

# 行政院國家科學委員會專題研究計畫 期末報告

## 二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發 (II)

計畫類別：個別型  
計畫編號：NSC 101-ET-E-009-003-ET  
執行期間：101年01月01日至101年12月31日  
執行單位：國立交通大學機械工程學系(所)

計畫主持人：王啟川

計畫參與人員：碩士班研究生-兼任助理人員：陳冠宇  
碩士班研究生-兼任助理人員：童信傑  
碩士班研究生-兼任助理人員：林楷翔  
碩士班研究生-兼任助理人員：何彥慶  
博士班研究生-兼任助理人員：羅懷保

公開資訊：本計畫可公開查詢

中華民國 102 年 03 月 29 日

中文摘要：二氧化碳的臨界壓力與溫度分別為 7.8 MPa 與 330K，因此常溫下屬於超臨界狀態，由於二氧化碳在臨界點附近之熱傳性能以及流體性質會有很大的差異，因此在熱交換器內部，二氧化碳其溫度與壓力將會在臨界點以上操作。由於二氧化碳在臨界點附近之物理性質差異非常大，有別於一般傳統冷媒，因而不可用一般傳統熱交換器的數值模擬方式分析，因此，本研究藉由數值模擬的方式，考慮二氧化碳在 U 型平板式熱交換器之內部，考慮質能平衡聯立方程式，再利用程式模擬出二氧化碳在超臨界狀態之下的流速、壓力與溫度等分佈，並探討其影響。本研究文主要以二氧化碳為工作流體，開發板式熱交換器軟體應用在超臨界之氣體冷卻器與低於臨界點操作之一般之蒸發器。

中文關鍵詞：二氧化碳、超臨界狀態、板式熱交換器

英文摘要：

The study attempts to use carbon dioxide above and below the critical point to examine the performance in plate heat exchanger. The critical state of carbon dioxide is at 7.8 MPa and 330 K, respectively. The plate heat exchanger can be operated above critical point as a gas cooler or below the critical point as a typical evaporator. The objective of this project is to develop a carbon-dioxide based software capable of modeling the plate heat exchanger operated as gas cooler and evaporator. However, applicable numerical simulation methods for plate heat exchangers are not available, this is because the physical properties of carbon dioxide vary drastically near the critical point. In the study, a numerical simulation is developed to simulate the distributions of pressure, temperature, and flow velocity of both carbon dioxide and water in a plate heat exchanger.

英文關鍵詞：carbon dioxide, super-critical state, plate heat exchange

# 行政院國家科學委員會/經濟部能源局 「能源科技學術合作研究計畫」成果報告

期中進度報告     期末報告

## 計畫名稱：二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發(II)

計畫類別： 個別型計畫     整合型計畫

計畫編號：NSC 101-ET-E-009-003-ET

執行期間： 101 年 1 月 1 日至 101 年 12 月 31 日

執行機構及系所：國立交通大學機械工程系

計畫主持人：王啟川

共同主持人：

計畫參與人員：湯宜群

本計畫除繳交成果報告外，另含下列出國報告，共 \_\_\_\_ 份：

- 移地研究心得報告
- 出席國際學術會議心得報告
- 國際合作研究計畫國外研究報告

處理方式：除列管計畫及下列情形者外，得立即公開查詢

- 涉及專利或其他智慧財產權， 一年  二年後可公開查詢

中 華 民 國 101 年 3 月 28 日

## 摘要

二氧化碳的臨界壓力與溫度分別為 7.8 MPa 與 330K，因此常溫下屬於超臨界狀態，由於二氧化碳在臨界點附近之熱傳性能以及流體性質會有很大的差異，因此在熱交換器內部，二氧化碳其溫度與壓力將會在臨界點以上操作。由於二氧化碳在臨界點附近之物理性質差異非常大，有別於一般傳統冷媒，因而不可用一般傳統熱交換器的數值模擬方式分析，因此，本研究藉由數值模擬的方式，考慮二氧化碳在 U 型平板式熱交換器之內部，考慮質能平衡聯立方程式，再利用程式模擬出二氧化碳在超臨界狀態之下的流速、壓力與溫度等分佈，並探討其影響。本研究文主要以二氧化碳為工作流體，開發板式熱交換器軟體應用在超臨界之氣體冷卻器與低於臨界點操作之一般之蒸發器。

關鍵字：二氧化碳、超臨界狀態、板式熱交換器。

## Abstract

The study attempts to use carbon dioxide above and below the critical point to examine the performance in plate heat exchanger. The critical state of carbon dioxide is at 7.8 MPa and 330 K, respectively. The plate heat exchanger can be operated above critical point as a gas cooler or below the critical point as a typical evaporator. The objective of this project is to develop a carbon-dioxide based software capable of modeling the plate heat exchanger operated as gas cooler and evaporator. However, applicable numerical simulation methods for plate heat exchangers are not available, this is because the physical properties of carbon dioxide vary drastically near the critical point. In the study, a numerical simulation is developed to simulate the distributions of pressure, temperature, and flow velocity of both carbon dioxide and water in a plate heat exchanger.

Keywords : carbon dioxide, super-critical state, plate heat exchanger.

## 一、前言

天然冷媒（二氧化碳）雖然早在十九世紀就已被發現，但由於當時操作壓力過大以及受限於當時工業水準並不高，故不被人們所廣泛應用。而隨著 CFC（合成冷媒）的發明與使用，更是一度淡出市場，至 1980 年代起，臭氧層的破壞與溫室效應等議題逐一浮現，使得人們對於使用 CFC、HCFC 甚至是 HFC 這類合成冷媒產生質疑，而目前較常使用之冷媒如 R-134a，雖無破壞臭氧層等問題，但其仍具有極高之溫室效應潛力。而其它研究中之各種鹵烷冷媒等，亦具有相同之問題。為了解決合成冷媒對於環境的影響與衝擊，天然冷媒重新被人們所重視及發展。其中，二氧化碳因為其取得容易，無毒、不可燃、不助燃且無破壞臭氧層及溫室效應潛力低等優點，為一理想無污染冷媒。

常見的製程用熱交換器依其結構約可分為套管式熱交換器、殼管式熱交換器及板式熱交換器等三類。本文所探討的對象即為板式熱交換器。板式熱交換器擁有以下優點[1]：

1. 易清潔、檢查及保養。
2. 可隨負載而增減熱傳面積→藉由板片數、板片大小、板片型式、流場安排等因素之變化(針對組合式而言，硬焊式無此優點)。
3. 低污垢阻抗→因內部流場通常是在高度紊流情況下，故其污垢阻抗只有殼管式之 10~25%。
4. 熱傳面積大→具高熱傳係數、低污垢阻抗、純逆向流動，故在同熱傳量下，熱傳面積約為殼管式之 1/2~1/3。
5. 低成本。
6. 體積小→同熱傳量下，體積約為殼管式之 1/4~1/5。
7. 重量輕→在相同熱傳量下，重量約為殼管式之 1/2。
8. 流體滯留時間短且混合佳→可達到均勻之熱交換。
9. 容積小→含液量少、快速反應、製程易控制。

10. 熱力性能高→溫度回復率可達  $1^{\circ}\text{C}$ ，有效度可達 93%。
11. 無殼管式中流體所引起之振動、噪音、熱應力及入口沖擊等問題。
12. 適合液對液之熱交換、需要均勻加熱、快速加熱或冷卻之場合。

板式熱交換器若以分、匯流管出入口位置的不同則可分成 U 型和 Z 型兩種，如下圖 1 所示。而本研究所探討的即為 U 型板式熱交換器。

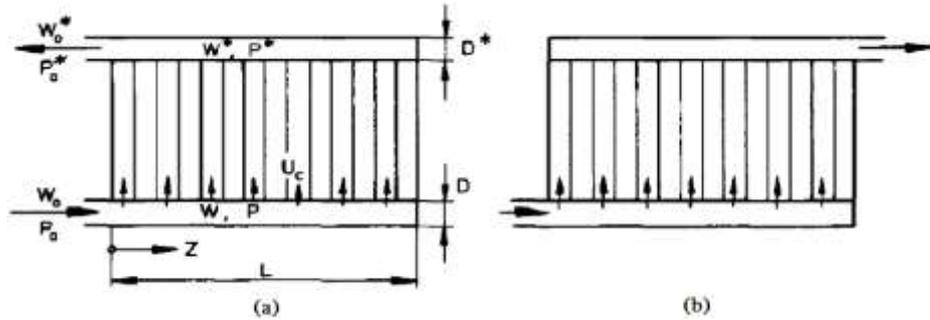


圖 1、U-type 板式熱交換器與 Z-type 板式熱交換器[2] Bassiouny.

板式熱交換器的外觀構造如下圖 2 所示：

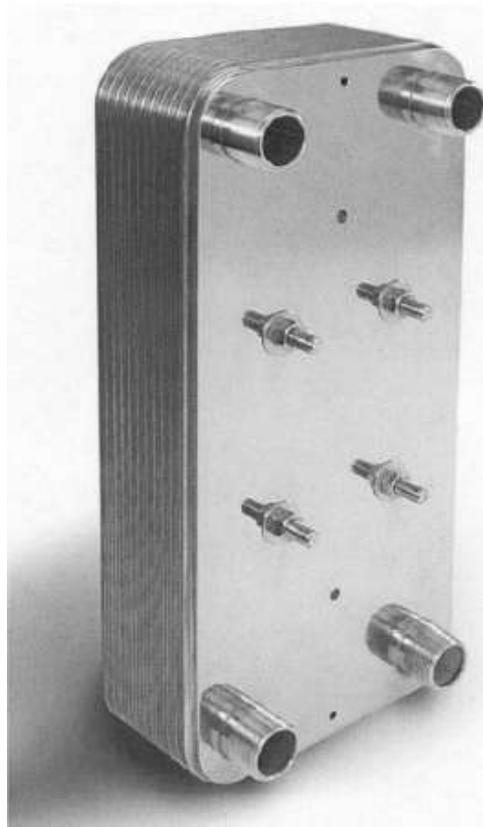


圖 2、板式熱交換器實體圖

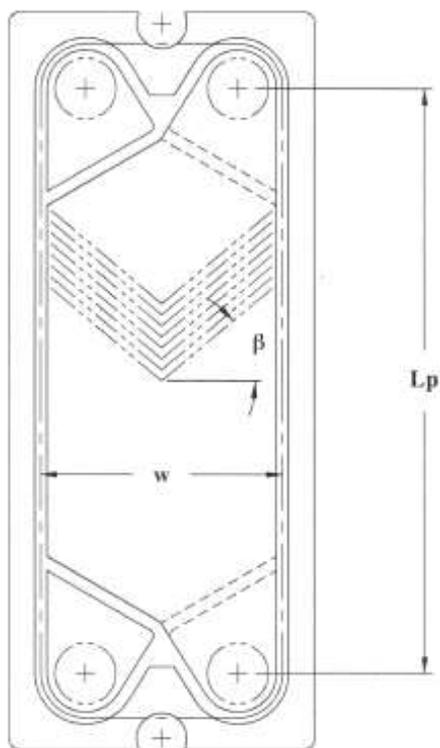


圖 3、板式熱交換器內部構造示意圖

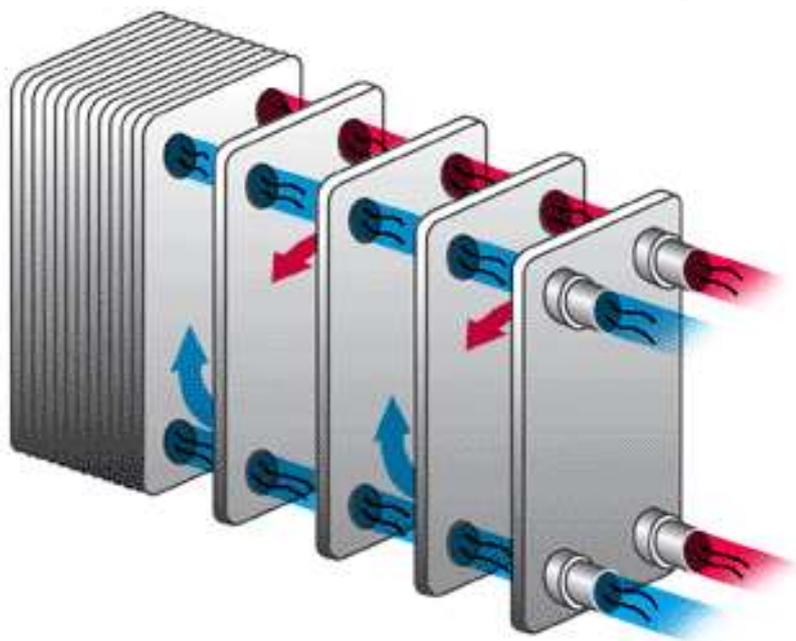


圖 4、板式熱交換器內部構造示意圖

## 二、 研究目的

由於二氧化碳的臨界溫度與臨界壓力分別為  $31.1^{\circ}\text{C}$  與  $78.7\text{ Bar}$ ，在一般的操作環境下，二氧化碳將持續維持在臨界點以上。圖 5 為典型二氧化碳蒸氣壓縮循環。

