

環保冷媒 (R407C) 於絕熱毛細管中之模擬研究

THE SIMULATION OF GREEN REFRIGERANT (R-407C) IN ADIBATIC CAPILLARY TUBES

Hsiao-Kang Ma

馬小康* 郭明健**
陳逸傑† 陳群文‡

Ming-Chein Kuo

Yi-Che Chen

Chun-Wen Chen

*教授

**博士班研究生

†碩士

‡碩士班研究生

國立台灣大學機械工程研究所

*Professor

*Graduate student

†M.S.

‡Graduate student

Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University, Taipei, Taiwan 10617, R.O.C.

Abstract

Due to the global warming effect, R-22 refrigerant will be forbidden to use in the near future. R-407C refrigerant possess similar physical quality but does no harm to the surroundings, so it is called green refrigerant and it will replace R-22. A theoretical model was built for the flow of simple refrigerant (i.e., R-22) through adiabatic capillary tubes. It was characterized into a subcooled liquid region, a metastable liquid region, a metastable two-phase region, and an equilibrium two-phase region [1,2].

This study discusses flow characters of R-407C in the capillary tube of an air conditioner by using computer numerical simulation. Since R407C is not a co-boiling mixing refrigerant, metastable region can't exist, the flow of refrigerant in capillary is regarded as two regions: the sub-cooled liquid region and two-phase region. Two-phase region undergoes temperature glide due to the different boiling point of the mixture ingredient. Individual concentration can be analyzed by the combination of Dalton's law and Raoult's law. The flow will be choked at the exit of the capillary tube if its backpressure is low enough. The mass flow of choked refrigerant, which is related to the process of phase change and easy to be measured, is an important index between the numerical simulation and the available experimental data. The simulation results show only about 8% difference comparing with the experimental data. The results also reveal that the capillary entrance effect is necessary to be taken into consideration to have a higher accuracy.

Keywords: R407C refrigerant, capillary, two-phase region.

摘要

由於 R-22 冷媒具有溫室氣體效應將被禁止使用，然而 R-407C 冷媒具有與 R-22 相似的物理特性且不會造成溫室效應的溫升現象，所以被稱為環保冷媒並將被用來取代 R-22。R-22 冷媒在通過絕熱毛細管模式已被建立，並將膨脹過程區分為過冷液區、介穩態液區、介穩態二相區及平衡二相區 [1,2]。

本研究以數值分析方法探討 R-407C 使用於空調系統毛細管內時之流動特性，由於其為非共沸性冷媒，因此屆穩態區將不存在，流動過程只分為過冷液區及二相區，由於各成分沸點的不同，在二相區內存有溫度滑差的現象，因此需結合道爾吞分壓定律及羅德士定律以解出各成分汽化濃度及剩餘液體內之濃度。只要在背壓夠低的情況下毛細管出口會達到阻流狀態，此時之冷媒流量稱為阻流流量。由於阻流流量大小與膨脹過程相關且易於被量測，因此適合於以此作為模擬計算與實驗之精度比對指標。結果顯示其誤差值約在 8% 左右。且如同 R-22 冷媒在加入毛細管入口形阻修正後，可提高數值模擬精度。

