

國 立 交 通 大 學
機 械 工 程 研 究 所
碩 士 論 文

介電液 FC-72 在狹窄矩形空間的池沸騰研究
**Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72
in a Narrow Rectangular Space**



研 究 生：張 妤 綺
指 導 教 授：盧 定 昶 博 士

中 華 民 國 九 十 三 年 七 月

介電液 FC-72 在狹窄矩形空間的池沸騰研究

**Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72
in a Narrow Rectangular Space**

研究生：張 妤 綺
指導教授：盧 定 昶

Student : Yu-Chi Chang
Adviser : Ding-Chong Lu



Submitted to Institute of Mechanical Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University
In Partial Fulfillment of the Requirements
For the Degree of
Master of Science
In
Mechanical Engineering
July 2004
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十三年七月

介電液 FC-72 在狹窄矩形空間的池沸騰研究

學生：張妤綺

指導教授：盧定昶

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本論文是以介電液FC-72 為工作流體在一大氣壓下，狹窄矩形空間的池沸騰實驗。在狹窄矩形空間下方為面積 10mm×10mm的銅片加熱面，上方為壓克力板，兩端以壓克力板檔住，可分別調整上下板的間隙S及加熱面與水平的夾角 Θ ，即S=0.5mm、1mm、2mm及 3mm，以及 $\Theta=0^\circ$ 、 45° 、 90° 。實驗目的在比較間隙大小、加熱面角度在起始過熱度、核沸騰熱傳與臨界熱通量，並與開放式的池沸騰結果比較。實驗結果顯示 $\Theta=0^\circ$ 時，熱通量低於 30kW/m^2 ，S=1mm熱傳係數較開放式佳。水平加熱時，四種間隙的臨界熱通量都比開放式低很多。 $\Theta=45^\circ$ 與 90° 時，小間隙(0.5mm)可以增強低熱通量時的熱傳係數，且S=2mm及 S=3mm其臨界熱通量皆超越開放式。

Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72
in a Narrow Rectangular Space

Student : Yu-Chi Chang

Advisor : Ding-Chong Lu

Institute of Mechanical Engineering
National Chaio Tung University

ABSTRACT

The goal of this experiment is to study characteristic of pool boiling of dielectric fluid FC-72 in a narrow rectangular space under one atmosphere. The narrow rectangular space consists of a heated surface made of a smooth copper plate with 10 mm × 10 mm area and a parallel acrylic plate with two confined side edges. The gap size S and the inclination angle Θ between the heated surface and the horizon are $S=0.5$ mm, 1 mm, 2 mm and $S=3$ mm, and $\Theta=0^\circ$, 45° , 90° separately. The onset of boiling, nucleate heat transfer and critical heat transfer were studied. The results showed that for $\Theta=0^\circ$, under low heat flux 30 kw/m² and $S=1$ mm the heat transfer coefficients of this experiment were found better than those of unconfined one. For $\Theta=0^\circ$, the critical heat fluxes for all gaps were depressed compared those of the unconfined one. For $\Theta=45^\circ$ and $\Theta=90^\circ$, the smallest gap of 0.5 mm could enhance the heat transfer coefficients and if under low heat flux, especially for $S=2$ mm and 3 mm and the comes critical heat fluxes were found higher than these of the unconfined one.

誌 謝

踏入交大校園已屆兩年，雖僅兩年卻是收穫豐稔，此刻即將離開這裡，心中滿是感激與不捨。

本論文得以順利完成，首先感謝恩師 盧定昶教授兩年多來的悉心教導，上從研究方法的教導、觀念的啓迪，下至態度養成，各方面都有深長的進步，乃至於人生目標之追求與個人潛力之提昇均蒙受恩師日常細心的開導與解惑。而恩師對學術研究之嚴謹精神與生活處世之積極態度，更足為學生學習之表率。

論文口試期間，承蒙交大機械所楊文美教授與台北科技大學蔡尤溪教授撥冗細審，並提出許多寶貴意見與殷切指正，使本論文疏漏謬誤之處得以斧正。修業期間，承蒙全體老師以及博士班致廣學長提供指正與建議，尤其感謝已畢業俊賢學長在實驗設備上的經驗傳承，使我縮短對實驗的摸索。論文進行期間，感謝同門嘉棟、偉建、家宏，相互鼓勵與安慰，及學弟的熱心幫忙，謹此致上誠摯的感謝。在學期間，感謝好友心玫、慧真、佳鴻相互鼓勵與關心照顧，一起陪我度過二年研究生生活。

最後，謹將本論文獻給我的家人。感激家人在我就學期間，始終給予我支持，讓我得以無憂無慮專心致力於學業。順利完成論文，謹將這份成果與榮耀與您們分享！

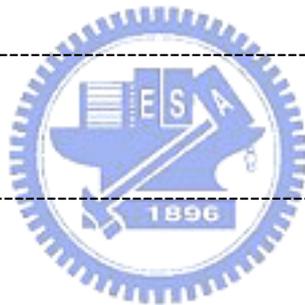
張 妤 綺 謹 誌

2004 年 7 月 於風城交大

目錄

	頁次
摘 要-----	I
目 錄-----	III
表 目 錄-----	V
圖 目 錄-----	VI
符號說明-----	VIII
第一章 緒論-----	1
1.1 研究背景與目的-----	1
1.2 文獻回顧-----	2
第二章 池沸騰重要參數與理論分析-----	11
2.1 起始過熱度 ΔT_s -----	12
2.2 核沸騰區的熱傳係數-----	12
2.3 臨界熱通量-----	14
第三章 實驗設備與方法-----	20
3.1 工作流體性質-----	20
3.2 介電液 FC-72 池沸騰熱傳測試實驗設備-----	20
3.3 實驗方法-----	23
3.4 不準度分析-----	24
3.5 熱損失實驗-----	24

第四章 結果與討論	-----	33
4.1 實驗條件	-----	33
4.2 熱損失估算	-----	33
4.3 實驗數據整理與分析	-----	34
4.4 加熱面在 $\theta = 0^\circ$ 及 $\theta = 90^\circ$ 的沸騰現象	-----	37
4.5 實驗結果歸納	-----	39
4.6 實驗結果與討論	-----	40
第五章 結論及未來方向	-----	75
附錄 不準度分析	-----	76
參考文獻	-----	78



表目錄

	頁次
表 3-1 介電液 FC-72 於一大氣壓下的基本性質	26
表 3-2 實驗最大不準度	27



圖目錄

頁次

圖 1-1 開放式、小間隙(四端開放)、小間隙(兩端封閉)池沸騰差異	9
圖 1-2 不同加熱面角度的示意圖	9
圖 1-3 池沸騰曲線圖	10
圖 1-4 狹窄空間中的沸騰現象	10
圖 2-1 FC-72 與 R113 的起始過熱度分布	17
圖 2-2 以光滑銅片為加熱面，FC-72 為工作流體的池沸騰實驗	17
圖 2-3a 窄加熱板	18
圖 2-3b 寬加熱板	18
圖 2-4 R113 的沸騰曲線，計算與實驗	19
圖 3-1 池沸騰設備系統示意圖	28
圖 3-2 測試片的組成	29
圖 3-3 將 Omegabond 600 塗在鐵龍的溝槽	30
圖 3-4 加熱裝置組織圖	31
圖 3-5 加熱裝置示意圖	31
圖 3-6 鐵氟龍熱損實驗熱偶配置圖	32
圖 4-1 熱損估算	42
圖 4-2 $\Theta = 0^\circ$ ， $S=3\text{mm}$ 時的沸騰曲線	43
圖 4-3 $\Theta = 0^\circ$ ， $S=2\text{mm}$ 時的沸騰曲線	44
圖 4-4 $\Theta = 0^\circ$ ， $S=1\text{mm}$ 時的沸騰曲線	45
圖 4-5 $\Theta = 0^\circ$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的沸騰曲線	46
圖 4-6 $\Theta = 0^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線	47
圖 4-7 $\Theta = 0^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖	48
圖 4-8 $\Theta = 0^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數	49
圖 4-9 $\Theta = 0^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的熱傳係數放大圖	50
圖 4-10 $\Theta = 45^\circ$ ， $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	51
圖 4-11 $\Theta = 45^\circ$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	52



圖 4-12 $\theta = 45^\circ$, $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	53
圖 4-13 $\theta = 45^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	54
圖 4-14 $\theta = 45^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線	55
圖 4-15 $\theta = 45^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖	56
圖 4-16 $\theta = 45^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數	57
圖 4-17 $\theta = 45^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量熱傳係數放大圖	58
圖 4-18 $\theta = 90^\circ$, $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	59
圖 4-19 $\theta = 90^\circ$, $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	60
圖 4-20 $\theta = 90^\circ$, $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	61
圖 4-21 $\theta = 90^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線	62
圖 4-22 $\theta = 90^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線	63
圖 4-23 $\theta = 90^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖	64
圖 4-24 $\theta = 90^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數	65
圖 4-25 $\theta = 90^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量熱傳係數放大圖	66
圖 4-26 $\theta = 0^\circ$, 開放式加熱面在不同熱通量下氣泡情況	67
圖 4-27(a) $\theta = 90^\circ$, 間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況	68
圖 4-27(b) $\theta = 90^\circ$, 間隙 $S=1\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況	68
圖 4-27(c) $\theta = 90^\circ$, 間隙 $S=2\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況	69
圖 4-27(d) $\theta = 90^\circ$, 間隙 $S=3\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況	69
圖 4-27(e) $\theta = 90^\circ$, 開放式時不同熱通量下氣泡情況	70
圖 4-28 $\theta = 0^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 兩端封閉與四端開放的池沸騰曲線	71
圖 4-29 $\theta = 90^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 兩端封閉與四端開放的池沸騰曲線	72
圖 4-30(a) $\theta = 0^\circ$ 四端開放加熱時液體補充情形	73
圖 4-30(b) $\theta = 0^\circ$ 兩端封閉加熱時液體補充情形	73
圖 4-31(a) $\theta = 90^\circ$ 四端開放加熱時液體補充情形	73
圖 4-31(b) $\theta = 90^\circ$ 兩端封閉加熱時液體補充情形	73
圖 4-32 $\theta = 0^\circ$, 本實驗與 Bergles[27]的池沸騰曲線	74

符號說明

符號	物理意義	單位
A	面積	m^2
D	直徑	m
T	溫度	$^{\circ}C$
L、Lc	長度或特徵長度	m
g	重力加速度	m/s^2
M	流體分子量	kg/kmole
ΔT	過熱度	$^{\circ}C$
Q	加熱量	W
q''	熱通量	W/m^2
$r_c、R_b$	氣泡半徑	m
k	熱傳導係數	W/mk
p	壓力	kpa
$h_{fg}、i_{fg}$	潛熱	kJ/kg
h	熱傳係數	W/m^2
G	mass flux	kg/m^2t
S	間隙大小	m
R	氣體常數	kJ/kg·K
Cp	定壓比熱	kJ/kg·K
Bo	Bond number = $\frac{s}{\sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_f - \rho_g)}}}$	無
Bl	Boiling number = $\frac{qL}{i_{fg}\rho_g sV}$	無

$$V = [gD \frac{(\rho_f - \rho_g)}{\rho_f}]^{1/2}$$

Nu	Nusselt number = $\frac{hL}{k}$	無
Pr	Prandtl number = $\frac{Cp\mu}{k}$	無
ρ	密度	kg/m ³
μ	黏滯係數	kg/m s
σ	表面張力	N/m
β	體積膨脹係數	1°C
ν	比容	kg/m ³
Θ	加熱面與水平之夾角	radian



下標

b: 沸騰熱傳，氣泡

c: 對流熱傳

cr: critical

f、l: 液態

g、v: 氣態

s: 起始沸騰

sat: 飽和狀態

sub: 次冷狀態

w: 壁面

∞ : 與氣泡溫度相對的飽和狀態

第一章 緒論

1.1 研究背景與目的

隨著半導體業的蓬勃發展，要求電腦的整體性能亦大幅的提昇。由於半導體製程技術不斷的升級，在縮小晶片體積與面積的同時，導線與電晶體數卻以倍數成長。電子元件的幾何尺寸縮小，增加訊號傳輸的速率，相對的增加內部電流傳輸的阻抗及功率的消耗，然而功率密度的增高，使得單位面積內的消耗功率與熱通量遽增。在朝向縮小微電子元件的幾何尺寸及提高工作效能這兩個前提之下，電子元件勢必面臨因高熱通量所導致的高溫，進而產生訊號干擾的問題。一般對於微電子元件冷卻的解決方法，主要以風扇與散熱鰭片產生強制空氣對流與原件做熱交換，但受限於氣體的熱傳係數較差，同時風扇本身會對元件訊號產生干擾，故傳統的空氣冷卻技術已無法滿足，所以應用介電液於電子元件散熱是一種較好的選擇。

介電液被利用在電子散熱方面主要原因為它是不起化學作用、無毒和極高介電性強度的液體。最早使用浸泡式冷卻方式的紀錄可以追溯到 1940 年代末期，應用在軍用電子系統，但直到西元 1980 年代人們才真正運用此技術來解決數位電腦所帶來高溫的問題，如超級電腦 Cray-2 與 ETA-10 皆以氟碳介電液 FC-77，利用局部沸騰造成的強制對流，改善系統的高溫問題。本論文是選用目前市面美商 3M 所開發出來的氟碳化合物 FC-72 作為工作流體，探討此種液體在核沸騰區域中的熱傳特性。

在許多高密度的平行印刷電路板之間和微小管道的散熱問題，屬於本論文所欲探討的狹窄空間的池沸騰機構，因為其熱傳現象不同於一般開放式的池沸騰機構，所以有進一步研究的必要。而空間間隙大小與加熱片角度是這個問題的兩大重要參數。如圖 1-1 即表示開放式沸騰、小間隙(四端開放)沸騰與小間隙(兩端封閉)沸騰的不同之處。開放式沸騰則是加熱面上方開放，讓氣泡自由脫離；小

間隙(四端開放)沸騰，則是上方為檔板，下方為加熱面，上下兩板平行，氣泡可以由四端開放處逸出；在小間隙(兩端封閉)的沸騰實驗中，我們在加熱面上方加上一檔板，其中兩端也有檔板擋住，氣泡可由其他兩端開放處逸出。

本論文的研究目的主要是探討 FC-72 在兩端封閉小間隙空間中的池沸騰熱傳特性，進而有效模擬電子原件微小化之後在小空間的散熱問題，並同時比較在不同間隙與不同加熱面角度的熱傳特性，如圖 1-2 所示，上檔板與加熱面的距離為 S ，加熱面與水平夾角 θ 分別為 $\theta = 0^\circ$ (水平)、 $\theta = 45^\circ$ 、 $\theta = 90^\circ$ (垂直)。

1.2 文獻回顧

1.2.1 沸騰曲線

1934 年 Nukiyama[1]以水平白金絲浸入水中加熱而做出熱通量 q'' 對過熱度 ΔT 的沸騰曲線圖，如圖 1-3 所示。沸騰曲線可分成四個區域：

(1)自然對流區：

液體在加熱表面的流體運動，因加熱造成密度差而引起自由對流。此時並無氣泡產生，即 a-b。

(2)核沸騰區：

當熱通量繼續增加到一定值時，金屬線表面便開始產生氣泡，並脫離表面消散於液體之中，此時的過熱度稱之為起始過熱度，即圖中 c。當熱通量不斷升高，氣泡迅速形成且快速升至液面而消失，我們稱之為核沸騰，即 d-e-f。在此區域中我們發現其熱傳效果大於自然對流區。當熱通量繼續升高，產生的氣泡幾乎覆蓋整個加熱表面而阻礙了新液體流入與加熱面接觸，此時若再繼續加熱，過熱度會突然跳升而使加熱原件燒毀，此點 f 被稱之為臨界熱通量(Critical Heat Flux，CHF)。

(3)不穩定薄膜沸騰：

此區域代表由核沸騰變至薄膜沸騰之一變遷區而且是不穩定的，此時加熱表面會被液體與氣體交替覆蓋，即 f-g。

(4)穩定薄膜區：

隨熱通量的增加，氣泡數量亦隨之增加，形成一覆蓋在液面上的蒸汽薄膜，進而使加熱面完全被氣膜覆蓋，即 g-h。

1.2.2 成核理論

沸騰起始於一個微小氣核的產生。液體相裡氣核的產生就是所謂的成核。一般氣泡的形成可分成兩類，一為均質成核，另一種則為非均質成核。所謂的均質成核即在沒有外加物質影響的成核稱之為均質成核 (homogeneous nucleation)。反之，有外加物質影響的成核現象，稱為非均質成核 (heterogeneous nucleation)。

(1)均質成核：

Volmer [2]利用典型的比例理論 (rate theory) 推測，若是要產生氣相的話，許多分子就需要有活化的能量 (activation energy)，這些帶有活化能的分子經由碰撞而結合成氣泡。根據這個理論發現純液體的成核會需要極高的過熱度，例如一大氣壓下的水就需要 50°C 的過熱度。

(2)非均質成核：

日常生活所見到的沸騰現象大多源自於外來物質影響成核，也就是所謂的非均質成核，這些外來物質通常來自於加熱表面或不凝結氣體。一加熱體表面或多或少會有一些凹穴或小瑕疵的存在，而這些凹穴中可能有一些不凝結氣體的存在，成為特定氣泡發生的地方，大幅降低成核所需要的過熱度。這點與均質成核在任何地方都可能形成氣泡的情況不同。

1.2.3 文獻回顧

積體電路日趨微小化，日前有研究指出，未來電子原件所散發出來的熱量將高達 $100\text{W}/\text{cm}^2$ ，且溫度也將高達 85°C [3,4]。電子元件密集度愈高，散熱成爲必須解決的問題，便指出了研究微小空間熱傳現象的必要性。

小間隙的池沸騰研究中有的改變加熱面形式，如平板式和管殼式，或者改變加熱片的表面結構，如平滑面、鰭片加強面或者表面粗糙度。當然加熱片角度的改變也是研究的重點之一。以下便是相關的研究文獻：

Isaacson[5]與 Katto[6]建立一套無因次參數關係式可以準確的預測小間隙沸騰的臨界熱通量何時發生，如下式所示：

$$\frac{q_{cr}/H}{\left[\sigma g (\rho_f - \rho_g) / \rho_g^2 \right]^{1/4}} = \frac{1}{4.59 + 0.11 (H/D)} \quad (1.1)$$

其中 H: 加熱面的長度 D: 間隙大小 q_{cr} : 臨界熱通量

Yao & Chang[7]以實驗檢驗垂直圓柱與圓筒之間的狹窄流道的池沸騰現象，並以 R-113, Acetone, 水爲工作流體，並以 Bond number 與 Boiling number 及間隙大小來比較熱傳效果的好壞，由其發布的結果可觀察得知與平板式的加熱片一樣，有一最佳間隙寬度存在，且將加熱面的沸騰現象分爲三個時期，如圖 1-4 所示：

(a) Isolated deformed bubbles。少數半球形狀的氣泡在加熱面的底部，通常發生在小間隙及低熱通量的情況下。

(b) Coalesced deformed bubbles。此時氣泡合併，形成蒸氣柱，沿著加熱面向上流動，通常發生在小間隙及中熱通量。

(c) Near-dryout and post-dryout condition。加熱表面部分乾涸

此時的熱通量非常接近臨界熱通量。

資料中並附有以 Bond number

$$Bo = \frac{s}{\sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_f - \rho_g)}}} \quad (1.2)$$

與 Boiling number

$$Bl = \frac{qL}{i_{fg} \rho_g s V} \quad (1.3)$$

其中 $V = [gD \frac{(\rho_f - \rho_g)}{\rho_f}]^{1/2}$ ，L:環狀流道長度，D:直徑

為變數而畫出的流譜圖。

Bar-Cohen[8]與Rohsenow 建立一套關係式來決定在自然對流時兩片垂直加熱板的最佳間隙(S_{opt})大小

$$S_{opt} = 1.169R^{-0.2} \quad (1.4)$$

其中

$$R = C_p \rho^2 \beta g q'' / (\mu L k^2)$$

L:平行於流動方向的加熱板長度

Fujita 等[9]以水為工作流體，間隙與加熱角度可變化的沸騰研究，兩平板之間亦有部分封閉或不封閉的邊界條件，加熱面與上檔板間隙為 S，加熱面與水平夾角分別為 90° 、 150° 、 175° 。研究發現當 $S = 5\text{mm}$ 、 2mm 時，兩端封閉的沸騰性能及熱傳效果和開放式並無明顯差異。 $S = 0.6\text{mm}$ 在低熱通量時，熱傳效果較開放式佳。 $S = 0.15\text{mm}$ 時，熱傳係數較開放式差。 $S = 5\text{mm}$ 、 0.6mm ， $\Theta = 150^\circ$ 時，沸騰曲線幾乎和開放式相同。 $S = 5\text{mm}$ ， $\Theta = 175^\circ$ 時，熱傳係數較 $\Theta = 90^\circ$ 佳。 $S = 0.6\text{mm}$ 時，熱傳效果在 $\Theta = 90^\circ$ 與 150° 時熱傳比在 $\Theta = 175^\circ$ 時佳。當 $S = 0.15\text{mm}$ 時，在三種角度下的熱傳效果皆比 $S = 0.6\text{mm}$ 時差，這說明了小間隙並非一定對熱傳效果有利，且在不同傾角下的沸騰曲線幾乎並在一起，顯示 $S = 0.15\text{mm}$ 時，核沸騰與傾斜角並沒有明顯關係。

Katto 等[10]以飽和水為工作流體，研究有限空間對核池沸騰的影響。加熱面為銅片，水平加熱，改變其間隙由 0.1mm~10mm。當間隙為 0.2~0.5mm 時其熱傳效果比開放式要來得好而當間隙大小為 2mm 時，其熱傳效果幾乎與開放式完全吻合。若間隙為 0.1mm 時，臨界熱通量反而會不在一個固定點。

Xia [11]以飽和 R-113 為工作流體，加熱面為垂直陶瓷平板附著一層氧化矽，研究間隙大小對池沸騰熱傳的影響。發現當間隙大於 3mm 時，流動方式類似在垂直管道向上流動的強制熱對流沸騰。當間隙小於 3mm 時，氣泡合併且加熱面被蒸氣和液體交互覆蓋，使熱傳效果較開放式的池沸騰佳，但臨界熱通量會降低。

Rampisela [12]以 R-113 為工作流體，銅片長度為 120mm，垂直矩形空間，不同間隙(1mm<s<5mm)情況下的池沸騰研究。將其分成三個區域：

1. Nucleate boiling with deformed bubbles。發生在低熱通量和大間隙的情況下，熱傳性能和開放式的不相上下。
2. Plug flow。發生在中熱通量和中間隙的情況下，氣泡合併現象和 Yao 等[7]定義的 coalesced deformed bubble 區域相似。
3. Annular flow。發生在高熱通量和小間隙的情況下。此時平板完全覆蓋蒸氣薄膜，使熱傳降低，和 Yao 等[7]定義的 dry-out 區域相似。

Rampisela[12]和 Yao 等[7]都是利用 Bond number 和 Boiling number 來定義沸騰現象。對於低 Bond number，因為間隙限制使得氣泡被壓縮，所以壓縮效應所造成的影響對池沸騰非常重要。對於高 Bond number，沸騰可視為開放狀態。J. Bonjour[13]等指出，不同的流道幾何形狀，Boiling number 也會不同。

Tingwei 等[14]以液態氦為工作流體，研究垂直狹窄流道的池沸騰現象。加熱面為不同長度的銅片(150mm、220mm)，間隙由 0.4mm~1.5mm。在相同過熱度下，狹窄流道的熱傳效果較開放式佳。間隙大小及加熱片長度都會影響熱傳效果，在低熱通量下，小間隙的熱傳效果較佳，加熱片長度較長者效果較好。

Misale 等[15]以垂直銅片分別在不同的工作流體(FC-72 與 HT-55)、與不同的間隙做池沸騰研究，文獻中提到在自然對流區時，當間隙越小，熱傳係數也隨之減小。而在核沸騰區時，間隙大小與熱傳係數卻成反比。

J. Bonjour 等[16]以 R-113 為工作流體，研究垂直狹窄空間的池沸騰現象。加熱面為銅片(120mm)，間隙由 0.5mm~2mm。實驗結果指出在低熱通量，間隙愈小熱傳效果愈好，在高熱通量時，間隙愈小熱傳效果愈差，且臨界熱通量也會降低。資料中並有以 Bond number 和 $\frac{q}{q_{crit}}$ (q :熱通量、 q_{crit} :臨界熱通量)為變數而畫出來的流譜圖。

Misale 等[17]以 FC-72 為工作流體，兩種不同深寬比的鰭片加熱面，在間隙大小 2mm 與 0.5mm 研究沸騰熱傳，實驗發現加熱面呈垂直時，間隙大小對沸騰熱傳無太大影響，而加熱面為水平時，小間隙會對沸騰熱傳有負面影響，且臨界熱通量也會下降。

陳文忠[18]以 FC-72 在一大氣壓下光滑銅片為加熱片，進行兩平板間小間隙池沸騰實驗，其加熱面相對於水平角度有 0° 、 45° 及 90° 三種，間隙大小則由 0.5 mm 至 2.0 mm。實驗發現在小熱通量時，小間隙會增強熱傳係數（相對開放式的而言），尤其是間隙 0.5 mm 更為明顯。間隙對水平加熱的臨界熱通量有嚴重的抑制效果。有間隙時幾乎無法判斷何時為起始過熱度，也觀察不到遲滯現象。

李俊賢[19]以 FC-72 為工作流體，在一大氣壓下，兩平行板間四端開放的增強池核沸騰實驗。利用兩種不同的加熱面，光滑面與鰭片面，並且改變間隙 S 與加熱角度，即 $S=0.25\text{mm}$ 至 3mm ，而加熱角度分別為垂直與水平，以觀察不同加熱表面在不同間隙與加熱角度下的起始過熱度、核沸騰熱傳與臨界熱通量的差異。實驗結果顯示，小間隙(0.5mm)可以增強小熱通量時的熱傳係數，但當間隙小至接近氣泡脫離加熱表面尺寸(0.25mm)時，熱傳係數反而降低。在水平加熱時，直到間隙為 3mm 時臨界熱通量才接近開放式。在垂

直加熱時，對兩種加熱面而言，其中間隙 2mm 才是最佳熱傳性能間隙。另外，鰭片加熱面在任何相同角度、相同間隙的條件下實驗，其臨界熱通量與熱傳係數皆比光滑面高約 2 倍。