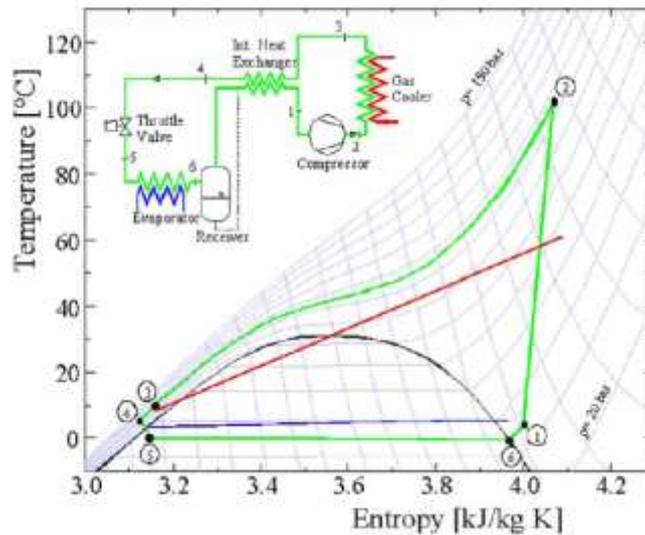


圖 5、超臨界二氧化碳蒸氣壓縮循環示意圖

其中在狀態 2 到狀態 3 之熱交換過程，皆已超過臨界點，呈現超臨界流體狀態，此時，二氧化碳在放熱過程並不同一般冷媒經由冷凝器以冷凝的方式散熱，而是以近乎氣體的方式散熱，一般而言，又稱氣體冷卻器(Gas cooler)；在狀態 5 到狀態 1 之熱交換過程，則稱為蒸發器，在此區二氧化碳的操作範圍屬於次臨界點區，流入此區的二氧化碳屬於兩相(two phase)流，在板片間與相臨的熱側流體進行熱交換，吸收熱量而變為單相的氣體(gas)輸出。一般而言，此過程可視為一等壓蒸發吸熱過程，而在過程中二氧化碳的熱傳效應與傳統冷凍循環相似。綜合上述，目的為建立一個描述二氧化碳在臨界點附近之程式，藉由此程式模擬二氧化碳在 U 型板式熱交換器中的流速、壓力與溫度分佈，並從中找出增加熱傳性能的方法。而本計劃共分為兩年，第一年為板式熱交器中氣體冷卻器的開發；在第二年的企劃中，所探討的對象則以蒸發器為主。

### 三、文獻探討

#### 3-1 氣體冷卻器(Gas Cooler)

由於超臨界二氧化碳在穿臨界時，許多熱力、輸送性質諸如密度、焓、黏性等皆會有極大的變化(圖\*\*\*\*)，傳統適用於單相熱傳的經驗式，如 Dittus-Boelter [3] 所提出的和 Gnielinski Correlation [4]如下：

Dittus-Boelter：

$$Nu_b = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^{0.3}$$

(適用於流體被冷卻情況， $Re=10000\sim 120000$ ， $Pr=0.7\sim 120$ )

Gnielinski：

$$Nu_b = \frac{(f/8)(Re_b - 1000) Pr_b}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr_b^{2/3} - 1)}$$

(適用於  $Re=2300\sim 1000000$ ， $Pr=0.5\sim 2000$ )

以上二式皆是適用於熱力和輸送性質變化不大的情況，但應用在二氧化碳熱傳的預測上並不準確。原因在於，紐塞數是受到雷諾數(Reynolds number)和普蘭特爾數(Prandtl number)的影響，而二氧化碳在超臨界流體狀態時，其熱傳性質以及流體性質會有很大的差異

以下圖 6 為例，圖中的點代表實驗數據，而線代表 Gnielinski Correlation 預測的數值，可以發現在低質量通率下預測較準，而在質量通率漸漸增加時誤差逐漸加大，尤其在準臨界(Pseudo-critical)點附近的誤差最大。

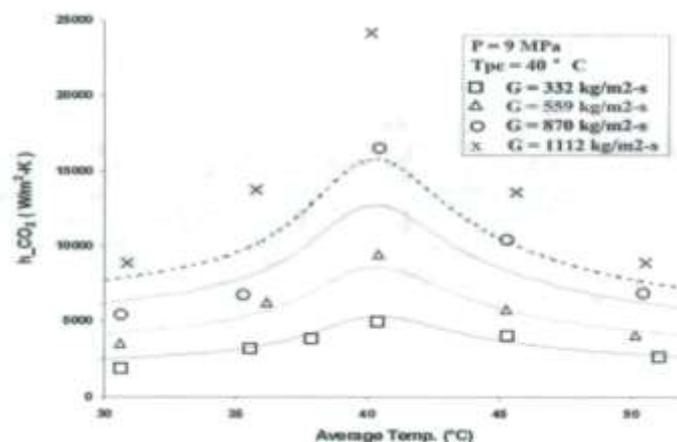


圖 6、Gnielinski Correlation 和實驗數據比較

而除了雷諾數(Reynolds number)和普蘭特爾數(Prandtl number)對熱傳的影響外，超臨界二氧化碳的熱傳特性還和下列因子有關：

準臨界性質

從前述可知二氧化碳在溫度與壓力分別是 330K、7.8 Pa 時，屬於臨界流體，而其熱力性質以及流體特性，由下圖 7、8、9、10 即可以發現，其在臨界狀態會有很大的變化。

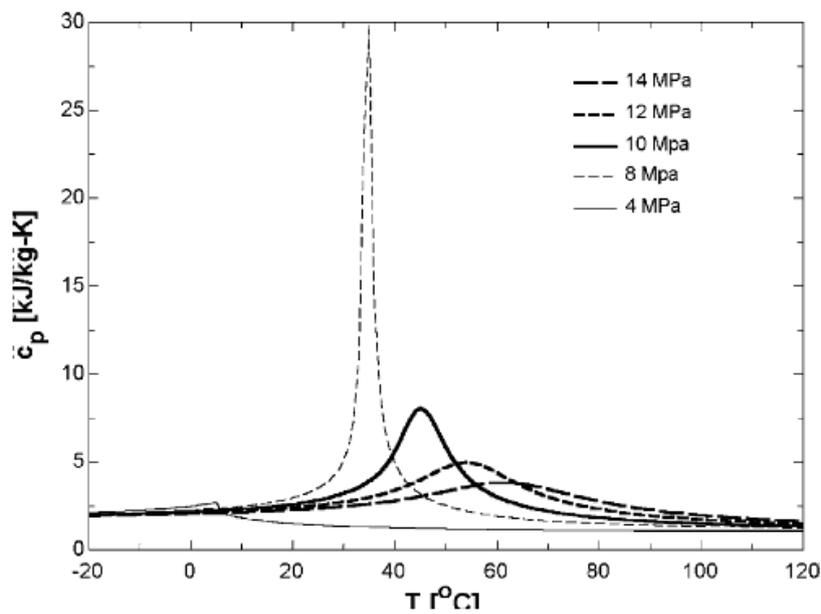


圖 7、超臨界下二氧化碳比熱變化

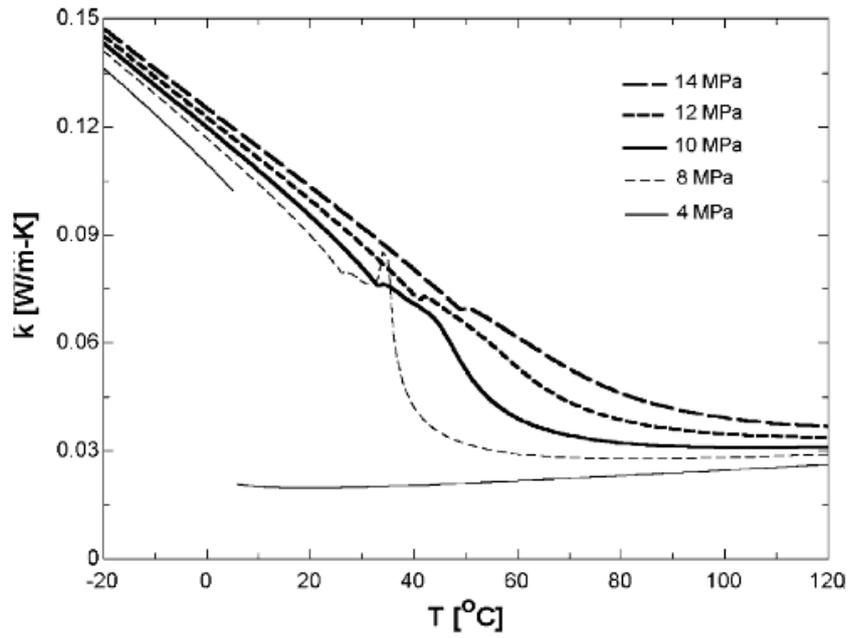


圖 8、超臨界下二氧化碳導熱性變化

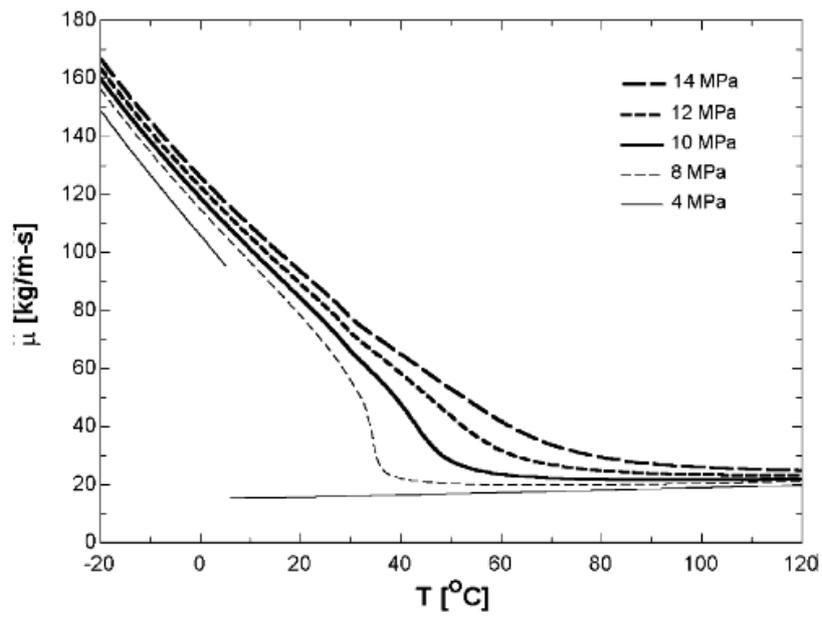


圖 9、超臨界二氧化碳黏滯性變化

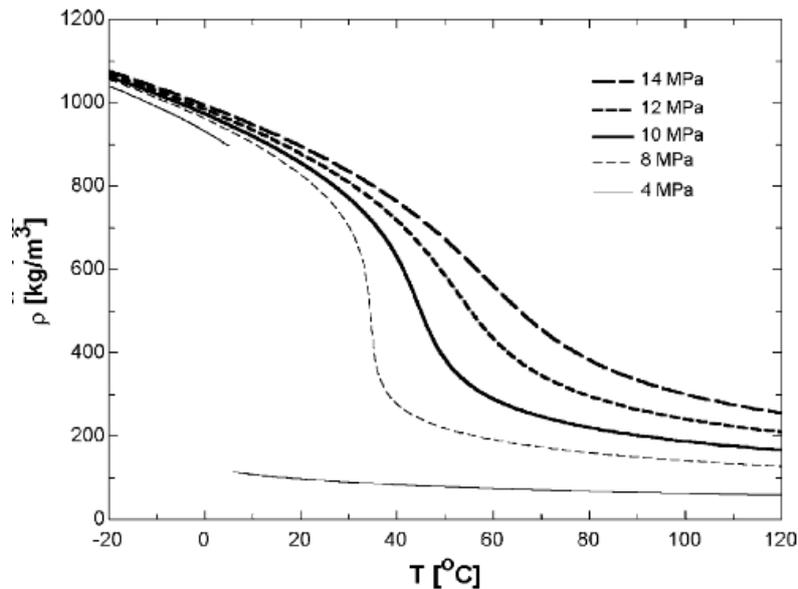


圖 10、超臨界下二氧化碳密度變化

二氧化碳在超臨界的狀態下，若以等壓的方式升降溫，當溫度到達某一點的時候，等壓比熱將會達到一個極大值，在這點的性質稱之為準臨界性質 (Pseudo-critical Property)，如準臨界溫度、準臨界密度等。在此點附近，熱傳係數會有明顯的上升。對於準臨界壓力及溫度，依據 Liao et al. [5] 及 NIST 所提供的熱力表可以表示成和壓力間的關係式：

$$T_{pc} = -122.6 + 6.124P - 0.1657P^2 + 0.01773P^{2.5} - 0.0005608P^3$$

$$\rho_{pc} = 272.6 + 4.233P - 0.02901P^2 + 0.00009153P^3$$

在 Yoon et al. [6] 的水平圓管實驗裡，在壓力 7.5~8.8 MPa 之下對超臨界二氧化碳做測試，結果發現熱傳性能受到準臨界密度的影響，並做出了一熱傳修正式以描述其性質：

$$Nu_b = 0.14 Re_b^{0.69} Pr_b^{0.66} \quad \text{當 } T_b > T_{pc}$$

$$Nu_b = 0.013 Re_b Pr_b^{-0.05} \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b}\right)^{1.6} \quad \text{當 } T_b < T_p$$

