狀況在理論模型中沒有對應之參數可調整導致數值上出現類似平移的誤差，相關研究[14]有提及如此說法。其二是理論為了簡化分析模式所設定之假設可能與實際狀況有少許差異，流體高度在向流道底部退縮時除了曲率半徑變化外也會伴隨接觸角的變化，現有模型假設流體在爬升之濕潤軸長內全段接觸角皆為定值會造成諸如交界點的曲率半徑或是流體在流道中佔據之實際面積可能無法精確估算以致產生與實驗值對照上的誤差。

4.2 高分子材料熱傳性能增進

4.2.1 實驗結果描述

必須先說明的是，在本實驗中參雜濃度對兩種導熱微粒是不相同的。奈米碳管粉末實驗所配置的最高參雜濃度是重量百分比 13%，而銅粉所配置的最高參雜濃度是重量百分比 60%。兩種最高參雜比例皆是在使用第三章研究方法所提及之試片製作方式下所能保證混合物均勻混合的極限，以奈米碳管粉末為例，實驗中嘗試調配超過 13% 的參雜濃度時，攪拌過後的混合物會有導熱微粒粉末溢出的現象，而且混合物過於黏稠以致難以注入模具當中，且經真空抽氣箱抽氣亦未能消除混合物的氣泡。圖 4-25 為銅粉與奈米碳管粉以不同參雜濃度（重量百分比）混雜於 PDMS 內所測量之混合材料熱傳導係數值。首先可以觀察到的是，隨著參雜濃度的提高，混合材料的熱傳導係數都有隨之逐漸提升。當混雜奈米碳管粉末濃度達到 13% 時，熱傳導係數可以達到 1.064 W/mK，其值為原本未混雜的約 5.88 倍；而當混雜銅粉末濃度達到 60% 時，熱傳導係數為 0.902 W/mK，提升為純 PDMS 之約 4.98 倍。由實驗數據的趨勢可以得知，增加單位奈米碳管粉末混雜濃度所得到的熱傳導係數提升較增加單位銅粉末混雜濃度要高，其原因將於後續加以討論。骨架式試片的部份，鋪設與熱流方向平行銅片者其熱傳導係數為 40.112 W/mK，提升幅度極大；而圓管型的骨架式試片，使用高碳鋼彈簧的試片其徑向熱傳導係數為 0.710 W/mK，而使用銅質彈簧的試片其徑向熱傳導係數為 2.478 W/mK，與純 PDMS 相較皆提升一定幅度，其熱傳增強機制亦將於後續加以討論。

4.2.2 導熱微粒種類的影響

混合材料的熱傳能力，與導熱微粒本身的熱傳導係數有直接的關係，意即在能夠與基材充份混合的前提下，高熱傳導係數的導熱微粒比起低熱傳導係數的導熱微粒在相同參雜濃度下要對混合材料的熱傳性能增進有更大的貢獻。不同導熱微粒混雜成效的差異除了本身的熱傳導係數之外，粉末中粒子的形狀是另一個重要之因素。微觀上粒子的形狀決定了其與基材接觸的表面積，而接觸面積大的粒

子有機會在較低的混雜濃度下，達成與較高混雜濃度但接觸面積較小的粒子同樣的熱傳增強效果。以奈米碳管粉末為例，微觀上其粒子為長條狀，與其他形狀的粒子相比，在相同的參雜濃度下粒子間距離較短，由於材料在受熱時粒子會振動，間距較短代表粒子振動時相對容易彼此接觸而形成傳導鏈，且濃度些微增加使距離縮短造成之加成效果亦較顯著，故其可以在參雜濃度低時即有明顯增強效果；反之，其他形狀的粒子由於分散在基材中的距離較遠，在提高參雜濃度後還是呈現分散相的情況極有可能發生，據此可以解釋增加單位奈米碳管粉末混雜濃度所得到的熱傳導係數提升較增加單位銅粉末混雜濃度要高的現象是合理的。

4.2.3 導熱微粒參雜濃度的影響

由圖 4-25 可以得知，導熱微粒參雜濃度越高，混合物的熱傳導係數越高，數據上呈現單調遞增的趨勢。若將重量百分比以兩種粉末的密度換算為體積百分比，如表 4-1 及表 4-2 所示，可知兩種粉末混雜濃度的大小關係並不因改列為體積百分比而有所改變，故將直接以重量百分比加以討論。由於混合物中導熱微粒參雜濃度越高，代表混合物中高熱傳導係數物質佔整體的比重越高，相較於原本的高分子材料，於熱量傳遞途徑上有更多高熱阻的材料被低熱阻的導熱微粒取代。由實驗數據的曲線可以發現，兩種導熱微粒在實驗參數所變化的重量百分濃度內，混合物熱傳導係數增強的幅度並未如預期可能在特定參雜濃度之後有突增的現象，反而維持緩慢上升，於此可推論在本實驗的參雜濃度範圍內，導熱微粒在聚合物材料內部的分布情況應該較為接近分散式的分布而非緊密式的分布，由於熱傳導在物質中的方式可以透過為粒子的震動與自由電子的移動，當粒子分布較為分散時，其在材料內分佈的距離就不足以構成傳導鏈而使整體混合物的熱傳能力有大幅度之提升

4.2.4 管材材料配置的影響

片狀的骨架式試片，由於銅片設計裸露，可直接與熱源接觸，加上銅片鋪設與熱流方向平行，故會量測到極高的熱傳導係數。探究其原因，由熱阻的觀點來

分析，試片組成呈現出銅片與 PDMS 交錯並聯的排列，熱量從熱源進入試片後在不同材料內傳遞的量與電阻使電流分流的概念類似，由於銅的熱傳導係數約為 PDMS 的 2500 倍，試片內 PDMS 之截面積為銅片的 8 倍，計算可知在本試片中銅片部份的熱阻為 PDMS 部分的 312.5 倍，大部分的熱量皆會從銅片部份通過，材料之等效熱傳導係數即可視為銅熱傳導係數之一定比例，而此比例約略等於銅在整體材料中所佔據之體積百分比。實驗證明此種配置，由於熱量多數由銅片部份通過，對於熱傳能力增進幅度極為顯著，然而為提升熱傳能力而使銅片與熱源接觸面裸露的情況之下，受熱時由於材料間熱膨脹係數差異，加上 PDMS 與金屬材料間接觸情況不佳，銅片與 PDMS 會有剝離的現象。

圓管型的骨架式試片，對於徑向熱傳導係數的增進有兩個層面，一為彈簧的線徑占管壁的比例，二為彈簧本身材料的熱傳導係數。考慮圓管型試片的任一截面，彈簧雖不是在每個截面都以同心圓的形式佔據管壁相同體積，但彈簧的存在相當於整體 PDMS 中有一部分材料被金屬取代，故彈簧線徑占管壁的比例可以類比為導熱微粒參雜濃度的影響；而彈簧本身熱傳導係數的影響也相當於是導熱材料本身熱傳導係數之優劣，因此亦可以類比為導熱微粒種類的影響。由上兩節的分析可以知道，導熱微粒參雜的濃度越高，混合材料的熱傳導係數越高；另一方面，導熱微粒本身的熱傳導係數越高，混合物的熱傳性能也是越好。於此再與試片規格對照，高碳鋼試片管壁厚度為 1mm，彈簧線徑為 0.6mm，彈簧線徑占管壁 60%；銅質試片管壁厚度為 1.375mm，彈簧線徑為 1.0mm，彈簧線徑占管壁約 72.73%，由於兩種彈簧都在管壁中佔有極高比例，故對於整體材料徑向熱傳導係數較原 PDMS 提升是可以預期的。單就兩種不同材質的彈簧試片比較，銅質彈簧的試片除了線徑占管徑比例較高之外，銅質材料之熱傳導係數也約為高碳鋼的 9.3 倍（高碳鋼熱傳導係數約為 43.0 W/mK[35]），以上可以解釋實驗數據得到銅質試片的熱傳導係數為高碳鋼試片之 3.49 倍之原因。

表 4-1 CNT 粉末濃度對應表

重量百分比 (%)	體積百分比 (%)
0	0
1.1	0.55
2.0	1.06
3.1	1.60
3.9	2.07
4.9	2.60
6.1	3.22
7.1	3.81
8.0	4.28
9.1	4.91
9.9	5.39
11.0	6.01
11.9	6.53
13.0	7.14



