

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

HFE-7100介電液冷煤在微通道散熱器之
兩相沸騰研究

Studies of Two-Phase Boiling Heat Transfer on Dielectric Fluid
HFE-7100 in Microchannel Heat Sink

研究生：洪國元

指導教授：楊文美 博士

中華民國九十七年七月

摘要

微通道內流動沸騰熱傳在熱流科技與電子散熱等方面之應用正受到重視，但仍有許多熱傳上的基本論點尚未被釐清。本研究以實驗方法探討介電液體(HFE-7100)在微通道散熱冷板內之蒸發熱傳特性與壓降現象:即探討熱通量、質通量、蒸氣乾度對於熱傳係數與壓降現象的影響。

本實驗之散熱冷板使用水力直徑 $435\mu\text{m}$ 之平行多管式微通道設置。得到以下結果，當質量通率為 $200\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ，熱通率 $10 \sim 25 \text{ kW}/\text{m}^2$ 時，冷媒HFE-7100的沸騰對流熱傳係數很明顯的隨著乾度增加而下降，原因是在於鄰近流道中的震盪與迴流現象所致。然而，在較高質通率， $G = 400\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 時，我們發現熱傳係數隨著乾度的變化幾乎無明顯變化，反之壓降卻會隨著熱通量的變化有明顯的相依特性，這是因為迴流現象的影響，會隨著流體慣性的增加而減少所導致。

關鍵字：微通道、介電液、兩相熱傳、HFE-7100

誌 謝

由衷地感謝我的指導教授 楊文美博士在這兩年的時間對我的悉心指導，使我在學業、待人處世及研究態度方面更是獲益良多。以及工研院能環所 王啟川博士、楊授印博士在專業領域上之訓練。還有交通大學 傅武雄教授、中山大學 游明輝教授、工研院能環所 陳玉芬博士對於本論文的指導和建議，使本篇論文更加完整。

感謝龍億學長在實驗設備的設計上給我許多觀念上的建議，使我能更順利地進行研究。實驗室中的學長豪傑、立杰、仁聰，同窗梓源、榮豐、坤煌、世杰、孟成、聖文、斯祈、維哲、勝富、與嘉偉在生活中的互相支持及實驗技術上的互相交流，都讓我獲益匪淺。也感謝仁鈞、俊傑及俊敏學弟在這段期間對我的幫助和鼓勵。

雖然在交大只有短短的兩年，可是對交大的感情實是無法以言語來形容的。最後要感謝我的父母對我的支持，讓我可以沒有後顧之憂地完成學業。總之，要感謝的人太多了，在此謹以此論文獻給所有關心我、愛護我的人。

洪國元 謹誌於新竹交大

目 錄

摘要.....	I
致謝.....	II
目錄.....	III
表目錄.....	V
圖目錄.....	VI
符號說明.....	VII
第一章 緒論.....	1
1-1 前言	1
1-2 文獻回顧	2
1-3 研究目的	5
第二章 實驗系統與方法	6
2-1 工作流體	6
2-2 除氣設備	6
2-3 測試段	7
2-4 預熱段迴路	7
2-5 冷凝器與次冷裝置	8
2-6 量測元件	8
2-6-1 溫度計	8
2-6-2 壓力計及差壓計	9
2-6-3 流量計	9
2-7 實驗儀器	9
2-7-1 電源供應器及加熱片	9
2-7-2 資料擷取系統	10
2-7-3 幫浦	10
2-7-4 壓力扣具	10

2-7-5 恆溫循環水槽	10
2-8 實驗參數	10
2-9 實驗方法及步驟	11
2-9-1 實驗前準備工作	11
2-9-2 熱損實驗量測	11
2-9-3 實驗步驟	11
2-10 實驗穩定判斷及注意事項	12
第三章 數據分析與歸納	14
3-1 測試段之熱損失之預估	14
3-2 預熱段熱損失之估計	14
3-3 微通道表面溫度之推算	15
3-4 單相強制對流之熱傳係數	15
3-5 兩相流熱傳係數與蒸汽乾度	16
3-6 兩相流動壓降分析	17
3-7 單相強制對流熱傳係數經驗式	19
第四章 實驗結果與討論	20
4-1 壓降分析與經驗式比較	20
4-2 熱傳分析	21
4-2-1 單相分析	21
4-2-2 雙相分析	22
第五章 結論	24
參考文獻	26

表 目 錄

表 1 水力直徑範圍之流道分類	29
表 2 介電液HFE-7100 與水在一大氣壓之性質比較	30
表 3 控制參數範圍	31



圖 目 錄

圖 1	系統設備圖	32
圖 2	介電液HFE-7100之除氣過程示意圖	33
圖 3	測試段設計示意圖	34
圖 4	熱電偶之量測位置示意圖	35
圖 5	微流道散熱冷板示意圖 (a) 上板 (b) 底板	36
圖 6	散熱冷板外觀圖	37
圖 7	反向流動式熱交換器-雙套管(a)雙套管截面圖 (b)外觀圖	38
圖 8	壓力扣具	39
圖 9	測試段熱散失狀況示意圖	40
圖 10	質通量 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量(a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較	41
圖 11	質通量 $G = 295.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量(a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較	42
圖 12	質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量(a) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較	43
圖 13	不同質通量時各項壓降所占總壓降之值	44
圖 14	單相實驗結果與經驗式和完全發展流之比較(a)表面摩擦因子 (b)紐塞爾數	45
圖 15	質通量 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ，熱通量對(a)兩相對流熱傳係數 (b)壓降與蒸氣乾度之影響	46
圖 16	質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ，熱通量對(a)兩相對流熱傳係數 (b)壓降與蒸氣乾度之影響	47

符號說明

A	面積, m^2
C_p	比熱, $J/kg^\circ C$
Bo	沸騰數(Boiling number)
Co	對流數(Convection number)
D, d	管道直徑, m
D_h	水力直徑, m
Fr	福祿數(Froude number)
f	摩擦因子
g	重力加速度, m/sec^2
G	質量通率, kg/m^2sec
h	熱傳係數, $W/m^2^\circ C$
h	相對高度, m
k	導熱係數, $W/m^\circ C$
i_{fg}	潛熱, J/kg
I	電流, A
L	流道長度, m
\dot{m}	流率, kg/sec
n	流道數
Nu	紐塞爾數(Nusselt number)
P	壓力, Pa
Pr	布朗克數(Prandtl number)

Q	熱量, Watt
Re	雷諾數(Reynolds number)
T	溫度, °C
U	總熱傳係數, W/m ² °C
V	伏特數, Watt ; 速度, m/sec
ν	比容, m ³ /kg
W	流道寬度, mm
x	蒸氣乾度
y	實驗量測參數
z^+	無因次化發展微流道長度

希臘符號

P	壓降, Pa
T	溫差, °C
T_m	對數平均溫度差, °C
x	微流道內乾度變化量
μ	黏度, Ns/m ²
ρ	密度, kg/m ³

下標

a	加速度
arv	平均



b	墊木底座
exp	實驗值
f	薄膜溫度
fg	焓差
H, HFE	冷煤側
nc	自然對流熱傳係數
i, o	進、出口
ideal	理想狀態
lat	潛熱項
loss	熱損項
p, pre	預熱段
t	冷板上方
s	單相流動
sen	顯熱項
sat	飽和態
tp	兩相流動狀態
w	水側
wall	冷板壁面溫度
∞	環境狀態



第一章 緒論

1-1 前言

在傳統工業中，釐米流道大幅廣泛被應用在航空工業、大型緻密式熱交換器與其他較大型工業。近年來，電子構裝元件與 IC 晶片日趨輕薄短小，功能也相對提升，微通道於電子元件散熱、微機電裝置、生物醫學系統與其他微小元裝置之應用日廣，微型熱交換器之使用將是未來工業之趨勢，Kandlikar and Grande [1] 依流道水力直徑的不同去定義在各尺寸流道下之名稱，其分類如表 1 所示。

在過去數十年間，電子散熱方法主要是以風扇產生之強制對流再搭配散熱鰭片來增加散熱面積以提高散熱效能，但隨之而來的是風扇的震動與噪音。當單位功率瓦數近於 100 kW/m^2 ，傳統氣冷技術已無法將元件表面上發出之熱量即時帶走。因此以介電流體對電子元件作直接冷卻，或以介電液在微小通道熱交換器(Micro Channel Heat Sink)內與電子元件作熱交換的技術逐漸受到重視，由於其相變化過程中核沸騰與強制對流的高效率熱傳性能，將使介電液使用於電子系統散熱成為一極有潛力的選擇。

對液體相變化散熱來說，一個很重要的關鍵就是液體的選擇，以應用於電子系統的散熱來說，過去的資料顯示氟碳系列的流體(FC系列)已有成功應用的例子。最早在 1960 年代，介電流體 FC-75 與 FC-77 被使用在美國軍方系統 MIL-H-81829。1985 年氟碳介電流體 FC-72 已被成功使用在 Cray-2 的超級電腦上。1980 年代末期 SS-1 超級電腦亦使用介電流體 FC-77 來有效的在電子元件內進行散熱，並可減少電子元件的封裝比重及改善系統的雜訊與高溫問題。

本文選擇使用介電液 HFE-7100 為工作流體，主要為考慮在實際運用於現今之電子元件時，若流體管路因人為損壞導致流體洩漏時可避免電子元件損毀，此因其具有低介電係數之特性，且同時具有化學穩定性、無毒、不可燃及低沸點，潛熱亦比 FC 系列之冷媒較高等優點。FC 系列的冷媒是 Fluorinert 液體，它具有較高的全球暖化潛能(GWP)以及較長存於大氣的生命週期。HFE 系列的氫氟酸冷媒則是具有較低全球暖化潛能的物質，它的開發目的是在性能與環境保護中取得平衡，並且具有較為安全的工作特性(3M, 2003)。因此，本研究的目的即是探討冷媒 HFE-7100 在多管式微通道熱交換器中的熱傳特性。

1-2 文獻回顧

Kew and Cornwell [2] 提出在流動條件下，剪應力對氣泡成長與脫離會有一定程度的幫助，遂提出傳統通道與微通道區隔尺寸方程式如下：

$$d_{threshold} = \left(\frac{4\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right)^{1/2} \quad (1-1)$$

亦即如果通道尺寸大於 $d_{threshold}$ 時則為傳統通道，反之則為微通道。

Chinnov and Kabov [3] 提出與 Kew and Cornwell 類似的觀念，利用毛細常數 l_σ 將通道分成四個區塊如下(ξ 為通道與重力方向的夾角)：

$$l_\sigma = \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G) \cos \xi} \right)^{0.5} \quad (1-2)$$

(1)大尺度通道(large-scale channel)， $D_h > 5l_\sigma$ ，此區域中毛細力的影響可以完全忽略(但毛細力在氣液界面與氣泡生成脫離仍扮演一定的腳色)

- (2)重力/毛細力通道(gravity-capillary channel)， $0.5l_{\sigma} < D_h < 5l_{\sigma}$ ，此區重力與毛細力都具備一定程度的影響，但重力的影響大於毛細力。
- (3)毛細力/重力通道(capillary-gravity channel)， $0.1l_{\sigma} < D_h < 0.5l_{\sigma}$ ，此區毛細力的影響大於重力。
- (4) 毛細力通道(capillary-gravity channel)， $D_h < 0.1l_{\sigma}$ ，此區重力可以完全忽略。

Liu et al. [4] 分別以介電流體 HFE-7100 與 FC-72 研究在工作壓力一大氣壓情況下探討池沸騰機制，結果發現 HFE-7100 在次冷度 0~20K 的狀態下薄膜沸騰有較高的散熱機制，FC-72 則在核沸騰模式中有較優越的效率。

Palm [5] 統整在微小管道內之兩相流動沸騰之研究，歸納出在管道內直徑小於 1mm 出現 fictitious boiling 的流動沸騰機制，同時於管道內直徑小於 4mm 時流動沸騰主要熱傳機制為核沸騰，則可利用 Copper's 經驗修正式來預測流動沸騰之熱傳係數。