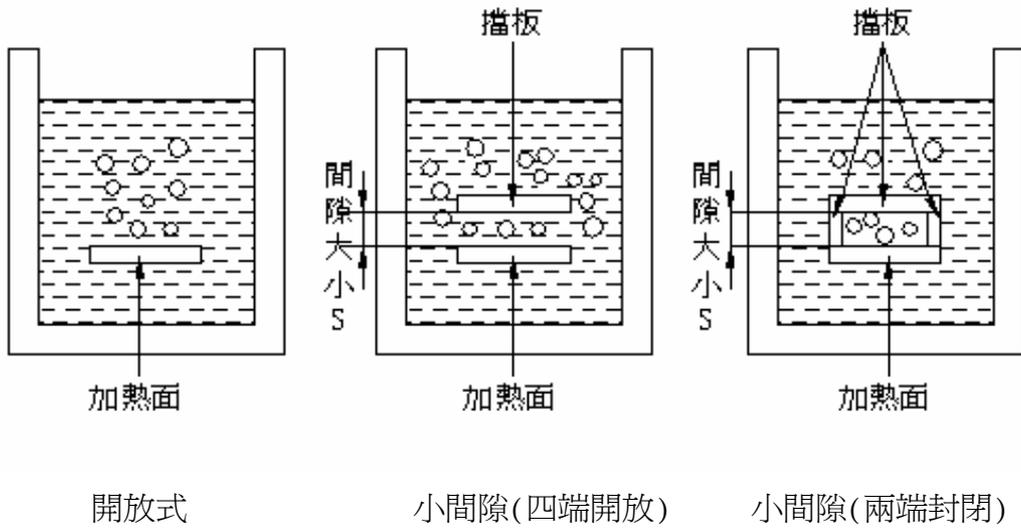


圖 1-1 開放式、小間隙(四端開放)、小間隙(兩端封閉)池沸騰差異

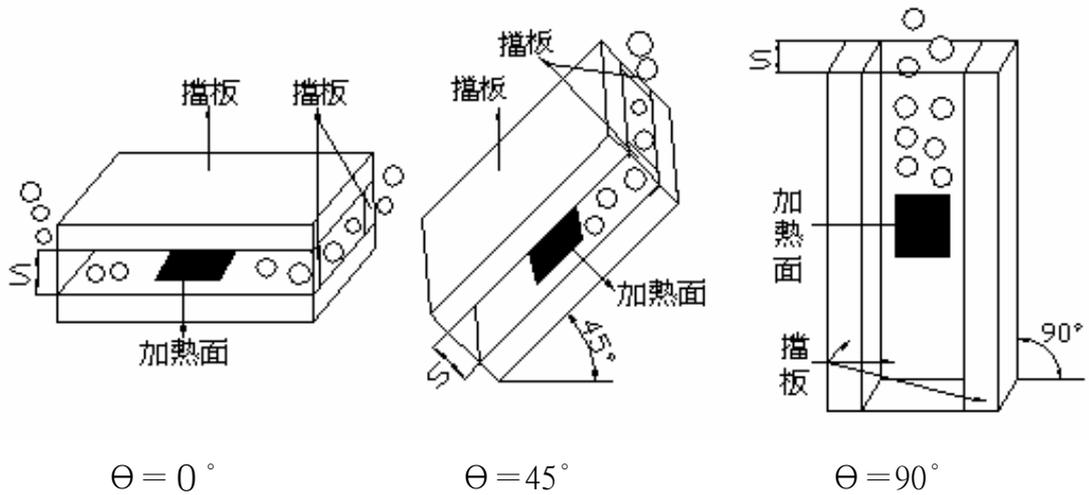


圖 1-2 不同加熱面角度的示意圖

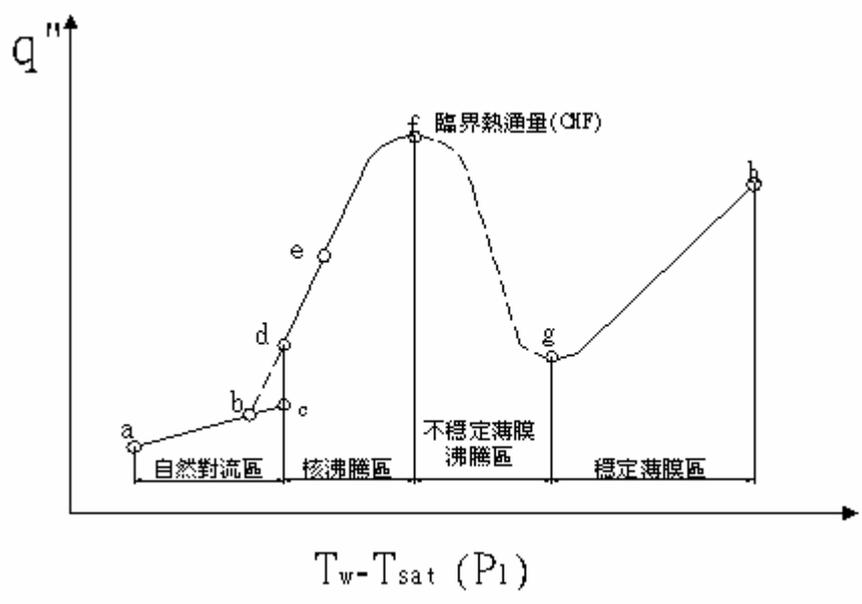
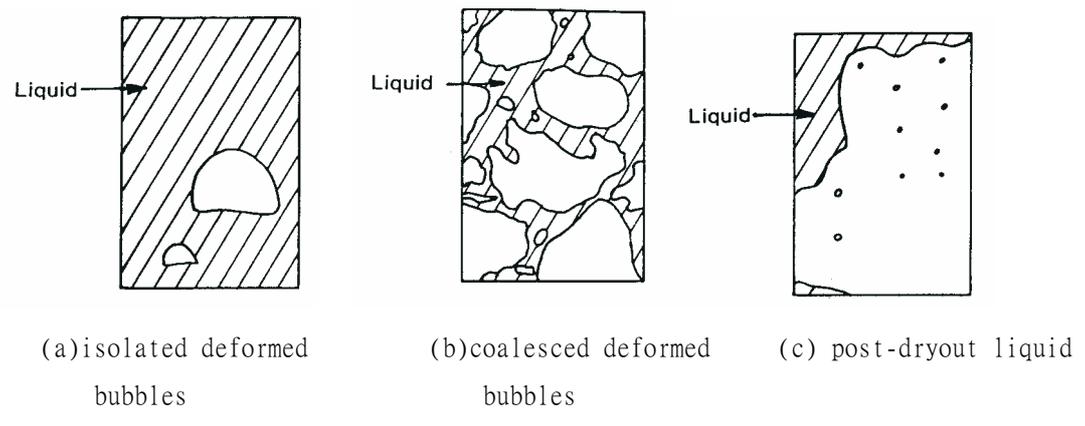


圖 1-3 池沸騰曲線圖



1-4 狹窄空間中的沸騰現象[7]

第二章 池沸騰重要參數與理論分析

池沸騰是一種沒有強制對流的沸騰現象，具有很高的熱傳遞係數，以水為例，其熱傳遞係數可高達 $4000\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ，而且其熱傳遞係數隨著熱通量或表面過熱度的增加而增加。

分析池沸騰現象的特性，為此工作流體的池沸騰曲線，相關的重要參數為工作流體的熱物理特性與加熱系統參數效應，如不溶解氣體含量、加熱表面粗糙度、加熱表面傾斜角、系統壓力、加熱面指向等。

You 等[20]探討不溶解氣體對高潤濕流體 FC-72 於池沸騰中的影響發現，當不溶解氣體含量少於 $0.0025\text{ moles}/\text{mole}$ 時，則對起始沸騰並無太大的影響；但不溶解氣體含量若高於 $0.0056\text{ moles}/\text{mole}$ 時，則對起始沸騰有影響。

一般而言，越粗糙的表面提供更多的表面凹穴，有更大的潛能形成更多的活化核孔穴，因此起始沸騰過熱度越低，核沸騰的熱傳能力亦越高。

Anderson 等[21]用介電液 FC-72 對三種不同表面處理的銅片($12.7\text{mm} \times 12.7\text{mm}$)做池沸騰熱傳分析，其三種不表面處理的銅片分別為：

- (1) 用噴砂及氣體沉積方式改變粗糙度。
- (2) 表面延伸出的微鰭結構。
- (3) 0.3mm 人工成核孔穴群。

實驗結果發現，增加表面粗糙度會使沸騰現象較早發生，而減少遲滯現象；表面微鰭增強結構能明顯增強熱傳；表面鑽孔的銅片會使核沸騰區域的過熱度變小及提高臨界熱通量。

加熱表面的傾斜角，對池沸騰亦有顯著的影響。Fujita 等[22]以多孔性和光滑平板進行池沸騰實驗，平板以水平、 45 度角、垂直三個方式擺設。結果發現垂直光滑板熱傳最好，水平方向最差。Nishikawa 等人[23]有系統的探討加熱表面傾斜角對池沸騰的影響。文中提到傾斜角越大，其池沸騰越早發生，起始過熱度越

小，池沸騰的熱傳係數也最高。但到高熱通率時，不同的傾斜角的沸騰曲線又合併在一起，顯示高熱通量核沸騰與傾斜角沒有明顯的關係。

系統壓力會透過其對飽和態液體與蒸汽性質的效應而影響池沸騰熱傳。隨著工作壓力的升高，起始沸騰所需的過熱度會隨之減少。而臨界熱通量亦會隨著壓力的上升而變動，這是因為氣體和液體產生相變化所造成的。You 等人[24]於 1990 年利用二氧化矽表面於工作流體 FC-72 裡進行池沸騰實驗時發現，當壓力升高到 56kPa 時，起始沸騰所需要的過熱度約降低了 5°C。

工作流體的熱物理特性與加熱系統參數效應影響下列池沸騰現象的三種特性：

- (1) 起始過熱度 ΔT_s
- (2) 核沸騰區的熱傳係數
- (3) 臨界熱通量

2.1 起始過熱度 ΔT_s

流體由自然對流的單相熱傳轉變為核沸騰的兩相熱傳，在這個狀態點下，加熱面溫度 T_w 與液體飽和溫度 T_{sat} 的溫度差稱為起始過熱度 ΔT_s 。因為沸騰之後氣泡脫離加熱表面順便帶走熱能而使過熱度突然降低，這個行為稱為溫度超越 (Temperature overshoot)。

流體其起始過熱度並非一定值，從 You 等[25]所發表的資料中可看出 FC-72 的起始過熱度分布於 19.2°C 到 50.5°C 之間，如圖 2-1 所示。

Bergles 等[26]用多孔性物質覆蓋成的熱傳加強管和光滑管比較，分別在水、R-113 中進行池沸騰測試。結果發現 R-113 的池沸騰遲滯現象與水比較，明顯高出許多。作者解釋為加熱表面與兩種流體的接觸角不同的緣故。Guglielmini 等[27]利用鰭片結構表面在 HT-55 介電液中做沸騰實驗。結果發現，開放式比小間隙(四端開放)有溫度超越的遲滯現象，尤其水平加熱時更為明顯。

2.2 核沸騰區的熱傳係數

爲了解核沸騰區的高熱傳機制，過去數十年來學者嘗試提出不同的模式解釋：

Rohsenow[28]主張氣泡脫離表面時產生的擾動是池沸騰高熱傳遞係數的主

因；因此，他選擇氣泡離開表面的直徑爲特徵長度，即 $L_c = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}$ 。發

展出一套關係式

$$\left(\frac{C_{p_l} \Delta T_{sat}}{i_{lv}} \right) = C_{sf} \left[\frac{q''}{\mu_l i_{lv}} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \right]^{0.33} \left[\frac{C_{p_l} \mu}{k} \right]_l^{m+1} \quad (2.1)$$

C_{sf} 隨不同的表面加工而異，如果工作流體爲水，則 $m=0$ ，若爲其他流體，則 $m=0.7$ 爲常數值。顯示熱通量或熱傳遞係數與表面過熱度有強烈的關係，是池沸騰熱傳重要的特質之一。氣泡的脫離直徑亦與重力及氣泡內的氣壓有關，當加熱面傾斜時，氣泡直徑通常會較水平加熱面時的氣泡直徑大。觀察 Rohsenow 的池沸騰熱傳公式可知當其他條件不變，而氣泡脫離直徑變小時，熱傳係數會增加，但在傾斜加熱面的情況中，單純考慮氣泡大小是無法得到全面性瞭解，因爲氣泡在平行於加熱面上的滑動將使情況更形複雜，而加熱面的長度（氣泡滑行方向）與寬度亦有重要影響，

Mikic[29]等以單一成核址爲考慮的模式，假設蒸氣與液體的互換爲核沸騰主要的沸騰熱傳機制。即當一個氣泡長大脫離熱表面之後，氣泡的尾流將帶著熱邊界層的液體遠離，主流冷液體則填補氣泡離開留下的位置。主流冷液體與熱表面接觸後，接觸表面的熱量將以暫態熱傳導的方式傳給新接觸的主流液體，使其溫度上升、成核、氣泡成長再脫離，而將表面的熱量帶給主流的液體，並開始另一個循環。在氣泡影響不到的區域，仍以單向的自然對流將熱從表面傳至主流液體。

單獨討論間隙大小對核沸騰區熱傳影響，Gjerkes 等 [30]以雷射加熱的方式

產生特定位置的氣泡，流體為飽和水，一次僅研究兩個氣泡間的距離對熱傳係數的影響，實驗發現距離越大，熱傳係數會較高。Bonjour 等 [31]在加熱片上製造成核孔穴，用以觀察氣泡生長、合併與熱傳的關係，結果發現成核孔穴較為密集時，氣泡的合併會增加微液膜的範圍，而熱傳係數相應增加，但成核孔穴的間距較大時就沒有氣泡合併的現象，熱傳效果卻較成核孔穴間距小者為高，若間距增大，則熱傳係數又再次降低，作者認為在氣泡脫離時，會將附近的流體帶起，這個範圍稱為影響區域，示意圖見圖 2-2，當影響區域互相相切時，熱傳係數最好，反之若重疊，或相距太遠，熱傳係數便下降。

2.3 臨界熱通量

Watwe[32]以 FC-87 為工作流體，在 1996 年推導出臨界熱通量的關係式：

$$CHF = \left\{ \frac{\pi}{24} h_{lv} \sqrt{\rho_v} [\sigma_f g (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \right\} \left\{ \frac{t_h \sqrt{\rho_l c_h k_h}}{t_h \sqrt{\rho_h c_h k_h} + 0.1} \right\} \left\{ 1 + [0.3014 - 0.01507 L'(P)] \right\} \left\{ 1 + 0.03 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.75} \frac{c_l}{h_{lv}} \right] \Delta T_{sub} \right\} \quad (2.2)$$

其中 L' 定義為

$$L' = L \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma_l}} \quad ; \quad L \text{ 為加熱面長度} \quad (2.3)$$

等號右邊第一個大括號是 Kutateladze-Zuber 關係式[33]，其適用於一無限大水平平板之臨界熱通量，而第二與第三大項則是包含了加熱片的物理性質和長度對臨界熱通量的影響，最後一項則是考慮次冷度對臨界熱通量的影響。

水平加熱板的臨界熱通量已有大量的研究，至於垂直加熱的臨界熱通量則 Monde 等[34]分別以 R113 和水為工作流體，將不鏽鋼絲及不鏽鋼板加熱。結果發現不鏽鋼絲（線徑 0.5~2.0mm）的臨界熱通量可依 Bond number 分為兩個區域。Bond number 的定義如下

$$Bo = \frac{L^2}{\left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]} \quad (2.4)$$

L 是加熱絲或加熱版在與水平垂直方向的長度。

利用無因次參數 Ku (Kutateladze number)則定義為

$$Ku = \frac{\left(\frac{q_c''}{\rho_v h_{fg}} \right)}{\left[\frac{\sigma g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}}} \quad (2.5)$$

q_c 即為臨界熱通量，將寬度介於 5-7mm 的平板分為兩個區域

$$Ku = \begin{cases} \frac{0.35}{L^{\frac{1}{4}}} & \text{for } Bo < 30 \\ 0.18 & \text{for } Bo \geq 30 \end{cases} \quad (2.6)$$

這顯示池沸騰中垂直加熱的熱傳效果隨長度增加而遞減，直到某一定值，但當加熱板寬度為 30mm 時，其熱傳效果低於加熱板寬度為 5~7mm 時的結果，作者將這個現象解釋為當加熱板寬度較小時，氣泡一旦脫離，液體可從四面八方補充至加熱面，如圖 2-3a 所示，當寬度增加時，位於接近中央位置的氣泡一旦脫離，補充液體將為周圍的氣泡所阻，降低熱傳效果，如圖 2-3b 所示。

Gu 與 Lu [35]將池沸騰熱傳好壞與否的因素簡化為三項：

- (1) 氣泡的出現率，與工作流體的熱傳導係數 k 成正相關，而與工作流體由液體轉變為氣泡時焓的值 (Enthalpy) 的改變 Δh 成負相關，所以 ($k / \Delta h$) 可用以預測氣泡的出現率。
- (2) 氣泡的脫離率，與氣泡及流體的密度差 $\Delta \rho$ 成正相關，而與表面張力 σ 成負相關，所以 ($\Delta \rho / \sigma$) 可用以預測氣泡的脫離率。
- (3) 氣泡的上升速度與密度差 $\Delta \rho$ 成正相關，而與液體黏滯阻力係數 μ 成負相關，故 ($\Delta \rho / \mu$) 可用來預測氣泡的上升速度。

作者認為熱傳應與以上三項及過熱度 ΔT 成正比，因而得到

$$q'' = \frac{k\Delta\rho\sigma^3(\Delta T)}{(\Delta h)\mu^4} \quad (2.7)$$

將計算結果與 R113 的實驗結果加以比較可得如圖 2-4 所示，由圖中可觀察到預測出的結果有最大值，雖大小差距頗大，可是形狀相似，預測最大熱通量會在過熱度 $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ 。



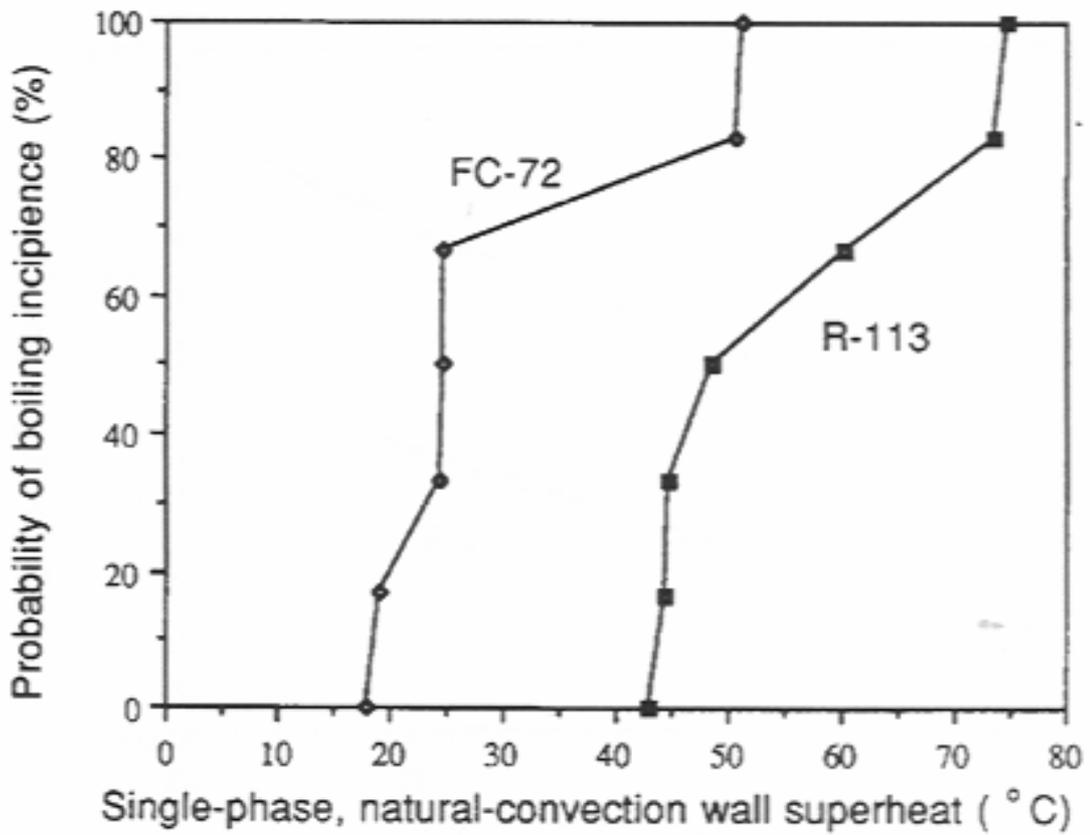


圖 2-1 FC-72 與 R113 的起始過熱度分布 [25]