表 4-2 銅粉末濃度對應表

重量百分比 (%)	體積百分比 (%)
0	0
20	2.62
30	4.41
40	6.70
50	9.72
60	13.91

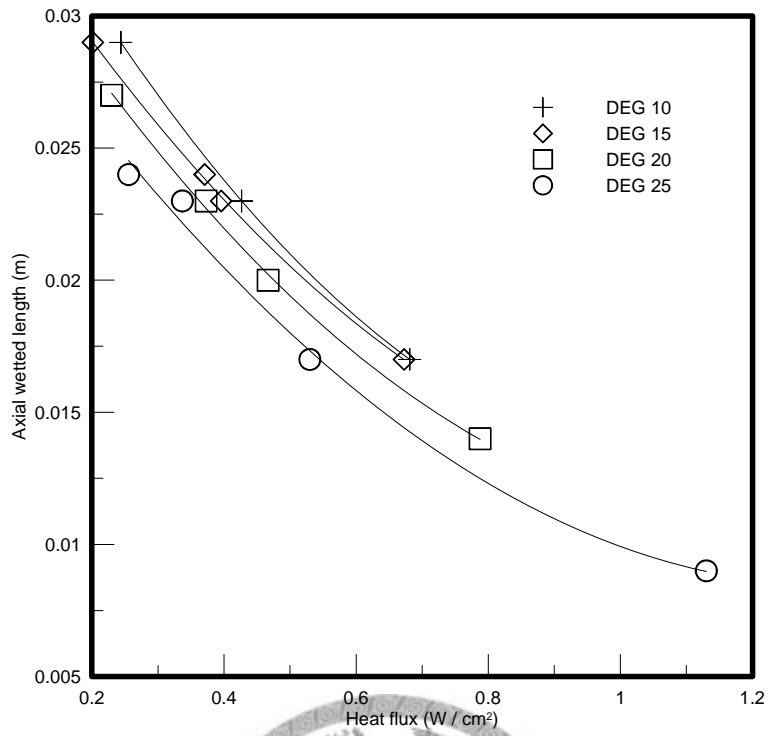


圖 4-1 三角形流道使用甲醇濕潤軸長關係圖

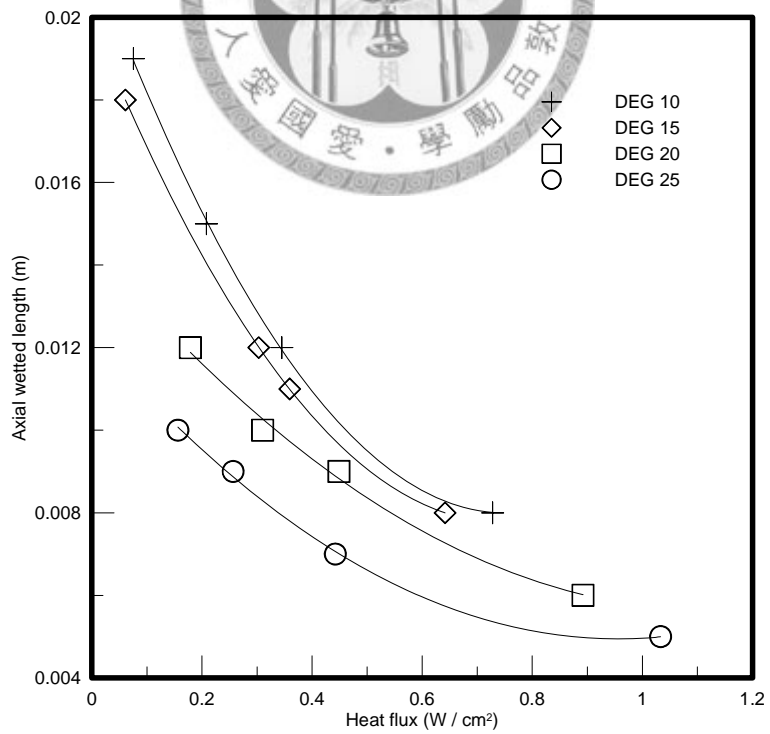


圖 4-2 三角形流道使用異丙醇濕潤軸長關係圖

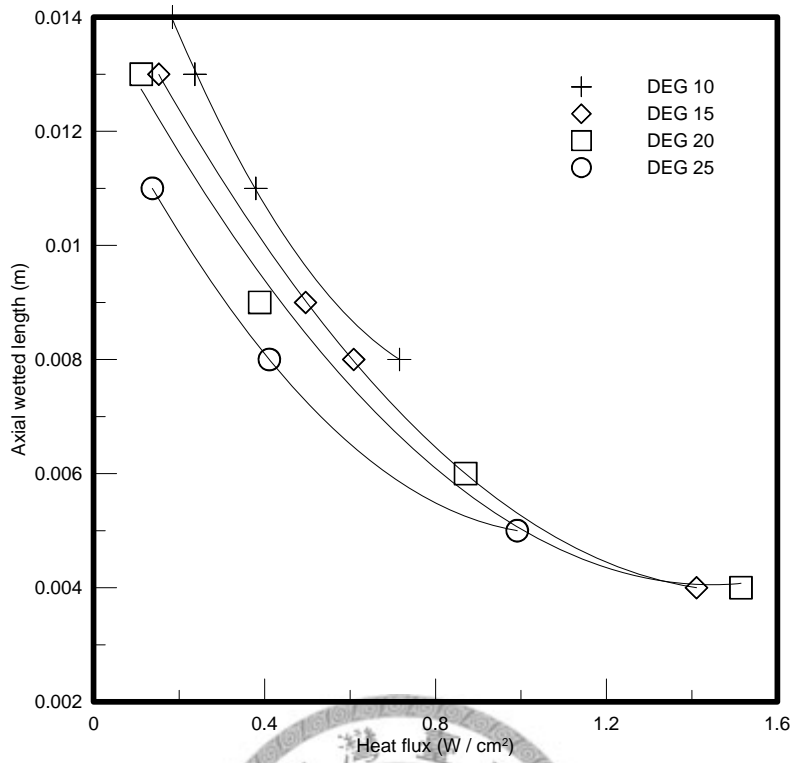


圖 4-3 梯形流道使用異丙醇濕潤軸長關係圖

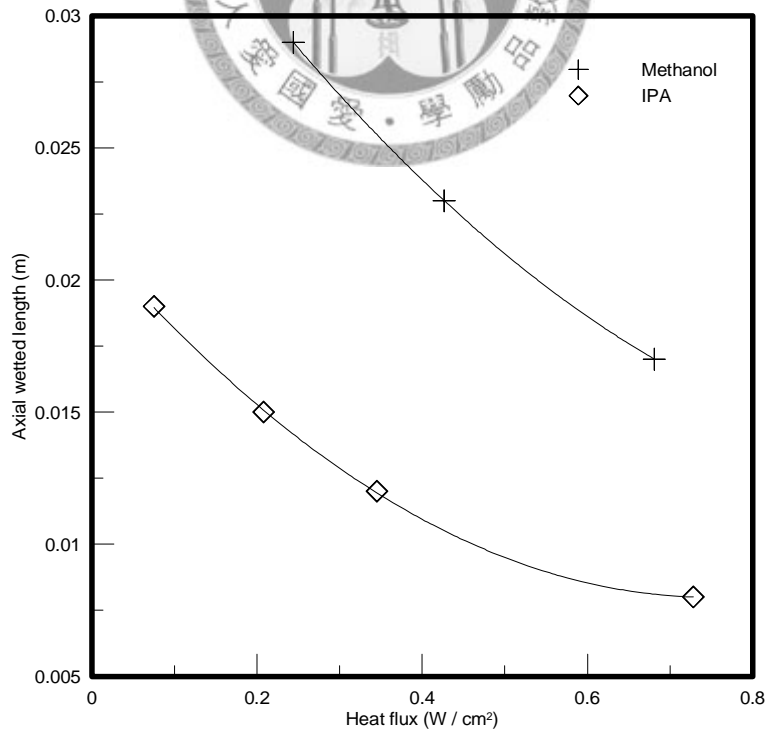


圖 4-4 傾斜角 10 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖

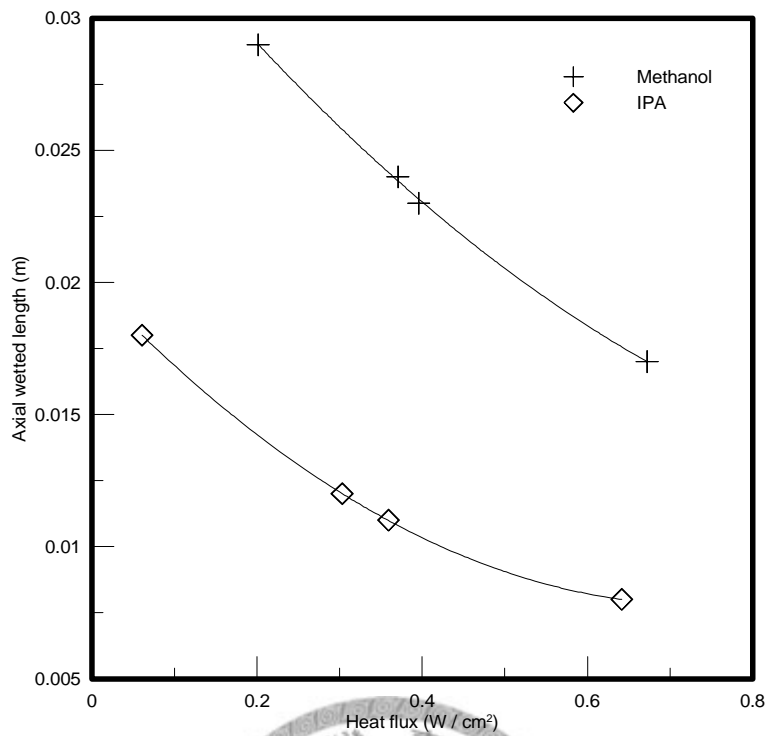


圖 4-5 傾斜角 15 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖

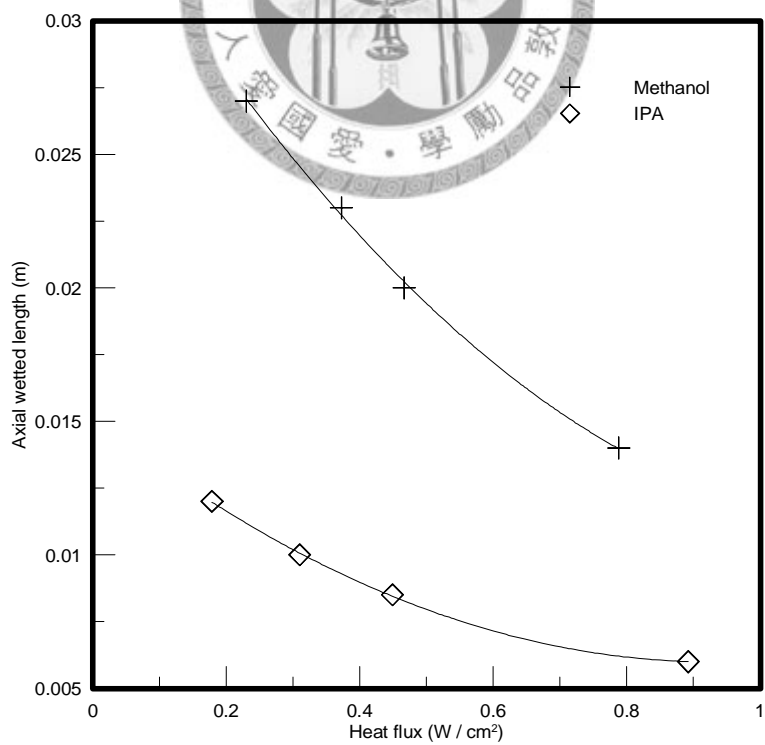


圖 4-6 傾斜角 20 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖

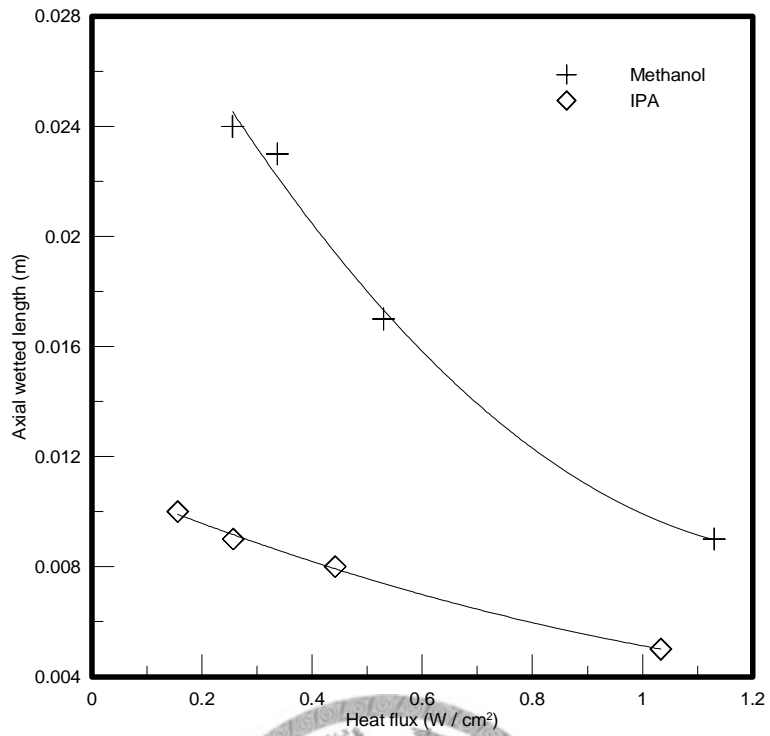