Qu and Mudrawar [6] 以去離子水為工作流體探討在 21 條平行流道且水力直徑 348 μ m 內之飽和流動沸騰熱傳，其結果透露出在質量通率 135~402 kg/m²sec 時流道內主要熱傳機制為強制對流蒸發，其相對應的流譜為環狀流動型式，此外亦發現在飽和態流動中熱傳係數隨著蒸汽乾度增加而減少，與傳統釐米流道之研究所得趨勢完全相反。此獨特的微通道特性他們歸納於在環狀流機制中，因流動速度較快所產生的剪力效應，一部份之液體被夾帶到管中央的小液滴所造成，此現象稱為 droplet entrainment。

Steinke and Kandlikar [7] 以實驗方法探討在 6 條水力直徑為

207 μm 的平行流道中之流動沸騰特性。其結果發現，當最大熱通量 930 kW/m^2 時，熱傳係數可到達 192 $\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$ ，兩相熱傳係數隨著蒸氣乾度增加而遞減，並和 Qu and Mudrawar [6] 研究成果亦有相同的趨勢。此外，也證實在蒸汽乾度 0.2~0.8 時 Kandlikar 流動沸騰經驗式 [8] 有較準確的預測，在較低乾度時此經驗式則不適用。

Dupont and Thome [9] 探討在兩相流動沸騰狀態下流道的水力直徑與熱傳係數的影響，其實驗結果發現在流道水力直徑介於 0.5~2mm、蒸氣乾度小於 0.04 且工作流體為 R-123 的條件下，熱傳係數隨著水力直徑縮小而增加，但在蒸汽乾度大於 0.18 時熱傳係數隨著水力直徑增大而增加。

Lu and Wang [10] 以數值模擬方法研究散熱冷卻板進出口方式之改變去探討溫度場與速度場的分佈狀況，發現以衝擊流方式作為散熱冷板進出口時，冷板內的溫度場與速度場分佈會隨著流道數增加而獲得改善，此外在 $\text{Re}=300$ 時衝擊流進出口方式可以提供較優越的熱傳特性。

Wu 和 Simon [11] 提出 FC-72 介電液在含有不凝結氣體及除氣後的狀況下，於低熱通量時除氣、不除氣之沸騰曲線有明顯差異；高熱通量時則趨於一致。其原因為接近壁面的液膜在高熱通量時會被加熱面所除氣。但即使在高熱通量部分的沸騰曲線受不凝結氣的影響不顯著，但其臨界熱通量仍然降低了將近 10%。

Chen 和 Garimella [12] 提出 FC-77 介電液在含有不凝結氣體及除氣後的狀況下，在低壁面溫度時含有不凝結氣體之介電液的熱傳係數約為除氣後之 300~500%；高壁面溫度時除氣與未除氣之熱傳係數

趨於一致，此和 Wu 和 Simon [11] 研究成果有相同的趨勢。

Yen 和 Kasagi [13] 以 FC-72 介電液在水力直徑 0.19、0.3 和 0.51mm 內徑的圓管中，探討在微通道中的熱傳係數與壓降，發現熱傳係數隨著蒸氣乾度增加而下降，並與質量通率無甚關係，此結果迥異於一般釐米流道，認為這是因為在微通道的尺寸下，核沸騰將主導熱傳行為，而強制對流對熱傳的影響相對減少所造成。

1-3 研究目的

以往學者皆以去離子水為工作流體，在微通道內進行兩相流沸騰熱傳研究；近幾年間，亦有學者以介電液 HFE-7100 為工作流體研究其沸騰行為，但皆著重於池沸騰熱傳的領域；而以現今電子散熱來說，則多是使用單相強制對流來進行熱交換。因此本論文以實驗方法研究介電流體 HFE-7100 在多流道散熱冷板中兩相流動沸騰之壓降分析與熱傳機制，以建立良好的熱交換特性供學術界與產業界參考。

第二章 實驗系統與方法

本論文以實驗方法探討介電流體 HFE-7100 在微通道散熱冷板中之兩相沸騰熱傳，實驗系統如圖 1 所示，其中包含：介電流體迴路、預熱器水循環迴路、次冷卻裝置與冷凝器水迴路，及量測元件與資料擷取系統；此外，介電流體除氣裝置亦是不可或缺之設備。

2-1 工作流體

實驗中使用之工作流體為 3M 公司開發之氫氟醚系列之介電流體 HFE-7100 (Hydro-Fluoro-Ether, $C_4F_9OCH_3$)，具有良好的材料相容性 (例如：白金材料、黃銅、紅銅、鋁合金與鐵氟龍) 與有較環保的環境特性，性質和去離子水比較如表 2。



2-2 除氣設備

在一般環境底下，HFE-7100 可以溶解 53 % 體積的空氣，也就是一單位體積的 HFE-7100 在常溫、常壓下約可以包含 0.53 單位體積的空氣，大約等同於 366 ppm，從文獻上得知水的含空氣量約為 8.5 ppm。因此，需要除氣設備來對我們的冷媒進行除氣的動作，除氣設備如圖 2。首先我們將 HFE-7100 注入貯存槽內，然後在貯存槽下方使用 Kapton 加熱片均勻加熱，等到 HFE-7100 被加熱至蒸氣狀態，即會挾帶不凝結氣體往上升至蛇行冷凝管中，接著 HFE-7100 蒸氣被冷凝為液態流回貯存槽內，而不凝結氣體則由上方處散逸到大氣。這個除氣的步驟持續約一小時直到蒸汽壓力與所量測到之飽和溫度在 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ，如圖 2。

2-3 測試段

本實驗系統之測試段包含隔熱電木、散熱冷板與 Kapton 加熱片 (尺寸為長 50 mm，寬 50 mm 與厚 0.2 mm)，加熱片能量由 DC 電源供應器提供。散熱冷板與加熱壁面間安裝 9 根 T-type 熱電偶分別量測介面間之局部溫度。並在加熱片下方，則設計 12 mm 之空氣隔熱層，隔熱層內填滿 Fanyalon 合成橡膠發泡絕熱綿以降低加熱片供熱時於下方發生之熱損失，在隔熱層後安裝有 5 根熱電偶與壁面溫度平均以一維熱傳導公式可預估散熱冷板對下方之熱損失，測試段主要設計如圖 3 及圖 4。

在本研究中，微通道散熱冷板材質為紅銅由精密加工出 80 條長 2.8 cm、寬 437 μm 及深 433 μm ，換算成水力直徑為 435 μm ，本測試冷板進出口方式皆為衝擊流動，如圖 5 及圖 6。

2-4 預熱段迴路



預熱裝置在主迴路中主要控制介電流體 HFE-7100 進入測試段前之蒸汽乾度及進口次冷度。在本系統中之預熱段為一雙套管式熱交換器，外管以水加熱內管中的介電流體，藉由調整水溫與流量來控制實驗中所需求的蒸汽乾度及進口次冷度，預熱段雙套管如圖 6。雙套管需求設計如下：

內管中之工作流體熱傳係數可藉由經驗公式[15] 近似預估出紐塞數(Nusselt number)

$$Nu = \frac{hd_i}{k} = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2-1)$$

雷諾數可以表示成

$$Re = \frac{\rho V d_i}{\mu} = \frac{\dot{m} d_i}{\mu A} \quad (2-2)$$

在外管方面當 $Re < 2000$ 時，紐塞數之預估可由[16] 得知

$$Nu_{shell} = 3.06 + 1.2 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.8} + \left[1 + 0.14 \left(\frac{D_i}{d_o} \right)^{-0.5} \right] \times \frac{0.19 \left(\text{RePr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.8}}{1.07 + 0.117 \left(\text{RePr} \frac{D_h}{L} \right)^{0.467}} \phi \quad (2-3)$$

總熱傳係數依[16]可表示為下列

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_i h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k_w} \quad (2-4)$$

在反向流動之雙套管中，對數平均溫度差(LMTD)計算如下

$$\Delta T_m = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ci} - T_{ho})}{\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ci} - T_{ho})} \right]} \quad (2-5)$$

則最後由下列能量平衡公式可預估出在不同場合下雙套管熱交換器所需之長度

$$Q = \pi d_o L U \Delta T_m \quad (2-6)$$



2-5 冷凝器與次冷裝置

在介電流體迴路中主要之冷卻裝置為冷凝器與幫浦出口後的次冷裝置。次冷裝置為一雙套管型式之熱交換器，主要目的在於介電流體由幫浦帶出時確保 HFE-7100 進入質量流量計時為次冷狀態。冷凝器為一般管式熱交換器主要目的於冷卻介電流體由測試段出口後之高溫工作流體與控制系統壓力。此兩冷卻裝置皆由恆溫槽內之冷卻水由幫浦帶出進行冷卻。

2-6 量測元件

2-6-1 溫度計

在本實驗系統內，介電流體迴路之測試段進出口與預熱段雙套管之四個進、出口，量測溫度之裝置為電阻式溫度探測器(RTD)。T-type 熱電偶分別量測系統中不同位置所需求的溫度點，所有溫度裝置之量測範圍在 15 °C 到 90 °C 內之精度皆都校正至 ± 0.1 °C。

2-6-2 壓力計及差壓計

壓力計採YOKOGAWA(FP101A-Z11-L20A*B)，為絕對壓力計其輸出訊號及量測範圍分別為 1~5V與 0~5 kgf/cm²，安裝於測試段進口處。壓差計則採用YOKOGAWA (EJA110A)量測壓差範圍為 0~8 kg/cm²其輸出訊號為 4~20 mA經由SDBS 轉換為 1~5 V由紀錄器擷取，與電腦聯結並紀錄。

2-6-3 流量計

在系統主迴路中，量測介電流體HFE-7100 之流量計採用Micro Motion[®] ELITE[®] Flow Meters- CMF010P，其量測範圍為 0~100 g/min，訊號輸出為 4~20 mA，故連接一 250 Ω 之電阻轉換成 1~5 V之伏特訊號。在預熱段迴路中，流量計採用 Alicat Scientific (L-200CCM-D)，量測最大範圍為 200 cm³/min之體積流量計輸出訊號為 0~5V，安裝於預熱段迴路出口管路中。

2-7 實驗儀器

2-7-1 電源供應器及加熱片

在本系統中，電源供應器最大可輸出 60V-3A 之伏特數與安培數以提電能給加熱片。加熱片採用電阻值為 17.8 Ω 之 Kapton 軟式加熱片，且尺寸大小與實驗中之熱散冷板一致，配合電源供應器最大可提供 160 W 之功率。

2-7-2 資料擷取系統

在資料擷取方面，則使用 YOGOKAWA (HR-2300) 與一台個人電腦作為實驗資料擷取與換算系統，分別擷取系統溫度、壓力與流量，透過 GPIB (General Purpose Interface Bus) 傳輸介面至電腦後，經由程式即時顯示以察看系統是否抵達穩態狀況，穩態後五秒一次紀錄量測數據。

2-7-3 幫浦

系統主迴路與預熱段迴路之工作流體推動由齒輪驅動幫浦 (Micro-pump T-23) 來帶動，其最大效能可達 8000 rpm 相對最大流量可達 3.2 L/min。冷凝器與次冷裝置由一 12 L/min 沉水幫浦推動冷卻水。

2-7-4 壓力扣具

在測試段上，壓力扣具目的在於確保散熱冷板在每次實驗時都能以固定壓力與加熱片貼合，並可減低接觸熱阻。每次實驗時，皆固定施以 12 kgf 之壓力，儀器設備最大讀取值為 100 kgf，如圖 7。



2-7-5 恆溫循環水槽

實驗設備中亦包含 3 台精密恆溫循環水槽，HIPOINT (LC-06 及 LC-10)，分別於預熱段在工作流體進入測試段前用以控制冷媒之溫度或乾度；以及在次冷裝置提供冷卻水將飽和態之冷媒降回次冷態。其具有精密 PID 溫度控制系統、自我診斷功能，內外循環功能，循環量可達 7l/min，溫度調節精度達 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ，加熱瓦數可達 1200W，如圖 8。

2-8 實驗參數

本論文中之實驗參數包含：蒸汽乾度、微通道內之質量通率、加

熱瓦數與系統壓力，藉以上參數計算吾人欲探討之熱傳係數與壓降分析，參數範圍如表 3。

實驗所須控制與量測的物理性質

- (1) 介電液HFE-7100(主迴路)之流量。
- (2) 預熱器之進出口時的水溫以及介電液溫度。
- (3) 測試段之進出口溫度或蒸汽乾度。
- (4) 測試段熱源熱通量。
- (5) 測試段內熱電偶之溫度(計算各熱傳性質)。
- (6) 測試段之壓力差(得到在不同流量或乾度時壓差的變化)。