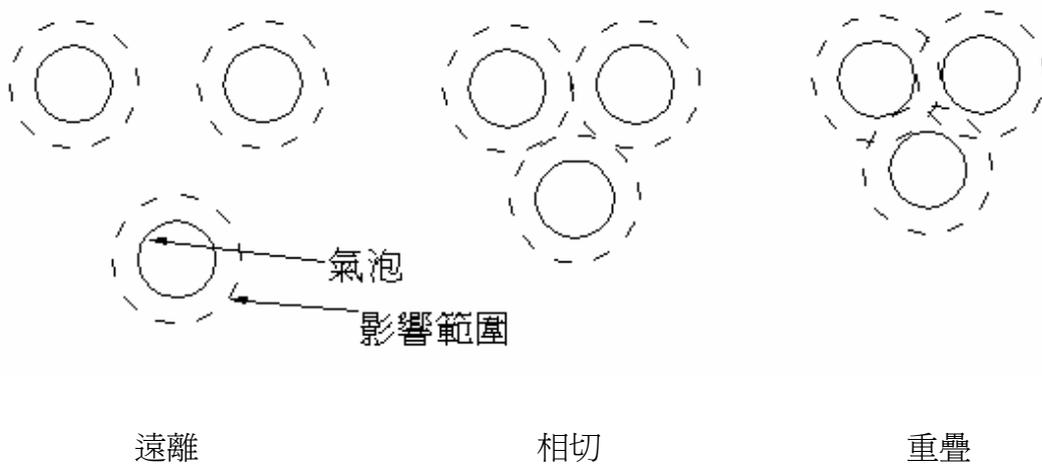


圖 2-2 氣泡之間的關係

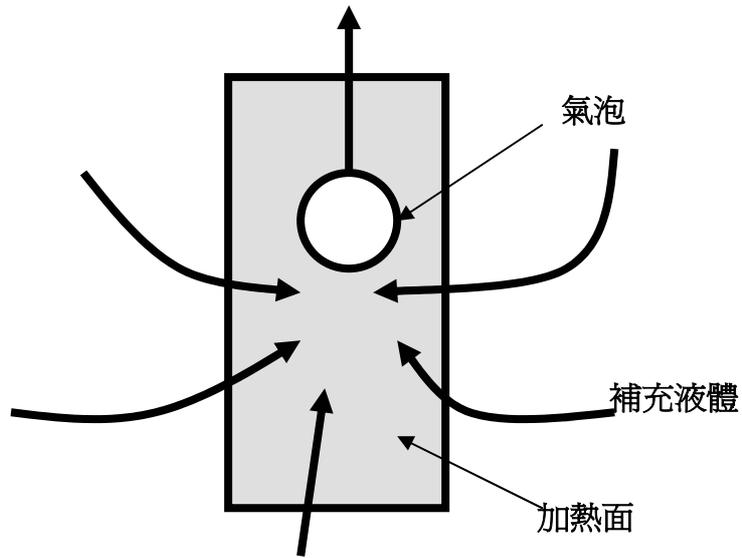


圖 2-3a 窄加熱板

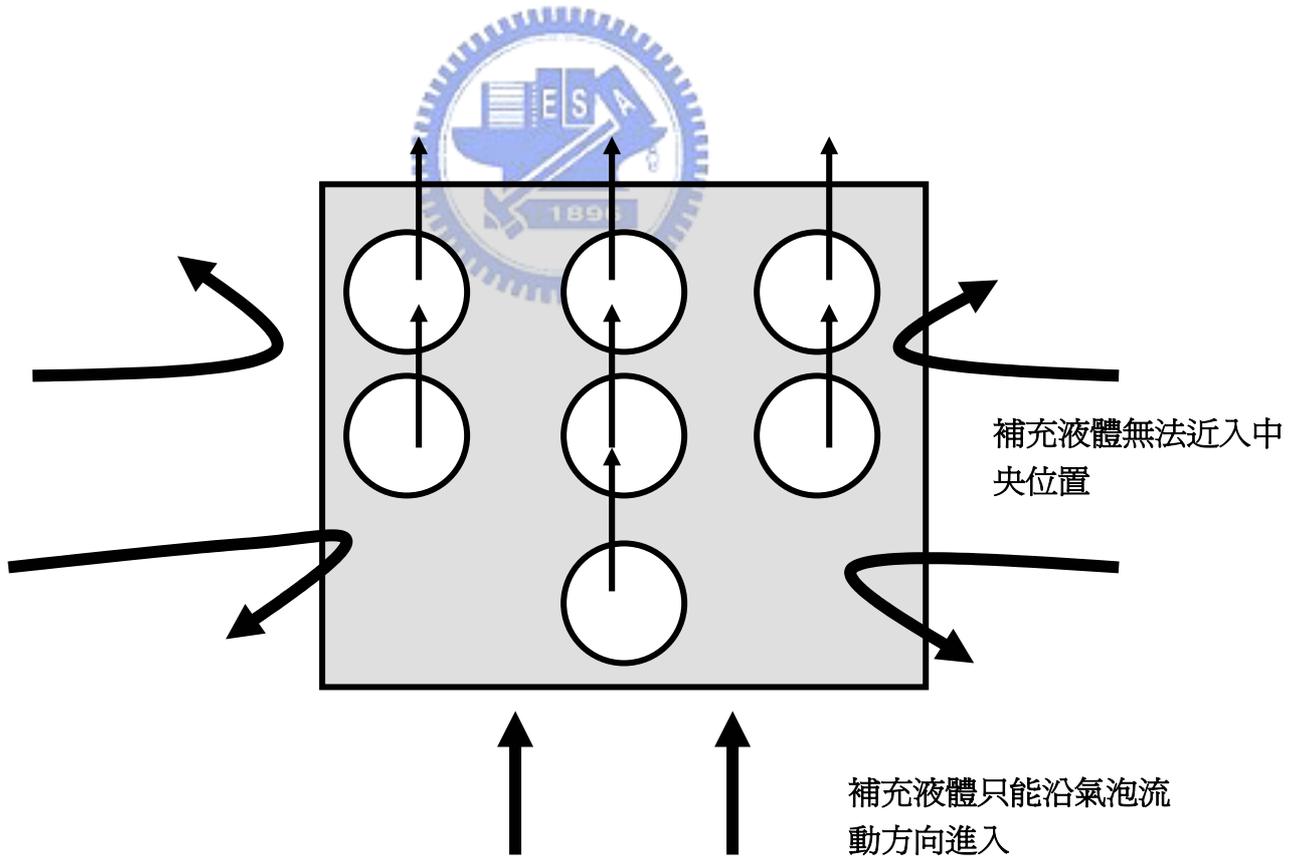


圖 2-3b 寬加熱板

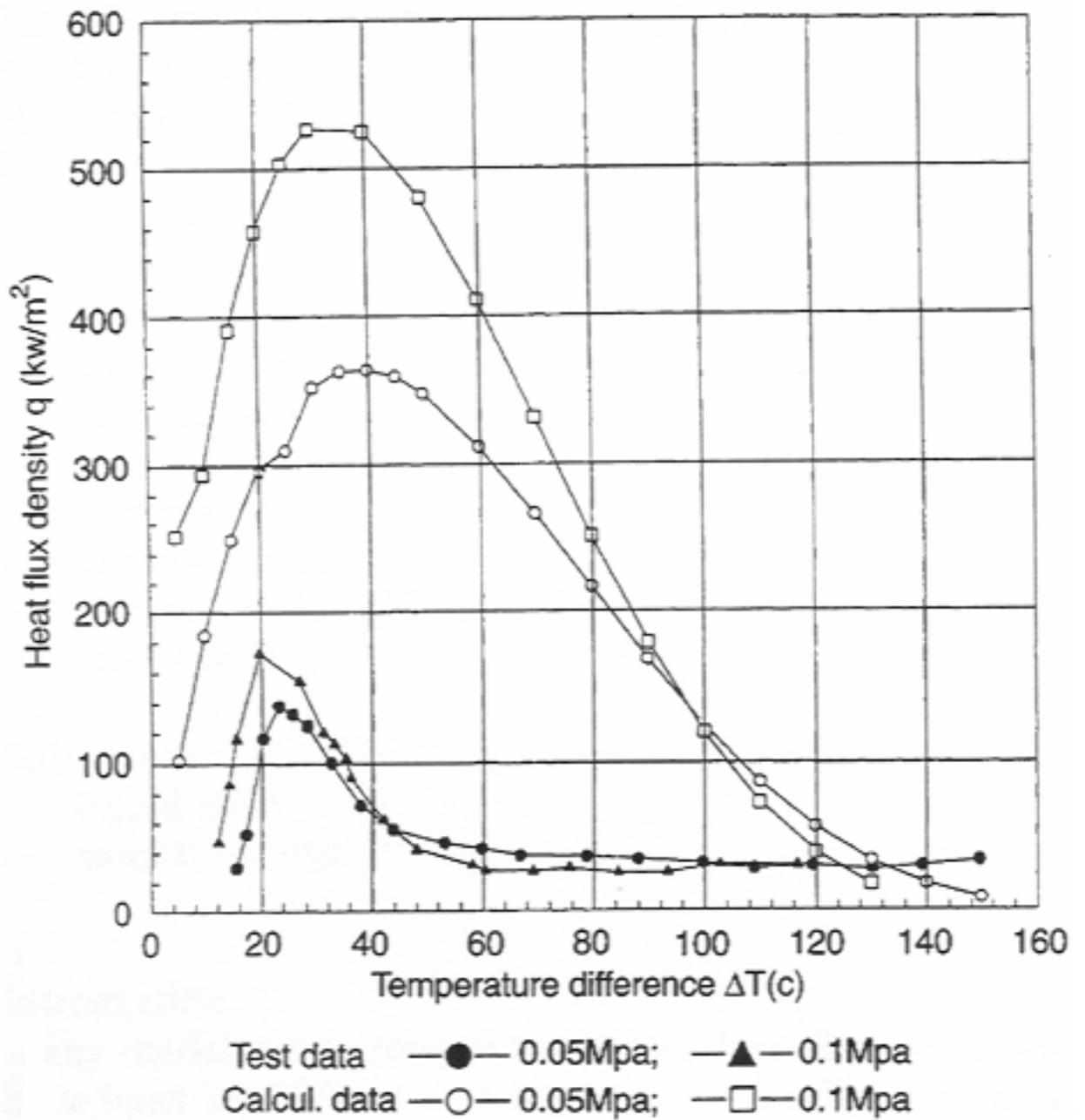


圖 2-4 R113 的沸騰曲線，計算與實驗 [35]

第三章 實驗設備與方法

3.1 工作流體性質

本研究所使用的工作流體為介電液 FC-72，FC-72 為 3M公司所生產的過氟碳化合物（Perfluorocarbon Fluid）系列，其化學式為 C_6F_{14} ，是一種不可燃，不具毒性的惰性液體，在一大氣壓下的沸點為 $56.6^{\circ}C$ ，臨界溫度為 $178^{\circ}C$ ，介電強度為 2.54mm可達 42KV，但是不溶解氣體的含量高達 48(ml gas/100ml liquid)。FC-72 在一大氣壓下的各項熱物理性質整理於表 3-1，[36]。

3.2 介電液 FC-72 池沸騰熱傳測試實驗設備

本實驗為狹窄矩形空間中的池沸騰研究，整個實驗系統由加熱系統、測試容器、除氣系統、環控恆溫系統及數據擷取系統五大部分組成，如圖 3-1 所示。以下是各部分的說明。



(1) 加熱系統

本實驗所使用的加熱裝置由一組測試片、電加熱片、絕熱覆板與絕熱基座所組成。

測試片如圖 3-2 所示。銅片面積為 $10\text{mm} \times 10\text{mm}$ 厚度 2mm，利用細砂紙將其表面磨至光滑明亮。距表面 1mm，加熱片中心線上下各 1.4mm 處，埋直徑 0.5mm T-type 熱電偶，而且取兩根熱電偶的平均值，藉以推導測試片表面溫度。熱電偶量到的溫度 T_i 須要以傅立葉（Fourier）一維熱傳導定律修正至測試片表面溫度 T_w

$$T_w = T_i - \frac{QL}{kA} \quad (3.1)$$

其中 L 為熱電偶至測試板面的距離。

而在測試片周圍我們加了一個絕熱覆板作為絕熱，絕熱覆板為 $50\text{mm} \times 30\text{mm}$

×2mm 之電木（熱傳導係數 $0.23\text{W/m}\cdot\text{k}$ ），並且利用塑膠螺絲把測試片、電加熱片與鐵氟龍絕熱基座緊密結合，減少實驗上的熱損失誤差。

加熱片為面積 $10\text{mm}\times 10\text{mm}$ 的鎳鉻絲電阻片。加熱電源則由一功率可達 150W 的直流電源供應器提供，供應輸出電壓範圍為 $0\sim 30$ 伏特、電流為 $0\sim 5$ 安培。

加熱片下墊有一塊鐵氟龍，鐵氟龍的熱阻極大（熱傳導係數 $0.35\text{W/m}\cdot\text{k}$ ），可減少下方的熱損失。在加熱片下方挖有一面積 $13\text{mm}\times 13\text{mm}$ ，深度 1mm 的溝槽，如圖 3-3 所示，並塗以耐熱膠 Omegabond 600（熱傳導係數 $1.4\text{W/m}\cdot\text{K}$ ，最高工作溫度 1427°C ），主要是因為鐵氟龍無法耐太高的溫度，故以 Omegabond 600 保護。

整個加熱裝置與測試容器結合的方式如圖 3-4 所示，圖 3-5 為加熱裝置示意圖，由四根螺絲與兩端壓克力來調整測試片與上方平板之間的距離 S ，平板的材質為壓克力，而加熱面除了的水平式以外，另外還有垂直式及與水平夾角 45 度如圖 1-2 所示，可供比較在不同的加熱角度下的池沸騰現象。

(2) 測試容器

容器內徑為 30cm 、壁厚 3mm 、高 20mm 的不鏽鋼圓筒製成，在前端與側面各裝有一個直徑 10cm 、厚 10mm 的強化石英玻璃視窗，可以用來觀察實驗進行狀況，而容器上方的圓蓋與容器之間的接合部分，則夾擠 VITON 的 O 型環，其材質有抗腐蝕的特性，O 型環用來防止 FC-72 的洩露。容器內插入二支電阻為 200 歐姆的 PT200 型電阻式測溫器（RTD），用來測量液面下液體與液面上蒸汽的溫度。另外還有一支電子式壓力轉換器，壓力感應範圍為 $1\sim 4$ 個大氣壓，由一電源供應器供應直流電，當感應到壓力時即輸出 $1\sim 5$ 伏特的電壓，經由校正曲線即可換算出壓力，用以確定容器內的壓力為所要求的飽和壓力。此外我們在測試容器裡加裝一組冷凝盤管，冷凝盤管外側銜恆溫水槽，用以冷卻容器內 FC-72 的蒸汽，以為維持容器內恆定壓力。

(3) 除氣系統

由於介電液 FC-72 在常壓下對空氣的溶解度甚高，所以我們在做實驗之前必須要進除氣動作，以去除容器內的不凝結汽。在實驗時，我們利用容器外圍電加熱絲加熱使介電液沸騰，使介電液蒸汽與空氣直接上升至冷凝器並與一冷卻系統作熱交換，凝結成液體後回到測試容器。介電液蒸汽在管道中流動時，由於遠離加熱源，且 FC-72 在一大氣壓下的凝結溫度為 56.6°C ，遠高於不凝結氣（空氣）的凝結溫度，因此 FC-72 大部分在冷凝器裡皆凝結成液體，不凝結的空氣則從積存容器的排氣孔排出，雖然仍有少量 FC-72 會隨著排出，但已達到去除不凝結氣的目的。

(4)環控恆溫系統

環控恆溫系統為一長 2m、寬 0.7m、高 1m 的環控箱，溫度控制範圍為 30°C 至 120°C 。當測試容器置於環控箱內時，可用以控制測試容器外的環境溫度，使得測試容器內外的溫度均達到 FC-72 的飽和溫度 56.6°C ，這樣一來可避免測試容器與環境溫度相差太大而造成測試系統不穩定。

(5)數據擷取系統

實驗的數據擷取由 YOKOGAWA DA2500E 記錄器與一台 586 個人電腦組成，DA2500E 可將量取到的溫度與壓力轉換成電壓，再經 GB-IP 界面卡與電腦連線，再經由程式轉換，直接在電腦螢幕上顯示測試片表面的溫度、測試容器內的壓力及介電液的溫度。

輔助系統 – 真空幫浦

在實驗進行前，我們為了使不凝結氣減至最低，所以必須先用真空幫浦將測試容器內的氣體抽出。本實驗室所使用的真空幫浦為 ULVAC 的 YTP-150M 型，是由油轉式幫浦（Oil Rotary Pump）與渦輪分子幫浦（Turbomolecular pump）兩部分所組而成。前者為前置幫浦，除氣速度為每秒 100 升，將系統抽至 10^3 torr 後，再開啓渦輪分子幫浦，以每秒 160 至 190 升的速度除氣，本實驗的要求抽到 10^5 torr。

3.3 實驗方法

本實驗所須觀察量測的變數為加熱片的表面溫度與熱通量。直流電源供應器來控制加熱片熱通量並以兩根熱電偶來量測表面溫度。而加熱片的角度與間隙大小則為控制變數。測試容器內介電液的溫度和環境溫度與氣泡的成長及擾動均為測量與觀察的重要項目。

實驗步驟則如下所述：

(1) 清洗與測漏

首先將實驗容器與冷凝器以丙酮重複清洗，細小部分則拆卸下來以超音波清洗。清洗完畢，再將調整好角度 Θ ($\Theta = 0^\circ$ 或 $\Theta = 45^\circ$ 或 $\Theta = 90^\circ$)與間隙大小 S 的加熱裝置裝進測試容器，將系統的接合部分鎖緊，灌入高壓氮氣使系統壓力高達絕對壓力 10 個大氣壓，由壓力計量取系統壓力，過 24 小時後再觀察壓力有無變化，確定沒有洩露後放掉氮氣。

(2) 抽真空

用真空幫浦將系統抽至 10^{-5} torr。

(3) 灌入 FC-72。

FC-72 的液面高度必須與加熱片高度差 70~80mm，以避免氣泡脫離表面後造成液面擾動進而影響實驗準確性。

(4) 排除不凝結氣

利用環控箱對測試容器加熱，使環控箱內溫度高於 FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度 56.6°C ，大約為 70°C ，到達設定溫度後即進行排氣，直到顯示溫度與飽和溫度相差在 0.1°C 以內，不凝結氣的影響即可忽略。

(5) 打開電源供應器，對測試片加熱，並使電壓與電流緩慢上升至額定值，以遞增熱通量的方式進行池沸騰實驗，到達臨界熱通量時，將電壓與電流緩慢下降至至額定值，再以遞減熱通量的方式進行池沸騰實驗。

(6) 當系統到達穩態後，記錄測試容器內的溫度、壓力、電源供應器輸出

的電壓、電流及測試片表面溫度，註明加熱片角度與間隙大小，並且從視窗觀察池沸騰現象並予以拍照。

- (7) 每當完成一次實驗後將所有電源關閉，取出加熱裝置，經 18~24 小時後再進行下一次時驗，主要目的是排除測試片的殘餘熱量。

3.4 不準度分析

量測測試片表面溫度的熱電偶，其誤差範圍為 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ ，量測測試容器內溫度的電阻式測溫器 (RTD) 約有 $\pm 0.05^{\circ}\text{C}$ 的誤差範圍，壓力計則 $\pm 0.05\text{kpa}$ 。電源供應器的電流誤差範圍為 $\pm 0.01\text{Am}$ ，電壓誤差範圍為 $\pm 0.1\text{Volt}$ 。不準度的分析方法請詳見附錄及文獻 [37]。表 3-2 為本實驗的最大不準度。

3.5 熱損失實驗

由於測試平板無法達到完全絕熱的效果，所以實驗過程中電源供應器所提供的加熱量並非全數傳至測試平板，因此為了正確的知道真正的熱通量，必須以實驗找出在某一電源供應器所提供的加熱量 Q_{total} 時，有多少熱量沒有傳到測試平板， Q_{loss} ，量測方式為在鐵氟龍正中央埋設一根 T-Type 的熱電偶而量出溫度 T_1 ，而另有兩根熱電偶以第一根熱電偶為中心分別向側面及底面延伸 L_{12} 及 L_{13} ，如圖 3-6 所示，而所量測到的溫度分別為 T_2 與 T_3 ，假設 T_1 分別與 T_2 ， T_3 成線性分布，因此可用傅立葉熱傳導定律求得熱損失，例如四個側面的熱損失為

$$Q_{\text{side}} = 2k_t(A_{\text{side1}} + A_{\text{side2}})\left(\frac{T_1 - T_2}{l_{12}}\right) \quad (3.2)$$

底面的熱損失為

$$Q_{\text{bottom}} = k_t A_{\text{bottom}} \frac{T_1 - T_3}{l_{13}} \quad (3.3)$$

其中 k_t 是鐵氟龍的熱傳導係數， A_{side} 與 A_{bottom} 分別為每個側面與底面的面積，如果

忽略加熱平板側面的熱損失，則總熱損為

$$Q_{\text{loss}} = Q_{\text{side}} + Q_{\text{bottom}} \quad (3. 4)$$

由此可統計出在各加熱量 Q_{total} 時的熱損失比例 $Q_{\text{loss}} / Q_{\text{total}}$ 。



Properties	FC-72
Average Molecular Weight	340 kg / kmole
Critical temperature , T_{crit}	178°C
Saturation temperture , T_{sat}	56.6°C
Density of liquid , ρ_l	1600 kg / m ³
Density of vapor , ρ_v	13.39 kg / m ³
Heat of vaporization , h_{fg}	94790 J / kg
Thermal conductivity of liquid , k_l	0.0538 W / m • k
Specific heat of liquid , C_{p_l}	1102 J / kg
Thermal diffusivity of liquid , α_l	3.064 ×10 ⁻⁸ m ² /s
Kinematic viscosity of liquid , ν_l	2.729 ×10 ⁻⁷ m ² /s
Prandtl number of liquid , Pr_l	8.900
Coefficient of thermal expansion of liquid , β_l	-0.001639K ⁻¹
Surface tension of liquid , σ_l	0.008348 N/m
Dielectric constant , 25°C (1KHz)	1.76
Dielectric Strength , KV (2.54mm gap)	42
Solubility of Air (ml gas/100ml liquid)	48

表 3-1 介電液 FC-72 於一大氣壓下的基本性質[36]

	誤差範圍	實驗最小值	最大不準度
電流	± 0.01	0.12	8.33%
電壓	± 0.1	0.8	12.5%
熱通量		0.084	15%
過熱度	± 0.05	1.32	3.8%
加熱面面積	± 0.05		0.7%
熱傳係數 (kW/m ² K)			15.5%

表 3-2 實驗最大不準度

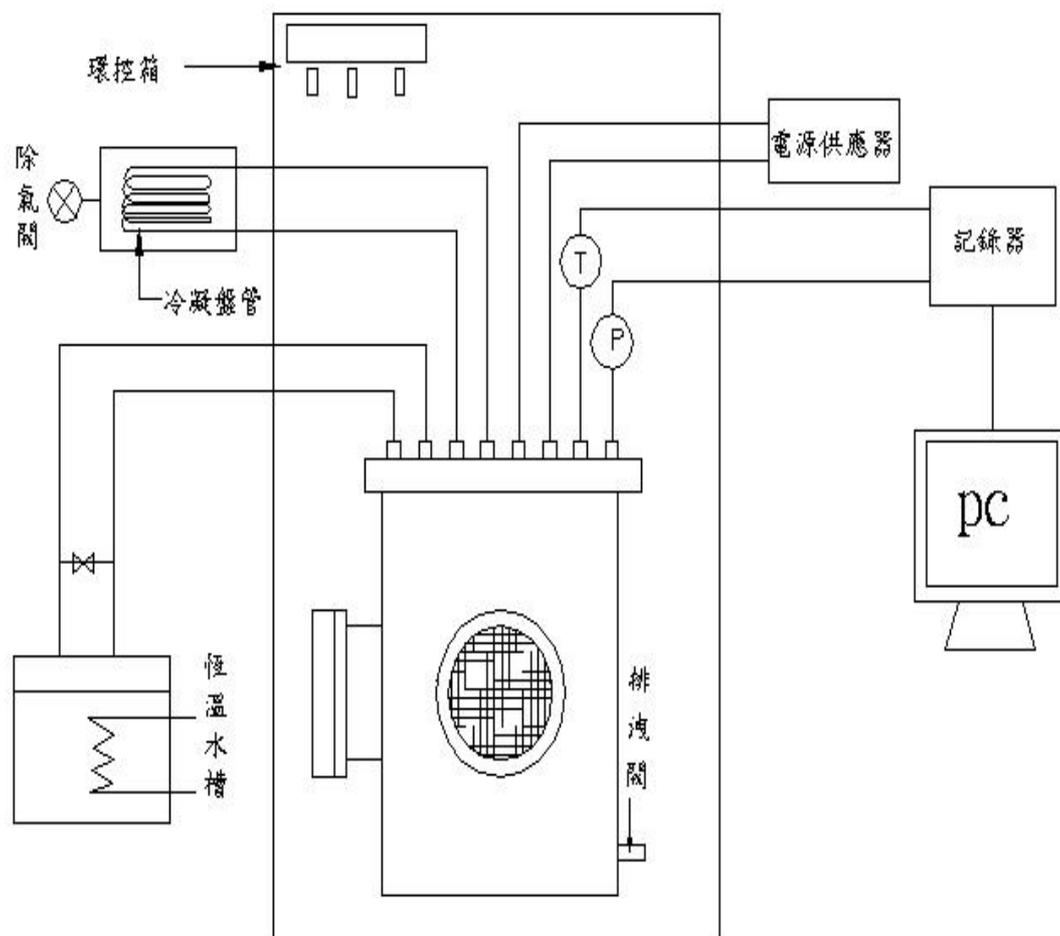


圖 3-1 池沸騰設備系統示意圖

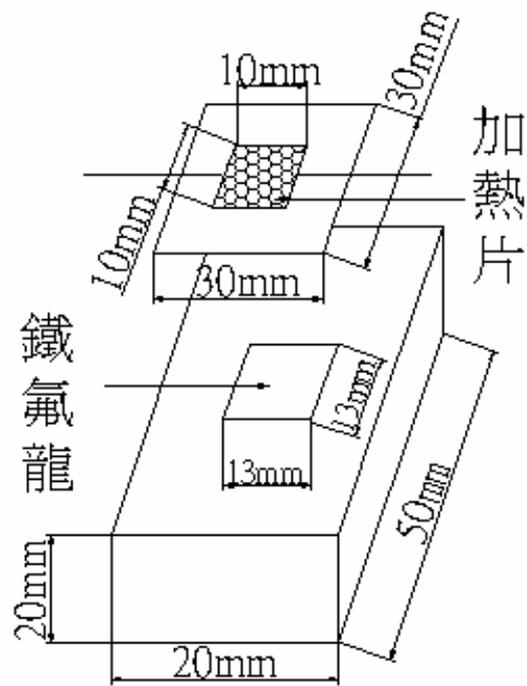
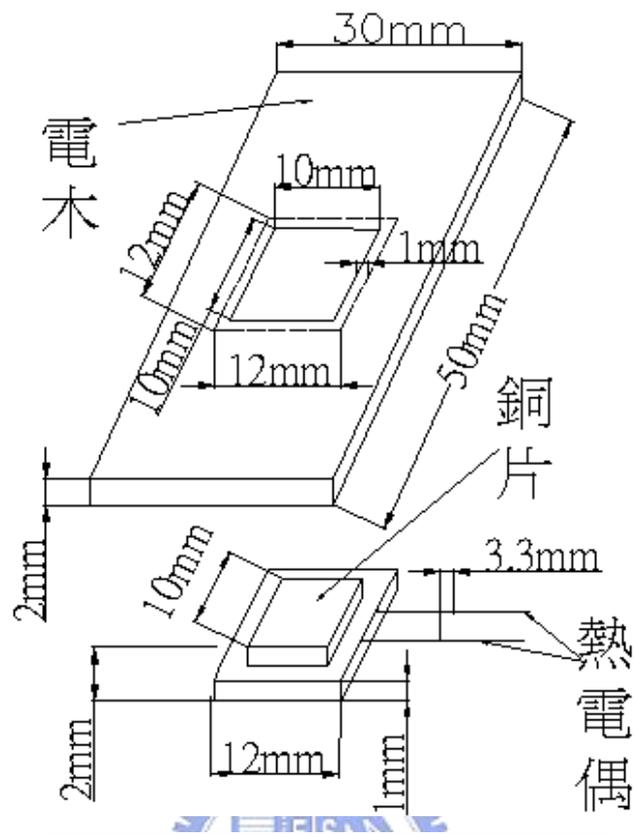