圖 4-7 傾斜角 25 度三角形流道使用不同流體濕潤軸長關係圖

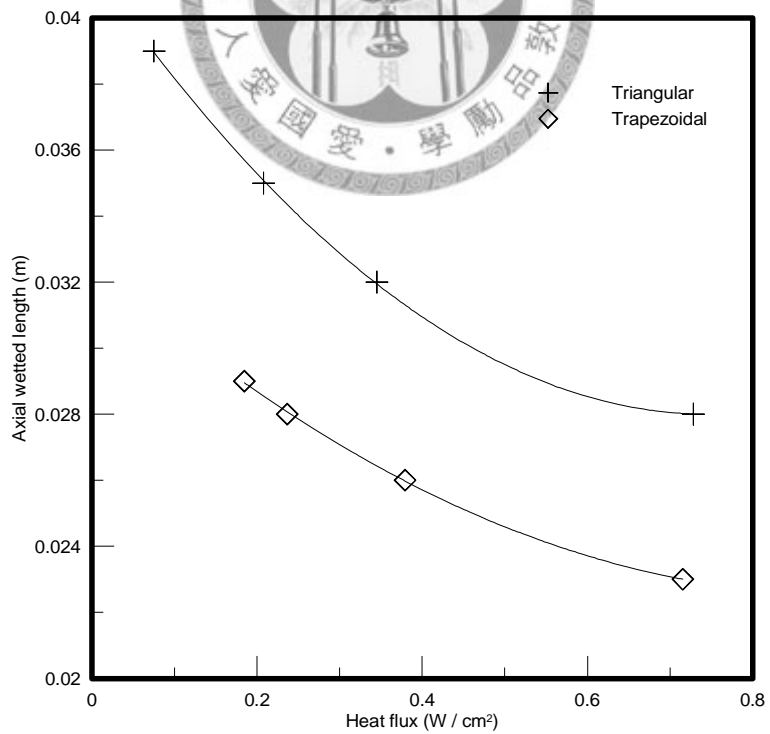


圖 4-8 傾斜角 10 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖

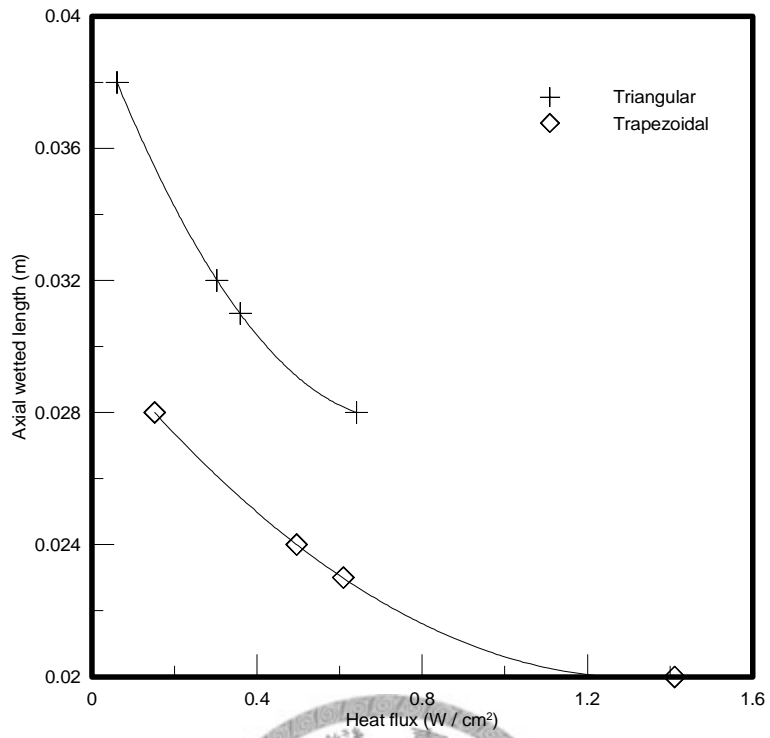


圖 4-9 傾斜角 15 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖

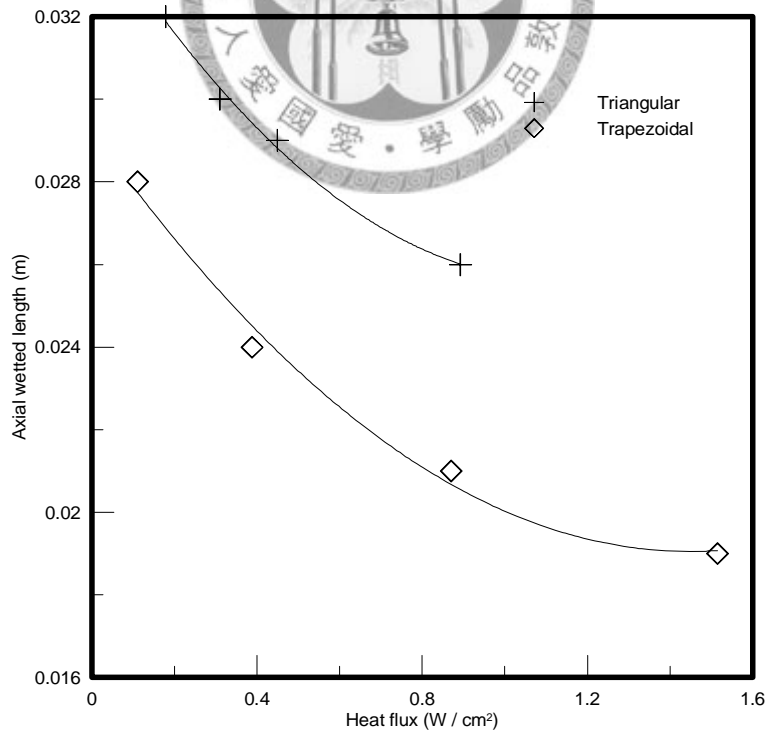


圖 4-10 傾斜角 20 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖

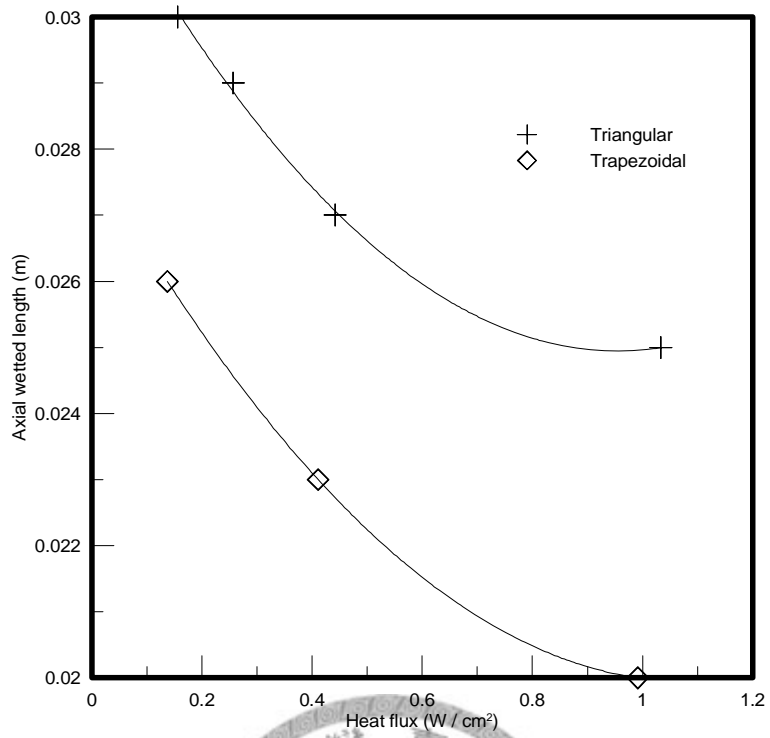


圖 4-11 傾斜角 25 度不同流道形狀濕潤軸長關係圖

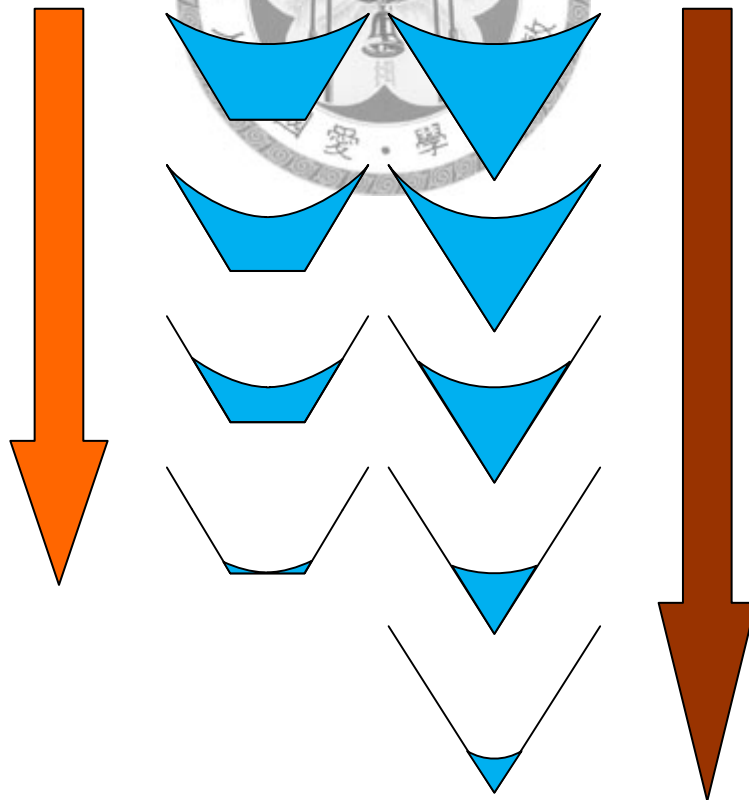


圖 4-12 流體曲率半徑退縮示意圖

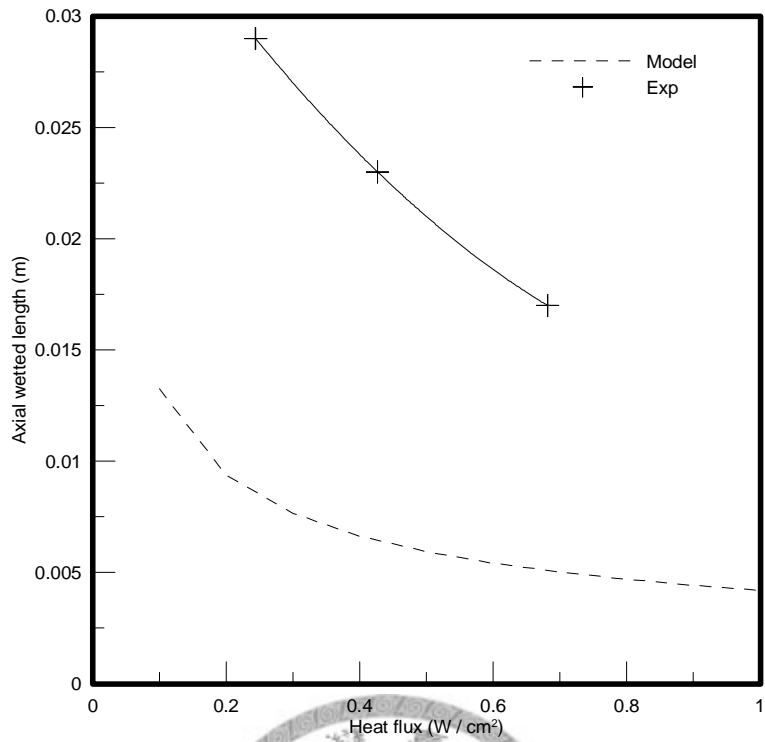


圖 4-13 傾斜角 10 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖

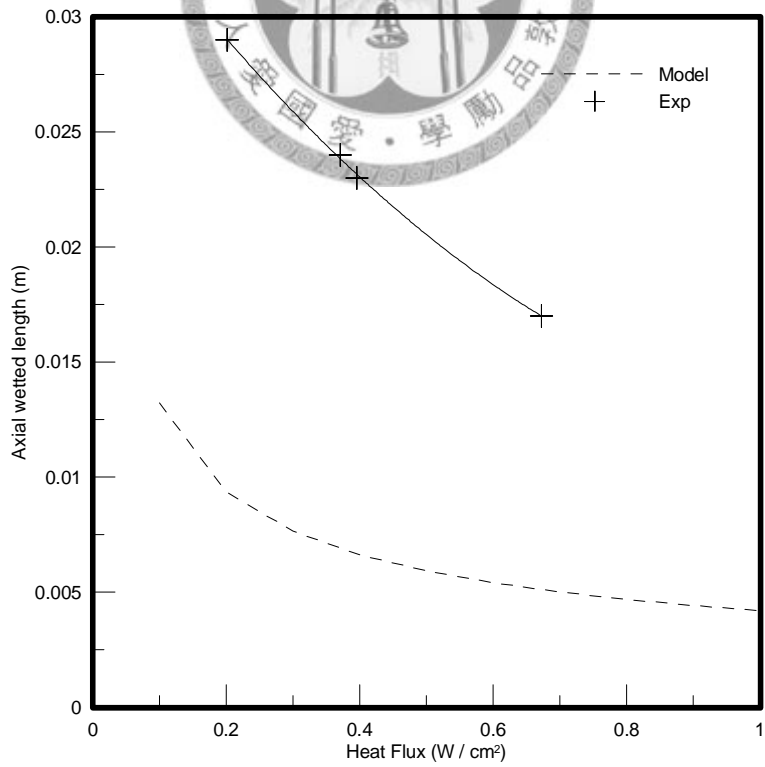


圖 4-14 傾斜角 15 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖

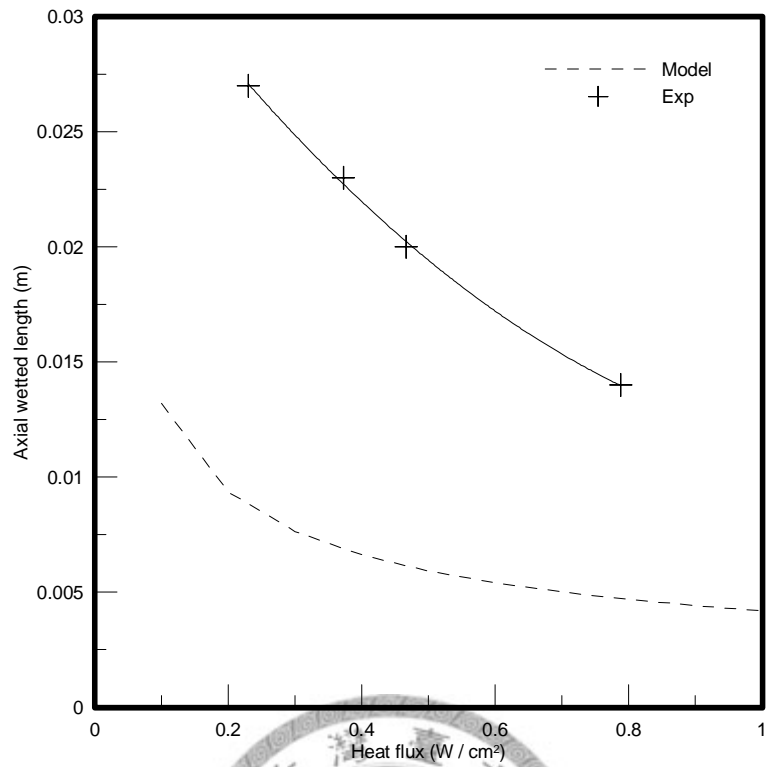


圖 4-15 傾斜角 20 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖

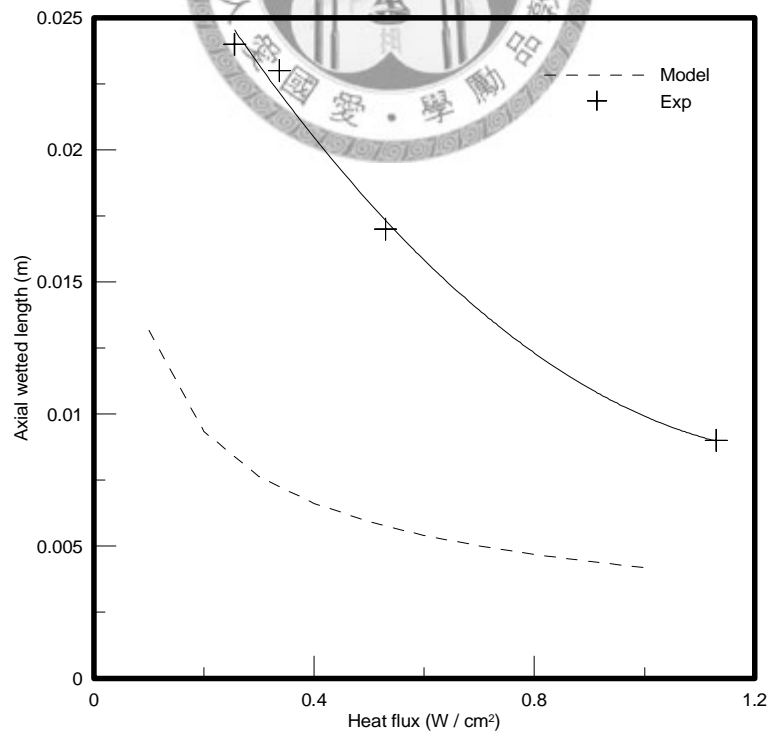


圖 4-16 傾斜角 25 度三角形流道使用甲醇濕潤軸實驗理論比較圖

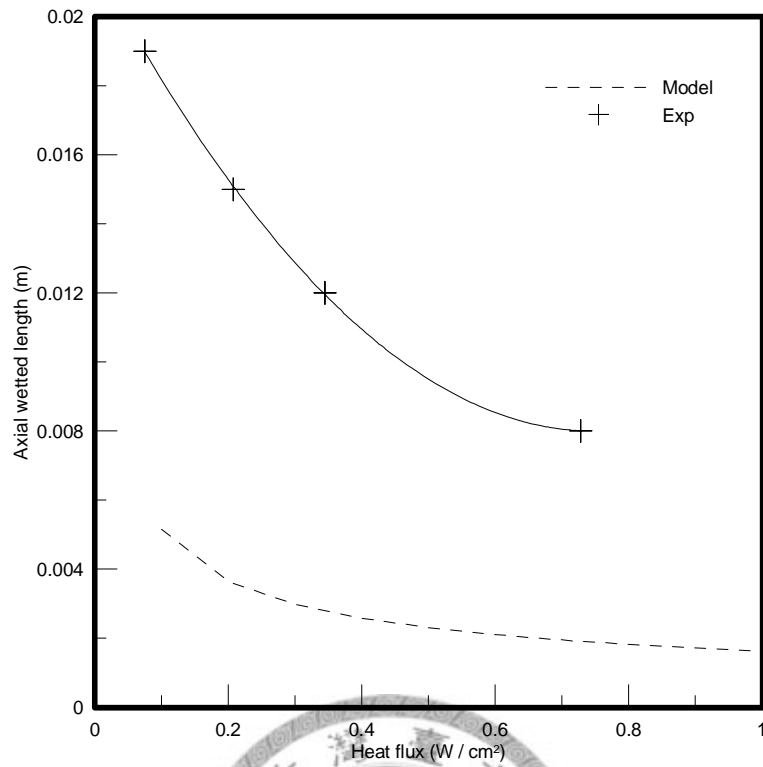


圖 4-17 傾斜角 10 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

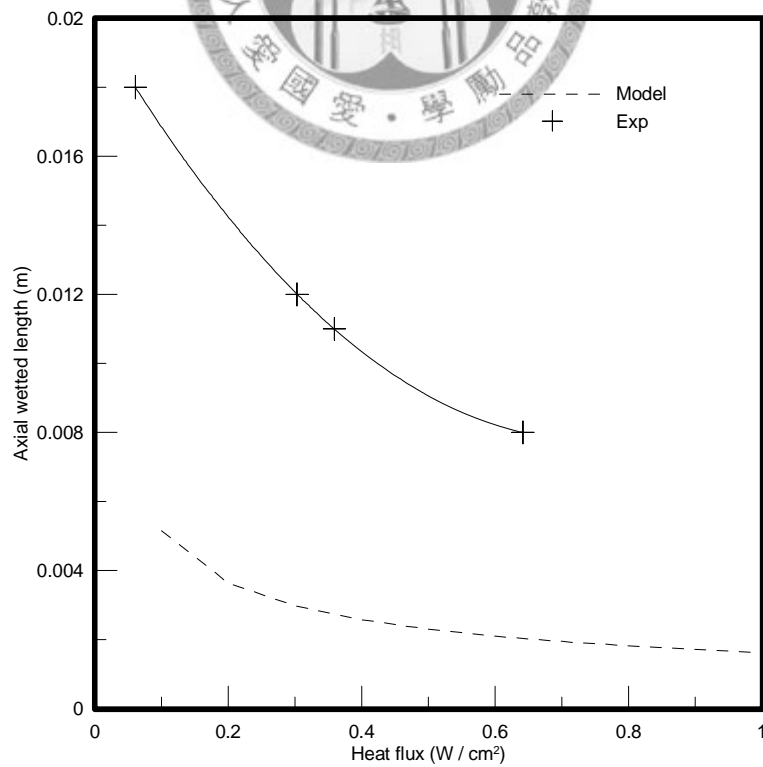


圖 4-18 傾斜角 15 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

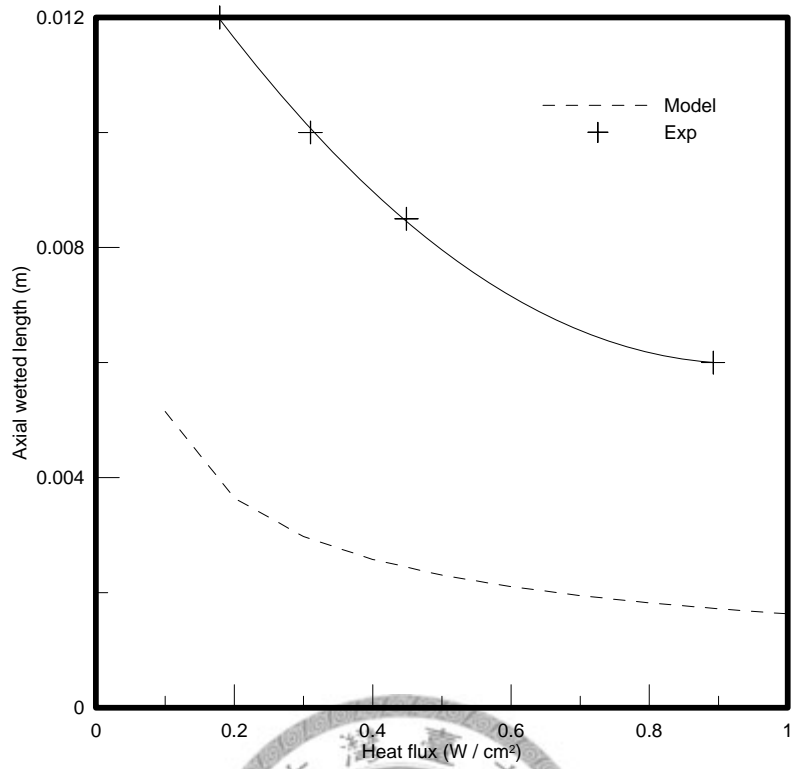


圖 4-19 傾斜角 20 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

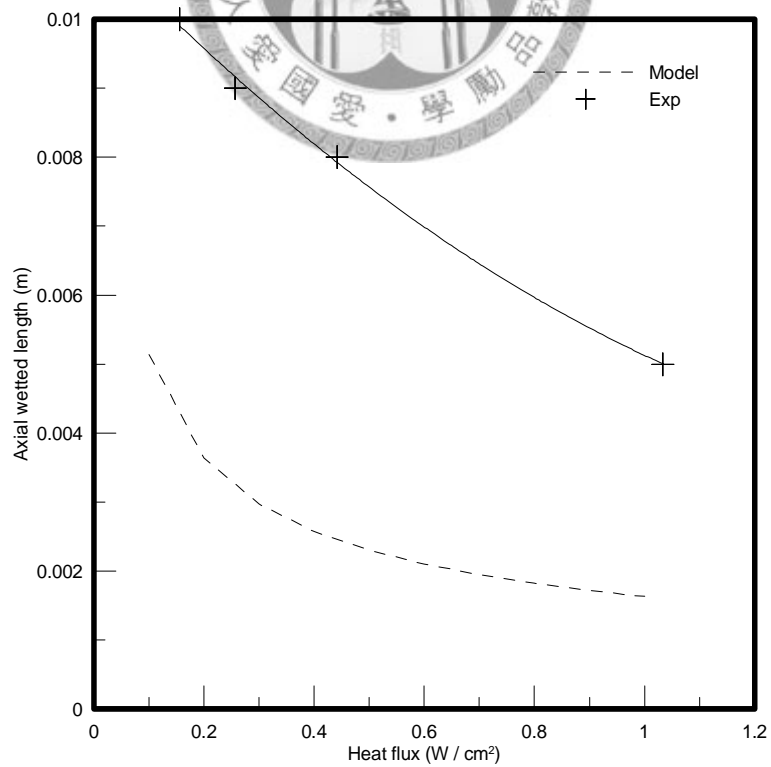