2-9 實驗方法及步驟

2-9-1 實驗前準備工作

將系統各部位鎖緊，使用氮氣瓶灌入 5 個大氣壓之壓力，經由壓力轉換器量取系統內壓力並紀錄，經過 24 小時後檢查系統壓力以確定整個系統是否有洩漏，若壓力的減少不超過 3Kpa/24hr，則系統為接妥狀態。確定無洩漏後放掉系統內氮氣，將貯存槽及整個系統以真空幫浦抽真空，以減少系統內之不凝結氣體，再將儲氣過後之工作流體灌入系統內。

2-9-2 熱損實驗量測

過冷液態介電液進入預熱段後，被恆溫水槽加熱，維持介電液從入口到出口皆為液態單相狀態，量測進、出口的溫度，即可計算出介電液之獲得之熱量 $Q = mC_p(T_{out} - T_{in})$ 。而恆溫水槽供應預熱段的熱量減去計算出的介電液獲得之熱量，即可得本實驗之熱損。同樣的，使用上述之方法來進行測試段的熱損實驗。

2-9-3 實驗步驟

- (1) 因為介電液在常溫常壓下易融解空氣，故在注入系統貯存槽之前必須先將系統抽真空，並使用蛇型冷凝器對將注入之介電液進行除氣步驟，以減少因空氣對實驗之影響。
- (2) 打開各泵浦、流量計、恆溫水槽、熱供應器以及資料擷取系統之電源，並進行主迴路流量計、壓差計、冷卻系統流量計之歸零動作。
- (3) 調整預熱器恆溫水槽之溫度以控制介電液進入測試段之次冷度或乾度。
- (4) 待恆溫水槽達到所需之溫度，調整主迴路之流量。
- (5) 調整熱供應器之電流、電壓對應到所需要的加熱瓦數，此時測試段內之壁面溫度會緩緩上升。同時為控制系統之壓力恆定，必須控制冷卻系統之水流量、溫度以維持系統為固定壓力。
- (6) 等系統之參數到達穩態時，進行數據之紀錄以供後續分析。
- (7) 調整不同的參數變化，重複(3)~(6)步驟以獲得不同實驗參數之結果。
- (8) 實驗結束後，待系統溫度以降回常溫時，依反步驟一一將各單位系統關閉。

2-10 實驗穩定判斷及注意事項

系統必須達到穩定方可擷取實驗之數據，而判斷穩態的根據為介電液質通量在 $\pm 5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 範圍，測試段壓力在 $\pm 3 \text{ kPa}$ 範圍內變動。

實驗之預熱段及測試段為減少熱損失，外部均包覆絕熱材料，但不免仍會有熱損失，故於正式實驗之前進行單相之熱損實驗。發現在進行熱損實驗時預熱段及測試段均有相當程度之熱損，故正式實驗之時均扣除掉熱損以求達到更精準之實驗值。

實驗時經由即時擷取之各項數據顯示幾乎無變動之後，每隔5秒鐘紀錄一次所有接收到之數據並持續10分鐘，再將所有紀錄之數據作

平均後進行分析與比較。



第三章 數據分析與歸納

本章節主要描述在實驗中所運用之理論模式與資料換算，藉由此過程之分析來探討本論文中所研究之實驗參數與物理現象。

3-1 測試段之熱損失之預估

在測試段中，散熱冷板之熱損失主要為冷板向上部份如圖 9，與向下部分，熱傳機制分別為熱對流與熱傳導。故測試段部份熱損失估計可表示為：

$$Q_{loss} = kA \frac{\bar{T}_{wall} - \bar{T}_b}{\Delta x} + h_{nc} A (\bar{T}_{top} - T_{\infty}) \quad (3-1)$$

$$h_{nc} = 1.32 \left(\frac{\bar{T}_{top} - T_{\infty}}{d_h} \right)^{0.25} \quad (3-2)$$

$$k = 0.0258 \text{ W/m}^0\text{C} \quad (\text{空氣導熱係數})。$$

其中 h_{nc} 為測試件上方之自然對流熱傳係數，可由參考文獻[12]得知， A 為冷板上方總面積， \bar{T}_{top} 為散熱冷板上表面之表面平均溫度， \bar{T}_{wall} 為測試件壁面與加熱壁面間之平均溫度， \bar{T}_b 為電木座底面下方之平均溫度， T_{∞} 為冷板上方之環境溫度， d_h 為冷板表面之等效水力尺寸。

3-2 預熱段熱損失之估計

預熱段加熱瓦數之提供和控制分別由恆溫水槽控制水溫與齒輪幫浦調整流量。在此節實驗內介電流體 HFE-7100 在預熱段內需都維持在液相狀態以利在估算時忽略相變化之潛熱能量；如此預熱段之能量可分為顯熱能量與熱損失之能量，關係式可表示為下式：

$$Q_{pre} = Q_{p.loss} + Q_{sensible} \quad (3-3)$$

其中預熱段所提供之總能量表示為：

$$Q_{pre} = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (3-4)$$

預熱段傳給介電流體之顯熱能量為：

$$Q_{sensible} = \dot{m}_{HFE} C_{p,H} (T_{H,p,out} - T_{H,p,in}) \quad (3-5)$$

最後，預熱段加熱之真實瓦數為：

$$Q'_{pre} = Q_{pre} - Q_{p,loss} \quad (3-6)$$

其中 $T_{w,out}$, $T_{w,in}$ 為預熱段水側進出口溫度， \dot{m}_w 為水側流量， $C_{p,w}$ 為水之比熱， $T_{H,in}$, $T_{H,out}$ 介電流體進出預熱段之溫度， \dot{m}_{HFE} 為HEF-7100之質量流率及 $C_{p,H}$ 為HFE-7100之比熱。

3-3 微通道表面溫度之推算

微通道表面溫度 \bar{T}_{wall} 之計算，由散熱冷板底面之平均溫度 $\bar{T}_{b,wall}$ 經一維熱傳導定律得知：

$$\bar{T}_{wall} = \bar{T}_{b,wall} - \frac{Q't}{k_s A} \quad (3-7)$$

其中 t 為測試段底面微通道表面距離， k_s 為冷板材料之導熱係數。

3-4 單相強制對流之熱傳係數

在單相流動部份，測試段總能量由電源供應器提供加熱瓦數，其關係式表示為：

$$Q_{ideal} = IV \quad (3-8)$$

其中 I 及 V 為電源供應器所提供之伏特數及對應的電流數。

扣除散熱冷板之熱損失，則實際加熱瓦數為：

$$Q' = Q_{ideal} - Q_{loss} \quad (3-9)$$

由牛頓冷卻定律中[15]得知，在單相強制對流中平均對流熱傳係數可表示為：

$$h_s = \frac{Q'}{A_c \Delta T_m} \quad (3-10)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left(\frac{\bar{T}_{wall} - T_{in}}{\bar{T}_{wall} - T_{out}}\right)} \quad (3-11)$$

$$A_c = 2n(WL + HL) + A_{chamber} \quad (3-12)$$

薄膜溫度 T_f 為進出口溫度之平均溫度和， A_c 為介電流體在微通道中之濕潤面積， $A_{chamber}$ 為冷板內進出口端 chamber 面積， L 為微通道長度， H 為微通道高度， W 則為微通道寬度。

3-5 兩相流熱傳係數與蒸汽乾度

在兩相流動沸騰實驗中，介電流體 HFE-7100 之蒸汽乾度由預熱段雙套管熱交換器控制，熱交換機制分別為顯熱與潛熱部份，則關係式表示為：

$$Q'_{pre} = Q_{sen} + Q_{laten} \quad (3-13)$$

$$Q_{sen} = \dot{m}_{HFE} C_{p,H} (T_{H,sat} - T_{H,pin}) \quad (3-14)$$

$$Q_{laten} = \dot{m}_{HFE} i_{fg} x_{in} \quad (3-15)$$

其中 $T_{H,sat}$ 為 HFE-7100 在對應的飽和壓力下之飽和溫度， x_{in} 為 HFE-7100 進入測試段前之進口乾度。

由能量平衡觀點堆導關係式計算後，可得介電流體 HFE-7100 進口蒸汽乾度方程式可表示為：

$$x_{in} = \left(\frac{Q_{water} - \dot{m}_{HFE} C_{p,HFE} \Delta T_{sub}}{\dot{m}_{HFE} i_{fg}} \right) \quad (3-16)$$

介電流體 HFE-7100 流經測試段後之乾度變化量則為：

$$\Delta x = \frac{x_{out} - x_{in}}{2} = \frac{Q'}{\dot{m}_{HFE} i_{fg}} \quad (3-17)$$

平均乾度計算為：

$$x_{avr} = x_{in} + \frac{\Delta x}{2} \quad (3-18)$$

由牛頓冷卻定律得知，雙相流動沸騰熱傳係數之計算式為：

$$h_{tp} = \frac{Q'}{A_c(T_{wall} - T_f)} \quad (3-19)$$

在雙相流動實驗中薄膜溫度為在對應的飽和壓力下之飽和溫度。

3-6 兩相流動壓降分析

微通道內雙相流動沸騰實驗中，實驗量測所得之微通道壓降 ΔP_{exp} 包含加速度壓降 ΔP_a 、摩擦壓降 ΔP_f 、重力壓降 ΔP_g 、進口壓降 ΔP_c 與出口壓降 ΔP_e ，則關係式表示為：

$$\Delta P_{exp} = \Delta P_a + \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_{in} + \Delta P_e \quad (3-20)$$

$$\Delta P_g = \rho gh \quad (3-21)$$

其中 g 為重力項， h 為相對高度。

在本實驗中，無相對高度之變化，因此重力壓降 ΔP_g 在本實驗中可忽略。

(a) 加速度壓降 ΔP_a 為流體因加熱造成密度變化之壓降，可由均質模式[14] 計算：

$$\Delta P_a = \int_{in}^{out} G^2 v_{LG} \frac{dx}{dz} = G^2 \left(\frac{1}{\rho_G} - \frac{1}{\rho_L} \right) \Delta x \quad (3-22)$$

如果考慮均勻加熱，則

$$dx = \frac{qP_h dz}{i_{LG}} \quad (3-23)$$

其中 q 為熱通量， P_h 為周長， i_{LG} 為潛熱。

$$\Delta P_a = \int_{z=0}^{z=z_{out}} G^2 v_{LG} \frac{dx}{dz} dz = \int_{z=0}^{z=z_{out}} G^2 v_{LG} dx = G^2 \left(\frac{1}{\rho_G} - \frac{1}{\rho_L} \right) (x_{out} - x_{in}) \quad (3-24)$$

其中 v_G 與 v_L 分別為介電流體之液相與汽相之比容。

(b) 摩擦壓降 ΔP_f 為流體經微通道的兩相摩擦壓降，根據 Ribatski et al.(2006) 等人的研究，以 Muller-Steinhagen and Heck[17] 的預測性最佳。計算流程如下：

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(\left(\frac{dp}{dz}\right)_L + 2x\left(\left(\frac{dp}{dz}\right)_G - \left(\frac{dp}{dz}\right)_L\right)\right)(1+x)^{1/3} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_G x^3 \quad (3-25)$$

上式中的 $\left(\frac{dp}{dz}\right)_L$ 與 $\left(\frac{dp}{dz}\right)_G$ 分別代表將全部兩相流體視為全部為單

相液體或氣體的條件下所計算出的壓力梯度，即：

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_L = f_L \frac{2G^2}{D_h \rho_L} \quad (3-26)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_G = f_G \frac{2G^2}{D_h \rho_G} \quad (3-27)$$

其中摩擦係數可依流動型態為層流或紊流來計算：

$$f_{L或G} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{L或G}} & Re_{L或G} < 2300 \\ 0.0791 Re_{L或G}^{-0.25} & Re_{L或G} \geq 2300 \end{cases} \quad (3-28)$$