關鍵詞：R407C 冷媒、毛細管、二相區。

1. 前言

在 70 年代人們發現傳統之 R-12 冷媒含有侵蝕大

氣臭氧層之化學物質，於是漸漸朝向低侵蝕臭氧的冷媒，R22 因不會造成臭氧層之破壞，於是被廣泛應用在冷凍空調界，但 R22 是屬於氟氯烴化合物

(Hydrochlorofluorocarbons, HCFCs)，其成分仍會造成溫室效應之全球暖化現象，未來在 21 世紀初所有原用 R22 為工作流體的空調系統，將要完全汰換成替代冷媒，因此尋求熱力性質與 R22 性質接近系統相容的冷媒是目前重要課題。目前所提出的替代冷媒大致上可分為共沸混合冷媒 (azeotropes)、近似共沸混合冷媒 (near-azotropes) 與非共沸冷媒 (zeotropes or non-azotropes) 三大類，所謂的共沸冷媒其混合後的相改變的情況與純物質相似，在飽和相時不會產生溫度滑升的情況，而近似共沸混合冷媒，其行為與共沸混合冷媒一樣，非共沸冷媒在飽和狀態下則有顯著的溫度滑升的產生。而 R407C 為非共沸混合冷媒，其主要為短期替代 R22 冷媒，因 R407C 冷媒其熱力性質近似於 R22 冷媒，所以可以直接替代 R22 冷媒而無須更換其冷凍系統或是增加其冷凍設備。

由於 R407C 為混合冷媒，其組成分別為 R32、R125 與 R134a 三種不同冷媒，分別以 23%、25% 與 52% 的比例混合。而此種冷媒在飽和相時會產生所謂的溫度滑升的現象，而其飽和相的性質，不再只是溫度或壓力單一的變數，而是包含兩者，所以增加了在二相區時模擬的複雜程度。C P Arora [4] 在其所編的書籍中，利用羅德士定律與道耳吞分壓定律，求得非共沸混合冷媒在飽和時溫度滑升的液氣相關性質的求得，作非常清楚的解說，而其討論的為兩種混合物所形成之非共沸冷媒。而毛細管為冷凍系統的壓降與節流裝置，其流量有一定的最大值，而本文考慮為最大效能，因此設計出口端為阻流狀態。2000 年 Motta 等人 [5] 對 R407C，以管徑 1.06mm 與 1.85mm 兩種，和管長 1.05m、1.30m 與 1.60m 三種相互組合之毛細管作一連串的實驗。利用其實驗數據用來可驗證數值分析的正确性。

2. 非共沸冷媒 (R-407C) 分析理論模式

2.1 毛細管統御方程式

卓清松 [3] 對 R22 冷媒在毛細管的流動，作完善的理論整理，其構建的理論模式正確的模擬出 R22 冷媒在毛細管的流動情況，模式考慮介穩態的現象，但因其未考慮毛細管入口突然束縮所引起之壓降現象，因此其模擬計算結果與試驗值相比仍有差異。本研究係依其構建的理論模式，增加入口形阻修正模式，可大幅提高模擬精確度。

2.2 假設條件

本理論模式的基本假設如下：

1. R32 (23%)、R125 (25%) 與 R134a (52%) 混合成 R407C，其中混合過程為理想混合，也就是混合過程中遵守羅德士定律。
2. 管內表面視為光滑壁，即不考慮粗糙度的影響。
3. 流體為牛頓黏體。
4. 不考慮過熱液，忽略介穩態區的出現。
5. 毛細管之兩相區採均質流理論模式，及兩相有相同之流速，並以適當定義之單相摩擦係數模擬兩相流動，且液氣兩相之間達到熱力學平衡。
6. 毛細管節流過程中不考慮不可凝結氣體之效應。流動過程為等焓、絕熱溫度滑升。

2.2 溫度滑升 (Temperature Glide)

圖 1 為常壓下的飽和溫度滑升圖，其中 T_1^{sat} 與 T_2^{sat} 分別表示在此常壓下其個別組成之飽和溫度， T_B 為混合物液態開始蒸發成氣體之溫度，稱為氣化溫度，而沿此曲線均為飽和液態其 $\xi = \xi^L$ ，稱此曲線為氣化曲線。

同樣的 T_D 為氣態開始凝結之點，稱為露點溫度，而沿此曲線均為飽和氣態，稱此曲線為凝結曲線。在此兩曲線之間的區域其狀態為飽和液氣態，在此區間任意 A 點其液態組成與沿水平之 L 點相同，氣態組成沿水平之 V 點相同，若其分別組成為 ξ^L 與 ξ^V 又已知飽和乾度 Z，則混合之飽和狀態 $\xi = Z \xi^V + (1 - Z) \xi^L$ ，對於不同之壓力其飽和溫度滑升圖均不相同。