圖 4-20 傾斜角 25 度三角形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

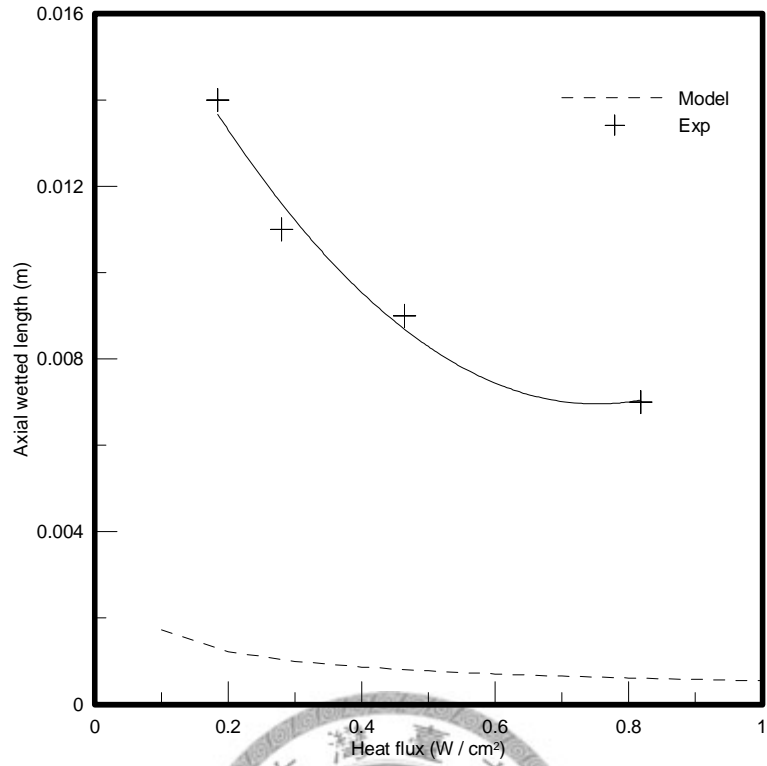


圖 4-21 傾斜角 10 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

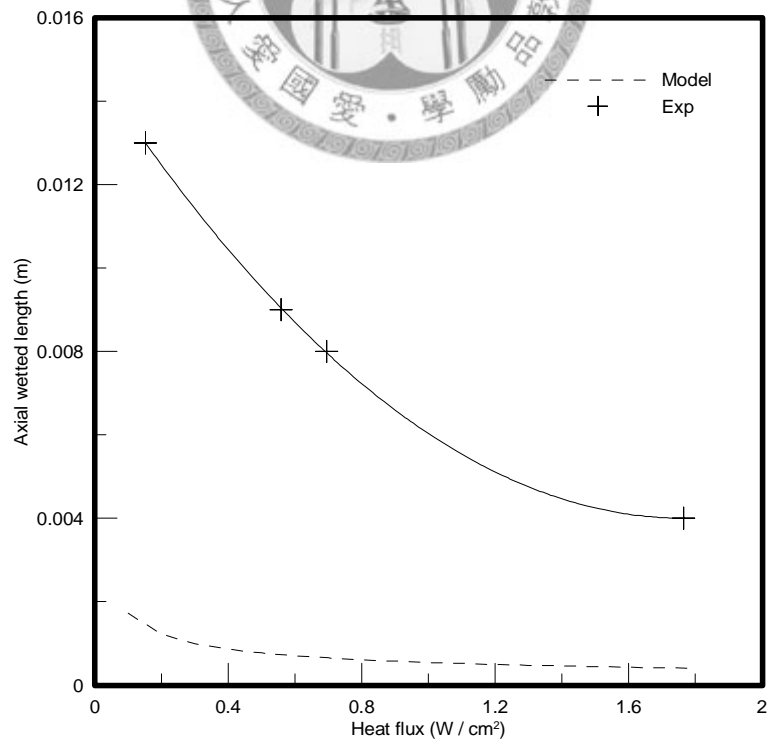


圖 4-22 傾斜角 15 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

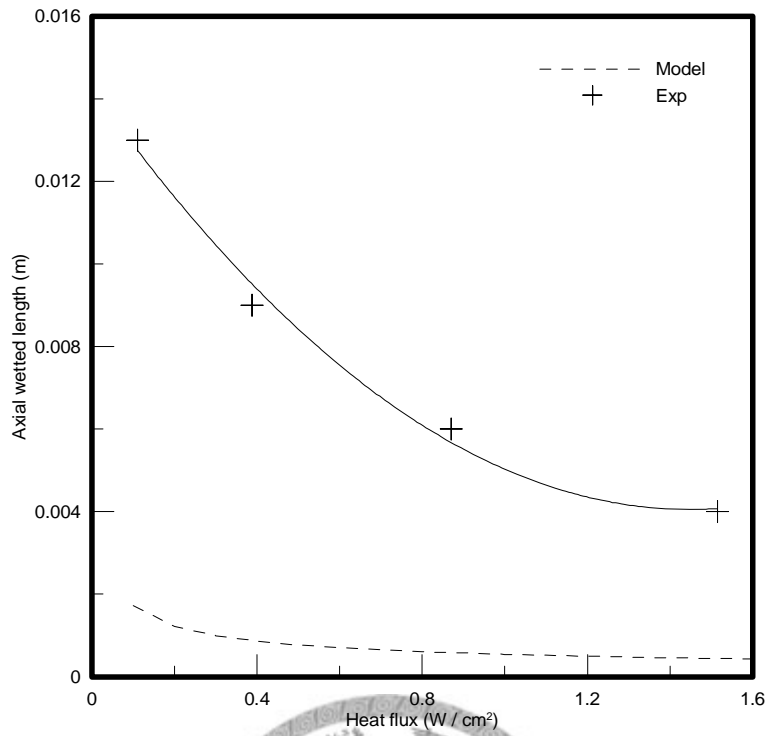


圖 4-23 傾斜角 20 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

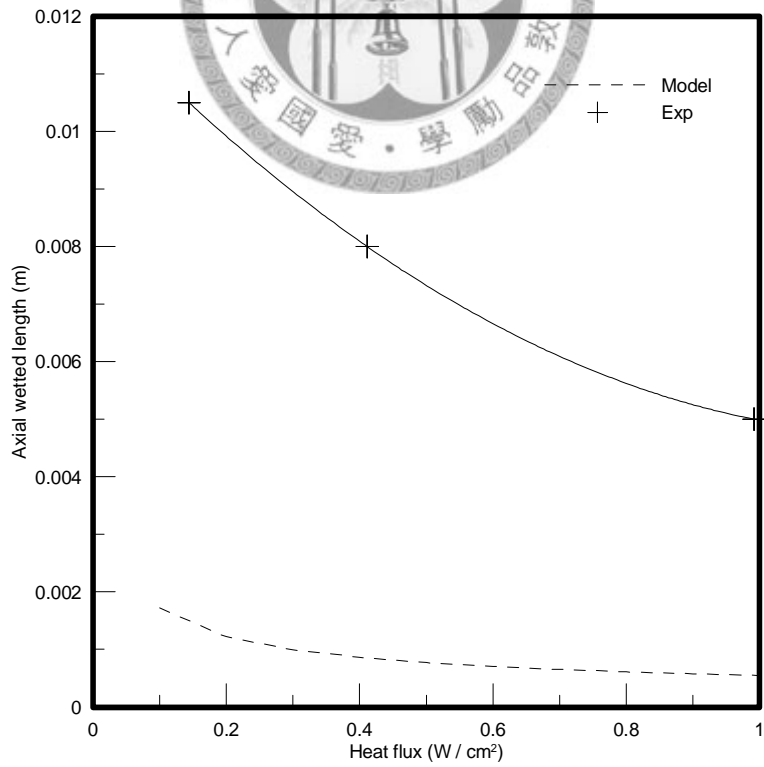


圖 4-24 傾斜角 25 度梯形流道使用異丙醇濕潤軸實驗理論比較圖

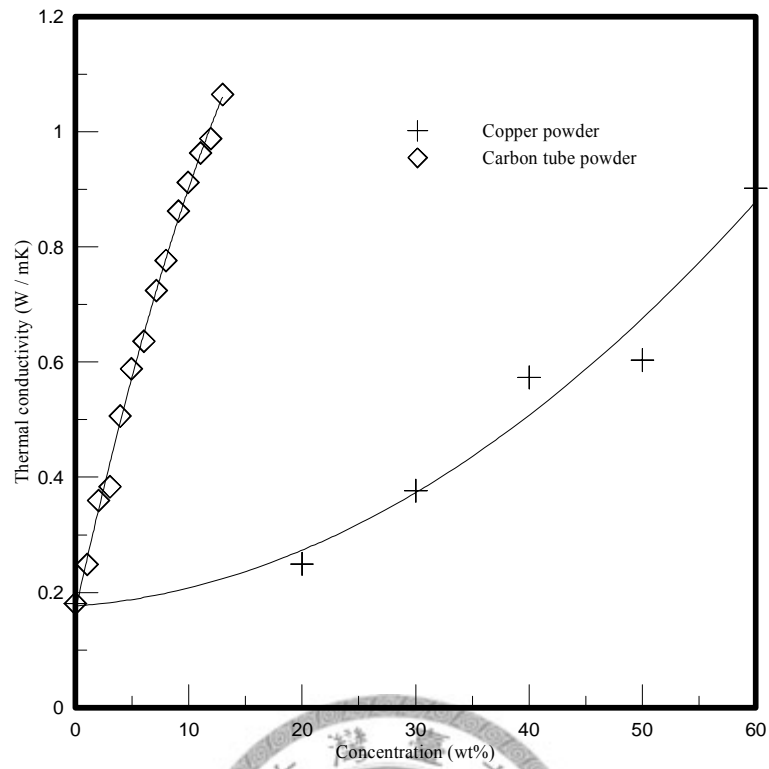
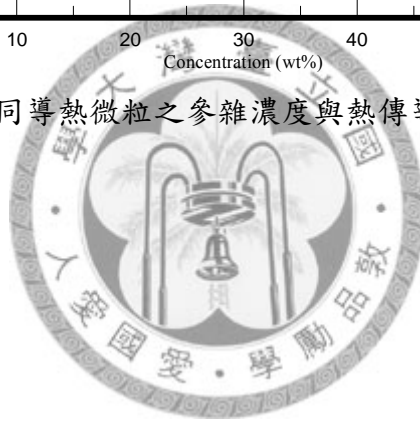


圖 4-25 不同導熱微粒之參雜濃度與熱傳導係數關係圖



第五章 結論與建議