(c) 進口壓降 ΔP_c 為流入微通道時因流道變小所造成的壓降，Coleman(2003)建議採用 Hewitt[18] 的估算方法：

$$\Delta P_c = \frac{G^2}{2\rho_L} \left(\left(\frac{1}{C_0} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma_c^2} \right) \Psi_h \quad (3-29)$$

$$C_0 = \frac{1}{0.639 \left(1 - \frac{1}{\sigma_c} \right)^{0.5} + 1} \quad (3-30)$$

$$\Psi_h = \left(1 + x \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) \right) \quad (3-31)$$

(d) 出口壓降 ΔP_e 為流出微通道時通道變大所造成的壓降，

Coleman(2003)建議採用 Hewitt[18]的估算模式如下:

$$\Delta P_e = \frac{G^2}{\rho_L} \sigma_e (1 - \sigma_e) \Psi_s \quad (3-32)$$

$$\Psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) (0.25x(1-x) + x^2) \quad (3-33)$$

3-7 單相強制對流熱傳係數經驗式

在單相流動部份， Muzychka and Yovanovich [19]以 Shah and London [20] 所建議之統御方程式發展出在非圓形的矩道中之正在發展中流動之平均紐塞數之經驗方程式:

$$Nu(z^*) = \left\{ \left(\frac{2f(\text{Pr})}{\sqrt{z^*}} \right)^m \left\{ \left[0.75 \left(\frac{2f(\text{Pr})}{z^*} \right)^{1/3} \right]^5 + \left[3.86 \left(\frac{f_{app} \text{Re}}{8\sqrt{\pi \varepsilon}^{0.1}} \right) \right]^5 \right\}^{m/5} \right\}^{1/m} \quad (3-34)$$

在 $0.1 < \text{Pr} < \infty$ 條件下，其中混合因子 m 表示為

$$m = 2.27 + 1.65 \text{Pr}^{1/3} \quad (3-35)$$

在等熱通加熱下

$$f(\text{Pr}) = \frac{0.564}{\left[1 + (1.664 \text{Pr}^{1/6})^{9/2} \right]^{2/9}} \quad (3-36)$$

表面摩擦因子可由 Muzychka and Yovanovich [21, 22] 得知

$$f_{app} \text{Re} = \left[\left(\frac{12}{\sqrt{\varepsilon}(1+\varepsilon) \left[1 - \frac{192\varepsilon}{\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi}{2\varepsilon}\right) \right]} \right)^2 + \left(\frac{3.44}{\sqrt{z^+}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3-37)$$

$$z^+ = \frac{z}{L \cdot \text{Re}} \quad (3-38)$$

第四章 實驗結果與討論

本章節內容主要討論介電液 HFE-7100 在多重微通道散熱器內之單相強制對流與兩相沸騰熱傳之壓降與熱傳特性分析，探討在不同加熱通量及乾度下對壓降與熱傳之影響，並與前人之經驗式比較。

4-1 壓降分析與經驗式比較

圖10為 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (a) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 之壓降比較圖， $\Delta P, \text{Exp}$ 為散熱冷板進、出口端使用一精度0.1%差壓計所測量之壓降， $\Delta P, \text{Muller and Heck}$ 為使用方程式(3-34)~(3-38)之壓降經驗式， $\Delta P, \text{homogeneous theory}$ 為使用均質模式之壓降經驗式。如所預料，使用Muller and Heck經驗式所得到的理論壓降值較均質模式為大，且與本實驗之實驗值較為接近。吾人可以從圖10中發現無論是使用Muller and Heck之經驗式或是均質模式的理論值，在乾度越高的時候其預測性越差，與Muller and Heck之經驗式比較最大誤差達70%。

圖11為 $G = 295.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$, (a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (a) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 之壓降比較圖，在圖11中可發現當G值下降為 $295.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 時，Muller and Heck以及均質模式之壓降經驗式對實驗值之預測性皆較為精準，與Muller之經驗式比較時，最大誤差下降至37.5%。

在圖 10 及圖 11 中，吾人得知無論是使用Muller and Heck經驗式或是均質模式來預測本實驗之壓降皆顯示出兩個趨勢，一為在乾度越大時兩者之預測性皆越差；二為當質通量G值越小時預測性也越佳。因此吾人進行質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $q = 25\sim 10 \text{ kW/m}^2$ 之實驗，得到

如圖 12 之實驗結果。圖 12 中我們發現當質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 時，亦顯示出如圖 10 及圖 11 之趨勢，在圖 12 中吾人可以看到在乾度越小時經驗式的預測值越符合實驗值，且與 Muller 之經驗式比較，最大誤差下降至 25%。如此，吾人推論以 Muller and Heck 之經驗式對本實驗散熱冷板之壓降預測質通量的影響較經驗式中的 2 次方為小，而乾度項的影響也較 3 次方小。

圖 13 為使用 Muller and Heck 經驗式在不同質通量下，評估各壓降項對總壓降的貢獻百分比，從圖中可以發現加速度項 ΔP_a 約佔 20~30%，摩擦壓降 ΔP_f 約佔 70~60%，而入口和出口的壓降 ΔP_e 、 ΔP_c 相對貢獻較小，約各佔總壓降的 5%。

4-2 熱傳分析




4-2-1 單相分析

單相流動在平均紐塞爾數和表面摩擦因子 $f_{app} = \frac{D_h}{4L} \frac{\Delta P}{\rho U_{in}^2/2}$ 的實驗結果中，紐塞爾數 (Nu) 和表面摩擦因子 f_{app} 的量測不確定性分別約為 $\pm 4.2\%$ (Nu) and $\pm 7.8\%$ (f_{app})。微通道在單相流動的條件之下，流動及熱傳會同時沿著管路發展，實驗結果與相同條件下的非圓管 (Muzychka and Yovanovich, 2004) 以及矩形流道的完全發展結果 (Shah and London, 1978) 作比較，圖 14 為微通道散熱器使用 HFE-7100 在單相條件下之性能，如所預料，紐塞爾數會隨著雷諾數增加而增加，在此同時表面摩擦因子則隨之遞減，這與微通道在發展中的條件相關。吾人所量測到的紐塞爾數會比完全發展的值大非常多，這個結果與一般常見的大尺寸流道會受進口區效應的影響一致。但是實驗結果中，表面摩擦因子仍比 Muzychka and Yovanovich [21] 的經驗式高，即使此經驗式已經考慮入口的影響，本研究的實驗結果仍較經驗式高約

10~37%。和Muzychka and Yovanovich 的經驗式比較時，本實驗的表面摩擦因子較大，這是因為測量到的摩擦數據實際上除了摩擦壓降還包含了兩個額外的壓損，這兩個額外的壓降來源是微通道的突縮、突擴以及多管式微通道之不均勻流動分佈所造成。此外，在散熱冷板上下板的微小距離會導致一個額外的彎管損失，且彎管損失會隨著雷諾數的增加而增加，故測量到的表面摩擦因子與經驗式的誤差會隨著雷諾數越來越大。彎管損失對摩擦因子的影響和熱傳比較起來，這些額外的流動損失對熱傳性能來說是幾乎可以忽略的。基本上，這個測量結果的趨勢與進口位置對多管式散熱器的流動不均勻的數值模擬(Lu and Wang, 2006)結果相類似。基本上，進、出口位置不可避免地對多管式微通道散熱器的總壓降會有很大的影響，但是在熱傳上並沒有很明顯的影響。

4-2-2 雙相分析



在兩相對流熱傳係數的典型實驗結果中，在質通量 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 時熱傳係數與壓降明顯受熱通量變化之影響，如圖 15。管當熱通量從 25 kW/m^2 增加到 37.5 kW/m^2 熱傳係數有一微小的增加，沸騰熱傳係數在乾度小於 0.6 時幾乎維持不變。這看起來似乎違反傳統通道下由核沸騰所主導之結果，在此同時壓降明顯受到熱通量改變有明顯差異。吾人嘗試由幾個方向來探討此結果，當熱通量由 25 kW/m^2 增加到 37.5 kW/m^2 壓降大約有 25~30% 的變化。為了能夠更清楚的明白熱通量對總壓降的影響，必須了解到在微通道內的總壓降如方程式 (3-20)~(3-33)，並發現如圖 13 所示，加速度項 ΔP_a 約佔 20~30%，更反應在圖 12 中熱通量對壓降如預期中的影響。

在較低質通量 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 的實驗中，熱傳係數和壓降對應乾度的關係如圖 16 所示。不同於圖 15 質通量為 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 的結果，熱通量對

熱傳係數與乾度的影響，在加熱瓦數為 25 kW/m^2 時熱傳係數對乾度呈現幾乎不變的趨勢。而是熱傳係數隨著乾度的增加而急遽減少，與圖16的結果不同。這個現象的由來與兩相流動在微通道中迥異於傳統通道有關；和微通道中深長型的氣泡(elongated bubble)成長時所特有的「爆發性沸騰震盪」現象有關，此現象可用來解釋這個奇特的現象。一般所知，氣泡在微通道中成長時很容易填滿管路，一旦氣泡填滿管路，就會推動到氣泡後方的液體，進而阻止原先因流動慣性向前流動的流體，因而產生迴流的現象。因此在平行的管路中，部分的液體在管路內被迫往後推，但由於總流量固定，因此其他部分的流體會夾帶著更多的液體往前進。迴流的情況會導致熱傳係數之下降。Hetsroni(2003, 2006)[23][24]亦在平行微通道中發現類似的結果。要注意到，這個現象會在較大質通量時因為不易產生迴流現象而減少。值得一提的是，目前的微通道研究中大部份皆是單一管路，因此所謂爆發性沸騰震盪的影響會因為迴流情況減少而變小。



第五章 結論

本論文以實驗方法探討介電液HFE-7100 於多管式微通道內，單向對流以及兩相沸騰熱傳的性能與兩相流動壓降特性。散熱冷板上微通道的水利直徑為 $435\mu\text{m}$ ，介電液質通量的範圍為200、300、400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ ，測試段熱通量範圍為10、25、37.5 kW/m^2 ，分別探討在不同乾度下之熱傳特性與壓降分析。其結果歸納如下：

1. 單相流動的實驗結果主要在探討紐賽爾數和表面摩擦因子。結果指出在微通道中，熱傳性能與摩擦因子皆高於完全發展流。本實驗所得的熱傳係數在不考慮流動不均勻與突縮、突擴的影響之下，與發展中流動的結果相仿。相反的，突縮、突擴與流動不均勻的影響卻會導致相當程度的壓降。
2. 在兩相沸騰熱傳方面，在質通量 $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 時，當熱通量由 10 kW/m^2 增加至 25 kW/m^2 時，冷媒HFE-7100的對流沸騰熱傳係數會隨著乾度的增加而明顯下降的趨勢。這是因為在鄰近的流道中因受到爆發性沸騰的影響而產生迴流現象。然而，在較高質通量 $400\text{ kg/m}^2\text{s}$ 時，可以發現熱傳係數幾乎不隨乾度變化而增減，這是因為迴流現象的影響會隨著流體慣性的增加而減少所造成的結果。
3. 在兩相流動壓降上，吾人得知無論是使用Muller and Heck經驗式或是均質模式來預測本實驗之壓降皆顯示出兩個趨勢，一為在乾度越大時兩者之預測性皆越差；二為當質通量G值越小時預測性也越佳。與Muller之經驗式比較時， $G=400、300、200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 最大誤差為70%、37.5%、25%。如此，吾人推論以Muller and Heck之經驗式對本實驗散熱冷板之壓降預測質通量的影響較經驗式中的2次

方為小，而乾度項的影響也較3次方小。



參 考 文 獻

1. S. G. Kandlikar and W. J. Grande, “Evolution of Micro-channel Flow Passages – Thermo-hydraulic Performance and Fabrication Technology”, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 24, No1, pp. 2002-2043, 2003.
2. Kew, P.A., and Cornwell,”Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small diameter channels”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17., pp. 705-715, 1997.
3. Chinnov, E.A., and Kabov, O.A., Two-phase flows in pipe and capillary channels, *High Temperature*, Vol. 44, pp. 777-795, 2006.
4. Z. W. Liu, W. W. Lin, D. J. Lee and X. F. Peng, “Pool Boiling of FC-72 and HFE-7100”, *J. Heat Transfer*, Vol. 123, pp. 399-400, 2001.
5. B. Palm, “Heat Transfer in Micro-Channels”, *Microscale Thermophys. Eng.*, Vol. 5, pp. 155–175, 2001.
6. W. Qu and I Mudrawar, “Flow Boiling Heat Transfer in Two-Phase Micro-Channel Heat Sink-I, Experiment Investigation and Assessment of Correlation Method”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 2755-2771, 2003.
7. M. E. Steinke and S. G. Kandlikar, “An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristic of Water in Parallel Micro-Channel”, *J. Heat Transfer*, Vol. 126, pp. 518-526, 2004.
8. S. G. Kandlikar and M. E. Steinke, “Predicting Heat Transfer During Flow Boiling In Mini-Channels and Micro-Channels”, *A-SHRAE Trans.*, Vol. 109, No. 1, pp. 1-9, 2003.

