

國 立 交 通 大 學

機 械 工 程 學 系

碩 士 論 文

介電液 FC-72 在水平矩形狹窄流道內之流動沸騰熱傳與氣泡特性之

實驗研究

**Experimental Study of Flow Boiling and Bubble Characteristics of  
Dielectric Fluid FC-72 In a Horizontal Small-Gap Rectangular  
Channel**

研 究 生： 許中彥

指 導 教 授： 盧定昶 博士

中 華 民 國 九 十 四 年 七 月

介電液 FC-72 在水平矩形狹窄流道內之流動沸騰熱傳與氣泡特性之

實驗研究

Experimental Study of Flow Boiling and Bubble Characteristics of Dielectric Fluid  
FC-72 In a Horizontal Small-Gap Rectangular Channel

研究生：許中彥

Student : Chung-Yen Hsu

指導教授：盧定昶

Advisor : Ding-Chong Lu

國立交通大學

機械工程學系



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 2005

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十四年七月

# 介電液 FC-72 在水平矩形狹窄流道內之完全發展流動沸騰熱傳與氣泡特性之實驗研究

學生:許中彥

指導教授:盧定昶 博士

國立交通大學 機械工程學系

## 摘要

本論文以實驗方法探討介電液FC-72於水平矩形狹窄流道內，完全發展流動的狀態下，流經平滑與鰭片加熱面之沸騰熱傳與氣泡特性，並針對特定實驗結果利用計算流體力學軟體加以分析驗證。實驗流道之間隙高度為2mm、寬度10mm，水力直徑為3.33 mm，實驗的操作條件設定在一大氣壓，測試範圍在雷諾數500~2000，次冷度在10°C至30°C。

實驗結果發現，核沸騰的起始主要受到壁面過熱度與流速所影響，且小間隙的狹窄流道會使沸騰延遲現象減小，而次冷度與流速對加熱壁面溫度的影響在部份發展核沸騰區逐漸減低，在完全發展核沸騰區則幾乎失去影響力。臨界熱通率會隨次冷度與流速的增加而升高，且鰭片加熱面達到臨界熱通率前，其承受的壁面溫度較平滑面高，臨界熱通率也會提升。矩形流道的間隙之大小不同會改變沸騰起始的模式，間隙較小之流道其沸騰起始具有逐漸形成之特性，而相對間隙較大之流道其沸騰起始則具有驟然產生之特性。

# **Experimental Study of Flow Boiling and Bubble Characteristics of Dielectric Fluid FC-72 In a Horizontal Small-Gap Rectangular Channel**

Student : Chung-Yen Hsu

Advisor : Ding-Chong Lu

Department of Mechanical Engineering  
National Chiao Tung University

## **Abstract**

Experiments were conducted to investigate the fully developed flow boiling heat transfer of dielectric fluid FC-72 in a horizontal small-gap rectangular channel under 1 atmosphere. The heated surfaces were smooth and fin structure type. The channel was constructed with the height of 2 mm and the width of 10 mm, to attain a hydraulic diameter of 3.33 mm. The testing parameters are: Reynolds number in the range of 500 to 2000 and subcooling temperature 10°C to 30°C as well.

Results showed that flow velocity and the heated surface temperature are the major factors that would influence the onset of nuclear boiling, and the narrowness of the narrow gap would attenuate the boiling hysteresis. As the boiling mode reached partially developed nuclear boiling, subcooling temperature and flow velocity started to lose their influence on the wall temperature and finally disappeared on CHF (critical heat flux). The CHF always increased as the values of subcooling and flow velocity increased. The wall temperature of the fin heated surface before CHF could sustain a higher temperature than that of smooth heated surface, therefore the CHF could also be promoted. Different gap size of rectangular channel would lead to different on set boiling mode, in which boiling in small gap channel could be formed gradually while boiling in large gap channel would break out suddenly.

## 誌 謝

本論文能夠順利完成，衷心感謝指導教授盧定昶博士的照顧與指導，不僅讓我在學業上獲益良多，在生活處事等方面問題也提供許多良好的建議。也感謝口試委員一本校機械系傅武雄教授以及工研院能資所林振源博士給予本論文的指導與建議，使本論文內容更趨完整。

另外特別感謝余致廣學長在實驗上給我的建議與幫助，對於我的問題轟炸能夠持續有耐心的與我討論和解決，真的是一個優秀又熱心的好學長。感謝大學時期的指導教授楊建裕與學長葉竣達，讓我學習到做實驗嚴謹的態度與方法。感謝許家棟學長、顏家宏學長、褚偉建學長以及張好綺學姐在實驗期間給予我精神上的鼓勵。感謝實驗室同窗聖良、智敏以及岳璋，一路走過來同甘苦共患難，為研究生活增添了許多有趣的事蹟與色彩。感謝這段日子裡給予我許多支持與鼓勵的好友芝伊。

感謝我的家人給予我最大的支持與付出，也感謝所有曾經關心我幫助我與鼓勵我的人，僅以此論文獻給你們。

許中彥 謹誌於新竹交大

# 目 錄

中文摘要.....	I
英文摘要.....	II
誌謝.....	III
目錄.....	IV
表目錄.....	VII
圖目錄.....	VIII
符號說明 .....	XIV
<b>第一章 緒論</b> .....	<b>1</b>
1-1 研究背景與目的.....	1
1-2 文獻回顧.....	2
1-2-1 單相強制對流熱傳分析 .....	2
1-2-2 沸騰熱傳分析 .....	4
1-2-3 氣泡特性與流譜分析 .....	9
<b>第二章 實驗系統與參數計算</b> .....	<b>20</b>
2-1 實驗設備.....	20
2-1-1 輔助系統 .....	20
2-1-2 流體循環系統 .....	21
2-1-3 測試段 .....	22

2-1-4	模擬加熱晶片 .....	23
2-1-5	預熱循環系統 .....	24
2-1-6	冷卻循環系統 .....	24
2-1-7	數據擷取系統 .....	24
2-1-8	量測儀器 .....	25
2-2	實驗方法及步驟.....	25
2-2-1	實驗前準備工作 .....	25
2-2-2	實驗量測與流譜拍攝步驟 .....	26
2-3	實驗參數計算.....	27
2-3-1	工作壓力 .....	27
2-3-2	次冷度的計算與飽和狀態的判定 .....	28
2-3-3	熱損估計 .....	29
2-3-4	熱通量 .....	30
2-3-5	表面溫度 .....	30
2-3-6	熱傳系數 .....	30
2-3-7	水力發展長度 .....	31
2-3-8	管路設計之影響參數.....	31
2-3-9	不準度分析 .....	32
<b>第三章</b>	<b>狹窄矩形流道平滑加熱面之沸騰熱傳與氣泡特性分析...</b>	<b>46</b>

3-1 狹窄矩形流道平滑加熱面之沸騰曲線探討.....	47
3-2 次冷度對於平滑加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響.....	49
3-3 流速對於平滑加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響.....	53
3-4 流道形狀與尺寸對於沸騰熱傳與沸騰起始模式之影響.....	58
3-4-1 矩型管間隙高度對沸騰起始之影響.....	58
3-4-2 沸騰起始之驟變與漸變模式對於沸騰熱傳之影響.....	61
3-5 平滑加熱面之熱傳經驗方程式.....	62
<b>第四章 狹窄矩形流道中平滑與鰭片加熱面之比較分析.....</b>	<b>84</b>
4-1 次冷度對於鰭片加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響.....	85
4-2 流速對於平滑加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響.....	87
4-3 鰭片與平滑加熱面對於狹窄矩形管中流動沸騰熱傳之比較...	88
4-4 鰭片結構對於臨界熱通率之特別效應探討.....	89
4-5 鰭片結構之最佳化設計探討.....	91
4-6 平滑加熱面之熱傳經驗方程式.....	92
<b>第五章 結論與展望.....</b>	<b>116</b>
<b>參考文獻.....</b>	<b>118</b>
<b>附錄一 晶片表面粗糙度.....</b>	<b>122</b>

## 表 目 錄

表 1-1 介電液 FC-72 於一大氣壓之物理性質.....	12
表 1-2 單相熱傳關係式.....	13
表 2-1 平滑加熱面表面粗糙度.....	33
表 2-2 鰭片加熱面表面粗糙度.....	33
表 2-3 水力發展長度.....	34
表 2-4 不準度分析.....	35



## 圖 目 錄

圖 1-1(a) 向上流動氣泡偏離成核位址-成核位址處.....	14
圖 1-1(b) 向上流動氣泡偏離成核位址-成核址 15mm 下游處 .....	14
圖 1-1(c) 向上流動氣泡偏離成核位址-成核址 30mm 下游處 .....	14
圖 1-2(a) 向下流動氣泡偏離成核位址-G=246kg/m <sup>2</sup> s.....	14
圖 1-2(b) 向下流動氣泡偏離成核位址-G=315kg/m <sup>2</sup> s.....	14
圖 1-2(c) 向下流動氣泡偏離成核位址-G=666kg/m <sup>2</sup> s.....	14
圖 1-3 向上流動且接近臨界熱通率時之液汽作用現象 .....	15
圖 1-4 濕潤線成長趨勢圖.....	16
圖 1-5 蒸氣覆蓋層發展趨勢圖.....	17
圖 1-6(a) 次冷度 3°C 時流動沸騰氣泡特性.....	18
圖 1-6(b) 次冷度 29°C 時流動沸騰氣泡特性 .....	18
圖 1-7(a) 波浪狀氣泡 .....	19
圖 1-7(b) 突伸狀氣泡.....	19
圖 2-1 實驗設備示意圖.....	36
圖 2-2 測試段組合圖.....	37
圖 2-3 測試流道中加熱晶片部位之示意圖.....	38
圖 2-4(a) 平滑加熱面模擬晶片.....	39
圖 2-4(b) 鰭片加熱面模擬晶片.....	39

圖2-5(a)	電腦模擬鐵氟龍在100°C下之溫度分佈.....	40
圖2-5(b)	電腦模擬鐵氟龍在80°C下之溫度分佈.....	40
圖2-5(c)	電腦模擬鐵氟龍在60°C下之溫度分佈.....	40
圖2-5(d)	電腦模擬鐵氟龍在40°C下之溫度分佈.....	40
圖2-6(a)	電腦模擬鐵氟龍在100°C下之熱損值.....	41
圖2-6(b)	電腦模擬鐵氟龍在80°C下之熱損值.....	41
圖2-6(c)	電腦模擬鐵氟龍在60°C下之熱損值.....	41
圖2-6(d)	電腦模擬鐵氟龍在40°C下之熱損值.....	41
圖2-7(a)	Re=2036時測試與出水口流道交接處之流場模擬分析.....	42
圖2-7(b)	Re=509時測試與出水口流道交接處之流場模擬分析.....	43
圖2-8(a)	Re=2036時測試流道與出水口流道交接處之流線模擬.....	44
圖2-8(b)	Re=509時測試流道與出水口流道交接處之流線模擬.....	44
圖3-1	流動沸騰曲線圖，次冷度30°C；雷諾數Re=2036 .....	64
圖3-2	流動沸騰氣泡流譜，次冷度30°C；雷諾數Re=2036.....	65
圖3-3(a)	雷諾數為2036時，不同次冷度之沸騰曲線比較圖.....	66
圖3-3(b)	雷諾數為1018時，不同次冷度之沸騰曲線比較圖.....	66
圖3-3(c)	雷諾數為 509時，不同次冷度之沸騰曲線比較圖.....	66
圖3-4	次冷度對沸騰曲線之影響與文獻比較.....	67
圖3-5(a)	雷諾數為2036時，不同次冷度之熱傳系數比較圖.....	68

圖3-5(b) 雷諾數為1018時，不同次冷度之熱傳系數比較圖.....	68
圖3-5(c) 雷諾數為 509時，不同次冷度之熱傳系數比較圖.....	68
圖3-6(a) 平滑加熱面在雷諾數2036時不同次冷度之氣泡流譜.....	69
圖3-6(b) 平滑加熱面在雷諾數1018時不同次冷度之氣泡流譜.....	70
圖3-6(c) 平滑加熱面在雷諾數509時不同次冷度之氣泡流譜.....	71
圖3-7(a) 次冷度為30°C時，不同雷諾數之沸騰曲線比較圖.....	72
圖3-7(b) 次冷度為20°C時，不同雷諾數之沸騰曲線比較圖.....	72
圖3-7(c) 次冷度為10°C時，不同雷諾數之沸騰曲線比較圖.....	72
圖3-8 流速對沸騰曲線之影響與文獻比較.....	73
圖3-9(a) 次冷度為30°C時，不同雷諾數之熱傳系數比較圖.....	74
圖3-9(b) 次冷度為20°C時，不同雷諾數之熱傳系數比較圖.....	74
圖3-9(c) 次冷度為10°C時，不同雷諾數之熱傳系數比較圖.....	74
圖3-10(a) 次冷度為10°C，雷諾數為2036，接近臨界熱通率時.....	75
圖3-10(b) 次冷度為10°C，雷諾數為 509，接近臨界熱通率時.....	75
圖3-11(a) 次冷度為30°C，雷諾數為2036，接近臨界熱通率時.....	75
圖3-11(b) 次冷度為30°C，雷諾數為 509，接近臨界熱通率時.....	75
圖3-12(a) 平滑加熱面在次冷度30°C時，不同雷諾數之氣泡流譜...	76
圖3-12(b) 平滑加熱面在次冷度20°C時，不同雷諾數之氣泡流譜...	77
圖3-12(c) 平滑加熱面在次冷度10°C時，不同雷諾數之氣泡流譜...	78

圖3-13	氣泡成長過程圖.....	79
圖3-14	電腦模擬不同尺寸矩形流道速度分佈關係圖.....	80
圖3-15(a)	傳統尺寸矩形管道內之流速分布圖 .....	81
圖3-15(b)	狹窄矩形管道內之流速分布圖 .....	81
圖3-16	傳統與矩形管內流體速度立體分布圖.....	82
圖 3-17	沸騰起始漸變模式之流譜比較圖.....	83
圖 4-1(a)	鍍片在 $Re=2036$ 時不同次冷度之沸騰曲線與熱傳係數圖...	94
圖 4-1(b)	鍍片在 $Re=1018$ 時不同次冷度之沸騰曲線與熱傳係數圖...	94
圖 4-1(c)	鍍片在 $Re= 509$ 時不同次冷度之沸騰曲線與熱傳係數圖...	94
圖4-2	鍍片加熱面之沸騰氣泡流譜圖.....	95
圖4-3(a)	鍍片加熱面在雷諾數為2036時不同次冷度之氣泡流譜圖....	96
圖4-3(b)	鍍片加熱面在雷諾數為1018時不同次冷度之氣泡流譜圖....	97
圖4-3(c)	鍍片加熱面在雷諾數為509 時不同次冷度之氣泡流譜.....	98
圖 4-4(a)	鍍片在 $\Delta T_{sub}=30^{\circ}C$ 時之沸騰曲線與熱傳係數圖.....	99
圖 4-4(b)	鍍片在 $\Delta T_{sub}=20^{\circ}C$ 時之沸騰曲線與熱傳係數圖.....	99
圖 4-4(c)	鍍片在 $\Delta T_{sub}=10^{\circ}C$ 時之沸騰曲線與熱傳係數圖.....	99
圖4-5(a)	鍍片加熱面在次冷度 $\Delta T_{sub}=30^{\circ}C$ 時不同雷諾數之流譜圖....	100
圖4-5(b)	鍍片加熱面在次冷度 $\Delta T_{sub}=20^{\circ}C$ 時不同雷諾數之流譜圖....	101
圖4-5(c)	鍍片加熱面在次冷度 $\Delta T_{sub}=10^{\circ}C$ 時不同雷諾數之流譜圖....	102

圖4-6(a) $\Delta T_{sub} = 30^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 2036$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	103
圖4-6(b) $\Delta T_{sub} = 30^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 1018$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	103
圖4-6(c) $\Delta T_{sub} = 30^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 509$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	103
圖4-6(d) $\Delta T_{sub} = 20^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 2036$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	104
圖4-6(e) $\Delta T_{sub} = 20^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 1018$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	104
圖4-6(f) $\Delta T_{sub} = 20^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 509$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	104
圖4-6(g) $\Delta T_{sub} = 10^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 2036$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	105
圖4-6(h) $\Delta T_{sub} = 10^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 1018$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	105
圖4-6(i) $\Delta T_{sub} = 10^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 509$ 時不同加熱片之曲線比較圖.....	105
圖4-7 電腦模擬鰭片加熱面邊界處之流速分佈俯視圖.....	106
圖4-8(a) $\Delta T_{sub} = 30^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 2036$ 時鰭片加熱面之沸騰流譜圖.....	107
圖4-8(b) $\Delta T_{sub} = 30^{\circ}\text{C}$ , $\text{Re} = 2036$ 時平滑加熱面之沸騰流譜圖.....	107
圖4-9 鰭片與平滑加熱面之臨界熱通率分佈圖.....	108
圖4-10 平滑與鰭片加熱面在相同狀態下之流譜比較圖.....	109
圖4-11 鰭片加熱面在接近臨界熱通率時氣泡發展細部圖.....	110
圖4-12 加熱面鰭片結構之最佳化設計範例.....	111
圖4-13 栓柱狀鰭片結構之流場模擬分析圖.....	112
圖4-14 (a) 栓柱狀鰭片上短溝槽處放大模擬分析上視圖.....	113
圖4-14 (b) 栓柱狀鰭片上短溝槽處放大模擬分析側視圖.....	114

圖4-15 Yu等人所觀測到栓柱狀加熱面之流譜圖.....115



## NOMENCLATURE

---

A	heat transfer area of heated surface	m <sup>2</sup>
A <sub>c</sub>	cross-section of channel	m <sup>2</sup>
B <sub>o</sub>	boiling number , $\mathbf{B}_o = \frac{\mathbf{q}}{\mathbf{G} \cdot \mathbf{i}_{fg}}$ , dimensionless	
C	constant number	
c <sub>p</sub>	specific heat	J/kg°C
D <sub>h</sub>	hydraulic diameter	mm
d <sub>p</sub>	bubble departure diameter	mm
Fr	Froude number , $\mathbf{Fr} = \frac{\mathbf{G}^2}{\rho_l^2 \cdot \mathbf{g} \cdot \mathbf{D}_h}$ , dimensionless	
G	mass flux	kg/m <sup>2</sup> s
g	acceleration due to gravity	m/s <sup>2</sup>
h	heat transfer coefficient	W/m <sup>2</sup> °C
H <sub>d</sub>	channel height	mm
I	measured current from DC power supply	A
Ja	Jakob number , $\mathbf{Ja} = \frac{\rho_l \cdot \mathbf{c}_p \cdot \Delta \mathbf{T}_{sat}}{\rho_g \cdot \mathbf{i}_{fg}}$ , dimensionless	
K	thermal conductivity	W/m°C
L <sub>h</sub>	hydrodynamic entrance length	mm
Nu	Nusselt number , $\mathbf{Nu} = \frac{\mathbf{hD}}{\mathbf{k}}$ , dimensionless	
p	total side length	mm

P	system pressure	kpa
$P_r$	Prandtl number , $\mathbf{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$ , dimensionless	
Q	heat transfer rate	W
$q''$	heat flux	W/m <sup>2</sup>
Re	Reynolds number , $\mathbf{Re} = \frac{G \cdot D_h}{\mu}$ , dimensionless	
T	temperature	°C
$T_{sat}$	boiling point temperature of FC-72	°C
t	distant from thermal couple to chip surface	mm
V	measured votage from DC power supply	V

### Greek symbols

$\Delta T$	temperature difference	°C
$\rho$	density	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	viscosity	N·s/m <sup>2</sup>
$\varepsilon$	heat loss proportion	

### Subscripts

ave	average
fg	difference between liquid and vapor phase
g	vapor
sub	subcooled

# 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，各種相關產品越來越強調輕、薄、短、小的要求，在資訊工業方面，電腦設備上CPU等電子元件在強調縮小體積的前提下，並要求要有更多的功能與更高的效率，使得電子元件因此產生更大量的熱，所以最迫切需要解決的是元件散熱問題，避免導致過熱的發生而使系統不穩，甚至短路使系統停擺。傳統電子散熱系統多以風扇與散熱片等熱交換器散熱，利用被動式的鰭片增加散熱面積，加上主動式的風扇產生空氣的強制對流來提高散熱效能，但是因為氣體的熱傳係數差，所獲得的熱傳效果十分有限，當晶片散出的熱通量過高時，傳統的空气冷卻技術已無法提供有效的散熱能力。

直接液冷可減少傳統元件封裝所形成接觸熱阻的問題，其中利用相變化過程中核沸騰機制，經由實驗證明具有高效率熱傳性能，因此相變化熱傳加上強制對流技術的開發，期待可大幅提升微電子晶片的散熱量，使其最大表面熱通量能達到 $10^6$  (W/m<sup>2</sup>) 以上，並同時保有較低的工作溫度。微冷卻技術的開發主要是希望用來解決目前高密集性的電子元件的散熱問題，由於微小化的緣故，使得微型冷卻裝置能與高密集度的電子元件結合在一起，大量提高熱傳係數且有效帶走熱量。因此以介電液對電子元件作直接冷卻，或以介電液在微小管道

熱交換器內與電子元件作熱交換的技術受到高度重視。

FC-72為 3M 公司生產之過氟碳化合物(Perfluorocarbon Fluids)系列，常壓下為不具毒性，不可燃之惰性液體，其高介電性質用於電子元件散熱的技術中，可避免如使用水或其他流體在液漏時對電子元件產生嚴重的傷害，更可用於直接液冷技術，即將電子元件浸泡於此液體中以提高散熱效率。介電液在常壓下沸點為 $56.6^{\circ}\text{C}$ ，此性質有利於起始沸騰的產生，得以有效運用相變化過程所提供的高效率熱傳機制。介電液FC-72 在一大氣壓下的各項熱物理性質如表1-1 [1]所示。

在過去介電液以流動沸騰方式用於電子冷卻的研究中，成核氣泡特性的研究至今依舊不夠完善，對於加入熱增強面的研究更是極需投入研究與探討，以建立氣泡特性與熱傳過程的關連性。本論文採用介電液FC-72為工作流體以流動沸騰方法模擬電子元件散熱分析，利用改變流體冷度與流速等參數，並控制流動為層流狀態，在系統壓力為一大氣壓下，以平滑加熱面與鰭片增強面相互比較，並配合計算流體力學軟體模擬分析，深入了解在流力完全發展下，FC-72的流動沸騰機制與氣泡特性。

## 1-2 文獻回顧

### 1-2-1 單相強制對流熱傳分析

Incropera等人[2]將面積 $12.7\text{mm}\times 12.7\text{mm}$ 的單一平滑模擬晶片以

齊平壁面方式放置在水平矩形管道內，觀察水跟FC-77在雷諾數範圍1000至14000內的單相強制對流熱傳現象,並建立其紊流區( $Re = 5000 \sim 14000$ )紐塞數與雷諾數之間的關係式預測值。 Maddox 與Mudawar [3]同樣以貼平壁面之面積為 $12.7\text{mm} \times 12.7\text{mm}$ 的單一平滑加熱晶片為模擬晶片，測試流道則為垂直矩形管道，在建立實驗關係式以後與Incropera等人之實驗比較，發現其紐塞數高出將近四成，作者認為可能是因為流動角度的不同所造成的差異。 Heindel與Incropera等人[4]接著以類似實驗模組建立水與FC-77在強制對流之層流區( $Re = 300 \sim 3000$ )紐塞數與雷諾數之間的關係式，並且定義與探討混合對流之層流區、混合對流至強制對流的過渡對流之層流區、強制對流之層流區、強制對流層流至強制對流紊流區之過渡流區、以及強制對流之紊流區五種流動模式之特性，浮力(buoyancy force)效應在低雷諾數以及混合對流之層流區有顯著的影響力，但隨著雷諾數增加至強制對流之層流區後幾可完全忽略。 Gersey與Mudawar[5]也在相似的實驗中，以FC-72為工作流體，測試流道截面 $20\text{mm} \times 5\text{mm}$ ，流道底側壁面上排列放置9顆平滑表面加熱晶片，且加熱面貼齊壁面，實驗中發現單相熱傳係數隨著流速增加而增加，而角度的變化對單相熱傳係數的影響不大，另外發現在單相熱傳時所有晶片所測得之熱傳係數非常相近，作者認為是因為晶片間格的無加熱區段會導致熱邊界層重新發展

所導致。 Samant and Simon[6]使用長0.25mm寬2.0mm的模擬加熱晶片，觀察FC-72與R-113在水平矩形管道中的單相強制對流熱傳現象並建立其關係式，由於實驗加熱段長度只有0.25mm，熱邊界層非常的薄，使得其熱傳係數較傳統尺寸的模擬電腦晶片高出許多。此外Peng與 Peterson[7,8]探討水在矩形微小管道的單相強制對流熱傳特性。實驗結果發現，當流動模式及熱傳區域開始轉換時，其雷諾數遠較一般傳統流道的雷諾數小，且過渡區的範圍與整體的熱傳特性亦深受液體溫度、流速及管道的幾何尺寸所影響，在層流區的熱傳主要受流道深寬比與水力直徑所影響。以上有關單相強制對流熱傳導實驗之實驗條件與關係式列於表1-2中。



### 1-2-2 沸騰熱傳分析

沸騰要發生，加熱壁的過熱度必須高於成核最低要求。Bergles & Rohsenow[9]發展出適用於水的沸騰起始條件經驗公式：

$$(T_w - T_{sat})_{ONB} = 0.556 \left[ \frac{q''_{ONB}}{1082P^{1.156}} \right]^{0.463P^{0.0234}}$$

P為系統壓力，單位為bar，適用範圍1~138 bar。

Bergles, Bakhru 及Shires[10]在矩形管道內作單邊加熱面的次冷流動沸騰實驗發現，加熱管道內的次冷流動沸騰，一般都能建立沸騰曲線，且與流速以及次冷度均無相關性，作者認為流體熱物理性質、壓力值與表面光滑度是影響沸騰熱傳較重要的參數。

Maddox與Mudawar[3]以FC-72為工作流體，在垂直矩形管道內流經光滑表面與熱傳增強表面(低輪廓微釘結構)作單相及次冷流動沸騰實驗，探討流速、次冷度及熱傳增強結構對單相熱傳、核沸騰及臨界熱通量(Critical Heat Flux - 臨界熱通率)的影響，其實驗所歸納出的結果有下列三點：

- (1) 流速的增加與表面的增強結構會使單相熱傳係數增加，同時亦減小沸騰遲滯現象。
- (2) 在接近臨界熱通率區，流體的次冷度明顯地增強了熱傳性能。
- (3) 流速的增加可以增強單相熱傳及核沸騰區的熱傳，但對臨界熱通率的影響卻相對較小。

Mudawar與Maddox[11]所做的實驗中以FC-72為工作流體，觀察單一12.7mm × 12.7mm加熱晶片在截面積12.7mm × 38.1mm的垂直矩形管中的流動沸騰現象，並由實驗結果歸納出以下四點

- (1) 流速對於熱傳係數的影響，在單相強制對流區與部分沸騰區有明顯的增強效果，但是在完全沸騰發展區則逐漸失去影響力。
- (2) 增加流速使得達到臨界熱通率所需的熱通量增加，作者認為這是因為流速的增加可以減少氣泡層(bubble layer)對加熱面的覆蓋，並增加流體與加熱面的接觸而延遲臨界熱通率的發生。
- (3) 臨界熱通率的發生在低流速區是因連續性的氣膜覆蓋整個加熱

面，使其下的次液膜(liquid sublayer)乾化所導致；在高流速區則是由於加熱面上的液柱與平行於加熱面的氣膜間的赫爾霍茨(Helmholtz instability)所導致。

- (4) 次冷度的增加使得沸騰起始以及臨界熱通率所需要的熱通率增加，Sturgis與Mudawar [12]認為這是因為溫度較低的液體會延遲沸騰氣泡的產生並且加速生成氣泡的凝結所導致。

Heindel等人[13]以水平矩型管為測試流道，熱源為同軸排列的10顆加熱晶片，實驗範圍次冷度為 $5^{\circ}\text{C}$ 至 $43^{\circ}\text{C}$ ，流速 $0.1\text{m/s}$ 至 $1.0\text{m/s}$ ，流道高度 $3.58\text{mm}$ 至 $6.96\text{mm}$ ，工作流體為FC-72，作者劃分出部分沸騰區與完全沸騰區在沸騰曲線圖上的判別依據，並且發現在單相強制對流熱傳至沸騰熱傳的轉移過程中，具有兩種不同的轉移模式：

- (1) 第一種模式中沸騰是突然性的發生，氣泡劇烈的在整個加熱面上形成，在沸騰曲線圖上則可觀察到明顯的沸騰延遲現象(Boiling Hysteresis)。
- (2) 第二種模式中沸騰的發生則是局部性的由下游處的加熱表面開始生成，氣泡所覆蓋加熱面的面積隨著熱通量的增加而往上游逐漸成長，其沸騰延遲的現象不明顯，在沸騰曲線圖上則呈現平滑成長的曲線。

作者提到此兩種模式的產生無法由流速、次冷度、流道高度或加

熱面位置所決定，是一種隨機發生的現象，類似的沸騰起始現象在 Danielson 等人[14]與You 等人[15]所做的飽和池沸騰實驗報告中也有提及。

其他關於沸騰起始現象觀察的文獻中，Samant 與Simon [16]提到，次冷度與流速的增加會減小壁面過熱以及沸騰延遲現象，他們實驗的工作流體為FC-72，測試流道為水平矩形管。Tso、Tou 和Xu[17]以FC-72為工作流體，將四顆10mm x 10mm的模擬晶片排列放置在垂直矩形管道內作次冷流動沸騰實驗，並控制次冷度範圍在15°C至33°C，流速範圍為4.2cm/s至78cm/s ( $Re_L=1000 \sim 30000$ )，實驗結果同樣發現流速及次冷度的改變在部分沸騰區具有顯著的影響，增加流速及次冷度會使壁面溫度降低，成因可能是發熱元件附近流體擾動的增強與熱邊界層的形成以及元件的單相熱傳係數的提昇，另外作者提到，臨界熱通率在高流速區域會隨次冷度與流速增加而增加，但流速對臨界熱通率的影響只有在流速大於20cm/s ( $Re=9700$ )時被觀察到。相對地，Gersey與Madawar[5]發現角度參數的變化只有在流速低於50cm/s ( $Re=14600$ )時，才會影響臨界熱通率以及沸騰區的熱傳機制，增加次冷度也會降低角度對熱傳機制的影響，實驗結果並歸納出垂直向上的流動角度對於提高臨界熱通率有較佳的效果，而加熱面在上方，水平流動的角度則效果最差，Zhang等人[18]在相同的實驗中，

也提出了相符的論證。

有關於管徑尺寸對於熱傳機制影響的文獻中，Palm[19]針對圓形微小管道內熱傳機制相關文獻作整理歸納。其結論如下：

- (1) 大管徑流道與小管徑流道(小於1mm)兩相熱傳特性的差異性，  
主要在於表面張力對後者的影響頗大，而重力則較不具影響。
- (2) 當流道直徑小於4mm 時，流動沸騰的主要熱傳機制為核沸騰，  
而池核沸騰熱傳關係式則可用來預測流動沸騰熱傳係數。
- (3) 當流道直徑小於1mm 時，會有偽沸騰(fictitious boiling)發生，其  
成因被認為是因為在管徑小於氣泡成核尺寸時，雖然流體已達飽  
和或過熱，卻因為氣泡無法順利成長，而觀察不到沸騰的發生。

Kandlikar[20]針對在圓形微小管道內的沸騰熱傳相關研究作統整與實驗，歸納並定義出管道尺寸的對應關係：

- (1) 傳統管道(Conventional Channels)- 大於3mm
- (2) 小管道(Minichannels)- 200 $\mu\text{m}$  到 3mm
- (3) 微管道(Microchannels)- 10 $\mu\text{m}$  到 200 $\mu\text{m}$

關於FC-72中含有非凝結氣體的相關實驗中，Wu 和Simon[21]探討在小的加熱區域中，介電液內不凝結氣對於次冷流動沸騰的影響，實驗顯示FC-72 在含有非凝結氣及除氣後的不同狀況下，沸騰曲線在低熱通量時會有明顯的差異，在高熱通量時則會趨於一致，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大，其臨界熱通量仍然降低了將近10%。

### 1-2-3 氣泡特性與流譜分析

Thorncroft、Klausner 和Mei[22]以FC-87為工作流體在垂直矩形管道內作向上與向下之次冷流動沸騰實驗觀察氣泡的生成與脫離，並量測氣泡的偏離直徑(departure diameter)與脫離直徑(lift-off diameter)，作者將實驗結果歸納成下列四點：

- (1)對向上或向下的流動型態，其氣泡的運動特性明顯不同，在向上流動的情況下，氣泡會偏離成核位址並沿加熱壁面滑動，而且一般並不會脫離加熱壁面，如圖1-1所示；向下流動的情況，氣泡則是在成核位址上直接脫離壁面或沿壁面滑動後再脫離壁面，如圖1-2所示。
- (2)對向上或向下流動的情況，氣泡的生成率皆會隨Jacob 數增加而增大，而加大質通量則會使氣泡生成率降低，作者認為這是因為流體處於次冷狀態，質通量的增加會增強氣泡頂端的冷凝現象。
- (3)不論是向上或向下流動狀態，氣泡的偏離直徑會隨Jacob 數增加而增大；質通量的增加則會導致氣泡偏離直徑減小。
- (4)在向下流動的狀態下，增加質通量會使氣泡的脫離直徑減小。

Gersey 與Mudawar[23]利用高速攝影機拍攝擷取FC-72在截面積10mmx5mm的矩形流道中的沸騰情形，並以10mm、30mm、110mm三種長度的加熱片作比較，經由流譜的觀察探討以下氣泡在臨界熱通率附近的特性：

- (1) 當加熱測試晶片至接近臨界熱通率時，如圖1-3，加熱面上會產生蒸氣波浪層(Wavy Vapor Layer)使得加熱面乾化，但是在蒸汽波浪的谷底部位，會餘留一些作者稱做濕潤線(Wetting Front)的不連續的液體接觸面。根據觀察指出，濕潤線的間距會沿流動方向下游成長，變為上游端起始的赫爾霍茨波長之倍數，在長度110mm的加熱片的中游處，間距波長會成長趨近為一定值，且其值為起始波長的四倍，如圖1-4所示。
- (2) 由於蒸氣層間距的成長，濕潤線在下游處會減少使得加熱面與液體接觸面減少，因此較長的加熱片下游處的壁面在接近臨界熱通率時溫度會相對地提高，此一效應也使得10mm 的加熱片臨界熱通率值最高，其次順序為30mm與110mm。
- (3) 臨界熱通率的觸發是由上游端的劇烈沸騰使得濕潤線被翻騰的氣泡破壞所導致，臨界熱通率起始時上游端被蒸氣覆蓋，接著覆蓋面快速的發展向下游處推進，直至整個加熱面被蒸氣層所掩蓋，如圖1-5所示。

Christopher與Mudawar[24]接續Gersey與Mudawar[23]所做的實驗，並以更佳拍攝模組，進一步觀察FC-72在接近臨界熱通率處的蒸氣波浪層，並改為拍攝流道的側向面，所擷取出的畫面更清楚的傳達氣泡的特性與成長過程。如圖1-6所拍攝之氣泡成長流譜中，作者針對 $3^{\circ}\text{C}$ 與 $29^{\circ}\text{C}$ 兩種次冷度，比較他們在不同加熱通量下的特性，在次冷度 $3^{\circ}\text{C}$ 且低熱通量的情況下，所形成的氣泡多為小而分散，對於液體的回填沒有構成太多的阻礙，但是隨著熱通量增加，氣泡開始互相結合形成較大的氣塊，當熱通量達到臨界熱通率熱通量75%時，相結合的氣塊大範圍的覆蓋加熱面，最後在接近臨界熱通率處形成蒸氣波浪層，大幅阻礙液體回填至加熱面，只留下與濕潤面的接觸而得以散熱。液體次冷度為 $29^{\circ}\text{C}$ 的氣泡成長模式與次冷度 $3^{\circ}\text{C}$ 的非常相似，但是因為流體的低溫抑制氣泡產生並且加速生成氣泡凝結，氣泡層的高度較為低且發展也較慢。另外作者發現在臨界熱通率附近除了傳統波浪狀(wave-like)的氣泡，還有一種突伸氣泡(Overhanging Vapor)的產生，如圖1-7所示，此類型的氣泡大多在接近飽和態時出現。

表1-1 介電液 FC-72 於一大氣壓之物理性質。

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 , $\rho_l$	1600 kg / m <sup>3</sup>
Density of vapor , $\rho_v$	13.39 kg / m <sup>3</sup>
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• k
Thermal diffusivity of liquid , $\alpha_l$	$3.064 \times 10^{-8} \text{ m}^2 / \text{s}$
Kinematic viscosity of liquid , $\nu_l$	$2.729 \times 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s}$
Prandtl number of liquid , $Pr_l$	8.900
Coefficient of thermal expansion of liquid , $\beta_l$	$-0.001639\text{K}^{-1}$
Surface tension of liquid , $\sigma_l$	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 1-2 單相熱傳關係式。

文獻	工作流體	關係式
Incropera et al. [2]	水與FC-77	$Nu_L = 0.13 Re_D^{0.64} Pr^{0.38} (\mu_o / \mu_h)^{0.25}$
Maddox et al. [3]	FC-72	$Nu_L = 0.237 Re_L^{0.608} Pr^{0.33}$
Heindel et al. [4]	水與FC-77	$Nu_L = C Re_L^{0.33} Pr^{0.33}$ $C = 1.89 \sim 1.32$
Gersey et al. [5]	FC-72	$Nu_L = 0.362 Re_L^{0.614} Pr^{0.33}$
Samant and Simon [6]	R-113與FC-72	$Nu_H = 0.47 Re_H^{0.58} Pr^{0.5}$



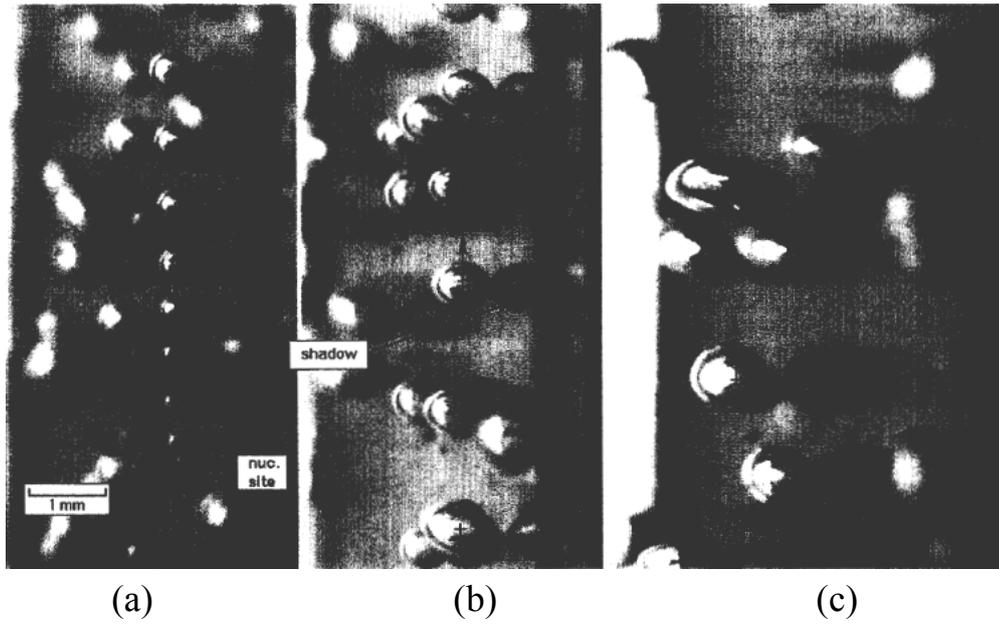


圖1-1 Thorncroft et al.[20]向上流動的型態中，氣泡偏離成核位址並沿加熱壁面滑動。(a) 成核位址；(b) 成核位址15mm下游處；(c) 成核位址30mm下游處。

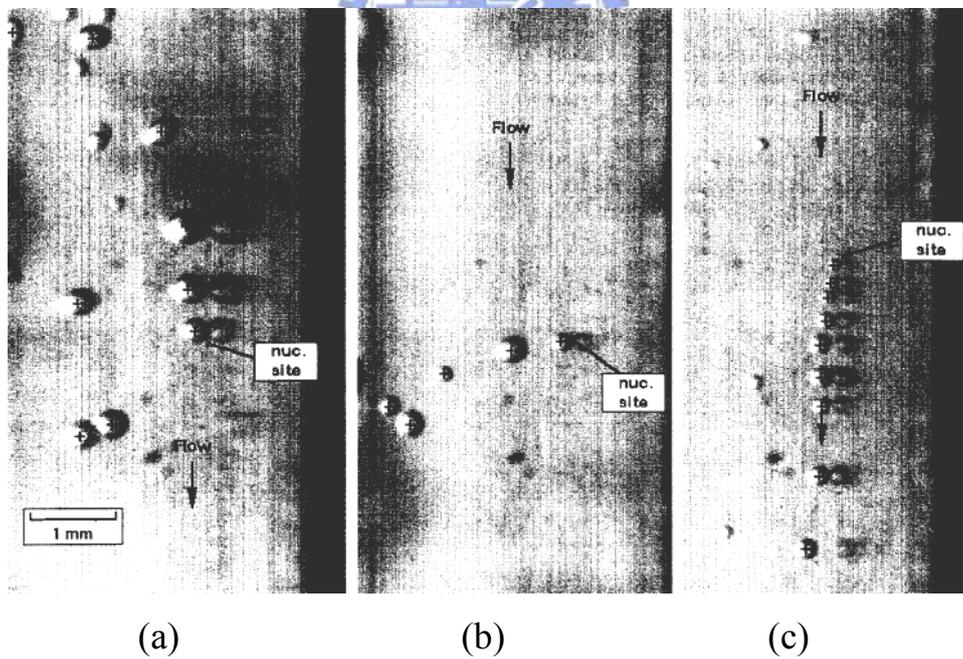


圖1-2 Thorncroft et al.[20]向下流動型態中，氣泡偏離成核址並脫離壁面滑動。(a) $G=246\text{kg/m}^2\text{s}$ ；(b) $G=315\text{kg/m}^2\text{s}$ ；(c) $G=666\text{kg/m}^2\text{s}$ 。