Son et al. [7] 的實驗說明了在同一管截面上，壁面和管中心性質的差異上也會影響熱傳能力，同時也提出了修正式：

$$Nu_b = Re_b^{0.55} Pr_b^{0.23} \left(\frac{c_{p,b}}{c_{p,w}}\right)^{0.15} \quad \text{當 } T_b > T_{pc}$$

$$Nu_b = Re_b^{0.35} Pr_b^{1.9} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{-1.6} \left(\frac{c_{p,b}}{c_{p,w}}\right)^{-3.4} \quad \text{當 } T_b < T_{pc}$$

除了密度與管壁相對位置外，Petrov et al. [8]則描述了管壁熱通量和質量通量會造成熱傳上的差異，並提出了 Petrov Correlation：

$$Nu_w = Nu_{O,w} (1 - 0.001 \frac{q}{G}) \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}}\right)^n$$

$$\text{其中 } Nu_{O,w} \text{ 為：} \quad Nu_{O,w} = \frac{(f/8) Re_w Pr_w}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr_w)^{2/3}}$$

上式中 n 值的大小由熱通量和質通量的比決定：

$$n = 0.66 - 0.0004 \left(\frac{q}{G}\right) \quad \text{if } \bar{c}_p < c_{p,w}$$

$$n = 0.9 - 0.0004 \left(\frac{q}{G}\right) \quad \text{if } \bar{c}_p > c_{p,w}$$

$$\bar{c}_p \text{ 的定義則為：} \quad \bar{c}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w}$$

由於 R744 在準臨界區附近的密度變化非常大，因此它的浮力效應對熱傳影響便非常明顯。Liao et al. [9]的文獻即以紐塞數說明了這點：

$$Nu_b = 0.128 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_b^2}\right)^{0.205} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w}\right)^{0.437} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{p,w}}\right)^{0.411}$$

### 3-2 蒸發器

N. Hayes et al. [10]以實驗方法，測試二氧化碳位於二相區在三種不同傾斜角 (chevron angle) 組合(60°/60°、27°/60°及 27°/27°)的板式熱交換器中其熱傳係數之變化。結果顯示為當傾斜角為27°/27°時，由於其紊流程度較高，故熱傳效果相對較佳。

Yun et al.[11]用實驗方法量測 CO<sub>2</sub> 的熱傳係數，分析熱通量、質通量的改變對其測量結果的影響，發現當靠近臨界蒸氣乾度點時，熱傳係數會出現突然下降的現象，而熱通量在低質通量(500 kg/m<sup>2</sup> s)以下時，臨界蒸氣乾度點對熱傳係數的影響是很大的。

Ducoulombier et al.[12]亦從事二氧化碳在小管徑下的蒸發熱傳研究，操作的冷媒溫度在-10°C到 0°C之間，結果顯示對流熱傳效應(convective boiling)比提升飽和溫度或增大管徑，對熱傳效果的影響更為顯著。原因為泡核沸騰(nucleate boiling)主導著冷媒整體的熱傳效果。

Gao and Honda [13]的實驗說明在平滑管以及微小管徑之鰭管(Micro-fin)中，泡核沸騰效應主導著兩相蒸發沸騰中的熱傳性能；在小管徑下，高乾度、高質通率對其局部熱傳性能產生的影響(提升)越顯著。此結論與 Ducoulombier et al.[12]的量測結果相似。

Zhao and Bansal [14]針對 CO<sub>2</sub> 冷媒在低溫下的蒸發熱傳進行研究，結果顯示在平滑管中，當冷媒溫度介於-24.3°C和-40.6°C時，熱傳係數將會較高溫(0°C)時來的小，且兩相熱傳係數會隨著飽和溫度降底而下滑，其值約在 3500 W/ m<sup>2</sup> K and 7500 W/ m<sup>2</sup> K 之間隨著乾度而變動。並且得到以下結論：(1)熱通量的改變比質通量的改變對熱傳係數所造成的影響要大。(2)在低乾度時，泡核沸騰主導著冷媒整體熱傳性能。

### 3-3 流場計算文獻

關於流場，本研究則是參考 M.K. Bassiouny and H. Martin [2]的流場模型，其流場模型如下：

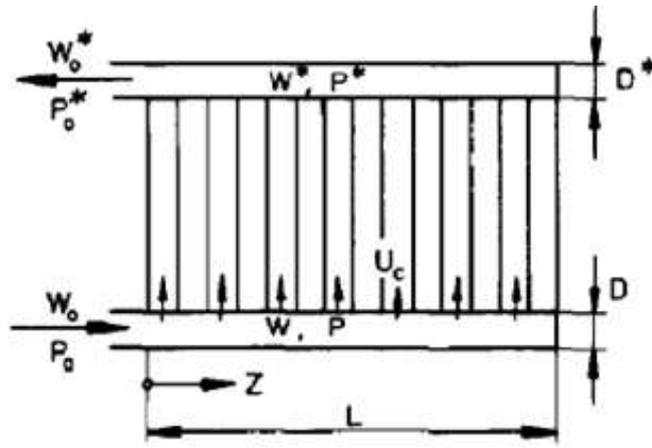


圖 11、流體進入流道示意圖

而根據此模型，建立如下圖之控制體積：

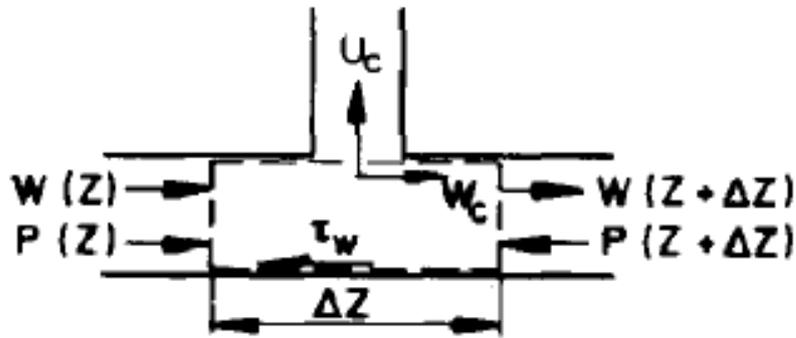


圖 12、入口控制體積示意圖

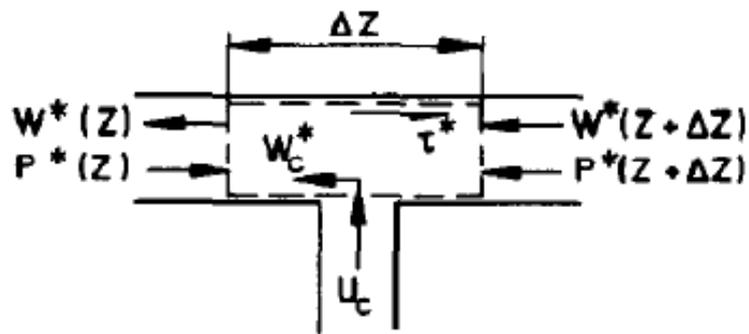


圖 13、出口控制體積示意圖

同時，並在每一個控制體積處使用連續方程式及動量方程式來做分析：

入口連續方程式

$$\rho AW = \rho A_c U_c + \rho A \left( W + \frac{dW}{dZ} \Delta Z \right)$$

且將  $\Delta Z = \frac{L}{n}$  帶入上式，

整理後可得

$$U_c = -\frac{AL}{A_c n} \frac{dW}{dZ}$$

其中：A 為導管入口之截面積， $A_c$  為流道截面積，W 為入口速度， $U_c$  為流道入口速度，L 為導管長度，n 為流道數量，Z 為軸方向。

入口動量方程式：

$$PA - (P + \frac{dP}{dZ} \Delta Z)A - \tau_w \pi D \Delta Z = \rho A \left( W + \frac{dW}{dZ} \Delta Z \right)^2 - \rho A_c U_c W_c$$

而關於流經分支流所造成的動量損失，文獻中則引入平均速度比  $\beta$  來表示：

$$\beta = \frac{W_c}{W}$$

由於文中將  $\beta$  視為常數，利用  $\beta$  與流速之關係做整理可以知道

$$W_c = W - \frac{A_c}{A} U_c$$

而其中

P 為入口壓力，f 為入口平均摩擦係數，D 為入口直徑， $\tau_w$  為剪應力， $\beta$  為平均速度比 ( $W_c/W$ )。

### 3-4 熱場計算文獻

B. Prabhakara and P. KrishnaKumar [15] 等人首先為了計算方便，做了下列七個假設：

- (i) 熱力性質與壓力及溫度無關。
- (ii) 每個流道的截面積是相同的。
- (iii) 溫度轉換只包含有流道與流道之間，在出入口區並無發生溫度轉換。
- (iv) 與環境絕熱。
- (v) 流體在流道中屬於塊狀流且均勻分布於流道中。
- (vi) 在流道間不均勻的流體分佈可以帶入。

(vii) 平板很薄可假設成無側向熱傳。

而本文獻首先建立如圖 14 之模型：

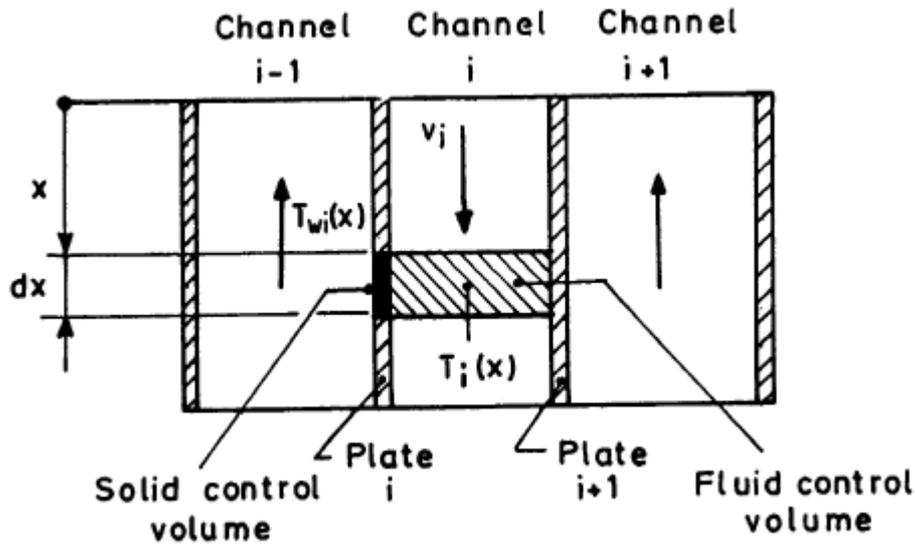


圖 14、熱傳控制體積示意圖

接著將控制體積設定在流道中，對第一個流道做熱傳分析，可得到如下之方

程式：

For fluid 1 :

$$(mC_p)_1 \frac{dT_i}{dx} = \frac{h_i A}{2L} (T_{wi} - T_i) + \frac{h_i A}{2L} (T_{wi+1} - T_i)$$