9. V. Dupont and J.R. Thome, “Evaporation in Micro-Channel: Influence of the Channel Diameter on Heat Transfer”, *Microfluid Nanofluid*, Vol. 1, pp. 119-127, 2005.
10. M. C. Lu and C. C. Wang, “Effect of the Inlet Location on the Performance of Parallel Channel Cold Plate”, *IEEE Trans. Compon. Packag. Technol.* Vol. 29, No. 1, pp. 30 – 38, 2006.
11. Wu, P.S., and Simon, T.W., “Effects of Gases on Subcooled Flow Boiling from Small Regions with and without Streamwise Concave Curvature”, *Thermal Phenomena in Electronic System, I-THERM IV. Concurrent Engineering and Thermal Phenomena.*, InterSociety Conference on, pp. 603-615, 1994.
12. T. Chen and S. V. Garimella, “Effects of Dissolved Air on Subcooled Flow Boiling of a Dielectric Coolant in a Microchannel Heat Sink”, *ASME J. of Electronic Packaging*, Vol. 128, pp. 398-404, 2006.
13. T. H. Yen and Y. Suzuki, “Force convective boiling heat transfer in microtubes at low mass and heat fluxes”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 29, pp. 1771-1792, 2003.
14. <http://www.pe.utexas.edu/2phasesweb/flowvert.html>, The University of Texas at Austin.
15. J. P. Holman, “Heat Transfer”, McGraw-Hill, 8th Edition
16. 王啟川, “熱交換器設計”, 五南出版社, 2000.
17. Muller-Steinhagen, H., Heck, K., “A simple fraction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes”. *Chemical Engineering Progress*, Vol. 20, pp. 297-308, 1986

18. Hewitt, G. F., Shires, G. L., Boll, T. R., Process Heat Transfer. CRC press, 1994.
19. Muzychka, Y. S., and Yovanovich, M. M., Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts, Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol. 126, pp. 54-61, 2004.
20. Shah, R.K., and London, A.L., "Laminar Flow Force Convection in Duct", Academic Press, New York, 1978.
21. Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Modeling Friction Factor in Non-Circular Duct for Developing Laminar Flow", AIAA, paper 97-3880, presented at the 2nd Theoretical Fluid Mechanics Meeting, Albuquerque, NM, 1998.
22. Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Laminar Flow Friction and Heat Transfer in Non-Circular Ducts and Channels: Part I-Hydrodynamic Problem", Compact Heat Exchanger: A Festschrift on the 60th Birthday of Ramesh K. Shah, Grenoble, France, August 24, 2002, G. P. Celata, B. Thonon, A. Bontemps, and S. Kandlikar, eds., pp. 123-130, 2002.
23. Hetsroni, G., Mosyak, A., Segal, Z., and Pogrebnyak, E., "Two-phase Flow Patterns in Parallel Micro-channels", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 29, pp. 341-360, 2003.
24. Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., and Segal, Z., "Periodic Boiling in Parallel Micro-channels at Low Vapor Quality", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 32, pp. 1141-1159, 2006.

Classification	Range of hydraulic diameter
Convictional channels	$D_h > 3\text{mm}$
Mini-channels	$3\text{mm} > D_h > 200\mu\text{m}$
Micro-channels	$200\mu\text{m} > D_h > 10\mu\text{m}$
Transitional Micro-channels	$10\mu\text{m} > D_h > 1\mu\text{m}$
Transitional Nano-channels	$1\mu\text{m} > D_h > 0.1\mu\text{m}$
Molecular nano-channels	$0.1\mu\text{m} > D_h$

表 1 水力直徑範圍之流道分類

物理性質	HFE-7100	Water	單位
飽和溫度(1atm)	61	100	°C
凝固點	-135	0	°C
分子量	250	18	<i>g/mol</i>
液體密度	1510	1000	<i>Kg/m³</i>
氣體密度	9.87	1.673	<i>Kg/m³</i>
液體黏滯係數	3.70×10^{-4}	2.81×10^{-4}	<i>Kg/m.s</i>
液體表面張力	1.019×10^{-2}	58.92	<i>N/m</i>
介電常數	7.4	80	<i>1 KHz</i>
潛熱	111.6	2272	<i>KJ/Kg</i>
液體比熱	1183	1450	<i>J/Kg.K</i>
液體熱傳導係數	0.062	0.6	<i>W/m.K</i>
溫室效應 (GWP)	320	None	
大氣週期 (ALT)	4.1	None	<i>year</i>