F 點為過冷液，其中其混合物成分組成為 x，加熱此點則溫度沿直線上升至 L/B 點，而此點之溫度為此混合物之 T_B ，開始蒸發而其氣體成分與 V 點相同，若持續加熱至 A 點則其對應液態組成為 L'，氣態組成為 V'，當溫度升至混合物之 T_D ，則其所對應之液態組成為 L''，若溫度持續上升至 G 則混合物組成均為過熱氣體。而所謂的溫度滑升即 $(T_D - T_B)$ 。

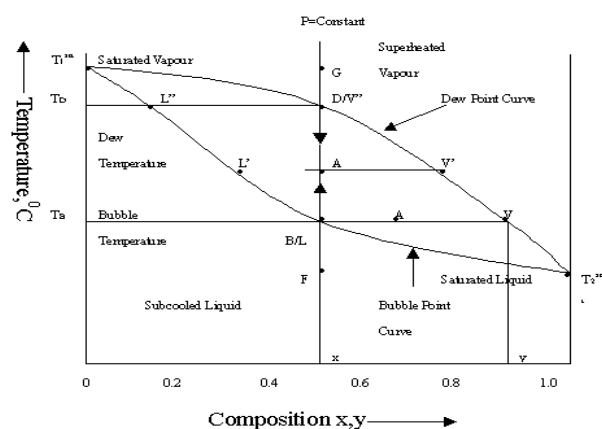


圖 1 溫度滑升圖

Fig. 1 Temperature Glide

而由圖 1 我們也可以發現，在不同的壓力下其溫度滑升亦不同，對於任意熱力性質例如焓 $h = h(T, P)$ ，為其含有壓力與溫度兩個變因，而相對於共沸混合冷媒為單一的壓力或溫度的函數較為複雜許多，接下將其溫度滑升中的各個熱力性質利用公式求得出來。

2.3 羅德士定律 (Raoult's Law)

在理想溶液 (Ideal solution) 中，每一成分的蒸氣分壓等於該成分在液態溶液內之莫爾分率，及溶液溫度下該成分在純液態之飽和蒸氣壓的乘積。假設有一成分 A 與成分 B 之理想溶液，其莫爾分率分別為 x_a 與 x_b ，其總蒸氣壓為 P ，依道爾吞分壓定律：

$$P = P_a + P_b \quad (1)$$

其中 P_a 和 P_b 是兩成分混合後的分壓，假如 P_a^* 代表成分 A 在該溶液溫度下，其所對應的飽和壓力，則

$$P_a = x_a P_a^* \quad (2)$$

$$P_b = x_b P_b^* \quad (3)$$

方程式可重新整理成

$$\frac{P_a^* - P_a}{P_a^*} = 1 - x_a \quad (4)$$

此定律稱為羅德士定律，此定律在有機化合物溶液中，有其合理的準確性，因此我們可以利用此定律對於混合後液態情形作模擬。

2.4 混合後液氣質量的關係

混合後液氣質量關係，利用分子量的觀念，對於混合後的液氣質量之關係可以整理成：

液體總莫爾數可表示

$$n_f = n_{fr32} + n_{fr125} + n_{fr134} \quad (5)$$

氣體總莫爾數可表示

$$n_g = n_{gr32} + n_{gr125} + n_{gr134} \quad (6)$$

令液體莫爾分率 x_r 與氣體莫爾分率 y_r 分別為

$$x_r = \frac{n_{fr}}{n_f} \quad (7)$$

$$y_r = \frac{n_{gr}}{n_g} \quad (8)$$

所以對於液體及氣體而言其莫爾數分別滿足

$$x_{r32} + x_{r125} + x_{r134} = 1 \quad (9)$$

$$y_{r32} + y_{r125} + y_{r134} = 1 \quad (10)$$

就 R32 冷媒液體質量分率 ξ_{r32}^L 有下列關係

$$\xi_{r32}^L = \frac{M_{r32} x_{r32}}{M_{r32} x_{r32} + M_{r125} x_{r125} + M_{r134} x_{r134}} \quad (11)$$