圖 3-2 測試片的組成

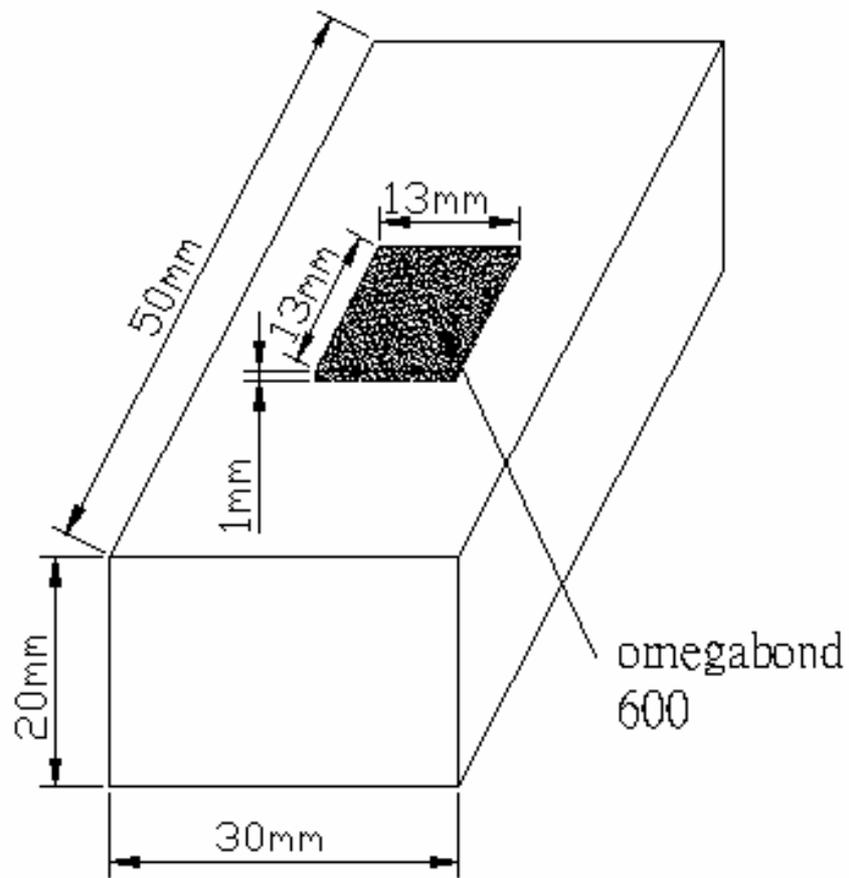


圖 3-3 將 Omegabond 600 塗在鐵龍的溝槽

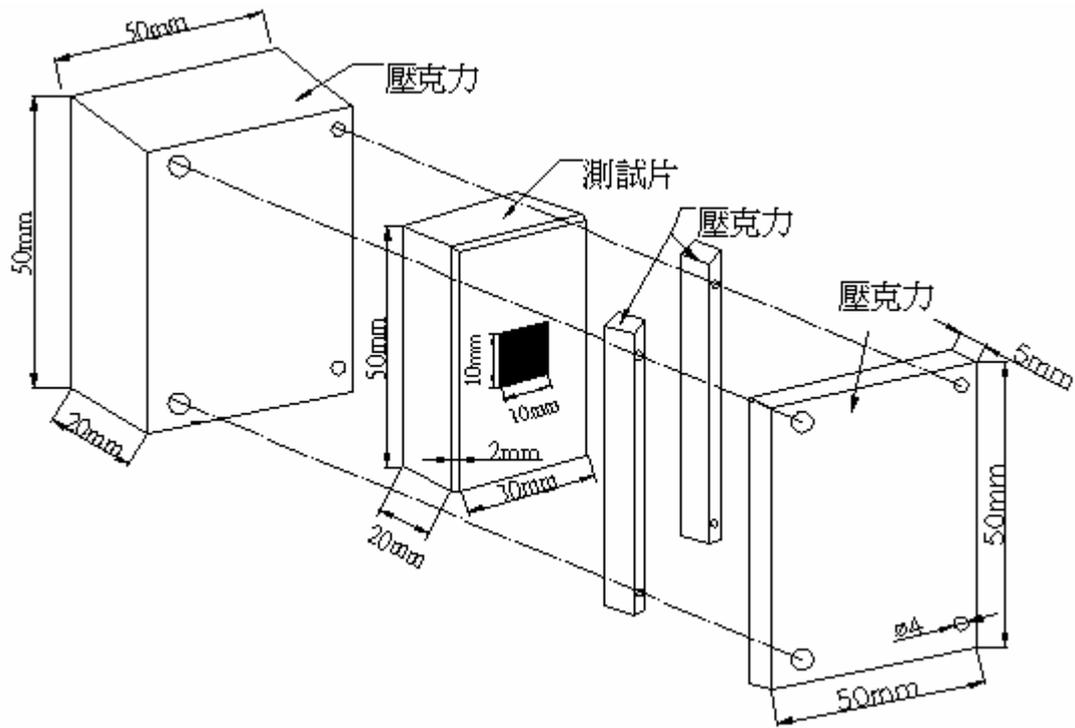


圖 3-4 加熱裝置組織圖

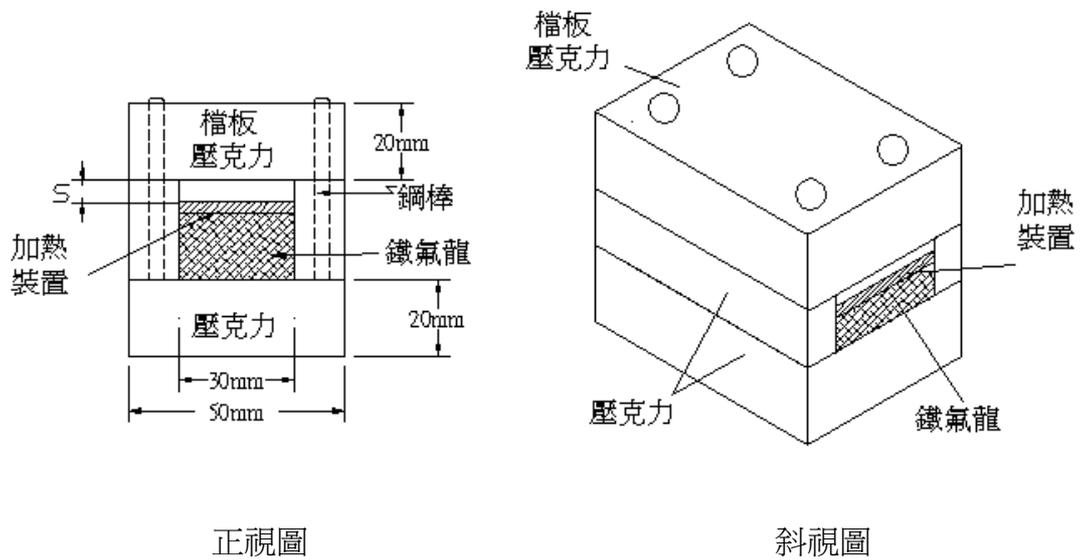


圖 3-5 加熱裝置示意圖

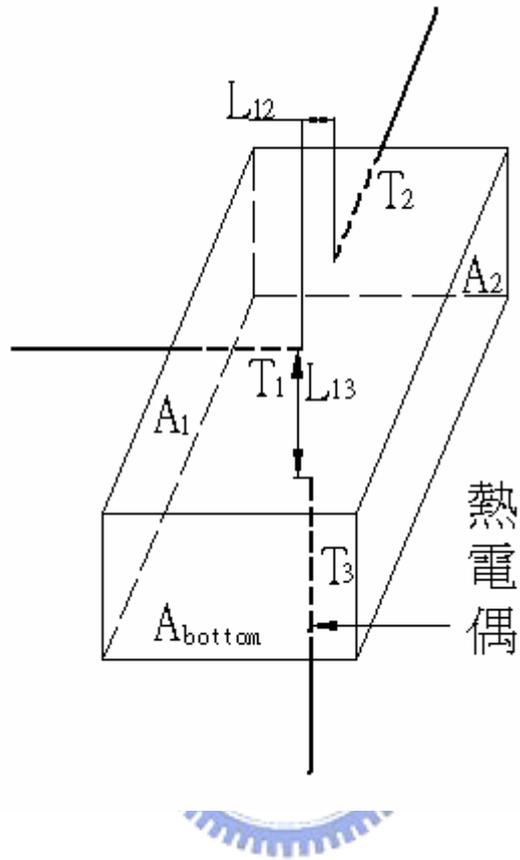


圖 3-6 鐵氟龍熱損實驗熱偶配置圖

第四章 結果與討論

本實驗是以 FC-72 為工作流體，進行小間隙矩形空間的飽和池沸騰實驗。目的為探討光滑面在兩端封閉的小間隙空間中的池沸騰熱傳特性，藉以瞭解工作流體在各種不同間隙與角度的起始過熱度、沸騰曲線與臨界熱通量(CHF)的特性。同時在 $\Theta = 0^\circ$ (水平)、 $\Theta = 90^\circ$ (垂直)時，拍攝氣泡於加熱表面成長情形的影像。

4.1 實驗條件

工作流體：介電液 FC-72

工作環境：一大氣壓下，介電液飽和溫度 56.6 度。

加熱面材質結構：銅材質的光滑表面。

加熱表面的幾何形狀：面積 10mm×10mm，厚度 2mm。

控制變因：本實驗以兩端壓克力控制加熱面與上方擋板之間的距離 S ，進行兩端封閉小間隙空間中的池沸騰實驗。間隙 S 的範圍為 0.5mm、1mm、2mm、3mm 四種不同間隙，並搭配加熱面與水平夾角 Θ 分別為 0° 、 45° 及 90° 的情況下，觀察池沸騰過程，並與開放式作比較。

4.2 熱損失估算

圖 4-1 為介電液FC-72 在一大氣壓下、飽和溫度 56.6°C時，測試片熱通量與熱損失關係圖。本熱損估算是依據 3-5 節方法以一維熱傳導計算，輸入熱量 10W以下，熱損約略在 15%~25%之間，本實驗熱損失比例為 $Q_{\text{loss}}/Q_{\text{total}}$ ，在輸入熱量較少的情況下熱損所佔的比例較高，這是無法避免的情況，輸入熱量 10W~30W時，熱損約略在 10%~15%之間。根據You等[21]相似的加熱片設計，同樣是FC-72為工作流體，銅片為加熱片，鐵氟龍厚度為 11mm，以數值方法分析結果顯示其

熱損約在 5% ~15% 之間，而本實驗之鐵氟龍厚度 20mm，因此本論文實驗結果的熱損數據應該是不會超過 15%。

4.3 實驗數據整理與分析

本實驗使用電源供應器輸入電壓電流至加熱面進而達到實驗所需熱通量。利用牛頓冷卻定律(Newton's cooling law)來計算池沸騰熱傳係數。

$$h=q/\Delta T \quad (4.1)$$

其中

$$q = \frac{Q_{total} - Q_{loss}}{A}$$

$$\Delta T = T_w - T_{sat}$$

h:熱傳係數，q:熱通量， Q_{total} :電源供應器所提供的熱量， Q_{loss} :熱損，A:加熱面面積， ΔT :溫差， T_w :加熱面溫度， T_{sat} :飽和溫度。

4.3.1 當加熱面與水平夾角 $\Theta=0^\circ$ 時的實驗結果

圖 4-2 至圖 4-5 分別為光滑水平加熱面在間隙 S 為 3mm、2mm、1mm 與 0.5mm 的實驗結果。縱軸為熱通量，橫軸為過熱度，將遞增熱通量與遞減熱通量，同時繪於同一張圖上。在圖 4-2 中可觀察當 S=3mm 時，自然對流區域在熱通量 10 kW/m^2 以下，臨界熱通量發生在 $190 \text{ kW/m}^2 \sim 194 \text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-3 中，當間隙 S=2mm 時，自然對流區域在熱通量 10 kW/m^2 以下，有明顯的溫度超越現象，溫度偏移約 5°C ，臨界熱通量發生在 $95 \text{ kW/m}^2 \sim 100 \text{ kW/m}^2$ 之間，其臨界熱通量受到抑制，約只有 S=3mm 的一半，降幅非常大。圖 4-4 中，當 S=1mm 時，臨界熱通量介於 $47 \text{ kW/m}^2 \sim 52 \text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-5 中，當 S=0.5mm 時，臨界熱通量介於 $10 \text{ kW/m}^2 \sim 14 \text{ kW/m}^2$ 之間，皆無溫度超越現象。

圖 4-6 為採用遞增熱通量的四種間隙與開放式的沸騰曲線比較，圖 4-7 為四種間隙與開放式的池沸騰曲線在低熱通量時的放大圖。由圖中可知，開放式與 $S=2\text{mm}$ 在熱通量約 $8\text{ kW/m}^2 \sim 10\text{ kW/m}^2$ 時會發生溫度超越現象。在低過熱度時， $S=1\text{mm}$ 的熱通量最高，開放式次之， $S=2\text{mm}$ 和 $S=3\text{mm}$ 相差不大， $S=0.5\text{mm}$ 最低。在高過熱度時，熱通量由高到低分別為開放式、 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。開放式的臨界熱通量比其餘四種間隙高，其餘四種間隙臨界熱通量由高到低分別為 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。

圖 4-8 為採用遞減熱通量的四種間隙與開放式熱傳係數的比較，圖 4-9 為四種間隙與開放式熱傳係數在低熱通量的放大圖。在低熱通量(約 30 kW/m^2)以下， $S=1\text{mm}$ 時熱傳係數高於開放式，開放式、 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 三者相差不多，而 $S=0.5\text{mm}$ 最差。熱通量 $30\text{ kW/m}^2 \sim 60\text{ kW/m}^2$ 時，在相同熱通量下，開放式、 $S=3\text{mm}$ 及 $S=2\text{mm}$ 熱傳係數不相上下， $S=1\text{mm}$ 最差。熱通量 60 kW/m^2 之後，相同熱通量下，開放式熱傳係數最佳， $S=3\text{mm}$ 次之， $S=2\text{mm}$ 再次之。熱通量接近臨界熱通量時，過熱度增加使得熱傳係數下降。

4.3.2 當加熱面與水平夾角 $\Theta=45^\circ$ 時的實驗結果

圖 4-10 至圖 4-13 為間隙 $S=3\text{mm}$ 到 $S=0.5\text{mm}$ 的實驗結果。圖 4-10 中，當間隙為 $S=3\text{mm}$ 時，自然對流區域在熱通量 10 kW/m^2 以下，臨界熱通量發生在 $180\text{ kW/m}^2 \sim 184\text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-11 中， $S=2\text{mm}$ 時，自然對流區域在熱通量 10 kW/m^2 以下，臨界熱通量發生在 $190\text{ kW/m}^2 \sim 195\text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-12 中， $S=1\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $148\text{ kW/m}^2 \sim 150\text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-13 中，當 $S=0.5\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $95\text{ kW/m}^2 \sim 99\text{ kW/m}^2$ 之間。分別在 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 與 $S=0.5\text{mm}$

時， $\Theta = 45^\circ$ 臨界熱通量皆高於 $\Theta = 0^\circ$ 。

圖 4-14 為採用遞增熱通量的四種間隙與開放式的池沸騰曲線比較，圖 4-15 為各間隙的池沸騰曲線在低熱通量的放大圖。圖中顯示，開放式在熱通量約 5 kW/m^2 時發生溫度超越現象， $S=2\text{mm}$ 在熱通量 $12 \text{ kW/m}^2 \sim 15 \text{ kW/m}^2$ 時發生溫度超越現象，溫度偏移在 2°C 以內。在低過熱度時， $S=0.5\text{mm}$ 的熱通量最高，開放式及其餘三者差距不大。在高過熱度時， $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 及 $S=1\text{mm}$ 三者熱通量差距不大，而且都高於開放式， $S=0.5\text{mm}$ 熱通量為最低。開放式的臨界熱通量約在 $157 \text{ kW/m}^2 \sim 162 \text{ kW/m}^2$ 之間，低於間隙 $S=2\text{mm}$ 及 $S=3\text{mm}$ 時的臨界熱通量，臨界熱通量由高到低分別為 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 、開放式、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。

圖 4-16 為採用遞減熱通量的熱傳係數的比較，圖 4-17 為熱傳係數在低熱通量時的放大圖。在低熱通量(約 60 kW/m^2)以下，間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，熱傳係數為最佳，開放式最差，其餘三者差距不大。熱通量超過 60 kW/m^2 以後， $S=0.5\text{mm}$ 者最差，當間隙 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 及 $S=1\text{mm}$ 時，一直到臨界熱通量為止，熱傳係數接近一樣而且皆高於開放式。

4.3.3 當加熱面與水平夾角 $\Theta=90^\circ$ 時的實驗結果

圖 4-18 到圖 4-21 為間隙 $S=3\text{mm}$ 到 $S=0.5\text{mm}$ 的實驗結果。圖 4-18 中，當間隙 $S=3\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $193 \text{ kW/m}^2 \sim 198 \text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-19 中，間隙 $S=2\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $210 \text{ kW/m}^2 \sim 216 \text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-20 中，間隙 $S=1\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $169 \text{ kW/m}^2 \sim 172 \text{ kW/m}^2$ 之間。圖 4-21 中，間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時，臨界熱通量發生在 $120 \text{ kW/m}^2 \sim 126 \text{ kW/m}^2$ 之間。

圖 4-22 為採用遞增熱通量的四種間隙與開放式的沸騰曲線比較，圖 4-23 為四種間隙與開放式的沸騰曲線在低熱通量的放大圖。圖中顯示開放式在熱通量

約 $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ 時發生溫度超越現象， $S=1\text{mm}$ 在熱通量約 $25 \text{ kW}/\text{m}^2 \sim 35 \text{ kW}/\text{m}^2$ 時發生溫度超越現象。在低過熱度時， $S=0.5\text{mm}$ 的熱通量最高， $S=1\text{mm}$ 次之， $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 、及開放式三者差距不大。在高過熱度時， $S=1\text{mm}$ 及 $S=2\text{mm}$ 熱通量皆高於開放式， $S=3\text{mm}$ 和開放式接近一樣， $S=0.5\text{mm}$ 熱通量為最低。間隙 $S=2\text{mm}$ 及 $S=3\text{mm}$ 的臨界熱通量皆高於開放式，臨界熱通量由高到低分別為 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 、開放式、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。

圖 4-24 是採用遞減熱通量的四種間隙與開放式的熱傳係數比較，圖 4-25 是四種間隙與開放式的熱傳係數在低熱通量時的放大圖。間隙 $S=0.5\text{mm}$ ，在低熱通量(約 $60 \text{ kW}/\text{m}^2$)以下，熱傳係數明顯高於其餘四者，和圖 4-16($\Theta = 45^\circ$) 時十分類似，到熱通量 $60 \text{ kW}/\text{m}^2$ 之後，熱傳係數才低於開放式。間隙 $S=1\text{mm}$ 在熱通量 $50 \text{ kW}/\text{m}^2 \sim 150 \text{ kW}/\text{m}^2$ 之間，熱傳係數高於開放式。熱通量 $150 \text{ kW}/\text{m}^2$ 之後，間隙 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 熱傳係數及臨界熱通量皆高於開放式，其中 $S=2\text{mm}$ 時臨界熱通量為最高。



4.4 加熱面在 $\Theta=0^\circ$ 及 $\Theta=90^\circ$ 的沸騰現象

圖 4-26 為介電液 FC-72 於 $\Theta=0^\circ$ 開放式沸騰現象的照片。在低熱通量($60 \text{ kW}/\text{m}^2$)，氣泡在加熱表面產生數量不是很多，氣泡半徑約 $0.15\text{mm} \sim 0.2\text{mm}$ 。到中熱通量($120 \text{ kW}/\text{m}^2$)時，氣泡開始從中間方向聚集且數量增加，氣泡半徑約 $0.2\text{mm} \sim 0.3\text{mm}$ 。到了高熱通量($180 \text{ kW}/\text{m}^2$)，加熱面的氣泡數量更加增加，氣泡在加熱表面聚合情況較中熱通量明顯許多，氣泡半徑增大至約 $0.5\text{mm} \sim 0.6\text{mm}$ 。

圖 4-27 為介電液 FC-72 於 $\Theta=90^\circ$ 時(a)(b)(c)(d)(e)分別在間隙 $S=0.5\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 及開放式沸騰現象的照片。低熱通量時，間隙 $S=0.5\text{mm}$ ，氣泡多在加熱表面頂端生成且愈靠近頂端氣泡愈大。 $S=1\text{mm}$ 時加熱面底部也有氣

泡生成，且氣泡數量較 $S=0.5\text{mm}$ 多。 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 及開放式在加熱面頂端及底部皆有氣泡，且越接近頂端氣泡尺寸越大，這三者氣泡數量皆多於 $S=0.5\text{mm}$ 與 $S=1\text{mm}$ 。低熱通量時，氣泡半徑約在 $0.17\text{mm}\sim 0.25\text{mm}$ 之間。在中熱通量時，間隙 $S=0.5\text{mm}$ 加熱面底部出現氣泡，可觀察到在距離加熱面頂端 $1/3$ 處有氣泡合併的現象，氣泡半徑約 0.5mm 。 $S=1\text{mm}$ 時氣泡數量較 $S=0.5\text{mm}$ 多，且較大氣泡(半徑約 0.5mm)和較小氣泡(半徑約 0.2mm)交錯分佈在加熱面上。對 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 及開放式，在中熱通量時氣泡數量較低熱通量時多出一倍，且氣泡尺寸也較低熱通量時大，此時間隙愈大愈可以觀察到氣泡合併的現象，和 Rampisela[12]在文獻中提到氣泡合併使微液膜加大，增強熱傳，而且因為加熱面週遭被壁面限制，液體在流道中流動比起開放式沸騰更有效率。到高熱通量時，氣泡開始形成汽膜覆蓋在加熱表面上，使得加熱面在高熱通量時熱傳係數下降。 $S=0.5\text{mm}$ 在加熱面頂端明顯氣泡合併。 $S=1\text{mm}$ 時距離加熱面頂端約 $1/2$ 處明顯氣泡合併。 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 整個加熱面覆蓋氣泡，且在加熱面底部也可以看到氣泡合併的現象，開放式加熱表面完全覆蓋氣泡，氣泡尺寸較大且數量都比 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 時多。Tingewei[14]在文獻中提到當熱通量增大接近 CHF 時，加熱面上的汽柱阻礙氣泡向上移動，使熱傳效果降低。

4.5 實驗結果歸納

1. 當 $\Theta = 0^\circ$ 時，開放式與 $S=2\text{mm}$ 在低熱通量時會發生溫度超越現象。在熱通量 30 kW/m^2 以下， $S=1\text{mm}$ 熱傳係數較開放式佳，在高熱通量時，四種間隙的熱傳係數都低於開放式，而且間隙越小熱傳係數越低，臨界熱通量由高到低分別為開放式、 $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。
2. 當 $\Theta = 45^\circ$ 時，開放式與 $S=2\text{mm}$ 在低熱通量時會發生溫度超越現象。在低熱通量(約 60 kW/m^2) 以下， $S=0.5\text{mm}$ 熱傳係數最佳，開放式最差，其餘三者相差不大。在高熱通量時， $S=3\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 及 $S=1\text{mm}$ 熱傳係數接近一樣而且皆高於開放式。臨界熱通量由高到低分別為 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 、開放式、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。
3. 當 $\Theta = 90^\circ$ 時，開放式與 $S=1\text{mm}$ 在低熱通量時會發生溫度超越現象。在低熱通量(約 60 kW/m^2) 以下， $S=0.5\text{mm}$ 熱傳係數最佳， $S=1\text{mm}$ 次之，其餘三者差距不大。在高熱通量時， $S=1\text{mm}$ 、 $S=2\text{mm}$ 熱傳係數高於開放式， $S=3\text{mm}$ 熱傳係數接近開放式。比較 J.Bonjour 等[16]以 R-113 為工作流體，實驗結果在低熱通量時，間隙愈小熱傳效果愈好與本實驗的結果相似。臨界熱通量由高到低分別為 $S=2\text{mm}$ 、 $S=3\text{mm}$ 、開放式、 $S=1\text{mm}$ 、 $S=0.5\text{mm}$ 。
4. $\Theta = 0^\circ$ 時，間隙 $S=2\text{mm}$ ，溫度超越現象較為明顯。 $\Theta = 45^\circ$ 與 $\Theta = 90^\circ$ 時，有間隙的情況下，幾乎觀察不到溫度超越現象，而且在低熱通量時就有小氣泡，因此無法判定何時為起始過熱度，因此 $\Theta = 45^\circ$ 及 90° 時似乎能夠抑制溫度超越現象，使溫度偏移縮小甚至消失。 $\Theta = 0^\circ$ 時，縮小間隙使臨界熱通量降低的幅度遠遠大於 $\Theta = 45^\circ$ 、 $\Theta = 90^\circ$ 。
5. 本實驗中， $\Theta = 0^\circ$ ， $S=1\text{mm}$ 在低熱通量熱傳係數最佳。李俊賢[19]在四端開放條件下實驗結果指出 $S=0.5\text{mm}$ 在低熱通量時熱傳係數最佳，與本實驗不同。圖 4-28 為間隙 $S=0.5\text{mm}$ 、 $\Theta = 0^\circ$ 時本實驗兩端封閉和四端開放的池沸

騰曲線比較。兩端封閉的臨界熱通量只有四端開放的一半。圖 4-29 為間隙 $S=0.5\text{mm}$ 、 $\Theta=90^\circ$ 時本實驗兩端封閉和四端開放的池沸騰曲線比較，在低熱通量時，兩端封閉的熱傳係數低於四端開放者，但在高熱通量時，兩端封閉的熱傳係數較高而且臨界熱通量亦遠高於四端開放者。

4.6 實驗結果討論

對於水平加熱面而言，氣泡流動方向與流體的補充方向相反，沒有熱虹吸效應的幫助，氣泡在加熱表面呈現垂直和水平方向游移不定，且氣泡脫離加熱表面受擋板的阻礙，也較垂直來的嚴重。本實驗在小間隙時最佳熱傳是在 $S=1\text{mm}$ 發生，與四端開放時最佳熱傳間隙在 $S=0.5\text{mm}$ 不同。根據 Rini[38]氣泡的脫離半徑大約在 $0.2\text{mm}\sim 0.25\text{mm}$ 之間，四端開放時氣泡可由四周脫離，且液體也可從四周補充到加熱表面，但兩端封閉時氣泡只能由兩端開放處脫離，液體也只能由此兩端補充，對照圖 4-28 與圖 4-30(a)(b)，當兩端封閉並且間隙太小時，氣泡阻塞液體補充進入加熱面的入口，使熱傳係數降低。

在垂直加熱情況下，小熱通量時，間隙較小有較佳的熱傳係數，其原因可以 Bonjour 等[31]在垂直加熱情況下的結果來解釋，有間隙存在的時候，氣泡的合併容易發生，氣泡發生合併時熱傳係數會上升。Tingwei[14]等的結果指出在狹窄流道中，因為間隙讓氣泡無法自由成長，促使氣泡和相鄰的氣泡融合，使得氣泡更快脫離成核位址。在低熱通量時，四端開放情況下氣泡一旦脫離，周圍的流體可迅速補充，但在兩端封閉時，只有底端的流體可補充，故兩端封閉者較低於四端開放者，對照圖 4-29 與圖 4-31(a)(b)，但在高熱通量時，因為間隙造成氣泡的脫離與流體的補充都在同一方向，形成類似管流的情況，因此氣泡脫離所造成的熱虹吸管的效應[39]，使得浮力增加，液體在狹窄流道的速度增加，這也是有間隙的情況下熱傳係數較開放式佳的原因。

本實驗中有間隙的池沸騰溫度超越現象並不嚴重，在 $\Theta=0^\circ$ 時， $S=2\text{mm}$ 及

開放式因為溫度超越現象所造成的溫度偏移較 $\Theta=45^\circ$ 及 $\Theta=90^\circ$ 來的嚴重。

圖 4-32 為 $\Theta = 0^\circ$ 時，本實驗開放式及 $S=0.5\text{ mm}$ 與 Bergles 等[27]的池沸騰曲線比較。Bergles 在一大氣壓下，以鰭片為加熱面，FC-72 為工作流體的池沸騰實驗。在低過熱度時， $S=0.5\text{mm}$ 熱通量高於開放式，其中開放式與本實驗開放式皆有溫度偏移的情況。 $S=0.5\text{mm}$ 的臨界熱通量低於開放式許多，和本實驗的情況相同，這說明當加熱面為水平時，小間隙對臨界熱通量有嚴重的抑制作用。