表 2 介電液 HFE-7100 與水在一大氣壓之性質比較

參數	範圍	單位
熱通量	10~37.5	kW/m ²
飽和壓力	1.3~1.85	bar
質量通率	100~400	kg/m ² sec
乾度	0.1~0.9	

表 3 控制參數範圍

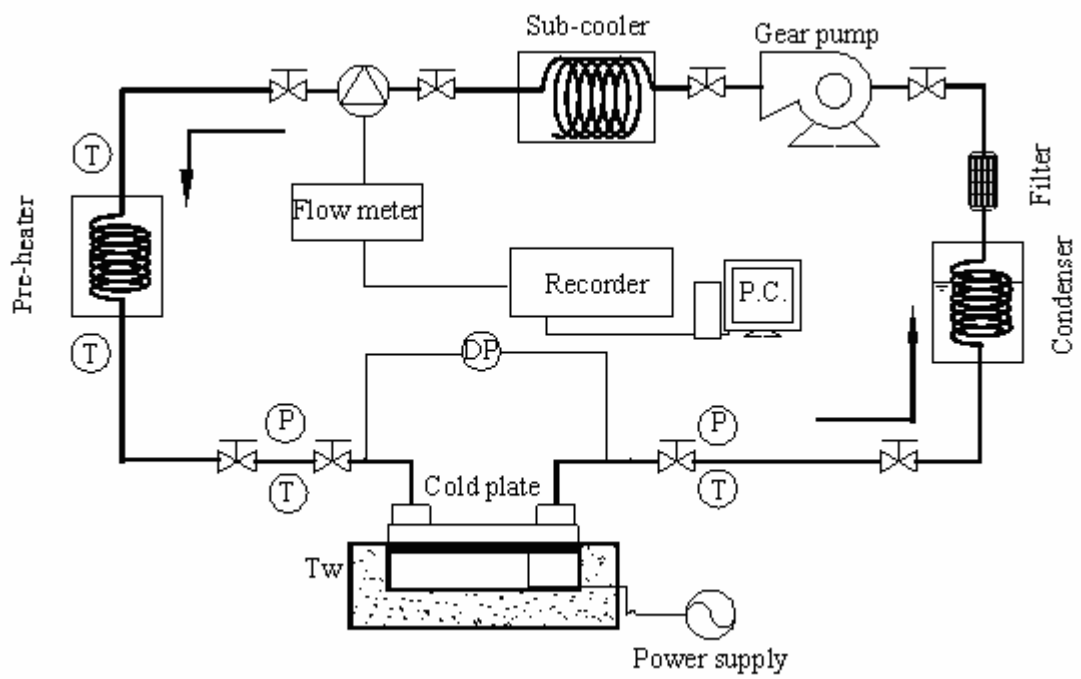


圖 1 系統設備圖

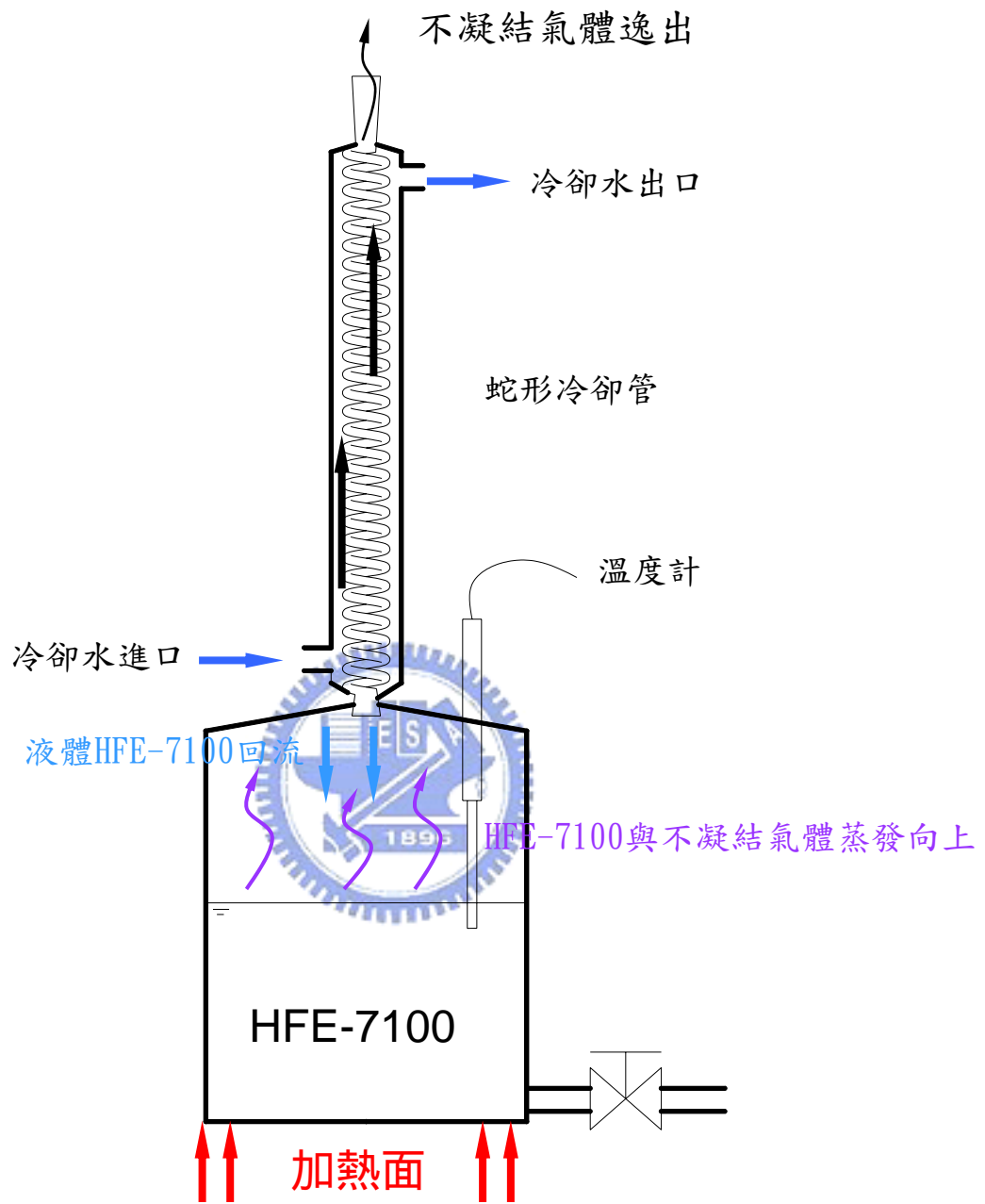


圖 2 介電液 HFE-7100 之除氣過程示意圖

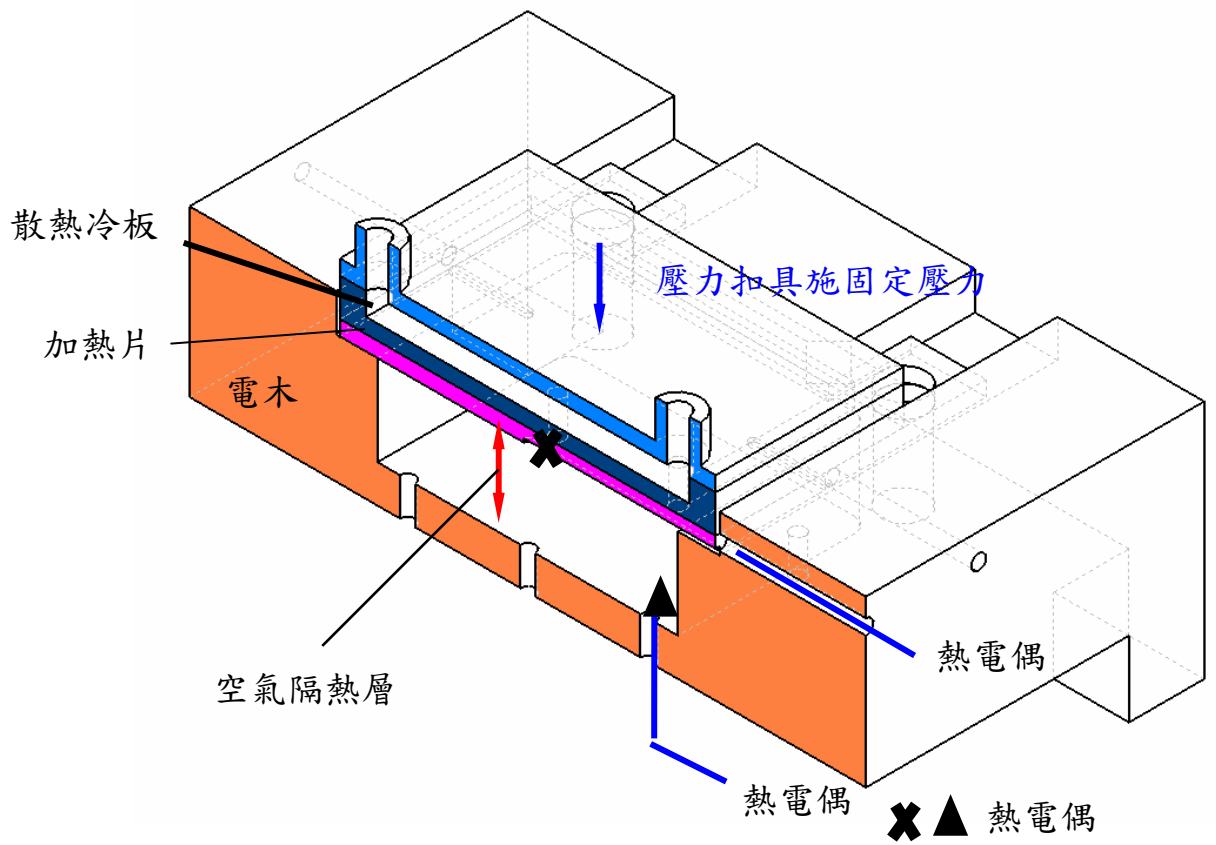


圖 3 測試段設計示意圖

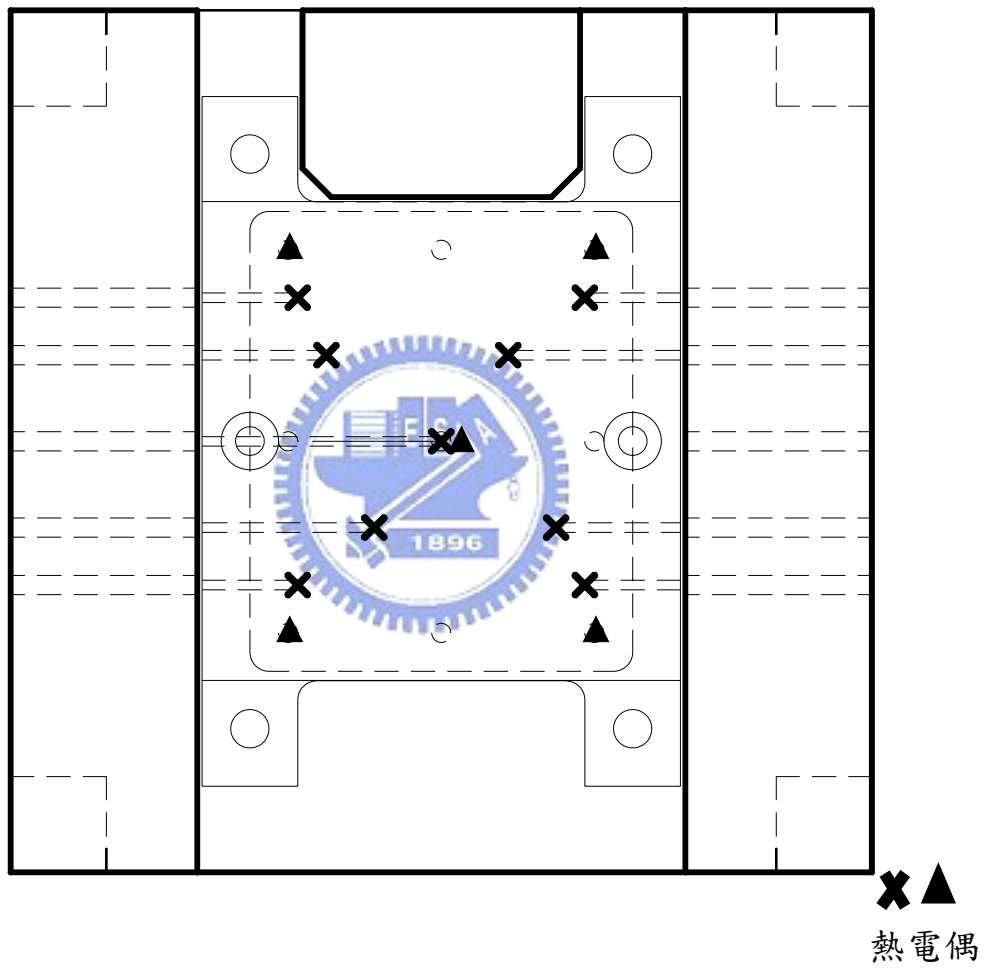


圖 4 熱電偶之量測位置示意圖

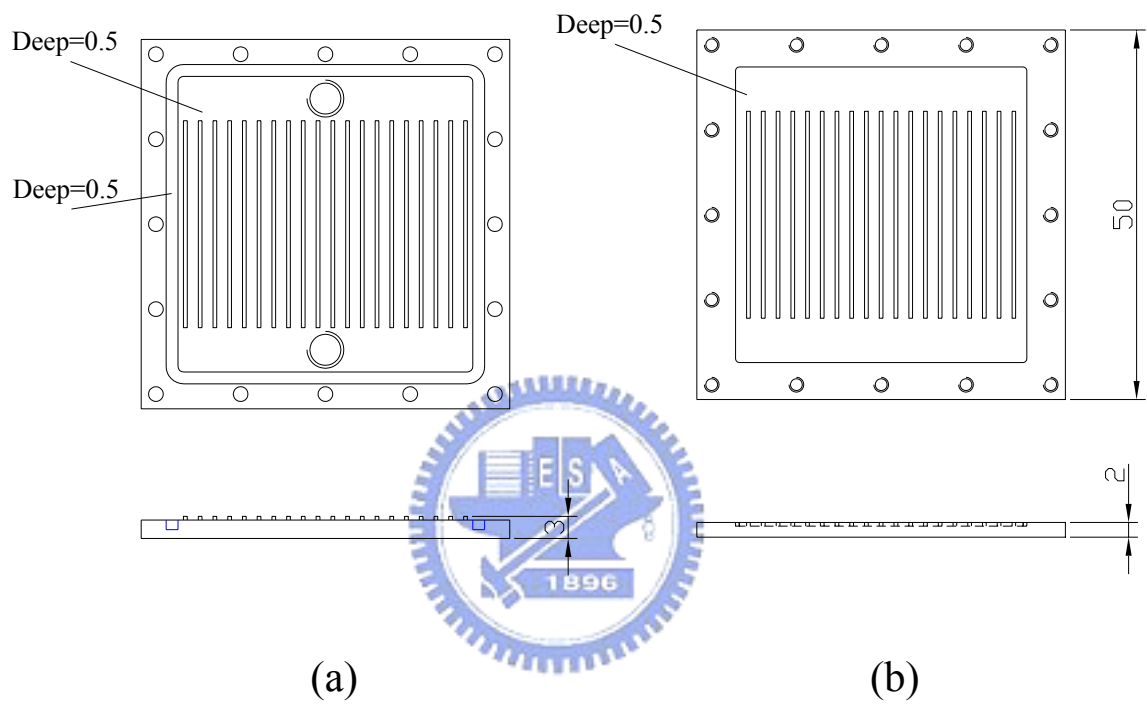
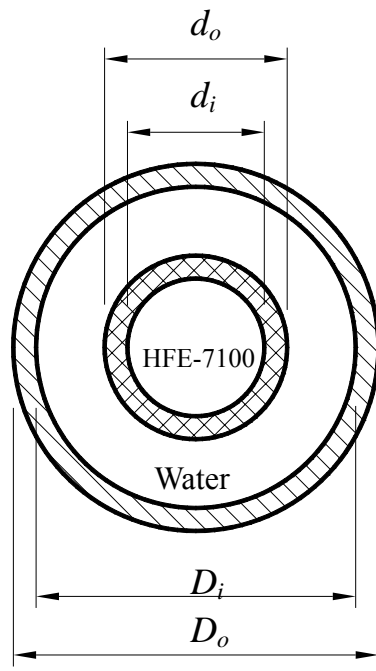


圖 5 微流道散熱冷板示意圖 (a) 上板 (b) 底板



圖 6 散熱冷板外觀圖



(a)



(b)