氣體質量分率 ξ_{r32}^V 有下列關係

$$\xi_{r32}^V = \frac{M_{r32} y_{r32}}{M_{r32} y_{r32} + M_{r125} y_{r125} + M_{r134} y_{r134}} \quad (12)$$

由上列各式即可得出混合後氣、液體質量分率的關係，其中 M_{r32} 為冷媒 R32 之分子量。

2.5 汽化溫度 (Bubble Temperature) 與露點溫度 (Dew Temperature) 的求得

汽化溫度與露點溫度的求得，對於 R32 冷媒其液體的分壓由羅德士定律得：

$$P_{r32} = x_{r32} P_{r32}^{sat} \quad (13)$$

而其氣體的分壓由道耳吞定律 (Dalton's Law) 得為：

$$P_{r32} = y_{r32} P \quad (14)$$

對以混合後其三種冷媒其分壓的關係，其液體而言：

$$P = x_{r32} P_{r32}^{sat} + x_{r125} P_{r125}^{sat} + x_{r134} P_{r134}^{sat} \quad (15)$$

氣體而言：

$$P = \frac{P_{r32}^{sat} P_{r125}^{sat} P_{r134}^{sat}}{y_{r32} P_{r125}^{sat} P_{r134}^{sat} + y_{r125} P_{r32}^{sat} P_{r134}^{sat} + y_{r134} P_{r32}^{sat} P_{r125}^{sat}} \quad (16)$$

當其溫度恰達開始生成氣體時之溫度，已知三者混合比率，因此可求得個別莫爾分率，假設已知混合壓力，利用個別純質冷媒熱力性質，求符合方程式(15)知個別飽和壓力所對應之溫度，而此溫度即為汽化溫度，同理利用(16)亦可求露點溫度。

2.6 混合後壓力與溫度的求得

利用羅德士定律與道耳吞定律，與(11)·(12)·(15)及(16)四式整理，可得下列三式：

$$P = (n_b x_{r32} M_{r32} P + n_a x_{r32} P_{r32}^{sat} M_{r32}) / (\xi_{r32}^L + \xi_{r32}^V) \quad (17)$$

$$P = (n_b x_{r125} M_{r125} P + n_a x_{r125} P_{r125}^{sat} M_{r125}) / (\xi_{r125}^L + \xi_{r125}^V) \quad (18)$$

$$P = x_{r32} (P_{r32}^{sat} - P_{r134}^{sat}) + x_{r125} (P_{r125}^{sat} - P_{r134}^{sat}) + P_{r134}^{sat} \quad (19)$$

此三式為聯立非線性方程，其中 n_a 與 n_b 分別為氣體莫爾數及液體莫爾數。

(17)·(18)與(19)式其解需假設已知混合後壓力及溫度，因此正確的第二點溫度與壓力需確定，由於毛細管為等焓流動，可利用能量方程確定其正確第二點。

3. 結果與比較

3.1 毛細管壓降與乾度之關係

圖 2 為典型的毛細管壓降圖，在此圖中我們可以發現，其壓降的情況，約在毛細管入口至 0.5m 的長度其壓降變化為線性，當開始生成氣體時其壓力明顯的降得很快，在其出口端附近由於程式設計其出口端為阻流，因此，其壓降特別的快速。

圖 3 為圖 2 所對應的乾度圖，在毛細管管長 0.5m 時我們發現其乾度開始成長，也就是氣體開始生成，由於我們知道 R32 冷媒其蒸發壓力為最高因此亦溶液蒸發，所以其乾度成長情況較為迅速，其次是 R125 而 R134a 其蒸發壓力最低因此較不亦蒸發，而且其所佔的比率亦最多，因此乾度成長的最慢，而 R407C 為其三種混合物之平均。壓降的情況，約在毛細管入口至 0.5m 的長度其壓降變化為線性，當開始生成氣體時其壓力明顯的降得很快。