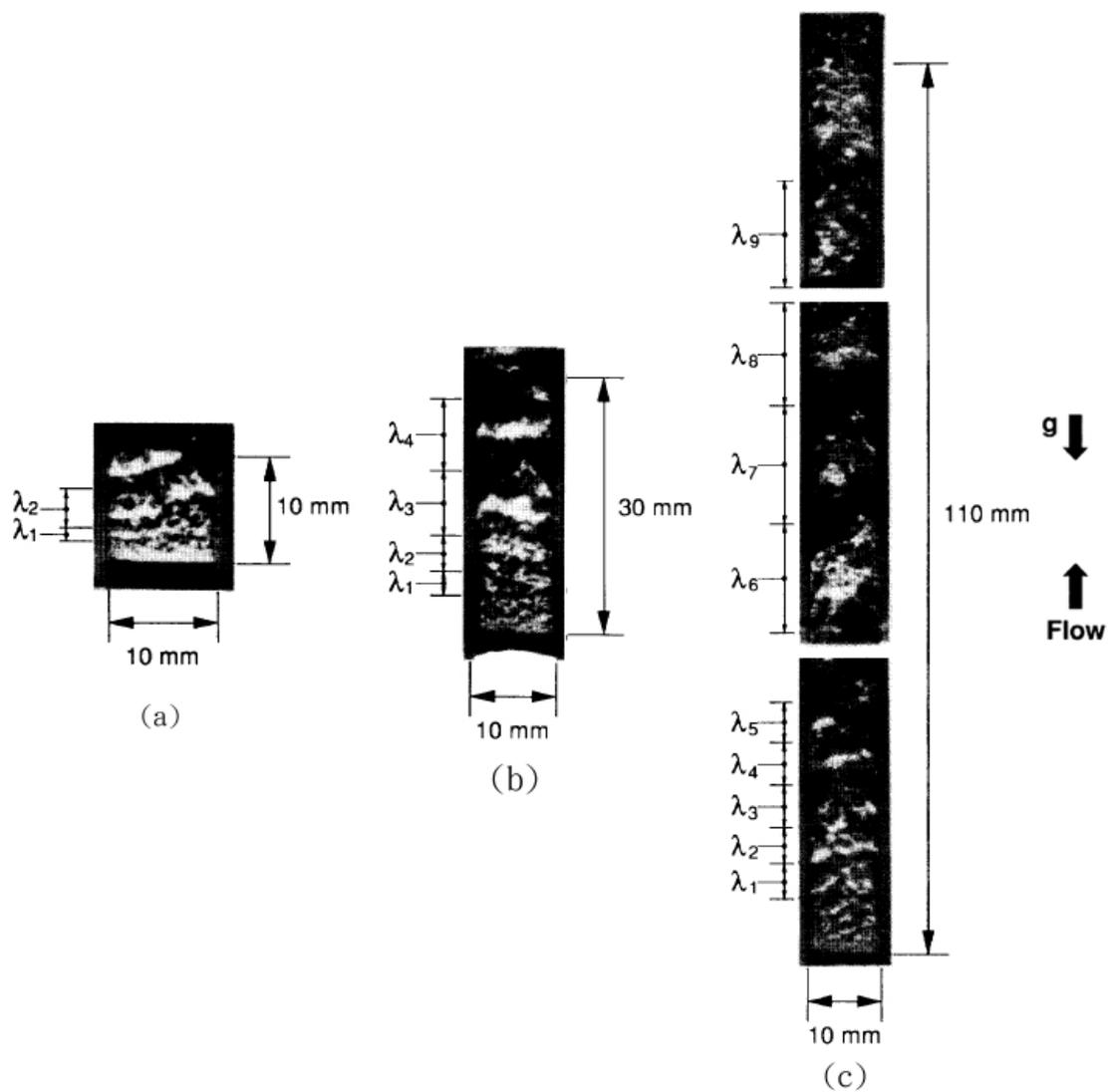


圖 1-3 Gersey et al.[21]不同長度加熱片中 FC-72 向上垂直流動且接近臨界熱通率時之液汽作用現象。(a)10mm；(b)30mm；(c)110mm。

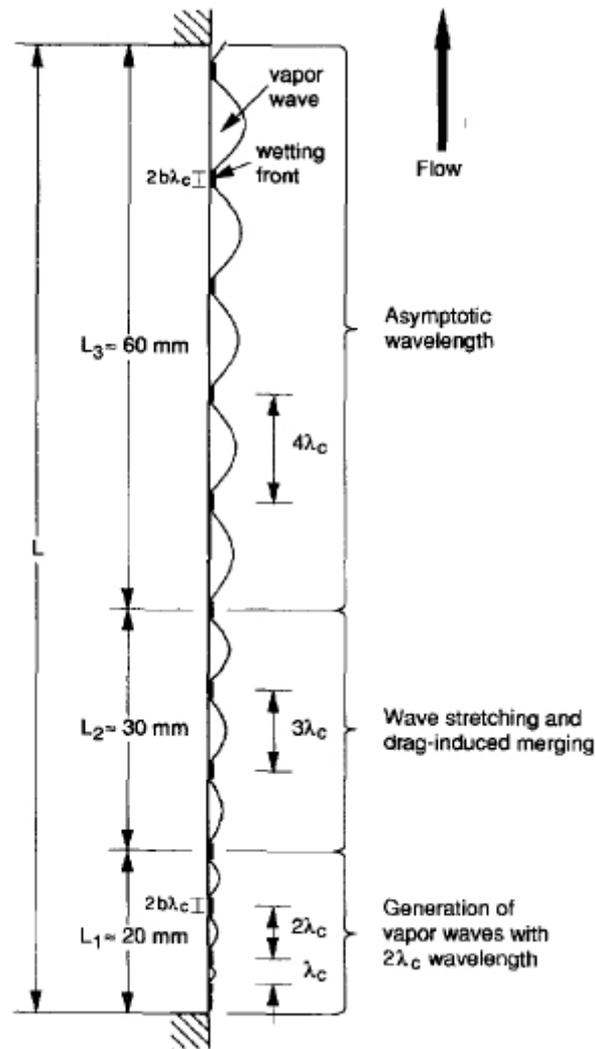


圖 1-4 Gersey et al.[21]濕潤線(Wetting Front)間距沿下游成長。

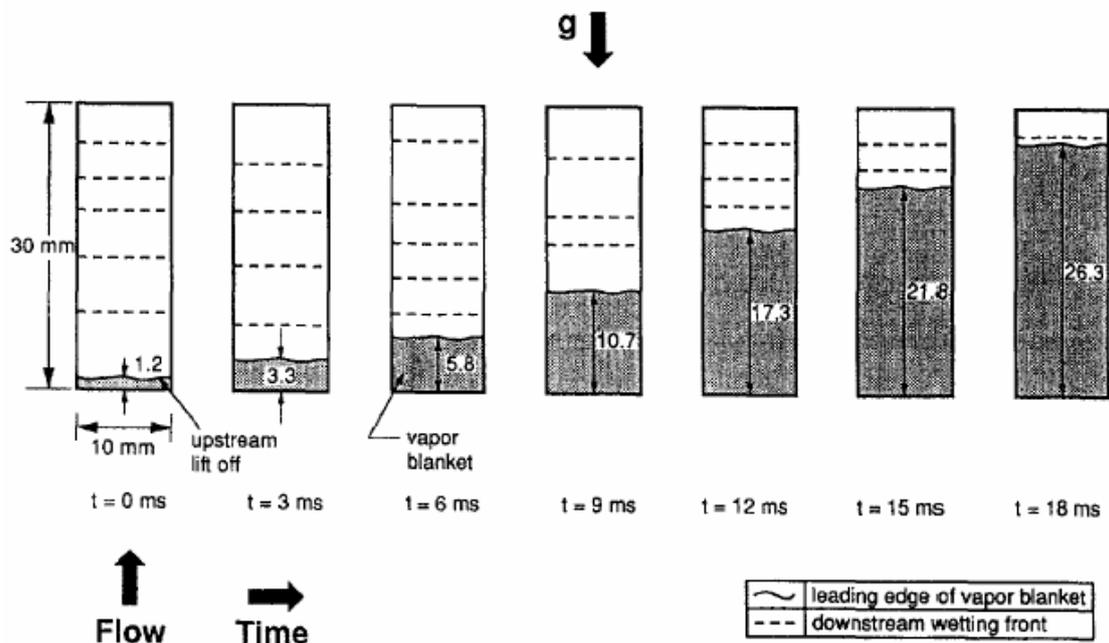


圖 1-5 Gersey et al.[21]加熱面上游端的濕潤線消逝，蒸氣覆蓋層(黑影部分)快速向下游發展。

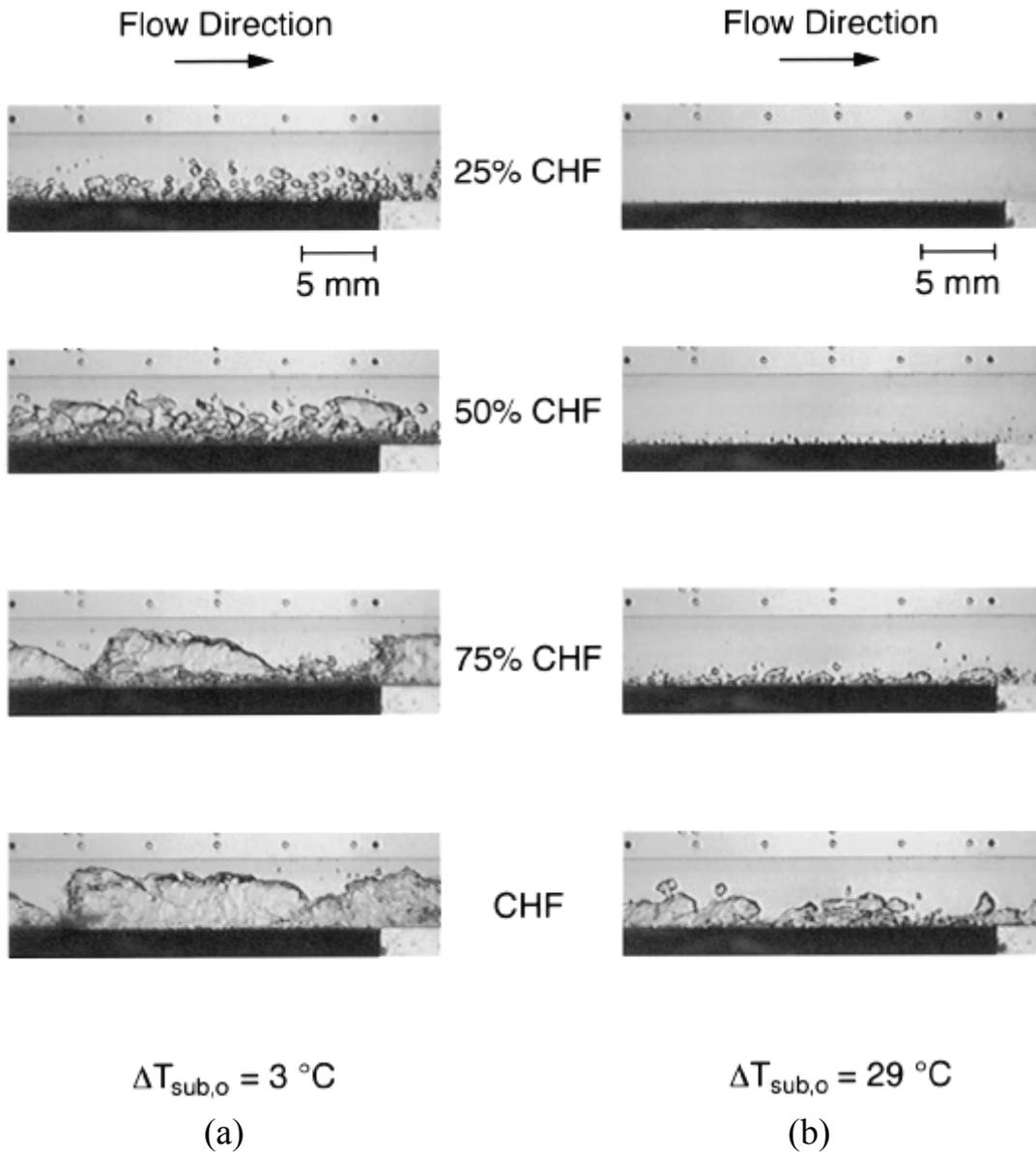


圖 1-6 Christopher et al.[22] FC-72 流動沸騰實驗在不同次冷度下，氣泡隨熱通量增加所表現之特性。(a)次冷度為 3°C；(b)次冷度為 29°C。

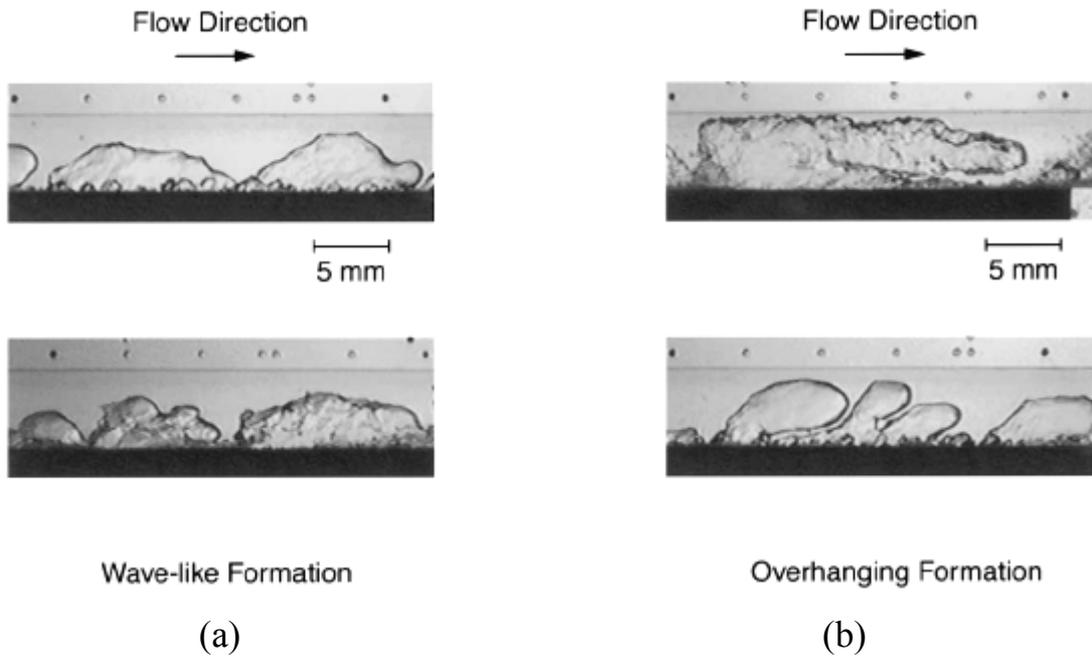


圖 1-7 Christopher et al.[22] (a)波浪狀氣泡；(b)突伸狀氣泡。



## 第二章 實驗系統與參數計算

### 2-1 實驗設備

本實驗以面積 $10\text{mm}\times 10\text{mm}$ 之加熱面模擬電腦晶片模組，並採用介電液FC-72為工作流體，以流動沸騰方法針對模擬晶片在水平矩形狹窄流道內之流動沸騰現象做觀測與分析，實驗設備共分為：輔助系統、流體循環系統、測試段系統、預熱循環系統、冷卻循環系統、數據擷取系統及影像擷取系統，如圖2-1所示。

#### 2-1-1 輔助系統

##### 一、除氣系統



本實驗主要針對純FC-72液體在流動沸騰狀態下做熱傳特性分析，由於FC-72在常壓下會溶解大量空氣，且溶入的非凝結氣會在工作流體尚未達到飽和狀態時就先形成氣泡，並改變流體熱物理性質，造成實驗數據與結果偏差，所以FC-72灌入系統之前必須先做除氣的動作。除氣系統主要是由不銹鋼容器、冷凝器和排氣閥所組成之裝置，除氣時先將除氣系統和介電液循環系統的通閥鎖緊，然後將介電液灌入不銹鋼容器內，以直流電源供應器加熱使介電液沸騰，將沸騰蒸發的介電液蒸氣與受熱氣化的非凝結氣體通入冷凝器中，然後經由排氣閥排放至大氣中，在冷凝器中所凝結成液態的介電液則回流至容器中。如此循環持續進行，直到常溫下所量測到的飽和溫度為 $56.6^{\circ}\text{C}$

為止，表示完成除氣動作。

## 二、真空幫浦

本實驗的真空幫浦為ULVAC的YTP-150M型，其系統共分兩部份，分別為前置的油轉式幫浦(Oil rotary pump)，除氣速度每秒100升，與渦輪分子幫浦(Turbo molecular pump)，除氣速度為每秒160至190升。抽氣時先用油轉式幫浦將系統抽氣使壓力達 $10^{-3}$  torr後，再開啟渦輪分子幫浦抽氣，將系統壓力抽至 $10^{-5}$  torr以下之後，關緊所有通閥並將除氣過的FC-72導入系統即可。

## 三、影像擷取系統

在進行流譜觀測時，使用高速數位相機透過測試段觀測視窗，紀錄沸騰過程與氣泡特性。使用相機之型號為富士S602 zoom，快門速度可達1/10000秒，最高儲存像素為六百萬畫素之影像，其近拍距離可達10mm。

### 2-1-2 流體循環系統

如圖2-1所示，流體循環系統為介電液流動的循環管路，其元件包含：液汽貯存槽、流體驅動泵浦、儲壓器(Accumulator)、電子式流量計、預熱段與冷凝段。系統之循環步驟為介電液自液汽貯存槽流出，經由泵浦驅動後流入流量計量取流量值，再經過預熱系統將介電液加熱，固定工作流體進入測試段前所需達到的次冷或飽和度，流體進入

測試段進行實驗觀測與數據擷取，最後再返回液汽貯存槽並與冷卻循環系統做熱交換，將液汽貯存槽中的高溫介電液蒸氣冷凝至液相，以確保進入流量計的介電液為液態，以上形成一個循環系統。在泵浦出口下游處裝有一旁通迴路，可以進行流量的控制調整，系統壓力藉由管路閥口與幫浦的調整，控制在一大氣壓，另有一儲壓器外接一氮氣桶，藉以穩定整個環路的壓力。本系統所使用的介電液泵浦為Cole-Parmer微型齒輪式泵浦，透過泵浦提供介電液循環的動力，藉由改變馬達轉速來調整其輸出的流量，流量的控制亦可由針閥手動調整及利用旁通迴路將多餘的流量導回液汽貯存槽。



### 2-1-3 測試段

本實驗之測試段組成如圖2-2所示。測試流道為一長600mm、截面為寬10mmX高2mm的矩型狹窄流道，是由上下兩層的玻璃纖維環氧基板所組成。上層板長作為可視化視窗，用以觀察介電液於管道內氣泡成長的情形並可拍攝流譜，上板在測試流道兩端各有開孔連接環路做為測試段的進出口。下層板是作為主流道用，在下層板上銑出一長600mm、寬10mm、深2mm的溝槽，與上層板組合後即為實驗之測試流道。在下層板的流道表面距離進口端540mm處，有一用以模擬電腦晶片之長10mm、寬10mm之加熱面，提供實驗所需的熱通量，而在距離進口端530mm處，埋設一熱電偶以量測流體進口溫度 $T_{in}$ 。加熱晶片

模組如圖2-3所示，是先用水刀在下層板流道中，於上述的位置處切出一長10mm、寬10mm且貫穿下層板的通道，然後置入長10mm、寬10mm、高5mm，材質為無氧銅之銅塊，並且在與玻璃纖維環氧基板的接觸面上，塗上耐高溫矽膠用以黏著固定與防止液漏，在銅塊工作表面下方2mm處各埋有四根熱電偶，用以推算加熱後銅塊與液體接觸面的溫度；銅塊的下表面與下層板之下表面貼齊，並在銅塊下表面處貼上加熱面積為10mm X 10mm的薄型電熱片，最後在電熱片下方緊密鎖上長30mm、寬30mm、高30mm之鐵氟龍，減少熱散失於空氣中。

#### 2-1-4 模擬加熱晶片



本論文加熱晶片之加熱工作表面共有兩種結構，分別為平滑加熱面與鰭片加熱面，圖2-4(a)為平滑加熱面之模擬晶片，其工作面長寬為10mm×10mm，工作表面經研磨拋光處理後，貼齊流道面置入測試流道；鰭片加熱晶片以銑刀在表面銑出五組寬1mm、高0.5mm之長型鰭片，其溝槽以平行流體流動之方向置入測試流道，表面上之鰭片則突出於流道面。表2-1與表2-2分別為平滑加熱面與鰭片加熱面之晶片表面粗糙度，量測方法以表面粗糙度計(Surfcorder, SE1700)量測，其中粗糙度顆粒單位為 $\mu\text{m}$ ，探針前進探測的速率為0.050mm/s，探針量測方向分別為Ra及Rz，表面粗糙之定義如附錄一所示。

### 2-1-5 預熱循環系統

本實驗系統預熱系統的功用主要為控制介電液在進入測試段前的次冷度。預熱系統是在預熱段的介電液環路外以一封閉式的儲水器外接一高溫恆溫槽作熱交換，其控溫範圍為 $0^{\circ}\text{C}$ 至 $100^{\circ}\text{C}$ ，並可以內建的控溫程式維持定溫狀態，在預熱系統外部緊密包覆傳導係數極低的隔熱棉以防止熱量的散逸。

### 2-1-6 冷卻循環系統

冷卻循環系統主要由一恆溫槽與液汽貯存槽所構成，其工作流體為水，用以控制系統壓力及冷凝介電液蒸汽。介電液自測試段流出後為液氣兩相共存的狀態，而此系統則可用來與液汽貯存槽內自測試段流出的高溫蒸汽進行熱交換，將液汽貯存槽的介電液蒸氣冷凝至液態，以確保進入流量計的介電液為液態。

### 2-1-7 數據擷取系統

實驗數據擷取系統為Yokogawa DA 2500E 型資料收集器，共有60個頻道可接收實驗數據及資料，內部設有RTD 轉換功能，所以溫度量測時即直接以所讀數據經校正曲線轉換而得，至於壓力的量測，則以一被動式之壓力轉換器所產生之電流，經由一並聯電阻調整，進而在據擷取器上得到正確之壓力值。

## 2-1-8 量測儀器

一、壓力轉換器：介電液於流量計進口、預熱段進口、測試段進口的壓力量測使用Bourdon E-7壓力轉換器，操作範圍在0~4(kgf/cm<sup>2</sup>)，誤差值為±0.2%。

二、差壓計：測試段加熱區域前後壓降量測，採用FOXBORO公司IDP10差壓計，經調整歸零後誤差值為±0.1%。

三、熱電偶：測試段表面溫度的量測則採用Omega T-type熱電偶，其基本誤差為0.5°C，經過校正後誤差可達0.2°C。

壓力轉換器、差壓計輸出訊號均為4~20mA，由於數據擷取系統只能讀取電壓值，故將壓力轉換器及差壓計分別並聯250W的標準電阻(絕對誤差±0.5%)以獲得1~5V的電壓值。熱電偶的校正是以HP2804A型石英溫度計為基準，量取70點恆溫槽水溫而得的校正曲線。

## 2-2 實驗方法及步驟

### 2-2-1 實驗前準備工作

#### 一、環路測漏

將環路的各部位鎖緊，灌入高壓氮氣使環路中絕對壓力達3大氣壓，經由壓力轉換器量取系統內壓力記錄，靜置24小時後再次量取系統內壓力並與先前紀錄之壓力值比對，以確定液汽貯存槽及整個環路是否有洩漏，若壓力的減少超過0.5 kPa/hr，則表示環路尚未接妥或

是管路焊接處焊接不良，必須重新檢查環路並將漏洞排除，然後重複前述測漏步驟直到確定環路無洩漏之虞。

## 二、環路抽真空

確定系統無洩漏後放掉氮氣，將液汽貯存槽及整個環路以本實驗室的ULVAC真空幫浦抽真空至內部壓力達 $10^{-5}$  torr，以減少液汽貯存槽及環路內殘存的不凝結氣體。

## 三、介電液除氣

除氣的步驟先將除氣系統和介電液循環系統的通閥鎖緊，然後將介電液灌入不銹鋼容器內並以直流電源供應器加熱，使容器內之介電液劇烈沸騰，介電液蒸氣伴隨釋出的空氣至冷凝器，與一逆流的冷卻系統(Reflux Chiller)進行熱交換冷凝成液體回流至容器中，殘存空氣則由排氣閥伴隨著些許的介電液蒸汽排放至大氣中。如此循環進行約30分鐘，至常壓下飽和溫度誤差值在 $0.1^{\circ}\text{C}$ 以內為止，藉由上述步驟消除液體中之不凝結氣體後，最後將除氣後的介電液灌入已抽真空的液汽貯存槽內即可開始進行實驗。

### 2-2-2 實驗量測與流譜拍攝步驟

一、開啟資料擷取系統與電源供應器，啟動冷卻系統之恆溫槽並設定溫度，使液汽貯存槽之介電液達到工作狀態。

二、當恆溫槽達到設定溫度後開啟介電液泵浦，並視介電液流量大小

調整旁通量。

三、設定預熱系統之恆溫槽溫度以控制介電液進入測試段時之飽和態或次冷度。

四、開啟加熱系統，慢慢調整電壓、電流，使電壓和電流緩緩增加，並達到一固定值，此時測試表面溫度亦會慢慢上升，在同時為保持測試段之飽和壓力為固定，必需調節管路通閥與幫浦輸出之流量，來維持測試段為特定壓力。

五、等到系統達到所要求壓力下之穩定狀態後，記錄當時之測試段之飽和壓力、飽和溫度、介電液流量、入出口液體溫度、熱通量值及測試表面溫度，再同時由視窗觀察流道內的沸騰現象。

六、由觀察視窗進行流譜觀察，用高速CCD相機配合打光器在近拍模式下進行拍攝，相機快門設為1/10000以記錄快速流動之氣泡，光圈設為適當大小避免過暗或過量，另外成像之ISO值調整至最低以利拍攝品質，拍攝完成後將影像輸入電腦進行亮度、對比度、銳利度、色調分布、裁切等後製處理，以取得最佳的圖像。

七、實驗結束後，依反步驟一一將各單元系統關閉。

## 2-3 實驗參數計算

### 2-3-1 工作壓力

測試段壓力 $P$ ，其定義為測試段進口之壓力值即

$$P = P_{in} \quad (2-1)$$

其中測試段的壓力差值 $\Delta P$ 則為進口壓力值減掉出口壓力值。

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (2-2)$$

### 2-3-2 次冷度的計算與飽和狀態的判定

在進行次冷流動沸騰時，必須控制介電液在進入測試加熱段前維持在特定之次冷度 $T_{sub}$ ，而 $T_{sub}$ 定義為測試段的飽和溫度與其進口溫度的差值，即

$$T_{sub} = T_{sat} - T_{in} \quad (2-3)$$

其中之飽和溫度 $T_{sat}$ 乃由測試段壓力經由程式運算對應換算出來的值

$$T_{sat} = T(P) \quad (2-4)$$

然而本實驗控制壓力值固定在一大氣壓，其飽和溫度為 $56.6^{\circ}\text{C}$ ，故

$$T_{sat} = 56.6^{\circ}\text{C}$$

而飽和流動沸騰的實驗條件則是要求介電液在測試段入口為飽和狀態，即

$$T_{sat} = T_{in} \quad (2-5)$$

### 2-3-3 熱損估算

測試晶片下方用以絕熱之鐵氟龍塊雖然熱傳導系數小，但是當加熱片溫度升高時所產生的熱除了提供測試晶片加熱外，依然會有部分

熱經由鐵氟龍散失，無法達到完全絕熱之效果。為了預估這些熱損失量，利用熱傳分析軟體(Flotherm)計算出在各種狀態下，測試加熱段經由鐵氟龍塊所損失的熱量，分別求得測試晶片溫度在 40°C、60°C、80°C 以及 100°C 時之熱損失量，並且環境條件設定在一大氣壓與室溫 30°C。分析結果如圖 2-5 之溫度分佈與圖 2-6 之熱損失值所示，將鐵氟龍四邊壁面之熱損總和以  $Q_{side}$  表示之，而鐵氟龍下方壁面之熱損以  $Q_{bottom}$  表示之，則總熱損  $Q_{loss}$  為

$$Q_{loss} = Q_{side} + Q_{bottom} \quad (2-6)$$

並可計算出在各加熱量  $Q_{total}$  時的熱損失比  $\varepsilon$  為

$$\varepsilon = \frac{Q_{loss}}{Q_{total}} \quad (2-7)$$

其中  $Q_{total}$  為電源供應器上輸出之功率值，由於薄型電加熱片其電阻值會隨溫度與輸出功率變化，故以電流  $I$  與電壓  $V$  之乘積做計算：

$$Q_{total} = I \times V \quad (2-8)$$

最後分析結果其中流速、次冷度與熱通量越大則熱損失的比例會越小，在雙相熱傳區域的熱損失也會較單相熱傳區域小非常多，而熱損失比最大的狀態下(雷諾數 2036，次冷度 10°C，低熱通率時)其值僅約 2%，且整體平均的熱損失比約 0.3%，由於其值非常小因此對實驗之準確度不會造成影響，在實驗的計算與紀錄中熱損失將予以忽略不計。

### 2-3-4 熱通量

加熱銅塊厚度只有 5mm 且以熱傳係數極低之玻璃纖維環氧樹脂包覆，因此忽略加熱面至工作面之側向熱損，工作面之實際加熱通量

$q''_{\text{actual}}$  為

$$q''_{\text{actual}} = \frac{Q_{\text{total}} \times (1 - \varepsilon)}{A_{\text{chip},s}} \quad (2-9)$$

其中  $A_{\text{chip},s}$  為加熱片工作面積

### 2-3-5 表面溫度

在測試流道下方，距離測試片表面  $t$  處平面上，埋有四支熱電偶，先將此四支熱電偶所測量出的溫度  $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$  與  $T_4$  之算術平均值做為加熱片面下方平均溫度  $T_{\text{ave}}$ ：

$$T_{\text{ave}} = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \quad (2-10)$$

因為熱電偶埋藏於測試流道表面下，故測試流道的平均表面溫度需用傅立葉(Fourier)熱傳導定律加以修正：

$$T_{\text{wall}} = T_{\text{ave}} - \frac{q''_{\text{actual}} \times t}{k} \quad (2-11)$$

其中  $t$  為熱電偶至測試片表面的距離， $k$  為測試片的熱傳導係數。

### 2-3-6 熱傳係數

次冷熱傳係數  $h_{\text{sub}}$  ( $\text{W}/\text{cm}^2 \cdot \text{K}$ ) 在本實驗中定義其參考值為：

$$h_{\text{sub}} = \frac{q''_{\text{actual}}}{(T_w - T_{\text{in}})} \quad (2-12)$$

$T_w$  與  $T_{in}$  分別為測試段的平均表面溫度和工作流體的入口溫度。

### 2-3-7 水力發展長度

水力發展長度  $L_h$  之計算由表(2-3)

$$L_h = 0.075R_e D_h \quad (2-13)$$

其中  $D_h$  為水力直徑， $R_e$  為慣性力與黏滯力比值之無因次參數

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (2-14)$$

$A_c$  為流道截面積， $p$  為截面積周長。

套入本實驗系統之邊界條件計算後，可求得本實驗系統之水利發展長度須大於500mm。



### 2-3-8 管路設計之影響參數

本實驗系統之管路設計如圖2-2所示，工作測試流道之尾端出口處係由水力直徑3.33mm之矩形流道，以90°之角度向上銜接至一直徑為10mm之圓管出水口流道，即交接處為一垂直彎曲之管路，而實驗系統中測試加熱面距離此交接處為40mm。考慮垂直彎曲管路在迴流與擾動等效應下對測試加熱面所造成之影響，本實驗使用計算流體力學軟體(Flotherm V6.1)，分別計算模擬出其影響部位在最大雷諾數( $Re=2036$ )與最小雷諾數( $Re=509$ )時，如圖2-7(a)、2-7(b)之速度分佈關係圖以及圖2-8(a)、2-8(b)之流線追蹤圖，且皆以管路中央剖面圖之形式表

示，圖中紅色部分代表流動速率最高，且速率依紅、橙、黃、綠、藍、靛、紫之代表色呈遞減，而圖中箭頭則代表流體流動方向，箭頭之長短即代表該方向速度分量之大小。計算結果如圖2-7與圖2-8所示，流體在垂直向上的出水口流道中會有明顯的速度下降與渦流擾動等現象產生，但測試流道中之流體在接近管路彎曲處，則僅有因管路向上彎曲使得流體抬升以及管路漸擴所造成的速度變化，而觀察不到任何擾動之現象，流體抬升與管路漸擴對測試流道中流動現象所造成的影響僅有約6mm之範圍。管路的彎曲結構之所以對測試流道所造成的干擾不大，主要原因是因為兩管交接之垂直轉彎部位為一漸擴之結構，即孔徑小的測試流道擴張成為孔徑大的出水口流道，使得此交接區域之壓力與流速驟降，因而不易往回對小孔徑測試流道造成擾動，因此本實驗可合理假設測試加熱面在距離出水口端40mm的距離下，其垂直彎曲結構並不會對測試加熱面造成影響。

### 2-3-9 不準度分析

根據Moffat[25]之實驗不準度分析方法，實驗各參數之不準度分析結果如表2-4。

表2-1 平滑加熱面表面粗操度

Surfcorder SE1700	
DATE :	5/3/10
TIME :	11:24:28
M speed :	0.050mm/s
Standard :	ANSI
Cut off :	$\lambda_c$ 0.800mm
E Length :	4.000mm
Ra :	0.0614 $\mu$ m
Ra1 :	0.0600 $\mu$ m
Ra2 :	0.0625 $\mu$ m
Ra3 :	0.0594 $\mu$ m
Ra4 :	0.0590 $\mu$ m
Ra5 :	0.0628 $\mu$ m
Ramax :	0.0628 $\mu$ m
Ramin :	0.0590 $\mu$ m
Rz :	0.2500 $\mu$ m
Rt1 :	0.3500 $\mu$ m
Rt2 :	0.2500 $\mu$ m
Rt3 :	0.2000 $\mu$ m
Rt4 :	0.3500 $\mu$ m
Rt5 :	0.2000 $\mu$ m
Rtmax :	0.3500 $\mu$ m
Rtmin :	0.2000 $\mu$ m
Rmax :	0.3500 $\mu$ m
Sm :	0.1206mm
Pc +0.080-0.010 $\mu$ m :	12
Pc +0.200-0.080 $\mu$ m :	0



表2-2 鱗片加熱面表面粗操度

Surfcorder SE1700	
DATE :	5/3/10
TIME :	11:28:46
M speed :	0.050mm/s
Standard :	ANSI
Cut off :	$\lambda_c$ 0.800mm
E Length :	4.000mm
Ra :	0.0590 $\mu$ m
Ra1 :	0.0547 $\mu$ m
Ra2 :	0.0617 $\mu$ m
Ra3 :	0.0591 $\mu$ m
Ra4 :	0.0516 $\mu$ m
Ra5 :	0.0580 $\mu$ m
Ramax :	0.0617 $\mu$ m
Ramin :	0.0516 $\mu$ m
Rz :	0.3500 $\mu$ m
Rt1 :	0.2500 $\mu$ m
Rt2 :	0.2500 $\mu$ m
Rt3 :	0.3000 $\mu$ m
Rt4 :	0.2000 $\mu$ m
Rt5 :	0.4000 $\mu$ m
Rtmax :	0.4000 $\mu$ m
Rtmin :	0.2000 $\mu$ m
Rmax :	0.4000 $\mu$ m
Sm :	0.0980mm
Pc +0.080-0.010 $\mu$ m :	16
Pc +0.200-0.080 $\mu$ m :	0

表2-3 水力發展長度

Hydrodynamic entrance length  $L_h$  and thermal entrance length  $L_t$  for laminar flow inside ducts\*

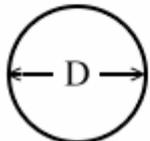
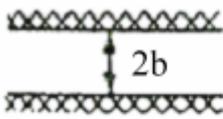
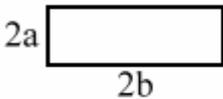
Geometry	$\frac{L_h/D_h}{Re}$	$\frac{L_t/D_h}{Pe}$	
		Constant wall temperature	Constant wall heat flux
	0.056	0.033	0.043
	0.011	0.008	0.012
			
$\frac{a}{b} = 0.25$	0.075	0.054	0.042
0.50	0.085	0.049	0.057
1.0	0.09	0.041	0.066

表2-4 不準度分析

Parameter	Uncertainty
<b>Channel Geometry</b>	
Length, Width and Height (%)	±0.5%
<b>Simulated Chip Geometry</b>	
Thickness (%)	±0.5%
Area (%)	±1.0%
<b>Parameter Measurement</b>	
Temperature, T (°C)	±0.2
Temperature difference, ΔT (°C)	±0.2
System pressure, P (%)	±0.2%
<b>Flow Boiling Heat Transfer</b>	
Mass flux of FC-72, G (%)	±2%
Imposed heat flux, q (%)	±10%
Heat transfer coefficient, h (%)	±17.5%

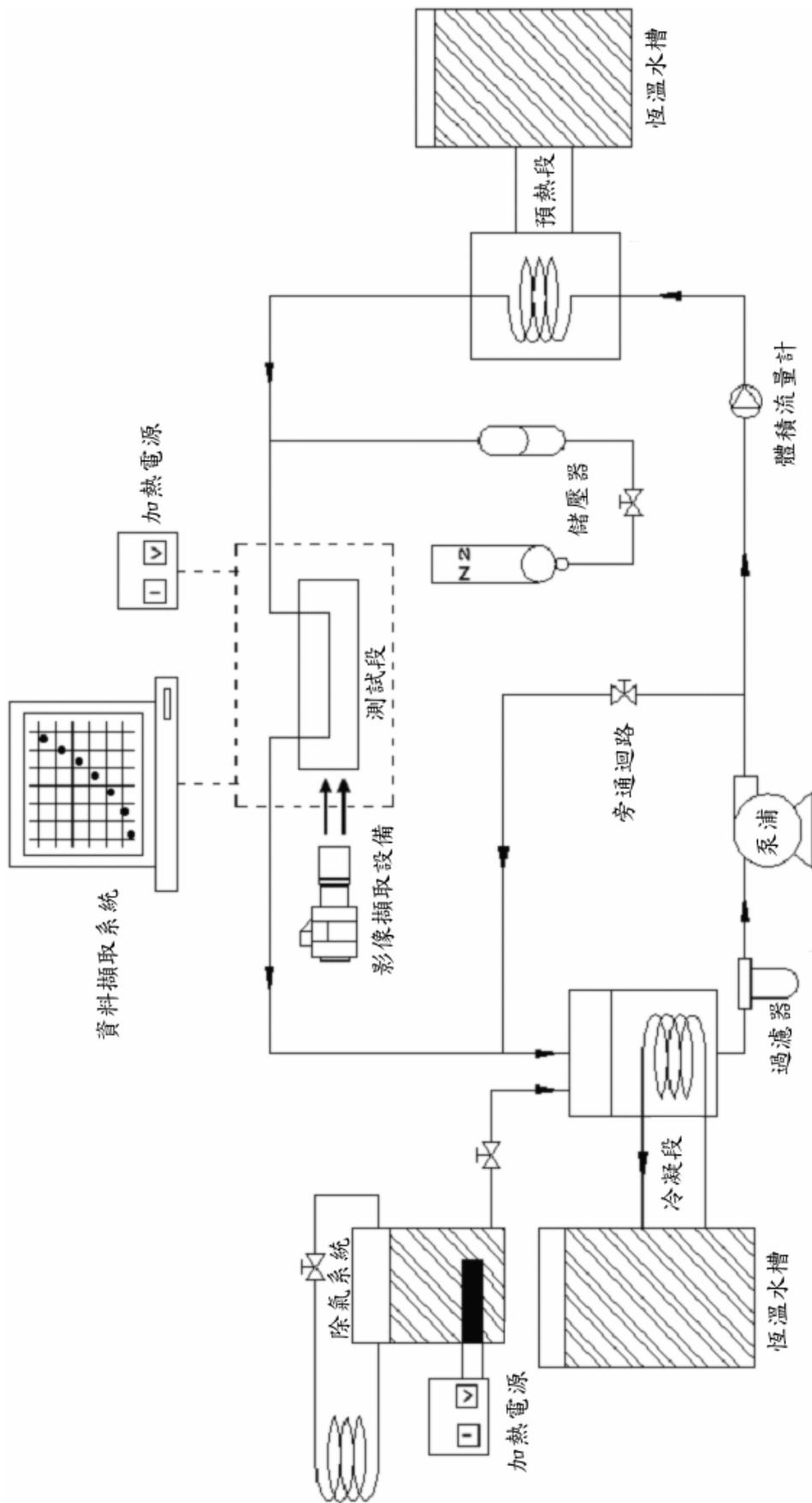


圖2-1 實驗設備示意圖

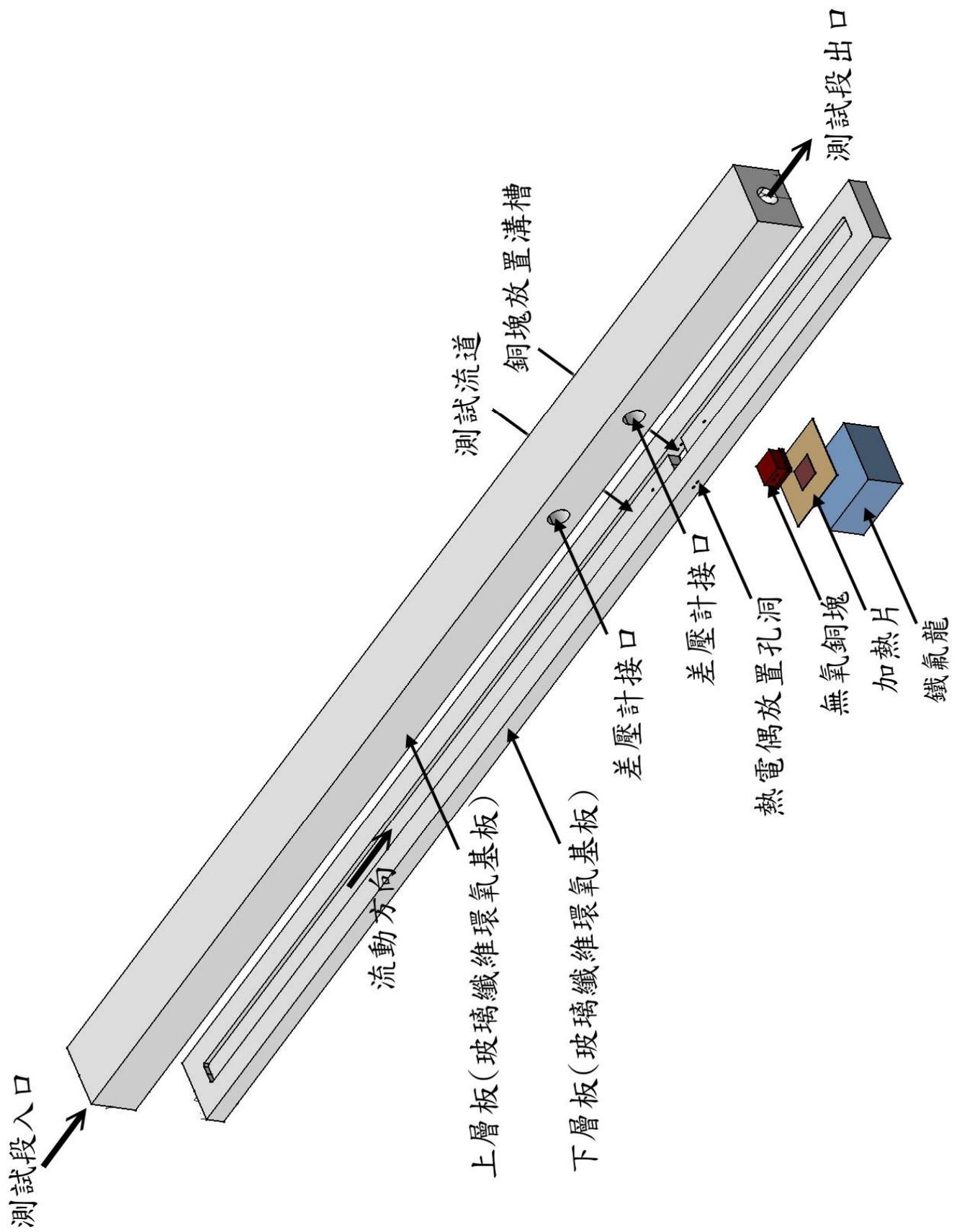


圖2-2 測試段組合圖

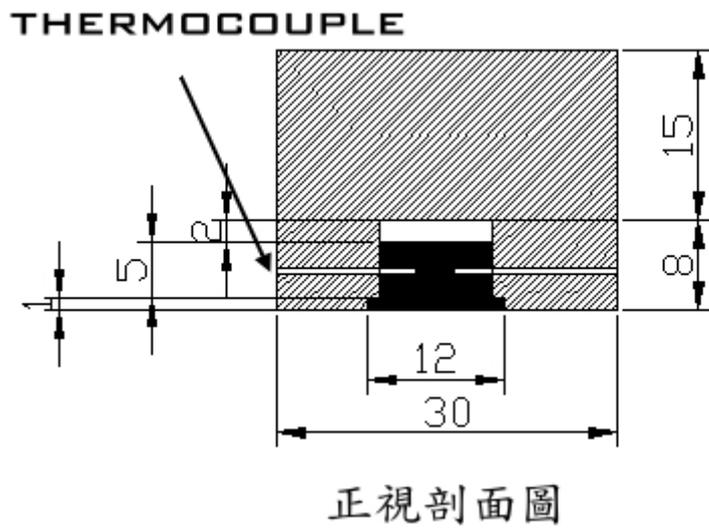
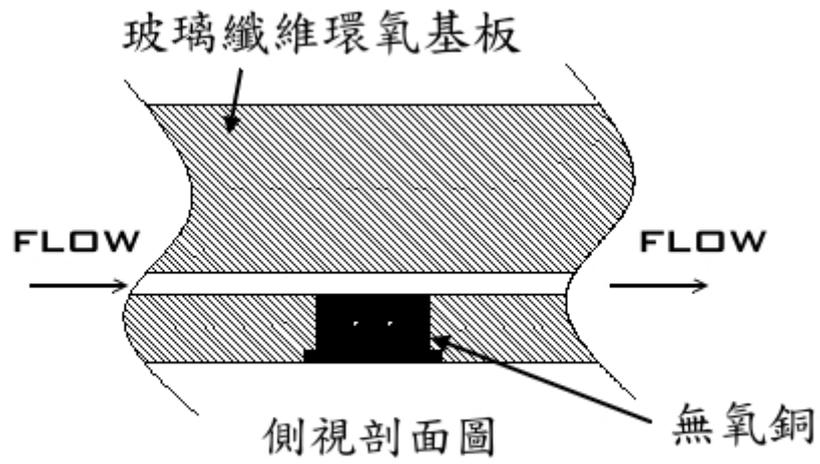