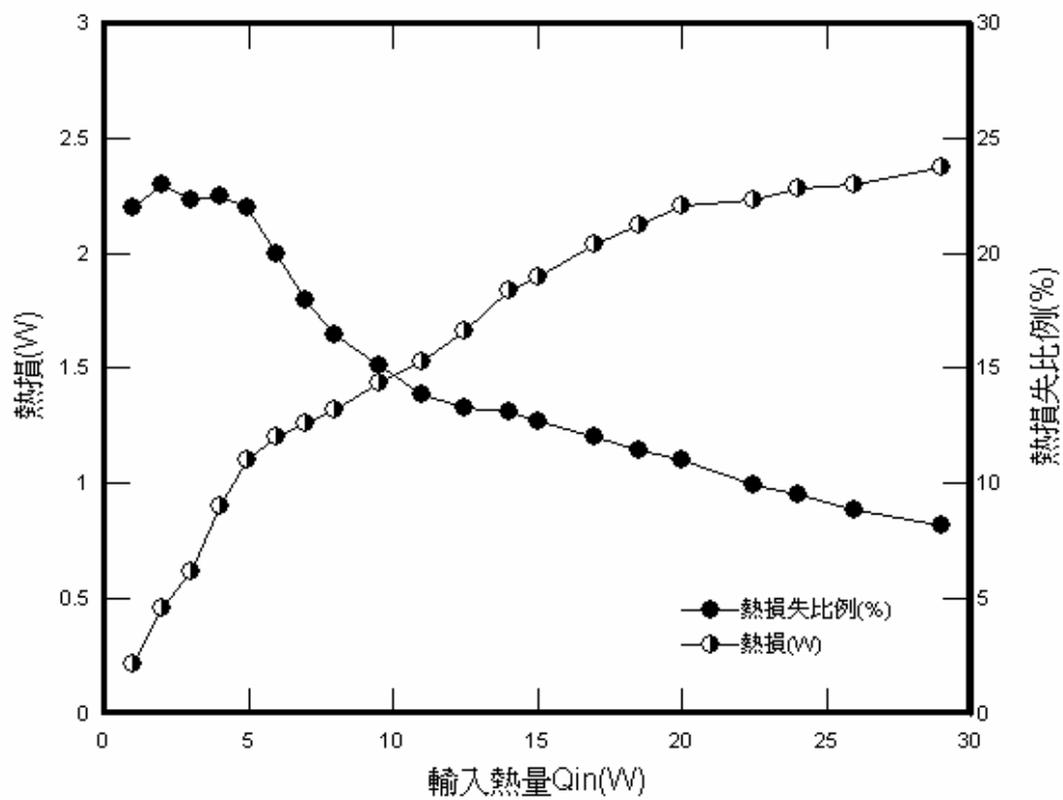


圖 4-1 熱損估算

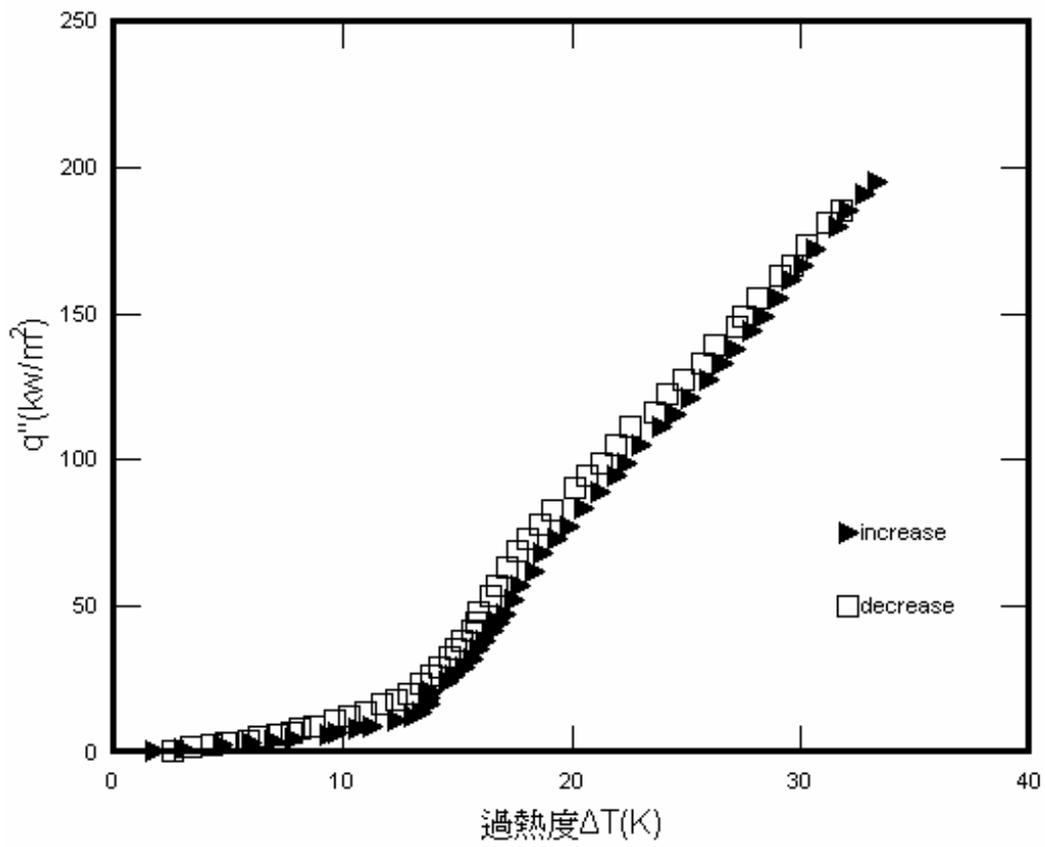


圖 4-2 $\theta=0^\circ$, $S=3\text{mm}$ 時的沸騰曲線

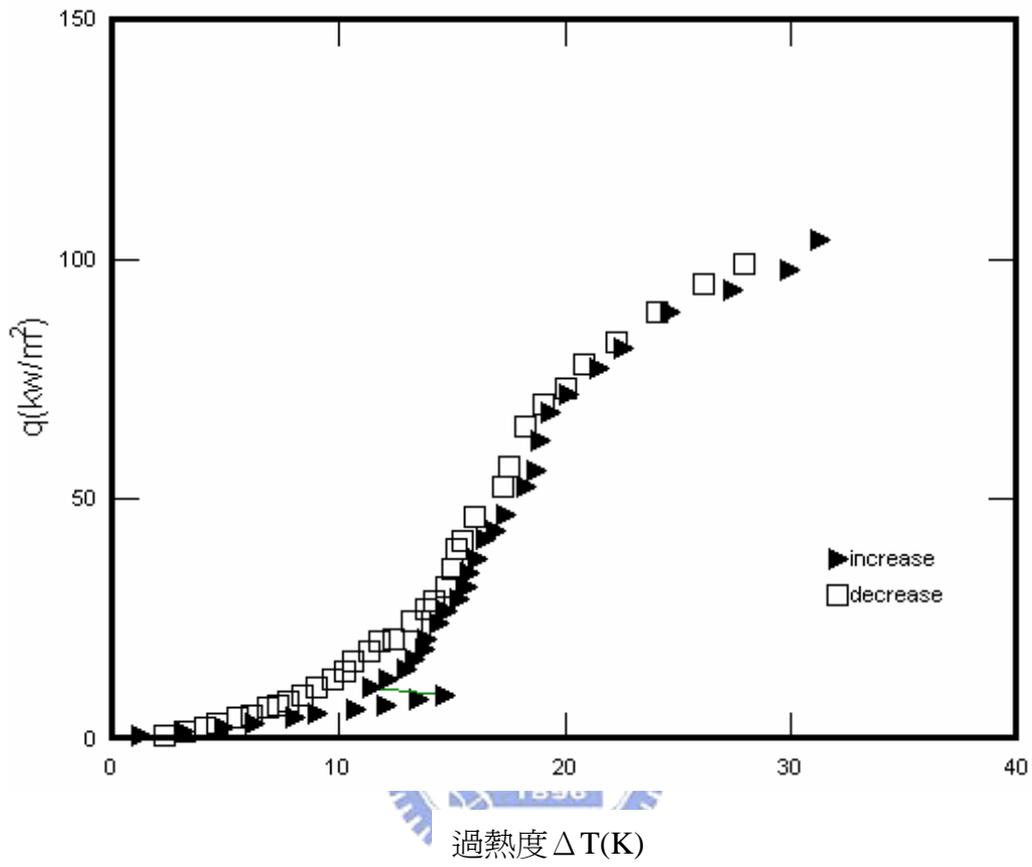


圖 4-3 $\theta=0^\circ$ ， $S=2\text{mm}$ 時的沸騰曲線

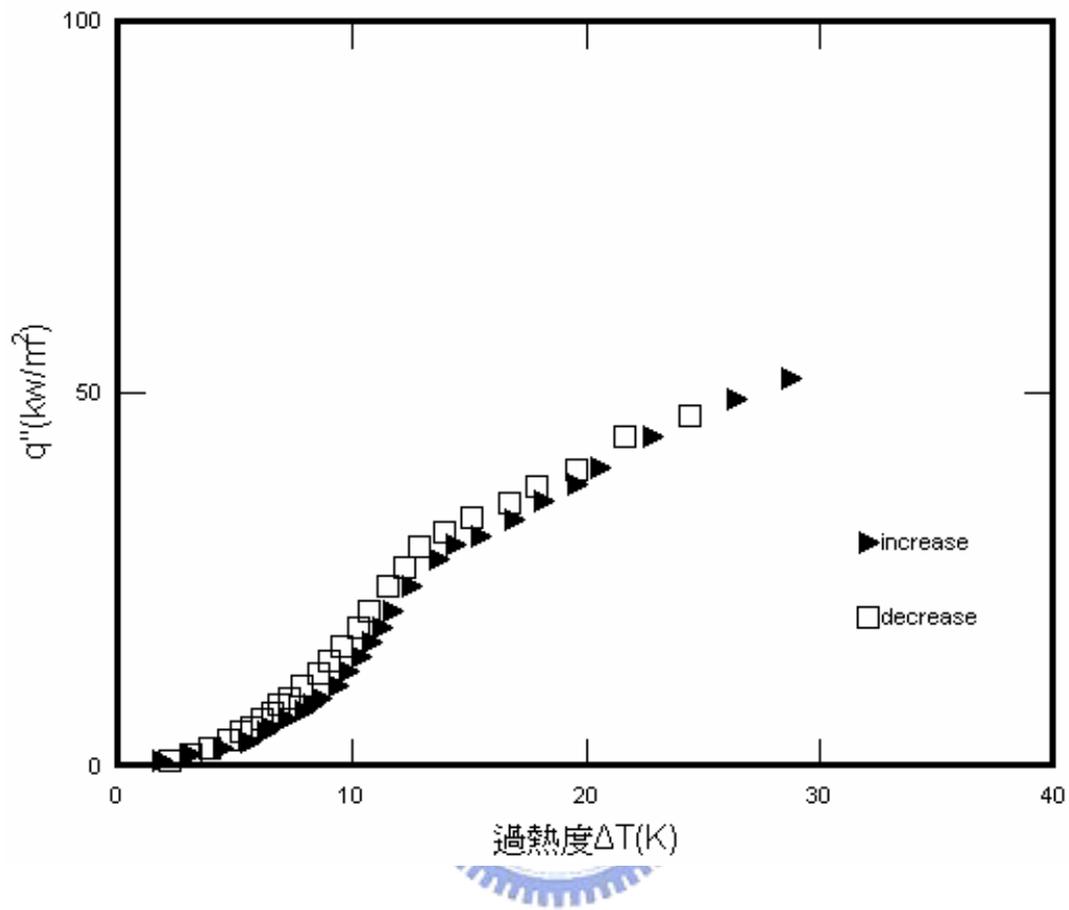


圖 4-4 $\theta=0^\circ$, $S=1\text{mm}$ 時的沸騰曲線

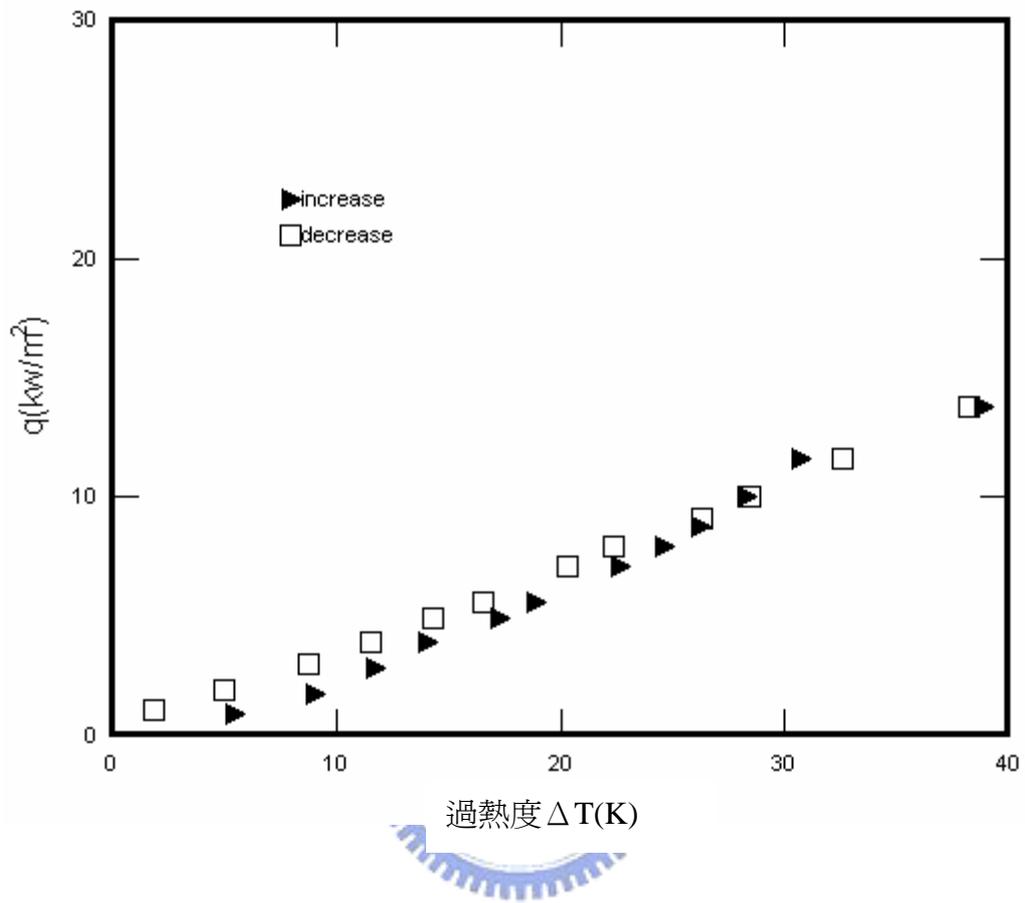


圖 4-5 $\theta=0^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 時的沸騰曲線

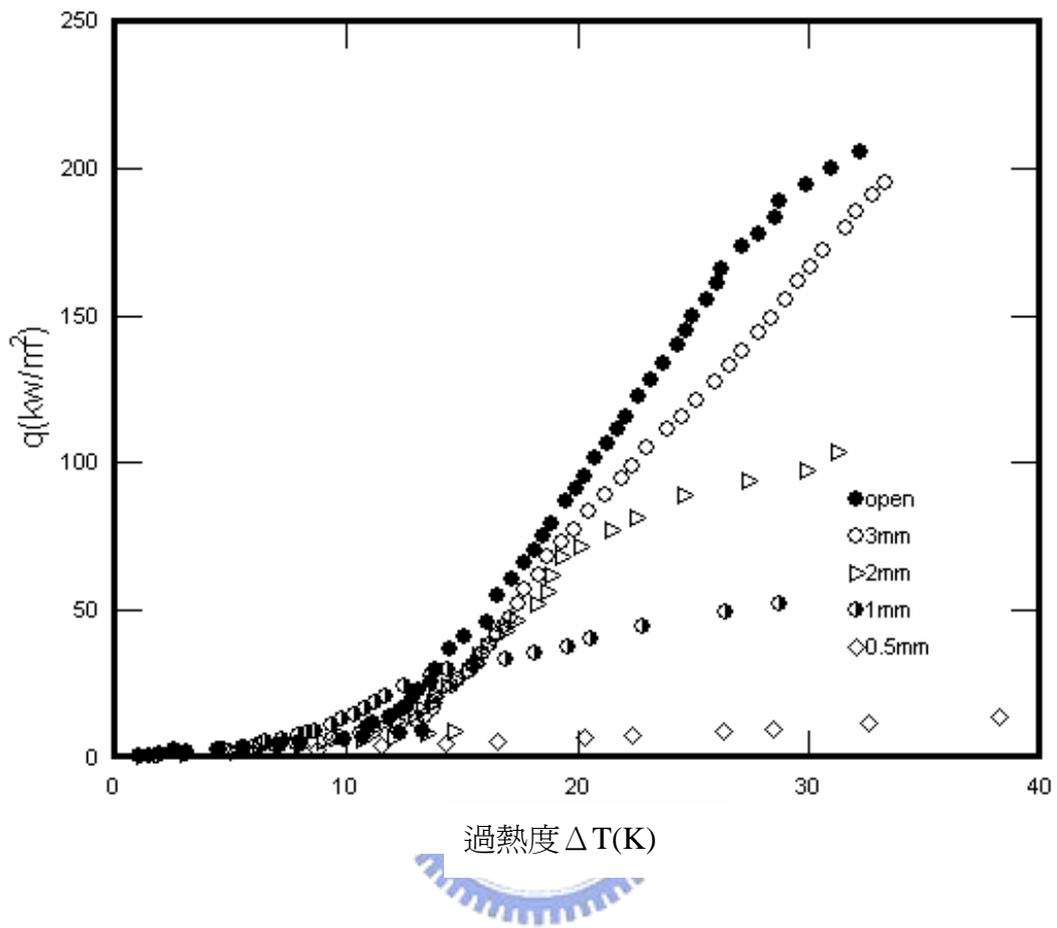


圖 4-6 $\theta=0^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線

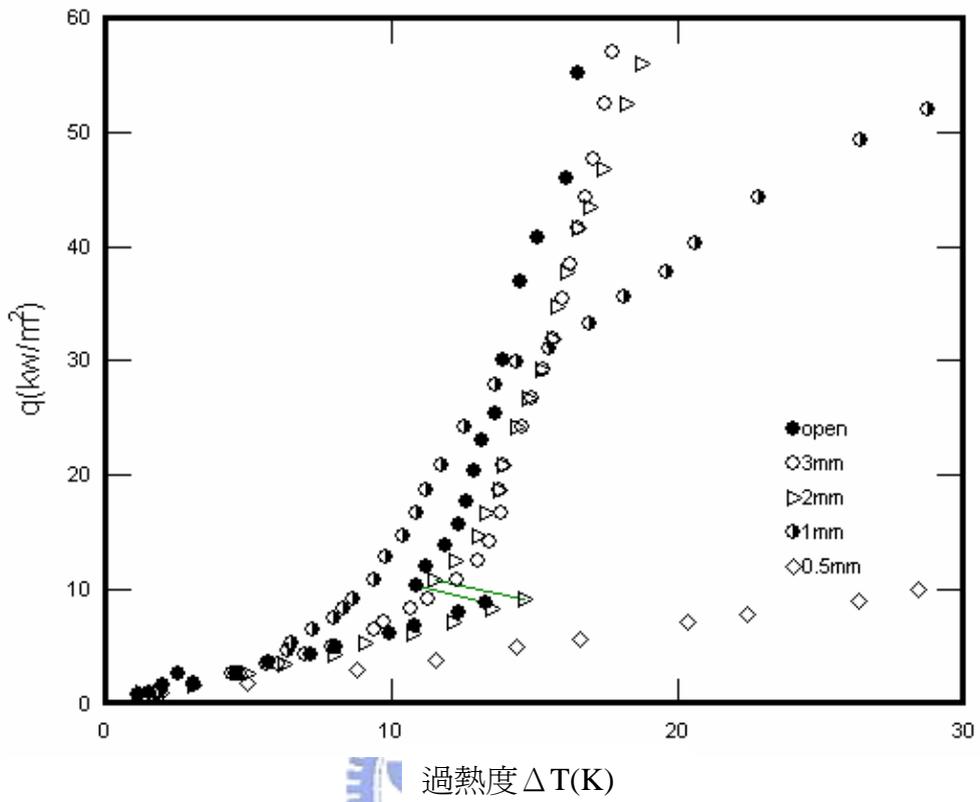


圖 4-7 $\theta=0^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖

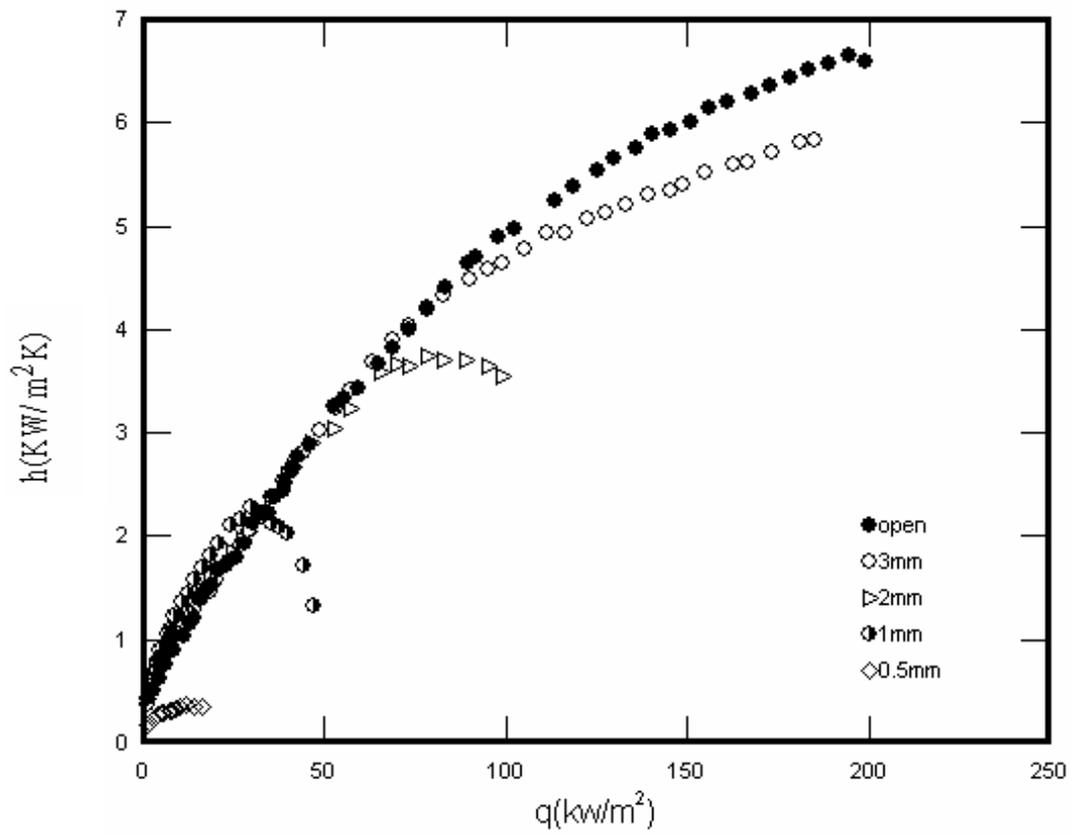


圖 4-8 $\theta=0^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數

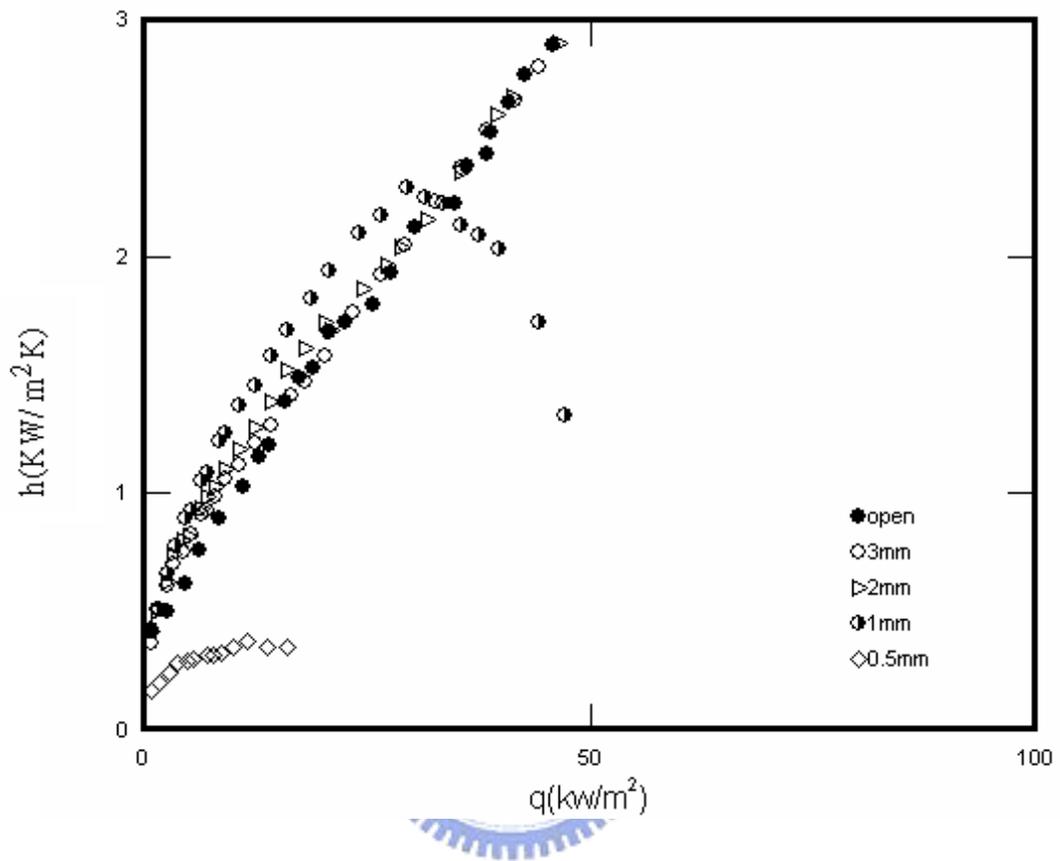


圖 4-9 $\theta=0^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的熱傳係數放大圖

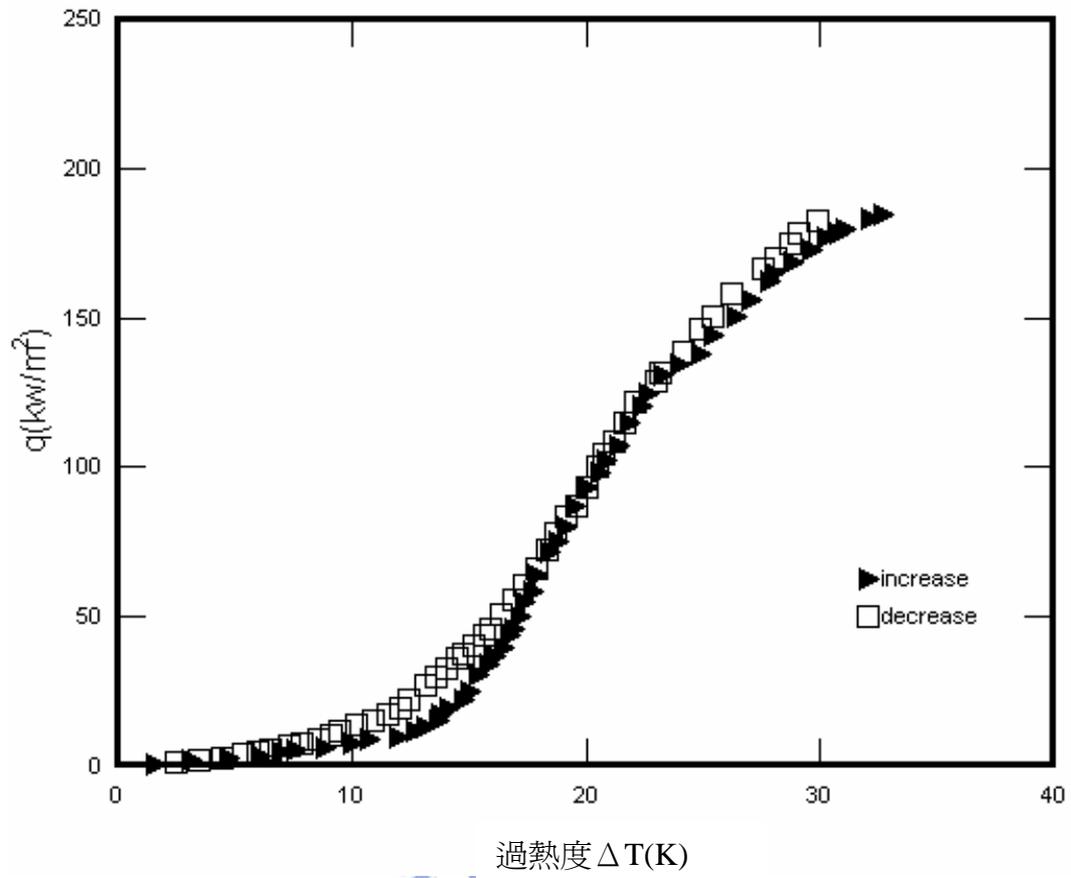


圖 4-10 $\theta=45^\circ$, $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