3.2 最大阻流量比較

由於毛細管為等管徑，因此當背壓不斷的下降，管內流體速度不斷的上升，但當管內流體速度上升至其溫度所對應之音速 (Local Sonic Velocity) 時，由可壓縮流體理論可知道，勢必引發機制調整入口流量，使得其出口點恰為音速點，因此不管背壓如何的下降，亦不會使管內流體流量上升，此狀態點稱為阻流點 (Choke Flow)，此時毛細管內流量達到最大，稱為阻流流量。

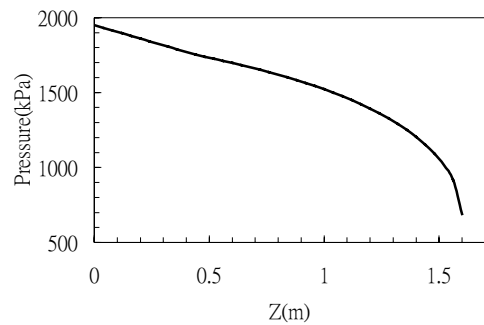


圖 2 典型之 R-22 冷媒毛細管壓降圖

Fig. 2 Typical press drop in capillary of R-22

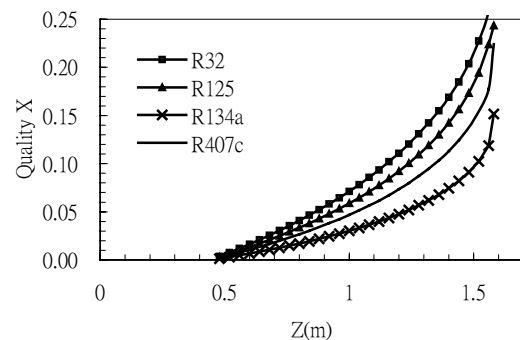


圖 3 R407C 冷媒及其成分之毛細管式度與乾度之關係圖

Fig. 3 Relationship between capillary length and quality of refrigerant R407C

圖 4 為其 R22 冷媒與 R47C 兩種冷媒，利用模擬的方式在不同的入口溫度的條件下其最大之阻流量圖，在此圖我們可以發現，入口溫度越低時其阻流量越高，而 R22 冷媒在任何狀態下，其阻流量均大於 R407C 冷媒。

3.3 實驗值與理論值比較

(1) 未考慮入口形阻

圖 5 為 R407C 冷媒其實驗值與模擬出來的數值所做的比對圖，而其中當入口溫度越高時其誤差值較大，而在較低的入口溫度下，其誤差較小。而其中理論值較實驗值為高，可能係對於實驗之入口形阻未考慮，而導致理論值大於實驗值。

(2) 考慮入口形阻的影響

入口形阻可表示成動量式之關係式 $h = \zeta \frac{V^2}{2g}$ 其

中 ζ 為入口形阻係數，而此式將可改進理論值阻流量均大於實際值的問題。圖 6 為加入入口形阻模擬數值與未加入入口形阻之比較，由圖可知考慮入口形阻之模擬數值更接近實驗值，平均誤差值可縮減至 7 ~ 8%。