圖 7 反向流動式熱交換器-雙套管(a)雙套管截面圖 (b)外觀

圖



圖 8 壓力扣具

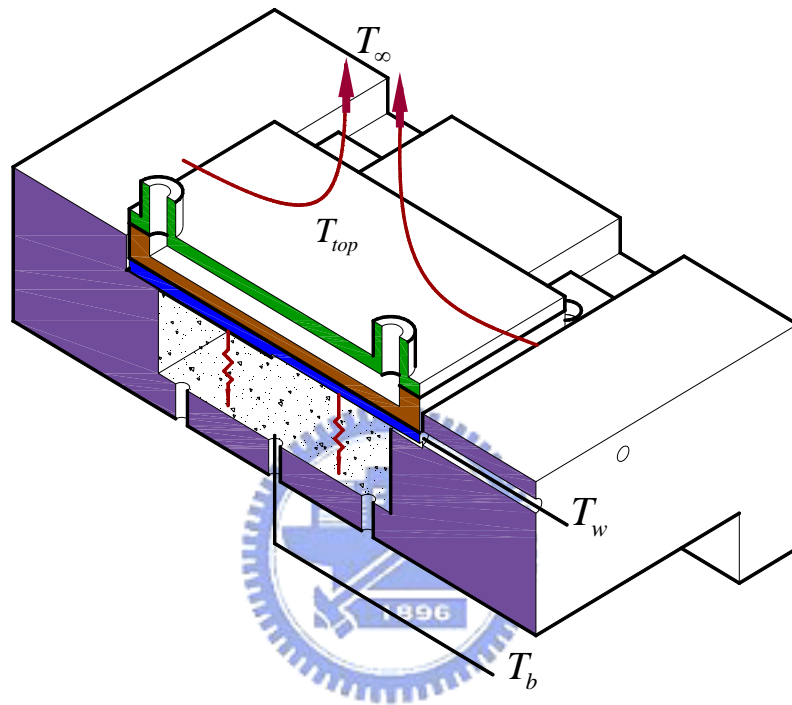
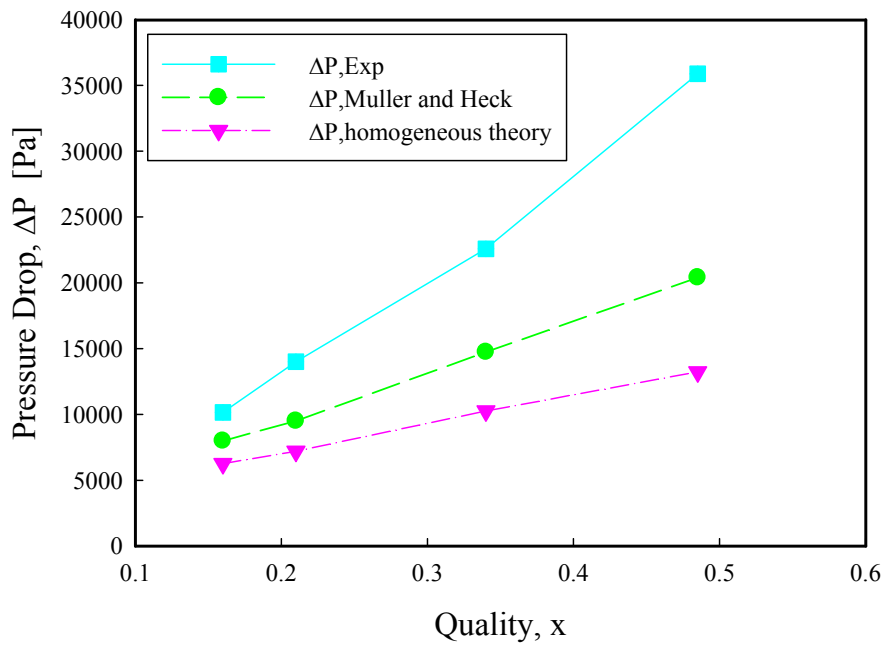
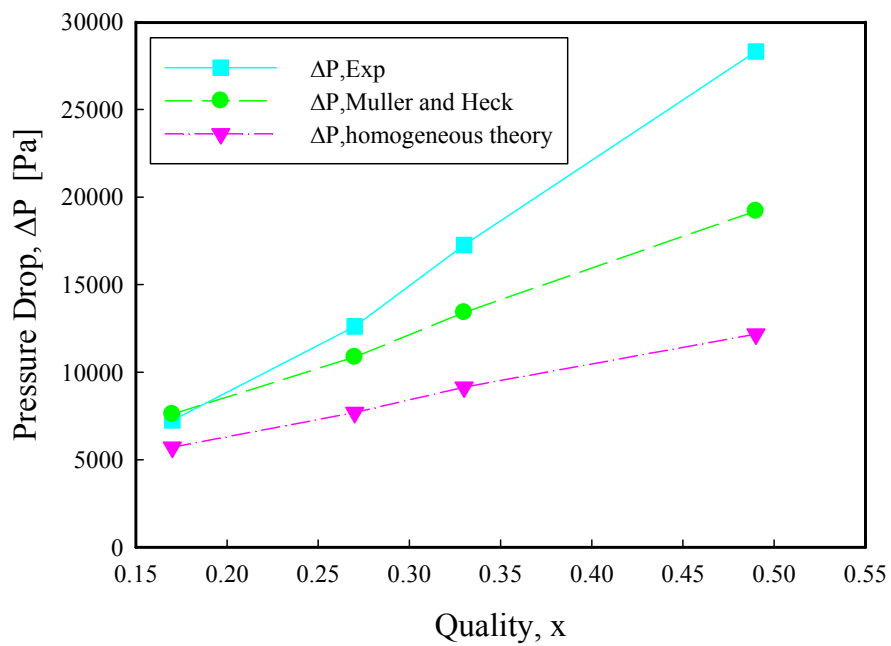


圖 9 測試段熱散失狀況示意圖

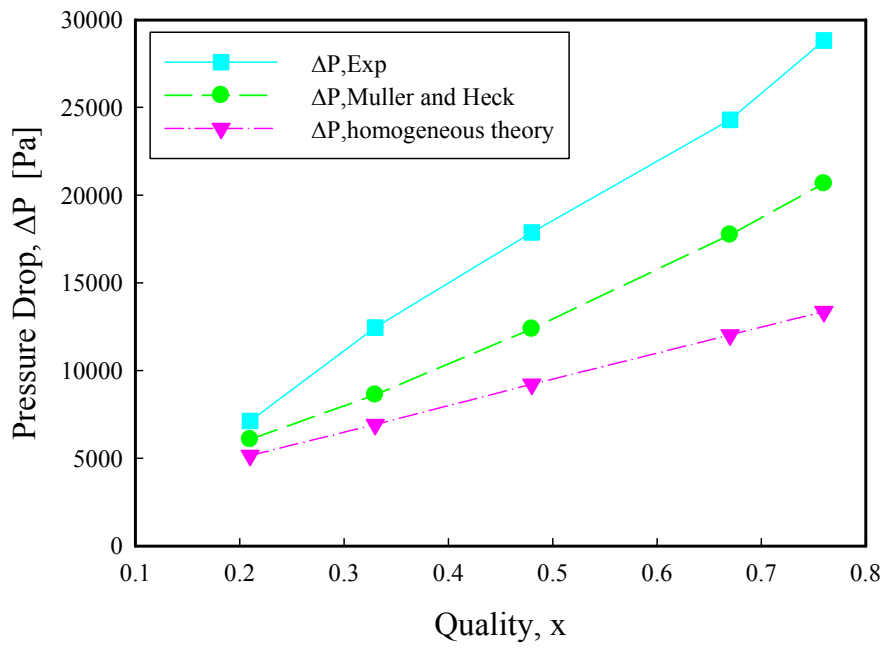


(a)

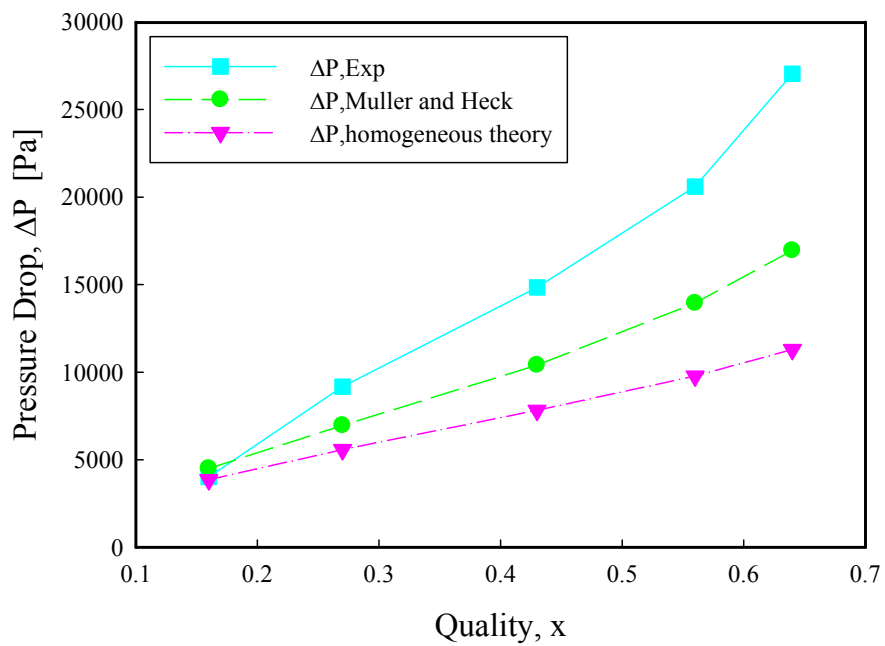


(b)

圖 10 質通量 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量 (a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較

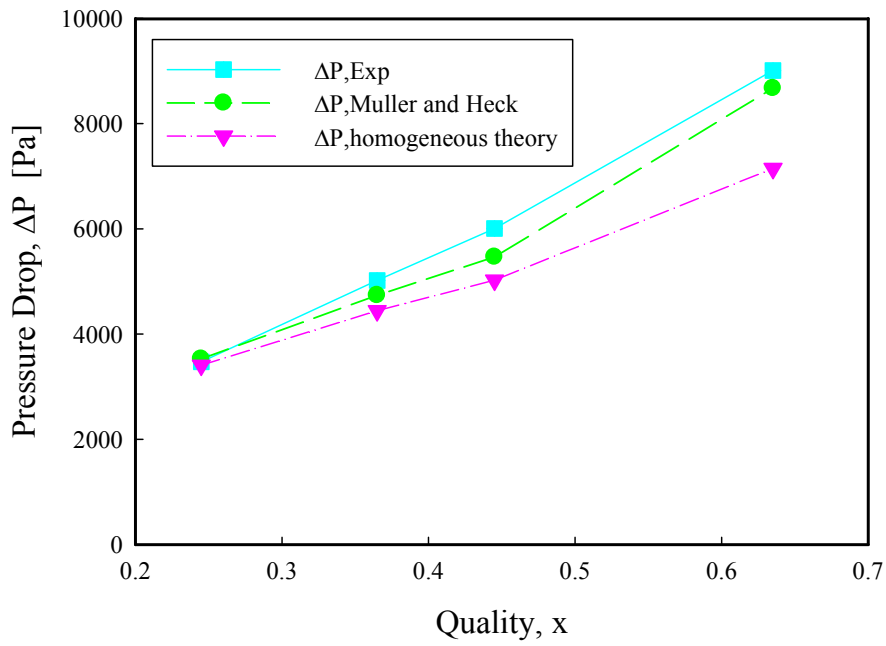


(a)

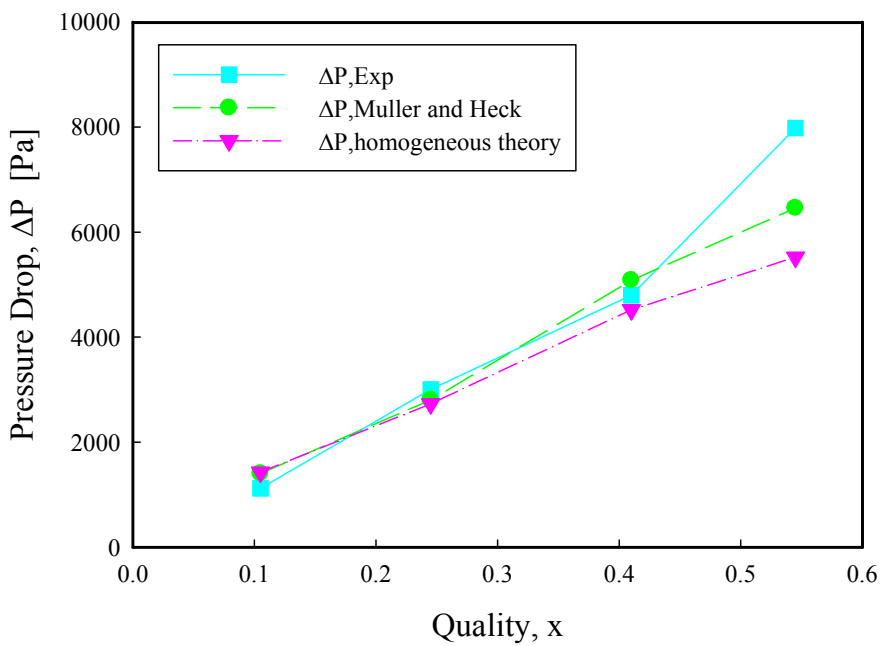


(b)

圖 11 質通量 $G = 295.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量 (a) $q'' = 37.5 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較



(a)



(b)

圖 12 質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 在不同熱通量 (a) $q'' = 25 \text{ kW/m}^2$ (b) $q'' = 10 \text{ kW/m}^2$ 時，壓降實驗值與經驗式之比較

