

探討氟碳介電液在微小尺寸介質中的沸騰熱流特性 (3/3)

Investigation of Thermohydraulic Boiling Characteristics of FC Fluid in Micro-scale Media

計畫編號：NSC-90-2212-E009-011

執行期限：89年8月1日至90年7月31日

主持人：盧定昶 交通大學機械系 教授

一. 中文摘要

本計畫(三年期)為研究氟碳(FC)介電液應用於微電子元件的散熱方法。第一年已經建立一套介電液在平板表面的池核沸騰測試設備,以探討其核沸騰熱傳係數與熱通量及熱傳增強表面各參數的關係。第二年建立一套FC介電液在微小管道流動環路,探討介電液FC-72於水平微小管道內之蒸發熱傳係數與兩相流動壓降特性。第三年為延續前兩年之研究,深入探討兩相蒸發熱傳及壓降特性與熱通量、質流量、乾度、壓力與飽和溫度各參數的關係並發展FC介電液的兩相熱傳關係式。

第三年為探討FC介電液在1.3大氣壓時之蒸發熱傳係數與兩相流動壓降特性,並藉由拍攝流譜的方式來探討兩相蒸發的熱傳機制。測試段包含內徑為4.35mm及3.17mm之水平光滑圓管,實驗的測試範圍為質通量 $G=250-400\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$,熱通量為 $2.5-10\text{kW/m}^2$ 。結果顯示內徑為3.17mm的平滑管在質通量 $G=250\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ 時,熱傳係數高於4.35mm管;而在 $G=300\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ 的低乾度區域時,內徑為3.17mm的平滑管的熱傳係數高於4.35mm管,高乾度區域則因為3.17mm平滑管內乾涸的現象較嚴重反而導致熱傳係數低於4.35mm;在 $G=400\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ 時,內徑為3.17mm的平滑管的熱傳係數均低於4.35mm管。壓降均隨著乾度、熱通量、質通量的增加而增加,而摩擦壓降亦隨著管徑的縮小而增加。經由流譜的可視化得知,在乾度為0.1時,三種質通量流譜的型態為波浪-塊狀流(Wavy-Slug Flow),而隨著乾度的增加,流譜的型態均轉換為環狀流(Annular Flow)。而在乾度為0.7時,可看出流譜均有乾化的現象,幾乎僅剩一層液膜。本研究並發展了一個修正的兩相熱傳關係式:

$$\ln\left(\frac{h_{sp}}{h_{lo}}\right) = -2.76 + 0.72 \ln\left(\frac{1}{X''^{0.9}} \cdot M\right)$$

Abstract

The objective of this project (three-year period) is to conduct specific cooling techniques of micro-electronic components. In the first year, a pool nucleate boiling apparatus with FC dielectric fluid on Flat-plate surfaces has been established. The analysis of the nucleate boiling heat transfer coefficients with different parameters such as heat flux and enhanced-surface geometric has been investigated. In the second year, we establish a closed-loop with FC fluid flowing through micro-tubes in order to observe evaporative thermo-hydraulic characteristics. In the third year of this project, investigations of the relationship of heat transfer coefficient and pressure drop between the heat flux, mass flux, qualities, saturated pressure and saturated temperature were presented.

In the third year, we investigated the evaporative heat transfer coefficient and pressure drop characteristics of dielectric liquid FC-72 at 1.3 atm in horizontal small-diameter circular tubes, as well as the flow patterns. The test sections are two smooth tubes, with 3.17mm and 4.35mm inner diameter respectively. Experiments were carried out for mass flux from 250 to 400 kg/m²·s, and imposed heat flux from 2.5 to 10 kW/m².

The results showed that at mass flux $G=250\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$, the heat transfer coefficient of tube 3.17mm was higher than that of tube 4.35mm. At mass flux $G=300\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$, in the low quality region, the heat transfer coefficient of the tube 3.17mm was also higher than that of tube 4.35mm. In the high quality region, the heat

transfer coefficient of tube 3.17mm was lower than that of tube 4.35mm because of the dryout of tube 3.17mm. At mass flux $G = 400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, heat transfer coefficient of tube 3.17mm was lower than that of tube 4.35mm.

Pressure drop was shown to rise with higher quality, mass flux and heat flux. Frictional pressure drop was also increased by the decreasing of the test section inner diameter.

At low quality of 0.1, the flow pattern was wavy-slug flow. By increasing of the quality, the flow pattern changed into annular flow. At quality of 0.7, the flow pattern was shown to approach dryout.