圖 2-3 測試流道中加熱晶片部位之示意圖(單位 mm)

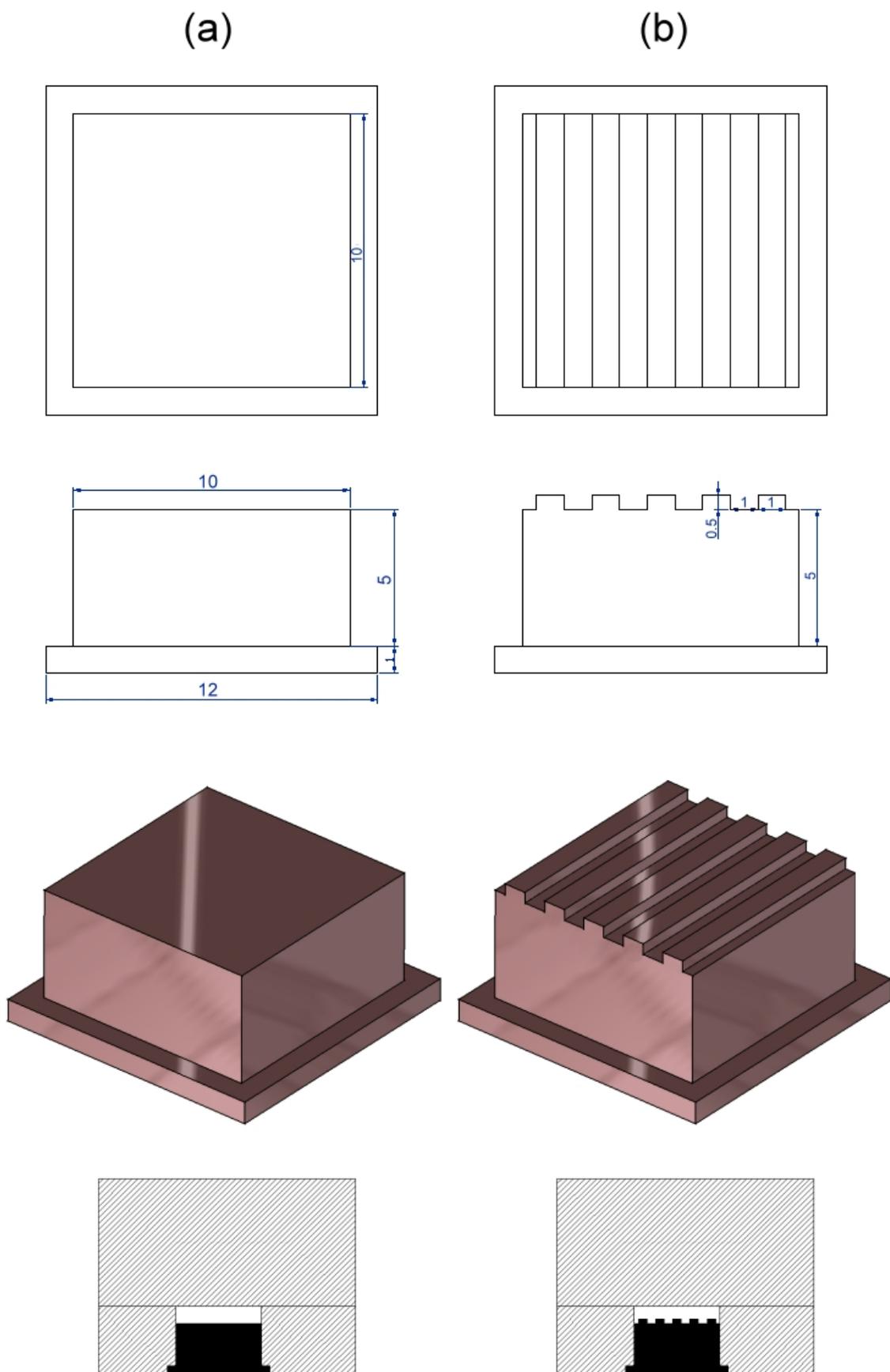


圖 2-4 測試模擬晶片(a)平滑加熱面；(b)鰭片加熱面(單位 mm)

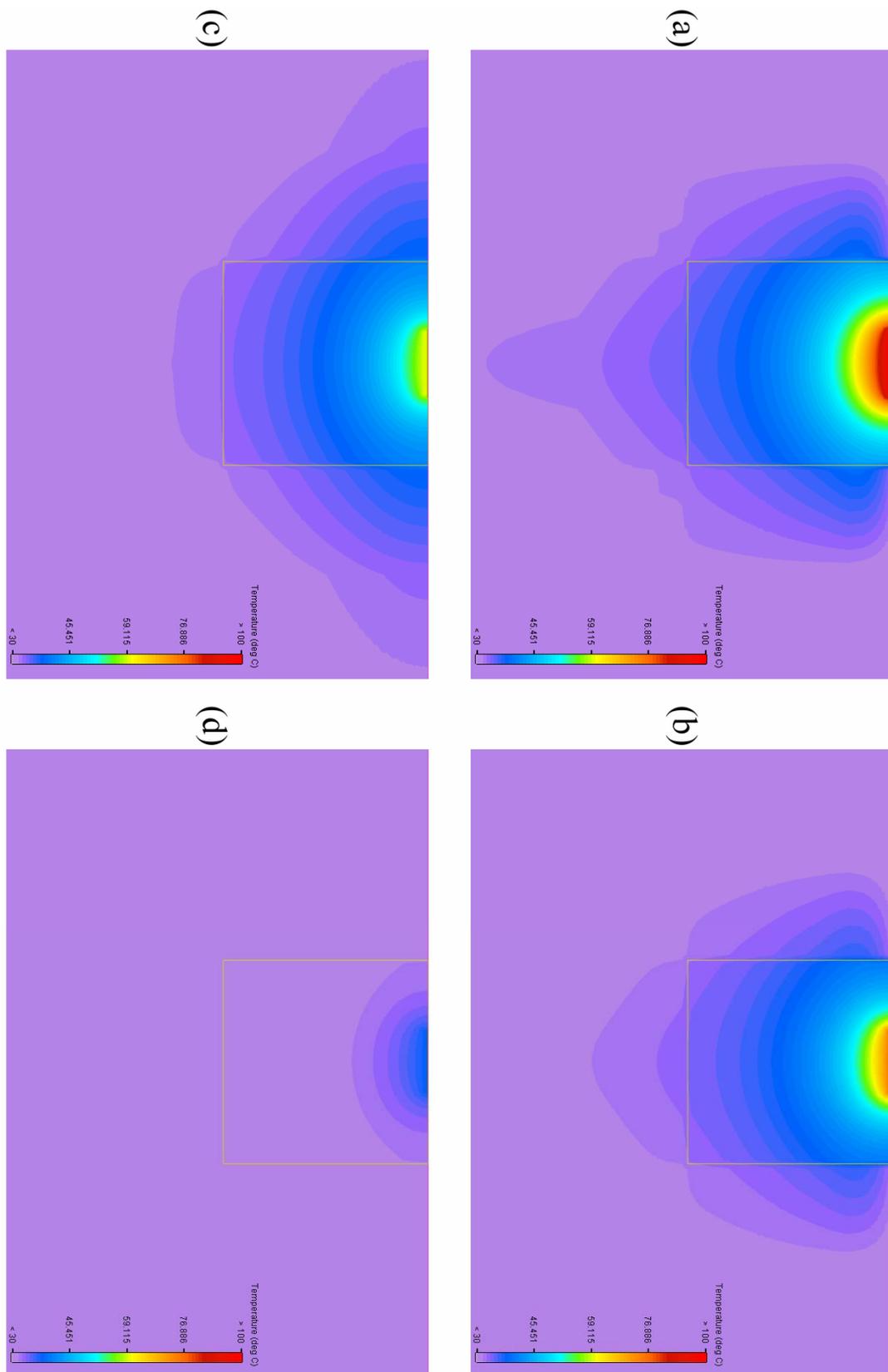


圖 2-5 電腦模擬環境溫度下鐵氟龍塊在加熱面於各種溫度狀態下之溫度分佈 (a) 100°C ; (b) 80°C ; (c) 60°C ; (d) 40°C 。

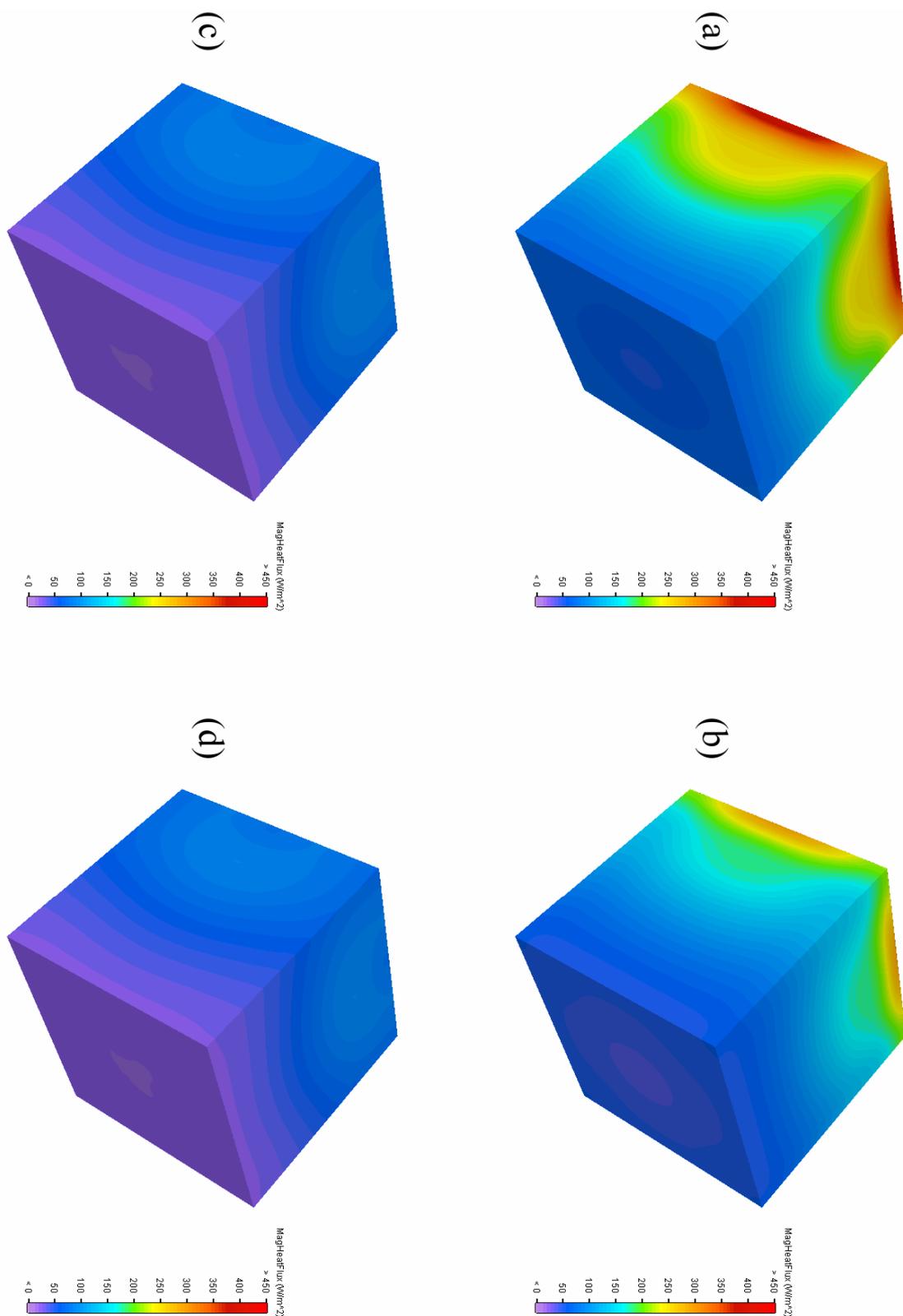


圖 2-6 電腦模擬環境溫度下鐵氟龍塊各表面在加熱面於各種溫度狀態下之熱損值 (a) 100°C ; (b) 80°C ; (c) 60°C ; (d) 40°C 。

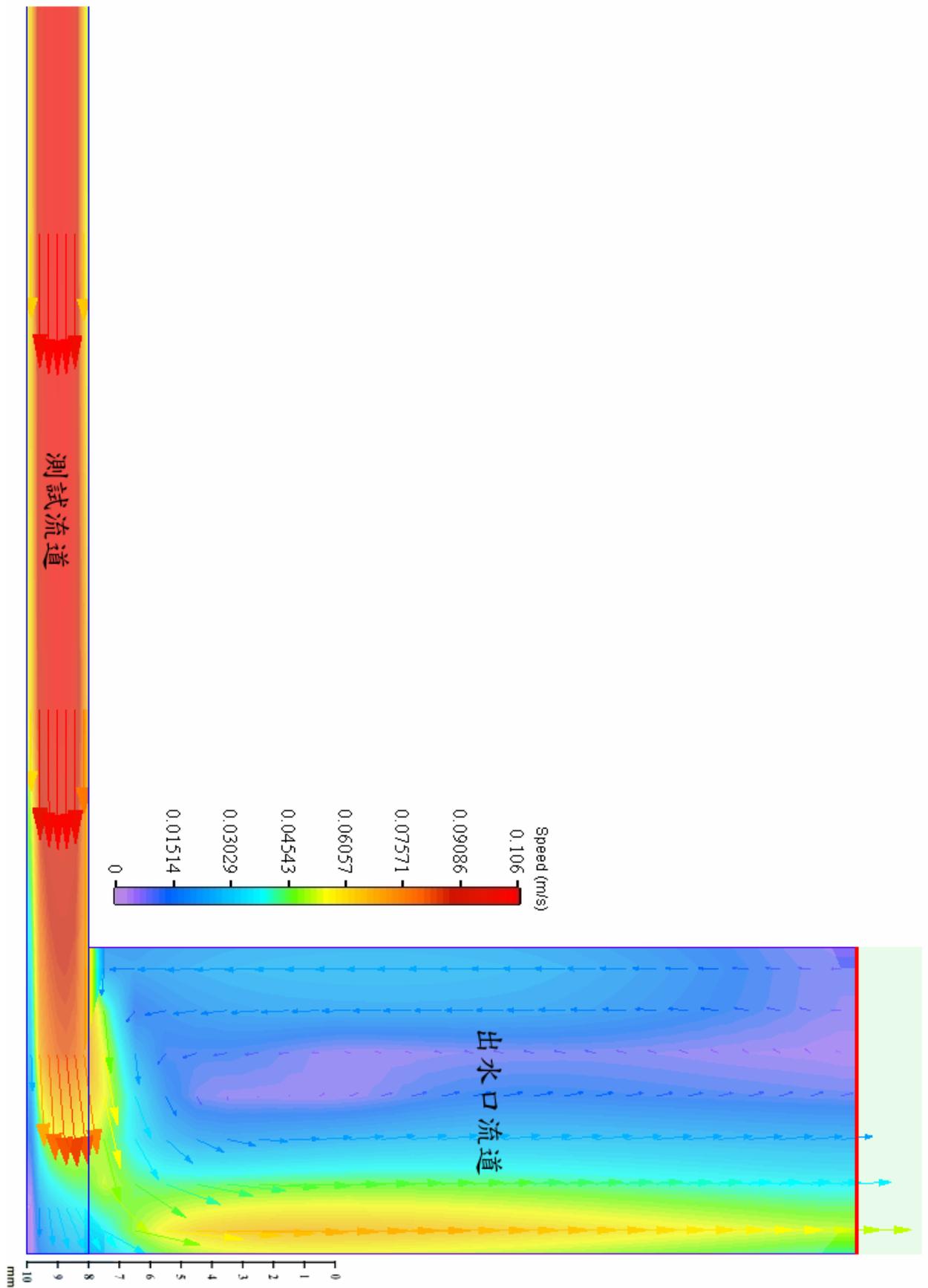


圖 2-7(a)  $Re=2036$  時測試流道與出水口流道交接處之流場模擬。

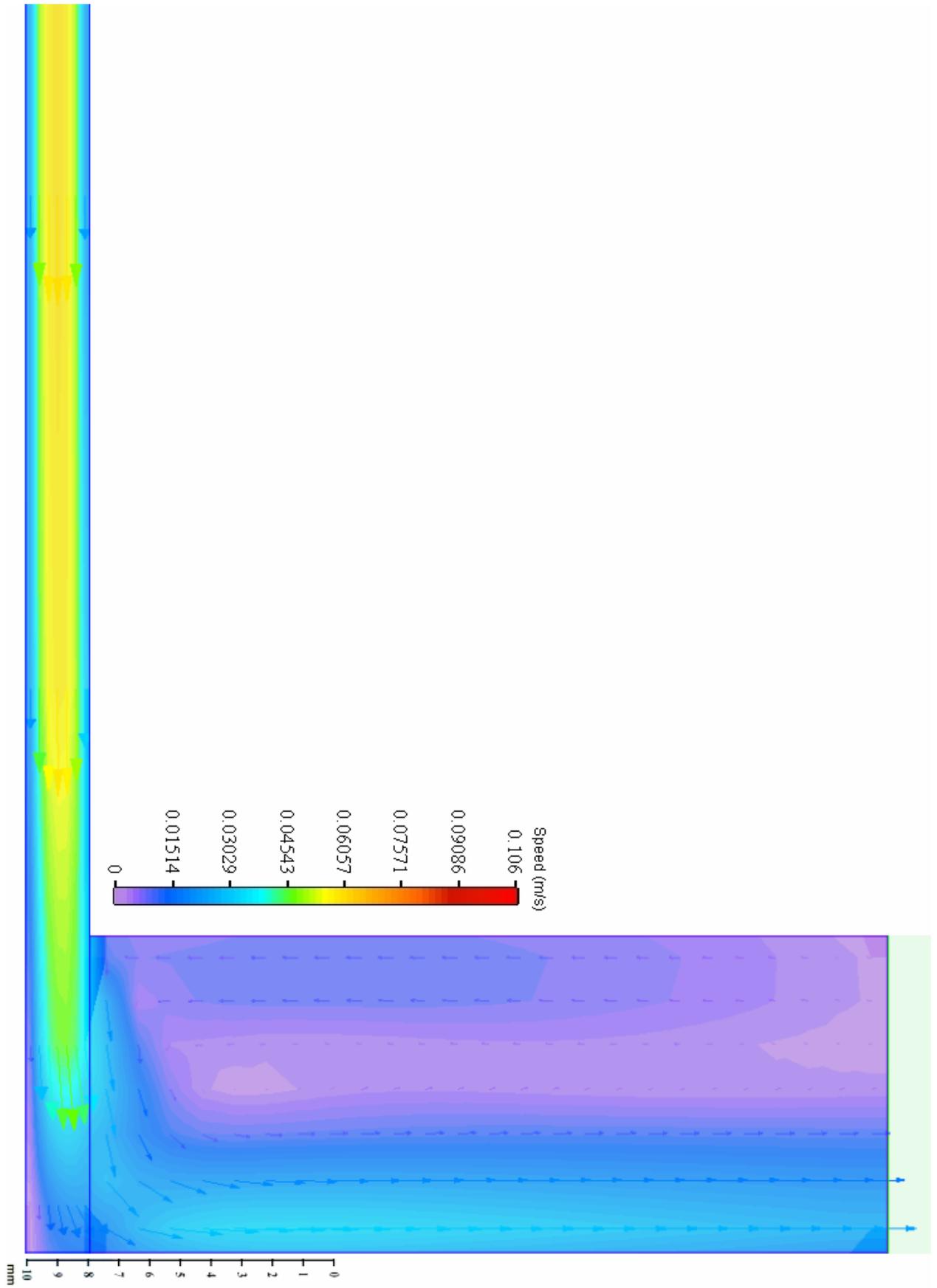


圖 2-7(b) Re=509 時測試流道與出水口流道交接處之流場模擬。

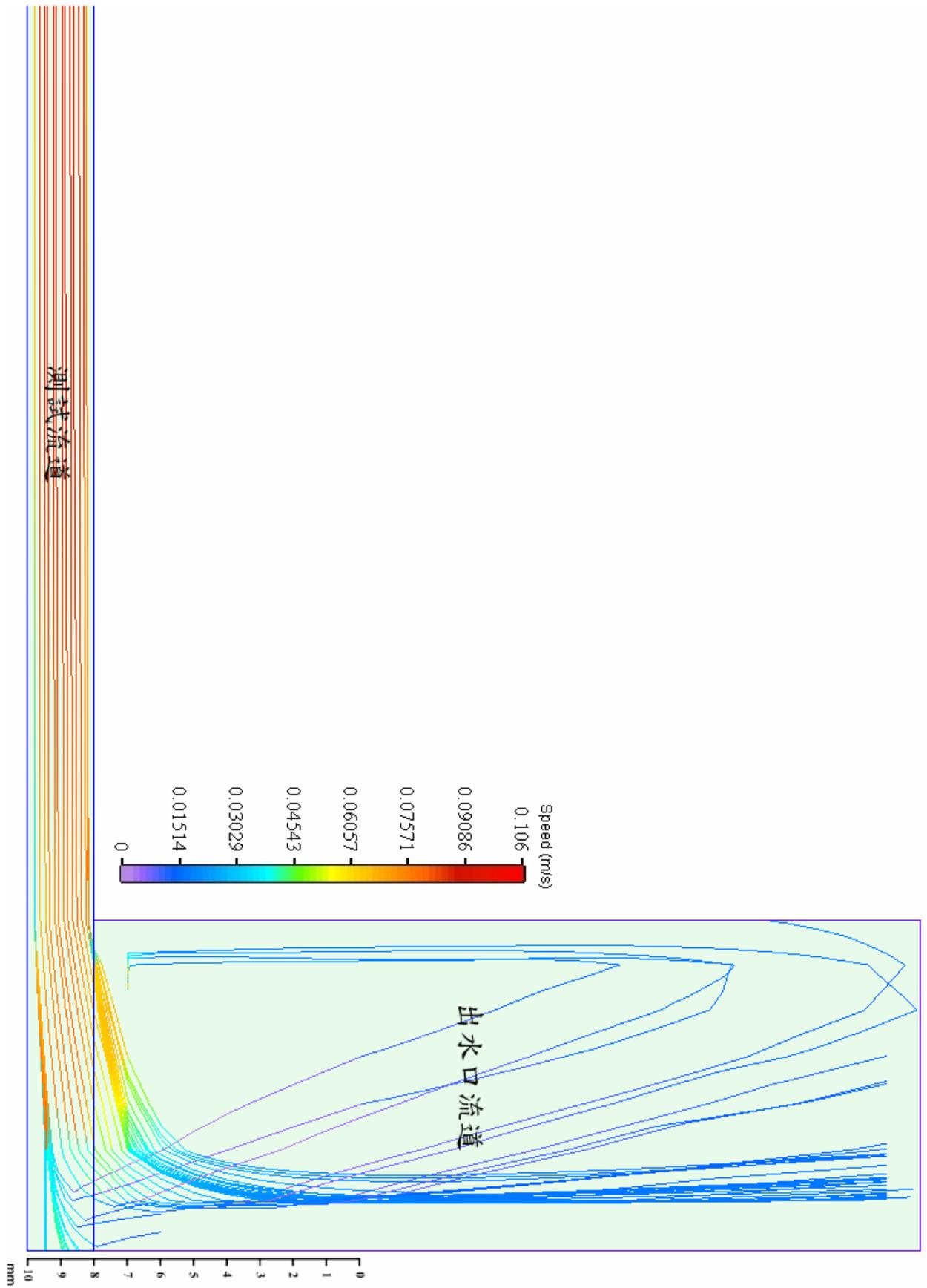


圖 2-8(a)  $Re=2036$  時測試流道與出水口流道交接處之流線模擬。

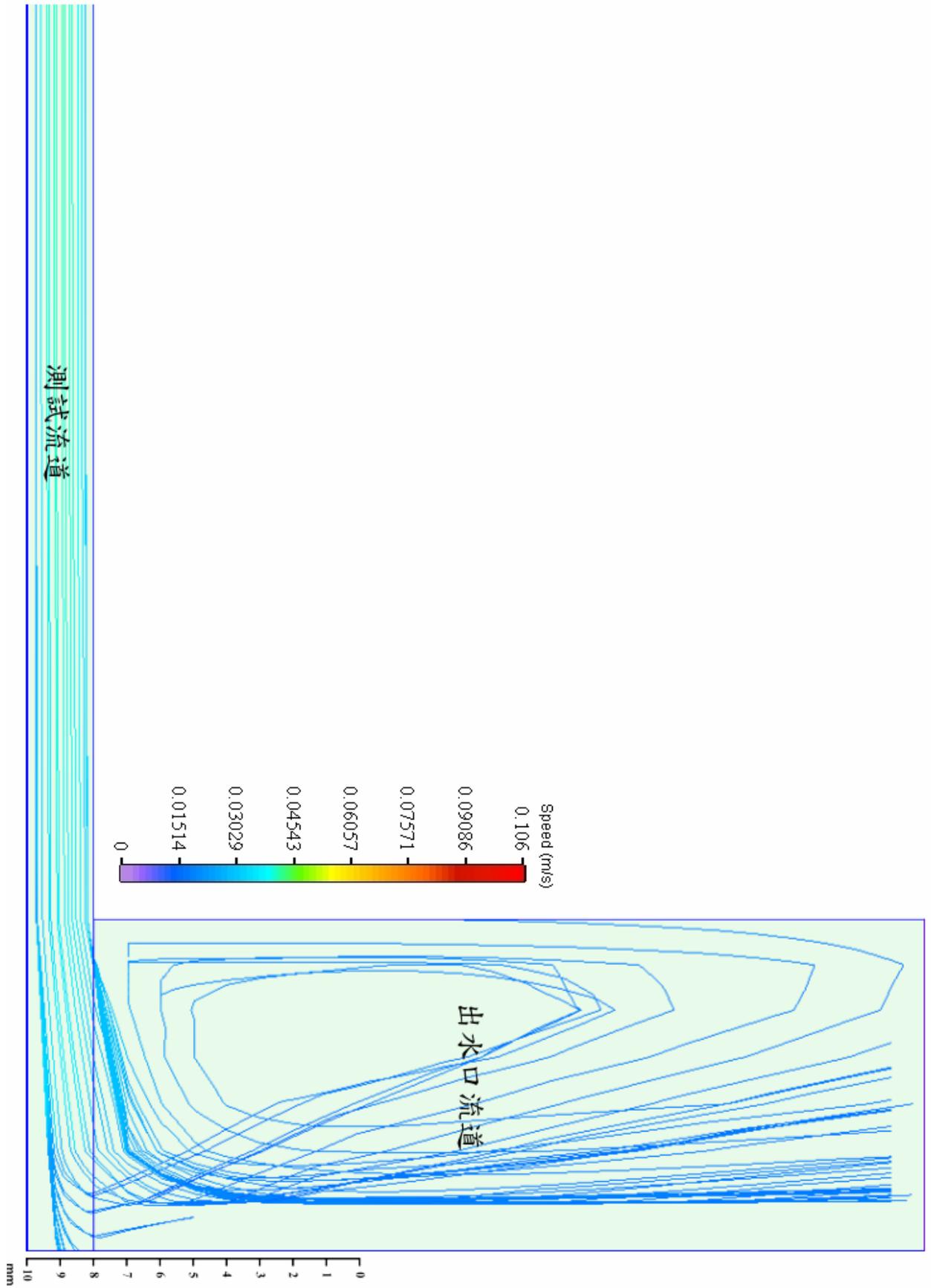


圖 2-8(b) Re=509 時測試流道與出水口流道交接處之流線模擬。

### 第三章 狹窄矩形流道平滑加熱面之沸騰熱傳與氣泡特性

#### 分析

本章節內容主要探討狹窄矩形流道內，FC-72 在平滑加熱面之次冷流動沸騰熱傳與氣泡特性。實驗之控制參數與其應用依據如下：

- (1) 加熱片工作面積  $10\text{mm}\times 10\text{mm}$ ，模擬電腦晶片原件之尺寸；
- (2) 流道截面積  $10\text{mm}\times 2\text{mm}$ ，水力直徑  $D_h=3.33\text{mm}$ ，探討狹窄形狀流道對沸騰熱傳特性之影響；
- (3) 實驗流道在測試加熱面前之工作長度為  $540\text{mm}$ ，對應實驗最高雷諾數，使其長度足以形成完全發展之流動狀態；
- (4) 質通量範圍在  $66.6$  至  $266.6\text{ kg/m}^2\text{s}$ ，對應雷諾數  $Re = 500 \sim 2000$ ，探討層流狀態下之流動沸騰熱傳；
- (5) 流體次冷度為  $10^\circ\text{C}$  至  $30^\circ\text{C}$ ，對應流體溫度為  $46^\circ\text{C}$  至  $26^\circ\text{C}$ ，考慮實際應用時之設計，探討工作溫度在室溫及加熱後之溫度至接近飽和溫度，建立完整之流體溫度效應資料；
- (6) 實驗壓力控制在一大氣壓，對應 FC-72 之飽和溫度為  $56.6^\circ\text{C}$ 。

在後續的討論中，FC-72 的沸騰熱傳特性將以沸騰曲線來表達，描繪出在不同狀態下，加熱通率與壁面過熱度的關係，並且對應不同實驗影響參數下所擷取之照片，分析探討熱傳係數、臨界熱通率與氣泡特性。

### 3-1 狹窄矩形流道平滑加熱面之沸騰曲線探討

圖 3-1 之沸騰曲線圖，描繪出 FC-72 在狹窄矩型管道中之次冷流動沸騰的基本模式，其管路為截面積  $10\text{mm}\times 2\text{mm}$  之狹窄矩型管，雷諾數  $Re = 2036$  ( $266.6\text{ kg/m}^2\text{s}$ )，次冷度為  $30^\circ\text{C}$ ，圖 3-2 則為對應沸騰曲線圖中以數字所標註之各點的沸騰氣泡流譜圖。

在低熱通率如圖中 A 點處，單相熱傳(Single Phase Convection)為其主要熱傳機制，隨著熱通率增加(實線)，壁面溫度持續上升直至超過飽和溫度後，熱傳機制卻依舊維持在單相熱傳，這是因為加熱表面的成核孔穴(Nucleation Cavities)需要相當的壁面過熱度使其活化，方能促使核沸騰(Nucleate Boiling)現象發生(Collier [26]，Rohsenow [27])，流體次冷度對成核現象的抑制也是其原因之一。繼續提高加熱通率後，壁面過熱度足以活化成核孔穴，氣泡開始由這些活化之孔穴產生，圖中 B 點為單相熱傳結束點，亦即核沸騰現象之起始點(Onset of Nucleate Boiling - ONB)。在常見的流動沸騰熱傳模式中，沸騰起始往往伴隨壁面溫度大幅滑落之現象，在沸騰曲線上壁面溫度點則急劇向左偏移，但是在本實驗狹窄矩型管路之模組中，卻觀察不到此一現象，其沸騰曲線是以平滑方式成長，經研究探討發現，其成因與流道管路之幾何形狀以及尺寸有直接之關係，在稍後的章節中會有詳細的敘述說明。核沸騰在 B 點處開始形成後，氣泡在加熱表面局部性地生

成，此一區域為部份發展核沸騰區(Partially Developed Nucleate Boiling)，如圖 3-2 中之第 1~4 圖，其氣泡對加熱面的覆蓋面積，與成核址密度(Nucleation Site Density)會隨著熱通率的增加而增加，熱傳機制也成為比重由單相熱傳偏向核沸騰熱傳的混合機制，另外在部份發展核沸騰區中，沸騰曲線常會不穩定的向左或向右偏移，這是由於成核址的成長不穩定所造成，當成核址活化不完全時，沸騰曲線會向右發展而壁溫為偏高，然而當成核址大量活化時，壁面溫度則會下降使沸騰曲線向左發展。經由多次的測試實驗發現，部份發展核沸騰區即使在相同的實驗條件下，也少有完全相同的兩條沸騰曲線。熱通率增加到了 C 點處後，成核氣泡覆蓋整個了加熱表面，形成了完全發展核沸騰 (Fully Developed Nucleate Boiling)，如圖 3-2 中之第 5，6 圖，在此區域中增加熱通率，成核址密度也會持續小幅增加，此外生成氣泡在此區域中出現結合現象，到了 D 點處由於結合氣泡的體積龐大，發展受到狹窄管道的間隙高度限制壓迫，開始向下發展至加熱表面，阻礙流體在沸騰後回填至加熱表面，因而在加熱表面上產生局部性的覆蓋氣膜，開始偏離核沸騰機制，並使得熱傳系數開始下降，如圖 3-2 中之第 7 圖。隨著加熱通率上升，氣體劇烈地產生，氣膜對加熱面的覆蓋越加旺盛，到了 E 點處，因液體的回充嚴重受到氣膜阻礙，此時散熱通率遠低於加熱通率，氣膜因此完全覆蓋了加熱表面

而產生臨界熱通率效應，如圖 3-2 中之第 8 圖。如果在臨界熱通率發生前開始減低加熱通率(虛線)，則氣泡的成核密度隨之減小，但是由於加熱面上的成核址已成熟發展，成核址會保持均勻分布在整個加熱面上，如圖 3-2 中之第 9~12 圖，因此在部分沸騰區的成核址密度也將較熱通率上升時的情況為高，使得壁溫相對較低而沸騰曲線向左偏移，到了 F 點核沸騰停止，熱通率下降與熱通率提升之沸騰曲線重合，熱傳機制恢復為單相熱傳，如果再次提供相同條件加熱壁面溫度，則將得到上述相同之結果。

### 3-2 次冷度對於平滑加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響

次冷度對於狹窄矩型管中流動沸騰的影響，在此章節中以沸騰曲線圖、熱傳係數-熱通率關係圖與流譜圖做深入的探討與分析，並且為了簡化圖示使其更清楚表達，關係圖中只標示熱通率由低往高提升的關係曲線。

圖 3-3(a)、3-3(b)與 3-3(c)之沸騰曲線圖，分別比較流體雷諾數在 2036( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、1018( $G = 133.3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )與 509 ( $G = 66.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )時，不同次冷度條件下的流動沸騰情形。在低熱通率時主要的熱傳機制為單相熱傳，此時相同的加熱通率下壁溫隨次冷度不同呈現明顯差異，並維持此顯著差異直至沸騰起始點；當沸騰現象開始產生後，不同次冷度的沸騰曲線開始相逼近，在相同的加熱通率下壁溫差距逐漸

減小，次冷度對壁溫的影響則開始降低；沸騰狀態到了完全核沸騰區後，沸騰曲線互相重合，此時次冷度的改變對壁溫幾乎不造成影響，這是因為相變化的潛熱遠大於單相熱傳中液體溫度提高所需要的熱量，因此在完全核沸騰區，提高不同次冷度流體至其相同溫度所消耗的熱，遠小於劇烈相變化反應所消耗的潛熱，因此在完全核沸騰區所觀察到不同次冷度狀態下的沸騰曲線差異不大；另外藉由圖 3-3(a)、3-3(b)與 3-3(c)之沸騰曲線可以發現，在相同的流速下核沸騰起始時的壁面過熱度(起始過熱度)維持在一定值，例如雷諾數為 2036 時，不同次冷度流體所測得之起始過熱度都接近在  $5.9^{\circ}\text{C}$ ；雷諾數為 1018 時，不同次冷度流體所測得之起始過熱都接近在  $7.3^{\circ}\text{C}$ ；雷諾數為 509 時，不同次冷度流體所測得之起始過熱都接近在  $8.1^{\circ}\text{C}$ ，因此可以觀察出起始過熱溫度不受次冷度之影響。由上述之觀測可歸納分析出，FC-72 在平滑加熱面狹窄矩型流道中，相同流速下核沸騰的起始溫度會維持在一定值，流體次冷度的不同雖然會改變沸騰起始的熱通量，但沸騰起始所需要的壁面溫度會維持在一定值。雖然次冷度在完全發展核沸騰區對熱傳機制之影響不大，但是其對於生成氣泡凝結的效果，卻對臨界熱通率具有重要的影響力，這是由於臨界熱通率在狹窄流道中的主要成因是相結合的成核氣泡受管路壓迫，向下發展至加熱表面形成氣膜而偏離核沸騰所導致，然而次冷度較高的流體可促使氣

泡凝結加速，延緩氣膜形成因而延緩臨界熱通率的發生，相對的在次冷度較低的狀態下達到臨界熱通率所需的熱通率則較低。在雷諾數為 2036 的情況下，次冷度為 10°C、20°C、30°C 時，臨界熱通率分別為 252(kw/m<sup>2</sup>)、291(kw/m<sup>2</sup>)、337 (kw/m<sup>2</sup>)；在雷諾數為 1018 的情況下，次冷度為 10°C、20°C、30°C 時，臨界熱通率分別為 229(kw/m<sup>2</sup>)、267(kw/m<sup>2</sup>)、312(kw/m<sup>2</sup>)；在雷諾數為 509 的情況下，次冷度為 10°C、20°C、30°C 時，臨界熱通率分別為 208(kw/m<sup>2</sup>)、253(kw/m<sup>2</sup>)、309(kw/m<sup>2</sup>)。圖 3-4 將本實驗流體雷諾數在 2036 時，不同次冷度條件下的流動沸騰情形，與 Tso[17]等人之實驗結果做比較。Tso 等人係以水力直徑 13.3mm 之垂直矩形流道，觀察 FC-72 在雷諾數為 2000 時，不同次冷度條件下對沸騰曲線之影響，Tso 等人之實驗結果與本實驗相較之下相符度非常高，兩實驗結果皆具有相同熱通率下次冷度越高壁面溫度越低，以及在完全發展核沸騰區不同流體次冷度對熱傳機制所造成影響微小之特性，但 Tso 等人所觀察到的沸騰曲線較本實驗向上偏移，而流道尺寸與流動方向的不同，為可能造成此偏移的主要原因，但是兩實驗在完全發展核沸騰熱傳區之沸騰曲線相互重合，其結果表示流道尺寸與流動方向的差異，在完全發展核沸騰熱傳區所造成的影響不大，此結果和 Gersey 與 Mudawar [5]所提出之論點相同。