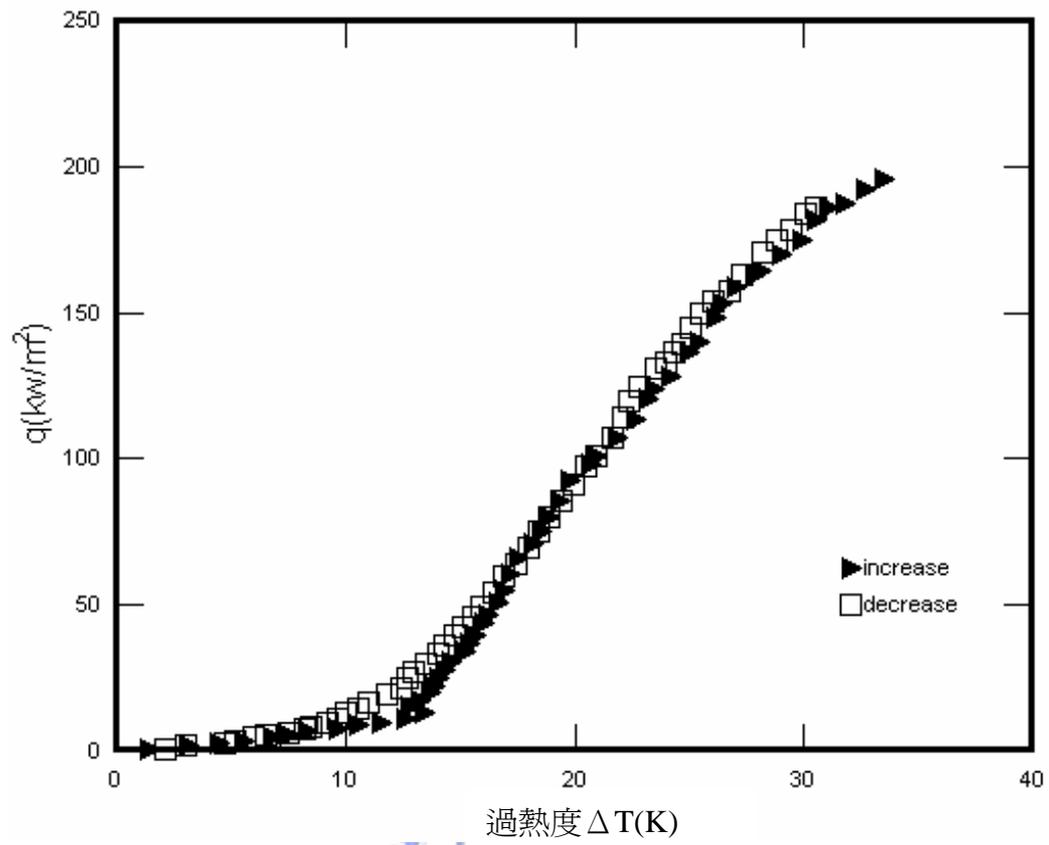


圖 4-11 $\theta=45^\circ$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

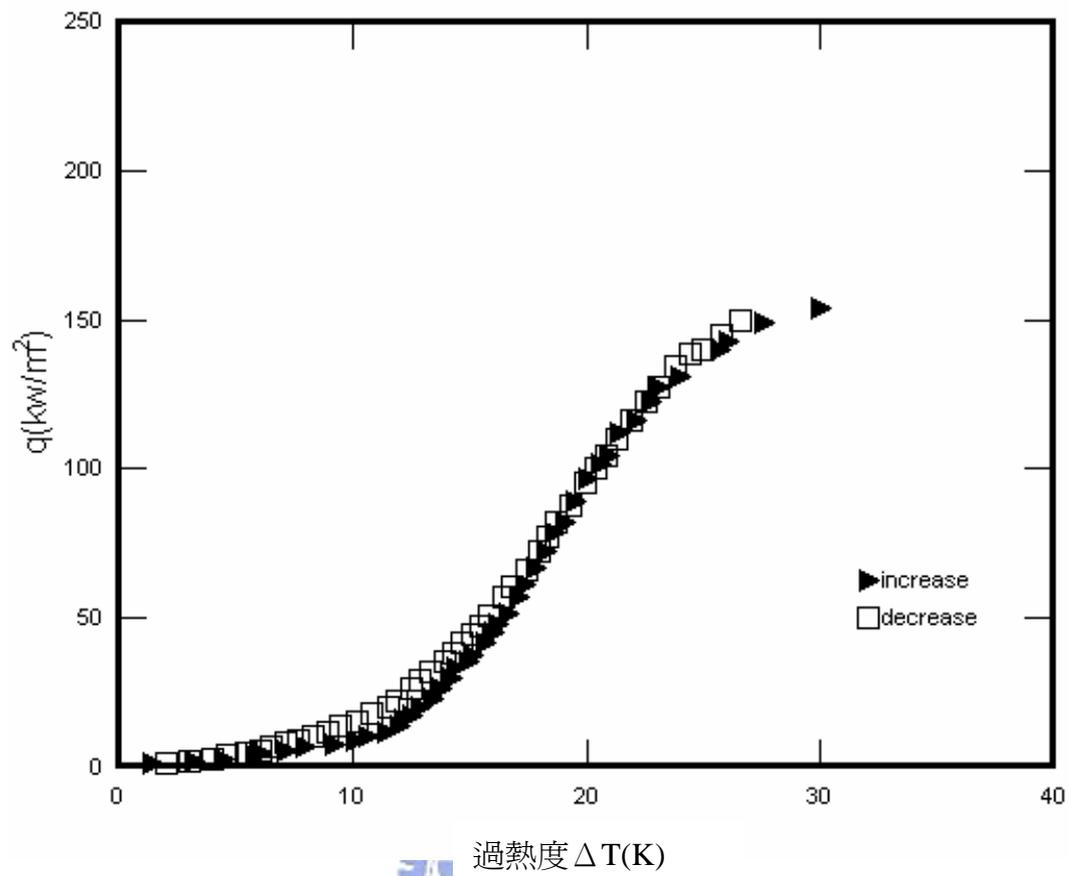


圖 4-12 $\theta=45^\circ$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

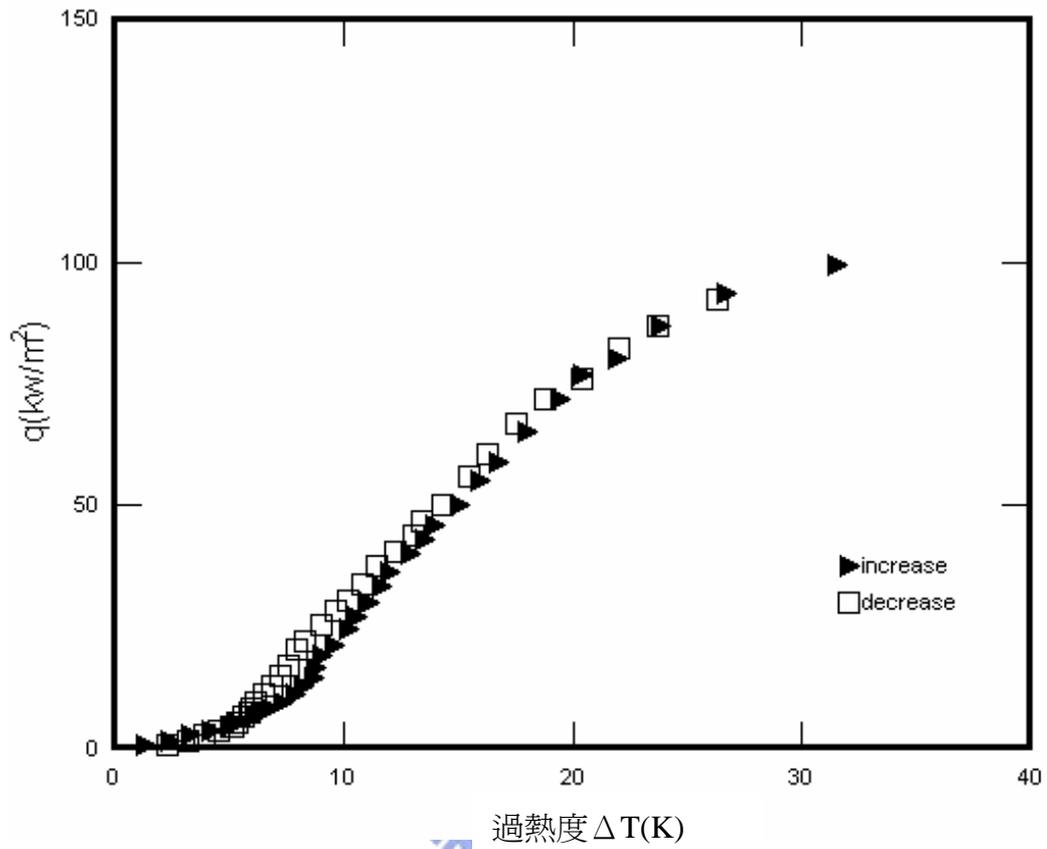


圖 4-13 $\theta=45^\circ$ ， $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

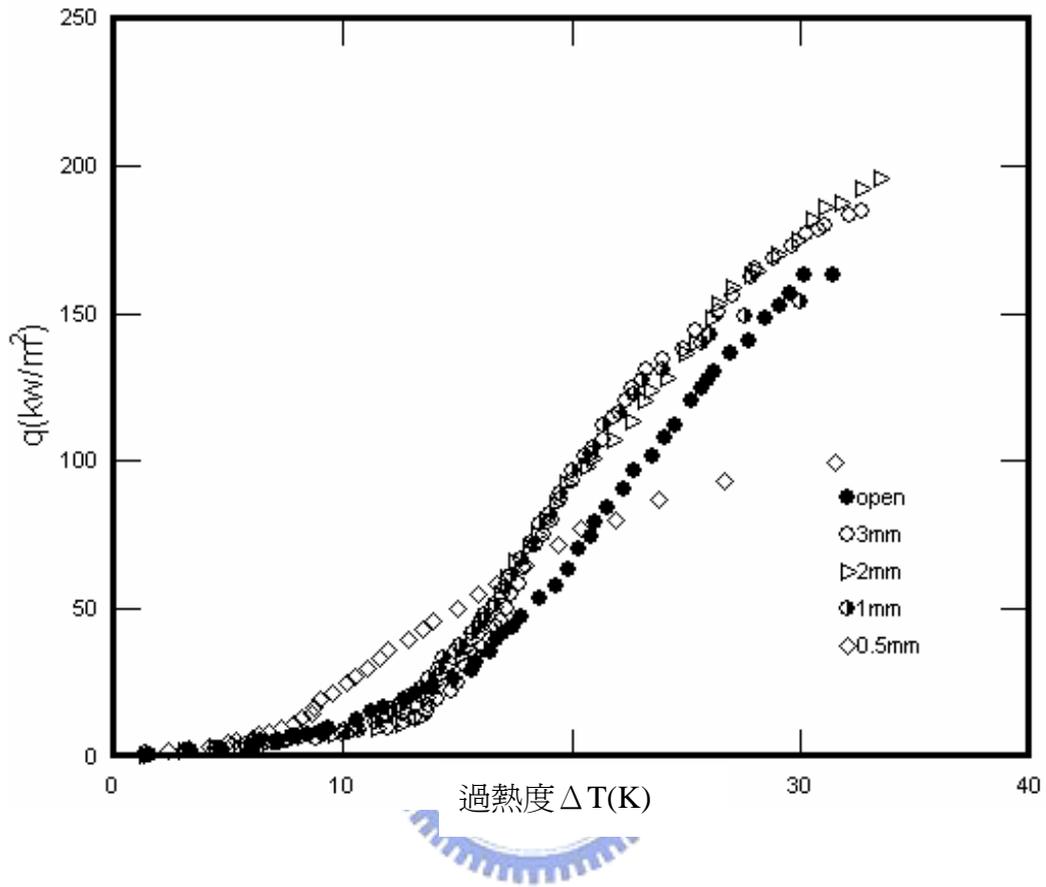


圖 4-14 $\theta=45^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線

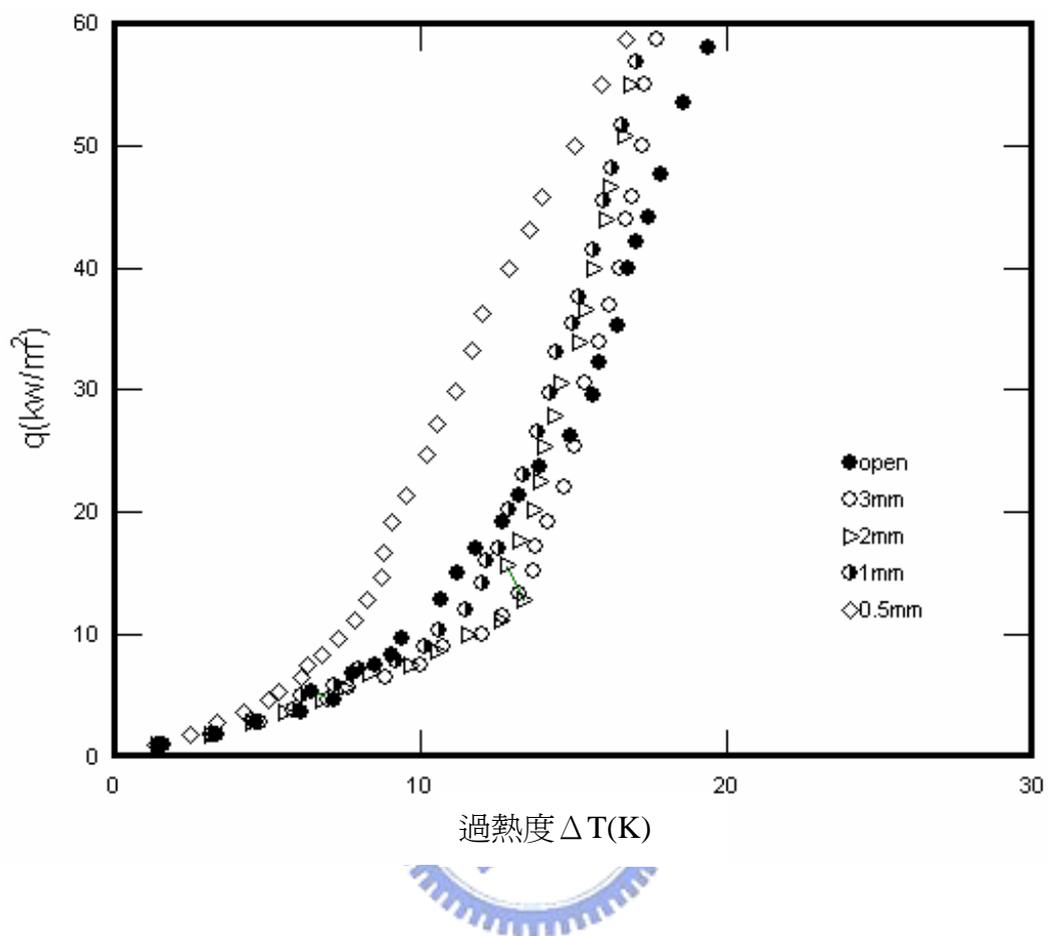


圖 4-15 $\theta=45^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖

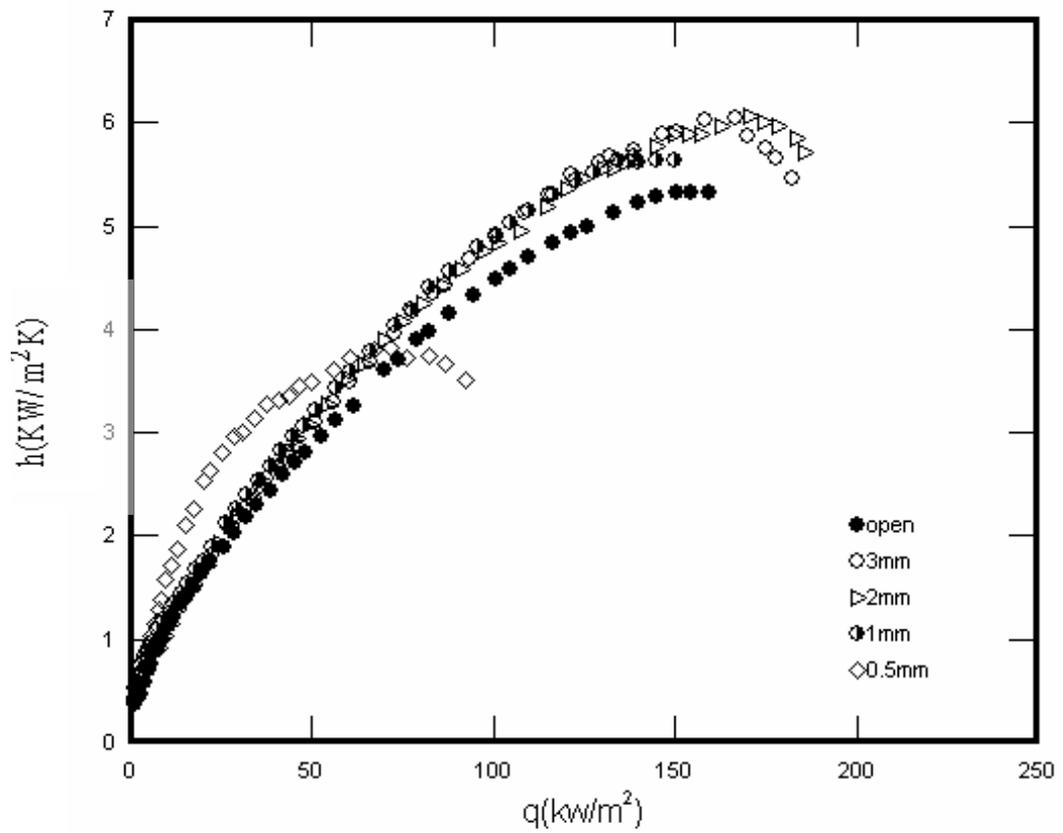


圖 4-16 $\theta=45^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數

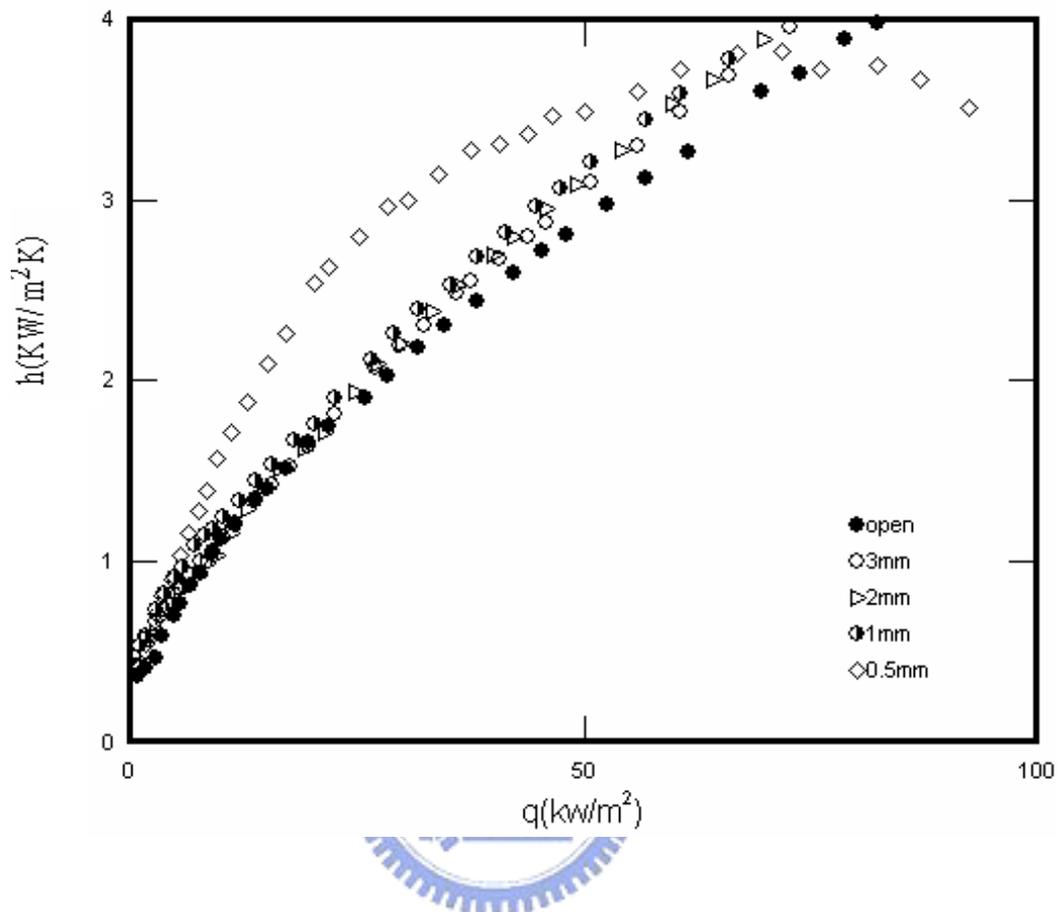


圖 4-17 $\theta=45^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量熱傳係數放大圖

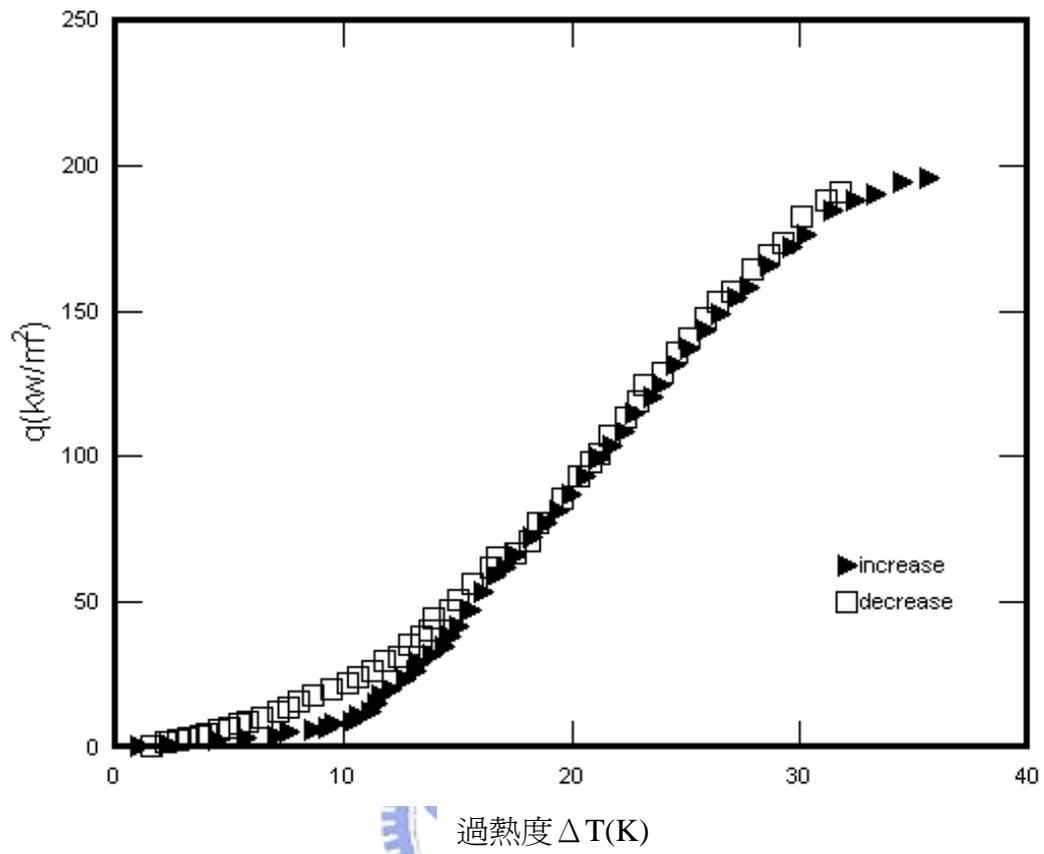


圖 4-18 $\theta=90^\circ$, $S=3\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