This thesis also developed a correlation of the two-phase heat transfer coefficient as:

$$\ln\left(\frac{h_p}{h_{lo}}\right) = -2.76 + 0.72 \ln\left(\frac{1}{X_{tt}^{0.9}} \cdot M\right)$$

二. 計劃緣由與目的

目前電子產業的發展趨勢已朝向微電子元件技術推進，在此前題之下勢必要縮小電子元件的幾何尺寸，而且電晶體與電路的密度和電子晶片的運算速度快速地增高，導致所散發出來的熱通量隨之增加。在微電子元件的傳統冷卻方法，主要是以風扇與散熱鰭片產生強制空氣對流與元件作熱交換，但受限於氣體的熱傳係數較差及風扇本身會對元件訊號產生干擾，因此必須發展新的冷卻方式以解決電子元件所面臨的高溫問題。當晶片散出的熱通量接近或超過 10^5 W/m^2 時，傳統的空氣冷卻技術已無法提供相等的散熱能力，因此應用直接液冷是必然的趨勢。對電子元件或其封裝體直接熱交換的工作流體基本上要求化學穩定、惰性、無毒、不可燃、低沸點及高介電性。目前已開發成功的氟碳化合物 FC 系列介電液即符合上述的要求。

因此本研究的主要目的為研究介電液在微小管道熱交換器內的強制對流蒸發及壓降特性，同時觀察其流譜 (Flow Pattern)，藉以瞭解介電液在微小管道內流動熱傳機制，進而求得其兩相熱傳關係式，以供電子產業對微電子元件冷卻散熱設計的使用。

三. 文獻回顧

由於介電液 FC-72 為 3M 公司近幾年所生產之新產品，因此對於介電液 FC-72 在管內蒸發之研究相當缺乏。雖然介電液 FC-72 在管內蒸發之研究相當缺乏，但利用其他工作流體所進行之管內流動沸騰研究的文獻則相當豐富。Wu & Simon (1994)【1】以實驗的方式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。其結果顯示 FC-72 在含有不凝結氣及除氣後的狀況下，其沸騰曲線在低熱通量時會有明顯的差異，而在高熱通量時則會趨於一致。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%。Wattelet & Chato (1994)【2】測試冷媒 R12、R134a 及混合冷媒 R22/R124/R125 (52% / 33% / 15%) 在內徑 7.04mm 平滑管內之蒸發熱傳特性，依質通量的大小將流譜分為兩部分分別探討： $200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \leq G \leq 500 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 為環狀流， $25 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \leq G \leq 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 為層狀流。Yan & Lin. (1998)【3】以實驗方式觀察 R-134a 在直徑 2.0 mm 的微小管道的蒸發熱傳與壓降現象，研究加熱量、質通量、乾度及飽和溫度對熱傳及壓降的影響，並與大管道 ($Di \geq 8.0 \text{ mm}$) 之熱傳係數比較，發現微小管道的熱傳係數約比大管道的熱傳係數高出 30%~80%。

Taitel & Dukler. (1976)【4】及 Barnea et al. (1983)【5】所做兩相流譜之預測和研究，影響兩相流流譜的因素包括質量速度、乾度和管徑等項，而這些因素又和兩相流壓降有直接或間接的關係，所以探討兩相流壓降所應用的分析方法，依常見的流譜型式主要可分為兩種模式：一為分離流模式，另一為均質流模式。

在探討兩相流譜的領域內，首先必須針對兩相流譜型態的種類作詳細的瞭解。大部分的研究學者主要參考 Alvas(1954)【6】定義的流譜型態種類，分別為：氣泡流、柱塞流、平滑分離流、波浪分離流、塊狀流、環狀流以及分散流。Barajas & Panton(1993)【7】在探討接觸角的變化對於微小管道內兩相流譜分佈的影響研究中發現新的流譜型態，其分為溪流與多重溪流。

四. 研究方法

本研究使用之工作流體為介電液 FC-72，其基本熱物理性質如表一所示。介電液微小管道流動熱傳測試環路實驗設備如圖一所示。其主要的組成可分為五部分：介電液循環系統，測試段，電加熱系統，儲壓系統，冰水循環系統。介電液循環系統的組成元件包括：液汽貯存槽，過濾乾燥劑，介電液泵浦，電子式流量計，預熱系統。其中介電液由泵浦提供動力自液汽貯存槽流出，再由過濾乾燥劑過濾介電液中的懸浮雜質及水分，流經泵浦然後流入電子式流量計量取流量值，再由預熱系統加熱以控制介電液進入測試段的乾度，然後介電液進入測試段蒸發，最後返回液汽貯存槽，而形成一個循環系統。泵浦輸出介電液量為固定，介電液流量的控制由針閥及旁通迴路來控制，旁通迴路之功能為使小流量時仍能穩定，因而實驗便可完全由針閥來調整介電液流量大小。而管路因為長久的使用會產生雜質而使介電液泵浦及電子式流量計造成阻塞，故在介電液泵浦之前加裝過濾乾燥劑，用以過濾管路中的雜質；而為了瞭解進入測試段之介電液的狀態，在測試段之前加裝一視窗，用以觀察介電液為單相或兩相狀態。在流譜的觀測方面，則在測試段後方加裝一外徑為 7mm，內徑為 5mm 的可視化石英玻璃管，藉以觀察介電液在微小管道內的兩相流動情形。