雖然次冷度在單相熱傳時對壁溫的影響非常大，在沸騰發生後影

響逐漸減小，然而其熱傳係數卻是在單相熱傳時差異不明顯，在沸騰起始後則產生明顯差異。圖 3-5(a)、3-5(b)與 3-5(c)之熱通率-熱傳係數關係圖，分別比較流體雷諾數在 2036( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、1018( $G = 133.3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )與 509( $G = 66.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )時，不同次冷度條件下的熱傳係數關係。在沸騰發生前，三種次冷度的熱傳係數非常接近且成長幅度不大，若是將尺度放大檢視，雖然可以看出其差異與成長幅度，但是其差異幅度在整個沸騰區線上的比例極小，顯示出流體次冷度的差異在單相熱傳導區，對其熱傳係數的影響不顯著，但是在沸騰發生後值得特別注意的是，此時次冷度較高之流體會反映出較低的熱傳係數。這是因為所定義的熱傳係數為壁溫與流體溫度差的反比，當次冷度隨著核沸騰的發展對壁溫失去影響力，使壁溫在不同次冷度下相差不大時，次冷度越高即流體溫度越低，其熱傳係數就會越低；換個角度解釋，當次冷度隨著核沸騰的發展對壁溫失去影響力時，提高次冷度卻無法有效降低壁面溫度，即代表流體次冷度較高的情況下其效率較差熱傳係數較低。

圖3-6(a)、(b)與(c)分別表示雷諾數在2036、1018與509時，不同次冷度狀態下之氣泡流譜圖，圖中分別依其臨界熱通率大小，取臨界熱通率值的25%(低熱通率)、50%(中熱通率)、75%(高熱通率)、99%(趨近臨界熱通率)的流譜圖以利分析比較。觀察與比較後發現在低、中

熱通率時，不同次冷度的情況下氣泡成核址密度差異不大，但是成核氣泡脫離半徑 ( $d_p$ )則是隨次冷度減小而增大，以雷諾數在2036時為例，低熱通率時次冷度 $10^{\circ}\text{C}$ 之成核氣泡平均脫離半徑約為次冷度 $30^{\circ}\text{C}$ 的1.32倍，在中熱通率時約為1.53倍，顯示出次冷度越高則對氣泡成長尺寸的抑制效果越大，並使氣泡尺寸隨熱通率成長的幅度較小，這是因為高次冷的流體具有較低的溫度，可較有效促使生成氣泡的凝結，縮減生成氣泡之尺寸，因此在氣泡脫離加熱區域後可觀察到，高次冷度下的氣泡開始變小甚至消失，而低次冷度下氣泡的縮減則較為不明顯。在高熱通率時不同次冷度的情況下所觀察到的氣泡尺寸與型態呈現顯著的差異，在次冷度 $10^{\circ}\text{C}$ 的情況下由於氣泡大幅成長且無法及時凝結，其尺寸成長超過了流道的間隙高度，因此受到管壁的壓迫使得氣泡橫向發展並互相結合，但是在次冷度 $30^{\circ}\text{C}$ 時，生成氣泡的尺寸受到抑制且能夠及時的凝結，甚至在接近臨界熱通率時只要流速夠高能將氣泡及時帶走，氣泡都不會有結合現象的產生，因此由於流道間隙高度的影響，低次冷度的流動沸騰情況在高熱通率時與高次冷度時的情況有很大的差異，比較其臨界熱通率可以發現，次冷度每降低 $10^{\circ}\text{C}$ 則臨界熱通率平均減少約16%。

### 3-3 流速對於平滑加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響

圖 3-7(a)、3-7(b)與 3-7(c)之沸騰曲線圖，分別比較流體次冷度

10°C、20°C、30°C 時，2036( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、1018( $G = 133.3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) 與 509( $G = 66.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) 三種不同雷諾數條件下的流動沸騰情形。

由 3-7 圖中可觀察出，在相同熱通率與次冷度條件下，當流速最高時( $Re=2036$ )其壁面溫度最低，原因是由於強制對流效應使流速越高時加熱面與低溫流體的接觸熱交換越頻繁，因而帶走熱的速度越快；此外起始過熱度隨流速的增加而減低，這是因為高流速在加熱表面的擾動效應，有利於成核孔穴的活化，因此流速越高則活化成核孔穴所需的壁面過熱度越低，同時也造成沸騰延遲的減小，此結果與 Maddox 等人[3]以及 Samant 等人[16]之實驗結果相符，並也同時論證 3-1 節中所提到的，壁面的過熱溫度即沸騰的起始溫度僅與流速有關，不受流體次冷度以及熱通率值所影響。圖 3-8 係將本實驗流體在次冷度為 30°C 時，不同雷諾數條件下的流動沸騰情形，與 Tso[17]等人之實驗結果做比較。Tso 等人係以水力直徑 13.3mm 之垂直矩形流道，觀察 FC-72 在次冷度為 34°C 時，不同雷諾數條件下對沸騰曲線之影響，其結果相互比較後可映證出在流速較高的情況下沸騰曲線會越向上偏移，且兩實驗之結果在完全發展核沸騰熱傳區的沸騰曲線相互重合，實驗相符程度相當高；另外實驗結果比較與 Heindal 等人所觀察的 FC-72 在水平矩形管下的流動現象，也有相當高的相符程度。圖 3-8 也另外比較池沸騰之相關特性，圖中 Anderson 與

Mudawar[28]之實驗，為觀察 FC-72 在垂直齊平加熱面下，池沸騰熱傳之沸騰現象，Chang 與 You[29]則以相似的工作條件，觀察 FC-72 在垂直加熱面下，飽和池沸騰熱傳之沸騰曲線，兩池沸騰熱傳所觀察到的實驗結果非常相近。將池沸騰熱傳與流動沸騰熱傳相比較後結果發現，池沸騰狀態下較流動沸騰狀態下之沸騰曲線明顯向下偏移，在相同的加熱通率下，流動沸騰熱傳狀態之加熱壁面會有較低的溫度，而流動沸騰熱傳與池沸騰熱傳間的差異，會隨著流速與次冷度的降低而減少。

在完全發展核沸騰區，由於此時熱傳機制幾乎由高熱交換效率的核沸騰所主宰，因此相對於在單相熱傳區具有高影響力的流速因子，此時所佔有之影響比例大為縮減，因此流速的影響雖然如同在單相熱傳區中，較高的流速會有較低的壁溫以及較高的熱傳係數，但是在完全核沸騰區所造成的影響大幅減小，因此如圖 3-9 之熱通率-熱傳係數比較圖所示，流速僅在單相熱傳區對於熱傳係數具有明顯的影響，使得流速越高則熱傳係數越佳，沸騰起始後核沸騰熱傳開始取代單相熱傳，流速則逐漸失去其熱傳影響力，然而雖然如此，如果將對應圖尺度放大檢視，依然可觀察到熱傳係數隨流速增加而增加之趨勢，並且值得一提的是此趨勢隨次冷度的減低而更趨明顯，而這些現象的成因可以由流速大小對於沸騰氣泡的帶走效應來解釋。由於沸騰產生的氣

泡若無法及時帶走，滯留的氣泡將會阻礙新的沸騰氣泡產生使得熱傳效率降低，所以此時較高的流速因為能較快的帶走生成氣泡，因而會有較高的熱傳效率，並且當流體在高次冷度狀態時，生成氣泡所受溫度的抑制效果較大因此尺寸較小，氣泡也就不易對熱傳產生阻礙，相對的次冷度越小生成氣泡越大因此流速的帶走氣泡效應對熱傳影響越明顯。

流速對於臨界熱通率的影響，根據 Tso 等人[17]的實驗指出，只有在流速大於 20cm/s ( $Re=9700$ )時才會有明顯的影響；另外由沸騰曲線圖中可觀察出，在流體次冷度較低時，不同流速狀況下臨界熱通率發生前的壁面過熱度相差不大，但是在流體次冷度較高時卻觀察到 2.5 °C 的溫差，同樣的情況在本實驗圖 3-7 中也可觀察到，流速越低時則臨界熱通率發生前的壁面溫度越高，並且此差異在高流體次冷度時較為明顯而低次冷度時並不明顯，此現象顯示出高次冷度流體在不同流速下接近臨界熱通率時，會有熱傳模式差異的出現，利用圖 3-10 與 3-11 的比較可發現此差異的成因。圖 3-10 顯示接近臨界熱通率時，進口流體次冷度為 10°C 的較低次冷度狀態下高流速與低流速的氣泡流譜圖，圖 3-11 則顯示接近臨界熱通率時，進口流體次冷度為 30°C 的較高次冷度狀態下高流速與低流速的氣泡流譜圖。在前面的章節中有提到，成核氣泡的結合與脫離現象是影響臨界熱通率的重要因素，

因此針對成核氣泡的結合與脫離現象比較後發現，在次冷度為  $10^{\circ}\text{C}$  時，流體的低次冷度使得劇烈產生的氣泡無法及時凝結，因此不同流速對氣泡的脫離幾乎沒有影響，都是快速而大量的結合生成氣膜覆蓋在加熱表面上，觀察其氣泡流譜則看不出差異；然而在次冷度為  $30^{\circ}\text{C}$  時，因高次冷度較能有效的促使生成氣泡凝結，此時流速的大小則會造成氣膜形成上的差異，使得流速越低時氣泡脫離速度越慢，氣泡相結合且發展成為加熱表面上之覆蓋氣膜的情況越旺盛，因此產生了與高流速時的壁面溫度差異。

圖 3-12(a)、(b)與(c)分別表示次冷度為  $30^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$  與  $10^{\circ}\text{C}$  時，不同雷諾數狀態下之氣泡流譜圖，並且分別依其臨界熱通率大小，取臨界熱通率值的 25%(低熱通率)、50%(中熱通率)、75%(高熱通率)、99%(趨近臨界熱通率)的流譜圖以利分析比較。觀察與比較後發現在低、中熱通率時，不同流速下其氣泡成核址密度與成核氣泡脫離半徑差異不大，在高熱通率時氣泡結合的情況也沒有很大的差異，只能約略看出低流速時氣泡結合的現象較為頻繁，唯一能觀察到較具有差異性的地方，就是在氣泡離開加熱區域後，低流速時氣泡相互結合為大氣泡且橫跨整個流道面，而高流速時氣泡較無法順利結合，被沖散為面積較小之分散氣泡，但是離開加熱區域後的氣泡行為模式並不會對加熱區域的熱傳機制造成影響，在此不多做探討。另外以次冷度  $20^{\circ}\text{C}$

為例，在雷諾數為 509、1018、2036 時，臨界熱通率分別為 253(kw/m<sup>2</sup>)、267(kw/m<sup>2</sup>)、291(kw/m<sup>2</sup>)，雷諾數每增加兩倍臨界熱通率平均增加 7%，顯示出流速大小對於臨界熱通率的抑制效果。

### 3-4 流道形狀與尺寸對於沸騰熱傳與沸騰起始模式之影響

本實驗所使用之狹窄矩形管，流道為寬度 10mm，高度 2mm 之小間隙。實驗結果發現小間隙之流道相較於傳統較大之間隙流道，會有較理想的沸騰起始模式並提早沸騰起始的發生，使得沸騰延遲現象減小以及沸騰發展穩定。

#### 3-4-1 矩型管間隙高度對沸騰起始之影響

Heindel 等人[13]發現，核沸騰的起始具有兩種模式，第一種模式中沸騰是突然性的發生，氣泡劇烈的在整個加熱面上形成，並且伴隨明顯的沸騰延遲現象，在此將其稱之為驟變模式(break mode)；第二種模式中核沸騰的發生則是局部性的由加熱表面下游處開始生成，且隨著熱通率的增加而往上游逐漸成長，其沸騰延遲較小，因此沸騰曲線上呈現平滑的成長曲線，在此將其稱之為漸變模式(glide mode)。作者認為這兩種模式的產生不受任何因素影響，是一種隨機發生的現象；然而本實驗採用間隙較小之狹窄矩形管經實驗後發現，在所有的流動條件下，核沸騰的起始模式皆為漸變模式，顯示出沸騰起始的模

式受到某種因素影響，使其維持在固定的模式下。圖3-13(a)為Heindel等人以流道高度( $H_d$ )為6.96mm的實驗所觀察描繪出在漸變模式下的氣泡成長過程圖，圖3-13(b)則為本實驗以流道高度為2mm的實驗所觀察到的氣泡成長過程圖，生成氣泡在圖中以黑色區塊表示，相比較之後可以發現明顯的差異處，當流道高度為6.96mm且沸騰起始為漸變模式時，氣泡會由加熱表面下游端的中間處開始成長，隨熱通率的增加氣泡由下游端的中間處向上游與兩側成長，直至覆蓋整個加熱面，在此將這種沸騰氣泡起始與成長模式稱為中央漸變模式(center glide mode)；當流道高度為2mm時，所觀察到的沸騰起始現象則皆為漸變模式，但是與流道高度為6.96mm時有一項非常大的差別，氣泡是由加熱表面下游端的兩側處開始成長，隨熱通率的增加氣泡沿著下游端的兩側向上游與中間處成長，直至覆蓋整個加熱面，在此將其稱之為邊漸變模式(side glide mode)，在經軟體分析與研究探討後，發現流道高度的不同為造成此差異的主要因素。

圖3-14為使用計算流體力學軟體(Flotherm V6.1)，所模擬計算出由窄至寬五種不同間隙高度矩形流道(寬：10mm，高：2、4、6、8、10 mm)，在流體平均流速為0.1667m/s(對應本實驗2mmx10mm之流道截面，其雷諾數為2036)時之速度分佈關係圖，由於實驗中之工作加熱面為位於下方之壁面，所以圖中之標示以邊界面代表加熱壁面之工

作表面。圖3-15(a)與圖3-15(b)為將圖3-14中的各速度分佈圖整合與簡化後之示意圖，分別表示傳統尺寸與狹窄矩形流道中，流體在完全發展流動狀態下之速度分布圖，且分別描繪出流體在流道中央橫剖面上、中央縱剖面上與邊界面上速度分布的情形。

分析結果發現，隨著流道間隙高度的減小，流體在流道邊界面中央處的速度邊界層厚度會隨之變薄，由於速度邊界層為流速較慢之區域，速度邊界層越厚則邊界上之流速將越慢，導致結果如圖3-14之模擬分析所示，流道間隙越小則流體在邊界面中央處之速度邊界層越薄其流速越慢。然而圖3-14也顯示出，在流體在流道邊界面的兩旁處，不論間隙高度為何，其流速皆為接近零之低速分佈，造成與邊界中央處的速度梯度差異，因此當流體在邊界中央之流速越低時，對於邊界面兩旁之流速差異程度會越小，相對的當流體在邊界中央流速越高時，整體速度梯度的差異程度則越大。綜合上述分析可以歸納出，當矩形流道在流道寬度相同的情況下，間隙高度越高則流體在邊界面上的速度梯度分佈差異越小，而間隙高度越低則流體在邊界面上的速度梯度分佈差異越大。因此如圖3-15所示，間隙高度較大之傳統尺寸流道在邊界面之流體速度梯度接近均等分布，雖然在矩形流道中其速度梯度實際上會呈拋物曲線分布，但是在傳統尺寸流道中其梯度差異極小，因此流體在邊界面上每一點的速度都接近均等；間隙高度較小的

狹窄矩形流道之流體速度分布圖，在中心橫剖面上與傳統流道差異不大，但在中心縱剖面上因速度邊界層受到小間隙流道高度的減縮影響，發展形成如圖3-15(b)所示之速度分佈差異較大之分布，造成邊界面上流體速度梯度之拋物曲線明顯化，使得邊界流速由中央向兩側遞減。圖3-16為傳統與狹窄管內流體流速分布之立體示意圖，這種加熱面上流體速度分布的差異，即為影響沸騰起始模式的主要原因，由於在加熱面上流體流速越慢則帶走熱的能力越差，所以在相同的加熱通率下，狹窄矩形流道加熱表面中央處的壁溫較低而兩側之壁溫較高，因此沸騰會固定由加熱表面的兩側開始發展並維持在邊漸變模式，然而在Heindel等人實驗中間隙較大(6.96mm)之傳統尺寸流道，加熱表面上的流體速度梯度差異則不明顯，因此不會有邊漸變的沸騰起始模式產生，也就是為何傳統尺寸流道與本實驗狹窄流道會有不同的沸騰起始模式。

### 3-4-2 沸騰起始之驟變與漸變模式對於沸騰熱傳之影響

圖3-17為沸騰起始漸變模式與沸騰起始驟變模式之沸騰曲線比較圖，如圖所示當漸變模式開始產生局部性的沸騰現象時，驟變模式還維持在單相熱傳機制，使得具有高散熱效率的沸騰熱傳機制在驟變模式下會延遲發生，造成在相同加熱功率的情況下，驟變模式在沸騰產生前的加熱面過熱度會高於漸變模式，這樣的情況在電子散熱的應用

中是非常不樂見的，不但無法達到即時散熱的需求，更可能造成元件過熱的情況產生。驟變模式中其沸騰延遲效應在到達了某不定點後會突然消失，並伴隨大面積或者完全覆蓋性的沸騰氣泡驟然在原本為單相熱傳機制的加熱面上產生，同時也造成加熱面溫度瞬間大幅降低，然而這些現象在電子散熱的應用領域中，除了沸騰延遲在不定點消失的現象會使得控制溫度難以掌控以外，晶片溫度的瞬間大幅滑落現象也會造成晶片運算不穩定，更甚者其中產生的熱應變力也會造成晶片壽命的衰竭，影響產品之可靠度。相對於驟變模式，漸變模式在電子散熱應用的領域中，具有接近理想的性能表現，不但使得沸騰機制適時產生且維持沸騰氣泡連續而穩定的發展，提供電子元件有效的散熱能力並確保產品之性能與壽命，因此將流動沸騰熱傳應用於散熱領域時，必須盡力避免沸騰起始驟變模式帶來的不良效應，而利用沸騰起始漸變模式來達到產品設計之最佳化，也因此漸變模式與驟變模式的物理機制、生成條件以及控制方法，在流動沸騰熱傳的研究中具有高度重要性，為其最重要的議題之一。

### 3-5 平滑加熱面之熱傳經驗方程式

本實驗之熱傳關係式將採用詹斯與羅特斯的經驗公式[30]加以修正，得到下列平滑加熱面之流動沸騰熱傳關係式：

$$h = 0.0007256(q'')^{0.75} e^{\frac{1}{\Delta T_{sub}}} \cdot \text{Re}^{0.68} \quad (3-1)$$

上式中 $h$ 為沸騰熱傳係數預測值，單位為 $w/m^2\text{C}$ ； $q''$ 表示加熱熱通率( $kw/m^2$ )； $\Delta T_{sub}$ 表示進口流體次冷度( $\text{C}$ )； $Re$ 為雷諾數，其定義為：

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (3-2)$$

其中 $V$ 為介電液之平均流速， $D_h$ 為水力直徑， $\nu$ 為運動黏滯係數。本實驗沸騰熱傳經驗方程式適用範圍為：測試段流道之水力直徑為 $3.33\text{mm}$ ，雷諾數 $509$ 至 $2036$ ，次冷度 $10\text{C}$ 至 $30\text{C}$ 。雷諾數在 $1018$ 時之誤差在 $\pm 5\%$ 內，雷諾數在 $509$ 與 $2036$ 時之誤差在 $\pm 10\%$ 內。



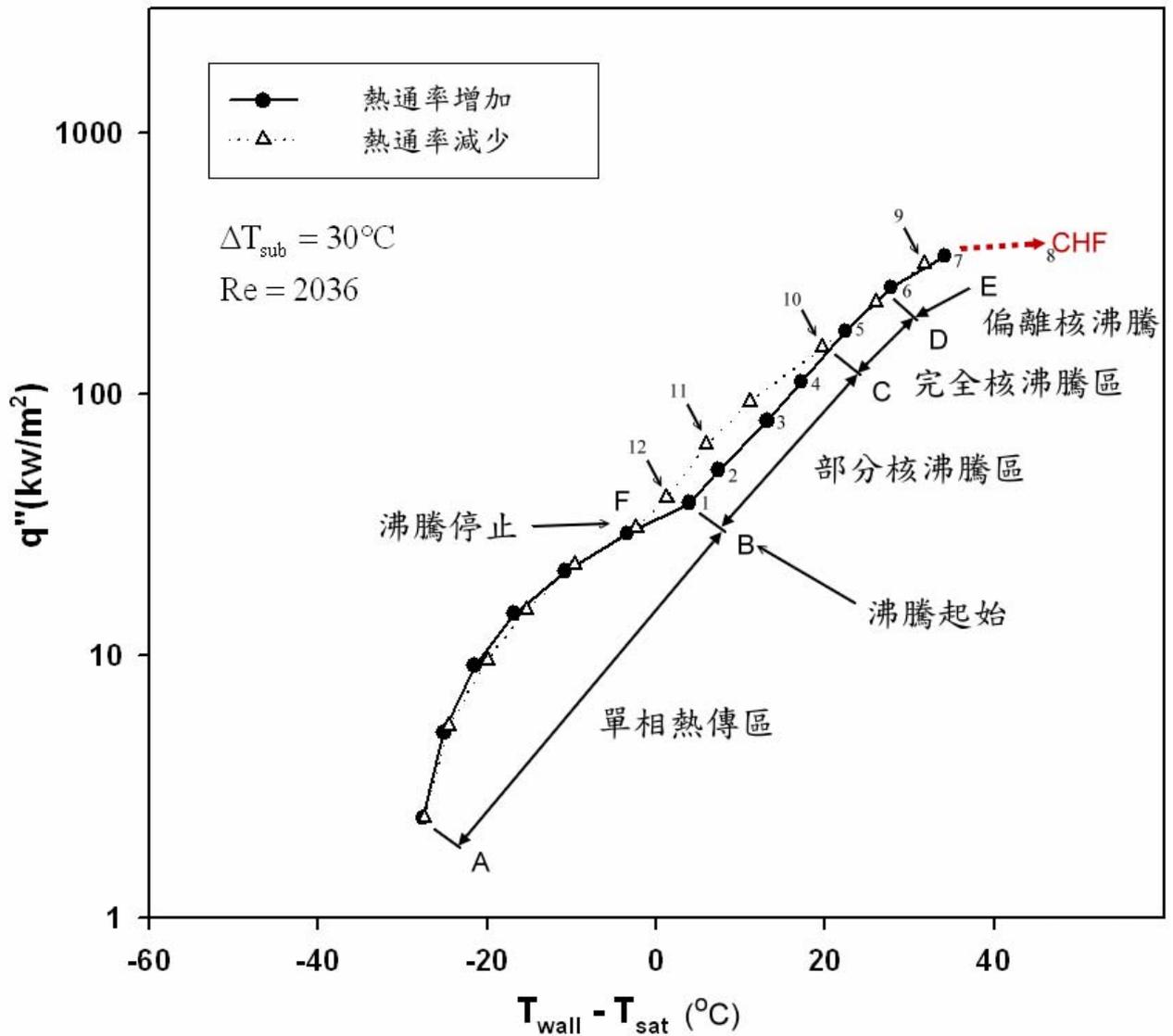


圖 3-1 FC-72 在狹窄矩型管道中流動沸騰之沸騰曲線圖，

次冷度  $30^{\circ}\text{C}$ ；雷諾數  $Re=2036$  ( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )。

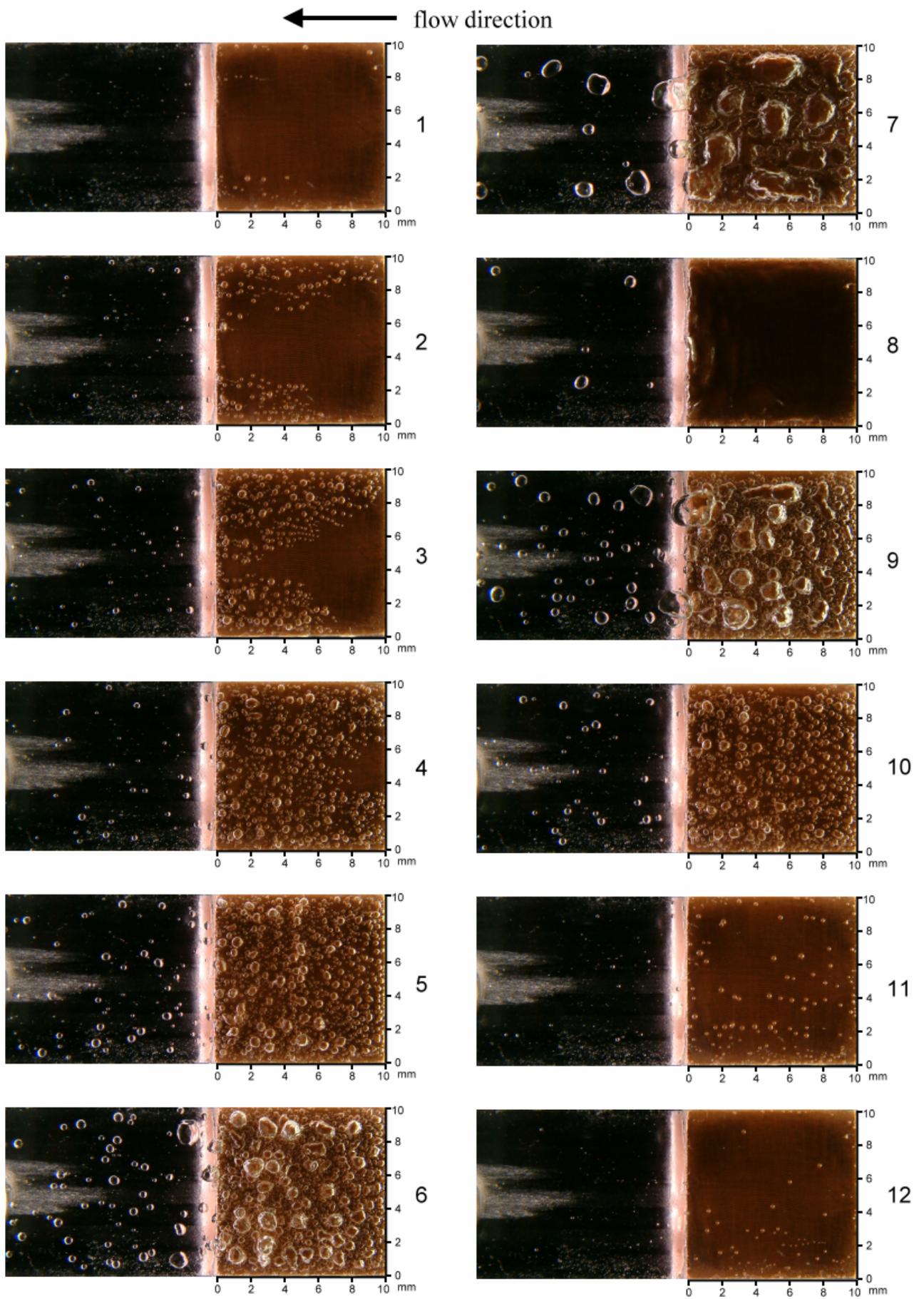
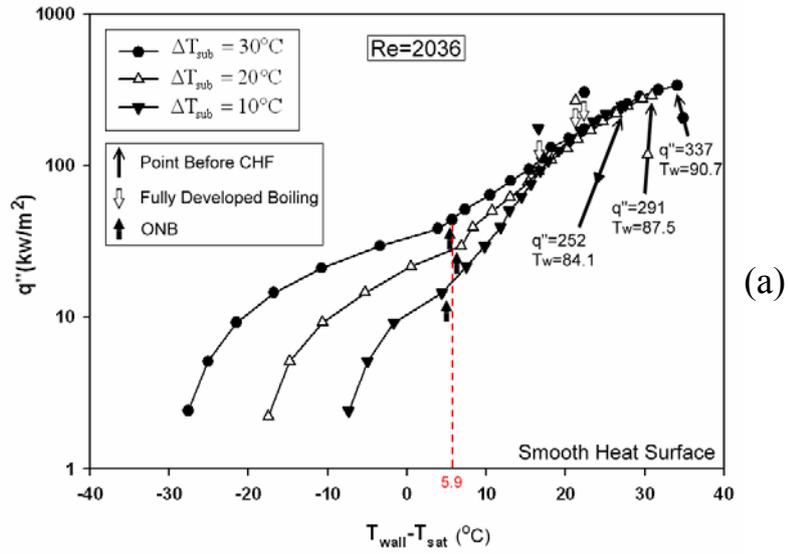
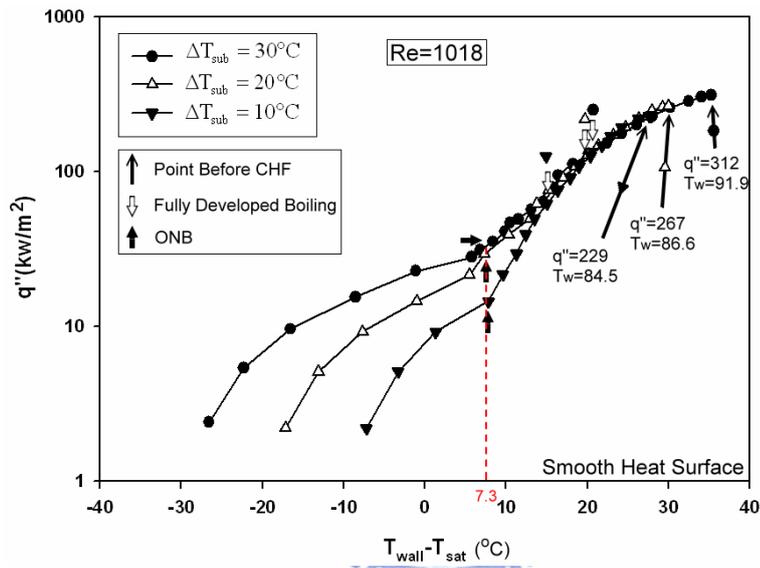


圖 3-2 FC-72 在狹窄矩型管道平滑加熱面中流動沸騰之氣泡流譜

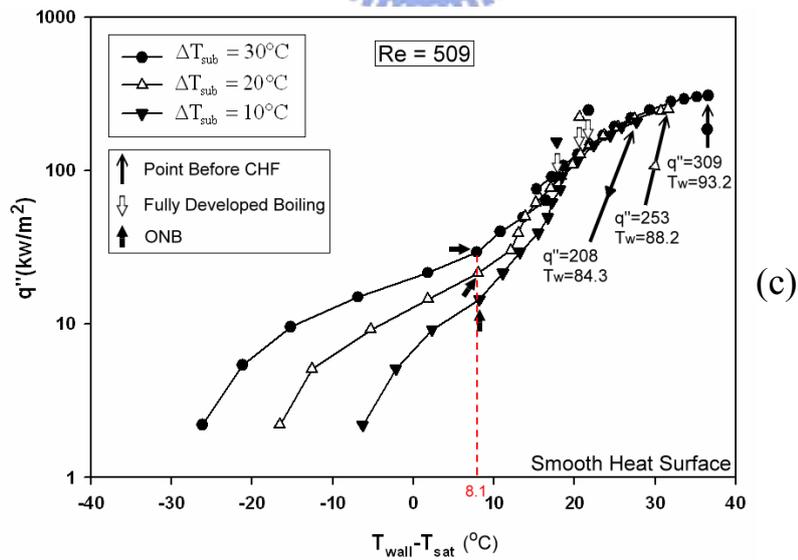
圖，次冷度  $30^{\circ}\text{C}$ ；雷諾數  $\text{Re}=2036(G = 266.6 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s})$ 。



(a)



(b)



(c)

圖 3-3(a) Re=2036 ; (b) Re=1018 ; (c) Re=509 時，不同流體次冷度狀

態之沸騰曲線比較圖。

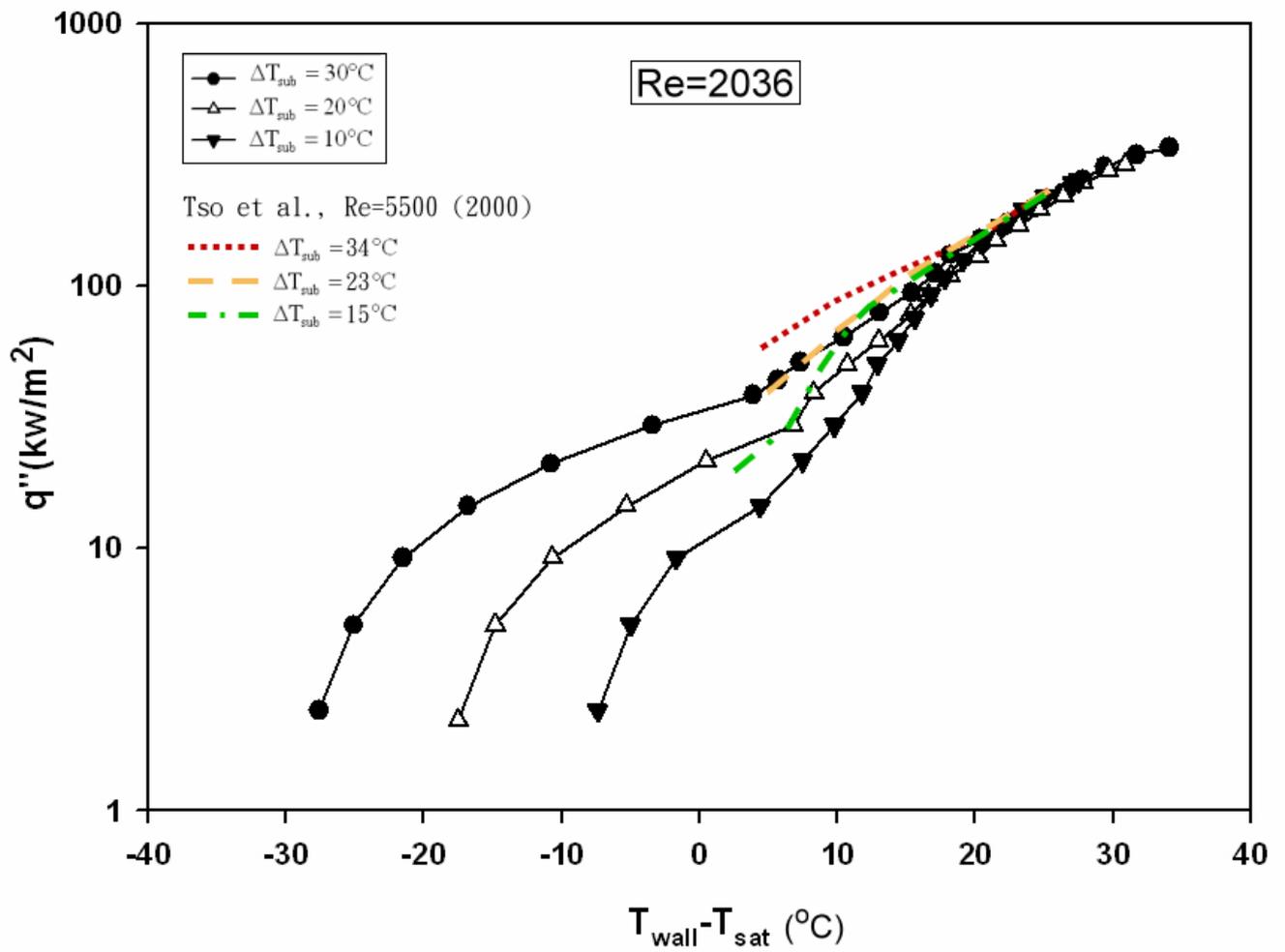
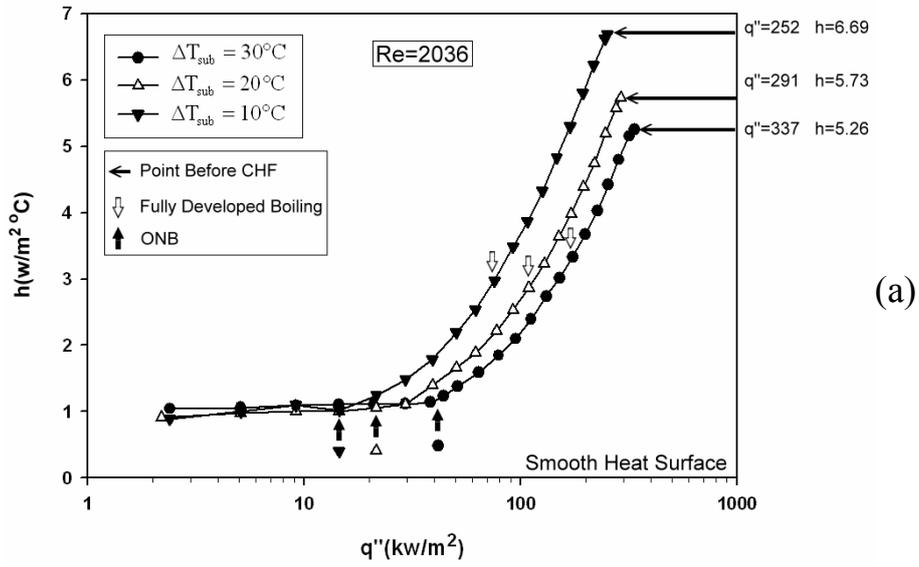
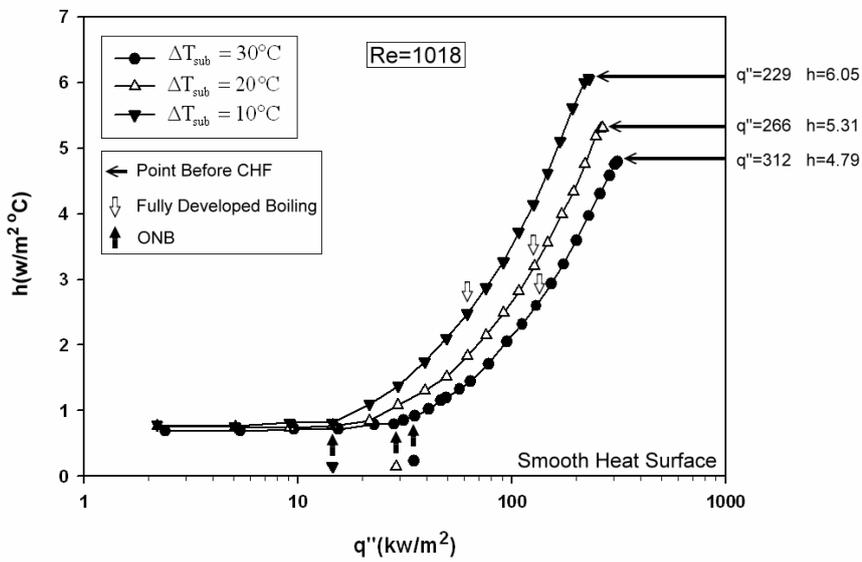


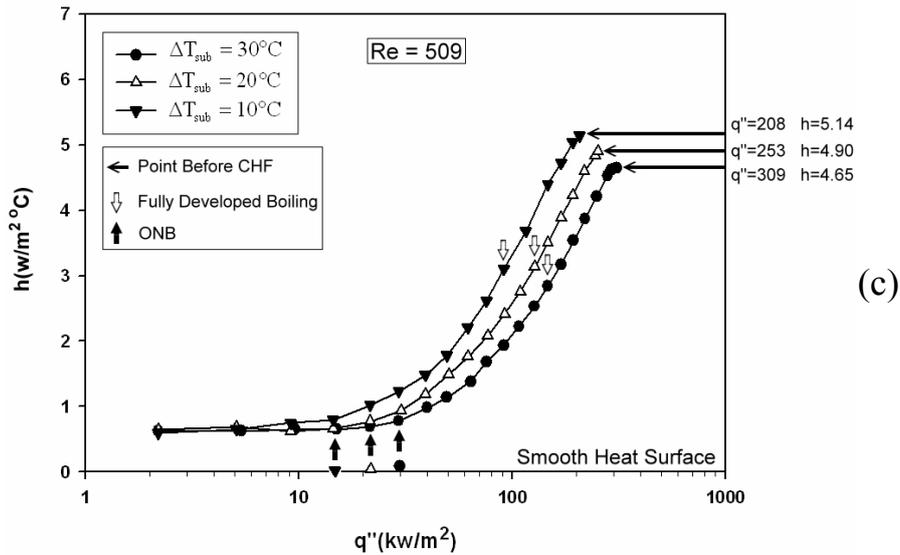
圖 3-4 次冷度對沸騰曲線之影響與文獻比較。



(a)



(b)



(c)

