

噴射式蒸餾系統噴嘴最佳位置研究 On the ejector-type distillation system nozzle optimum position research

陸紀文¹、張俊民¹、呂英誌²
Chi-Wun Lu¹, Jiunn-Ming Chang¹, Ying-Chih Liu²

¹國立勤益科技大學冷凍空調與能源系
¹Department of Refrigeration, Air-Conditioning and Energy Engineering,
National Chin-Yi University of Technology
E-mail: lucw@ncut.edu.tw ; changjm@ncut.edu.tw

²國立勤益科技大學冷凍空調與能源系 碩士生
²Graduated Student of Department of Refrigeration, Air-Conditioning and Energy Engineering,
National Chin-Yi University of Technology
E-mail: i8533985@yahoo.com.tw

摘要

水資源缺乏是全球越來越嚴重的問題，海水淡化與廢水回收是開發水源與節約用水的兩大方法，然而卻需要消耗大量能源，如何研製出低能源費用的製水系統，是相當值得研究的課題。

本研究發展一套可使用廢熱或太陽熱能作為熱源的「噴射式蒸餾系統」，此系統藉由噴射器抽吸功能進行蒸餾。此系統設計點為：產生器飽和溫度 105°C、蒸發器飽和溫度 50°C、冷凝器飽和溫度 65,70,75°C、噴嘴內徑 5.392 mm，而以噴射器一維模式設計出擴散段內徑分別為 16 mm、14 mm、12 mm。然因噴射器理論分析模式並無法顯示出使其性能達最佳的噴嘴安裝位置，本文調整四種不同位置以實驗方式尋找搭配不同擴散段內徑下的最高抽吸比 ω ，以決定噴嘴最佳安裝位置。結果顯示：噴射器擴散段內徑 12 mm、14 mm 及 16 mm 的最佳位置分別在 $X=0$ mm、 $X=-4$ mm 及 $X=-6$ mm。亦即隨著擴散段直徑增加，噴嘴出口應離擴散段進口位置越來越遠。

關鍵字詞：噴射器、蒸餾、最佳位置

Abstract

Water scarcity is a growing problem in the world. Desalination and waste water recycling are the two main methods for exploitation of water resources and water conservation. But the two method needs to consume a large amount of energy. How to develop a water production system with low energy consumption cost is a subject quite worth to study.

In this study, an ejector-type distillation system with waste heat or solar thermal as heat energy source is developed. This system distills water by means of ejector suction function and system design condition is: 105°C generator saturation temperature, 50°C evaporator saturation temperature, 60,70,75°C three condenser saturation temperature with 5.392 mm ejector nozzle diameter. The inner diameters of diffuser calculated using ejector one-dimensional model are 16 mm, 14 mm, 12 mm, respectively. Since ejector one-dimensional model analysis did not display nozzle optimum mounting position corresponding to maximum performance. In order to find out the nozzle optimum mounted position. This study changes four different nozzle positions with three different diffuser inner diameters experimentally following design condition to find out ejector peak entrainment ratio. The results show that: the optimum nozzle mounted position of the 12 mm, 14 mm and 16 mm diffuser inner diameter, is $X=0$ mm, $X=-4$ mm and $X=-6$ mm, respectively.

Keywords: ejector. distillation. optimum position

1. 前言

奈米球的發現者，1996 諾貝爾化學獎得主之

一，理查·史莫利(Richard E. Smalley)在 2003 年於 Rice 大學的能源與奈米研討會中提出，未來 50 年人類的十大問題中，能源與水資源是其中兩大

項。隨著全球人口之成長及工商業的發展，水成為逐漸短缺的資源，各國的用水需求快速增加，聯合國在 2002 年底正式宣告「擁有乾淨無虞的用水，是人權的基本要項之一」，「水權是實現人類尊嚴與生命健康不可或缺的一項權利」，並曾預言未來不久，戰爭的發動將是為了搶奪水資源而引發。聯合國環境計畫匯集全球一千五百位專家意見的「全球國際水源評估」(GIWA) 報告指出[1]，數十億人面臨到水源不足的問題，十一億人缺乏乾淨的飲用水。環境污染的連鎖反應導致河口灣鹽分增高，淡水資源危機已成為國際社會，特別是沿海國家及沙漠地區關注的重大問題。海水淡化已經成為解決全球水資源危機的重要途徑。