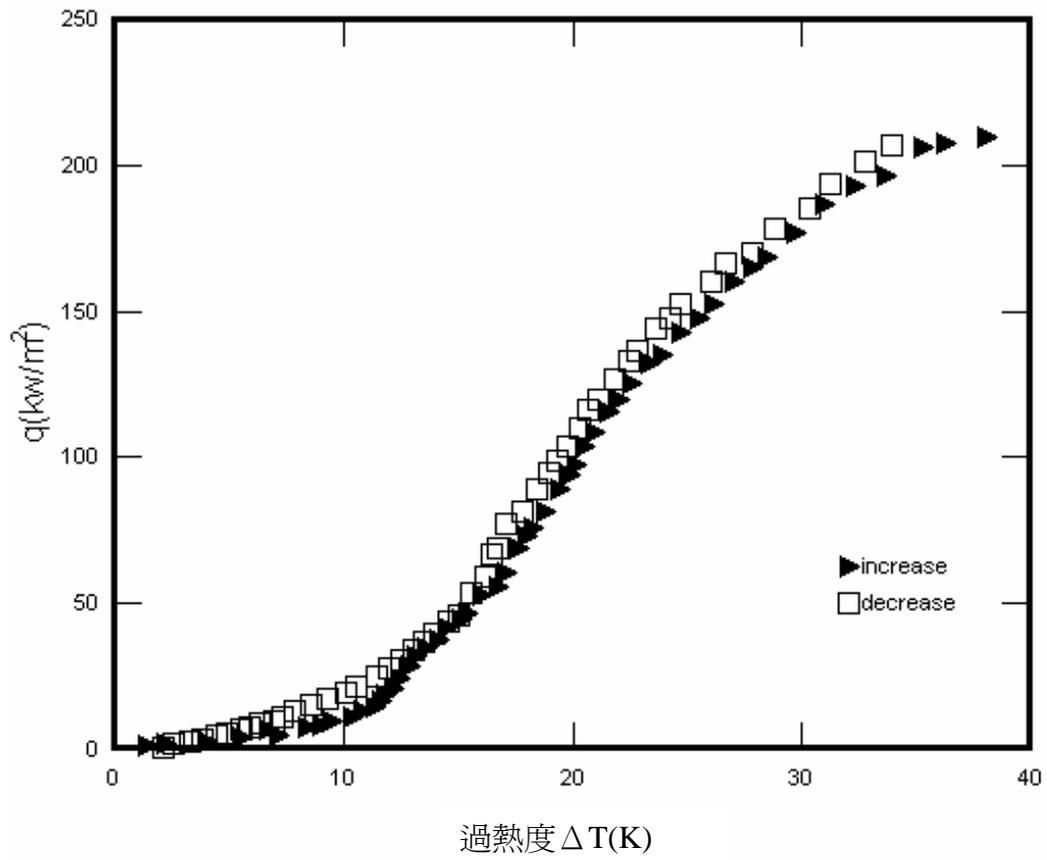


圖 4-19 $\theta=90^\circ$ ， $S=2\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

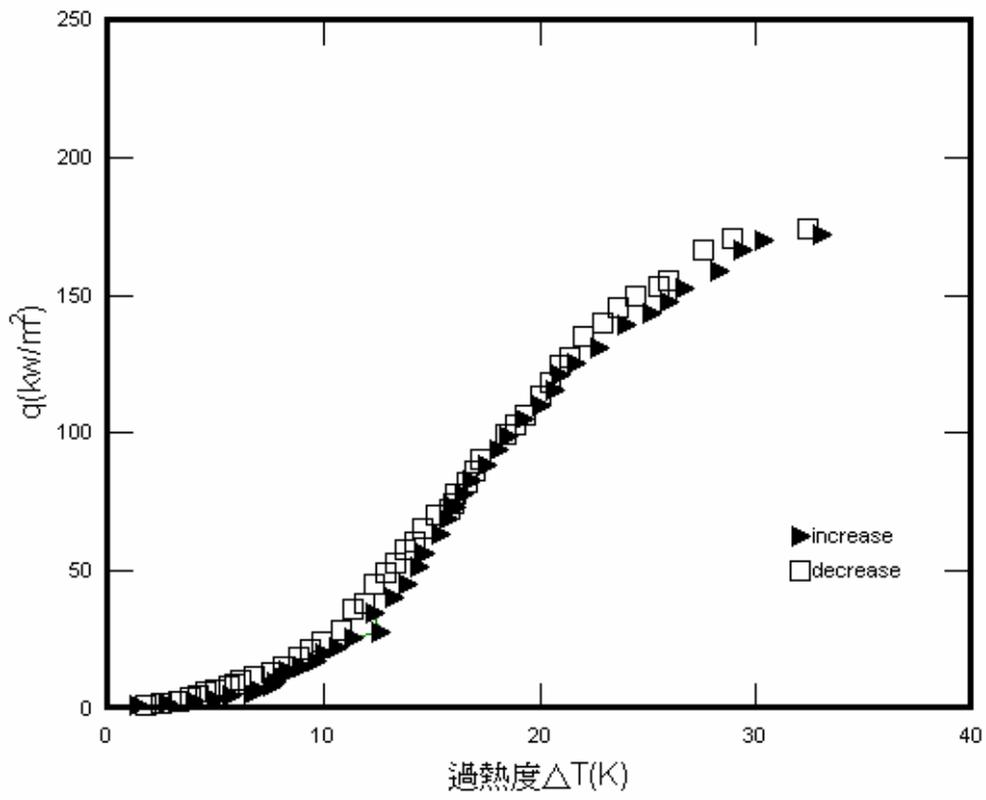


圖 4-20 $\theta=90^\circ$ ， $S=1\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

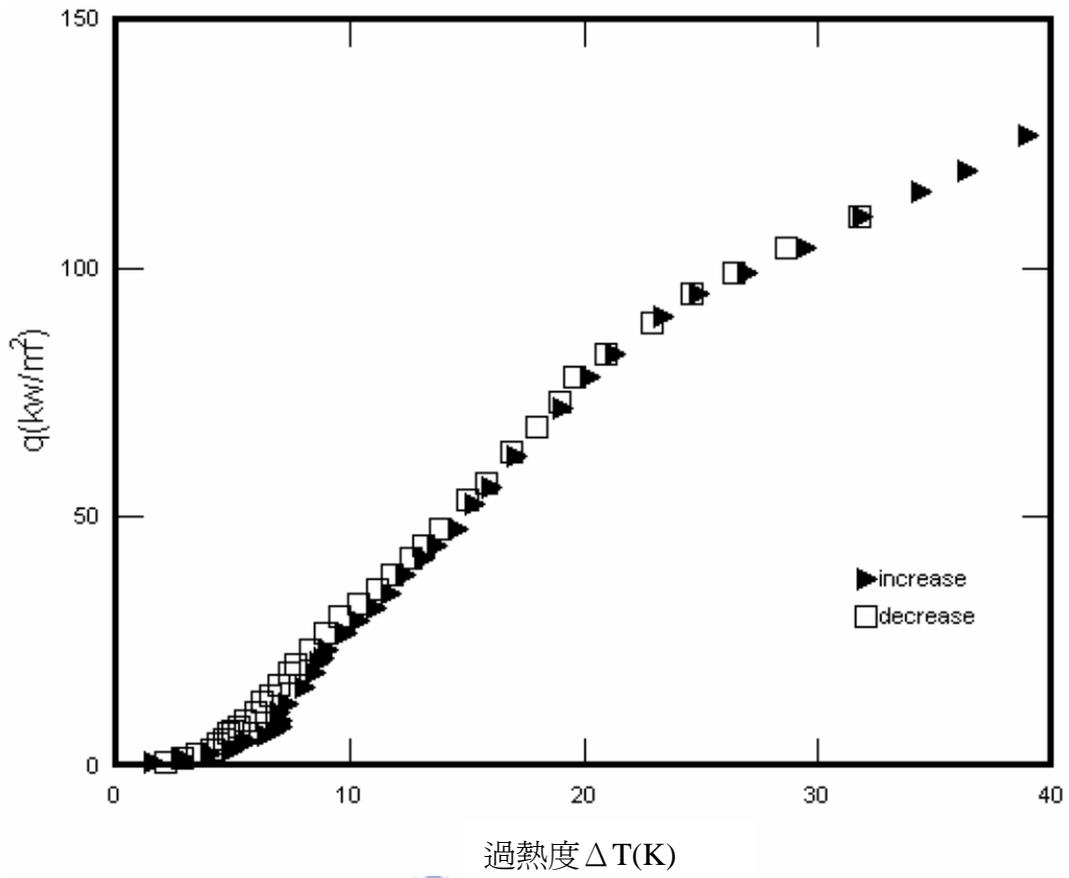


圖 4-21 $\theta=90^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 時的池沸騰曲線

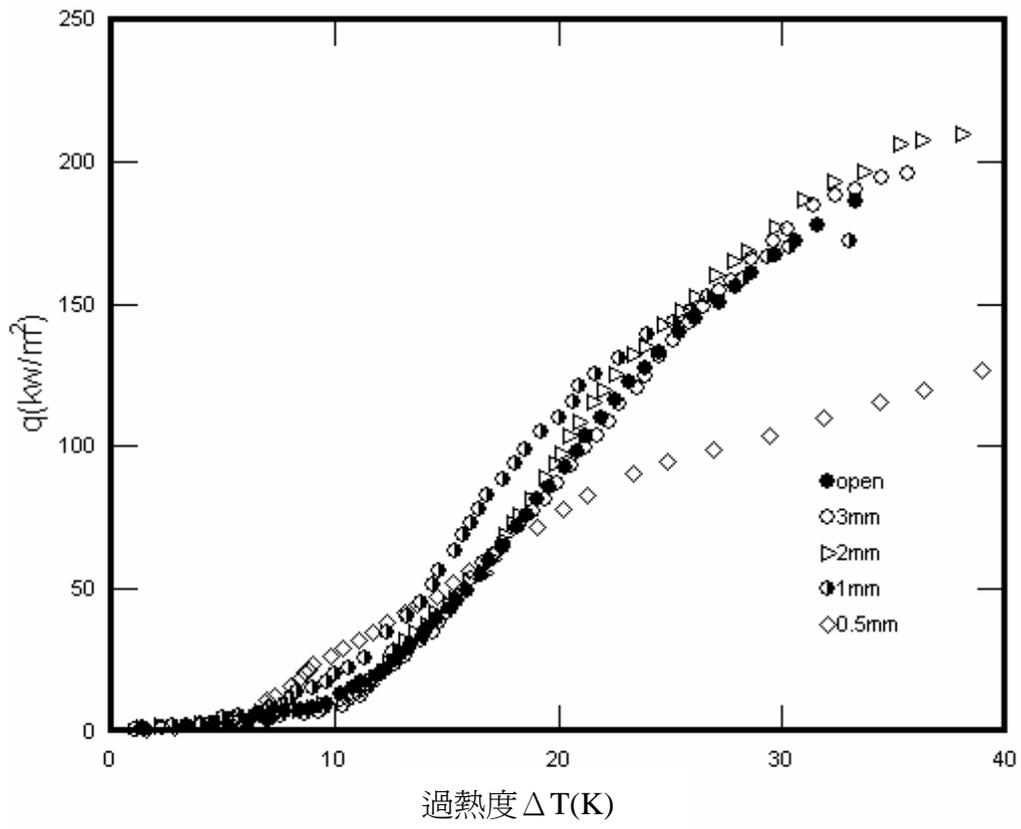


圖 4-22 $\theta=90^\circ$ 時四種間隙與開放式的池沸騰曲線

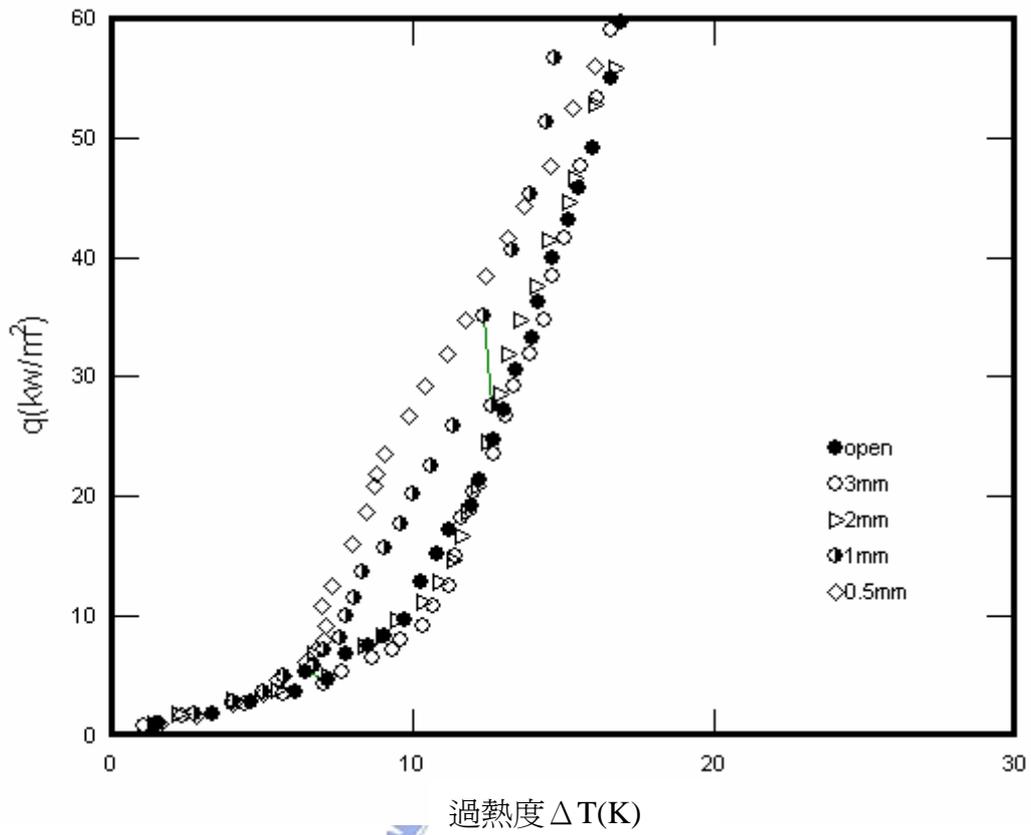


圖 4-23 $\theta=90^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量的池沸騰曲線放大圖

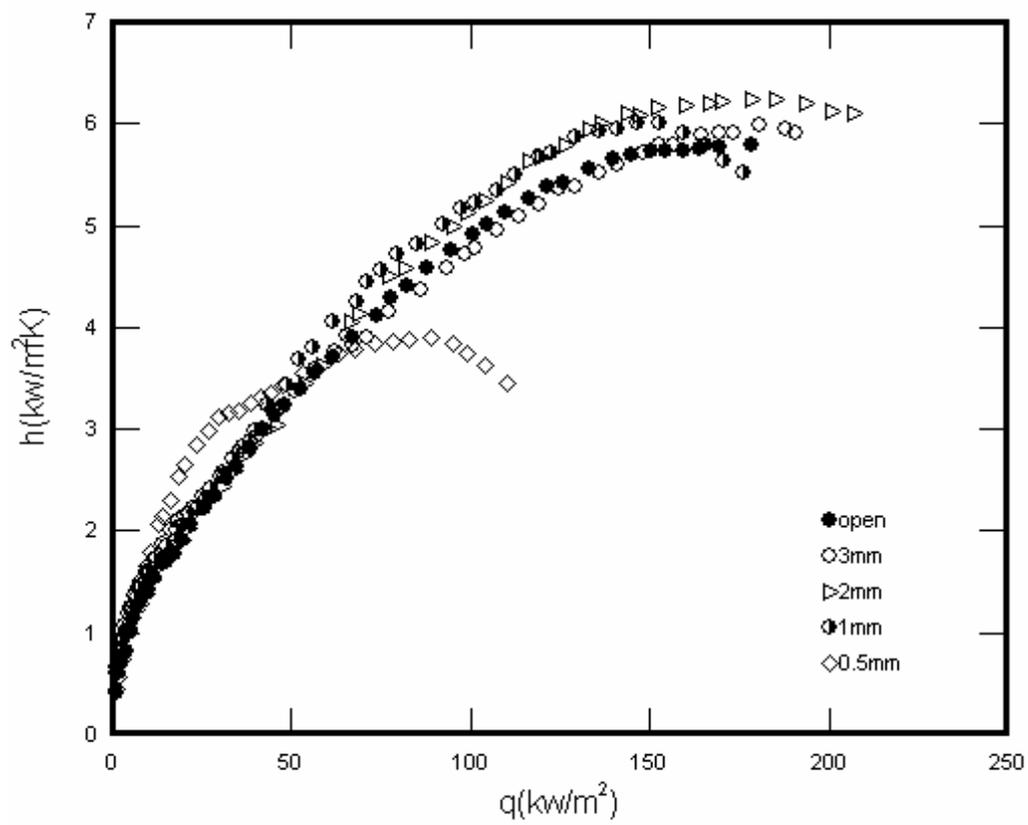


圖 4-24 $\theta=90^\circ$ 時四種間隙與開放式的熱傳係數

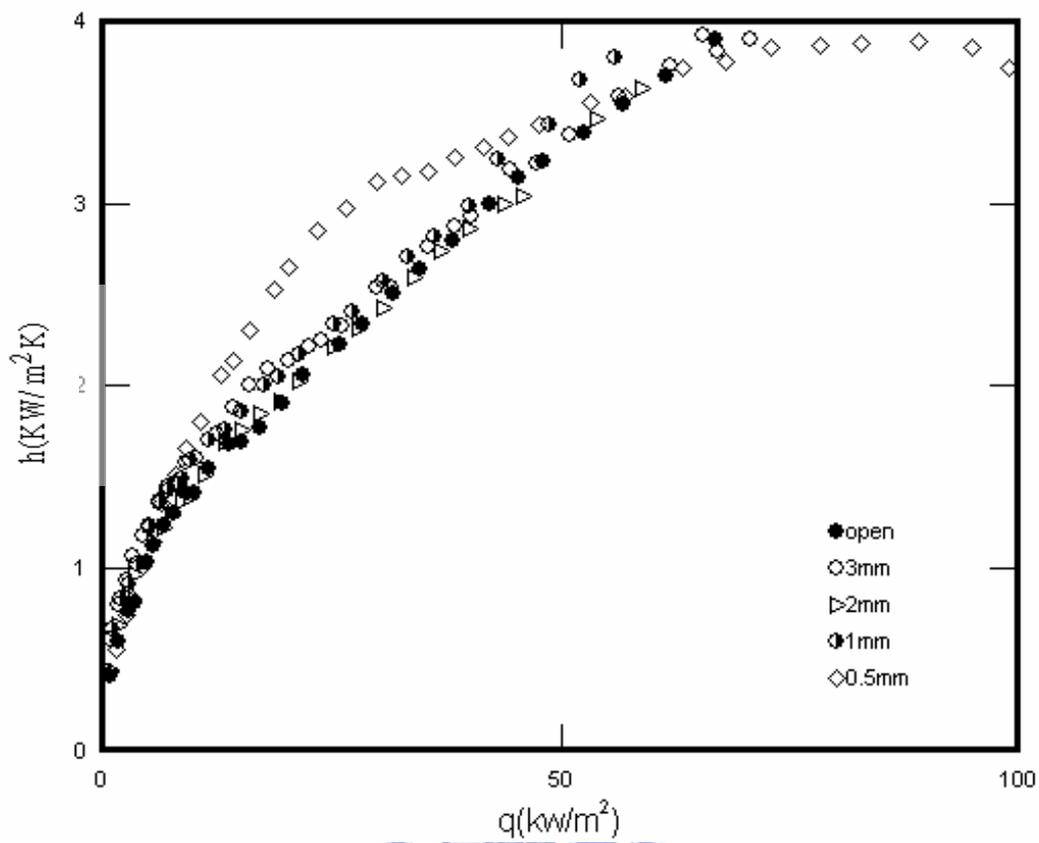
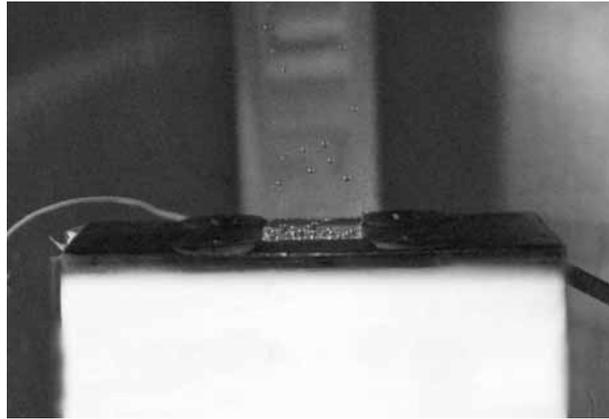
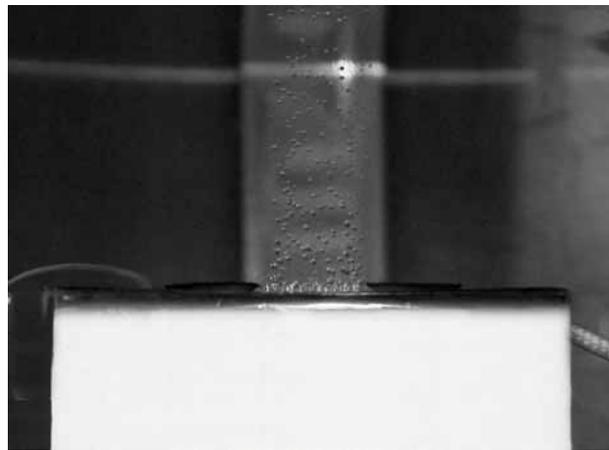


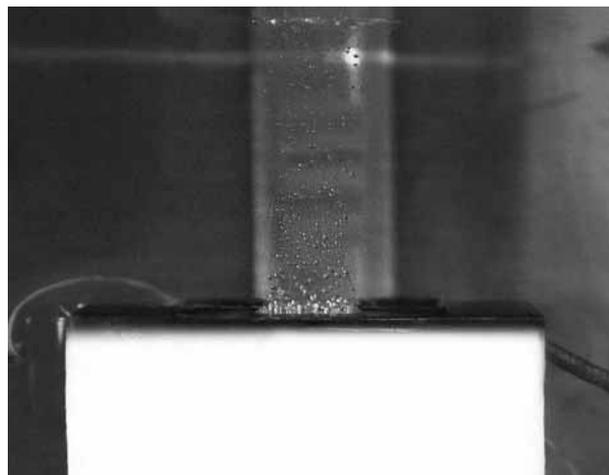
圖 4-25 $\theta=90^\circ$ 時四種間隙與開放式在低熱通量熱傳係數放大圖



低熱通量($60 \text{ KW}/\text{m}^2$)

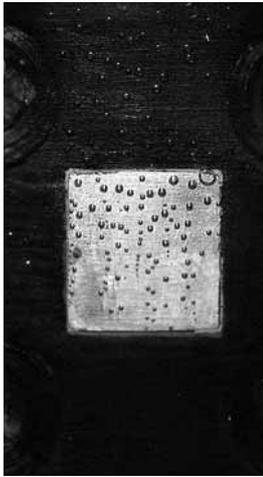


中熱通量($120 \text{ KW}/\text{m}^2$)



高熱通量($180 \text{ KW}/\text{m}^2$)

圖 4-26 $\theta = 0^\circ$ ，開放式加熱面在不同熱通量下氣泡情況



低熱通量(60 KW/m^2)

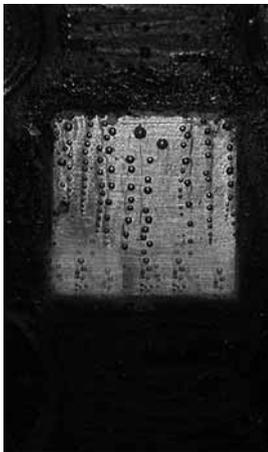


中熱通量(80 KW/m^2)



高熱通(100 KW/m^2)

圖 4-27(a) $\theta = 90^\circ$ ，間隙 $S=0.5\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況



低熱通量(60 KW/m^2)

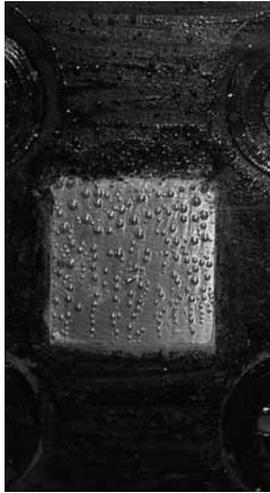


中熱通量(120 KW/m^2)

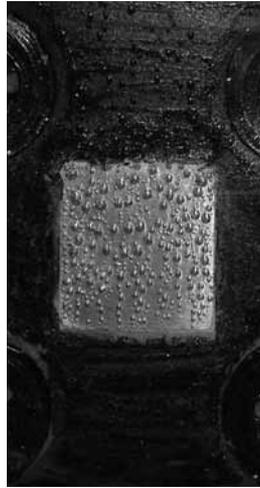


高熱通(160 KW/m^2)

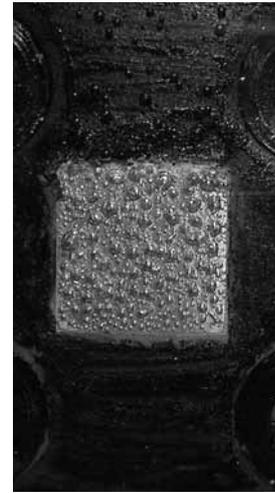
圖 4-27(b) $\theta = 90^\circ$ ，間隙 $S=1\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況



低熱通量(60 KW/m^2)

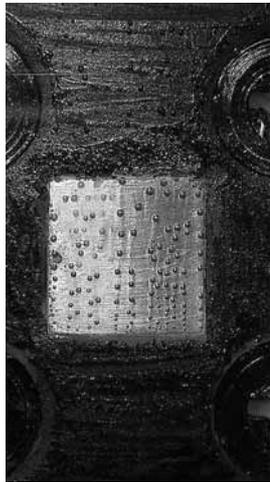


中熱通量(120 KW/m^2)

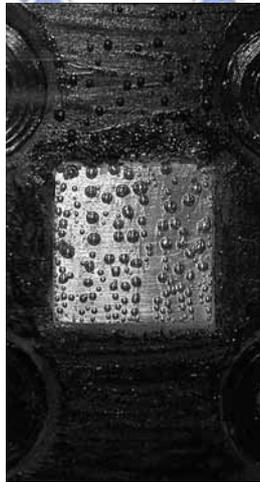


高熱通量(180 KW/m^2)

圖 4-27(c) $\theta = 90^\circ$ ，間隙 $S=2\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況



低熱通量(60 KW/m^2)