圖 3-5(a) Re=2036 ; (b) Re=1018 ; (c) Re=509 時，不同流體次冷度狀

態之熱傳係數比較圖。

Re = 2036

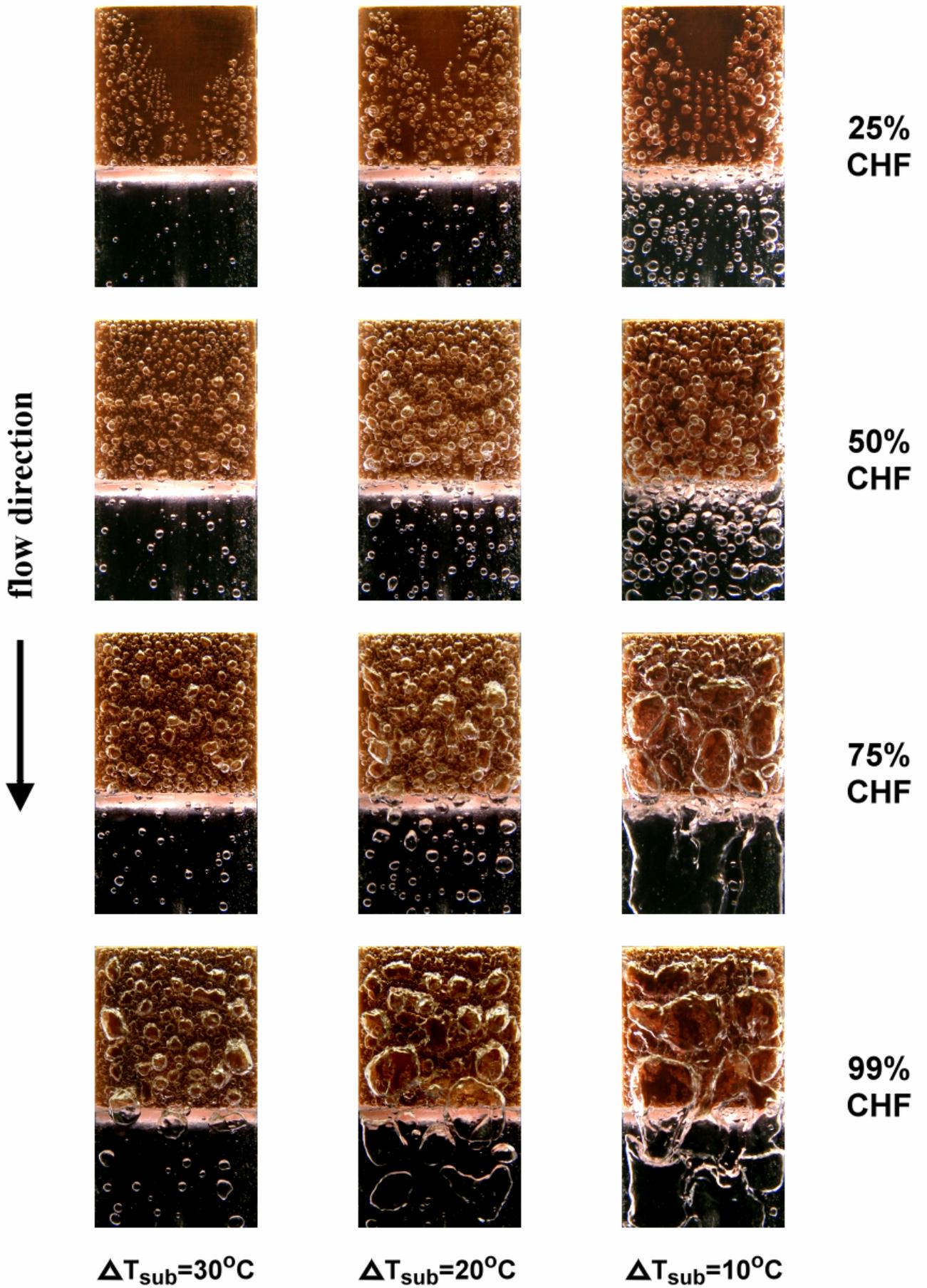


圖 3-6(a)平滑加熱面在雷諾數為 2036 時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

Re = 1018

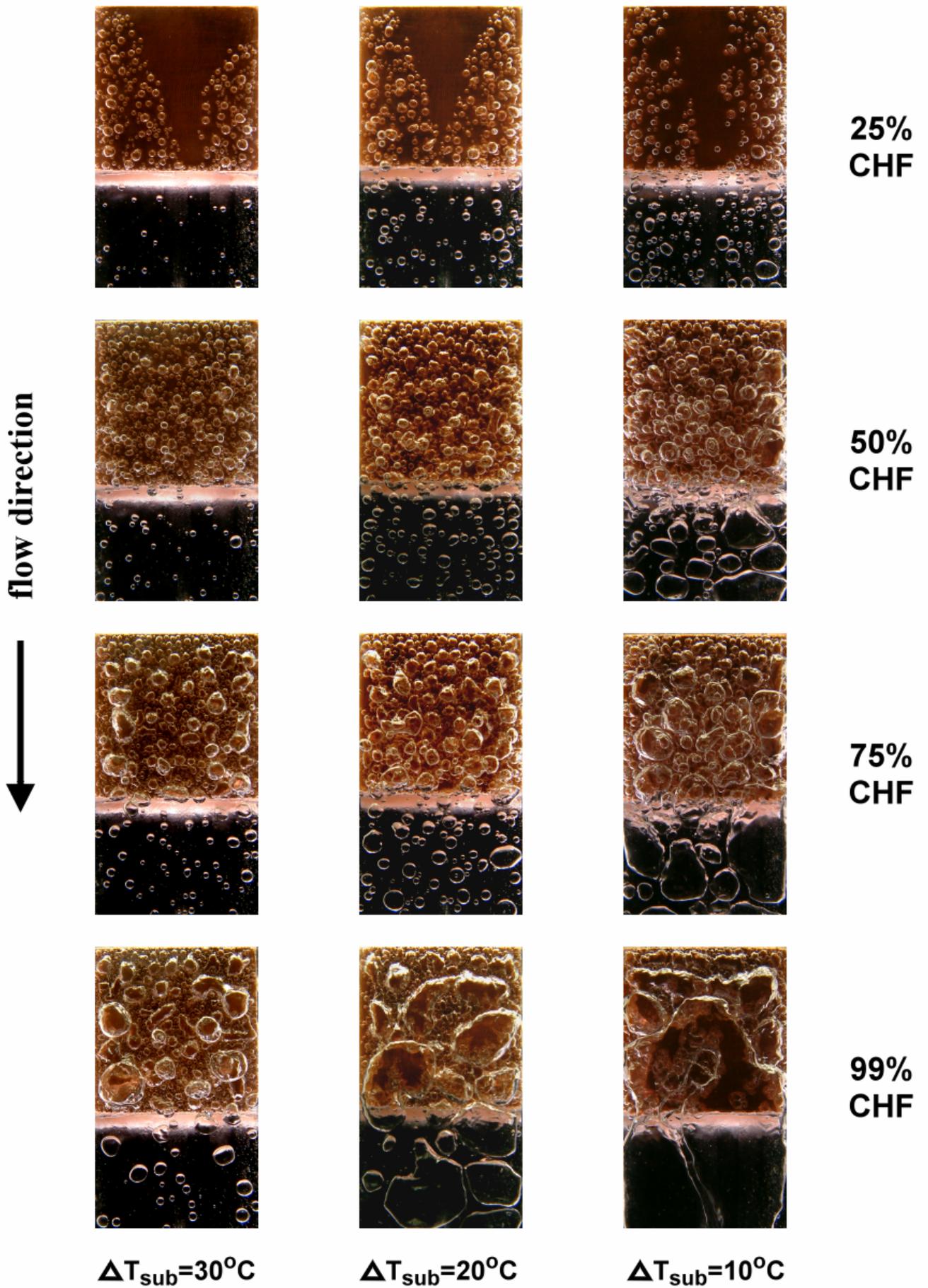


圖 3-6(b)平滑加熱面在雷諾數為 1018 時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

Re = 509

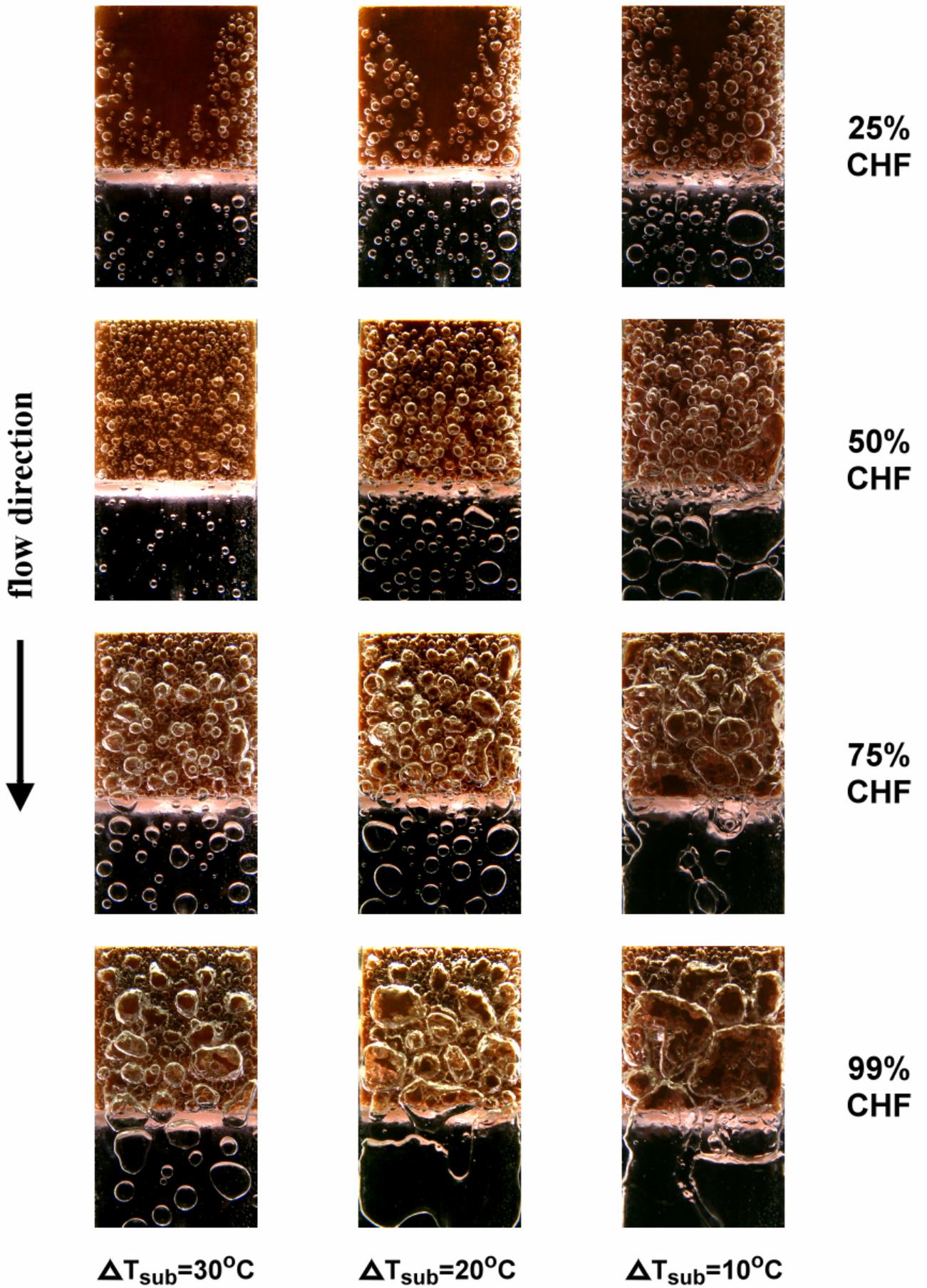


圖 3-6(c)平滑加熱面在雷諾數為 509 時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

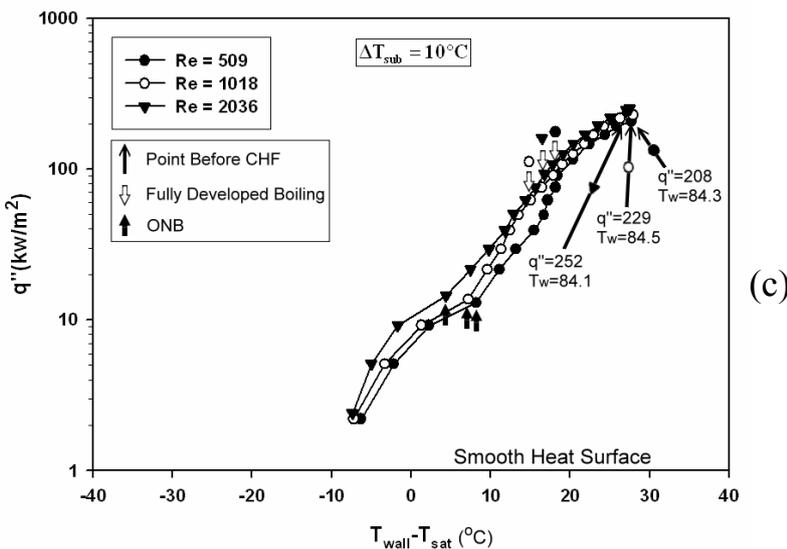
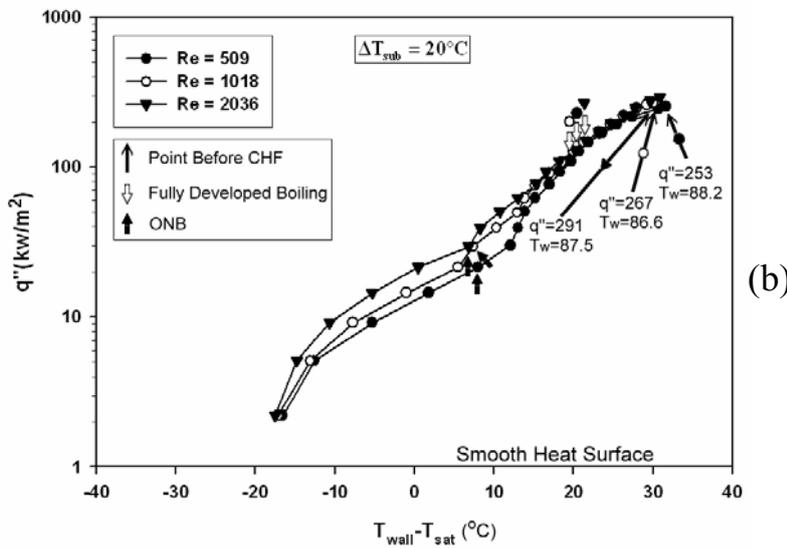
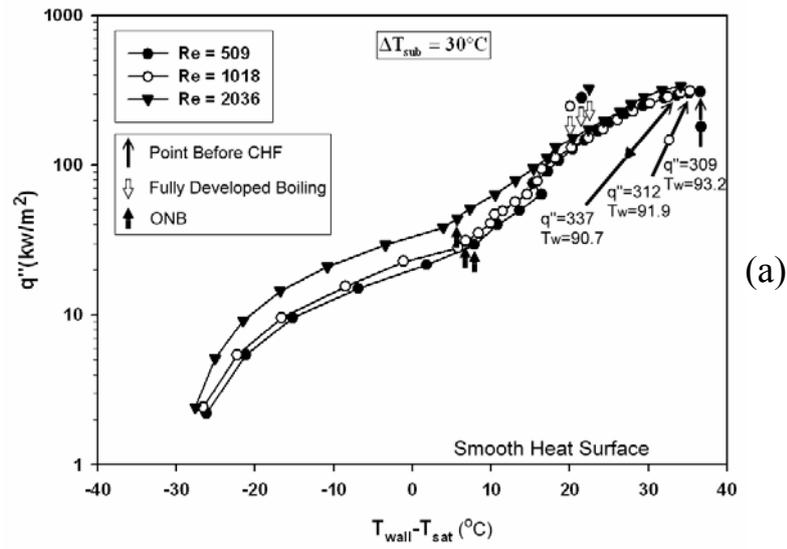


圖 3-7 (a)  $\Delta T_{sub} = 30^\circ\text{C}$  ; (b)  $\Delta T_{sub} = 20^\circ\text{C}$  ; (c)  $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$  時，不同雷諾數下

之沸騰曲線比較圖。

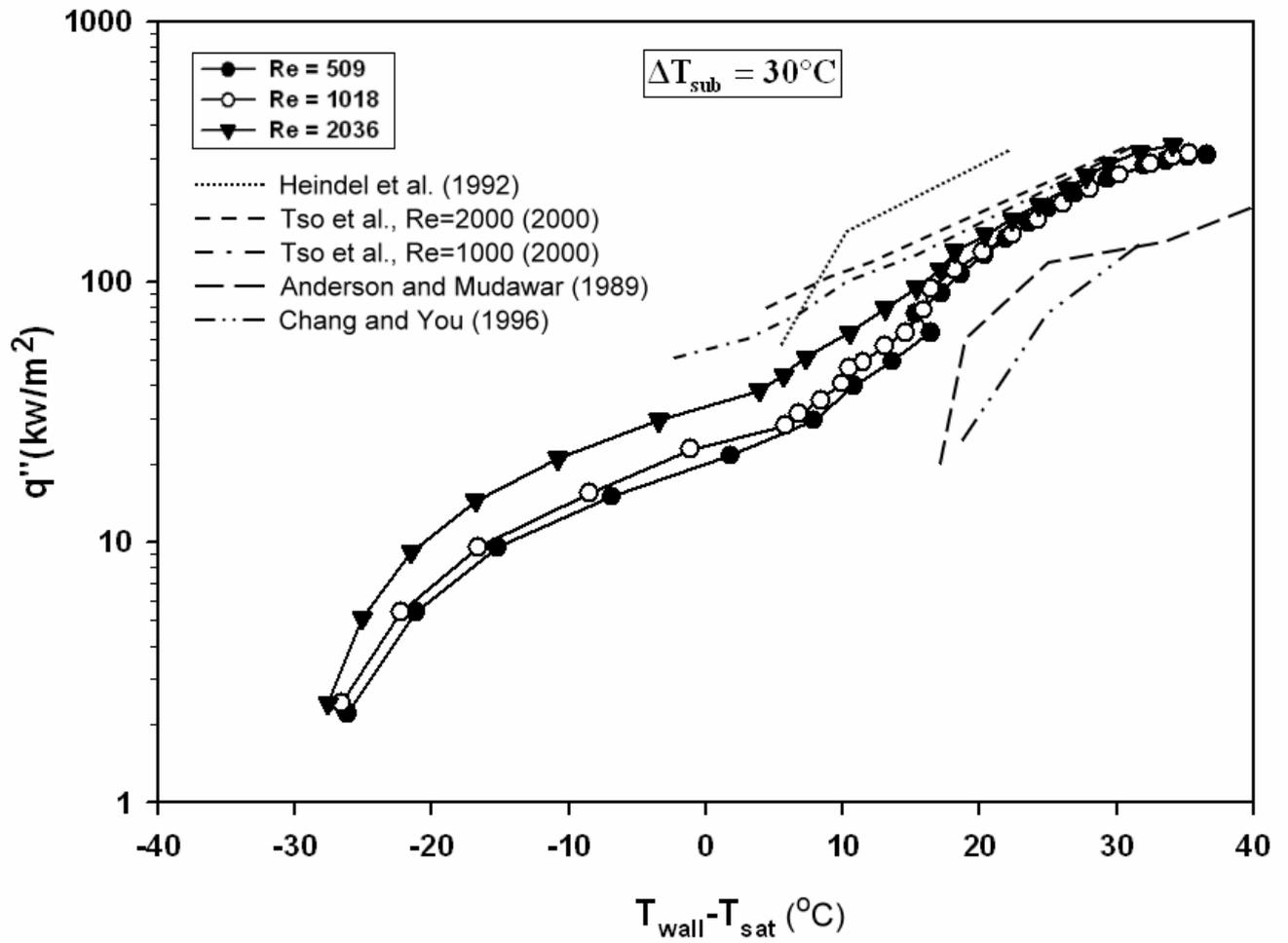


圖 3-8 流速對沸騰曲線之影響與文獻比較。

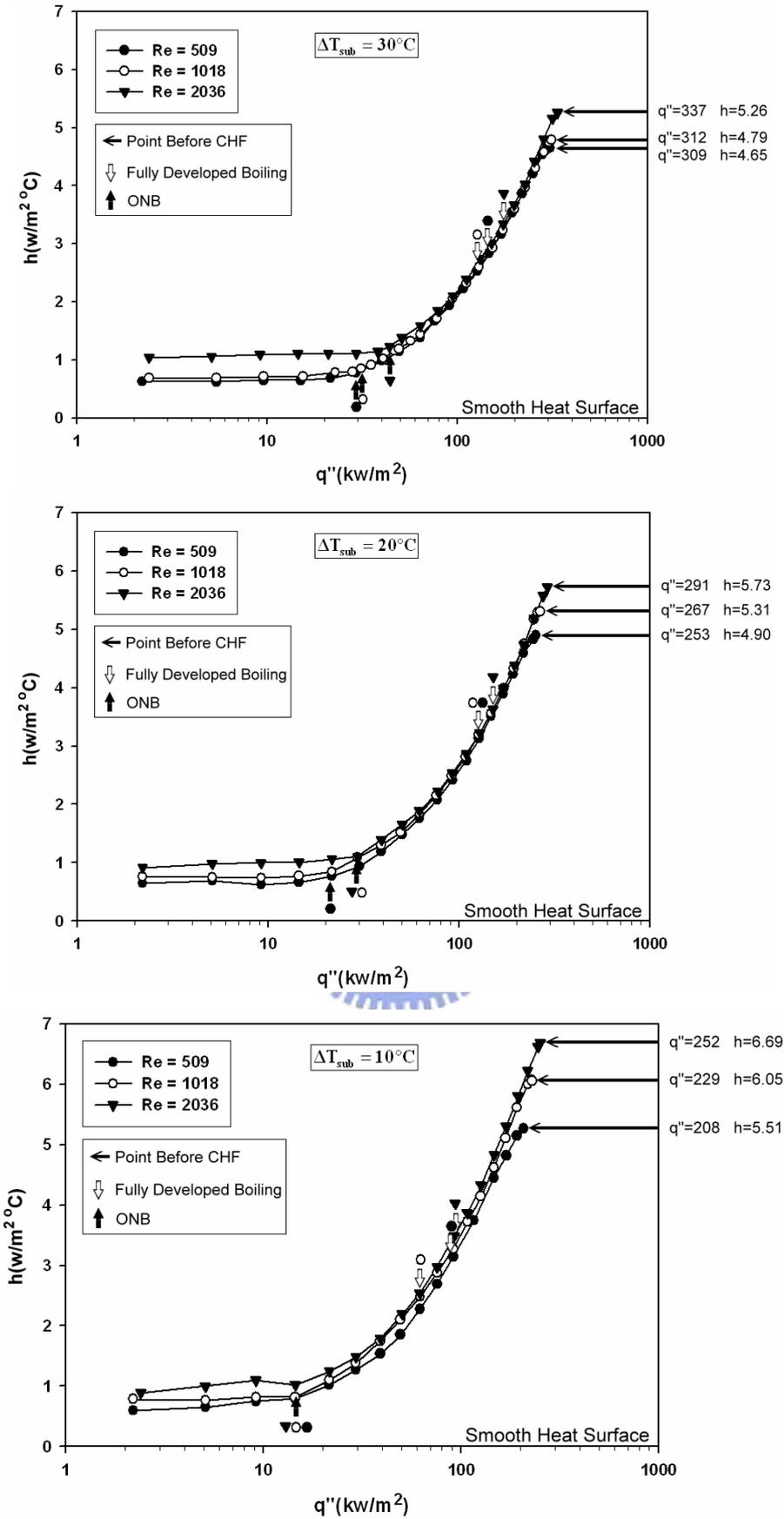


圖 3-9(a)  $\Delta T_{\text{sub}} = 30^\circ\text{C}$  ; (b)  $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$  ; (c)  $\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$  時，不同雷諾數

下之熱傳係數比較圖。

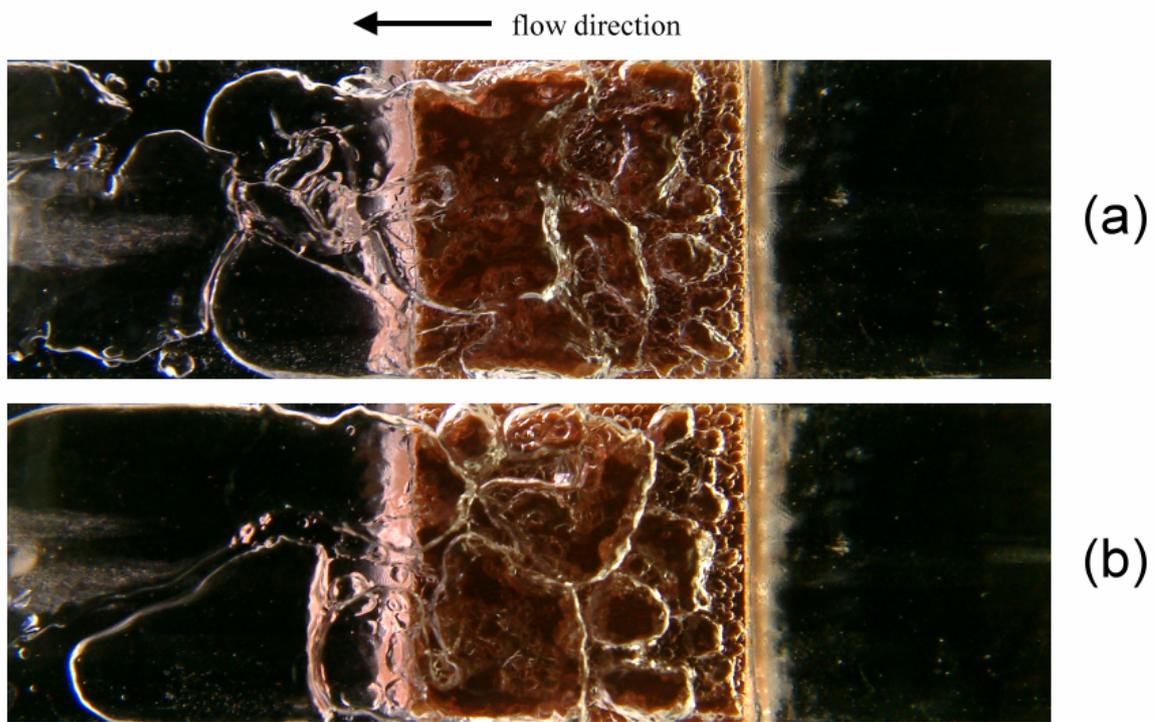


圖 3-10 次冷度  $10^{\circ}\text{C}$ ，接近臨界熱通率時 (a) $\text{Re}=2036$ ；(b) $\text{Re}=509$ 。

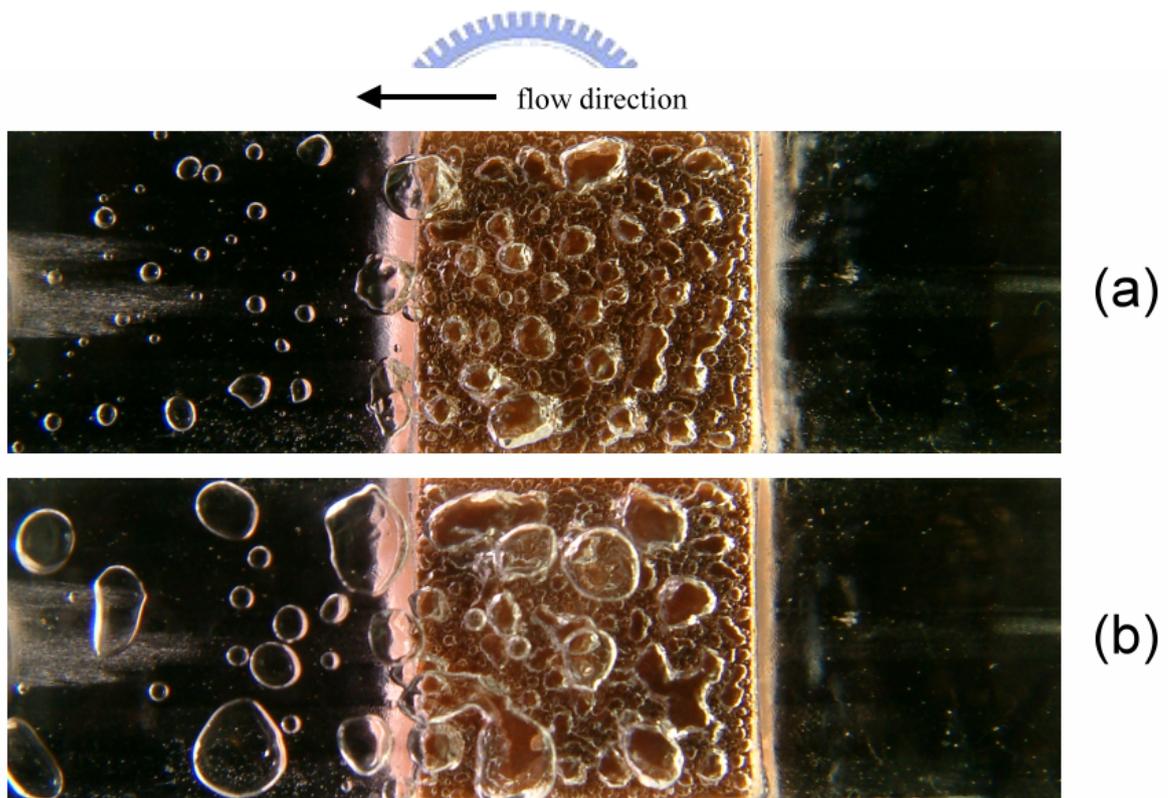


圖 3-11 次冷度  $30^{\circ}\text{C}$ ，接近臨界熱通率時 (a) $\text{Re}=2036$ ；(b) $\text{Re}=509$ 。