測試段#1 如圖二所示，包含：(一) 測試圓管，為外徑 6.35mm、內徑 4.35mm、長為 0.5m 的光滑銅管，在管外側覆有電熱絲，用以提供加熱量；(二) 流譜可視化觀測系統為石英玻璃管，可觀測介電液於微小管道內的兩相流動現象。測試段及系統各部均包覆世紀龍 (Superlon) 用以絕熱，而測試段進出口裝設有壓力計，差壓計及電阻測溫器 (RTD) 分別量測測試段內介電液的壓力，壓降及出入口溫度，在測試圓管表面每隔 10cm 裝置熱電偶，用以量測測試圓管的表面溫度。測試段#2 如圖三所示，包含 (一) 兩根並排之水平圓管，為外徑 4.17mm、內徑 3.17mm、長為 0.25m 的光滑銅管，在管外側覆有電熱絲，用以提供加熱量；(二) 在預熱段進測試段之前設計一個集液槽，讓介電液在集液槽中達到滿溢後再流經測試段，以確保兩根平行之水平圓管內的介電液流量趨於一致。測試段包覆 8cm 厚的陶瓷棉而系統各

部均包覆陶瓷棉及世紀龍 (Superlon) 用以絕熱，在測試段進出口同樣裝設有壓力計，差壓計及電阻測溫器 (RTD) 分別量測測試段內介電液的壓力，壓降及出入口溫度，在兩根測試圓管表面距離前後各 8cm 處對稱的裝置熱電偶，用以量測測試圓管的表面溫度。

理論分析

介電液進入測試段前，其初始乾度 x_{in} 可由預熱器 (Preheater) 中介電液與加熱功率之能量平衡而求得。而介電液進入預熱器之前為次冷液體 (Subcooled Liquid) 狀態，其預熱器供給介電液的熱量為 $Q_{pre} = I_{pre} \cdot V_{pre}$ ，其中 I_{pre} 為電流， V_{pre} 為電壓。

經由熱損實驗，次冷液態介電液進入預熱段後，被直流電源供應器加熱，維持介電液從入口到出口皆為液態狀態，量測預熱段進出口的溫度，即可計算出介電液之熱傳量，而直流電源供應器提供給介電液的熱量 Q_{pre} 扣除介電液之熱傳量，即為其熱損 $Q_{pre,loss}$ 。因此，預熱器真正提供給介電液的熱傳量為 $Q_{pre} = Q_{pre} - Q_{pre,loss}$ 。而熱量 Q_{pre} 傳給介電液可分為兩部份，一為顯熱 Q_{sen} (Sensible Heat)： $Q_{sen} = \dot{m} \cdot C_p (T_{sat,in} - T_{d,in})$ ；另一部份為潛熱 Q_{lat} (Latent Heat)： $Q_{lat} = \dot{m} \cdot i_{fg} \cdot x_{in}$ 。其中 $T_{sat,in}$ 為介電液進入測試管之前的飽和溫度， \dot{m} 為介電液流量， C_p 及 $T_{d,in}$ 分別為介電液之比熱和進入預熱器之前的溫度， i_{fg} 為其蒸發焓差， x_{in} 為介電液進入測試段前之初始乾度。因此，可得介電液進入測試段前之初始乾度為

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}} \cdot \left(\frac{Q_{pre}}{\dot{m}} - C_p (T_{sat,in} - T_{d,in}) \right)$$

又測試段之加熱量為 $Q_{test} = I_{test} \cdot V_{test}$ 。同樣的，測試段的直流電源供應器真正提供給介電液的熱傳量為 $Q_{test} = Q_{test} - Q_{test,loss}$ 則介電液於測試段內的乾度變化量為

$$\Delta x = \frac{Q_{test}}{\dot{m} i_{fg}}$$

因此介電液於測試管的平均乾度為

$$x_{ave} = x_{in} + \frac{\Delta x}{2}$$

測試段介電液的對流蒸發熱傳係數 h 為

$$h = \frac{Q_{test}}{A_{tube} \cdot (T_w - T_{sat})}$$

其中 A_{tube} 為測試圓管的內表面面積， T_w

為測試圓管的內表面溫度，可由圓管外表面四根熱電偶所量得的溫度用一維熱傳導推導，再加以平均求得， T_{sat} 則定義為測試段進出口飽和溫度的平均值，即

$$T_{sat} = \frac{T_{sat,in} + T_{sat,out}}{2}$$

其中 $T_{sat,in}$ 為介電液進入測試管之前的飽和溫度， $T_{sat,out}$ 為離開測試管後的飽和溫度。

五. 結果與討論

圖四為比較介電液 FC-72 在#1 平滑管，不同質通量及熱通量對蒸發熱傳係數的影響，由圖中可看出熱傳係數隨著乾度和質通量的增加而增加，且在高質通量時，熱傳係數也會隨著熱通量的增加而增加；但在低質通量時 ($G=250\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)，熱通量對熱傳係數的增強則在乾度低於 0.4 以下，而當乾度大於 0.4 時，熱通量 $5\text{ kW}/\text{m}^2$ 所得熱傳係數反而會高於 $10\text{ kW}/\text{m}^2$ ，這是由於介電液在低質通量時在測試管內的速度較慢，加上較高熱通量的作用下，導致管內乾化的現象會在較小乾度的區域發生，以致較高的熱通量反而會有較低的熱傳係數。