海水淡化技術至今已有五十多年的發展歷史。根據國際淡化協會(International Desalination Association, IDA)之統計，截至 2001 年年底為止，全世界共有 133 個國家應用海水淡化系統，淡化水的日產量(單位機組日產 100 噸以上者)已達 3,240 萬噸。其所產製的淡化水不僅用來供應民生用水、公共給水及灌溉用水等，也供應一般工業用水[2]。

海水淡化係將含有鈉、鈣、鎂、氯等不純物質予以分離處理，以獲得純淨之淡化水，供給民生及工業所需用水；海水淡化(Sea Water Desalination)的方法依其原理可分為涉及水的相變化與不涉及水的相變化(Non-Phase Transformation)等兩大類[3]。但依目前較能商業化使用的，有多級閃化蒸餾法(MSF)、逆滲透法(RO)、多效蒸餾法(MED)及蒸汽壓縮法(VC)等四種。

賴逸嵩[4]研究發現台灣雨季多集中於豐水期，且 80%之雨水量均流入海洋，一旦遇乾旱即面臨缺水危機。而台灣四週環海，具備有發展海水淡化之條件。

淡化處理過程中最重要的成本因素是能量。目前最先進的技術所需的能量也占了總成本的百分之三十至四十左右，然台灣因資源貧乏能源之取得不易，大都必須經由進口[5]。

因此如何開發出以最經濟的方法將海水淡化的新技術，以同時兼顧解決水資源缺乏、本國天然資源不足，與使用石化燃料對境破壞等問題，是一值得深入研究的領域。

基於此，若以無動件的噴射器對海水或廢水蒸餾，則可兼顧以低能耗代價達到海水淡化或淨化廢水的要求，因噴射器所需的主流體熱源，可來自於工業廢熱或太陽能，此外噴射系統除原蒸

餾而得的主流體外，其抽吸流還具二次蒸餾效果，提高了蒸餾量，且蒸餾時其蒸發溫度較高，較無真空洩漏之問題。

2. 文獻回顧

自二十世紀初期發明噴射器後，已廣泛應用於工業及製冷系統上，50 年代開始研究利用再生能源等作為熱源。噴射製冷系統為構造簡單又可運用再生能源的系統；噴射器為系統的核心元件，內部存在通過噴嘴的主流體和抽吸副流體等兩個窒塞現象。噴射器的抽吸比受超音速流體，震波和混合紊流等物理現象的影響，需要不斷地試驗和理論分析。

B.J. Huang and J.M. Chang [6] 等人，設計一完整系統以 R-141b 為工作流體經由過 15 個不同組合的噴射器實驗並推導出 2 個相關式，認為 R141b 是良好的工作流體。噴射器的窒塞狀況有關區分為三種模式：(1)雙窒塞(double-choking)或臨界(critical mode)模式，主流與抽吸流均為窒塞；(2)單窒塞(single-choking)或次臨界模式(subcritical)，只有主流窒塞且抽吸比隨噴射器的背壓而改變；(3)逆流(back-flow)或失效(malfunction)模式，均無窒塞且發生抽吸流逆流之情況。研究發現噴射器在雙窒塞或臨界模式及噴咀位置在吸入室下操作會有較好的表現，實驗中所得的抽吸比與預測值誤差在小於 10%。

Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana[7] 等人建構一小型的蒸汽噴射式製冷系統。在各種操作條件下，量測沿噴射器軸向的靜壓來描述內部的現象。噴射器包含噴嘴、混合室、喉部和擴散段。實驗中使用三個噴嘴與三個不同直徑的喉部，檢測噴嘴對性能的影響。系統性能涉及(1)副流體抽吸量(2)混合流體的流量。研究發現當蒸發器溫度較高時，系統 COP 可以隨臨界冷凝器壓力一起增加。

Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana[8] 等人介紹噴射器的基本發展背景和在製冷上的應用。研究發現系統操作條件、抽吸比、臨界壓力，噴射器的幾何形狀和工作流體等均可表示系統的性能。以水為工作流體雖具有低價、最小的環境影響(零臭氧消耗 ODP 和全球變暖潛力 GWP)及非常大的比容等優點，但所提供的冷卻溫度須在 0°C 以上。實驗顯示鹵烴冷媒是較適當的工作流體，所需的熱源溫度較低且可提供更高的性能；可利用低耗能源驅動系統或結合其他系統(蒸氣壓縮或吸收系統)來改善系統 COP。

R. Yapıcı, H.K. Ersoy [9] 等人以等面積噴射

器模型為基礎分析噴射式製冷系統性能，並與等壓噴射器模型作比較。在等面積模型中除混合方法和區域外，噴射器內的流動與等壓模型的情況相同；主流壓力高於開始時交互作用的副流，主流膨脹室塞副流，此狀態可作為副流的氣動噴嘴，並形成混合室內的氣動喉部，使副流速度達到超音速。研究發現在等面積噴射器中，冷凝器和蒸發器的溫度變化，對於 COP 具有較大的影響；在相同的工作溫度下，使用等面積流模型可得到最佳 COP 和面積比。

K. Piantong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana[10] 等人利用計算流體動力學(CFD)軟體 FLUENT(版本 6.0.12)，研究等面積(CMA)和等壓(CPM)噴射製冷系統中噴射器的流動現象和性能。噴射式製冷系統可利用低耗能來驅動，噴射器可決定在蒸發器中冷媒的質量流率(製冷能力)和冷凝壓力(排熱能力)。實驗使用以水作為工作流體的噴射製冷系統，在 120-140°C 的鍋爐溫度和 5-15°C 蒸發器溫度下操作。研究發現蒸發器溫度升高，抽吸比(EM)和臨界背壓(CBP)也會增加；相同操作條件，CMA 的 EM 較高，但 CBP 較低。

T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond[11] 等人採用計算流體動力學(CFD)來分析以水為工作流體的噴射製冷系統中噴射器內部流動現象。研究發現兩個系列斜震波，第一系列於主流離開主噴嘴並開始與副流混合時，第二系列在擴散段開始部分；主要壓縮效應是由第二系列所致。研究發現抽吸比與臨界背壓兩者同時可透過調整主流飽和壓力、副流飽和壓力及主噴嘴大小等參數而改變。

S. He, Y. Li, R.Z. Wang[12] 等人研究不同數學模型並討論噴射器內流力和熱力性質。這些模型可引導系統操作、解釋實驗結果並協助系統設計和最佳化。系統內的流動和混合現象可以分為熱力學和動態模型，進行噴射器設計和性能的評估。噴射器中的流動是從超音速到音速，然後到次音速；因此，紊流模型的選擇是很重要的。對於可壓縮流模型，RNG κ - ϵ 和 κ - ω -SST 模型是最適合的；對不可壓縮流模型，標準 κ - ϵ 和可變 κ - ϵ 模型被廣泛運用。由於偏微分方程的複雜性，有限差分法被認為是最準確與普遍的技術，已被廣泛運用於噴射器模型中。研究發現等壓混合噴射器比等面積混合噴射器提供更好的系統性能。

陸紀文的研究團隊[13][14]，利用能量守恆與噴射器工作原理，研發出結合太陽熱能與噴射器的「太陽能噴射式蒸餾器系統」，系統以太陽熱能作為驅動噴射器能量源，以低壓閃蒸方式來蒸

餾海水。系統中採用 16 片太陽能集熱器，產生器溫度為 100°C 與蒸發器溫度為 45°C，冷凝器溫度為 60°C 時，每月約可製造 1750 kg 純水。在能源與水資源缺乏的時代，不僅可解決缺水的問題，亦可同時解決日益短缺的石化能源問題。

3. 研究內容

噴射器應用於製冷已有百年歷史，但早期系統性能並不高，台大黃秉鈞[15][16]從 1994 年進行一連串相關研究，至張俊民[17]的噴射式冷氣系統之研究，對噴射器設計技術已充份掌握，並可獲得極高的性能係數。本研究雖非噴射製冷系統而是噴射蒸餾系統，但兩者原理完全相同，本研究為設計出最佳的噴射器，乃利用王正彥[13]依張俊民[17]論文中的一維模式將工作流體由 R141b 改為”水，噴嘴喉部直徑 d_t 設計值取 5.392 mm，產生器飽和溫度設計值取 105°C，蒸發器飽和溫度設計值取 50°C，冷凝器飽和溫度取三種設計值 65°C、70°C、75°C，以重新設計所對應的三支擴散段內徑噴射器，如圖 1 所示。