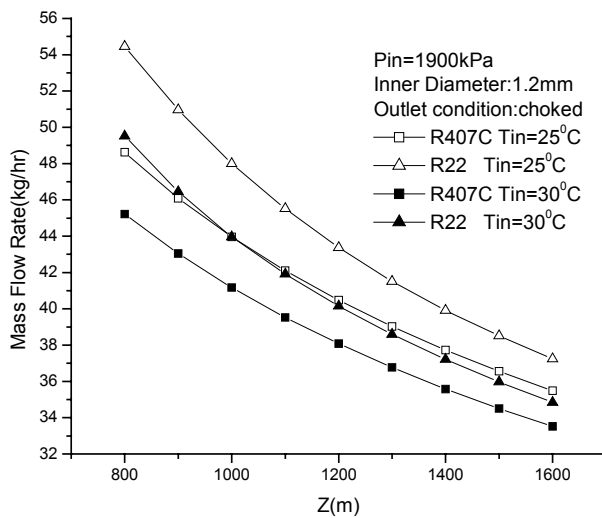


圖 4 不同入口溫度與相對應之阻流量

Fig. 4 Choke flow rate as a function of inlet temperature

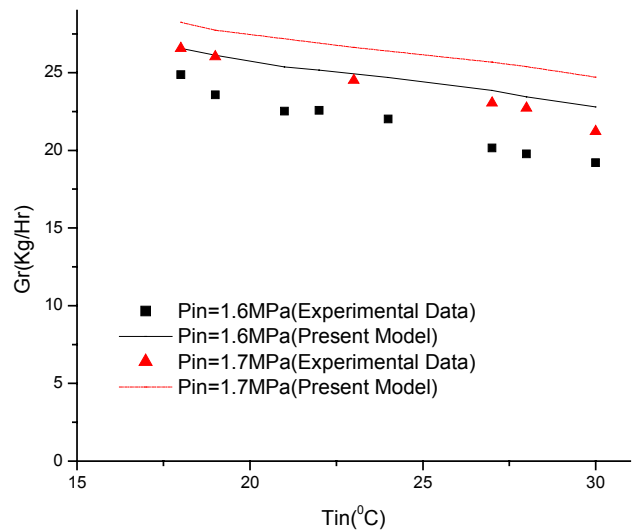


圖 5 入口形阻未加入之計算值與實驗值之比較圖

Fig. 5 The comparison between experimental and theory without concerning drag (1.06mm × 1.3m Capillary Experimental by Motta)

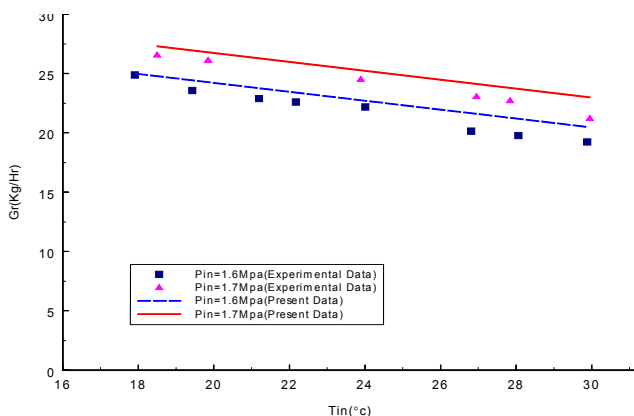


圖 6 入口形阻加入之計算值與實驗值之比較圖

Fig. 6 The comparison between experimental and theory with concerning drag (1.06mm × 1.3m Capillary Experimental by Motta)

4. 結 論

由本文建立之混合理論模式成功的針對溫度滑升的情況作一個詳細的探討，其中毛細管分成過冷液區與兩相區，其管內之物理性質，利用質量守衡與動量守衡和毛細管的特性等給，所整理出之統御方程可

正確的模擬 R407C 在毛細管的物理變化。其結論如下：

- (1) 在毛細管入口至 0.5m 的長度其壓降變化為線性，當氣體生成時其壓降變化明顯的增大。
- (2) 入口溫度越低時其阻流量越高，而 R22 冷媒在任何狀態下，其阻流量均大於 R407C 冷媒。
- (3) 由實驗值與誤差值的比較，發現其理論流量較高。
- (4) 考慮入口形阻，可得較佳之計算值，減低誤差值約 8%。