For fluid 2 :

$$(mC_p)_2 \frac{dT_i}{dx} = (-1)^{i-1} \times \left[ \frac{h_i A}{2L} (T_{wi} - T_i) + \frac{h_i A}{2L} (T_{wi+1} - T_i) \right]$$

而在板片的熱傳部分即為：

$$\frac{h_{i-1} A}{2L} (T_{i-1} - T_{wi}) + \frac{h_i A}{2L} (T_i - T_{wi}) = 0$$

其中： $m$  為質量流率， $A$  為有效熱傳面積， $C_p$  為液體等壓比熱， $L$  為 channel 長度，

$h$  為熱傳係數， $i$  代表第  $i$  個 channel。

## 四、研究方法

本文考慮了[2]及[15]的流場及溫度場模型，同時並做了以下假設：

- (i) 假設為連續流體。
- (ii) 超臨界狀態的二氧化碳為牛頓流體(Newtonian fluid)，且黏滯係數為等方向性。
- (iii) 工作流體在板式熱交換器中，流體密度會隨溫度與壓力而改變。
- (iv) 假設為一維流動；即在同一截面下為均勻流。
- (v) 由於板片的厚度很薄，因此假設板片在側向不發生熱傳導。
- (vi) 由於入口/出口端長度相對於板片長度來甚小，且管壁摩擦係數亦遠小於板片通道，因此在此不考慮入/出口端摩擦壓降。
- (vii) 忽略重力效應。
- (viii) 板片與外界無發生熱傳效果；即邊界設為絕熱。

由於冷側與熱側流體並不互相接觸，因此在流場分析時，則將冷側與熱側模型分開來討論，如圖 15：

熱側(工作流體為水)模型如圖 15 所示，其中左下方為入口；由於為 U 型配置，故出口設於左上方。在模型上方及下方分別為匯流區以及分流區；而在中間則為板片通道，此部分佔了流場約 80%以上的體積，而根據上述的假設，絕大部分的壓降以及所有的熱傳現象，也都發生在板片通道之間。

冷側(工作流體為二氧化碳)模型如圖 16 所示。

由於流動方向為逆向，故冷側模型的入口在左上角而出口在左下角，上下及下方分別為分流區及匯流區，其餘的配置則與熱測模型相同。

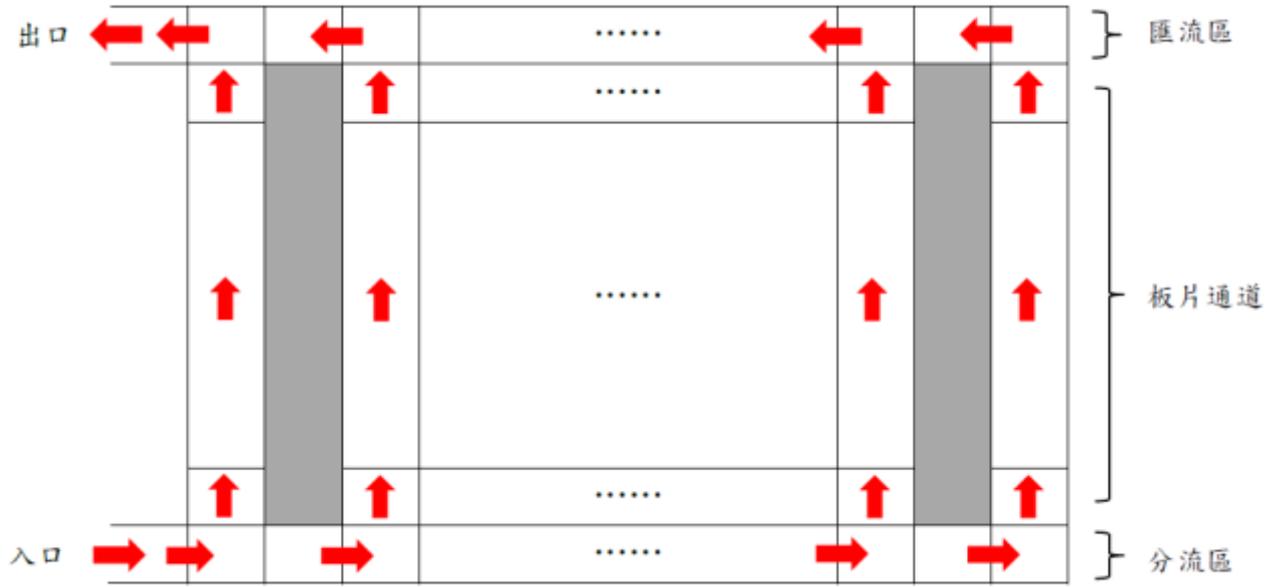


圖 15、冷側數值模型配置圖

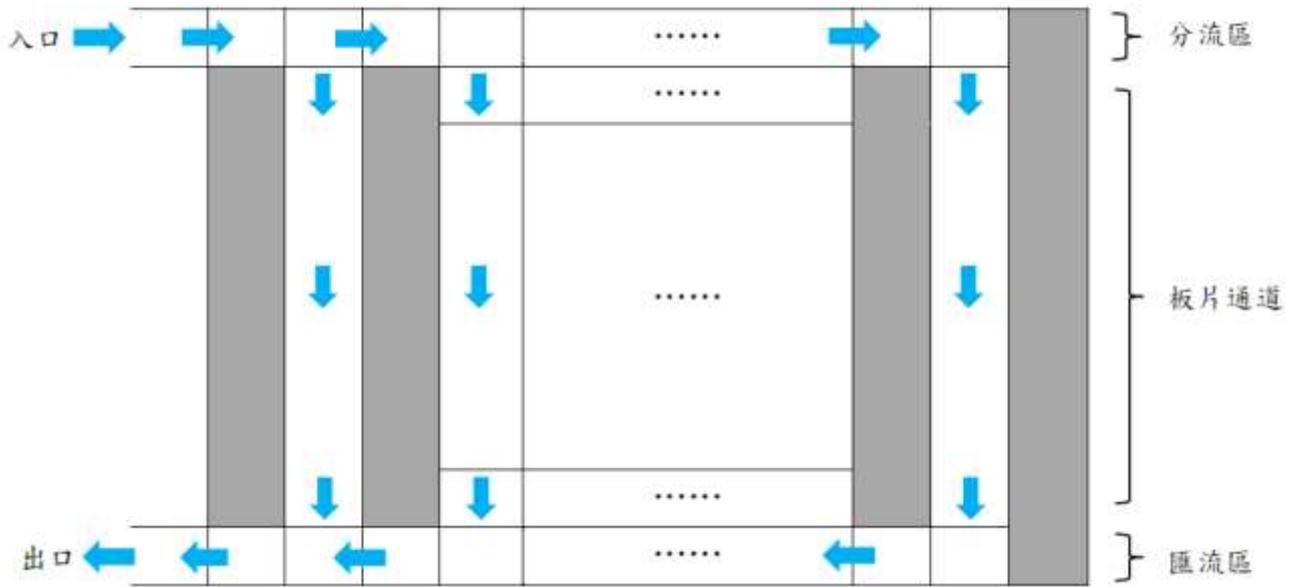


圖 16、熱側數值模型配置圖

根據以上模型及假設，我們可以建立如下之控制體積：

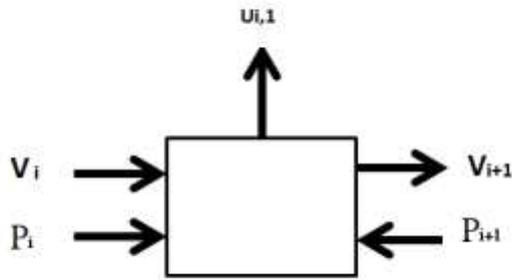


圖 17、分流區控制體積示意圖

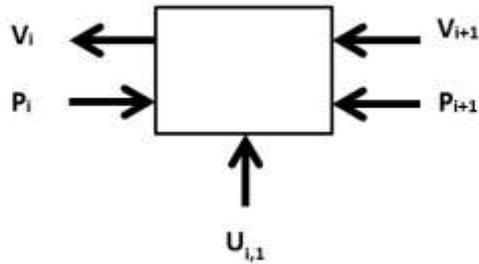


圖 18、匯流區控制體積示意圖

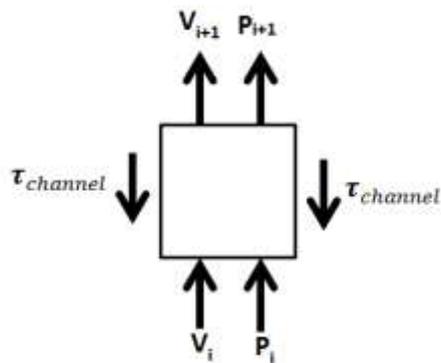


圖 19、流道控制體積示意圖

方程式如下：

(1) 分流區：

(i) 質量守恆

$$\rho AV_{in i} = \rho A_c U_{i,1} + \rho AV_{in i+1}$$

動量守恆

$$P_{in i} A - P_{in i+1} A = \rho AV_{in i+1}^2 - \rho AV_{in i}^2 + K_L \rho AV_{in i}^2$$

(2) 匯流區：

(i) 質量守恆

$$\rho_i AV_{out i} = \rho_{i,N} A_c U_{i,N} + \rho_{i+1} AV_{out i+1}$$

(ii) 動量守恆

$$P_{out i+1} A - P_{out i} A = \rho_i AV_{out i}^2 - \rho_{i+1} AV_{out i+1}^2 + K_L \rho_{i+1} AV_{out i+1}^2$$

(3) 流道：

兩相區

(i) 質量守恆

$$\bar{\rho}_{i,j} A_c U_{i,j} - \bar{\rho}_{i,j} A_c U_{i,j+1} = 0$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{(1-x)}{\rho_L}\right)}$$

(ii) 動量守恆

當位於兩相區時

$$-\frac{dP}{dz} = G^2 v_L \frac{dx}{dz} + \frac{2f_{TP} G^2 v_L}{d_i} \left( 1 + x \left( \frac{v_{fg}}{v_L} \right) \right) + \frac{g \sin \theta}{v_L (1 + x v_{fg}/v_L)}$$

單相過熱區

$$\rho_{i,j} A_c U_{i,j} - \rho_{i,j+1} A_c U_{i,j+1} = 0$$

$$P_{i,j} A_c - P_{i,j+1} A_c - \tau_w P l p - \rho_{i,j} A_c U_{i,j}^2 + \rho_{i,j+1} A_c U_{i,j+1}^2 = 0$$