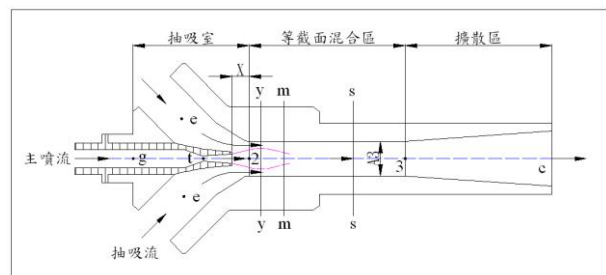


圖 1: 噴射器構造與操作機制圖

3.1 噴射器噴嘴設計理論

噴射器抽吸比定義為抽吸流量與主噴流量之比值：

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$$

由可壓縮流理論知主流體質量流率 \dot{m}_p 與噴嘴喉部面積 A_t 有如下關係[15]：

$$\dot{m}_p = \frac{p_o \cdot A_t}{\sqrt{R \cdot T_o}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

3.2 噴射器一維模式分析程序[17]

1. 計算主、副噴流性質與主噴流流量。
2. 計算主、副噴流在 y-y 截面(圖 1)所需之截面積。
3. 計算副噴流流量。
4. 計算在 y-y 截面之溫度與馬赫數。

5. 計算混合流性質。
6. 計算擴散區出口壓力 P_c (或稱背壓)
7. 比較 P_c 和臨界背壓 P_c^*
8. 計算出擴散段面積 A_3 及抽吸比

因第 7 項步驟須與臨界背壓相比較，故須進行迭代方能求得擴散段面積 A_3 及抽吸比 ω 最終設計值，本研究係借 FORTRAN 程式計算，結果如表 1 所列。

表 1: 噴射器一維模式蒸餾系統分析結果

操作條件	工況 1	工況 2	工況 3
T_g (°C) (飽和)	105	105	105
T_e (°C) (飽和)	50	50	50
T_c (°C) (飽和)	65	70	75
\dot{m}_s (kg/min)	0.1548	0.1020	0.0606
\dot{m}_p (kg/min)	0.2604	0.2604	0.2604
抽吸比 ω	0.5945	0.3917	0.2327
D_3 (m)	0.0158	0.0139	0.0121

3.3 噴射蒸餾系統結構與運轉流程圖

本研究依設計結果，製作與建置噴射蒸餾實驗系統以進行測試，系統如圖 2 所示。

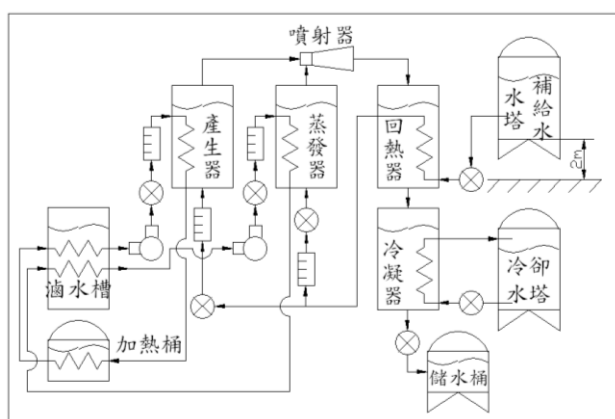


圖 2: 系統結構圖

此系統先以電熱器加熱滴水槽內的乙二醇，再以密閉循環方式間接加熱產生器與蒸發器，離開產生器的高溫蒸氣做為噴射器主流體，以抽吸蒸發器內的受熱的液體，使其汽化後成為噴射器副流體為蒸氣，主副流體混合後離開噴射器，先經過回熱器回收部份熱量以加熱補給水，