圖五及圖六為比較介電液 FC-72 在#2 平滑管，不同質通量及熱通量對蒸發熱傳係數的影響，圖中顯示熱傳係數隨著乾度及質通量的增加而增加，但在高熱通量時，熱傳係數反而不如低熱通量所得之熱傳係數，且此種情況在高質通量時尤為嚴重。原因為在內徑 3.17mm 的情況下，由於管徑很小，流譜的型態均為環狀流，但由於管徑較小，存在內部的流體原本就不多，在質通量高的時候，液體的邊界層會變的很薄，在加上 FC-72 的表面張力並不是很大（在飽和壓力 1.3atm 時為 $0.007306\text{ N}/\text{m}$ ），導致管壁在高熱通量時會有部分乾化的情況而使得壁面溫度升高造成熱傳係數降低。

圖七為比較介電液 FC-72 在飽和壓力 131.72kPa、熱通量為 $5\text{ kW}/\text{m}^2$ ，兩個測試平滑管質通量與熱傳係數之關係圖。圖中顯示當質通量在 $250\text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 時，測試管#2 的熱傳係數較#1 的熱傳係數高；而當質通量增加為 $300\text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 時，在低乾度的狀況測試管#2 的熱傳係數較#1 的熱傳係數高，當乾度超過 0.5 時，則變成測試管#1 的熱傳係數較#2 的熱傳係數高；當質通量再增加至 $400\text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ 時，在全部的乾度範圍內，測試管#1 的熱傳係數均較#2 的熱傳係數高。原因為測試管#2

在高質通量時，管壁會有部分乾化的情況而使得壁面溫度升高造成熱傳係數反低於測試管#2。

圖八及圖九為介電液 FC-72 之熱傳係數實驗值與前人之經驗公式做比較，結果顯示前人之經驗公式的預測值均高估本實驗之實驗值甚多，原因是介電液 FC-72 為近幾年之新產品，前人均未使用此流體來發展經驗公式，造成對本實驗之實驗值的高估。由圖中可看出 Wattlelet-Chato(1994)【2】在低乾度時有較佳的預測而 Liu-Winterton (1991)【8】在高乾度時則有較佳之預測，但其預測性均不是很好。

圖十及圖十一為介電液 FC-72 在#1 及#2 平滑管、飽和壓力 131.72kPa 之壓降與乾度關係圖，圖中顯示壓降隨著質通量及乾度的增加而增加，當增加熱通量時，總壓降也會跟著增加，原因是因為隨著熱通量的增加會使得加速度壓降增加，Souza 等人【9】觀察到加速度壓降約佔總壓降的 10%左右，而主要的壓降仍是由摩擦壓降所造成。由圖中亦可發現，在低乾度區域時壓降受質通量的影響並不顯著，但在高乾度區域時受質通量影響則較為明顯，主要原因為在低乾度區域時，管內仍以液相流為主，但隨著乾度的增大使得空泡分率(Void Fraction)變大，造成汽相速度加快則汽液滑動比(Slip Ratio)也因乾度變大而變大，導致壓降在高乾度區域受質通量的影響較為顯著。

圖十二為 FC-72 於飽和壓力 131.72kPa、熱通量為 $5\text{ kW}/\text{m}^2$ ，比較兩個測試平滑管內，壓降與乾度的關係圖。在相同的質通量下，顯示#2 平滑管的壓降高於#1 平滑管，主要原因是在相同質通量下，管徑愈小則速度梯度將愈大，相對應的摩擦剪應力變大則摩擦壓降提高。另外我們可以發現，在低乾度區域時，管徑縮小對壓降的增加影響較小；但在高乾度區域時，管徑縮小對壓降的增加量變得較顯著。

圖十三為完全液態摩擦乘數 ϕ_{lo}^2 實驗值與 Souza(1993)【9】經驗公式之比較圖。結果顯示 Souza【9】實驗式低估本實驗值，主要原因為 Souza【9】經驗公式是藉由測試內徑為 10.9mm 之水平管而得，而本實驗所測試之水平管均遠小於 10.9mm，因此造成 Souza【9】經驗公式低估本實驗值。圖十四為完全液態摩擦乘數 W_{lo}' 實驗值與 Friedel(1979)【10】經

驗公式之比較圖。結果與圖十三相似，預測值均低估本實驗之實驗值。

圖十五至圖十七分別為介電液 FC-72 在測試平滑管#1，飽和壓力 131.72kPa 下，質通量分別為 250、300 及 400 $kg/m^2 \cdot s$ ，不同乾度的流譜可視化觀察。由圖中可看出，在乾度為 0.1 時，三種質通量流譜的型態為波浪流(Wavy Flow)或塊狀流(Slug Flow)，而隨著乾度的增加，流譜的型態均轉換為環狀流(Annular Flow)。另外，在乾度為 0.7 時，可看出流譜均有乾化的現象，幾乎僅剩一層液膜。此結果可解釋為何管#2 在高熱通量時熱傳係數反而低於低熱通量的熱傳係數。