5. 未來研究方向

- (1) 加入對 R407C 冷媒其介穩態狀態的探討：由於其實驗上的經驗公式尚無，因此未來若有其公式則可對 R407C 做更正確的模擬。
- (2) 將 R407C 運用於毛細管之混合理論模式應用於冷凍空調機之其他組件並將其整合。

誌 謝

本文承蒙國科會在 NSC91-2623-7-002-020 之計畫下給予支持，在此，表達感謝。

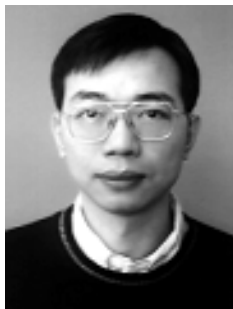
參考文獻

- [1] 郭明健,「室內空調機循環系統最佳化設計」,台灣日立公司、台灣大學機械系產學合作(2) 研究報告,2001 年。
- [2] 陳逸傑,「毛細管元件特性及其系統系能之研究」,國立台灣大學機械工程學研究所,碩士論文,2000 年。
- [3] 卓清松,「套裝儲冰式分離型冷氣機之開發研究」,國立台灣大學機械工程學研究所,博士論文,1997 年。
- [4] C. P. Arora, *Refrigeration and Air Conditioning*, Second Edition, McGraw-Hill, 2001, pp. 195–207.
- [5] S. Y. Motta, S. L. Braga and J. A. R. Parise, “Critical flow of refrigerants through adiabatic capillary tubes: experimental study of zeotropic mixtures R-407C and R-404a,” *ASHRAE Transactions*, 2000, pp. 534–549.
- [6] R. H. Swart, “Capillary be heat exchangers,” *Refrigerating Engineering*, September, 1946, p. 42.
- [7] L. A. Stable, “Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control,” *Refrigerating Engineering*, January, 1948, p. 55.
- [8] N. M. Bolstad and R. C. Jordan, “Theory and use of the capillary tube expansion device,” *Refrigerating Engineering*, 1948, Vol. 56, No. 6. p. 519.
- [9] N. M. Bolstad and R. C. Jordan, “Theory and use of the capillary tube expansion device, Part II, nonadiabatic flow,” *Refrigerating Engineering*, June, 1949, pp. 572–583.
- [10] N. E. Hopkins, “Rating the restrictor tube,” *Refrigerating Engineering*, Vol. 58, No. 11, November, 1950, pp. 1087–1095.
- [11] L. Cooper, C. K. Chu and W. R. Briskin, “Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions,” *Refrigerating Engineering*, July, Vol. 65, No. 7, 1957, p. 37。
- [12] S. D. Goldstein, “Computer simulation method for describing two phase flashing flow in small diameter tube,” *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, Part 2, 1981, pp. 51–60.
- [13] S. J. Kuehl and V. W. Goldschmidt, “Steady flows of R22 through capillary tube: test date,” *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 1, 1990, pp. 139–148.
- [14] S. J. Kuehl and V. W. Goldschmidt, “Modeling of steady flows of R22 through capillary tube,” *ASHRAE Transactions*, Vol. 18, No. 2, 1991, pp. 113–122.
- [15] F. Escanes, C. D. Perez-Segarra and A. Oliva, “Numerical simulation of capillary-tube expansion devices,” *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 2, 1995, pp. 113–122.
- [16] V. Feburie, M. Giot, S. Granger and J. M. Seynhaeve, “A model for choked flow through cracks with inlet sub-cooling,” *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 19, No. 4, 1993, pp. 541–562.
- [17] Jeffrey W. Linton and W. Keith Snelson, “Soft optimization test results of R-32/R-125/R-134a (10%/70%/20%) compared to R-502,” *ASHRAE Transactions*, 1994, pp. 558–565.
- [18] C. Mei Vince, F. C. Chen and D. T. Chen, “Performance tests of R-22 and R-32/R-125/R134a mixture for baseline air conditioning and liquid over-feeding operations,” *ASHRAE Transactions*, 1995, pp. 1073–1077.
- [19] S. D. Chang and S. T. Ro, “Pressure drop of pure HFC refrigerants and their mixtures flowing in capillary tubes,” *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22.3, 1996, pp. 551–561.
- [20] Chung-szu Wei, Sheih-pei Lin and Chi-chuan Wang, “System performance of a split-type unit having R-22 and R-407C as working fluids,” *ASHRAE Transactions*, 1997, pp. 797–802.
- [21] Yunho Hwang, John Judge and Reinhard Radermacher, “Experience with refrigerant mixtures,” *ASHRAE Transactions*, 1997, pp. 765–775.
- [22] Chi-chun Wang, Yu-juei Chang and Wen-yuan Shieh, “Nucleate boiling performance of R-22, R-125, R-134a, R-410A and R-407C on smooth and enhanced tubes,” *ASHRAE Transactions*, 1998, pp. 1315–1321.
- [23] Keumnam Cho and Byung-Gi Kim, “Heat transfer characteristics in the U-bend of a micro-fin tube evaporator using R-407C,” *ASHRAE Transactions*, 1998, pp. 1151–1157.
- [24] Mo Chung, “A numerical procedure for simulation of fanno flows of refrigerants or refrigerant mixtures in capillary tubes,” *ASHRAE Transactions*, 1998, pp. 1031–1040.
- [25] Chung-Zu Wei and Chi-Chuan Wang, “An experimental study of the performance of capillary tubes for R-407C refrigerant,” *ASHRAE Transactions*, 1999, pp. 634–1041.
- [26] Samuel Yana Motta, Sergio Leal Braga and Jose Alberto R. Parise, “Critical flow of refrigerants through adiabatic capillary tubes: experimental study of zeotropic mixtures R-407C and R-404a,” *ASHRAE Transactions*, 2000, pp. 534–549.
- [27] 洪得凱,「毛細管元件特性及其系統系能之研究」,國立台灣大學機械工程學研究所,碩士論文,1995 年。