最後在冷凝器凝結成乾淨的蒸餾水，以儲水桶收集。

3.4 噴射器噴嘴最佳位置

前文 3.2 節中，噴射器一維模分析並未納入噴嘴位置 X 參數，事實上此一因素對噴嘴性能影響極大，因而以一維模式分析時，因先天的限制，僅能假設噴嘴是安裝於最佳位置點進行設計，而硬體系統建置後，若要使系統可依設計條件下以最佳性能運轉，必須先對系統進行測試，以實驗方式將噴射器具有最佳抽吸比的噴嘴位置 X 調整出來。本論文所擬研究的是將表 1 中三種擴散段內徑設計情況下，噴嘴所應安裝的最佳位置以實驗方式找尋出來。而原設計計算得出之中三種擴散段內徑各為 0.0158 m、0.0139 m、0.0121 m。為方便計，加工製作時取整數值各為 16 mm、14 mm、12 mm。

4. 結果與討論

本實驗設計點為：產生器 105°C、蒸發器 50°C、冷凝器 65°C、70°C、75°C 為了確保操作過程為主副流體皆為不含液體的蒸氣，本實驗進行時特地將離開產生器及蒸發器的蒸氣加熱成超過 1°C 以上的過熱蒸氣，而冷凝器溫度則皆維持在設計點以下，以便可同時量測臨界背壓。表 2、表 3、表 4 各為擴散段內徑 12 mm、14mm、16 mm 改變噴嘴安裝位置 X 的實驗數據。

表 2: 擴散段內徑 12 mm 實驗數值

噴嘴位置 X	-4mm	0mm	+4mm	+6mm
T_g (°C)	106.1	107.1	106.9	105.8
T_e (°C)	57.3	63.8	55.8	65.2
T_c (°C)	68.2	68.6	67.6	67.9
\dot{m}_s (kg/min)	0.05	0.055	0.05	0.05
\dot{m}_p (kg/min)	0.23	0.23	0.225	0.23
抽吸比 ω	0.2174	0.2391	0.2222	0.2174

表 3: 擴散段內徑 14 mm 實驗數值

噴嘴位置 X	-12mm	-8mm	-4mm	0mm
T_g (°C)	109.5	110.2	109.8	109.1
T_e (°C)	57.2	56.6	54.3	60.6
T_c (°C)	68.8	69	69.1	68.2
\dot{m}_s (kg/min)	0.075	0.077	0.08	0.075

\dot{m}_p (kg/min)	0.225	0.24	0.22	0.225
抽吸比 ω	0.3333	0.3208	0.3636	0.3333

表 4: 擴散段內徑 16 mm 實驗數值

噴嘴位置 X	-8mm	-6mm	-4mm	0mm
T_g (°C)	108.7	108.2	107.6	108.1
T_e (°C)	56.2	54.9	52.8	53.2
T_c (°C)	63.8	64.1	65.0	64.5
\dot{m}_s (kg/min)	0.15	0.165	0.155	0.15
\dot{m}_p (kg/min)	0.27	0.28	0.27	0.29
抽吸比 ω	0.5555	0.5892	0.5740	0.5172

圖 3 是將表 1 擴散段內徑 12 mm 以一維模式計算而得之抽吸比理論值 0.2327，與表 2 中不同噴嘴位置 X 實驗而得之對抽吸比 ω 所繪製的比較關係圖，由圖可知噴嘴最佳安裝位置 X 為 0 mm，理論與實驗數據間誤差 2.67%。