由於本實驗和前人之經驗方程式所預測之熱傳係數值相差頗大，故有必要發展出適合介電液 FC-72 在管內流動沸騰的熱傳係數方程式。本實驗之熱傳經驗方程式採用邱創標(1996)【11】對純冷媒在平滑管所求得之熱傳係數關係式加以修正，得到適用於操作飽和壓力 1.3atm，測試管內徑 3.17-4.35mm，質通量 250-400 $kg/m^2 \cdot s$ ，熱通量 2.5-10 kW/m^2 之介電液在平滑管內的熱傳係數關係式：

$$\ln\left(\frac{h_{fp}}{h_{lo}}\right) = -2.76 + 0.72 \ln\left(\frac{1}{X_{tt}^{0.9}} \cdot M\right)$$

其中 h_{lo} 為 Dittus-Boelter 方程式， X_{tt} 為汽液皆為紊流狀態的 Martinelli 參數，M 為介電液之分子量。而圖十八則為使用本方程式所得之預測值與實驗值的關係圖，落差大約在 $\pm 30\%$ 左右。

六. 結論

本論文以實驗方法探討介電液 FC-72 於水平微小管道內，飽和壓力在 1.3 大氣壓時之蒸發熱傳係數與兩相流動壓降特性，並藉由拍攝流譜的方式來探討兩相蒸發的熱傳機制。實驗測試管的內徑分別為 3.17mm 及 4.35mm，介電液質通量的範圍為 250 至 400 $kg/m^2 \cdot s$ ，測試段熱通量範圍為 2.5 至 10 kW/m^2 ，量測在不同乾度下熱傳與壓降特性。其結果歸納如下：

1. 熱傳係數均隨著乾度和質通量的增加而增加，熱通量對熱傳係數的影響不大。而內徑 3.17mm 管會有嚴重液膜乾化的現象，造成高熱通量所得之熱傳係數不如低熱通量之熱傳係數。

2. 當質通量在 250 $kg/m^2 \cdot s$ 時，測試管

內徑 3.17mm 的熱傳係數較 4.35mm 的熱傳係數高；而當質通量增加為 300 $kg/m^2 \cdot s$ 時，在低乾度的狀況測試管內徑 3.17mm 的熱傳係數較 4.35mm 的熱傳係數高，當乾度超過 0.5 時，則變成測試管內徑 4.35mm 的熱傳係數較 3.17mm 的熱傳係數高；當質通量再增加至 400 $kg/m^2 \cdot s$ 時，在全部的乾度範圍內，測試管內徑 4.35mm 的熱傳係數均較 3.17mm 的熱傳係數高。原因為測試管內徑 3.17mm 在高質通量時，管壁會有部分乾化的情況而使得壁面溫度升高造成熱傳係數反而不如 4.35mm。

3. 壓降均隨著乾度、熱通量、質通量的增加而增加，而摩擦壓降亦隨著管徑的縮小而增加。

4. 經由流譜的可視化得知，在乾度為 0.1 時，三種質通量流譜的型態均為波浪-塊狀流(Wavy-Slug Flow)，而隨著乾度的增加，流譜的型態均轉換為環狀流(Annular Flow)。而在乾度為 0.7 時，可看出流譜均有乾化的現象，幾乎僅剩一層液膜。這可以說明為何內徑 3.17mm 的測試管在高熱通量時熱傳係數反而不如低熱通量的熱傳係數。

5. 前人之熱傳經驗式的結果均高估本實驗之熱傳係數，故自行發展出適用於介電液 FC-72 在飽和壓力 1.3atm 下，質通量 250-400 $kg/m^2 \cdot s$ ，測試管內徑 3.17-4.35mm，熱通量 2.5-10 kW/m^2 的經驗方程式下所示：

$$\ln\left(\frac{h_{fp}}{h_{lo}}\right) = -2.76 + 0.72 \ln\left(\frac{1}{X_{tt}^{0.9}} \cdot M\right)$$

其中 h_{fp} 為兩相之熱傳係數， h_{lo} 為完全液相之熱傳係數，可由簡單的 Dittus-Boelter 方程式求得， X_{tt} 為汽液皆為紊流之 Martinelli 參數，M 為介電液 FC-72 之分子量。

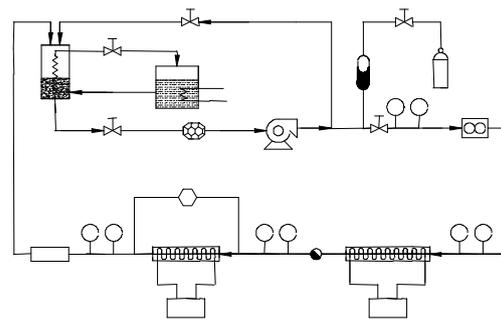
七. 參考文獻

1. Wu, P.S.; Simon, T.W., "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, 1994.
2. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L. "Evaporative Characteristics of R-12, R134a, and a Mixture at Low Mass Fluxes",