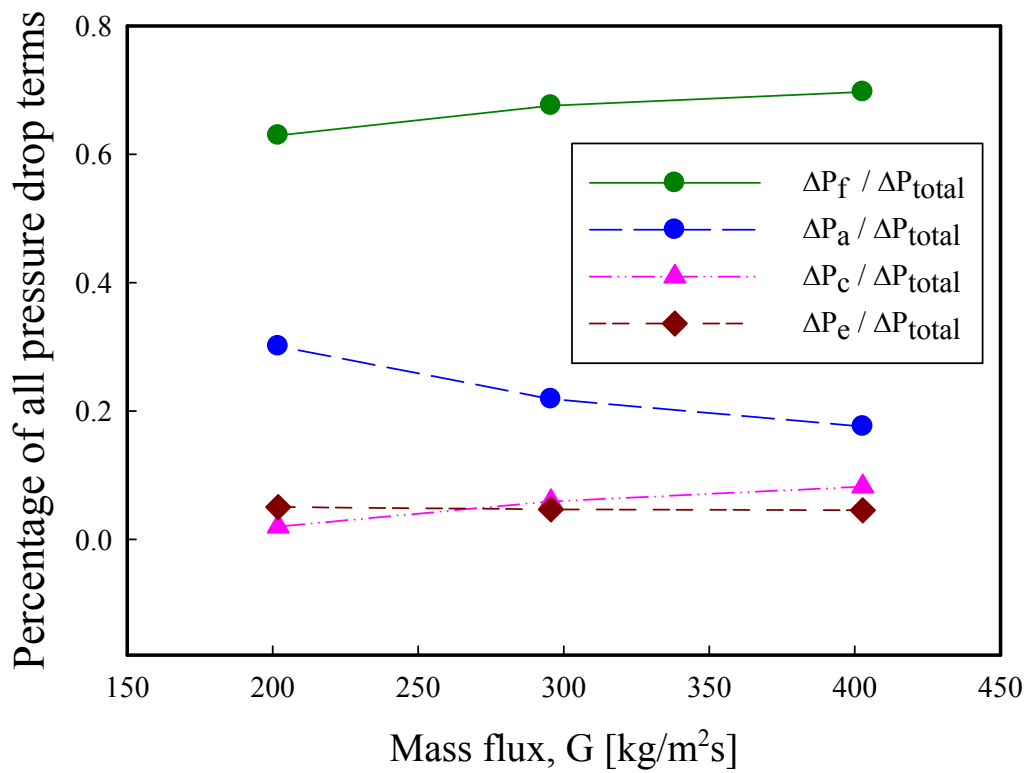
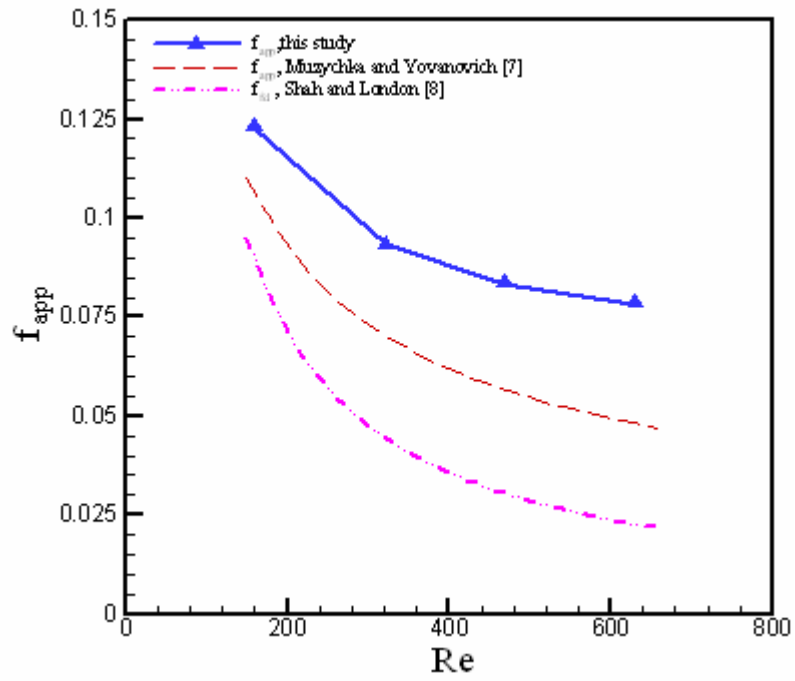
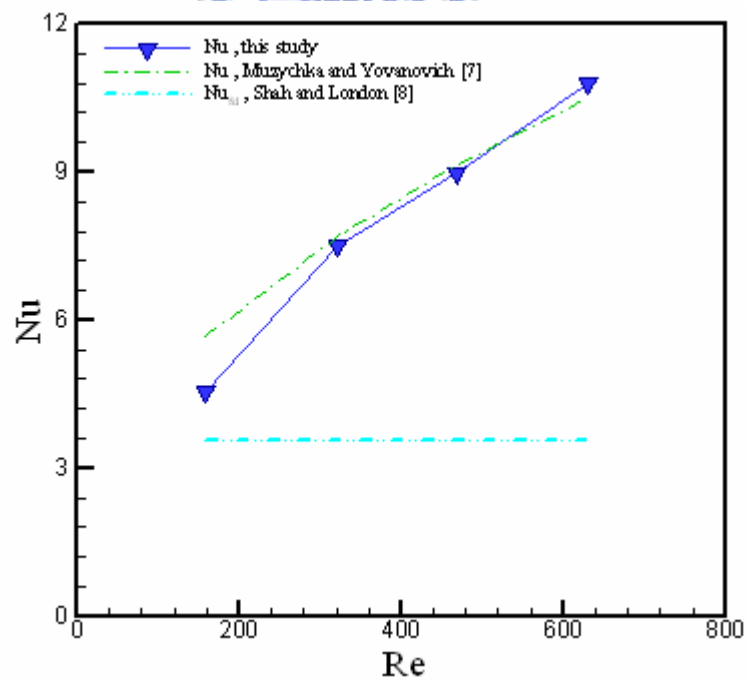


圖 13 不同質通量時各項壓降所占總壓降之值

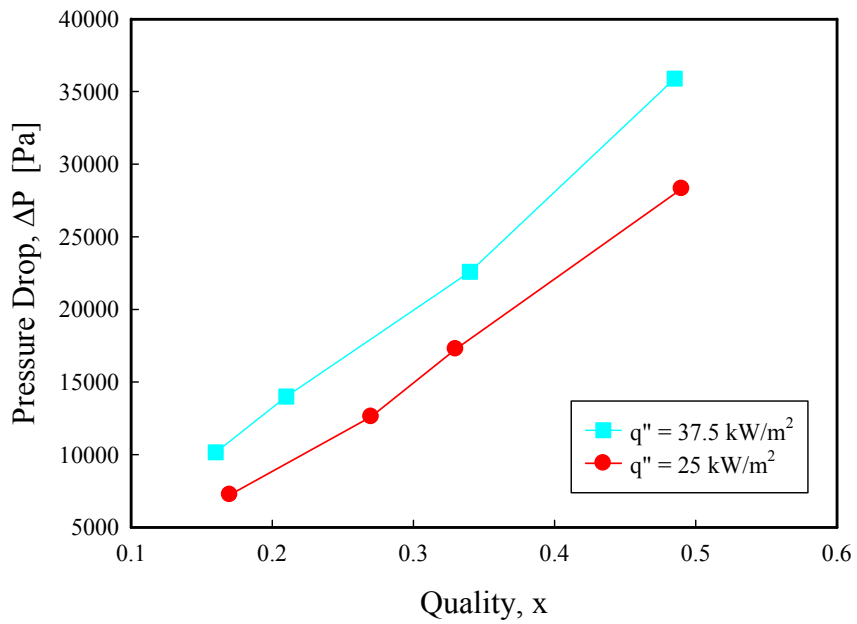
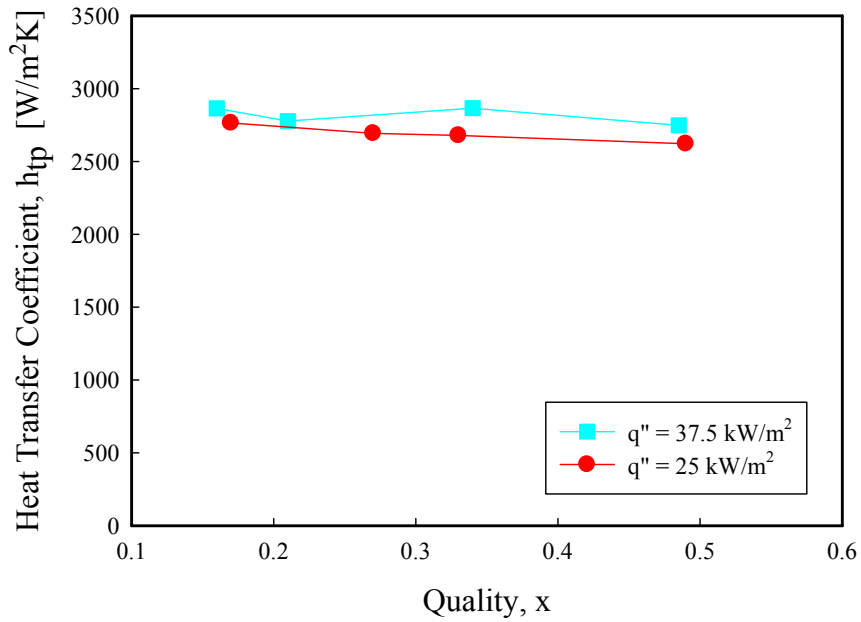


(a)



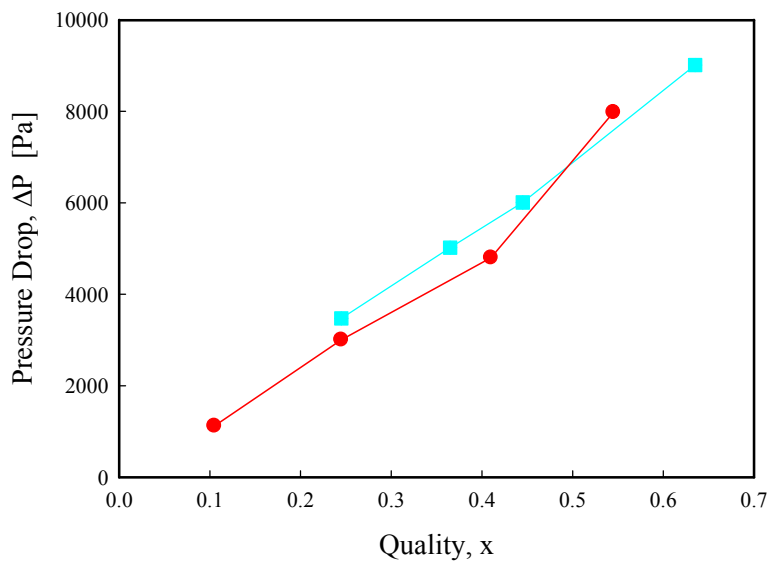
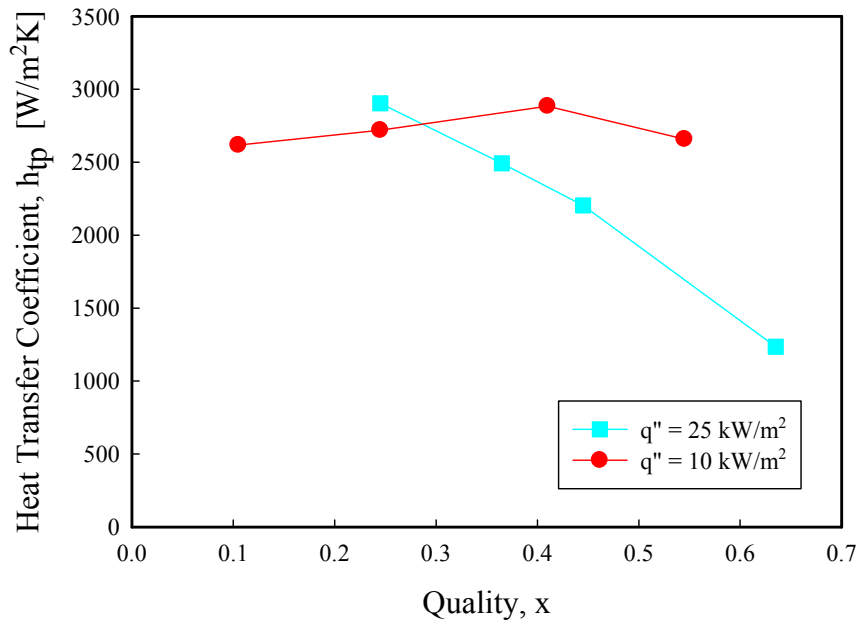
(b)

圖14 單相實驗結果與經驗式和完全發展流之比較(a)表面摩擦因子 (b)紐塞爾數



(b)

圖15 質通量 $G = 402.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ，熱通量對(a)兩相對流熱傳係數 (b)壓降與蒸氣乾度之影響



(b)

圖16 質通量 $G = 201.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ，熱通量對(a)兩相對流熱傳係數 (b)壓降與蒸氣乾度之影響