其中

$$\tau_w = f_{c i,j} \rho_{i,j} \left( \frac{U_c^2}{8} \right)$$

除此之外，根據[2]，本研究還考慮轉入(出)流道的能量損失(Turning loss)如下：

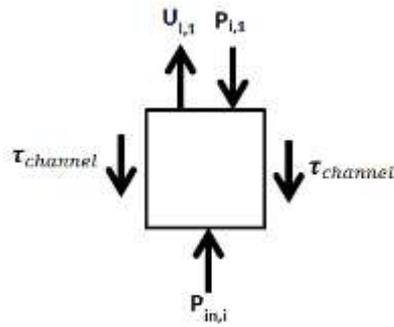


圖 20、由分流區進入第一個格點處

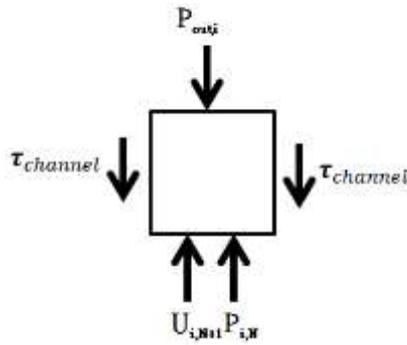


圖 21、由流道進入匯流區處

而根據控制體積，所建立的方程式如下：

$$(i) \quad P_{in\ i}A - P_{ch\ i,1}A_c + (1 + C_t)\rho AU_{i,1}^2 = 0$$

$$(ii) \quad P_{ch\ i,N}A_c - P_{out\ i}A + (1 + C_{to})\rho AU_{i,N}^2 = 0$$

在熱場的部分，由於從入口到流道之間的距離非常短，因此假設熱傳僅發生在板片通道的地方，所建立的控制體積如下：

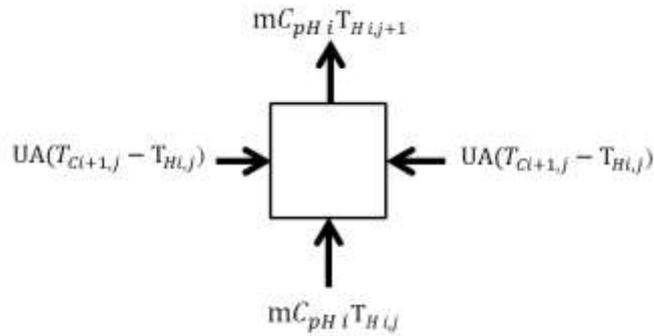


圖 22、冷側熱場控制體積示意圖

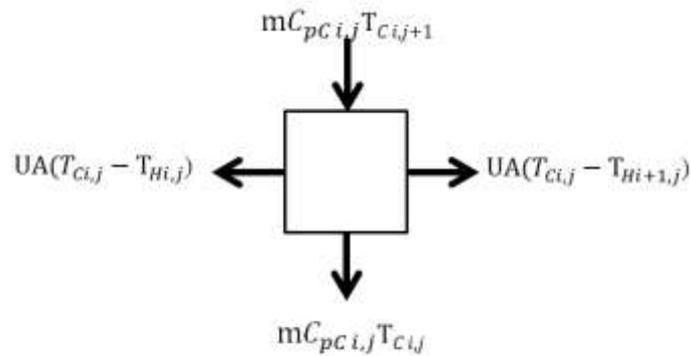


圖 23、熱側熱場控制體積示意圖

熱場方程式如下：

(i) 水側板片通道熱傳

$$\begin{aligned} mC_{pHi}(T_{Hi,j+1} - T_{Hi,j}) &= \left( \frac{1}{A_w h_{Hi,j}} + \frac{\Delta x}{kA_w} + \frac{1}{A_w h_{Ci,j}} \right)^{-1} (T_{Ci,j} - T_{Hi,j}) \\ &+ \left( \frac{1}{A_w h_{Hi,j}} + \frac{\Delta x}{kA_w} + \frac{1}{A_w h_{Ci+1,j}} \right)^{-1} (T_{Ci+1,j} - T_{Hi,j}) \end{aligned}$$

(ii) 二氧化碳側板片通道熱傳

$$\begin{aligned} mC_{pCi}(T_{Ci,j+1} - T_{Ci,j}) &= \left( \frac{1}{A_w h_{Hi,j}} + \frac{\Delta x}{kA_w} + \frac{1}{A_w h_{Ci,j}} \right)^{-1} (T_{Hi,j} - T_{Ci,j}) \\ &+ \left( \frac{1}{A_w h_{Hi+1,j}} + \frac{\Delta x}{kA_w} + \frac{1}{A_w h_{Ci,j}} \right)^{-1} (T_{Hi+1,j} - T_{Ci,j}) \end{aligned}$$

程式流程如下：

1. 假定水與二氧化碳之溫度與壓力已知，可知水和二氧化碳之各個性質。
2. 分別帶入水和二氧化碳之流場，可分別解出一組速度與壓力。
3. 將算出的速度與壓力帶入溫度場
4. 判斷蒸發器內部乾度是否小於 1。當乾度小於 1 時，則繼續使用兩相熱傳經驗式。
5. 若乾度大於 1，則表示 CO<sub>2</sub> 完全蒸發為氣體，同時引入 CO<sub>2</sub> 氣體熱傳經驗式
6. 計算後，可得到一組新的溫度。
7. 將上面解出的溫度與(1)之假設做比較。
8. 如果與前一組溫度差大於 0.001，將算出的溫度做為新的假設，並重複步驟(1)~(7)。
9. 如果差值小於 0.001，程式收斂，最後算出的溫度即為解答，跳出迴圈。

程式流程圖：

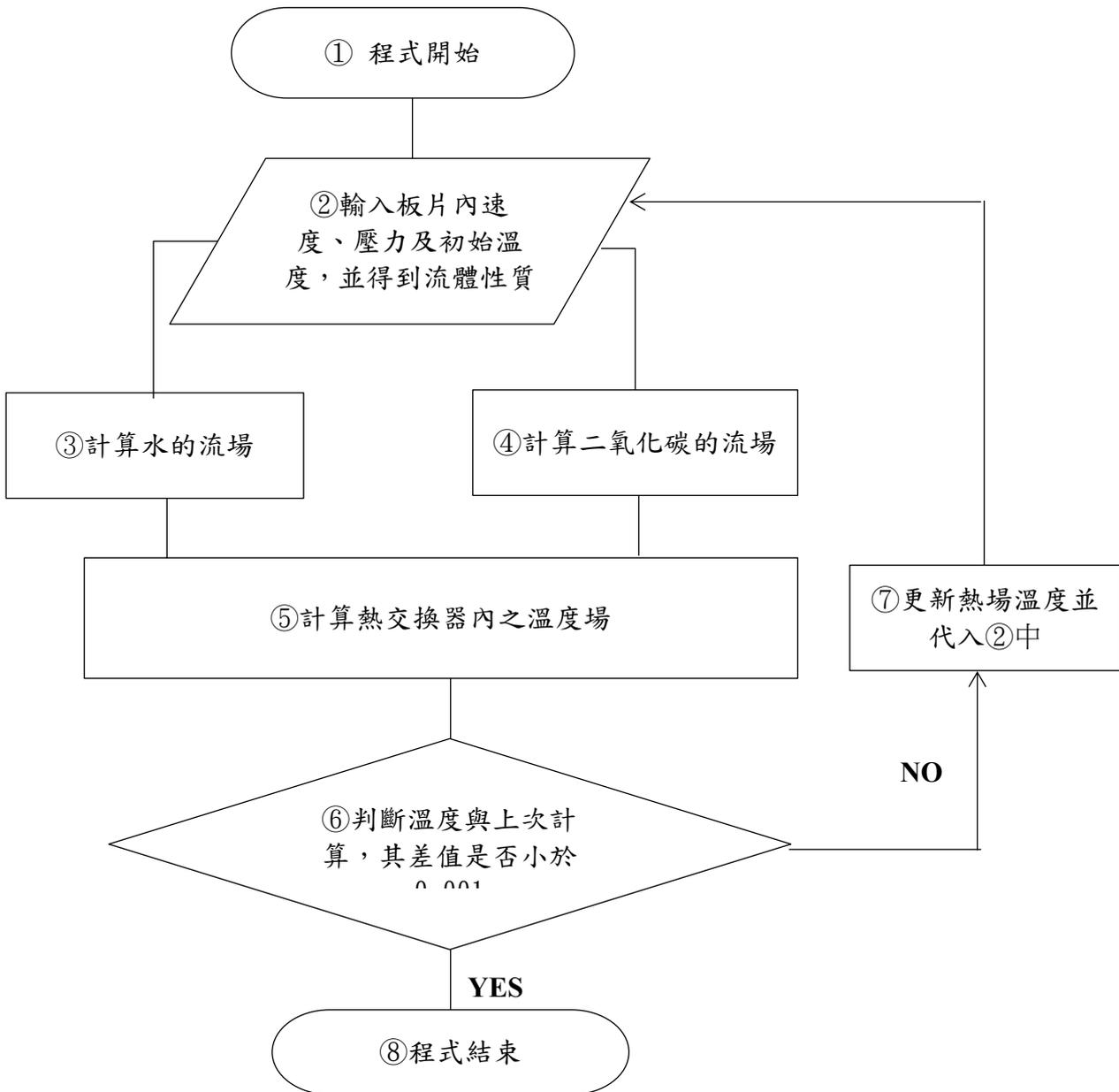


圖 24、程式流程圖

## 五、研究成果

### 5.1 流場結果

首先，在此先討論在相同的入口壓力及板片數量下，當改變入口流速時，對各個通道間速度分佈所造成的影響。

當水入口壓力為 0.1013MPa、板片數量為 8、入口流速分別為 0.1 m/s、0.2 m/s、0.5 m/s 時( $G=98.5$ 、 $197$ 、 $492.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )，速度分佈如下圖 25 所示：

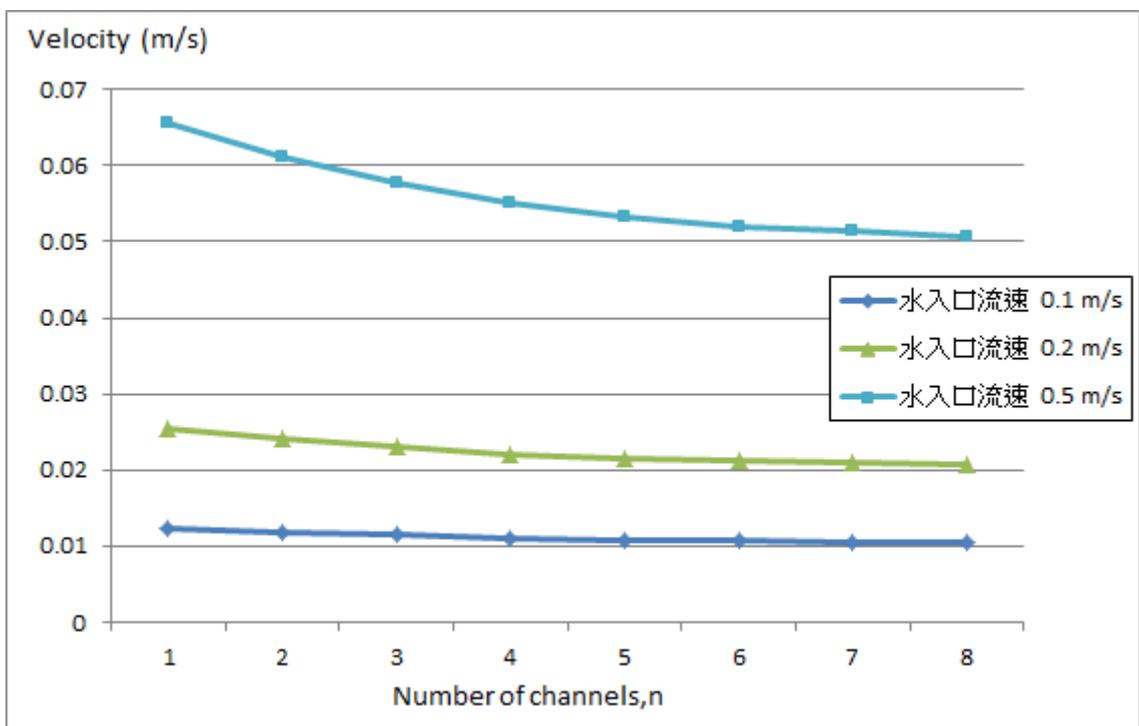


圖 25、水在不同入口流速下的流速分佈圖

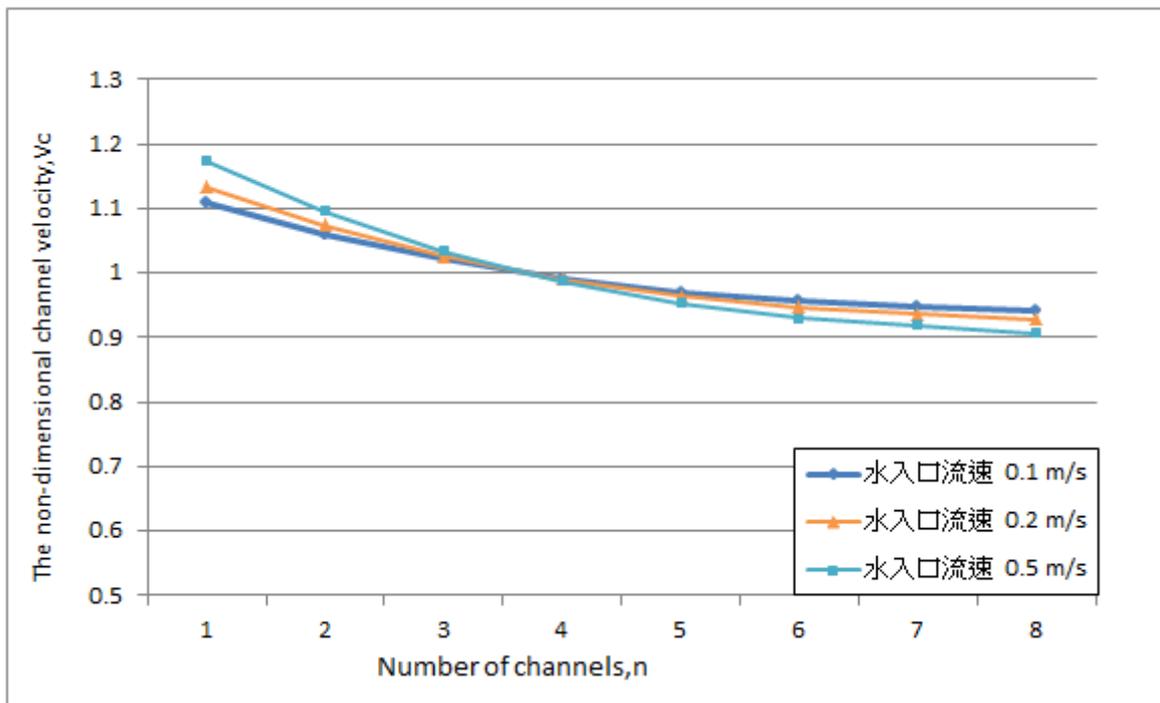


圖 26、將圖 25 無因次化後結果

觀察圖可以發現，在各個板片通道的流速，均隨著上遊往下遊移動而減少，而越快的流速則會造成板片間流動的不均勻性增加，此結果為摩擦損耗及轉彎所造成的損耗造成；而當入口流速加快時，由於所受到的摩擦阻力增加，導致流動時的能量損失變大，因此，板片間的流速分佈也會相對的較不均勻。