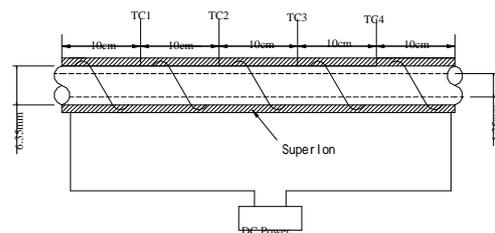
- ASHRAE Trans., Part1, vol.101, pp. 603-615, 1994.
3. Yi-Yie Yan & Tsing-Fa Lin., “Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a small Pipe”, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.41, pp.4183-4194, 1998.
 4. Taitel, Y. & Dukler, A. E., “A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow”, AIChE J., Vol.22, No.1, pp.47-55, 1976.
 5. Bernea, D., “Flow Pattern in Horizontal and Vertical Two-Phase Flow in Smooth Diameter Pipes”, The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol.61, pp.617-620, 1983.
 6. Alves, G. E., “Co-Current Liquid-Gas Flow in a Pipeline Contactor”, Chem.Process. Engng, Vol.50, No.4, pp.185-195, 1954
 7. Barajas, A.M. & Panton, R.L., “The Effects of Contact Angle on Two-Phase Flow in Capillary Tubes”, Int J. Multiphase Flow, Vol.19, No.2, pp.337-346, 1993.
 8. Liu, Z. & Winterton, R. H. S., “A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli”, J. Heat Transfer, vol.112, pp.219-228, 1991.
 9. Souza, A. L., Chato, J. C., Wattelet, J. P. and Christofferson, B. R., “Pressure Drop During Two-Phase Flow of Pure Refrigerant-Oil Mixture in Horizontal Smooth Tubes”, ASME HTD-243, Heat Transfer with Alternate Refrigerant, pp.35-41, 1993.
 10. Friedel, L., “Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow”, Proceedings of European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2. Ispra, Italy, 1979.
 11. 邱創標, “非共沸混合冷媒 R22/R-124 在水平圓管內之蒸發熱傳分析”, 國立交通大學機械工程研究所博士論文, 1996.

Working Fluid	FC-72 (C ₆ F ₁₄)
Properties	
Molecular weight	338 kg/kmole
Critical temperature, T_{crit}	178
Critical pressure, P_{sat}	1833.53kPa
Saturation temperature, T_{sat}	56.6
Density of liquid, ρ_l	1600 kg/m ³
Density of vapor, ρ_v	13.39 kg/m ³
Heat of vaporization, h_{lv}	94790 J/kg
Thermal conductivity of liquid, k_l	0.0538 W/m·K
Specific heat of liquid, C_{pl}	1102 J/kg
Thermal diffusivity of liquid, r_l	$3.064 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$
Kinematic viscosity of liquid, ϵ_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, S_l	-0.001639 K^{-1}
Surface tension of liquid, t_l	0.008348 N/m
Dielectric constant	1.72