$$\Delta T_{\text{sub}} = 30^{\circ}\text{C}$$

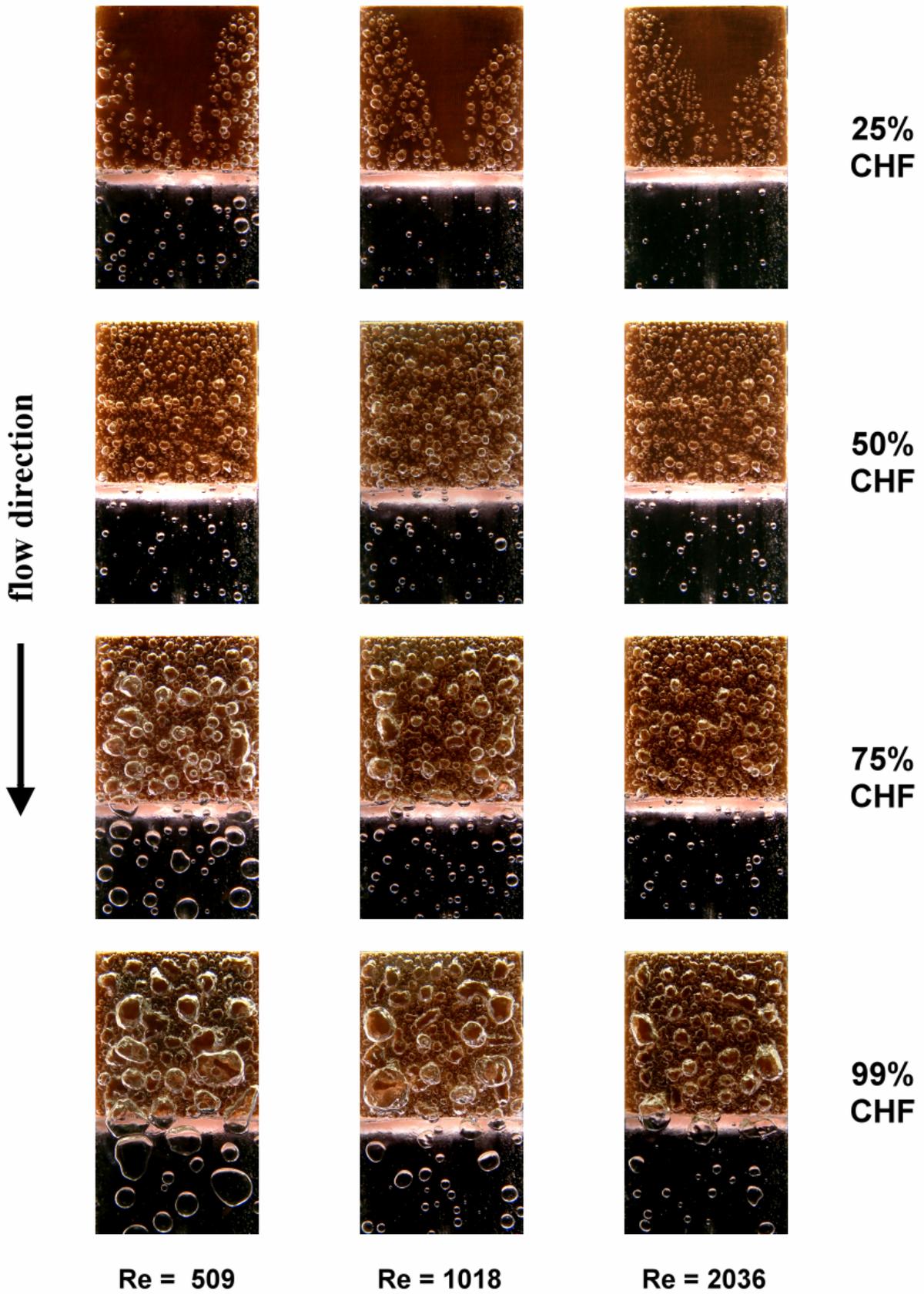


圖 3-12(a) 平滑加熱面在次冷度為  $30^{\circ}\text{C}$  時，不同雷諾數之流譜圖。

$\Delta T_{\text{sub}}=20^{\circ}\text{C}$

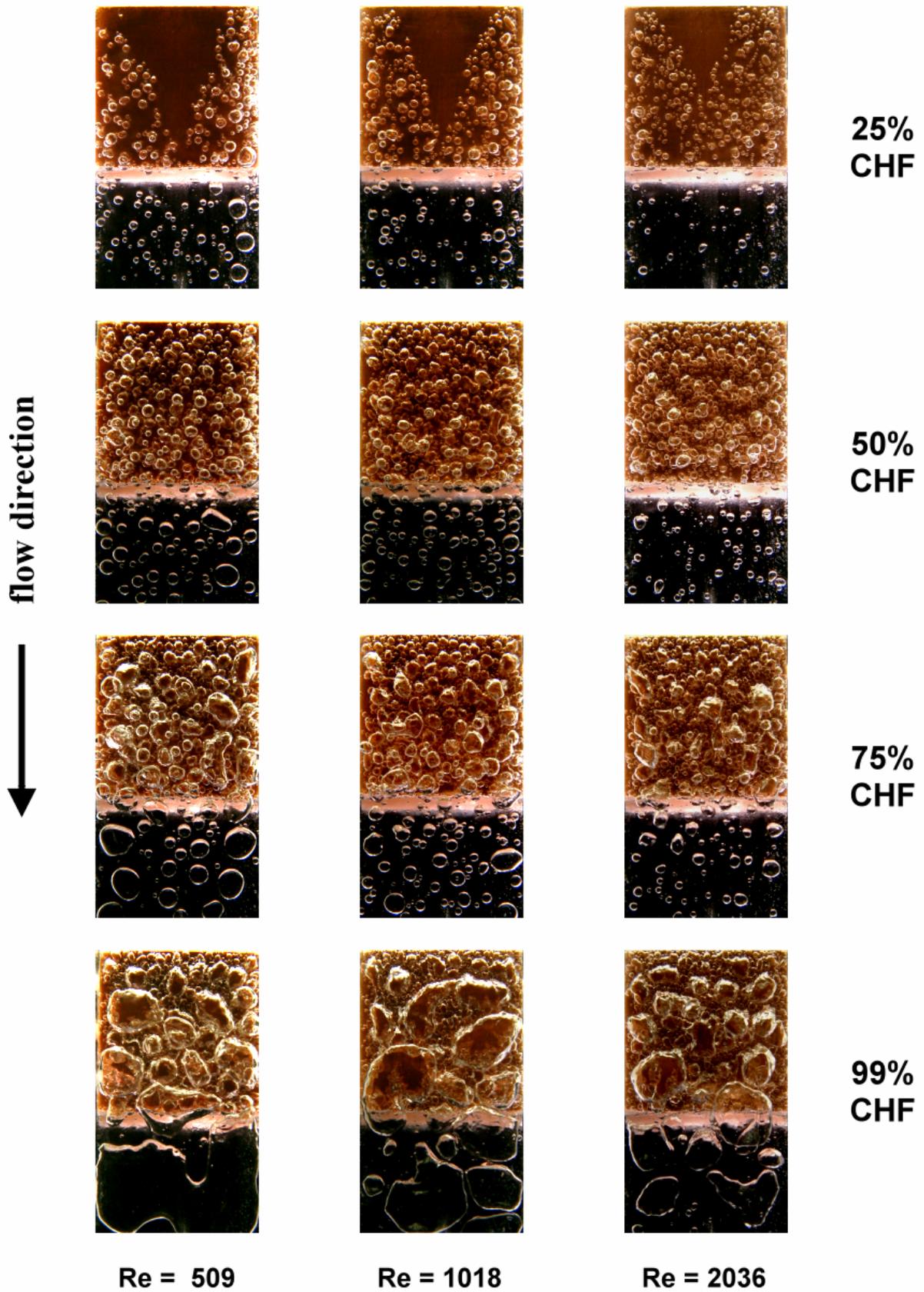


圖 3-12(b) 平滑加熱面在次冷度為 $20^{\circ}\text{C}$ 時，不同雷諾數之流譜圖。

$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$

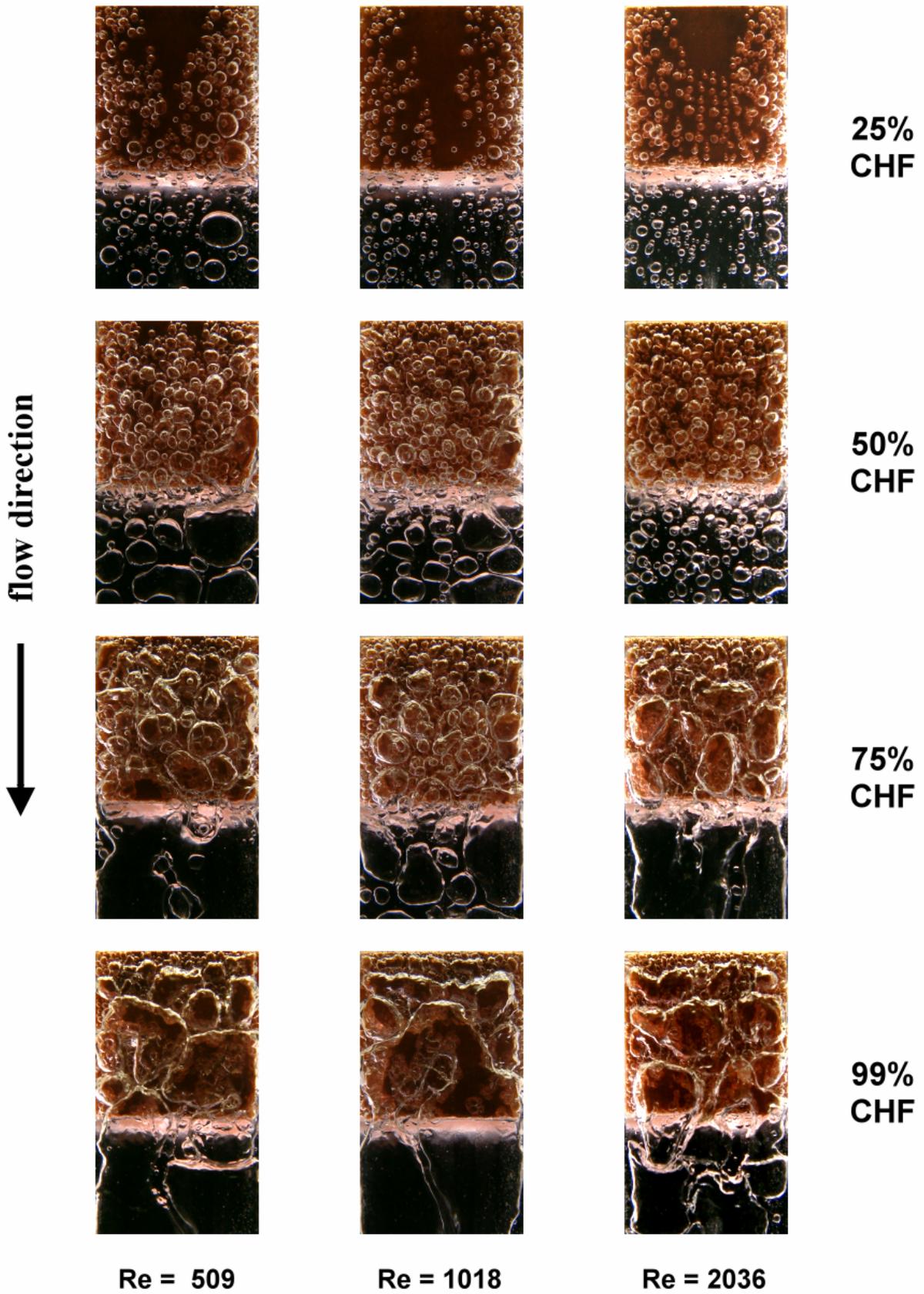


圖 3-12(c) 平滑加熱面在次冷度為  $10^\circ\text{C}$  時，不同雷諾數之流譜圖。

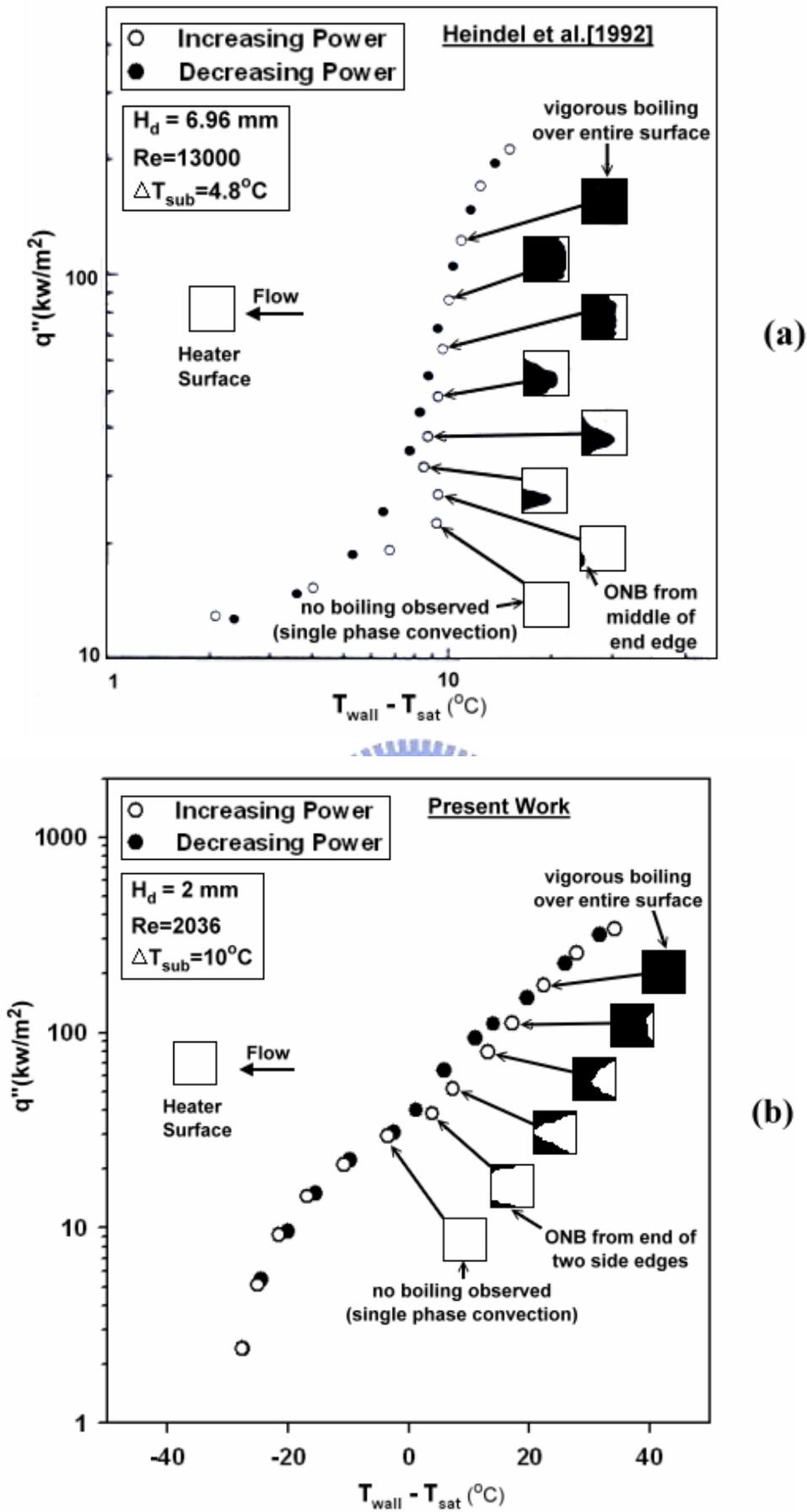


圖3-13 氣泡成長過程圖 (a)Heindel et al[13]；(b)Present Work。圖中

黑色區塊為生成氣泡。

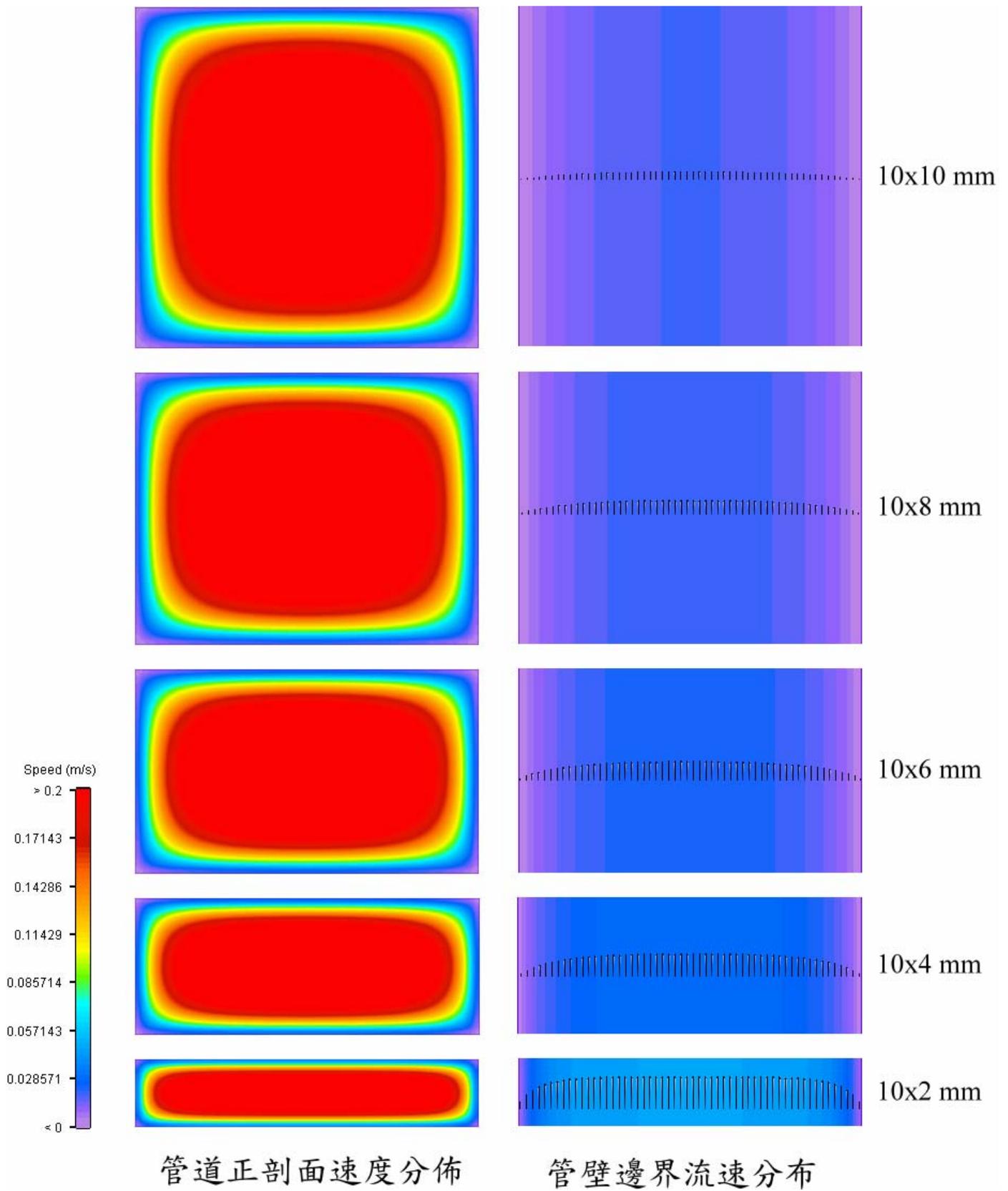


圖3-14 電腦模擬不同尺寸矩形流道在相同平均速度時，正剖面與邊界上之速度分佈關係圖。

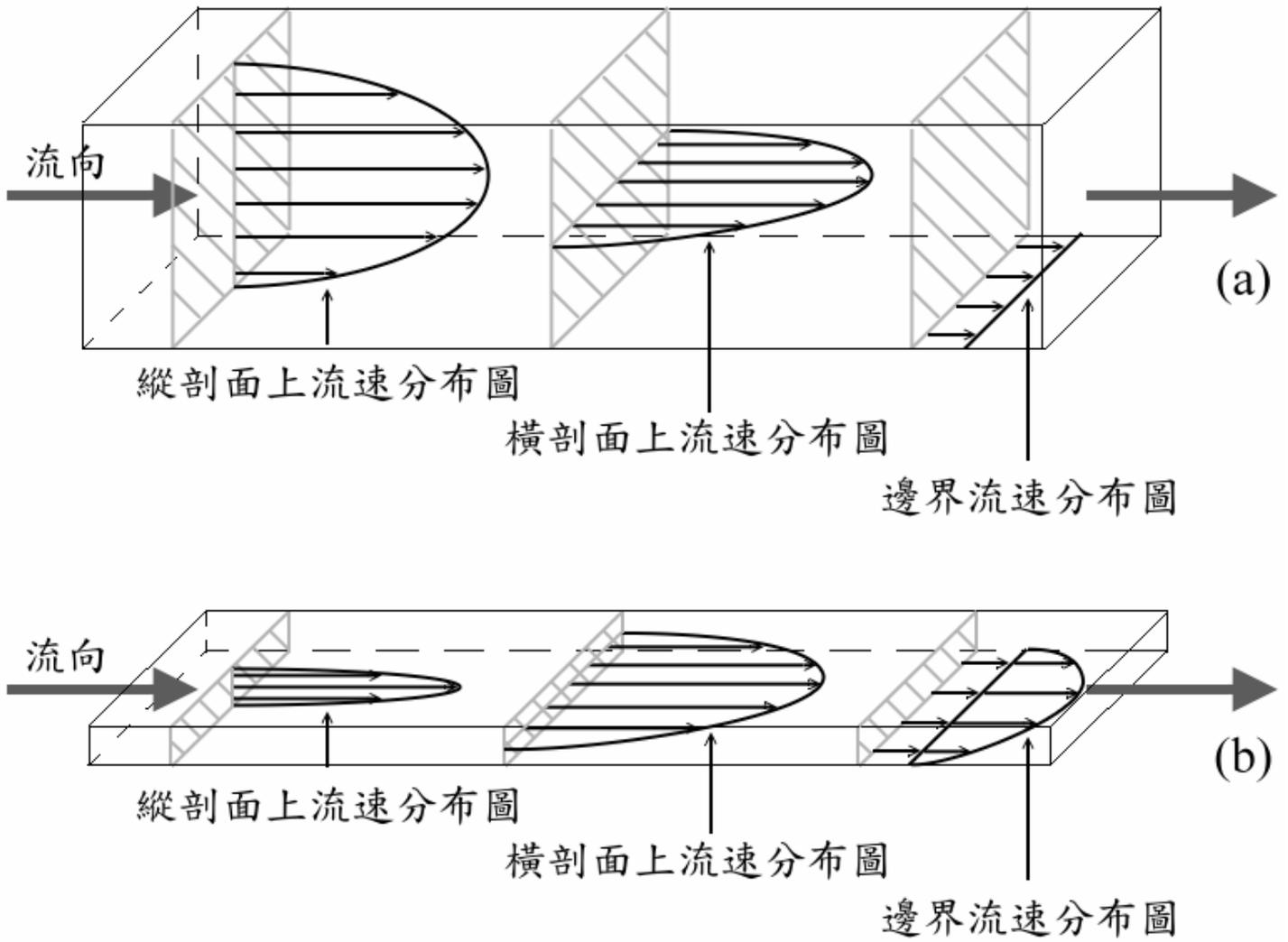
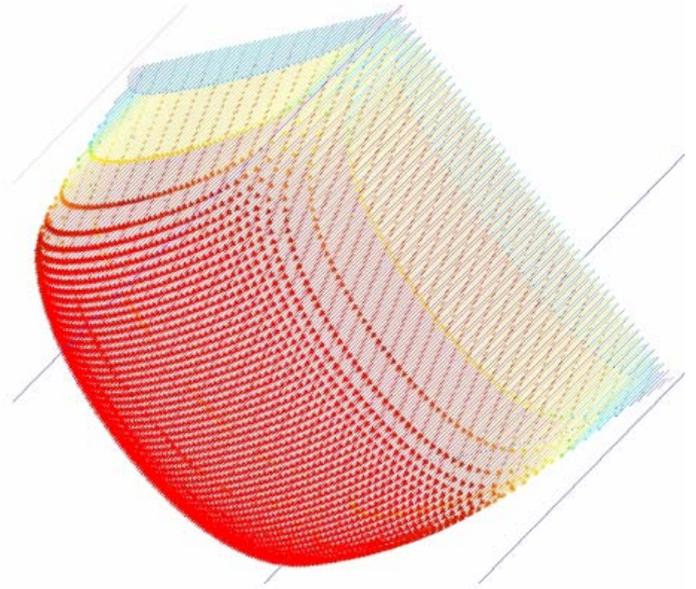


圖3-15 管內流體速度分布圖 (a)傳統尺寸矩形流道；(b)狹窄矩形流道。



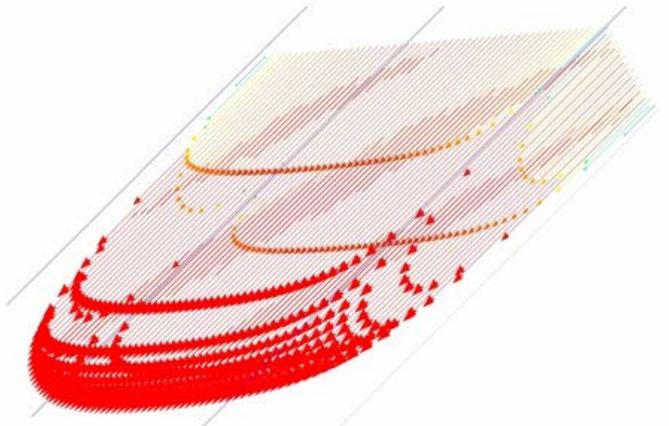
3D示意圖



傳統矩形管內速度分佈



3D示意圖



狹窄矩形管內速度分佈

圖3-16 傳統與狹窄矩形管內流體速度立體分布圖

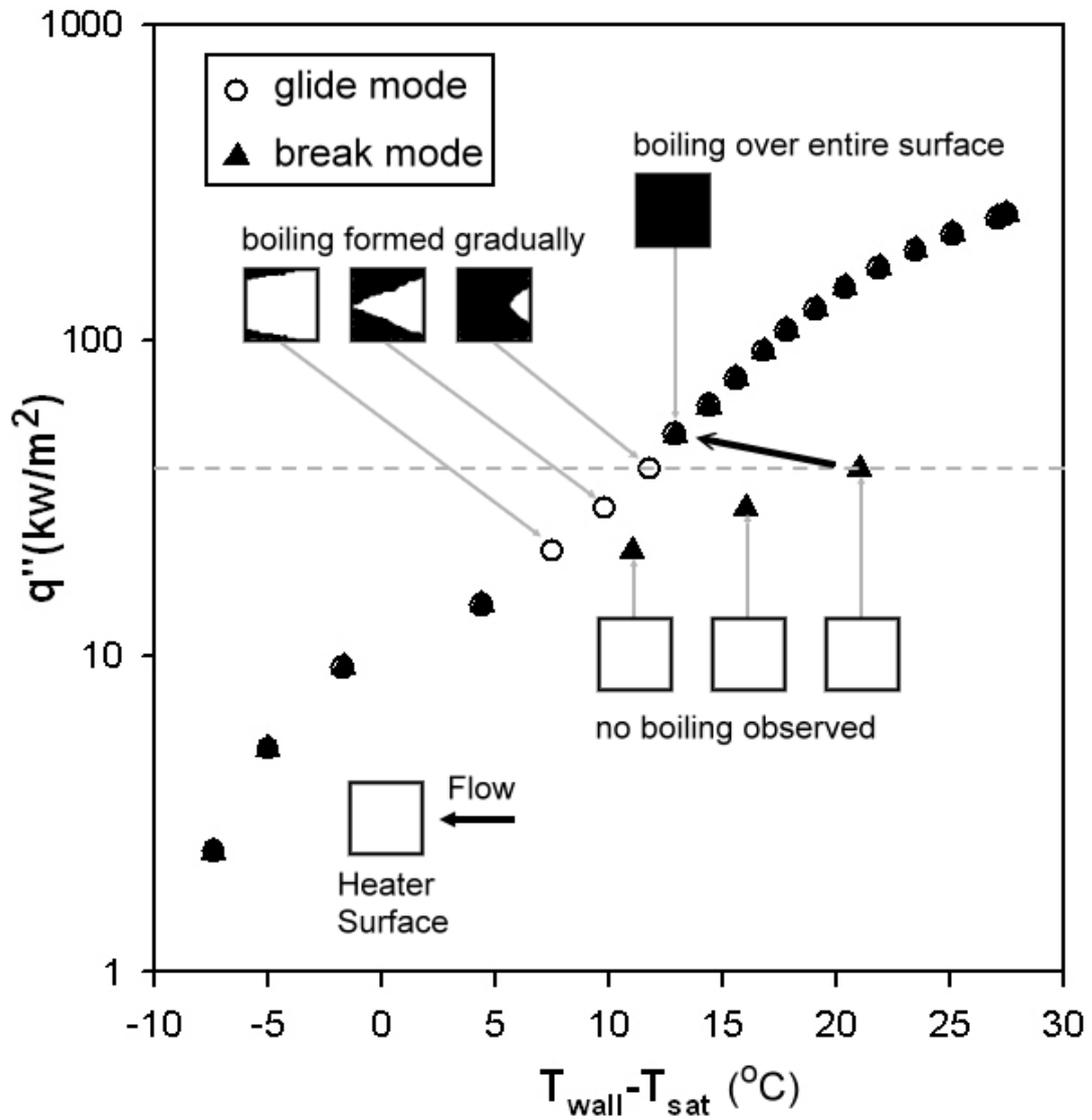


圖 3-17 沸騰起始漸變模式與沸騰起始驟變模式之沸騰曲線與流譜比較圖。

## 第四章 狹窄矩形流道中平滑與鰭片加熱面之比較分析

本章節內容主要探討狹窄矩形流道內，FC-72 在平滑鰭片增強加熱面之次冷流動沸騰熱傳與氣泡特性，並比較與平滑加熱面之差異。實驗之控制參數與其應用依據如下：

- (1) 加熱片工作面積  $10\text{mm}\times 10\text{mm}$ ，模擬電腦晶片原件之尺寸，鰭片結構為五個  $10\text{mm}$  寬度  $1\text{mm}$  高度  $0.5\text{mm}$  之突起結構等距分佈於加熱面上；
  - (2) 流道截面積  $10\text{mm}\times 2\text{mm}$ ，水力直徑  $D_h=3.33\text{mm}$ ，探討狹窄形狀流道對沸騰熱傳特性之影響；
  - (3) 實驗流道在測試加熱面前之工作長度為  $540\text{mm}$ ，對應實驗最高雷諾數，使其長度足以形成完全發展之流動狀態；
  - (4) 質通量範圍在  $66.6$  至  $266.6\text{ kg/m}^2\text{s}$ ，對應雷諾數  $Re=500\sim 2000$ ，探討層流狀態下之流動沸騰熱傳；
  - (5) 流體次冷度為  $10^\circ\text{C}$  至  $30^\circ\text{C}$ ，對應流體溫度為  $46^\circ\text{C}$  至  $26^\circ\text{C}$ ，考慮實際應用時之設計，探討工作溫度在室溫及加熱後之溫度至接近飽和溫度，建立完整之流體溫度效應資料；
  - (6) 實驗壓力控制在一大氣壓，對應 FC-72 之飽和溫度為  $56.6^\circ\text{C}$ 。
- 在後續的討論中，FC-72 的沸騰熱傳特性將以沸騰曲線來表達，

描繪出在不同狀態下，加熱通率與壁面過熱度的關係，並對應不同實驗影響參數下所擷取之照片，分析探討熱傳係數、臨界熱通率與氣泡特性。由於鰭片與平滑加熱面在其沸騰機制上大致相同，因此本章節除對探討兩者差異處外，對於兩者機制相同處則僅作概略性之描述。

#### 4-1 次冷度對於鰭片加熱面狹窄矩型管中流動沸騰的影響

圖 4-1(a)、4-1(b)與 4-1(c)中，分別比較鰭片加熱面在流體雷諾數為 2036( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、1018( $G = 133.3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )與 509 ( $G = 66.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )時，不同次冷度條件下的沸騰曲線與熱傳係數。在低熱通率時主要的熱傳機制為單相熱傳，此時相同的加熱通率下壁溫隨次冷度不同呈現明顯差異，並維持此顯著差異直至沸騰起始點，不同流體次冷度狀態下之熱傳係數，在單相熱傳中差異不大且皆維持在特定值直到沸騰起始點；當沸騰現象開始產生後，不同次冷度的沸騰曲線有開始逼近之趨向，在相同的加熱通率下壁溫差距逐漸減小，次冷度對壁溫的影響則開始降低，但是沸騰曲線在沸騰起始後之部分發展沸騰區會隨機性的左右震盪，並且到了完全核沸騰區此震盪現象即消失，此現象在章節 3-1 中曾經提到，是由於成核址成長的不穩定所造成，然而在鰭片加熱面中造成此現象的更主要成因，如圖 4-2 之流譜圖所示，其加熱面之加熱量隨編號大小增加而增加，由於平行流場方向的鰭片組織阻礙了成核址橫向發展，導致核址成發展的不連續性，因此

造成沸騰曲線在鰭片加熱面中的震盪行為特別明顯，另外當熱傳機制在部分核沸騰區時，不同流體次冷度狀態下的熱傳係數會由原本在單相熱傳區差異不大的情形，轉變為次冷度越低者其熱傳係數越高，並且差異幅度隨熱通率增加而增加；沸騰狀態到了完全核沸騰區後，沸騰曲線互相重合，此時次冷度對壁溫所造成之影響不大；雖然次冷度隨著核沸騰完全發展對熱傳逐漸失去影響力，但是並沒有失去對生成氣泡凝結的效果，因此次冷度對臨界熱通率依然具有顯著的影響力，且次冷度較低的狀態下達到臨界熱通率所需的熱通率則較低。

圖4-3 (a)、(b)與(c)分別表示雷諾數在2036、1018與509時，不同次冷度狀態下之氣泡流譜圖，圖中分別依其臨界熱通率大小，取臨界熱通率值的25%(低熱通率)、50%(中熱通率)、75%(高熱通率)、99%(趨近臨界熱通率)的流譜。觀察與比較後發現在低、中熱通率時，不同次冷度的情況下氣泡成核址密度差異不大，但是成核氣泡脫離半徑( $d_p$ )則是隨次冷度減小而增大，顯示出次冷度越高則對氣泡成長尺寸的抑制效果越大，並使氣泡尺寸隨熱通率成長的幅度較小。在高熱通率時不同次冷度的情況下所觀察到的氣泡尺寸與型態呈現顯著的差異，在次冷度 $10^{\circ}\text{C}$ 的情況下由於氣泡大幅成長且無法及時凝結，其尺寸成長超過了流道的間隙高度，因此受到管壁的壓迫使得氣泡橫向發展並互相結合，但是在次冷度 $30^{\circ}\text{C}$ 時，生成氣泡的尺寸受到抑制且

能夠及時的凝結，甚至在接近臨界熱通率時只要流速夠高能將氣泡及時帶走，氣泡都不會有結合現象的產生，因此由於流道間隙高度的影響，低次冷度的流動沸騰情況在高熱通率時與高次冷度時的情況有很大的差異。

#### 4-2 流速對於平滑加熱面狹窄矩形管中流動沸騰的影響

圖 4-4(a)、4-4(b)與 4-4(c)中，為分別比較鰭片加熱面在流體次冷度  $10^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$  時，不同雷諾數條件下的沸騰曲線與熱傳係數。

由 4-4 圖中可觀察出，在相同熱通率與次冷度條件下，當流速最高時其壁面溫度最低，此外起始過熱度隨流速的增加而減低。在完全發展核沸騰區，流速所佔有之影響比例不大，因此流速僅在單相熱傳區對於熱傳係數具有明顯的影響。流速對於臨界熱通率的影響，在流體流速越低時則臨界熱通率發生前的壁面溫度越高，並且此差異在高流體次冷度時較為明顯而低次冷度時並不明顯，此現象顯示出高次冷度流體在不同流速下接近臨界熱通率時，會有熱傳模式差異的出現。圖 4-5(a)、(b)與(c)分別表示鰭片加熱面矩形流道中次冷度為  $30^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$  與  $10^{\circ}\text{C}$  時，不同雷諾數狀態下之氣泡流譜圖，並且分別依其臨界熱通率大小，取臨界熱通率值的 25%(低熱通率)、50%(中熱通率)、75%(高熱通率)、99%(趨近臨界熱通率)的流譜圖以利分析比較。觀察與比較後發現在低、中熱通率時，不同流速下其氣泡成核址密度

與成核氣泡脫離半徑差異不大，在高熱通率時氣泡結合的情況也沒有很大的差異，但在氣泡離開加熱區域後，低流速時氣泡相互結合為大氣泡且橫跨整個流道面，而高流速時氣泡較無法順利結合，被沖散為面積較小之分散氣泡，但是離開加熱區域後的氣泡行為模式並不會對加熱區域的熱傳機制造成影響。

#### 4-3 鰭片與平滑加熱面對於狹窄矩形管中流動沸騰熱傳之比較

圖 4-6(a)、(b)、(c)、(d)、(e)、(f)、(g)、(h)、(i)為鰭片加熱面在狹窄矩形流道中，三種流體次冷度  $10^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$  與三種流體雷諾數 2036 ( $G = 266.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、1018 ( $G = 133.3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )、509 ( $G = 66.6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) 的各種狀態條件下，鰭片與平滑加熱面之沸騰曲線以及熱傳係數比較圖。比較結果發現，鰭片面之熱傳性能與機制相較於平滑面，在單相熱傳區、部份發展核沸騰區以及臨界熱通率值有顯著的差異，在完全核沸騰區則差異不大。

在狹窄矩形流道之單相熱傳區中，鰭片面有較佳的熱傳係數，使得相同熱通量下鰭片加熱面具有較低的壁溫，且其平均熱傳係數為平滑加熱面之 1.5 倍，而此差異結果主要因為接觸面積不同所造成，本實驗中鰭片加熱面的工作面積約為平滑面之 1.6 倍，然而鰭片面上的突出結構造成表面附近流體擾動的增加，也是影響熱傳係數的重要因素之一，因此鰭片面在單相熱傳區的熱傳導率，甚至高過平滑加熱

面在沸騰初始期的熱傳性能，此外值得一提的一點是，鰭片加熱面之沸騰起始溫度平均高出平滑加熱有  $10^{\circ}\text{C}$  之多，造成此現象之成因經由軟體模擬分析後，如圖 4-7 之模擬圖分析圖所示，推斷出可能的原因是因為在鰭片加熱面兩旁處，其突起結構將流道兩旁局部區域圍繞形成較小的上端開放式流道，在此區域因為流道尺寸的縮減，使得局部流速增加同時增強其帶走熱之能力造成沸騰點之延遲。

鰭片加熱面在狹窄矩形流道中的部份發展核沸騰區，其沸騰曲線在沸騰起始後較平滑加熱面呈現較大且明顯之震盪情形，圖 4-8 為鰭片與平滑加熱面之沸騰流譜比較圖，其加熱面之加熱量隨編號大小增加而增加，圖中鰭片加熱面較平滑加熱面多出了平行於流場方向的鰭片組織，因而阻礙了成核址橫向發展，導致核址成發展的不連續性，使得鰭片加熱面之沸騰曲線相較於平滑加熱面呈現明顯的震盪行為。

#### 4-4 鰭片結構對於臨界熱通率之特別效應探討

圖 4-9(a)與 4-9(b)為鰭片與平滑加熱面在狹窄矩形流道中的臨界熱通率分佈圖，鰭片加熱面之臨界熱通率相較於平滑加熱面高出了許多，平均共高出 24.9%。相互對照圖 4-6 與圖 4-9 的平滑與鰭片加熱面的比較流譜圖後，可以發現鰭片加熱面在接近臨界熱通率時，氣泡結合與發展模式異於平滑加熱面，鰭片加熱面所形成的結合氣泡較大

且其壁溫較高，此現象的成因如圖 4-10 所示是由於鰭片的特殊結構使氣泡分別在下基底面與上表層面，形成不同的結合與發展模式，下基底面的生成氣泡受浮力影響向上脫離至上表面層的流動區域，與上表面層的氣泡相結合，在前面章節曾經提到，當結合大氣泡受到小間隙流道壓迫，向下發展至加熱表面形成氣膜時臨界熱通率將隨之發生，但是在鰭片加熱面中，由於其突出結構阻礙大氣泡發展至下基底層，因此氣膜只能局部性的在上表層形成而偏離核沸騰，而下基底層的熱傳機制則依舊維持在核沸騰機制，更且下基底層中核沸騰產生的擾動與對流，具有延緩上表面層氣膜發展的效果，因此繼續增加熱通量時，不至於完全偏離核沸騰使得臨界熱通率產生，這個現象可以解釋為何鰭片面的臨界熱通率較平滑面大且在接近臨界熱通率時，結合氣泡較大且加熱壁面溫度較高，圖 4-10 為鰭片加熱面在接近臨界熱通率時之氣泡發展情形細部圖，並經軟體修正使其明暗差距更為明顯，圖中暗色的區塊即代表偏離核沸騰所產生的氣膜，如同上述之狀況，偏離核沸騰的氣膜在上層表面局部性的發展，而在氣膜下方的下基底層則維持在核沸騰機制。這種特殊的機制效應使得鰭片結構之臨界熱通率較平滑加熱面平均可高達近 25%，延緩臨界熱通率的效果極佳，而沸騰熱傳在散熱應用的領域中，臨界熱通率的發生是完全不容許的情況，一旦沸騰機制達到臨界熱通率，工作元件將會在極短時間

內燒毀，因此臨界熱通率效應是核沸騰熱傳應用於散熱領域時，所必須考量之第一因素，也因此對於臨界熱通率的生成機制以及相關效應的研究顯得格外重要，如果能夠充分掌控其相關效應與原理並有效開發與利用其延遲效應之技術，將對於高散熱效率的流動沸騰熱傳技術在產品設計與開發上有極大的幫助，並且縮短其達成實際應用的時間表。

#### 4-5 鰭片結構之最佳化設計探討

綜合本實驗所觀察出之實驗結果，除了環境參數對於其性能特性之影響外，加熱面上的結構設計亦能加以改變其沸騰熱傳之性能指數，本實驗所使用之鰭片結構雖在增強熱傳性能以及延遲臨界熱通率上有不錯的性能表現，但是其鰭片結構設計卻阻礙了沸騰起始漸變模式之連續發展，因此為了同時保有其熱傳效能與臨界熱通率延遲效應，並且又能兼具連續發展的沸騰氣泡發展漸變模式對於熱傳機制的助益，本論文在實驗之外亦利用計算流體力學軟體，進行其結構設計之最佳化解析。分析與比較結果發現，如圖 4-12 之栓柱狀鰭片結構之加熱晶片將具有上述優點之特性，其結構在熱傳機制的助益上除保有加大散熱面積之特性外，栓柱狀鰭片之上表面層與下基底層之結構設計亦具有阻礙覆蓋性氣模向下發展而延遲產生臨界熱通率之作用，且其加熱面上垂直於流動方向之短溝槽結構，會有渦流效應產生

並使其結構處流體之流速相對於其他部位慢上許多，在流場擾動以及流速分布差異的雙重效應影響下，沸騰的起始會在這些區域開始產生，並且亦能使得沸騰起始後氣泡在橫向面上的發展具有連續性，除此之外由於栓柱狀鰭片均勻分布在加熱面上，沸騰模式的發展將成為均勻性的在加熱面上產生沸騰氣泡，而非由兩側至中央或由中央至兩側之發展模式，此特性在電子散熱應用的領域中更為理想，使得工作晶片在部份核沸騰區的熱分布更為均勻，對於電腦晶片的運算工作與效率上具有一定之助益。圖 4-13 為栓柱狀鰭片加熱面在狹窄矩形流道中雷諾數為 2036 時，各剖面方向面上之流場模擬圖，圖 4-14 則針對栓柱狀鰭片在短溝槽結構局部放大分析其流場效應。Yu[31]等人在 FC-72 的池沸騰熱傳實驗中，利用栓柱狀鰭片以垂直水平面方式擺置加熱鰭片觀測其沸騰效應，結果發現在自然對流所產生的流場作用下，沸騰起始即發生在上述文章所描述的短溝槽區，並且隨鰭片均勻的在加熱面上發展，如圖 4-15 所示。對於鰭片結構之最佳化設計必須以實驗方式加以驗證，且尺寸參數等效應也需經實驗方式觀測，本章節僅提供其結構最佳化之解析。

#### 4-6 鰭片加熱面之熱傳經驗方程式

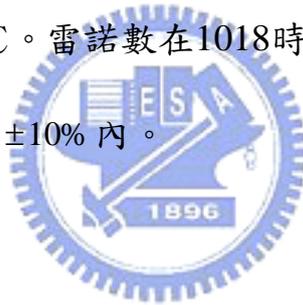
本實驗之熱傳關係式將採用詹斯與羅特斯的經驗公式[30]加以修正，得到下列鰭片加熱面之流動沸騰熱傳關係式：

$$h = 0.000644(q'')^{0.75} e^{1/\Delta T_{sub}} \cdot \text{Re}^{0.68} \quad (4-1)$$

上式中 $h$ 為沸騰熱傳係數預測值，單位為 $\text{w/m}^2\text{C}$ ； $q''$ 表示加熱熱通率( $\text{kw/m}^2$ )； $\Delta T_{sub}$ 表示進口流體次冷度( $^{\circ}\text{C}$ )； $\text{Re}$ 為雷諾數，其定義為：

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (4-2)$$

其中 $V$ 為介電液之平均流速， $D_h$ 為水力直徑， $\nu$ 為運動黏滯係數。本沸騰熱傳經驗方程式適用範圍在本實驗所採用之鰭片加熱面之幾何設計與尺寸，測試段流道之水力直徑為 $3.33\text{mm}$ ，雷諾數 $509$ 至 $2036$ ，次冷度 $10^{\circ}\text{C}$ 至 $30^{\circ}\text{C}$ 。雷諾數在 $1018$ 時之誤差在 $\pm 5\%$ 內，雷諾數在 $509$ 與 $2036$ 時之誤差在 $\pm 10\%$ 內。



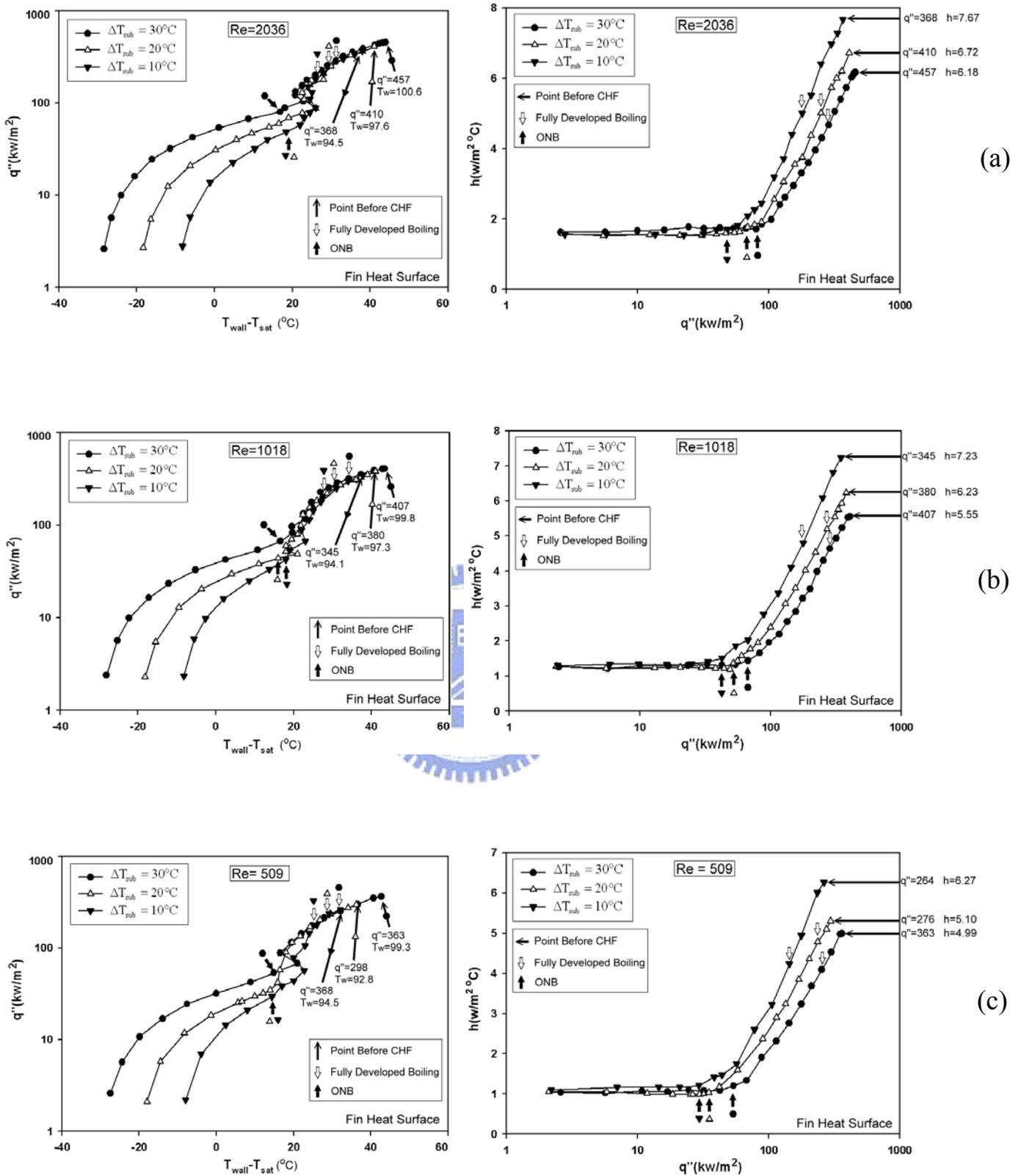


圖 4-1 鰭片加熱面在 (a) Re=2036；(b) Re=1018；(c) Re=509 時，不

同流體次冷度狀態之沸騰曲線與熱傳係數比較圖。

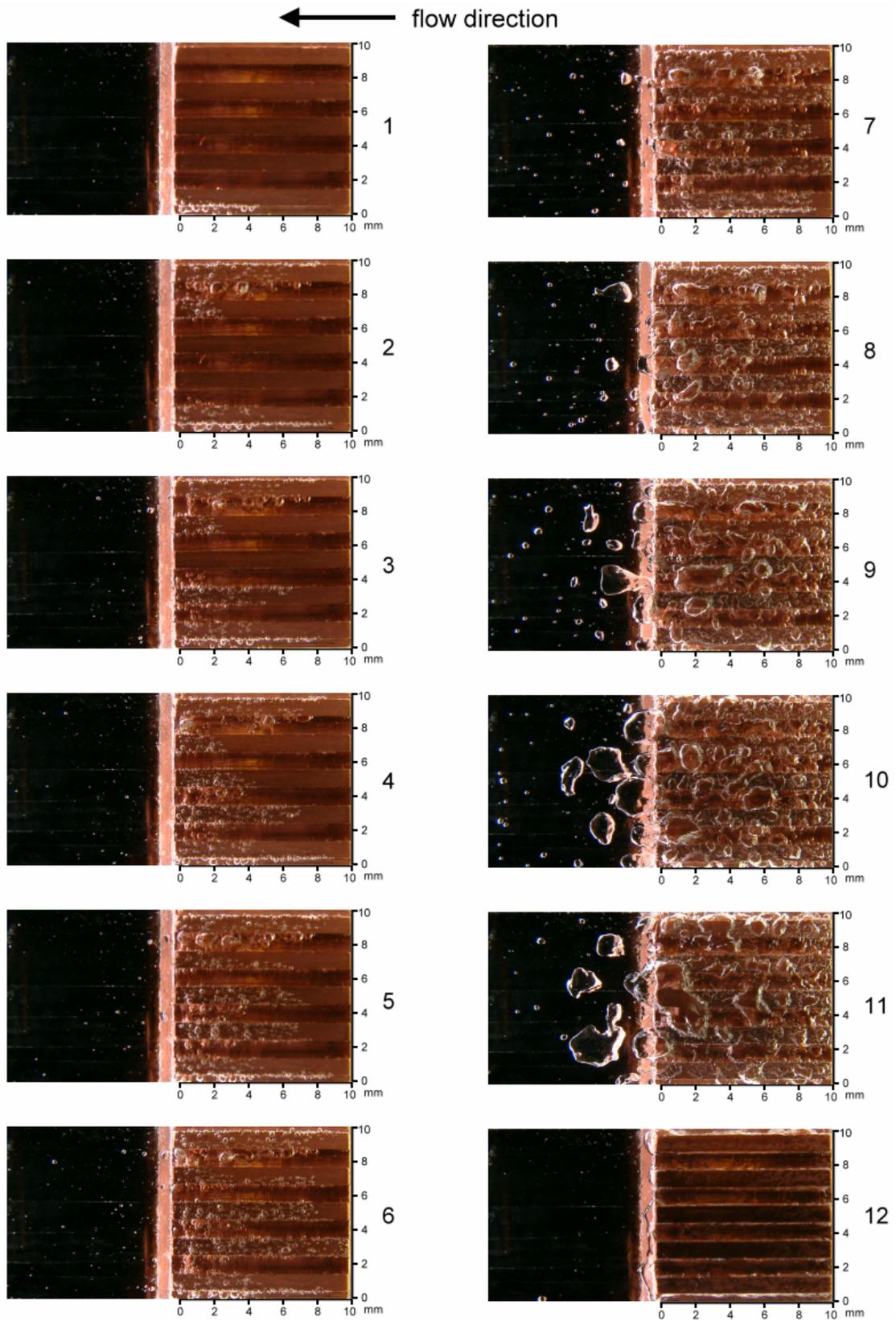


圖 4-2 鰭片加熱面狹窄矩形管道中之沸騰氣泡流譜圖，次冷度  $30^{\circ}\text{C}$ ；

雷諾數  $\text{Re}=2036(G = 266.6 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s})$ 。