接著比較二氧化碳的部分。二氧化碳在入口壓力為 3MPa、板片數量為 7、入口乾度為 0.4、入口流速分別為 0.55 m/s、1.1 m/s、2.75 m/s 時( $G=100$ 、 $200$ 、 $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )，速度分佈如下圖 27 所示：

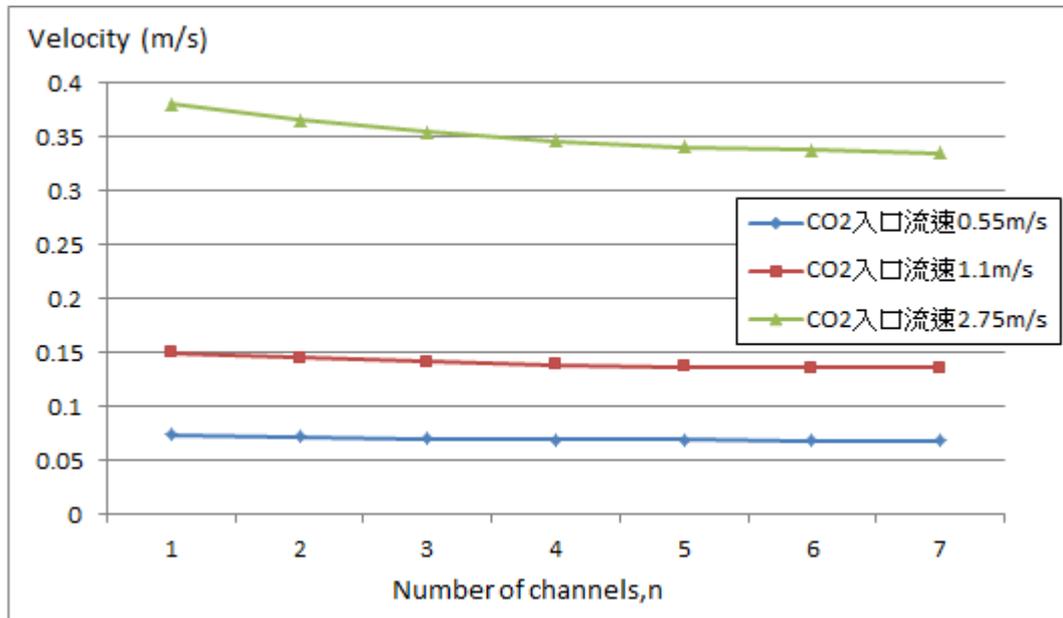


圖 27、二氧化碳在不同入口流速下的流速分佈圖

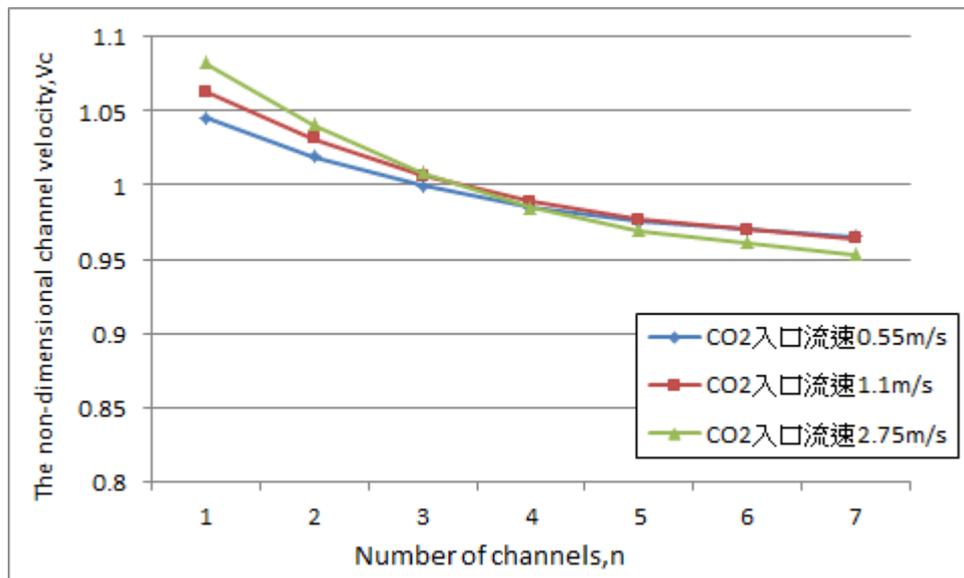


圖 28、將圖 27 無因次化後結果

由圖 28 可以發現，二氧化碳在通道間的速度分佈趨勢大致與水相同；而在相同的質量通率下，二氧化碳對於摩擦阻力所造成的流動不均勻性的表性，並沒有水來得顯著，此結果為二氧化碳的黏滯係數較小的原因。

下圖為當入口質通量固定時( $197 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )，若改變板片數量時，流場的分佈情形：

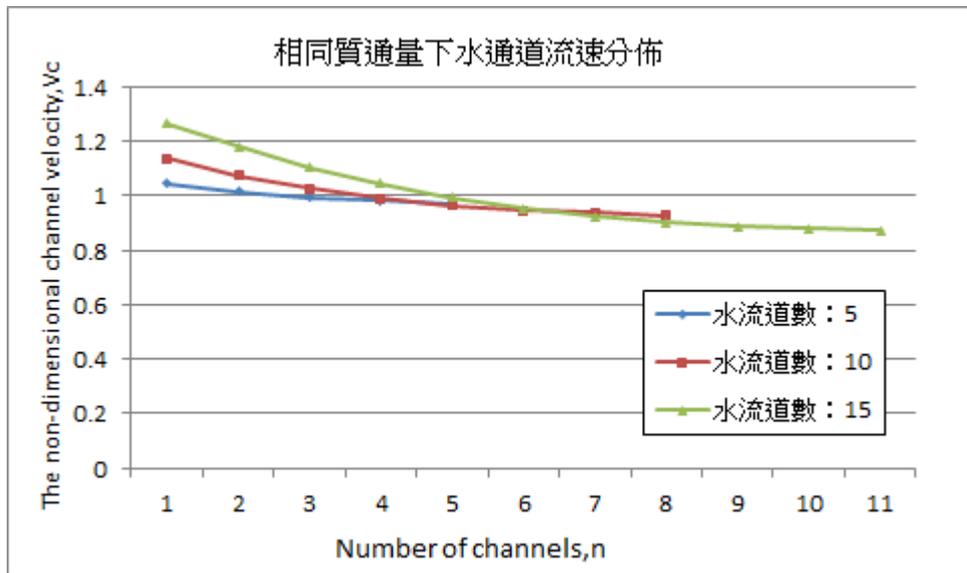


圖 29、相同質通量下水通道流速分佈圖

由圖 29 可以發現當板片數量增加時，速度分佈的不均性亦隨之增加，此結果可歸究於轉彎損耗的影響。而二氧化碳的流速分佈結果亦與水相同。

## 5.2 溫度場結果

在溫度場的部分首先討論當板片數量相同時，水及二氧化碳在不同的質通量時，蒸發端及水側出口溫度之影響以及溫度分佈情形以及熱通量的變化，首先以下面幾個 Case 來做說明並比較：

	入口直徑	H2O 板片數量	H2O 入口壓力	H2O 入口流速	CO2 板片數量	CO2 入口壓力	CO2 入口流速
Case 1	35mm	8	0.1013 MPa	0.1 m/s (G=98.5)	7	3 MPa	0.55 m/s (G=100)
Case 2	35mm	8	0.1013 MPa	0.1m/s (G=98.5)	7	3 MPa	1.1 m/s (G=200)
Case 3	35mm	8	0.1013 MPa	0.2m/s (G=197)	7	3 MPa	0.55 m/s (G=100)
Case4	35mm	8	0.1013 MPa	0.2m/s (G=197)	7	3 MPa	1.1 m/s (G=200)