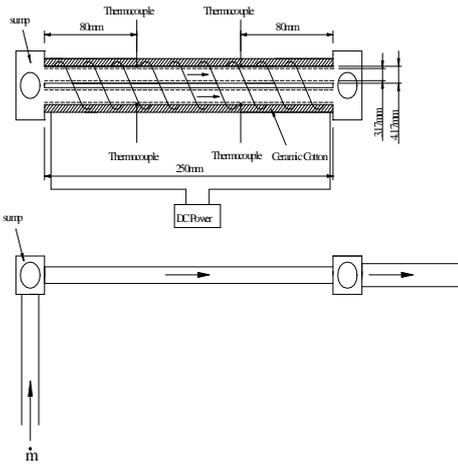
表一、FC-72 於一大氣壓下之熱物理性質



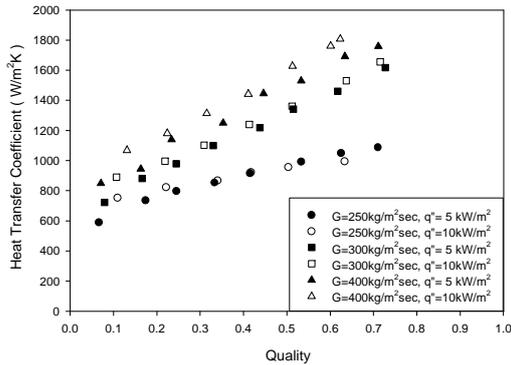
圖一、介電液流動熱傳測試環路實驗設備



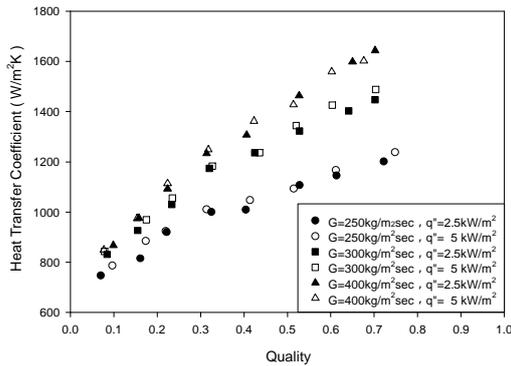
圖二、測試段#1 設備圖



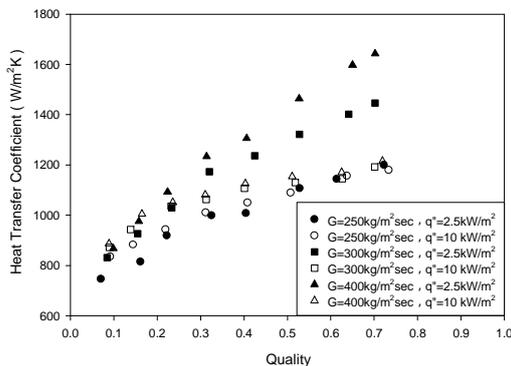
圖三、測試段#2 設備圖



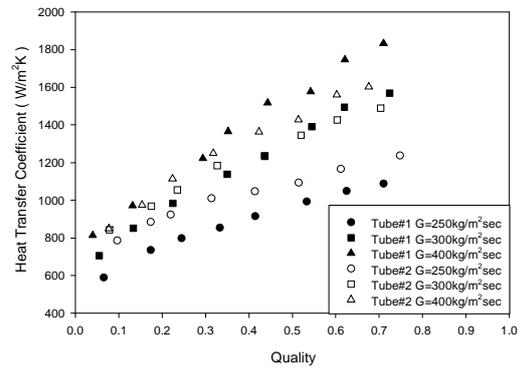
圖四、比較介電液 FC-72 在#1 平滑管，不同質通量及熱通量對蒸發熱傳係數的影響



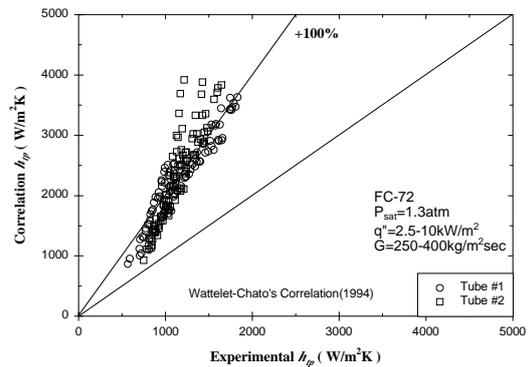
圖五、比較介電液 FC-72 在#2 平滑管，不同質通量及熱通量分別為 2.5 kW/m^2 與 5 kW/m^2 對蒸發熱傳係數的影響



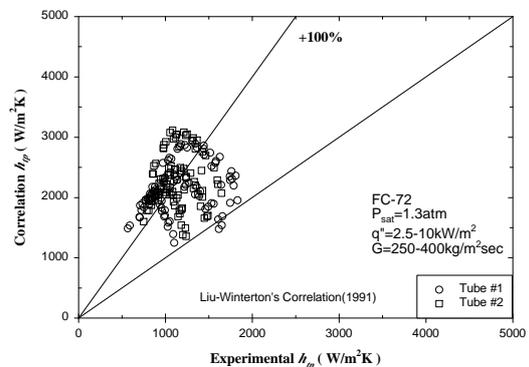
圖六、比較介電液 FC-72 在#2 平滑管，不同質通量及熱通量分別為 2.5 kW/m^2 與 10 kW/m^2 對蒸發熱傳係數的影響



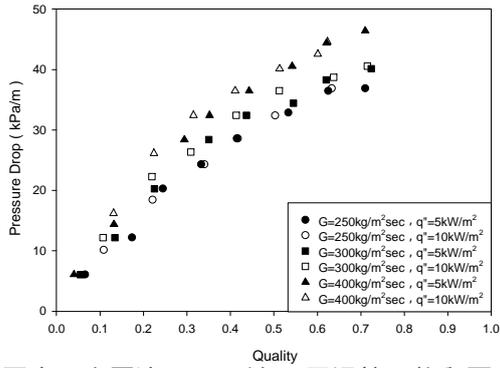
圖七、比較介電液 FC-72 在飽和壓力 131.72 kPa 、熱通量 5 kW/m^2 ，兩個測試平滑管質通量與熱傳係數之關係圖



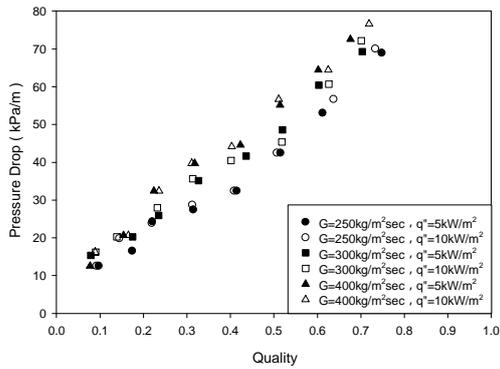
圖八、介電液 FC-72 於平滑管之蒸發熱傳係數實驗值與 Wattelet-Chato(1994)【2】經驗公式之比較



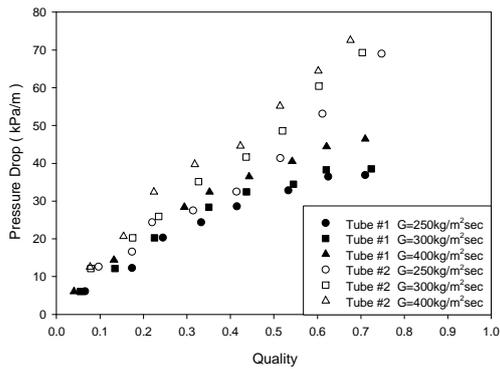
圖九、介電液 FC-72 於平滑管之蒸發熱傳係數實驗值與 Liu-Winterton(1991)【8】經驗公式之比較