Re = 2036

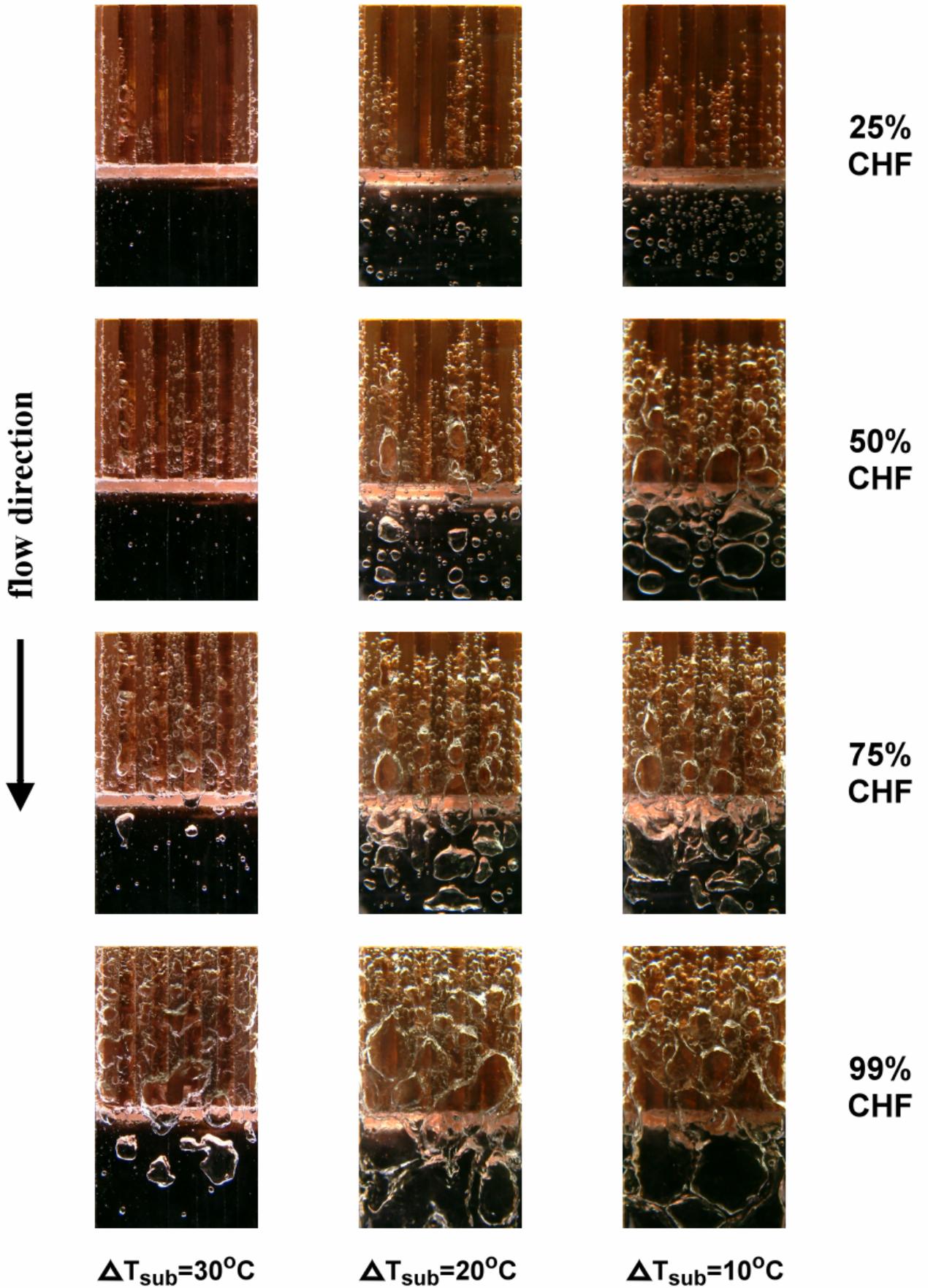


圖 4-3(a) 鰭片加熱面在雷諾數為 2036 時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

Re = 1018

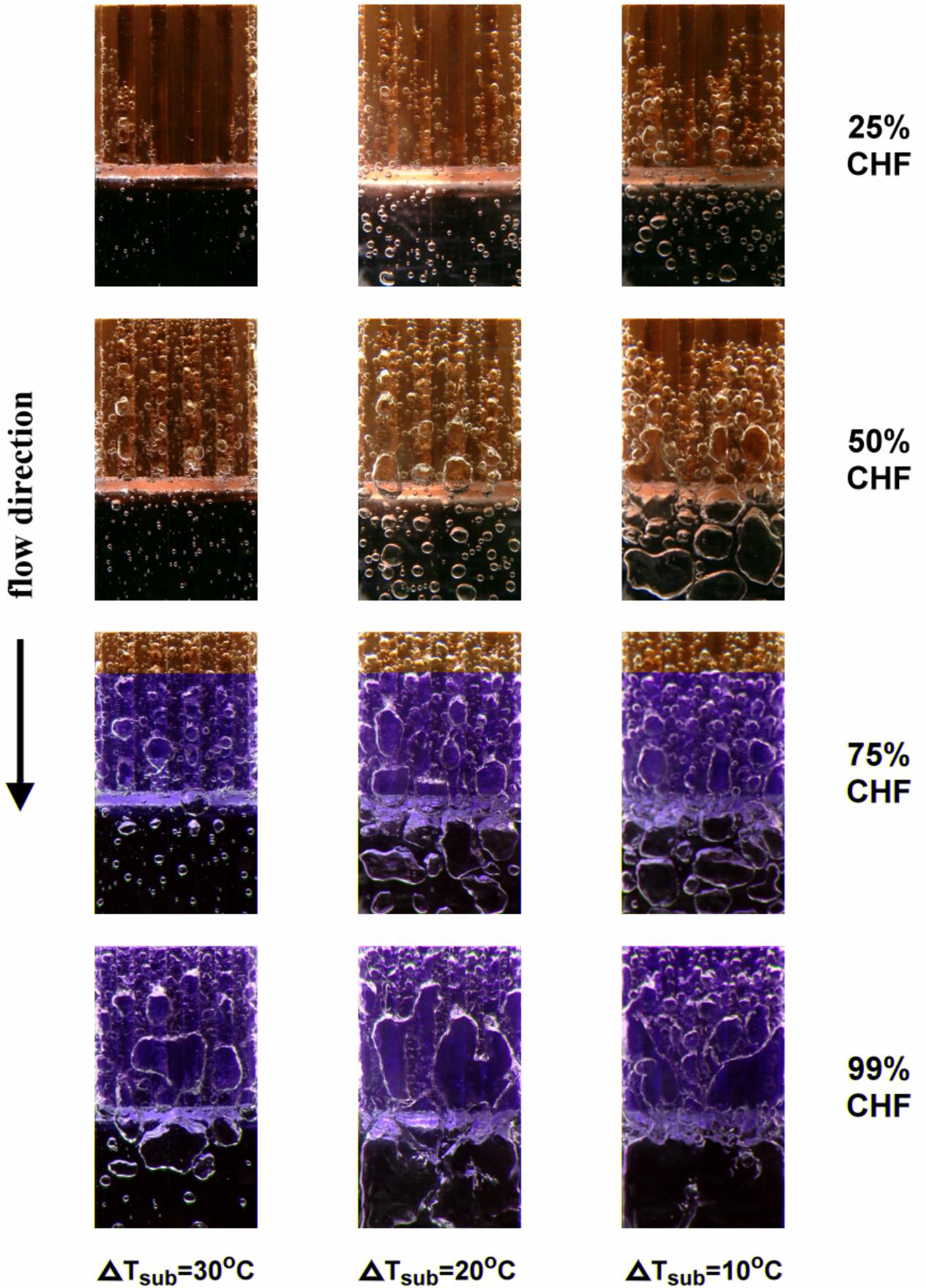


圖 4-3 (b) 鰭片加熱面在雷諾數為1018時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

Re = 509

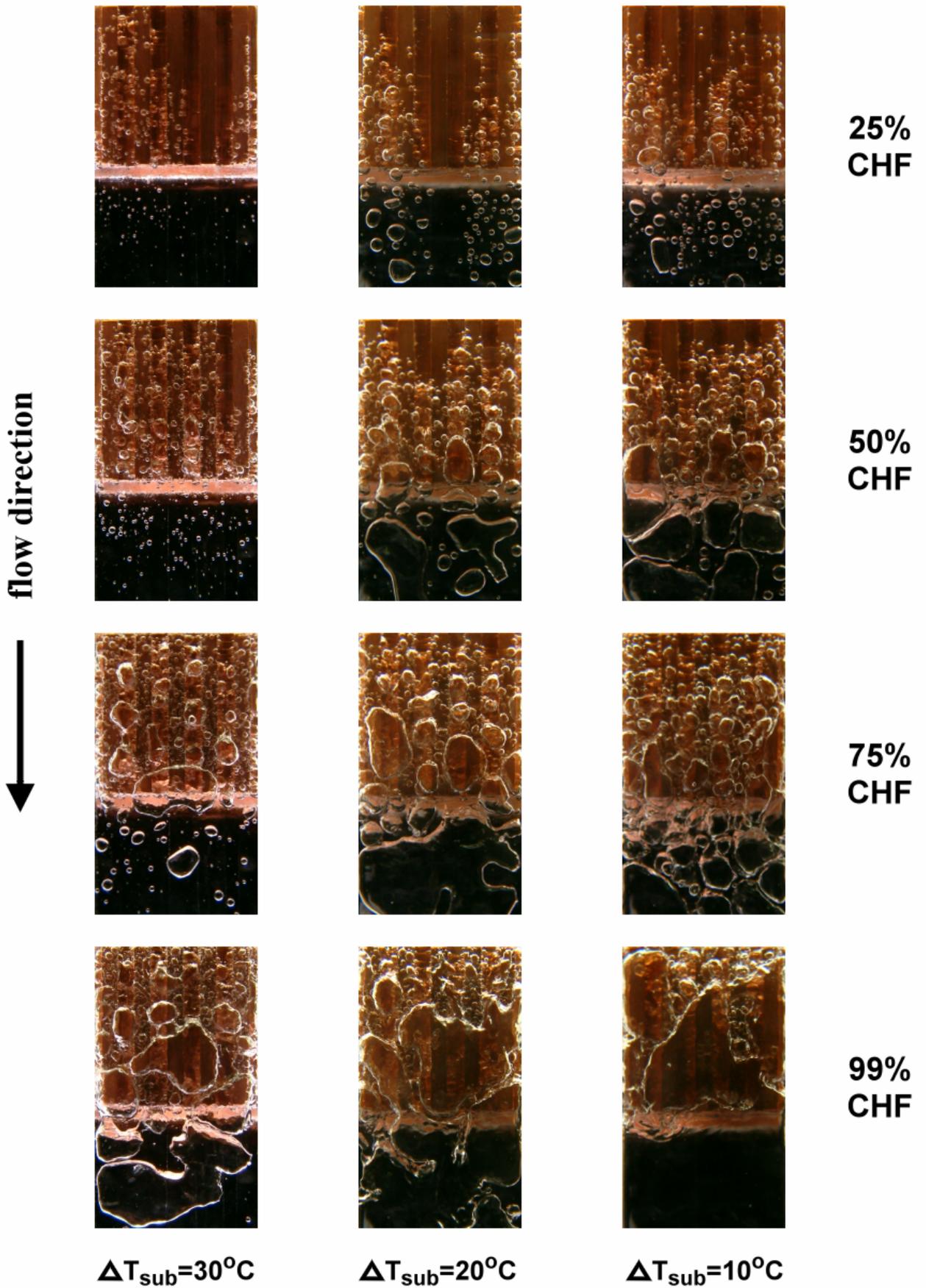


圖 4-3 (c) 鰭片加熱面在雷諾數為 509 時，不同次冷度之氣泡流譜圖。

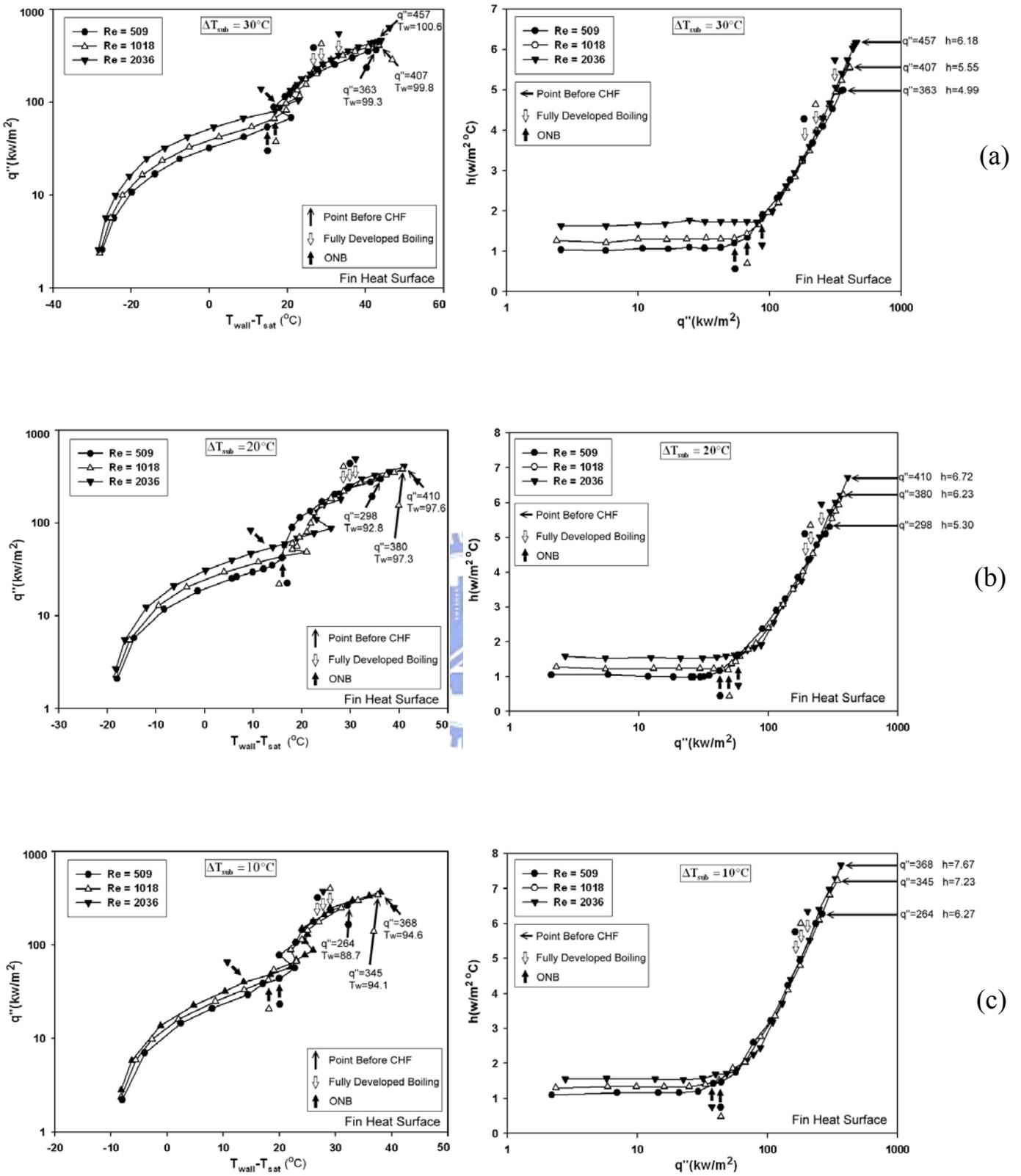


圖 4-4 鰭片加熱面在(a)  $\Delta T_{sub} = 30^\circ\text{C}$  ; (b)  $\Delta T_{sub} = 20^\circ\text{C}$  ; (c)  $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$  時，

不同雷諾數下之沸騰曲線與熱傳係數比較圖。

$$\Delta T_{\text{sub}} = 30^\circ\text{C}$$

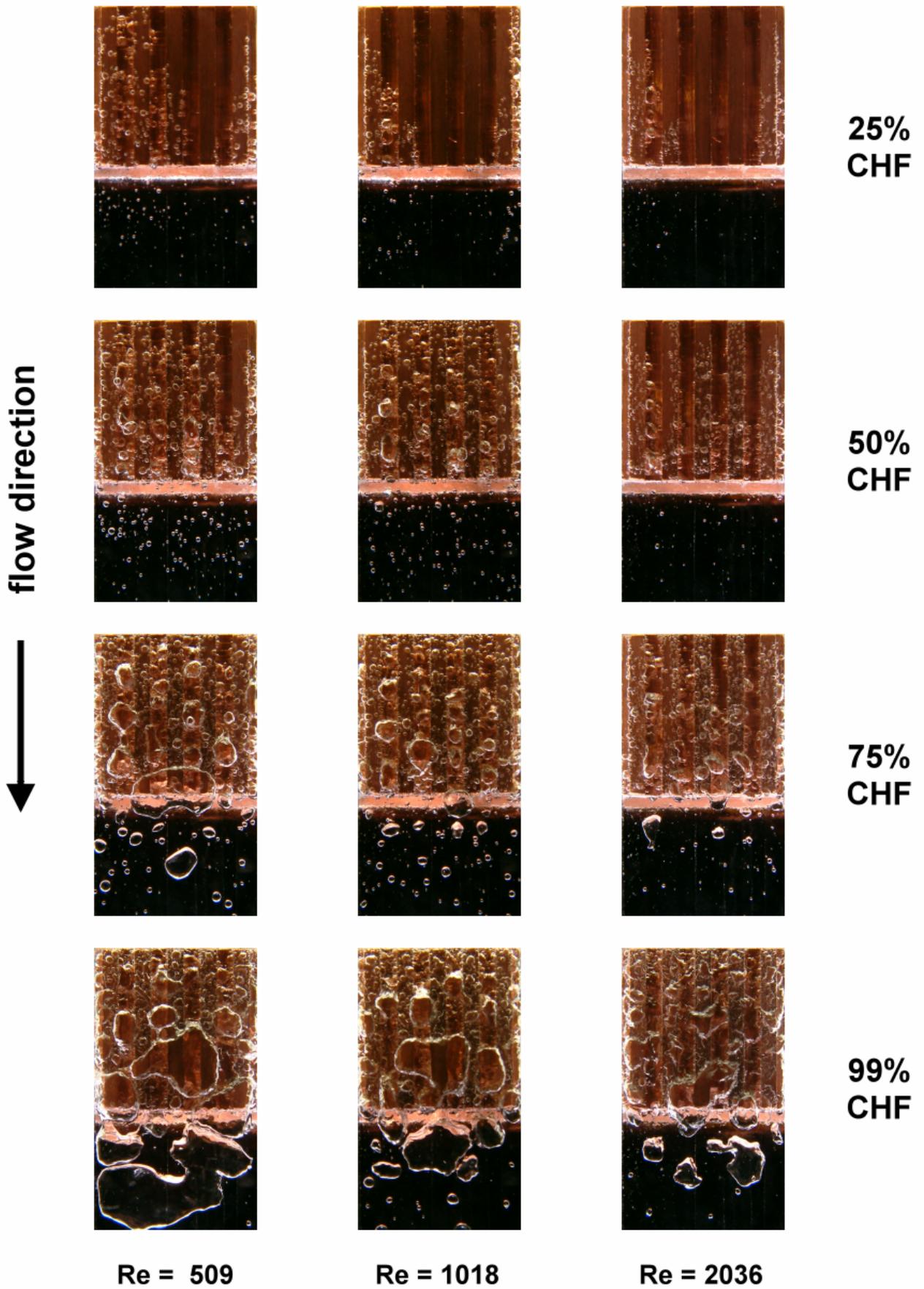


圖 4-5(a) 鰭片加熱面在次冷度  $\Delta T_{\text{sub}} = 30^\circ\text{C}$  時，不同雷諾數之流譜圖。

$$\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$$

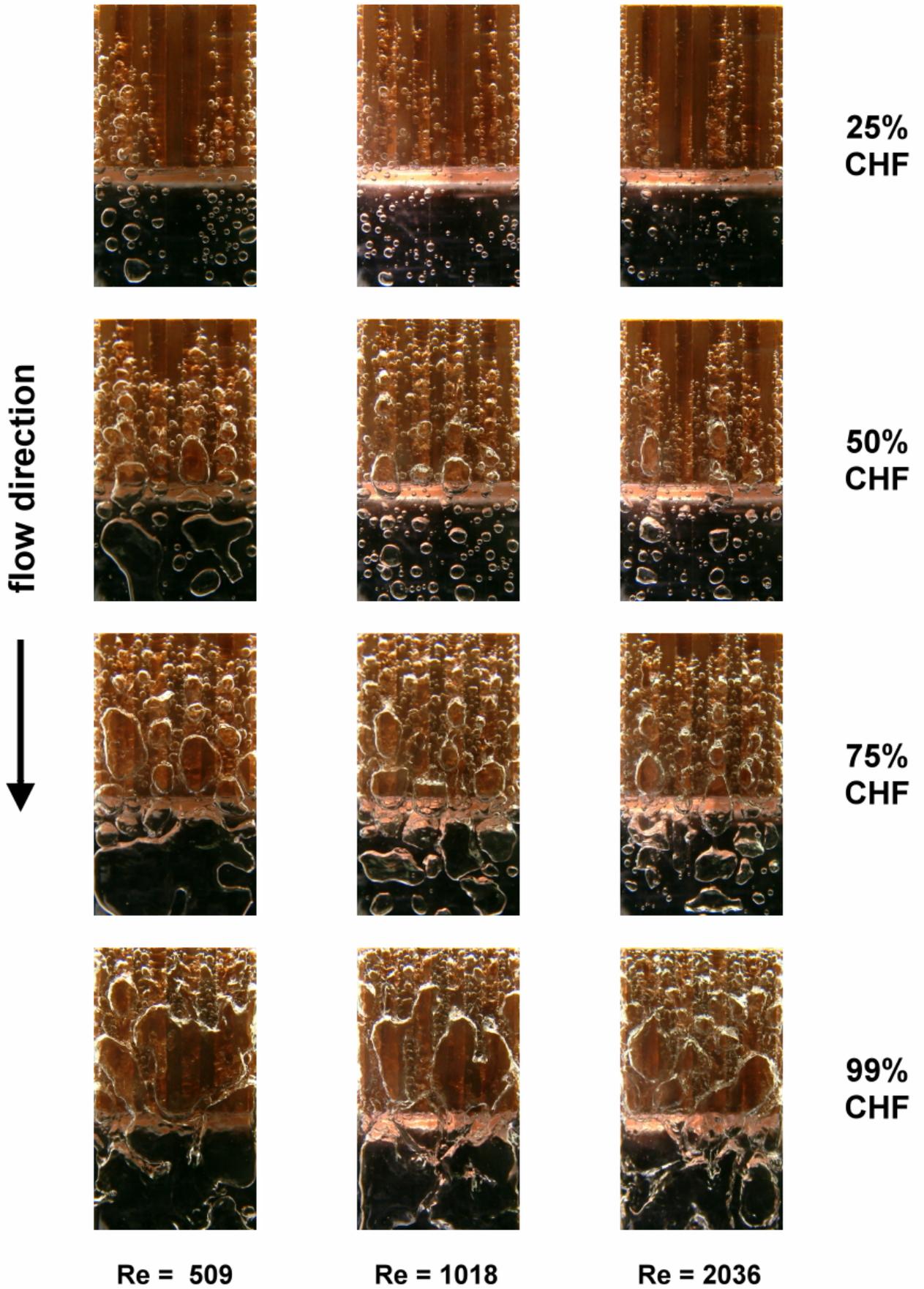


圖 4-5(b) 鰭片加熱面在次冷度  $\Delta T_{\text{sub}} = 20^{\circ}\text{C}$  時，不同雷諾數之流譜圖。

$$\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$$

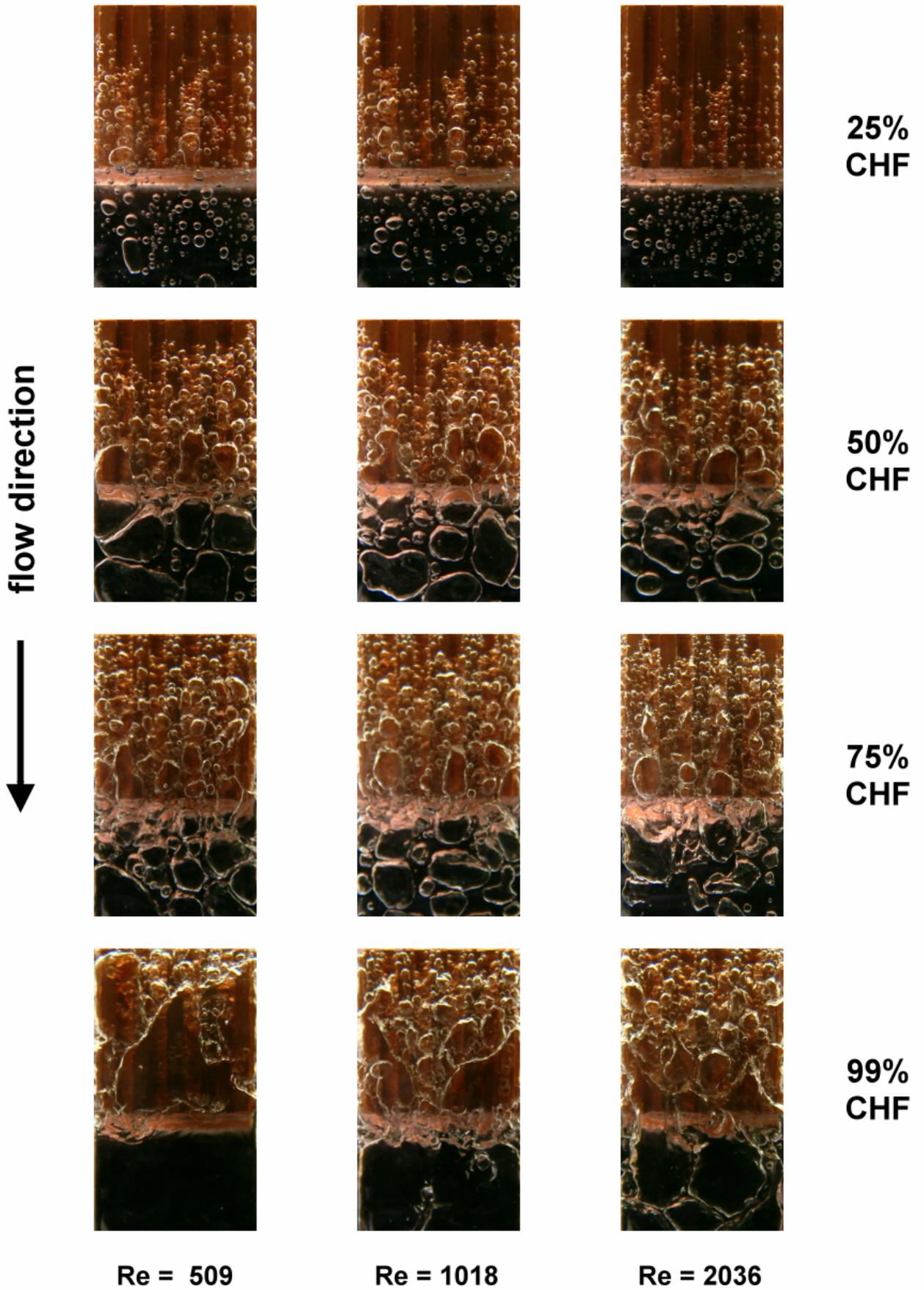


圖 4-5(c) 鰭片加熱面在次冷度  $\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$  時，不同雷諾數之流譜圖。

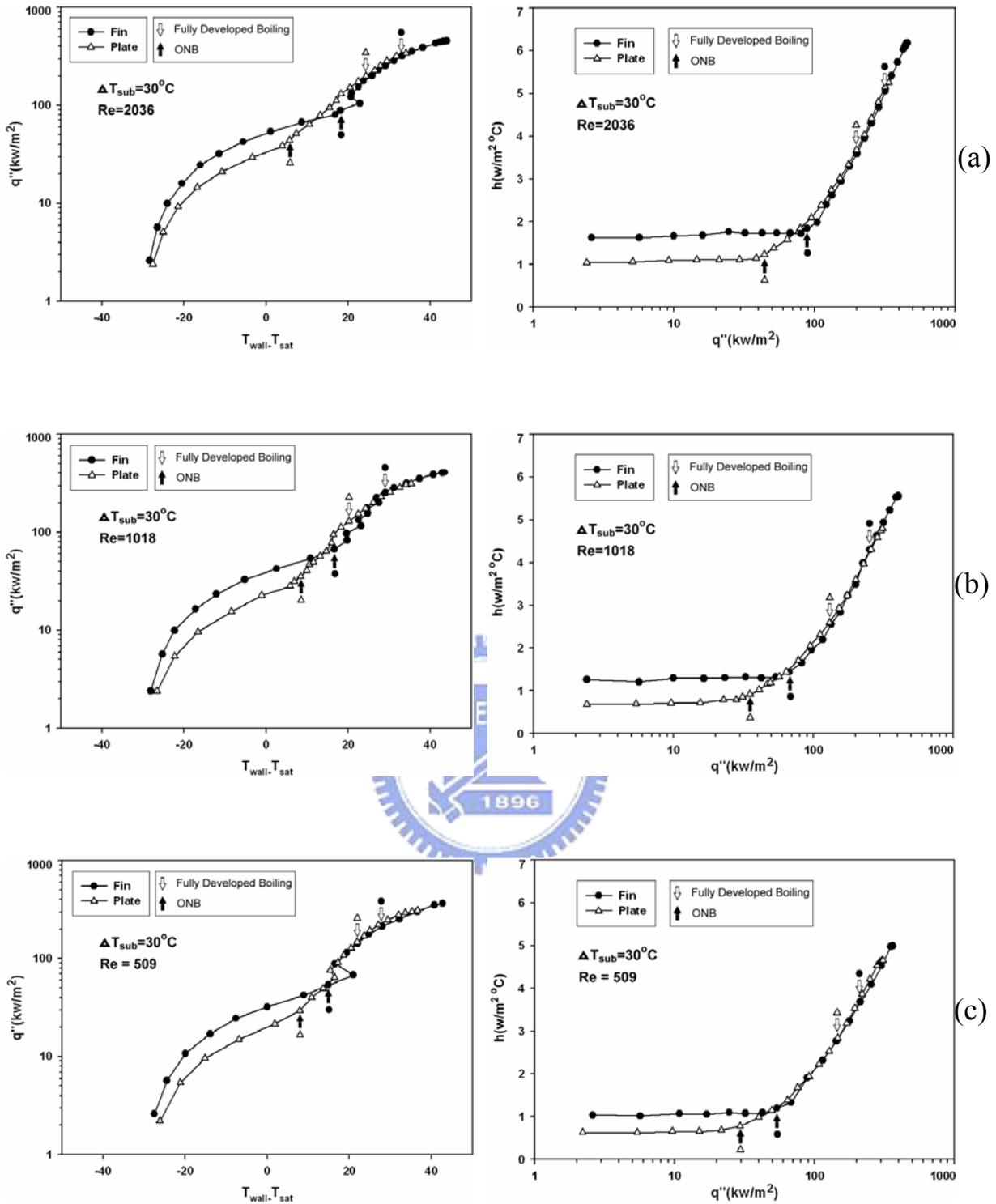


圖 4-6 平滑與鍍片加熱面之沸騰曲線與熱傳係數比較圖，

(a)  $\Delta T_{sub}=30^{\circ}\text{C}$  ,  $Re=2036$  ; (b)  $\Delta T_{sub}=30^{\circ}\text{C}$  ,  $Re=1018$  ; (c)  $\Delta T_{sub}=30^{\circ}\text{C}$  ,  $Re=509$  。

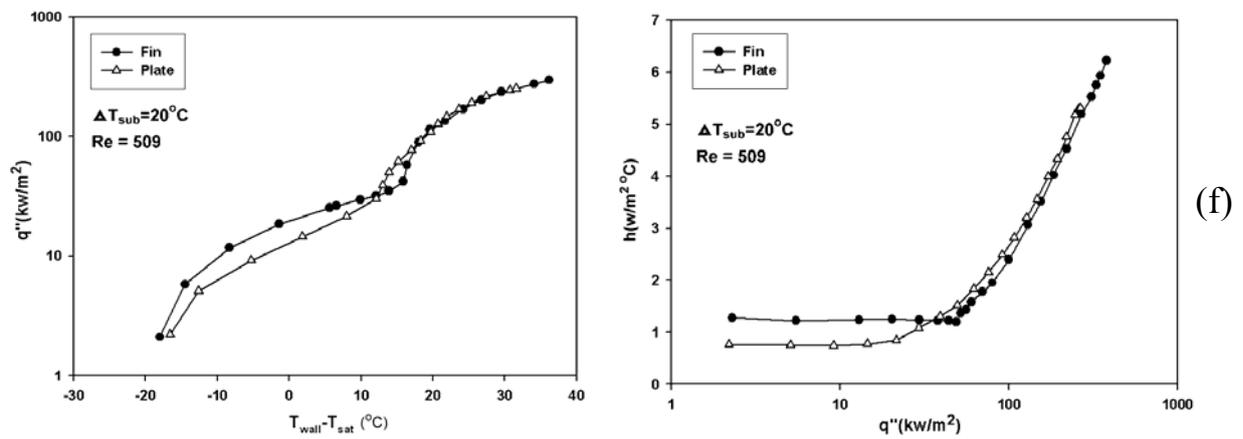
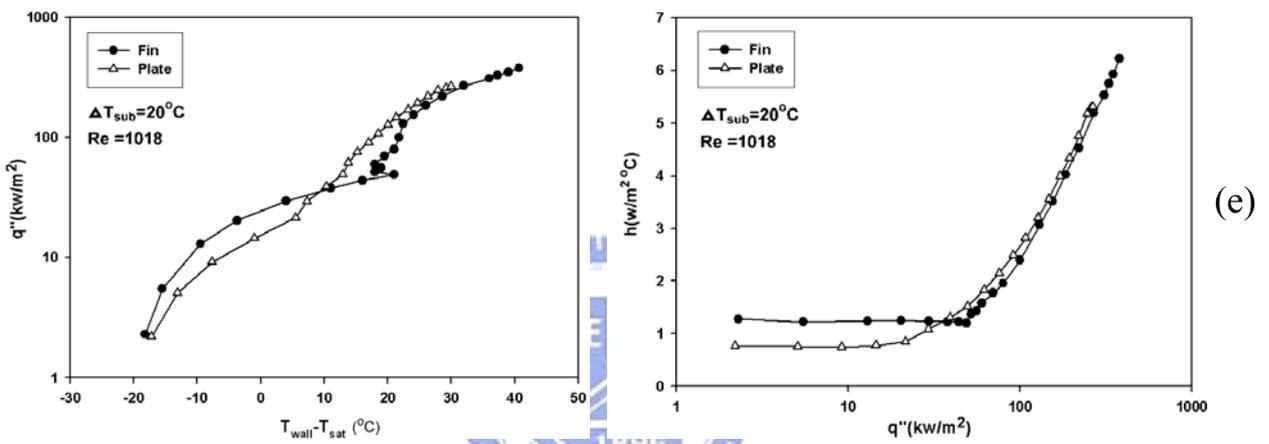
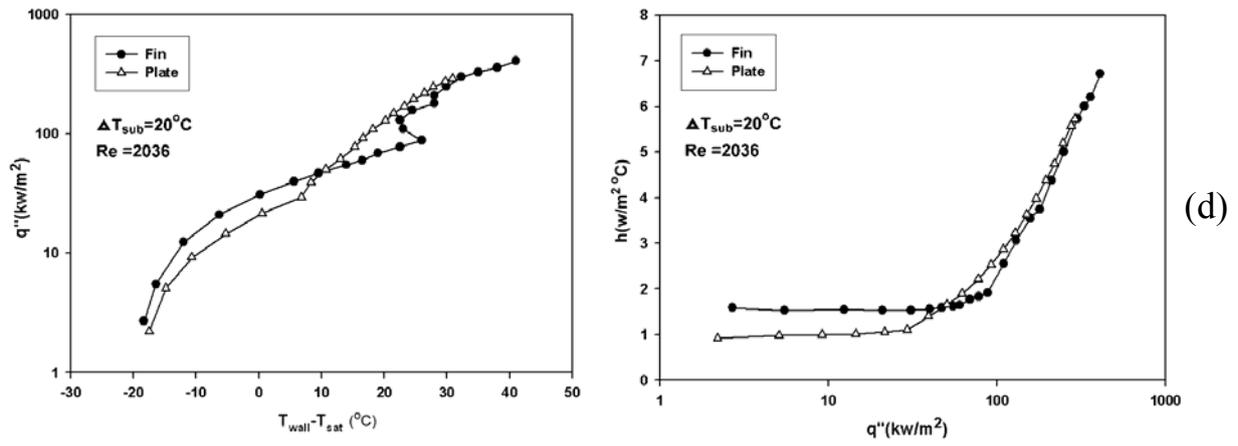


圖 4-6 平滑與鍍片加熱面之沸騰曲線與熱傳係數比較圖，

(d)  $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$  ,  $\text{Re} = 2036$  ; (e)  $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$  ,  $\text{Re} = 1018$  ; (f)  $\Delta T_{\text{sub}} = 20^\circ\text{C}$  ,  $\text{Re} = 509$  。

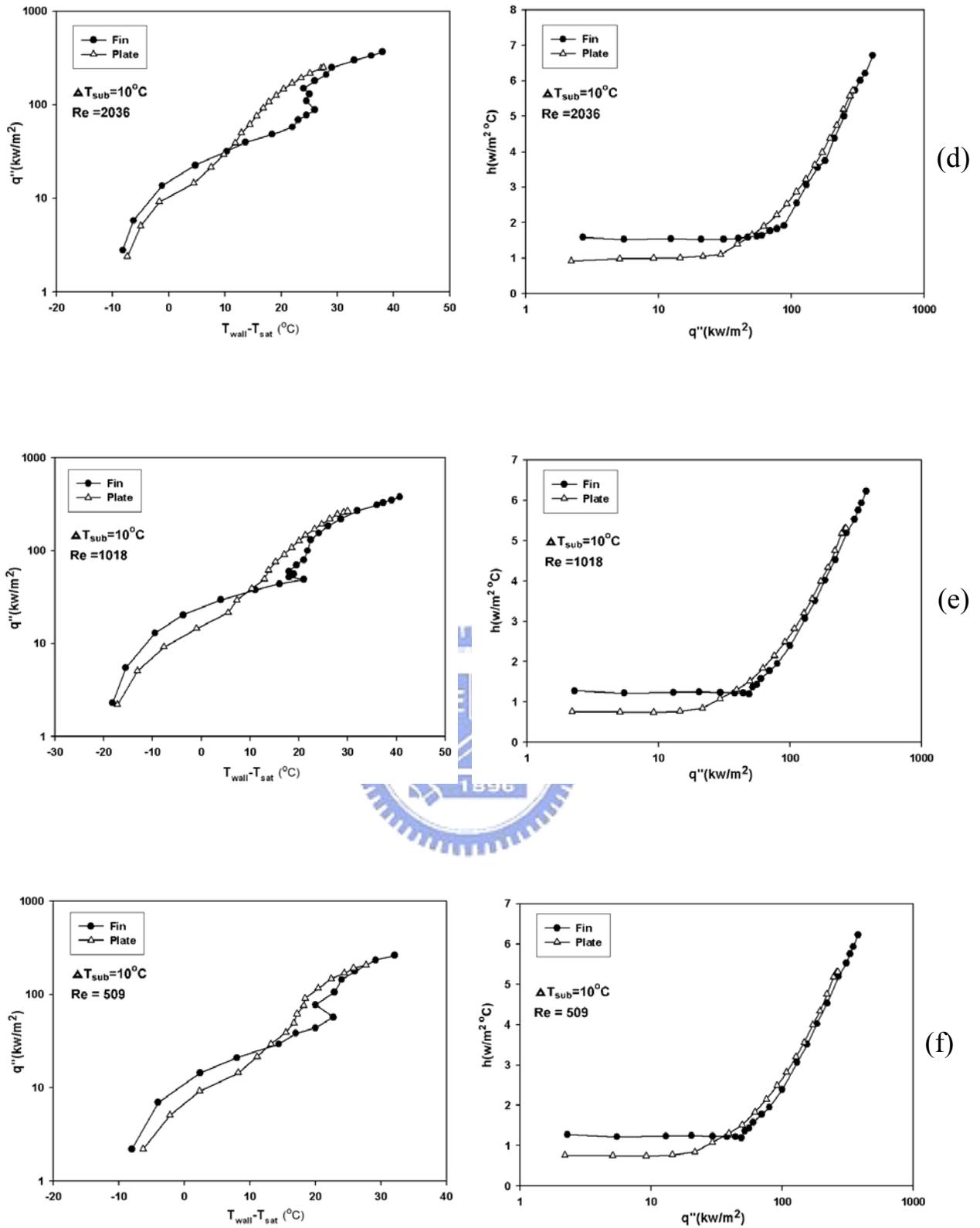


圖 4-6 平滑與鰭片加熱面之沸騰曲線與熱傳係數比較圖，  
 (g)  $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$  ,  $Re = 2036$  ; (h)  $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$  ,  $Re = 1018$  ; (i)  $\Delta T_{sub} = 10^\circ\text{C}$  ,  $Re = 509$  。