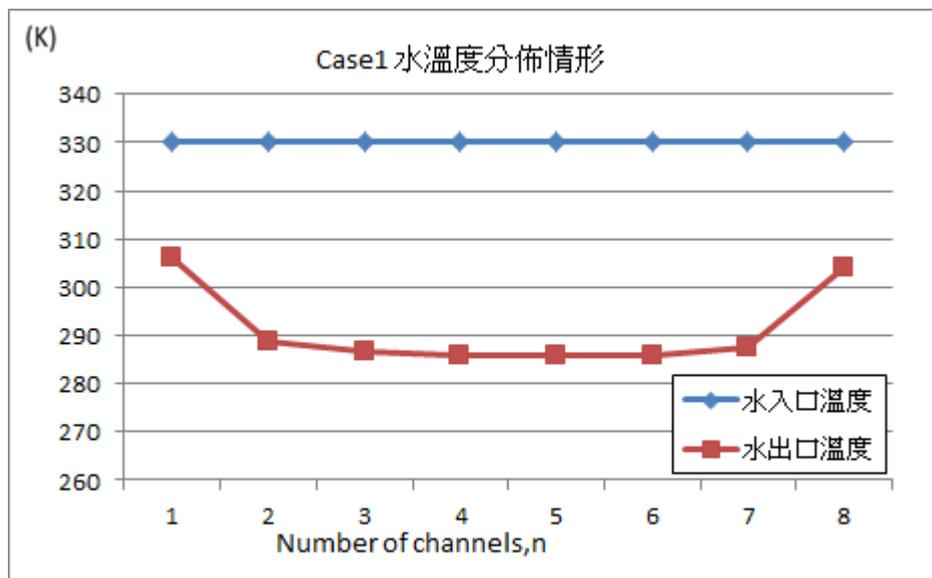


圖 30、Case1 水溫度分佈情形

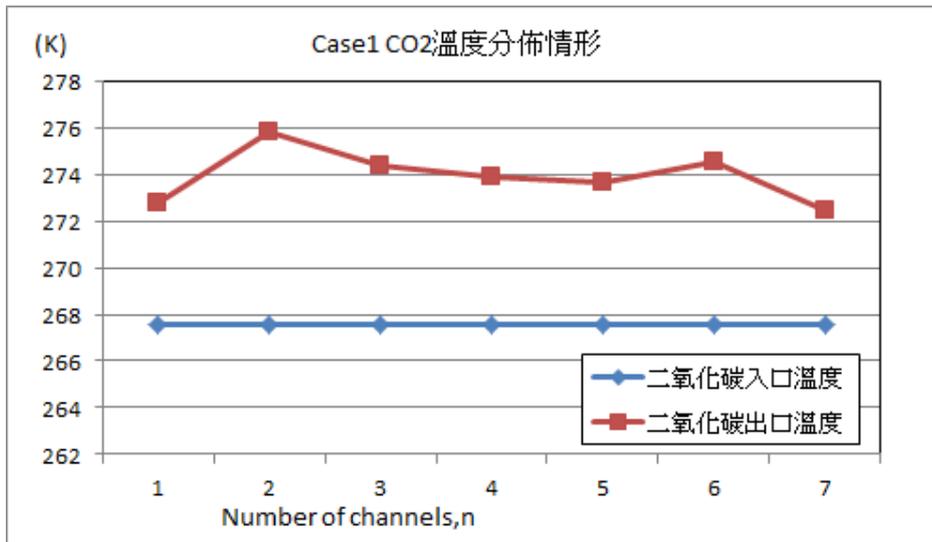


圖 31、Case1 二氧化碳溫度分佈情形

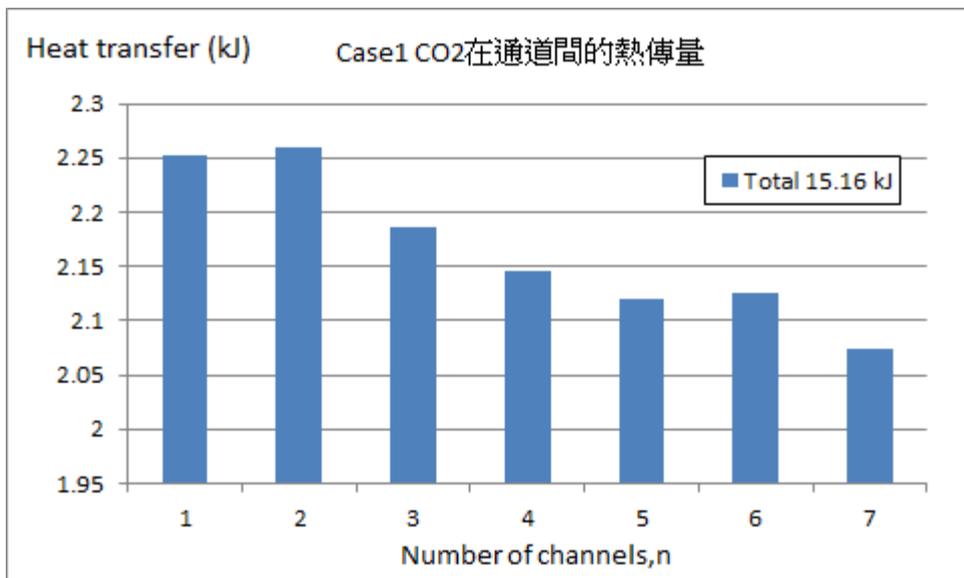


圖 32、Case1 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

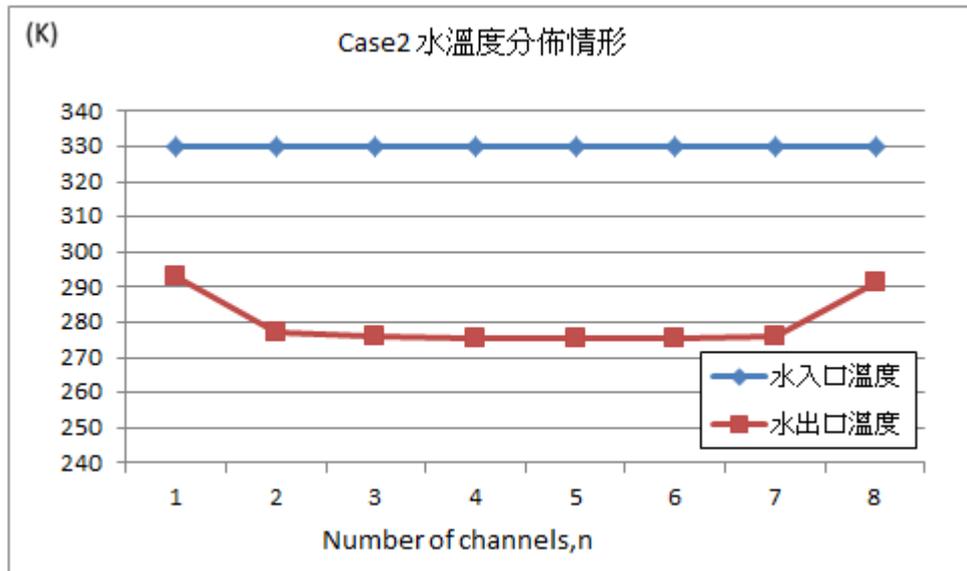


圖 33、Case2 水溫度分佈情形

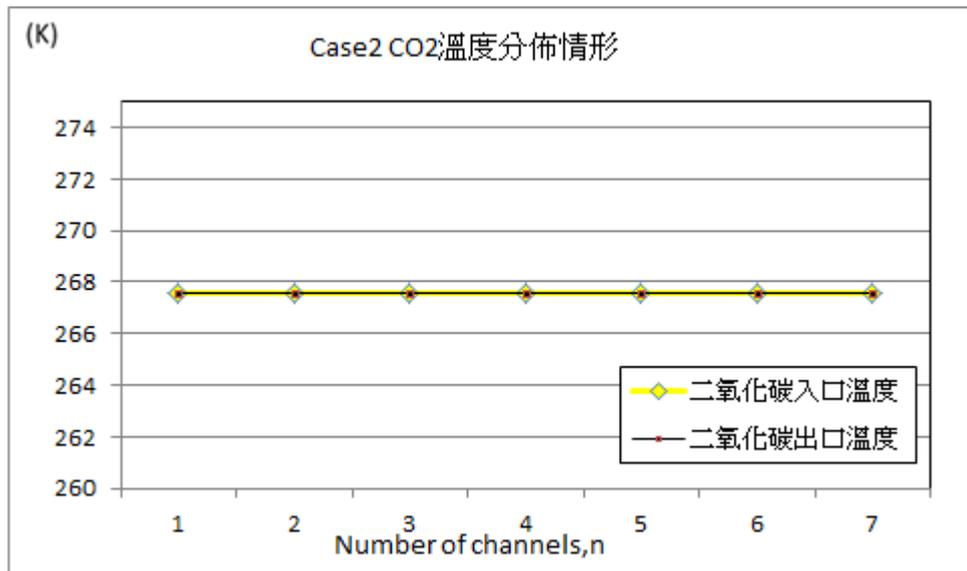


圖 34、Case2 二氧化碳溫度分佈情形

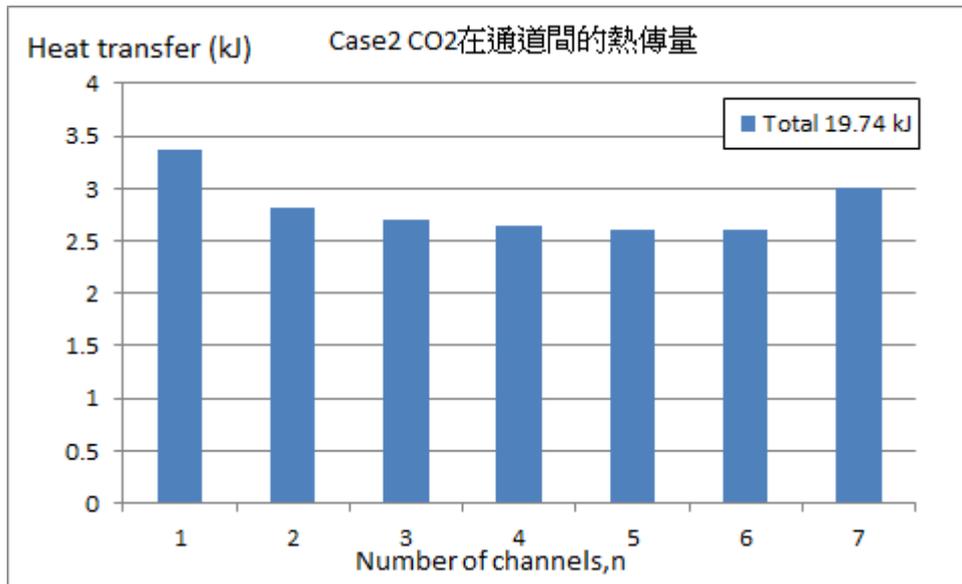


圖 35、Case2 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

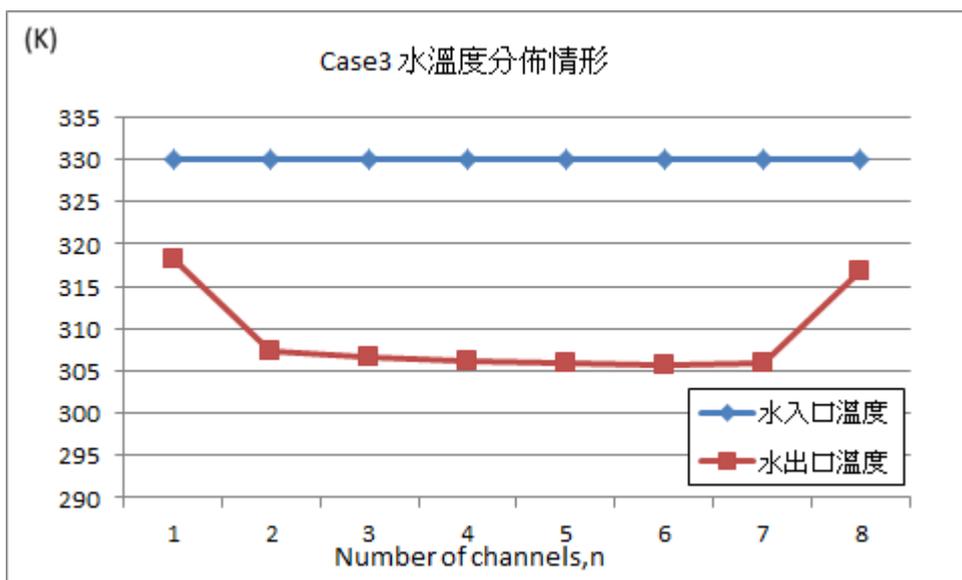


圖 36、Case3 水溫度分佈情形

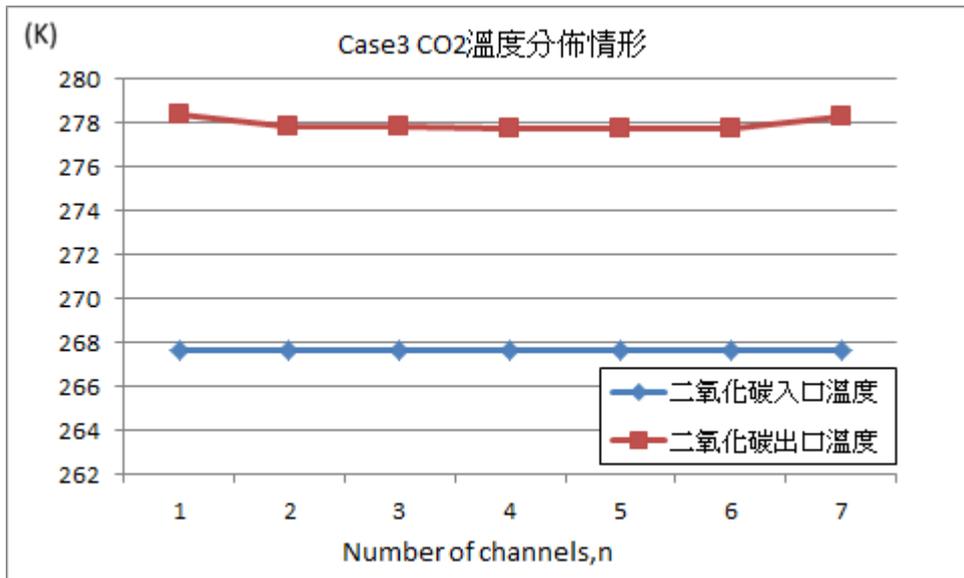


圖 37、Case3 二氧化碳溫度分佈情形

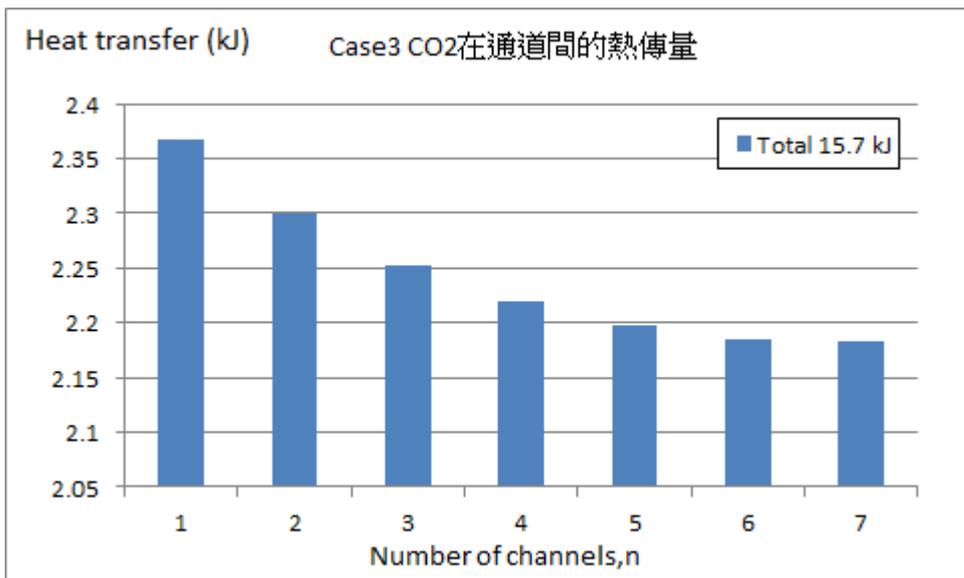


圖 38、Case3 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

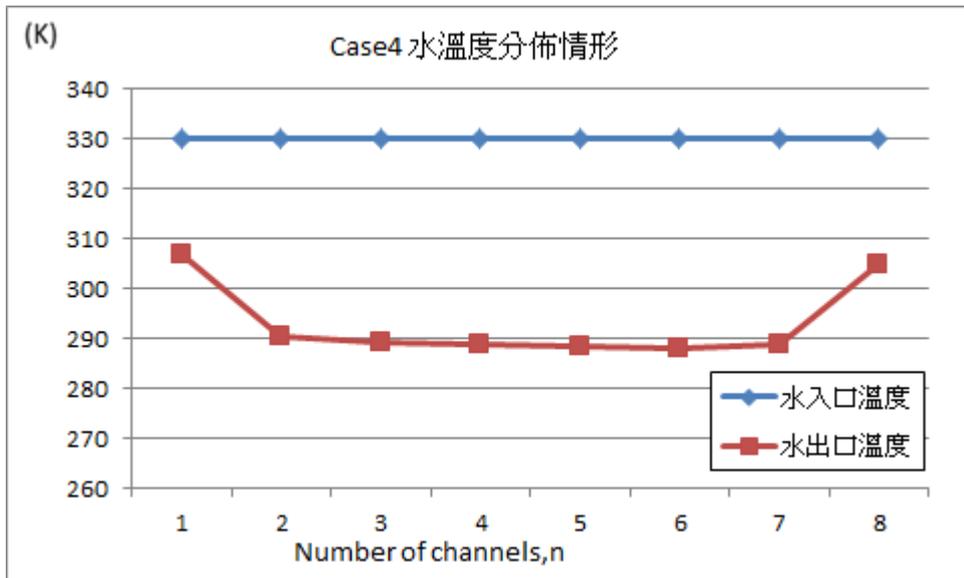


圖 39、Case4 水溫度分佈情形

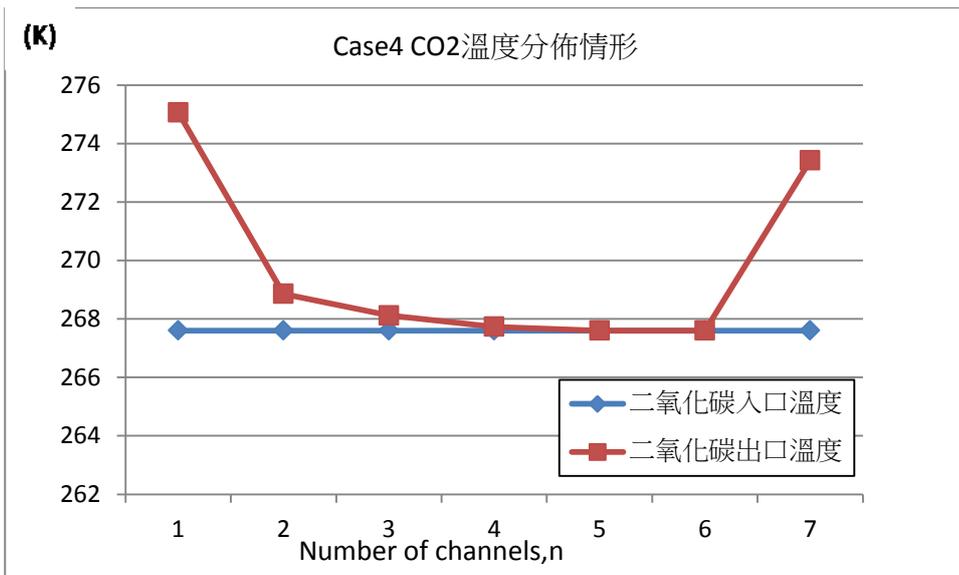


圖 40、Case4 二氧化碳溫度分佈情形

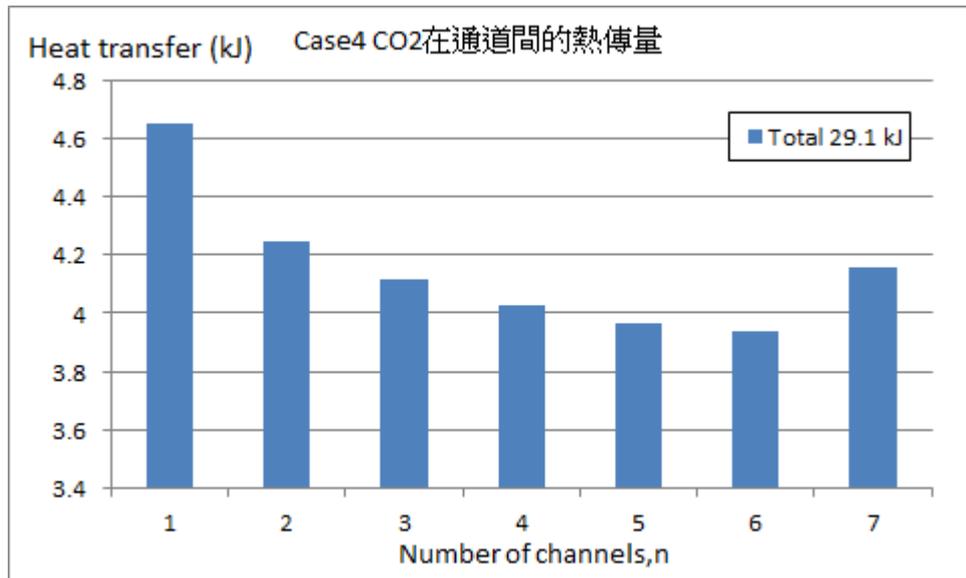


圖 41、Case4 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

由圖 30、圖 33、圖 36、圖 39 可以發現水側流道無論在何種在何種質通量下，在第一個通道與最後一個通道處，溫度皆較中間通道來得高，此結果乃因在第一個通道以及最後一個通道處水與二氧化碳的接觸面只有一面，因此會造成局部的熱傳效果相對較差，而使得溫度均偏高，而在中間流道的溫度差異則較不明顯。