本論文之主要目的為針對高分子可撓式熱管中之毛細結構的蒸發現象及其基材熱傳性能進行實驗研究，首先以實驗量測與理論驗證之方式進行高分子毛細溝槽之毛細性能與蒸發特性研究，另外再以實驗嘗試提升高分子材料之熱傳導係數，本章中將針對前述章節之研究結果做一結論，並提出相關具體建議，以供後續研究實做可撓式熱管的基礎。

5.1 結論

由第四章之實驗數據分析討論，將結論分別依據不同實驗條列如下。

毛細性能實驗



(1) 加熱功率的影響主要反映在工作流體的蒸發量上。較高的加熱功率伴隨著較高的蒸發質量流率，流體在流道中的流動阻力增加，加以高加熱功率時工作流體溫度較高，表面張力因而下降，最後表現出濕潤軸長隨加熱功率增加而縮短，亦即毛細力隨加熱功率增加而減弱。

(2) 傾斜角度主要反映在工作流體的物體力對於毛細力所造成的正負向影響。在本研究中，由於重力在流道上之分力與毛細力方向相反，所以傾斜角度越大，毛細力受重力影響程度越多，濕潤軸長會隨之下降，即毛細力跟著減弱。

(3) 工作流體對於濕潤軸長的影響主要依據其流力、熱力性質來決定。因為甲醇與異丙醇的流體性質差異主要為黏滯係數與潛熱及其在 PDMS 基材上的接觸角，甲醇黏滯係數較低，表示流體在流道中的流阻較低；而甲醇潛熱較高，代表相同熱通量下，甲醇的蒸發量較低，在加上甲醇在 PDMS 上接觸角很小，近乎完全潤濕，綜合上述因素，實驗時甲醇的濕潤軸長較大，亦即毛細力較強。

(4) 流道形狀對於毛細力差異主要反映在流體於流道中爬升時，流道能否支持其液