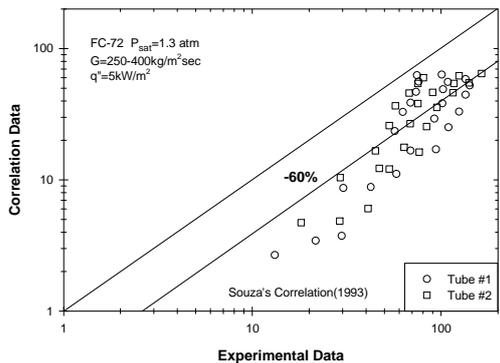
圖十、介電液 FC-72 於#1 平滑管，飽和壓力 131.72kPa，壓降與乾度關係圖



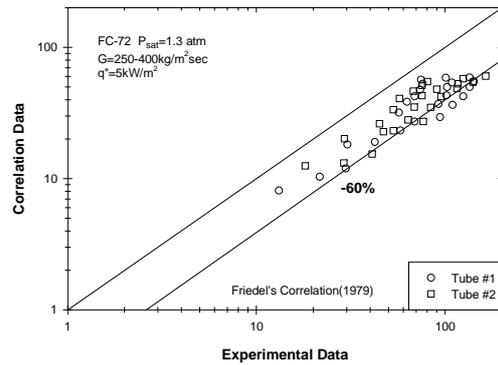
圖十一、介電液 FC-72 於#2 平滑管，飽和壓力 131.72kPa，壓降與乾度關係圖



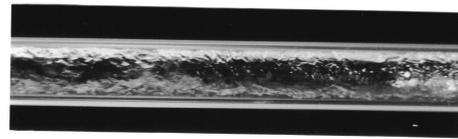
圖十二、比較 FC-72 於飽和壓力 131.72kPa，熱通量 5 kW/m²，兩個測試平滑管內，壓降與乾度的關係圖



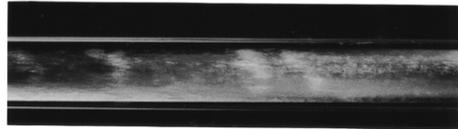
圖十三、完全液態摩擦乘數 ϕ_{lo}^2 實驗值與 Souza(1993)【9】經驗公式比較圖



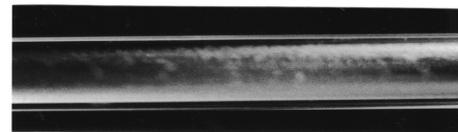
圖十四、完全液態摩擦乘數 ϕ_{lo}^2 實驗值與 Friedel(1979)【10】經驗公式比較圖



(a) $x=0.101$



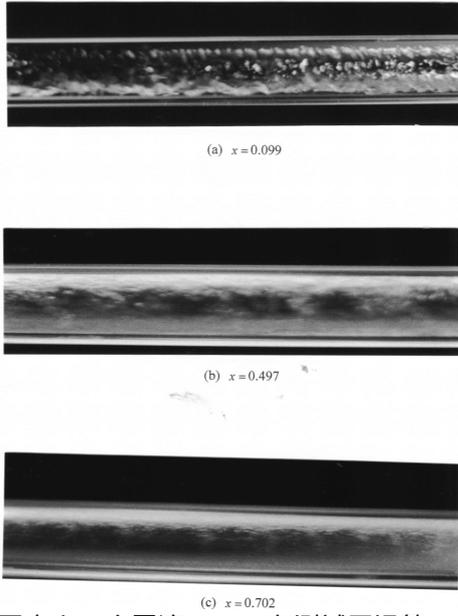
(b) $x=0.492$



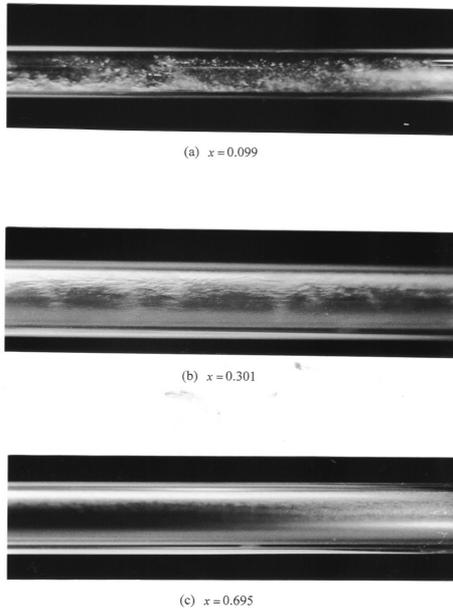
(c) $x=0.703$

圖十五、介電液 FC-72 在測試平滑管#1，飽和壓力 131.72kPa 下，質通量為 250 kg/m²·s 時，不同乾度的流譜可視化觀察。

圖十八、介電液 FC-72 於平滑管之蒸發熱傳係數實驗值與本實驗經驗式之比較



圖十六、介電液 FC-72 在測試平滑管#1，飽和壓力 131.72kPa 下，質通量為 $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 時，不同乾度的流譜可視化觀察。



圖十七、介電液 FC-72 在測試平滑管#1，飽和壓力 131.72kPa 下，質通量為 $400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 時，不同乾度的流譜可視化觀察。