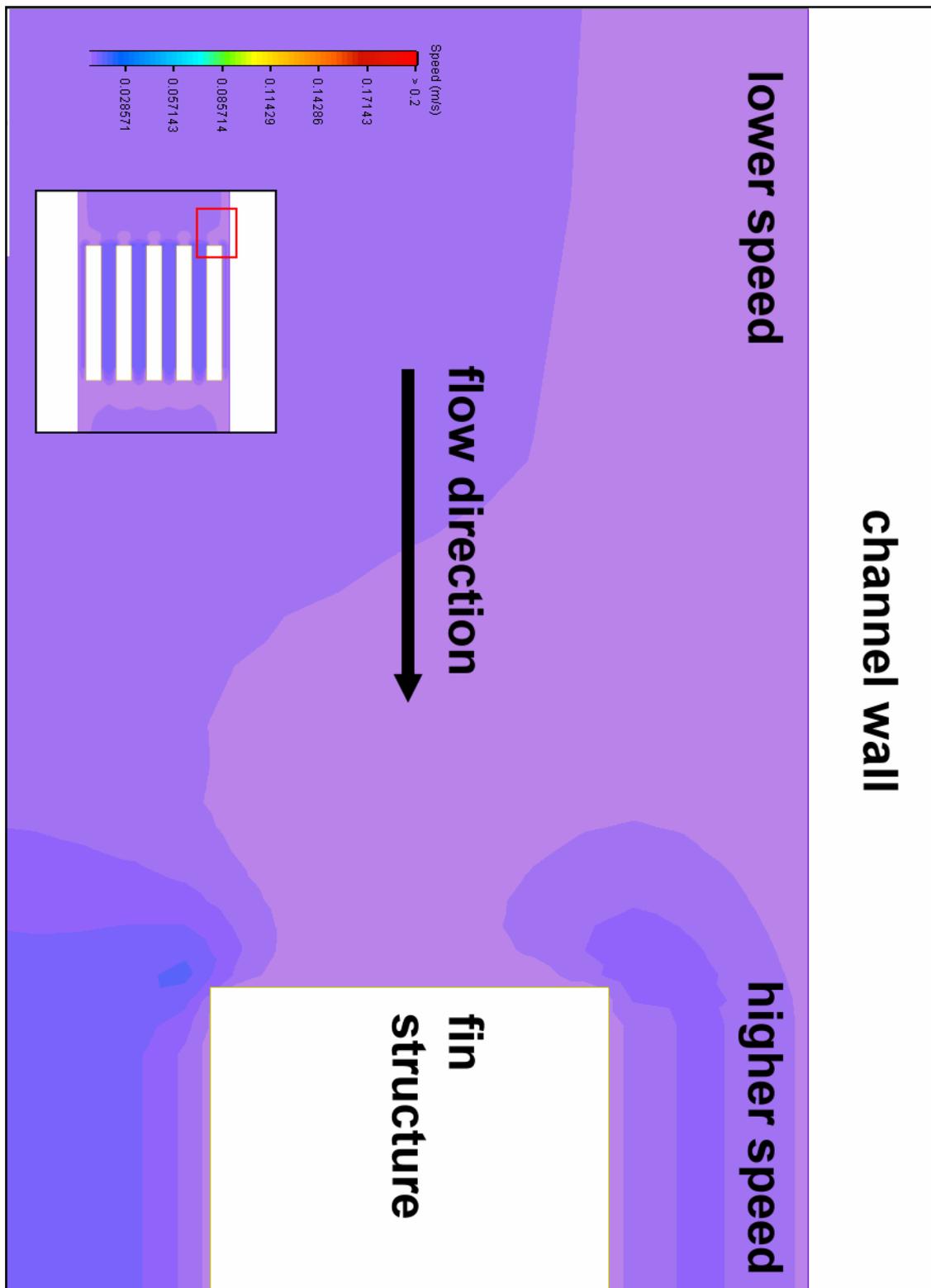


圖 4-7 電腦模擬鰭片加熱面邊界處之流速分佈俯視圖(Re=2036)。

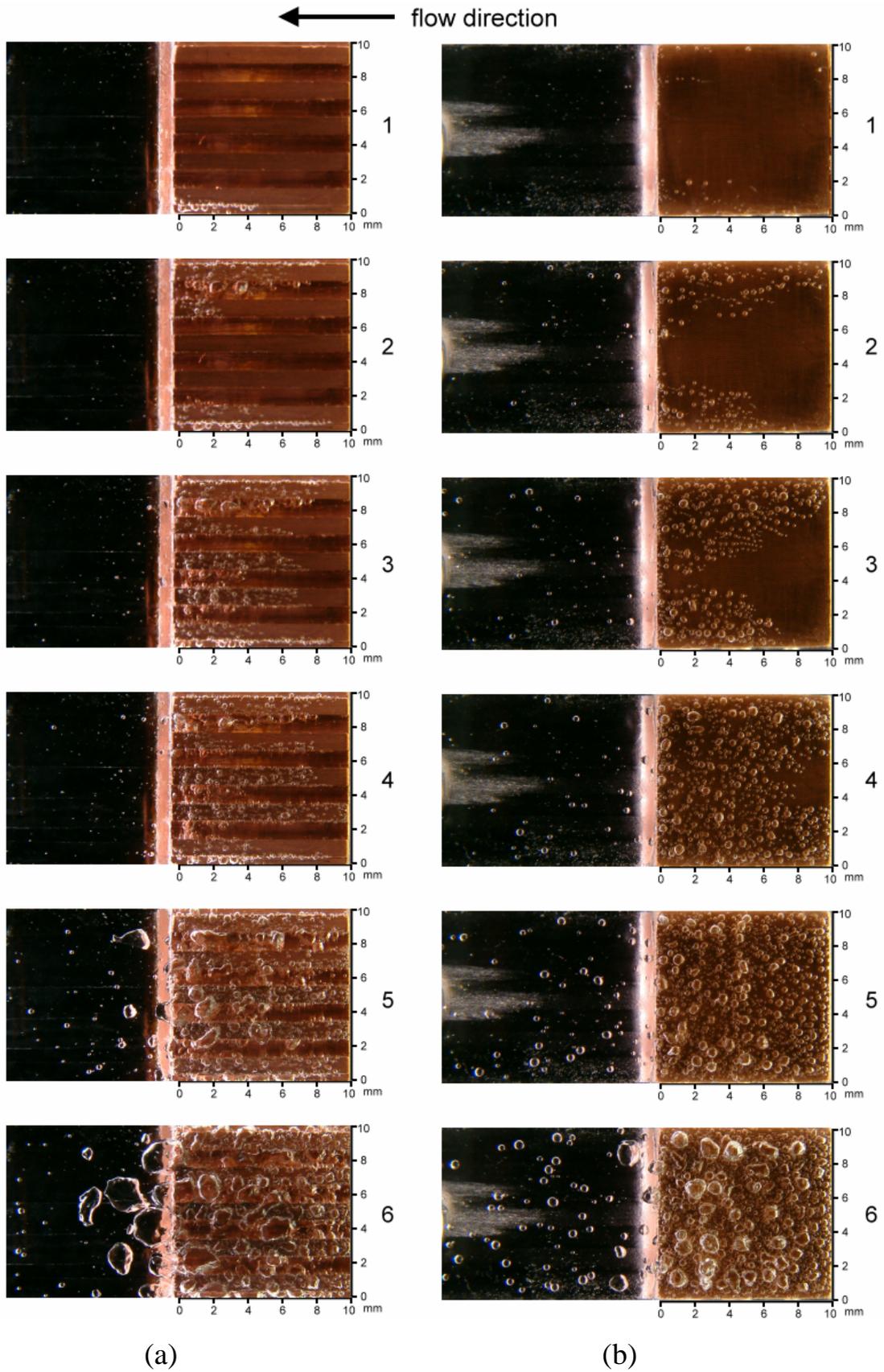
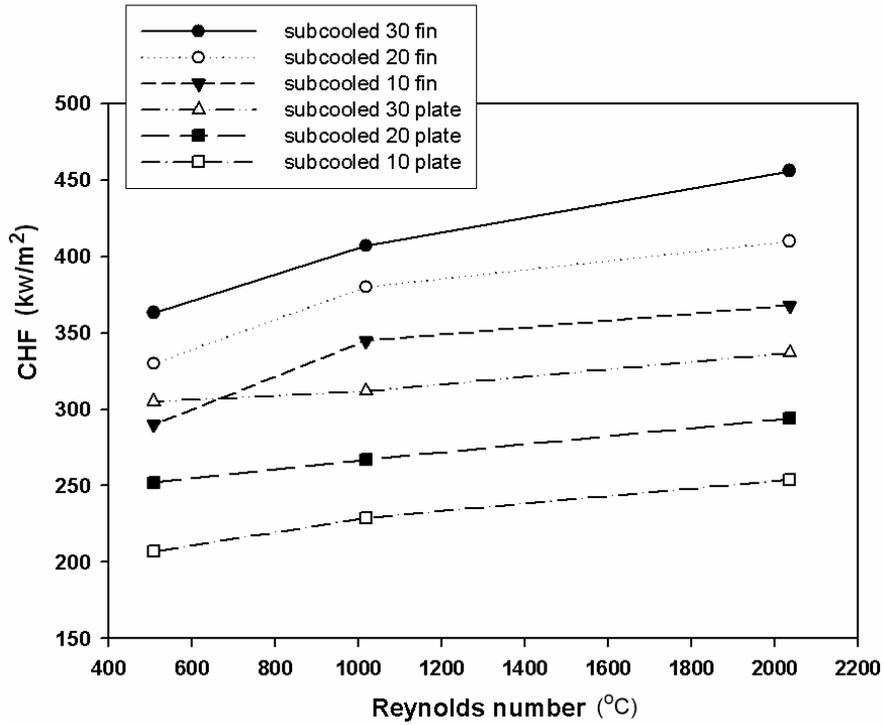
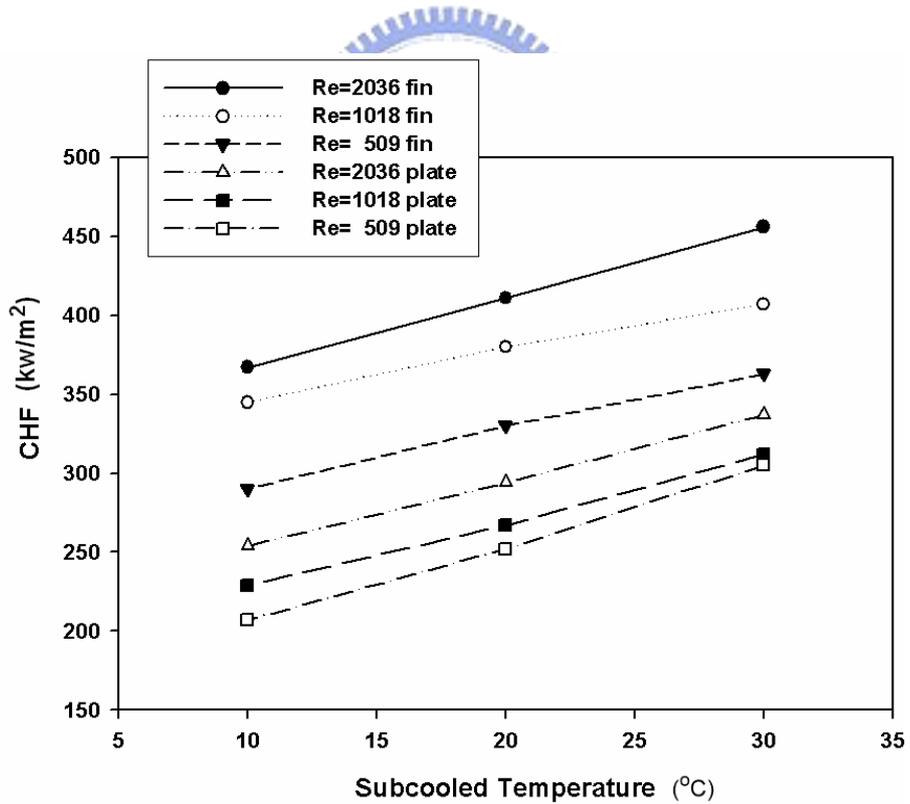


圖 4-8  $\Delta T_{\text{sub}}=30^{\circ}\text{C}$ ， $\text{Re}=2036$  時，(a) 鰭片加熱面與 (b) 平滑加熱面之沸

騰流譜圖。



(a)



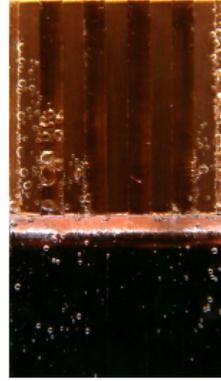
(b)

圖 4-9 鰭片加熱面與平滑加熱面之臨界熱通率分佈圖，(a)橫座標為雷諾數；(b)橫座標為次冷度。

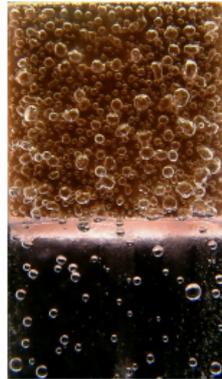
$\Delta T_{sub}=30^{\circ}\text{C}$

$Re = 2036$

flow direction



25%  
CHF



50%  
CHF



75%  
CHF



99%  
CHF

Plate

Fin

圖 4-10 平滑與鰭片加熱面在  $\Delta T_{sub}=30^{\circ}\text{C}$ ， $Re=2036$  時之流譜圖比較。

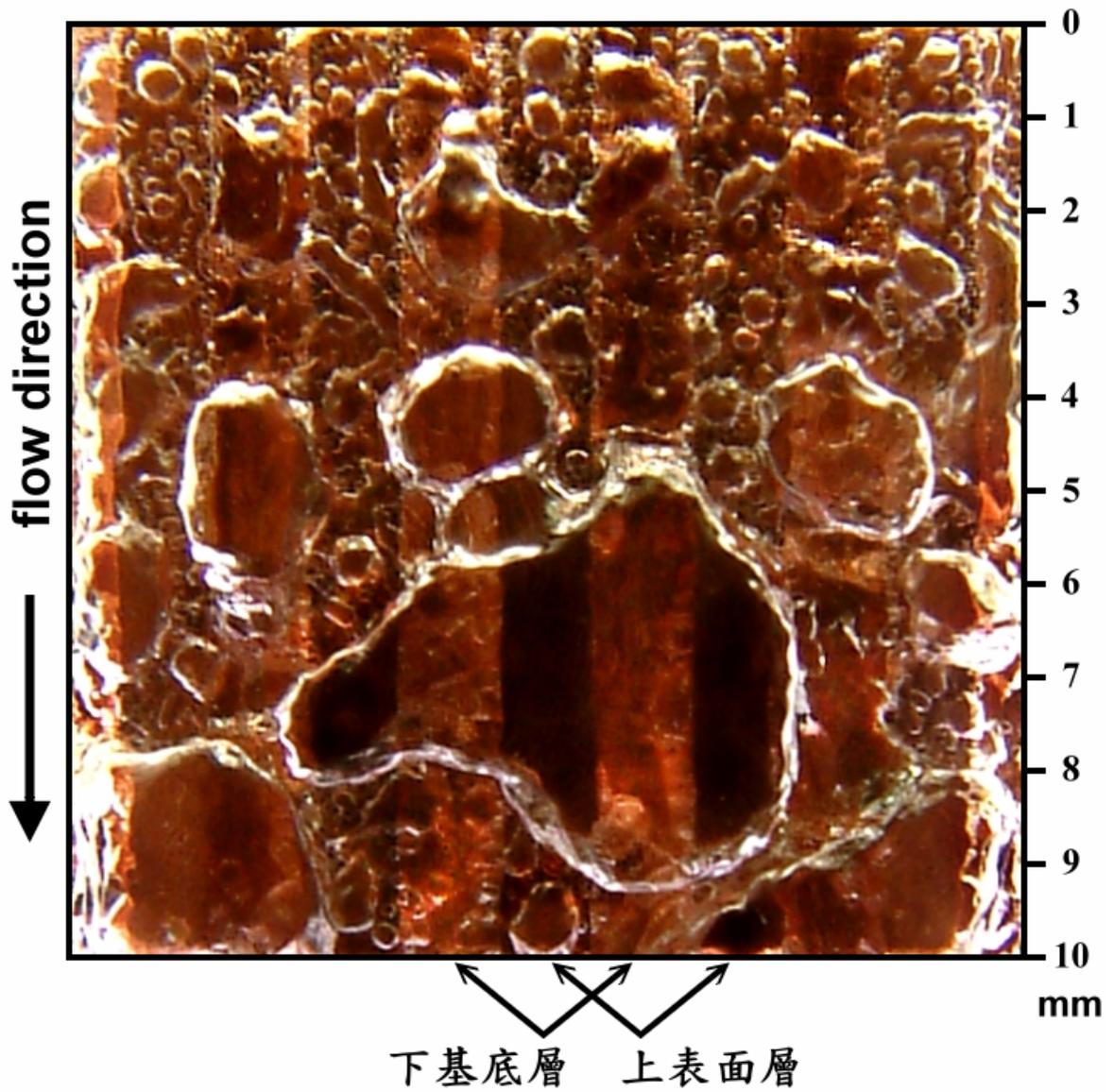


圖 4-11 鰭片加熱面在接近臨界熱通率時之氣泡發展細部圖。

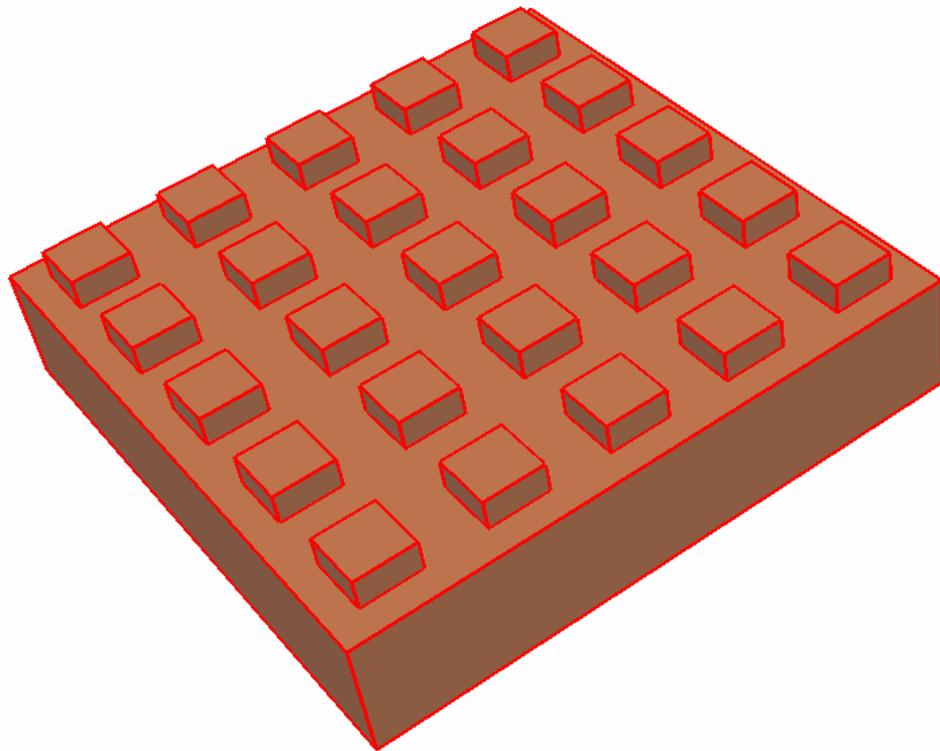
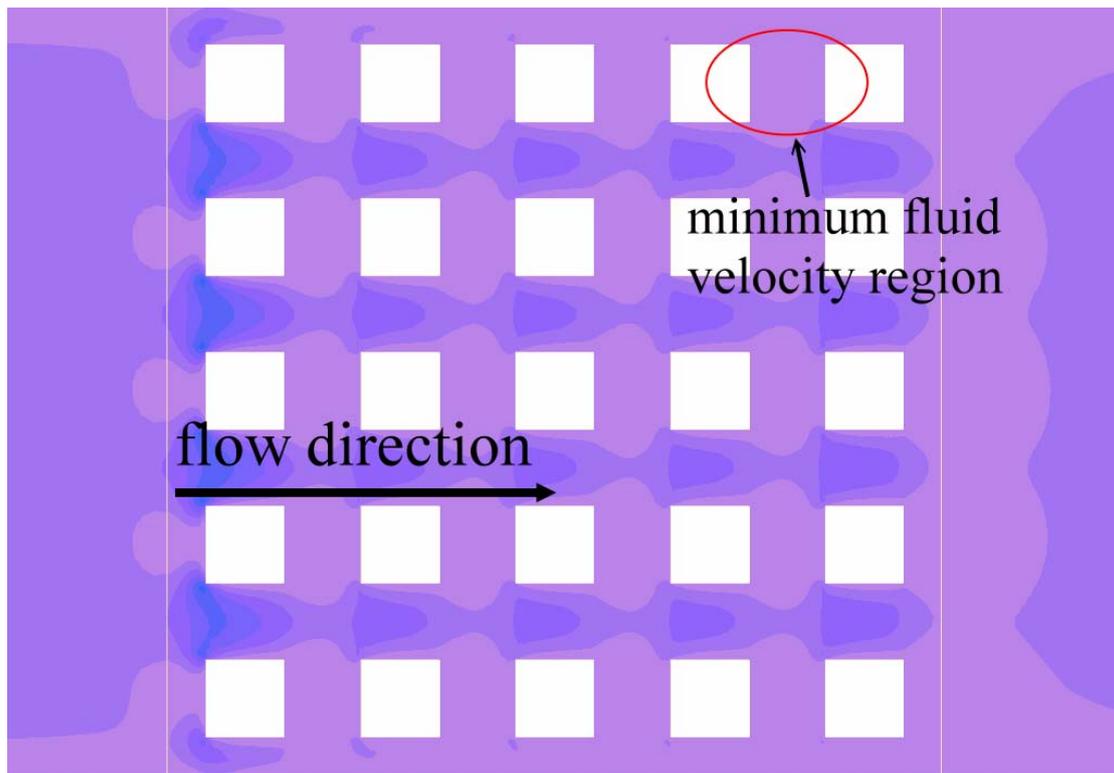
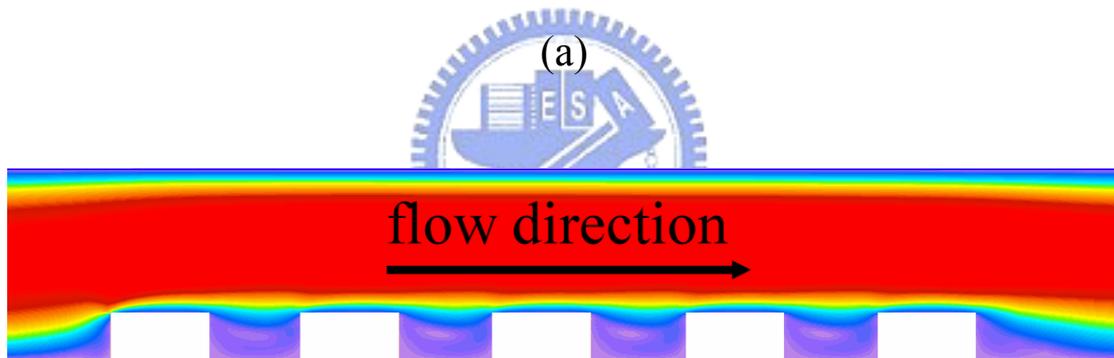


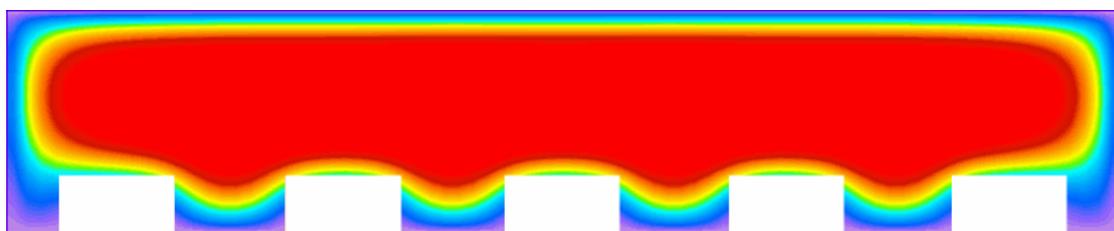
圖 4-12 加熱面鰭片結構之最佳化設計範例。



(a)



(b)



(c)

圖 4-13 栓柱狀鰭片結構之流場模擬分析，(a)加熱面上視剖面圖；(b)

側視剖面圖；(c)正剖面圖。

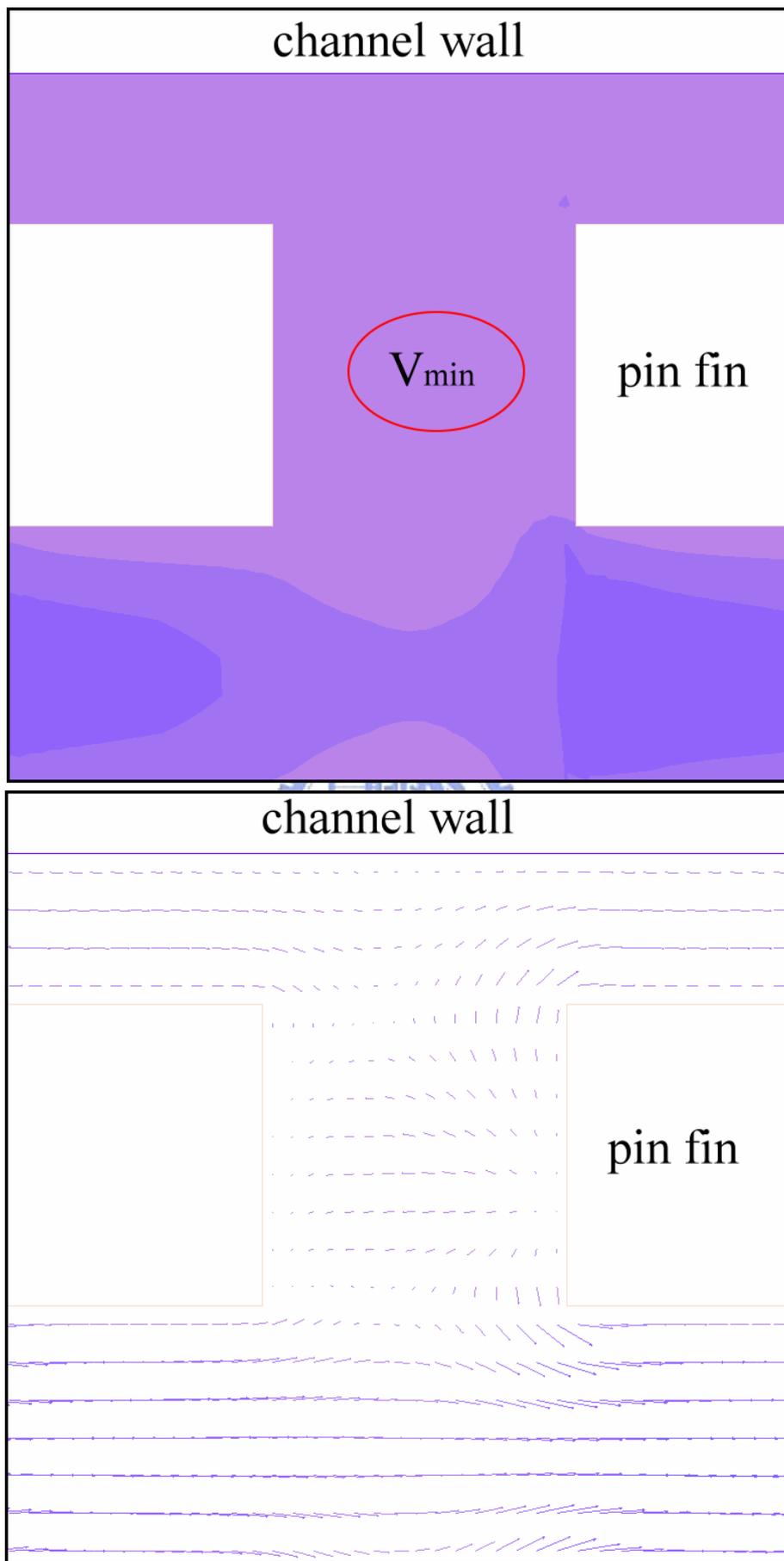


圖 4-14 (a) 栓柱狀鰭片上短溝槽結構處之流場放大模擬分析上視圖。

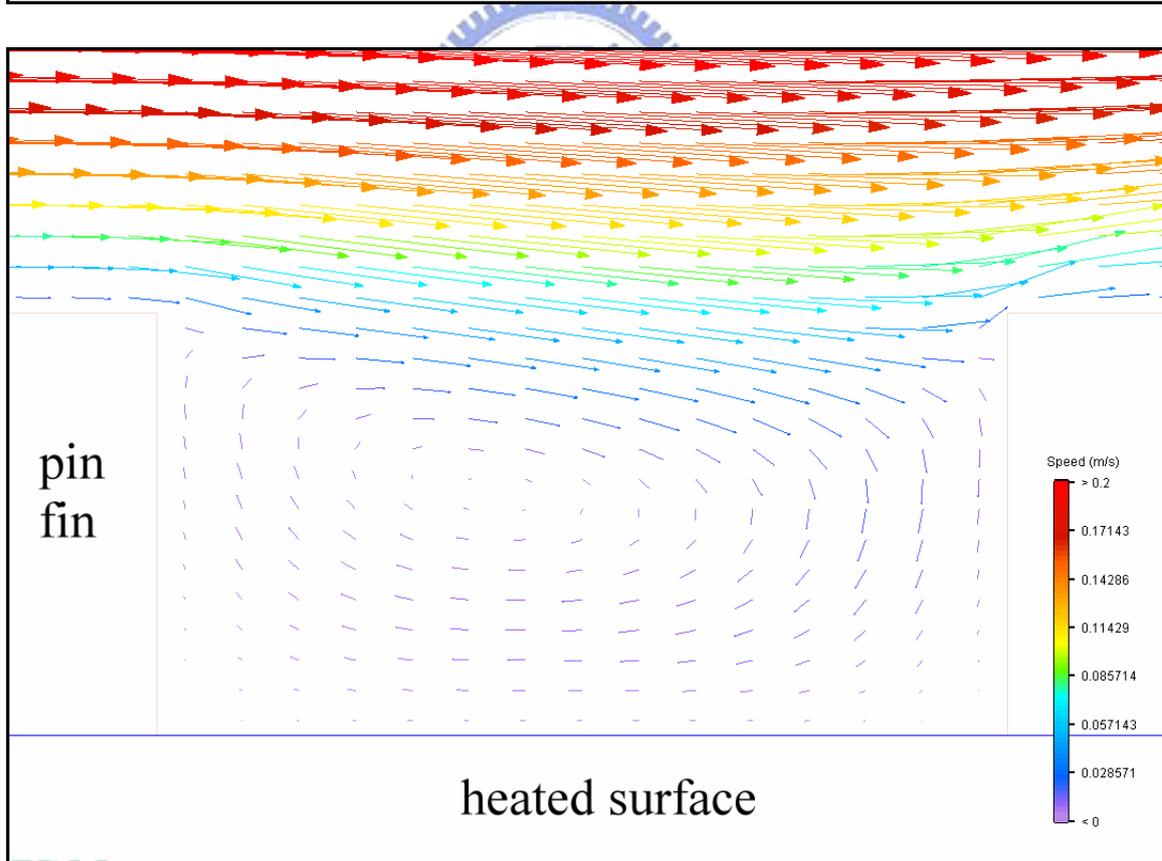
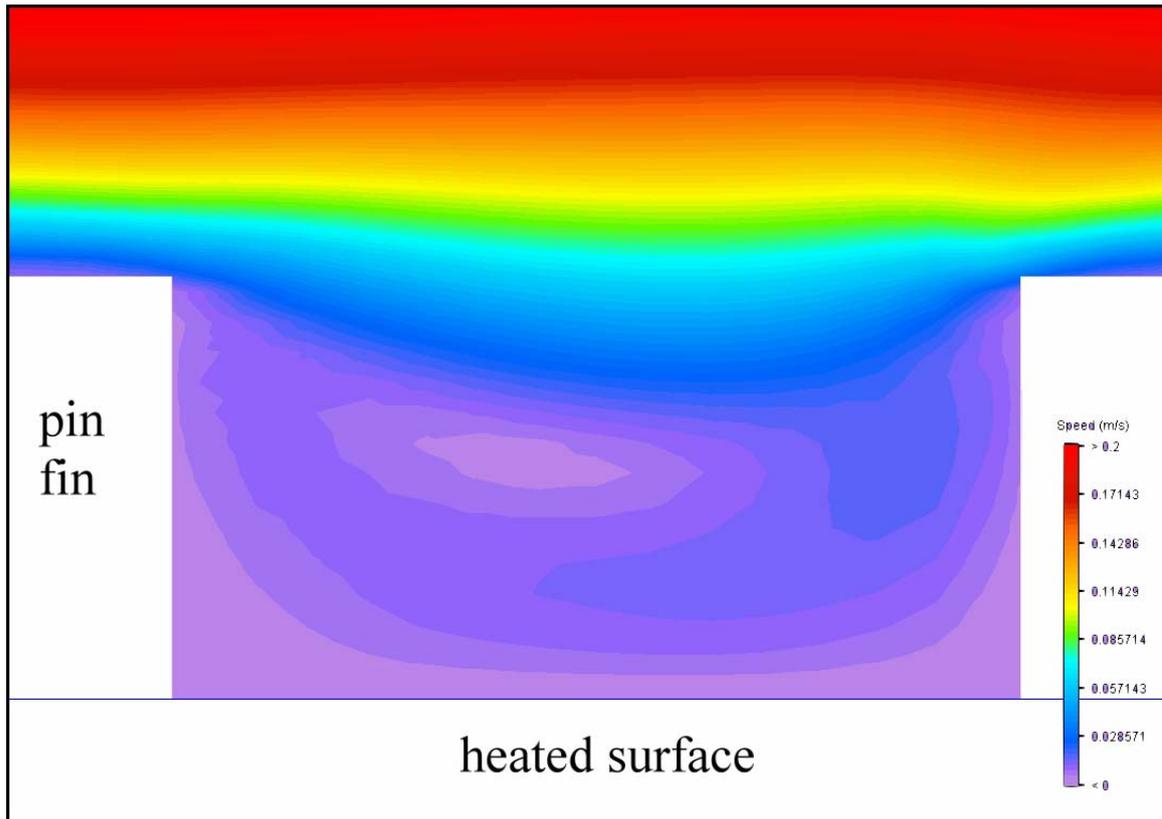


圖 4-14 (b) 栓柱狀鰭片上短溝槽結構處之流場放大模擬分析側視圖。

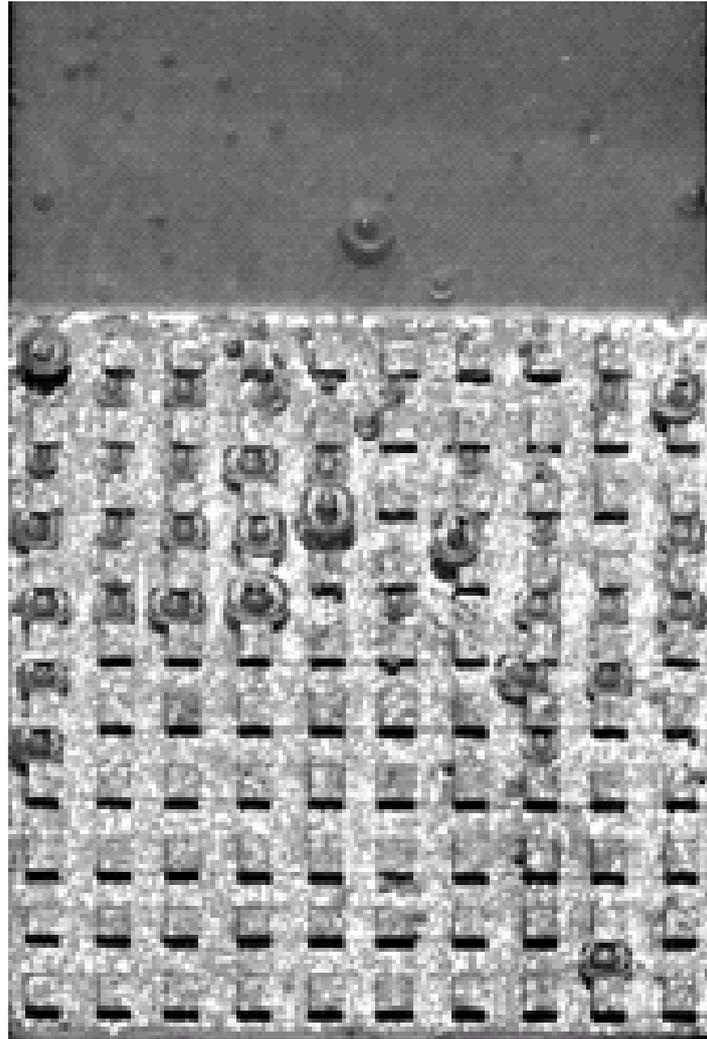


圖 4-15 Yu 等人以栓柱狀加熱面在池沸騰熱傳中，自然對流狀態下所觀測到之沸騰氣泡起始發展流譜圖。

## 第五章 結論與展望

本論文以實驗方法探討介電液 FC-72 於水平矩形狹窄流道內，完全發展流動的狀態下，平滑加熱面與鰭片加熱面之之沸騰熱傳與氣泡特性。實驗的操作條件設定在一大氣壓，測試範圍在雷諾數 500~2000，次冷度在 10°C 至 30°C。實驗結果歸納如下：

1. 在單相熱傳區固定流體流速而改變次冷度時，加熱面壁溫隨流體次冷度增高而降低，且差異頗大；熱傳係數隨次冷度改變而產生的差異則不大，且隨熱通量提昇所增加之幅度亦相當低。
2. 在單相熱傳區固定流體次冷度而改變流速時，加熱面壁溫隨流速增加而降低；熱傳係數則隨流速增加而提高，但隨熱通量增加之幅度如改變次冷度時同樣不明顯。
3. 流體次冷度與流速對加熱壁面溫度的影響在部份發展核沸騰區逐漸減低，到了完全發展核沸騰區則幾乎失去影響力。在核沸騰熱傳區相同的加熱通率下熱傳係數差異不大，隨次冷度的增加則使熱傳係數降低。
4. 核沸騰的起始主要受到加熱壁溫與流速所影響，流速相同的情況下，沸騰起始會固定在特定的加熱壁溫下而不受其他改變參數所影響。
5. 臨界熱通率隨次冷度與流速的增加而升高，但流速的改變對其影

響較小。

6. 小間隙的狹窄流道會影響沸騰的起始現象，使得沸騰延遲現象減小，而沸騰曲線較為平滑。
7. 小間隙的狹窄流道在低次冷度時會使臨界熱通量大幅減低，但在高次冷度時則影響不大。
8. 流速對成核址密度與生成氣泡之尺寸影響不大，相對的次冷度的增加會導致成核址密度與生成氣泡尺寸的減小。
9. 鰭片加熱面之熱傳係數在單相熱傳區較平滑加熱面高出許多，且鰭片加熱面達到臨界熱通率前可承受的壁面溫度較高，其沸騰機制與平滑面並不相同，鰭片的結構使得氣膜較難在加熱表面發展，因此臨界熱通率也較平滑加熱面為高。
10. 針對流道間隙大小對沸騰起始模式之影響，在本實驗中是以軟體模擬分析以及文獻對照之方式驗證，未來可建立不同間隙大小之模組以實驗方式加以驗證，並建立間隙大小所對應起始模式之資料庫，相信對於沸騰起始模式目前尚無相關研究且了解有限之情形，會有一定的貢獻與突破。

## 參考文獻

1. 3M Company, Physical Properties Data, Private
2. Incropera, F. P., Kerby, J. S., Moffatt, D. F., Ramadhyani, S., 1986 "Convection Heat Transfer from Discrete Heat sources in a Rectangular Channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No.7, pp.1051-1058.
3. Maddox, D. E., Mudawar, I., 1988, "Single and Two-Phase Convective Heat Transfer from Smooth and Enhanced Microelectronic Heat Sources in a Rectangular channel", *Journal of Heat Transfer*, Vol.111, pp.1045-1052.
4. Heindel, T. J., Incropera, F. P., Ramadhyani, S., 1992, "Liquid Immersion Cooling of a Longitudinal Array of Discrete Heat Sources in Protruding Substrates: I - Single-Phase Convection", *Journal of Electronic Packaging*, Vol. 114, pp.55-62.
5. Gersey, C. O., Mudawar, I., 1992, "Effects of Orientation on Critical Heat Flux From Chip Arrays During Flow Boiling" *Journal of Electronic Packaging*, vol.114 pp.290-299.
6. Samant, K. R., Simon, T. W., 1989 "Heat Transfer From a Small Heated Region to R-113 and FC-72", *Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.111, pp.1053-1059.
7. Peng, X. F., Wang, B. X., 1995, Peterson, G. P., Ma, H. B., "Experimental Investigation of Heat Transfer in Flat Plates with Rectangular Microchannels", *Int. J. Heat Mass Transfer.*, Vol.38, No.1, pp.127-137.
8. Peng, X. F., Peterson, G. P., 1995, "The Effect of Thermofluid And Geometrical Parameters on Convection of Liquid through Rectangular Microchannels", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No.4, pp. 755-758.
9. Bergles, A. E., Rohsenow, M. W., 1963, "The Determination

- of Forced Convection Surface Boiling Heat Transfer,” 6<sup>th</sup> National Heat Transfer Conf., Paper 63-HT-22, Boston, 11-14, August.
10. Bergles, A. E., Bakhru, N., Shires, Jr., J. W., 1988 , “Cooling Of High Power Density Computer Components”, Report No. DSR 70712-60, Engineering Projects Lab, Massachusetts Inst. of Technology.
  11. Mudawar, I., Maddox, D. E., 1989, “Critical Heat Flux in Subcooled Flow Boiling of Fluorocarbon Liquid on a Simulated electronic Chip in a Vertical Rectangular Channel,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 2, pp. 379-394.
  12. Sturgis, J. C., Mudawar, I., 1998, “Critical heat flux in a long, rectangular channel subjected to one-sided heating — I. flow visualization,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp.1835-1847.
  13. Heindel, T. J., Ramadhyani, S., Incropera, F. P., 1992, “Liquid Immersion Cooling of a Longitudinal Array of Discrete Heat Sources in Protruding Substrates: II - Forced Convection Boiling”, *Journal of Electronic Packing*, Vol. 114, pp.63-70.
  14. Danielson, R. D., Tousignant, L., Bar-Cohen, A., 1987, “Saturated Pool Boiling Characteristics of Commercially Available Perfluorinated Insert Fluids.” *Proceedings of the 1987 ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, P. J Marto and I. Tanasawa. Eds., pp.419-430.
  15. You, S. M., Simon, T. W., Bar-Cohen, A., Tong, W., 1990, “Experimental Investigation of Nucleate Boiling Incipience with a Highly-Wetting Dielectric Fluid (R-113),” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.33, pp.105-117.
  16. Samant, K. R., Simon, T. W., 1986, “Heat Transfer From a Small High-Heat-Flux Patch to a Subcooled Turbulent Flow” *Proceedings of the AIAA/ASME Heat Transfer and Thermophysics Conf.*, Boston, MA.

17. Tso, C. P., Tou, K. W., Xu, G. P. , 2000, “Flow Boiling Critical Heat Flux of FC-72 from Flush-Mounted and Protruded Simulated Chips in a Vertical Rectangular Channel”, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 26, pp.351-365.
18. Zhang, H., Mudawar, I., Hasan, M. M., 2002, “Experimental assessment of the effects of body force, surface tension, and inertia on flow boiling CHF,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.4079-4095.
19. Palm, Bjorn.,2001,“Heat Transfer in Microchannels”, *Microscale Thermophysical Engineering*, Vol. 5, pp. 155-175.
20. Kandlikar, S. G. , 2002,“Fundamental Issues Related to Flow Boiling In Minichannels and Microchannels”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 389-407.
21. Wu, P.S.; Simon, T.W. ,1994,“Effects of Dissolved Gases on Subcooled Flow Boiling from Small Heated Regions with and without Streamwise Concave Curvature”, *Thermal Phenomena in Electronic Systems*, 1994. I-THERM IV. *Concurrent Engineering and Thermal Phenomena.*, InterSociety Conference on, pp. 23-31
22. Thorncroft, G. E., Klausner, J. F., Mei, R. ,1998, “ An Experimental Investigation of Bubble Growth and Detachment in Vertical Upflow and Downflow Boiling”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp.3857-3871.
23. Gersey, C. O., Mudawar, I., 1995, “Effects of Heater length and orientation on the trigger mechanism for near-saturated flow boiling critical heat flux — I. Photographic study and statistical characterization of the near-wall interfacial features,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.38, No.4, pp.629-641.
24. Christopher, S. J., Mudawar, I., 1999, “Critical heat flux in a long, rectangular channel subjected to one-sided heating — I. flow visualization,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp.1835-1847.

25. Moffat, R.J., 1988, "Describing The Uncertainties in Experimental Results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.1, pp.3-17.
26. Collier, J. G., 1981, *Convective Boiling and Condensation*, McGraw-Hill, New York.
27. Rohsenow, W. M., 1985, *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, and E. N. Ganic, eds., Section 12, McGraw-Hill, New York.
28. Anderson, T.M., Mudawar, I., 1989. Microelectronic cooling by enhanced pool boiling of a dielectric fluorocarbon liquid. *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.111, pp.752-759.
29. Chang, J.Y., You, S.M., 1996. " Heater orientation effects on pool boiling of micro-porous-enhanced surfaces in saturated FC-72". *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.118, pp.937-943.
30. Jens, W. H., Lottes, P. A., "Analysis of Heat Transfer Burnout, Pressure Drop and Density Data for High Pressure Water", ANL-4627
31. Yu, C. K., Lu ,D. C., 2005, "Experimental Study of Pool Boiling on Micro-Pin-Fin Array Heat Sink in Saturated FC-72". Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology.

## 附錄一 晶片表面粗糙度

本實驗之晶片粗糙度由工研院材料所的表面粗糙度計 (Surfcorder, SE1700) 量測。粗糙度計的探針接觸待測物表面並於取樣點附近形有一段距離 (Sample Length,  $L$ )，對於所接觸的表面其顆粒大小也隨之記錄下來，其紀錄結果如下圖所示，其中  $y$  即為表面顆粒大小，單位為  $\mu\text{m}$ 。而在 Sample Length 中最大的顆粒為  $R_{\text{max}}$ ，最小的顆粒為  $R_{\text{min}}$ ，平均粗糙度  $R_a$  定義為：

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |y| \cdot dx$$