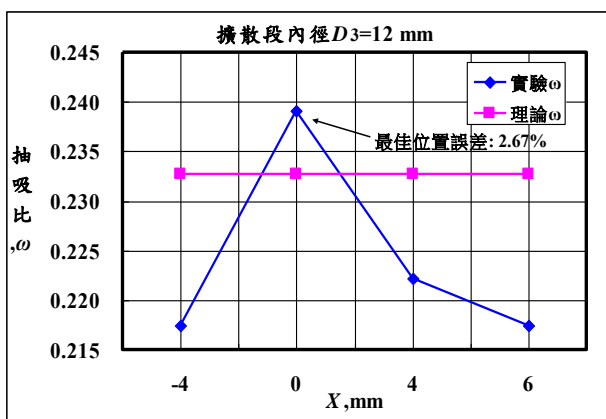


圖 3: 噴射器擴散段內徑 12 mm 最佳位置

圖 4 為擴散段內徑 14 mm，抽吸比理論值 0.3917 的情形，由圖看出噴嘴最佳位置 X 為 -4 mm，理論與實驗誤差 7.17%。

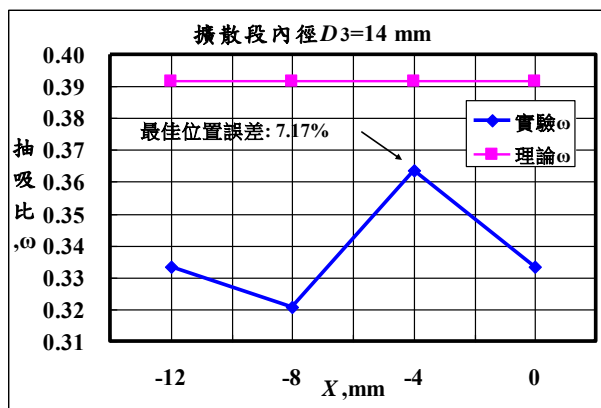


圖 4: 噴射器擴散段內徑 14 mm 最佳位置

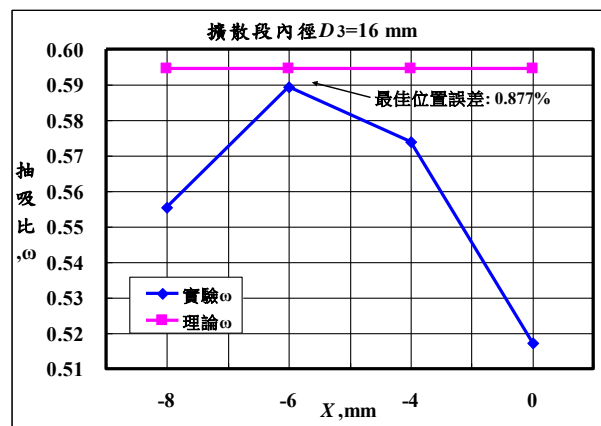


圖 5: 噴射器擴散段內徑 16 mm 最佳位置

圖 6 是將圖 3、圖 4、圖 5 之最佳安裝位置下的抽吸比，亦是在冷凝器飽和溫度各為 65°C、70°C、75°C 時以實驗找出的最佳位置對應抽吸比所繪製之關係圖。由圖可知抽吸比隨飽和冷凝溫度上升而降低，而一維模式之理論抽吸比與實驗值間相當接近，最大發生在 70°C，但未超過 10%，僅為 7.17%。

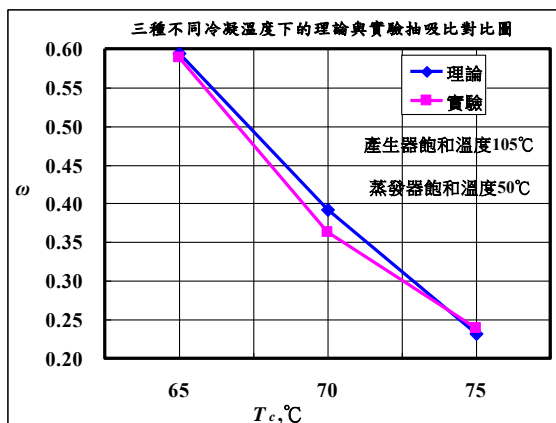


圖 6: 三種冷凝溫度下理論與實驗之 ω 比較

5. 結論

本研究提出噴射式蒸餾系統，此系統可以太陽或廢熱作為驅動噴射器熱源。本研究以噴嘴喉部直徑 d_t 為 5.392 mm，產生器飽和溫度 105°C，蒸發器飽和溫度 50°C，冷凝器飽和溫度 65°C、70°C、75°C，為系統設計條件，算出對應的三支擴散段內徑分別為 12 mm、14 mm、16 mm。