-氣介面曲率半徑持續遞減。梯形流道中介面曲率半徑遞減時，其曲面會先碰觸到流道底面而瓦解成兩部份，造成曲率半徑遞減中斷；而三角形流道則較能支持曲率半徑持續遞減，即曲面持續向溝槽底部退縮以致乾涸，故三角形流道的濕潤軸長較長，毛細力較佳。

(5) 理論值與實驗值定性趨勢十分符合，定量趨勢差距 3 倍。其可能原因一為流道的表面狀況造成毛細力的增強，二為理論模型為分析之便所做假設諸如固定接觸角等與實際狀況存在差異。

高分子材料熱傳性能增進

(1) 導熱微粒種類的影響主要差異在導熱微粒本身的熱傳性能與導熱微粒微觀上的粒子形態。實驗結果混奈米碳管粉末較混銅粉末效果更佳，其原因為奈米碳管本身之熱傳導係數即約為純銅之 15 倍，而長條型的奈米碳管粒子使得混雜在 PDMS 中時，粒子的距離較為靠近，所以對於混合材料的熱傳性能增進較為顯著。

(2) 導熱微粒參雜濃度主要影響導熱微粒在 PDMS 中粒子的間距，參雜濃度提高會增加原本混合材料的熱傳能力，其原因為當濃度提高時，導熱微粒粒子間的距離縮短，受熱震動時容易彼此接觸而增強熱傳性能。惟在本研究中，並未發現混合材料在特定濃度下其熱傳導係數有突增的現象，推論導熱微粒於基材中分布仍較為分散所致。

(3) 改變管材料配置，即骨架式材料的概念，在片形試片雖然熱傳增強幅度很大，但兩材料間無法順利接合，不利於後續利用；而圓管形試片，使用銅質彈簧與高碳鋼彈簧的試片徑向熱傳導係數皆較原材料提升，證明此配置對於熱傳增強有效，尤以使用銅質彈簧的配置效果更佳，適宜應用於製作圓管型熱管之管壁部份。