中熱通量(120 KW/m^2)



高熱通量(180 KW/m^2)

圖 4-27(d) $\theta = 90^\circ$ ，間隙 $S=3\text{mm}$ 時不同熱通量下氣泡情況



低熱通量(60 KW/m^2)

中熱通量(120 KW/m^2)

高熱通(180 KW/m^2)

圖 4-27(e) $\Theta = 90^\circ$ ，開放式時不同熱通量下氣泡情況



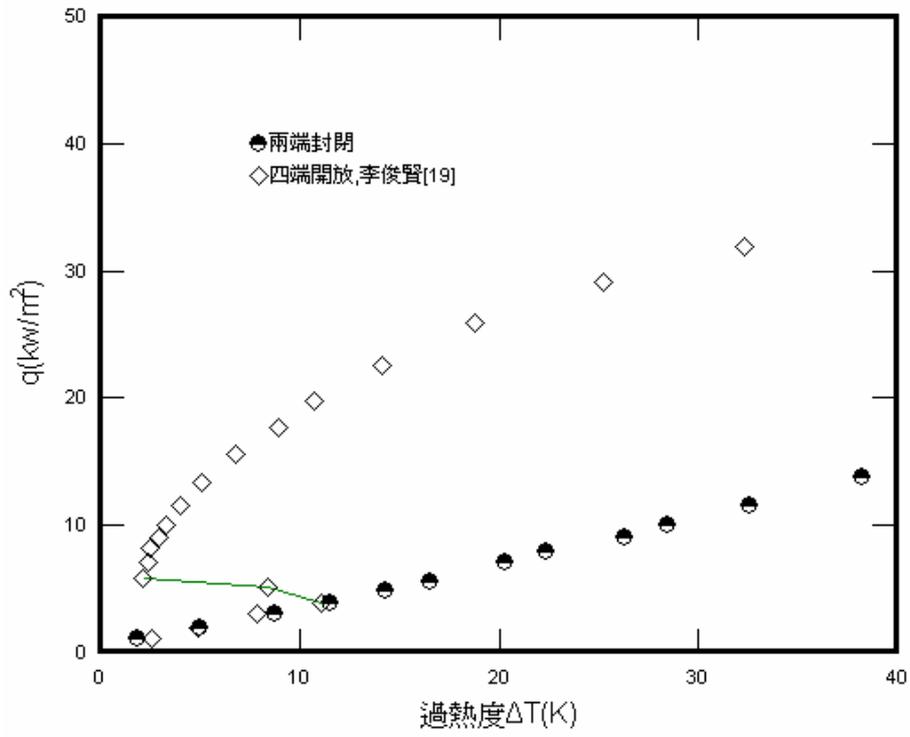


圖 4-28 $\theta = 0^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 兩端封閉與四端開放的池沸騰曲線

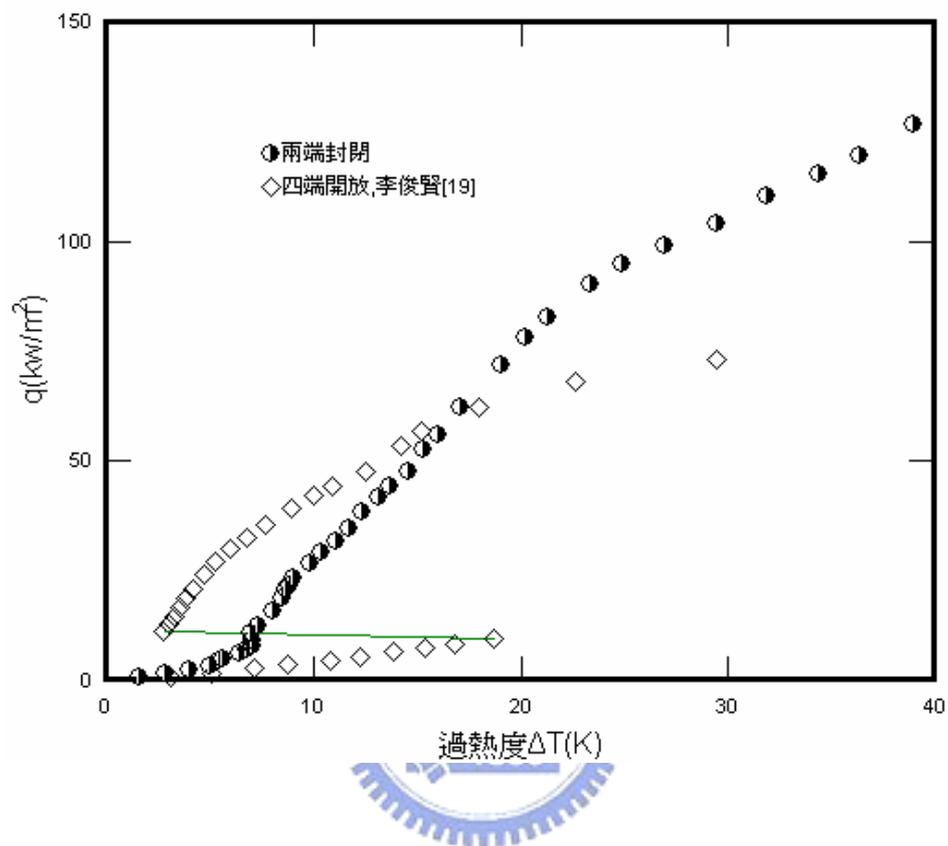


圖 4-29 $\Theta = 90^\circ$, $S=0.5\text{mm}$ 兩端封閉與四端開放的池沸騰曲線

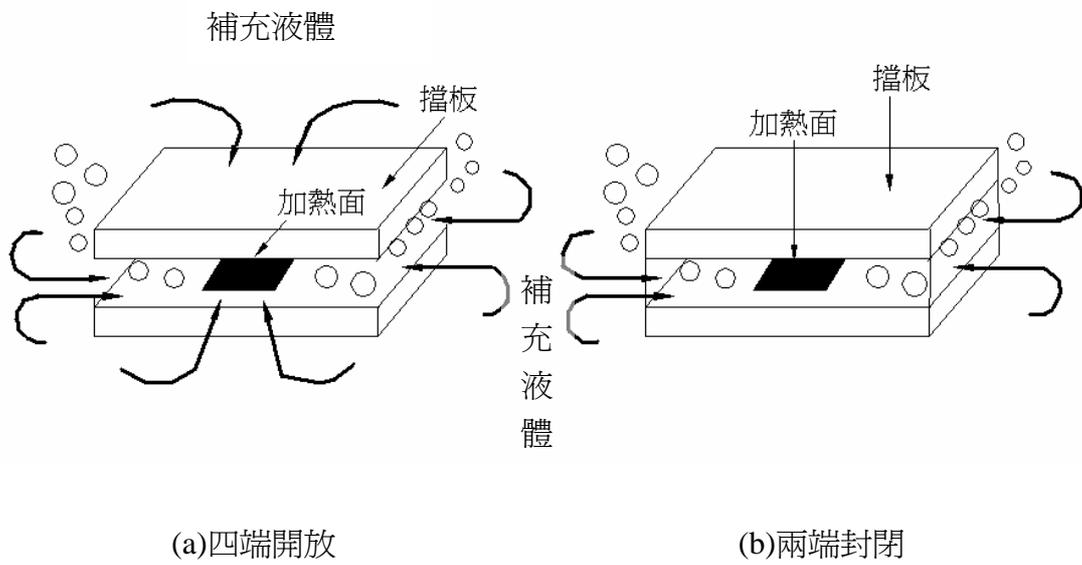


圖 4-30 $\theta = 0^\circ$ 加熱時液體補充情形

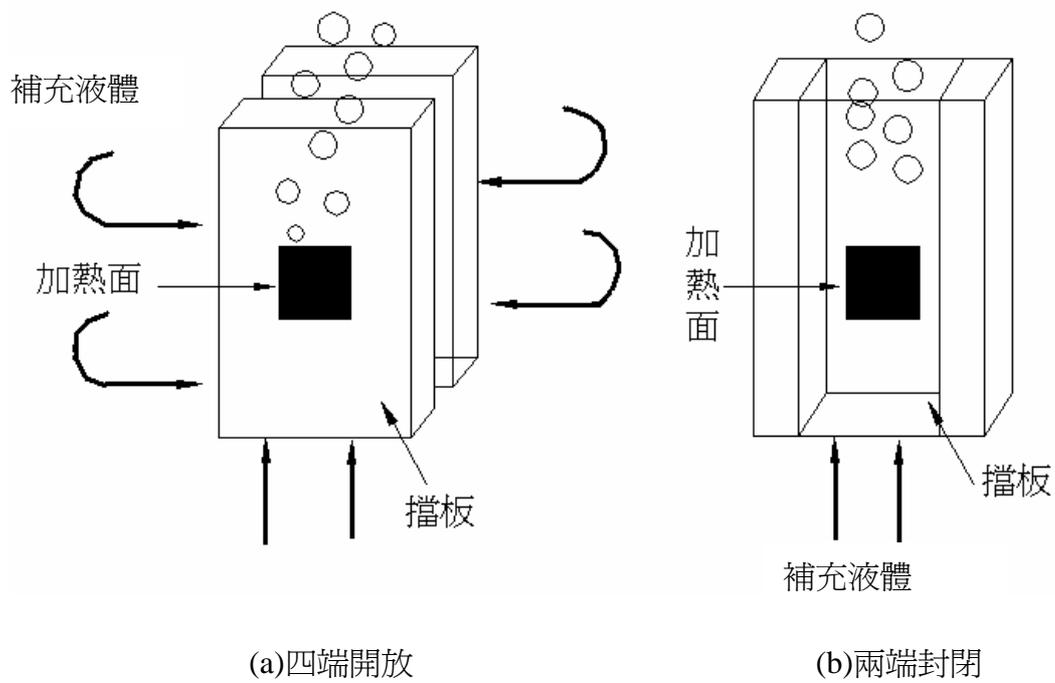


圖 4-31 $\theta = 90^\circ$ 加熱時液體補充情形

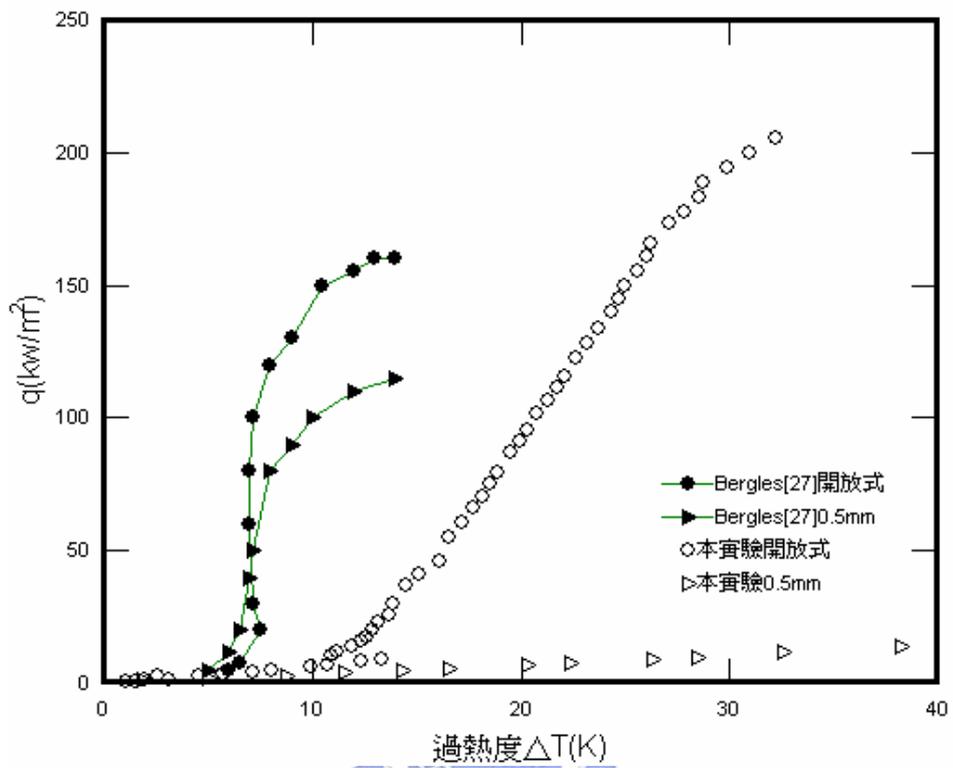


圖 4-32 $\theta = 0^\circ$ ，本實驗與 Bergles[27]的池沸騰曲線

第五章結論及未來方向

本實驗以 FC-72 為工作流體，進行小間隙兩端封閉狹窄矩形空間的飽和池沸騰實驗，分析不同間隙與角度的起始過熱度、沸騰曲線與臨界熱通量的特性。

以下是本實驗所歸納的幾個結果：

1. 加熱片方向 $\Theta=0^\circ$ 時，在低熱通量， $S=1\text{mm}$ 有最佳熱傳係數。在高熱通量時，開放式有最佳熱傳係數。間隙對水平加熱的臨界熱通量有嚴重的抑制效果。
2. 加熱片方向 $\Theta=45^\circ$ 時，在低熱通量， $S=0.5\text{mm}$ 有最佳熱傳係數。在高熱通量時， $S=2\text{mm}$ 有最佳熱傳係數，而且 $S=2\text{mm}$ 的臨界熱通量為最高。
3. 加熱片方向 $\Theta=90^\circ$ 時，在低熱通量， $S=0.5\text{mm}$ 有最佳熱傳係數。在高熱通量時， $S=2\text{mm}$ 有最佳熱傳係數，而且 $S=2\text{mm}$ 的臨界熱通量為最高，與 $\Theta=45^\circ$ 結果相同。
4. 加熱面傾斜或垂直時，在低熱通量，小間隙會增強熱傳係數，尤其以 $S=0.5\text{mm}$ 最為明顯，但對水平而言，小間隙反而對臨界熱通量有嚴重的抑制作用。垂直加熱情況下，有間隙存在的時候，氣泡的合併容易發生，氣泡發生合併時熱傳係數會上升。間隙造成氣泡的脫離與流體的補充都在同一方向，形成類似管流的情況，因此氣泡脫離所造成的熱虹吸管的效應[39]，液體在狹窄流道的速度增加，而且氣泡脫離時會擾動氣泡和加熱面之間的微液膜，使得熱傳係數提高。對於水平加熱面而言，氣泡流動方向與流體的補充方向相反，沒有熱虹吸效應的幫助，氣泡在加熱表面呈現垂直和水平方向游移不定，且氣泡脫離加熱表面受擋板的阻礙，使得熱傳係數降低。
5. 水平加熱時溫度超越現象所造成的溫度偏移情況較加熱面傾斜或垂直時明顯。

本實驗 $\Theta=45^\circ$ 與 $\Theta=90^\circ$ 在小間隙時其熱傳係數高於開放式，若將加熱表面的結構做修改，如鰭片加熱面，熱傳係數及最大臨界熱通量是否能往上提升，或使溫度超越現象消失，這些都需後續相關研究。

附錄

不準度分析

由 S. J. Kline [37] 所建議的不準度分析方法如下：

設有一實驗值R是由測量值 x_1 、 x_2 、 x_3 …… x_n 所計算而來，而這些測量值各有不

準度為 $\frac{\delta x_1}{x_1}$ 、 $\frac{\delta x_2}{x_2}$ …… $\frac{\delta x_n}{x_n}$ ，R的誤差量為

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1 + \frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2 + \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n$$

因為 δx_1 、 δx_2 …… δx_n 皆很小，所以 δR 可近似為

$$\delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \delta x_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

所以R的不準度可以寫成

$$\frac{\delta R}{R} = \left[\left(\frac{\partial R/R}{\partial x_1/x_1} \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R/R}{\partial x_2/x_2} \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R/R}{\partial x_n/x_n} \frac{\delta x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$= \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_1} \frac{\delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_2} \frac{\delta x_2}{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln x_n} \frac{\delta x_n}{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \dots (a)$$

依照以上公式可以用來分析本實驗所須計算的總熱通量 q''_{total} ，熱損失 q''_{loss} ，過熱度 ΔT ，及熱傳係數 h 。

A. 總熱通量 q''_{total} 是由電流I與電壓V相乘而得

$$q''_{total} = IV$$

從公式 (a) 可知不準度為

$$\frac{\delta q''_{total}}{q''_{total}} = \sqrt{\left(\frac{\delta I}{I} \right)^2 + \left(\frac{\delta V}{V} \right)^2}$$

B. 熱損失 q''_{loss} ，由 3.4 得

$$q''_{loss} = q''_{side} + q''_{botto}$$

將鐵氟龍的尺寸代入再使用公式 (a) 可得

$$\frac{\delta q_{loss}''}{q_{loss}''} = \sqrt{\left(\frac{\delta A_{side}}{A_{side}}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_{bottom}}{A_{bottom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l_{12}}{l_{12}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l_{13}}{l_{13}}\right)^2 + \left(\frac{T_1}{T_1 - T_2} \cdot \frac{\delta T_1}{T_1}\right)^2 + \left(\frac{T_1}{T_1 - T_3} \cdot \frac{\delta T_1}{T_1}\right)^2 + \left(\frac{T_2}{T_1 - T_2} \cdot \frac{\delta T_2}{T_2}\right)^2 + \left(\frac{T_3}{T_1 - T_3} \cdot \frac{\delta T_3}{T_3}\right)^2}$$

C. 真正由加熱片接受的熱量 $q'' = q''_{total} - q''_{loss}$ ，用公式 (a) 計算可知不準度為

$$\frac{\delta q''}{q''} = \sqrt{\left(\frac{q''_{total}}{q''_{total} - q''_{loss}} \cdot \frac{\delta q''_{total}}{q''_{total}}\right)^2 + \left(\frac{q''_{loss}}{q''_{total} - q''_{loss}} \cdot \frac{\delta q''_{loss}}{q''_{loss}}\right)^2}$$

D. 過熱度 ΔT 是由加熱片中的熱電偶所測得之壁溫 T_w 減去FC-72 在一大氣壓下的飽和溫度 T_{sat} 而得， $\Delta T = T_w - T_{sat}$ ，以公式 (a) 分析可得

$$\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} = \left[\left(\frac{\delta T_w}{T_w}\right)^2\right]^{1/2}$$

E. 熱傳係數 $h = \frac{q''}{\Delta T}$ ，以公式 (a) 可計算出

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q''}{q''}\right)^2 + \left(\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2}$$

本實驗的不準度分析忽略常數值的誤差。

參考文獻

1. Nukiyama,S.,1934,"The maximum and Minimum Value of Heat Transfer from Metal to Boiling Water under Atmosphere Pressure ",*Int.J.Heat Mass Tran*,Vol.9, pp.1419-1433 ◦
2. Volmer,1945,"M.Kinetik der Phasenbildung",*Edwards Bros.,Ann Arbor* ◦
3. Bar-Cohen,A., 1992,"State-of-the Art and Trends in the Thermal Packaging of the Electronic Equipment " ,*J.Electronic Packaging*,V.114,pp.257-270。
4. Oktay,S.,1994, "Beyond Thermal Limits in the Computers Systems",*Kluwer Academic Public,Dordrecht* ◦
5. Isaacson,E.,Isaacson,M.,1975,"Dimensional Methods in Engineering and Physics",*Edward Arnold,London*
6. Katto,Y.,1978,"Generalized Correlations for Critical Heat Flux of Natural Convection Boiling in Confined",*Trans. JSME* ,v.44 ,pp.3908-3911 ◦
7. Yao,S. C.,Chang,Y.,1983,"Pool Boiling Heat Transfer in a Confined Space",*Int. J. Heat Mass Trans.*,v.26,pp. 841-847 ◦
8. Bar-Cohen,A., Rohsenow,W. M.,1984,"Thermally Optimum Spacing of Vertical Natural Convection Cooled Plates",*J. Heat Trans.*,v.106,PP.116-123 ◦
9. Fujita,Y.,Ohta,H.,Uchida,S. and Nishikawa,K.,1988,"Nucleate Boiling Heat Transfer and Critical Heat Flux in Narrow Space between Rectangular Surfaces",*Int. J. Heat and Mass Trans.*,v.31,pp.229-238 ◦
10. Katto,Y.,Yokoyama,S. and Teraoka,K.,1992"Nucleate and Transition Boiling in Narrow Space between Two Horizontal Parallel Disk Surfaces Bull",*JSME20*, v.143,pp.638-643 ◦
11. Xia,C.,Guo,Z.and Hu,W.,1992,"Mechanism of Boiling Heat Transfer in Narrow Channels",*in proc,28th Nat Heat Trans.Conf*,pp.111-119 ◦
12. Rampisela,P.F.,1993,"Etude experimentale de l'ébullition en espace confiné",*Thèse de Doctorat,INPG,Grenoble,France*,p.193 ◦
13. Bonjour,J.,Zaghoudi,M.C.,Lallemand,M.,1996,"Prediction of Heat Transfer Coefficient During Nucleate Pool Boiling in Vertical Channels",*Eurotherm Seminar no48 on Pool Boiling*,pp.201-208 ◦
14. Tingwei Guo,Tingying Zhu,1997,"Experimental Research on The Enhancement of Boiling Heat Transfer of Liquid Helium in Narrow Channel", *Cryogenics*, v.37, pp.67-70 ◦
15. Misale,M.,Bergles,A. E.,1997," The Influence of Channel Width on Natural Convection and Boiling Heat Transfer from Simulated Microelectronic Components",*Experimental Thermal and Fluid Science*,v.14,pp.187-193 ◦
16. Bonjour,J.,Lallemand,M.,1998,"Flow Patterns During Boiling in a Narrow Space

- Between Two Vertical Surfaces", *Int.J.Multiphase Flow*, v.24, pp.947-960 ◦
17. Misale, M., Guglielmin, G., Frogheri, M. and Bergles, A. E., 1999, "FC-72 Pool Boiling from Finned Surfaces Placed in a Narrow Channel: Preliminary Results", *Heat and Mass Transfer*, v.34, pp.449-452 ◦
 18. 陳文忠, 2002, "Study of Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 Between Two Plates", 國立交通大學碩士論文 ◦
 19. 李俊賢, 2003, "Study of Enhanced Pool Boiling of Dielectric Fluid FC-72 Between Two Plates", 國立交通大學碩士論文 ◦
 20. You, S. M., Bar-Cohen, A. and Simon, T. W., 1995, "Effect of Dissolved Gas Content on Pool Boiling of a Highly Wetting Fluid", *J.Heat Transfer* vol.117, p.p687-692 ◦
 21. Aderson, T.M, Mudawar, I., 1989, "Microelectronic Cooling by Enhanced Pool Boiling of a Dielectric Fluorocarbon Liquid", *J.Heat Transfer*, vol.111, pp.752-759 ◦
 22. Fujii, M., Nashiyama, E., Yamanaka G., 1979, "Nucleate Pool Boiling Heat Transfer from Micro-porous Heating Surface", *Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME, pp.45-51 ◦
 23. Nishikawa, K., Fujita, Y., Uchida, S. and Ohta, H., 1994, "Effect of Surface Configuration on Nucleate Boiling Heat Transfer", *Int.J.Heat and Mass Transfer*, v.27, pp.1559-1571 ◦
 24. You, S. M., Bar-Cohen, A. and Simon, T. W., 1995, "Experiments on Nucleate Boiling Heat Transfer with a Highly-Wetted Dielectric Fluids: Effect of Pressure Subcooling and Dissolved Gas Content", *J.Heat Transfer*, vol.118, pp.564-571 ◦
 25. You, S. M., Bar-Cohen, A. and Simon, T. W., 1990, "Boiling Incipience and Nucleate Boiling Heat Transfer of Highly-Wetted Dielectric Fluids From Electronic Materials", *InterSociety Conference on Thermal Phenomena* ◦
 26. Bergles, A.E, Chyu, M.C, 1981, "Characteristics of Nucleate Pool Boiling from Porous Metallic Coatings", *Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME HTD, vol.18, pp.61-71 ◦
 27. Gulielmini G., Misale M., Frogheri M., Bergles A.E., 1999, "FC-72 Pool Boiling from Surface Placed In a Narrow Channel: Preliminary Result", *Int. J. Heat Mass Trans*, v.34, pp. 449-452 ◦
 28. Rohsenow, W.M., 1952, "A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids", *Trans.ASME*, vol.74, pp.969-975 ◦
 29. Mikic, B.B., Rohsenow, W.M., 1969, "A New Correlation of Pool Boiling Data Including the Effect of Heating Surface Characteristics", *J.of Heat Transfer*, pp.245-250 ◦
 30. Gjerkes, Henrik and Iztok, Globic, 2002, "Measurement of Certain Parameters Influencing Activity of Nucleation Sites in Pool Boiling", *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.25, pp. 487-493 ◦

31. Bonjour, Jocelyn, Clause, Marc and Lallemand, Monique, 2000, "Experimental Study of The Coalescence Phenomenon during Nucleate Pool Boiling", *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.20, pp.180-187 ◦
32. Watwe, A. A., 1996, "Measurement and Prediction of The pool Boiling Critical Heat Flux in Highly Wetting Fluids" , Ph.D. Dissertation , University of Minnesota, Minnesota ◦
33. Zuber, N., 1959, "Hydrodynamic Aspects of Boiling Heat Transfer", AEC Report no. AECU-4439, Physics and Mathematics ◦
34. Monde, M., Inoue, T. and Mitsutake, Y., 1997, "Critical Heat Flux in Pool Boiling on a Vertical Heater", *Heat and Mass Transfer*, v.32, pp.435-440 ◦
35. Gu, J. M., Lu, M., 1999, "The New Assumption for Calculating Heat Transfer in Pool Boiling", *Heat and Mass Transfer*, v.35, pp. 295-297 ◦
36. 3M Company, Physical Properties Data, 2002 ,Private Communication, Katoka Japan ◦
37. Kline, S.J., 1985, "The Purpose of Uncertainty Analysis", *J. Fluids Engineering*, v.107, pp.153-160 ◦
38. Rini, Daniel P., Chen, Ruey-Hung and Chow, Louis C., 2001, " Bubble Behavior and Heat Transfer Mechanism in FC-72 Pool Boiling ", *Experimental Heat Transfer*, v.14, pp.27-44 ◦
39. Nowell, Jr., R.M., S.H. and Jaeger, R.C., 1995, "Effect of Channel Width on Pool Boiling from a Microconfigured Heat Sink", *IEEE Trans. Comp., Packaging, and Manufact Technol*, v.18, No.3, pp.534-539 ◦