因噴射器一維設計模式未包含噴嘴最佳安

裝位置，本文改變四種不同位置以實驗方式找尋噴射器具最高抽吸比下的噴嘴最佳安裝位置。分析結果得到以下幾點結論：

1. 擴散段內徑 12 mm、14 mm、16 mm 噴嘴最佳位置點分別在 $X=0$ mm、 $X=-4$ mm、 $X=-6$ mm，亦即隨著擴散段直徑增加，噴嘴出口應離擴散段進口位置越來越遠。
2. 以本研究所採用的噴射器一維分析模式，所模擬出的抽吸比 ω 與實驗值間的誤差百分比皆在 10% 以內。
3. 當產生器 T_g 與蒸發器 T_e 溫度固定，冷凝 T_c 溫度越低，所得到的抽吸比 ω 越高。

6. 未來工作與展望

因本研究所採用的噴射器一維分析模式，其抽吸比 ω 理論預測值與實驗值間的誤差百分比皆在 10% 以內。說明了此模式以具相當的準確性，未來可朝著將噴嘴「最佳安裝位置」實驗結果，作為另一參數，加進噴射器一維分析模式中，免除須以多次實驗尋找最佳位置費力又耗時的繁複過程，同時又可提升一維模式的價值及準確性。

7. 參考文獻

1. United Nations Environment Programme, "Challenges to International Waters; Regional Assessments in a Global Perspective", pp.5-30, February, 2006.
2. 環境資訊中心，台灣環境資訊協會，<http://e-info.org.tw/issue/water/2001/is-water-irn01100801.htm>
3. 馬豐源，『淺談海水淡化方案』，船舶與海運期刊，第 18 卷，第 340~347 頁，2001。
4. 賴逸嵩，『海水淡化技術 MSF 之研究』，工業污染防治期刊，第 107 期，第 31~48 頁，2008。
5. 經濟部能源局 能源政策白皮書，<http://www.moeaec.gov.tw/>
6. B.J. Huang and J.M. Chang, "Empirical correlation for ejector design," International Journal of Refrigeration, 22, pp.379-388, 1999.
7. Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana, "Ejectors: applications in refrigeration technology," Renewable and Sustainable Energy, Reviews 8, pp.129-155, 2004.
8. Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana, "An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector," Applied Thermal Engineering, 24, pp.311-322, 2004.
9. R. Yapıcı, H.K. Ersoy, "Performance

- characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model," Energy Conversion and Management, 46, pp.3117-3135, 2005.
10. K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique," Energy Conversion and Management, 48, pp.2556-2564, 2007.
 11. T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries," International Journal of Thermal Sciences, 46, pp.823-833, 2007.
 12. S. He, Y. Li, R.Z. Wang, "Progress of mathematical modeling on ejectors," Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, pp.1760-1780, 2009.
 13. 王正彥，『太陽能噴射式蒸餾器系統設計與分析』，中華民國，國立勤益科技大學冷凍空調與能源系碩士班碩士論文，2010。
 14. 陸紀文、張俊民、王俊雄，『噴射式蒸餾器系統研究』，中華民國，冷凍空調技師季刊，第 31 期，第 22~30 頁，2012。
 15. 黃秉鈞：“非電力冷凍空調系統研究-總計畫”，國科會專題研究報告，NSC84-2122E-002-088(1995)
 16. 黃秉鈞：“非電力冷凍空調系統研究(三)-總計畫”，國科會專題研究報告，NSC86-2122E-002-088(1997)
 17. 張俊民：“噴射式冷氣系統之研究”，臺大機械系博士論文(1998)

7. 符號說明:

- T_g : 產生器溫度($^{\circ}\text{C}$) ; T_e : 蒸發器溫度($^{\circ}\text{C}$)
 T_c : 噴射器出口冷凝溫度($^{\circ}\text{C}$)
 \dot{m}_s : 抽吸流流量(kg/s)
 \dot{m}_p : 主噴流流量(kg/s)
 ω : 噴射器抽吸比 ; D_3 : 擴散段內徑(m)
 X : 噴嘴出口與擴散段進口處之距離(m)，當噴嘴伸入為正，反之為負。
 p_o : 主流體stagnation pressure(Pa)
 T_o : 主流體stagnation temperature(K)
 R : 主流體氣體常數, $R=R_u/M$
 γ : 主流體比熱比(specific heat ratio), $\gamma=C_p/C_v$
 A_t : 噴嘴喉部面積(m^2)