5.2 建議

本研究雖已為兩種實驗個別建構其量測性能之裝置，並針對其結果加以討論，惟實驗仍有未盡完善之處可供改進，茲舉出數點條列於下。

(1) 目前本研究的毛細性能實驗設備是架設在一般環境之下，所得之結果可能會因為環境溫度、濕度的改變而有所變動，加以試片溝槽尺寸與空氣中落塵尺度相當，若為了增加實驗結果的穩定度與準確度，則可考慮將實驗架設於一無塵等級之恆溫恆濕腔體內。

(2) 由於毛細溝槽的流道尺寸很小，欲以熱電偶逕行量測流體受熱時之溫度有相當程度的困難，然而，雖可以紅外線測溫槍進行非接觸式單點之溫度量測，惟其量測值為一小圓面積內之平均溫度，不能掌控特定量測點之情況。若能於實驗過程中搭配使用紅外線熱相儀甚至在試片製作過程中直接以微機電技術在流道內製作一維的溫度感測陣列，可由量測流道側的溫度分佈，相信能更進一步完整了解試片在接受不同熱量時的溫度反應，建立與其他相關研究者相互比較之依據。

(3) 由於流道尺度極小，無法以肉眼觀測到流體在溝槽中之實際液-氣介面曲率半徑與流體在溝槽壁面上形成的接觸角，建議後續可利用高解析度之 CCD 攝影機，在實驗進行時同步拍攝曲率半徑與接觸角沿流道軸向的變化，如此可針對流體流動時之物理現象更加掌握，亦可據此將理論模型做修正，使其更符合實驗配置。

(4) 目前本研究所使用的毛細試片，受限於其製程及試片尺寸的限制，只由實驗確定三角形溝槽較梯形溝槽性能優異，但針對三角形溝槽無法針對更多影響毛細性能之變因諸如三角形溝槽的寬度、深度、密度，溝槽表面性質等進行定量實驗探討，後續可用相同材料以上述參數實做試片進行毛細性能分析，以訂立出最佳化之溝槽尺寸與配置。

(5) 本研究中針對提高 PDMS 熱傳性能的部份，針對製作均質材料之導熱微粒混雜實驗經量測熱傳導係數雖有所提升，但仍未臻實用的程度，其一關鍵點在於目前

試片製作方式無法使參雜濃度更加上升，未來可嘗試其他之加工參雜方式，使導熱微粒在 PDMS 中的濃度再增加，甚至是讓奈米碳管等具有方向性的粉末，於設定之材料熱傳方向加以混雜，以利混合材料之熱傳性能達到堪用之需求。

本研究已初步實作高分子材質之微溝槽，並以探討蒸發毛細性能的方式驗證其作為毛細結構之可行性；另外也以實驗方式研究高分子材料之熱傳性能提升，後續研究若能根據本論文之成果與上述之建議加以更深入的性質釐清與性能探討，則高分子材質之均質可撓式熱管問世指日可待。



參考文獻

- [1] T. P. Cotter, "Principles and Prospects For Micro Heat Pipes," in 5th International Heat Pipe Conference, Tsukuba, Ibazaki, Japan, 1984.
- [2] B. R. Babin, G. P. Peterson, and D. Wu, "Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe," *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, no. 3, pp. 595-601, 1990.
- [3] G. P. Peterson, A. B. Duncan, A. S. Ahmed *et al.*, "Experimental investigation of micro heat pipes in silicon wafers," *American Society of Mechanical Engineers, Dynamic Systems and Control Division (Publication) DSC*. pp. 341-348, 1991.
- [4] A. B. Duncan, and G. P. Peterson, "Charge optimization for a triangular-shaped etched micro heat pipe," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 9, no. 2, pp. 365-368, 1995.
- [5] G. P. Peterson, and H. B. Ma, "Theoretical analysis of the maximum heat transport in triangular grooves: a study of idealized micro heat pipes," *American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD*. pp. 185-192, 1995.
- [6] P. S. Ayyaswamy, I. Catton, and D. K. Edwards, "CAPILLARY FLOW IN TRIANGULAR GROOVES," *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, vol. 41 Ser E, no. 2, pp. 332-336, 1974.
- [7] X. Xu, and V. P. Carey, "Film evaporation from a micro-grooved surface - An approximate heat transfer model and its comparison with experimental data," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 4, pp. 512-520, 1990.
- [8] G. Stroes, T. Rohloff, and I. Catton, "Experimental study of the capillary forces in rectangular channels vs. triangular channels," *American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD*. pp. 1-7, 1992.
- [9] J. M. Ha, and G. P. Peterson, "Analytical prediction of the axial dryout point for evaporating liquids in triangular microgrooves," *American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD*. pp. 53-61, 1993.
- [10] J. M. Ha, and G. P. Peterson, "Capillary performance of evaporating flow in micro grooves: an analytical approach for very small tilt angles," *Journal of*

- Heat Transfer*, vol. 120, no. 2, pp. 452-457, 1998.
- [11] H. B. Ma, and G. P. Peterson, "Experimental Investigation of the Maximum Heat Transport in Triangular Grooves," *Journal of Heat Transfer*, vol. 118, no. 3, pp. 740-746, 1996.
- [12] G. P. Peterson, and J. M. Ha, "Capillary performance of evaporating flow in micro grooves: an approximate analytical approach and experimental investigation," *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, no. 3, pp. 743-751, 1998.
- [13] T. S. Sheu, P. P. Ding, and P. H. Chen, "Numerical and experimental study of capillary forces in trapezoid microgrooves," *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*. pp. 295-302, 1999.
- [14] T. S. Sheu, P. P. Ding, I. M. Lo *et al.*, "Effect of surface characteristics on capillary flow in triangular microgrooves," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 22, no. 1-2, pp. 103-110, 2000.
- [15] S. Anand, S. De, and S. Dasgupta, "Experimental and theoretical study of axial dryout point for evaporation from V-shapes microgrooves," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 7, pp. 1535-1543, 2002.
- [16] I. Catton, and G. R. Stroes, "A semi-analytical model to predict the capillary limit of heated inclined triangular capillary grooves," *Journal of Heat Transfer*, vol. 124, no. 1, pp. 162-168, 2002.
- [17] G. R. Stroes, and I. Catton, "Experimental investigation of the capillary performance of triangular versus sinusoidal channels," *Journal of Heat Transfer*, vol. 119, no. 4, pp. 851-853, 1997.
- [18] Y. Agari, A. Ueda, and S. Nagai, "Thermal Conductivity of a Polymer Composite," *Journal of Applied Polymer Science*, vol. 49, no. 9, pp. 1625-1634, 1993.
- [19] C.-G. Wu, Y.-C. Liu, and S.-S. Hsu, "Assembly of conducting polymer/metal oxide multilayer in one step," *Synthetic Metals*, vol. 102, no. 1 -3 pt 2, pp. 1268-1269, 1999.
- [20] N. Gernert, D. Sarraf, and M. Steinberg, "Flexible heat pipe cold plates for aircraft thermal control," *SAE Technical Paper Series*. pp. 1-9, 1991.
- [21] T. Kobayashi, T. Ogushi, S. Haga *et al.*, "Heat transfer performance of a flexible looped heat pipe using R134a as a working fluid: Proposal for a method to predict the maximum heat transfer rate of FLHP," *Heat Transfer - Asian*

- Research*, vol. 32, no. 4, pp. 306-318, 2003.
- [22] T. Ogushi, A. Yao, J. J. Xu *et al.*, "Heat transport characteristics of flexible looped heat pipe under micro-gravity condition," *Heat Transfer - Asian Research*, vol. 32, no. 5, pp. 381-390, 2003.
- [23] D. McDaniels, and G. P. Peterson, "Investigation of polymer based micro heat pipes for a flexible spacecraft radiator," *American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD*. pp. 423-433, 2001.
- [24] Y. X. Wang, and G. P. Peterson, "Capillary evaporation in microchanneled polymer films," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 17, no. 3, pp. 354-359, 2003.
- [25] "Intel Developer Forum 2004," <http://www.hexus.net>.
- [26] "Thermal management for Intel® Core™2 Extreme mobile processors," <http://www.intel.com/support/processors/mobile/core2extreme/sb/CS-028752.htm>.
- [27] G. P. Peterson, *An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications*: John Wiley & Sons, Inc., 1994.
- [28] K. T. Feldman, *Analysis and Design of Heat Pipes*, Albuquerque, New Mexico: Bureau of Engineering Research, University of New Mexico, 1970.
- [29] H. B. Ma, and G. P. Peterson, "Temperature variation and heat transfer in triangular grooves with an evaporating film," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 11, no. 1, pp. 90-97, 1997.
- [30] S. W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, New York: McGraw-Hill, 1976.
- [31] J. E. Mark, *Polymer Data Handbook*, New York: Oxford University Press, 1999.
- [32] "PConline," <http://www.pconline.com.cn/>.
- [33] Y. A. Cengel, *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2 ed.: McGraw-Hill, 2004.
- [34] D. R. Lide, *CRC Handbook of Chemistry and Physics, 87th Edition*: CRC Press Inc.
- [35] E. s. Edge. "Properties of Metals - Thermal," <http://www.engineersedge.com/>.