- [28] 陳志猛，「水平毛細管對冷凍系統效應之實驗研究」，國立台灣大學機械工程學研究所，碩士論文，1995 年。
- [29] 張文瑞、韋宗樑，「毛細管之原理與應用」，*冷凍空調雜誌*，12 月，1995 年，第 61–68 頁。
- [30] 張証雄，「環保冷媒 R-410A/R-407C 與合成冷凍由混合物之熱力飽和性質的研究」，國立中正大學機械工程研究所，碩士論文，1998 年。



馬小康 (Hsiao-Kang Ma) 浙江省嵊縣，民國 41 年出生於台灣台南。美國威斯康辛大學機械工程碩士及機械工程博士。民國 76 年起任教於台大機械系並從事燃燒工程能源及空氣污染方面之研究，於民國 83 年升任教授。民國 74 至 76 年曾服務於美國能源與環境研究公司，民國 69 年服務於美國威斯康辛州政府自然資源部。目前為美 PARCON 會員，亞太燃燒學會論文委員會委員。



郭明健 (Ming-Chein Kuo) 民國 79 年台大機械系畢業，民國 83 年台大機械研究所航空流力組畢業，畢業後任職於日立公司研發部，專長為熱流分析及模擬、冷凍空調、燃燒工程等。



陳逸傑 (Yi-Che Chen) 民國 88 年中原大學機械系畢業，民國 90 年台大機械研究所熱學組畢業，專長為熱流分析及模擬、冷凍空調等。



陳 群 文 (Chun-Wen Chen) 民國 87 年台北工專機械科畢業，民國 89 年海洋大學機械系畢業，民國 90 年考入台大機械研究所流體力學組，專長為熱流分析及模擬、冷凍空調等。

收稿日期 91 年 9 月 20 日、修訂日期 92 年 1 月 26 日、接受日期 92 年 1 月 26 日
Manuscript received September 20, 2002, revised January 26, 2003, accepted January 26, 2003