若固定水 G 值為 98.5、二氧化碳 G 值由 100 增加至 200，可以發現二氧化碳在出口處溫度與入口相同，而此結果僅表示二氧化碳在經過熱交換後，仍有部分液體殘留而未完全蒸發，我們仍可從出口的乾度來推得二氧化碳通道的熱傳量；而圖 32 及圖 35 顯示當水質通量不變時，二氧化碳 G=100 時，總熱傳量為 15.16 kJ，而當 G 值加倍時，則總熱傳量有顯著的提升(19.74 kJ)，此結果為兩種原因所造：1、在蒸發器中，熱阻主要集中在二氧化碳側，因此，當二氧化碳流速上升時，由於熱傳係數增加的原因，使得總體熱阻下降，因而加強了熱傳效果。2、在 G=100 的出口處為過熱氣體，而 G=200 在出口處仍位於兩相區，而兩相區的熱傳性能較氣態加所導致。

在 Case1 以及 Case3 中，我們固定了二氧化碳的流速(G=100)，而將水的 G 值

由 G=97.5 提升到 G=197，而結果顯示熱傳量僅由 15.16 kJ 小幅上升至 15.7 kJ，此原理為當 G=97.5 時，二氧化碳已可以由彩相區完全轉變為過熱區，而氣態的二氧化碳熱傳性能相當差，因此，即使利用局部增加水熱傳係數增強熱交換效果，結果並不顯著。

在 Case1 與 Case4 的結果顯示，當水與二氧化碳質量通率比值相同時(Case1：H2O G=97.5、CO2 G=100；Case4：H2O G=197、CO2 G=200)，當質量通率增加一倍時，總熱傳量由 15.16 kJ 上升至 29.1 kJ(約 91%)，效果相當顯著，此結果主要為二氧化碳的熱傳係數增加的原因。

接著討論當板片數量不同時，而其它條件不變的情況下，對出口溫度及熱傳量所造成的影響：

	入口直徑	H2O 板片數量	H2O 入口壓力	H2O 入口流速	CO2 板片數量	CO2 入口壓力	CO2 入口流速
Case 5	35mm	5	0.1013 MPa	0.2 m/s (G=197)	4	3 MPa	0.55 m/s (G=100)
Case 3	35mm	8	0.1013 MPa	0.2 m/s (G=197)	7	3 MPa	0.55 m/s (G=100)
Case 6	35mm	11	0.1013 MPa	0.2 m/s (G=197)	10	3 MPa	0.55 m/s (G=100)

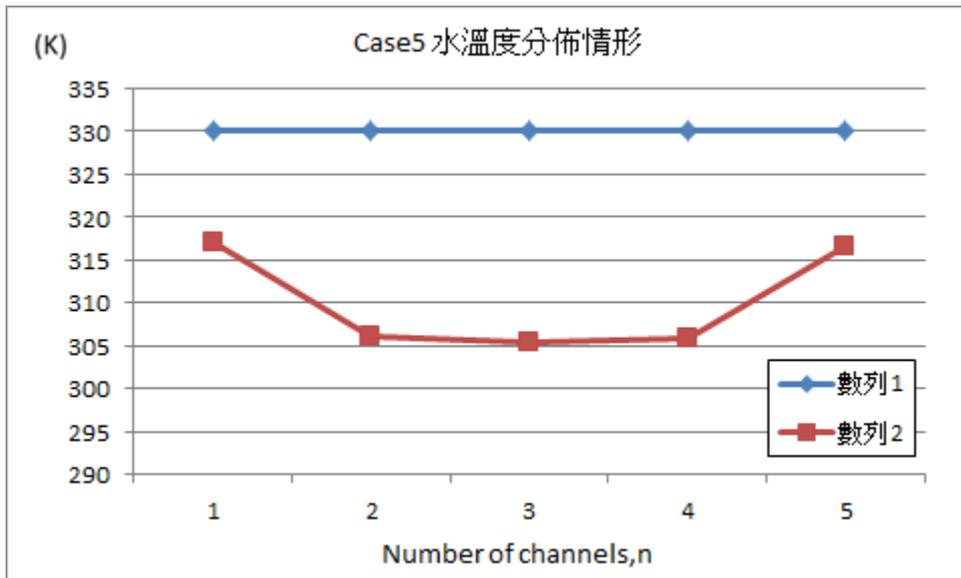


圖 42、Case5 水溫度分佈情形

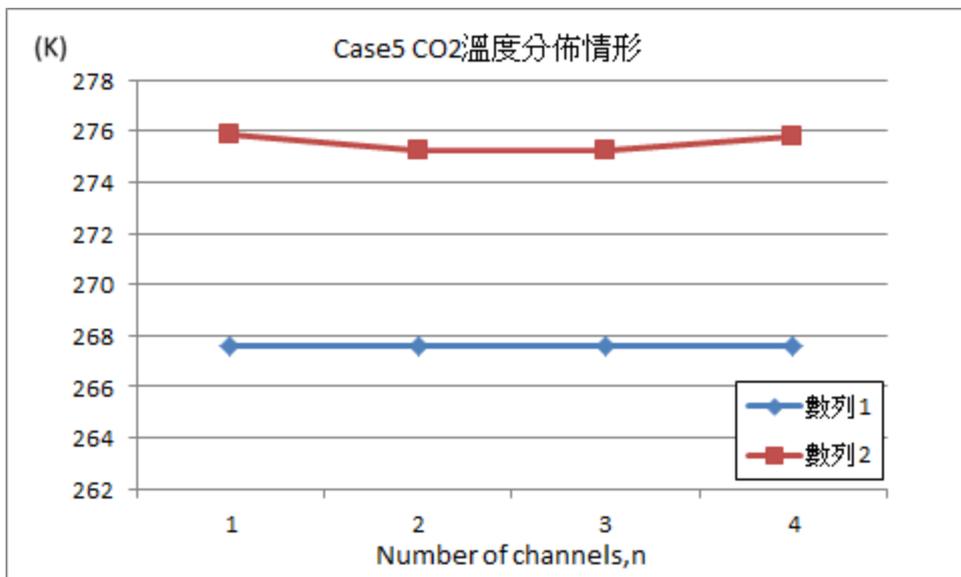


圖 43、Case5 二氧化碳溫度分佈情形

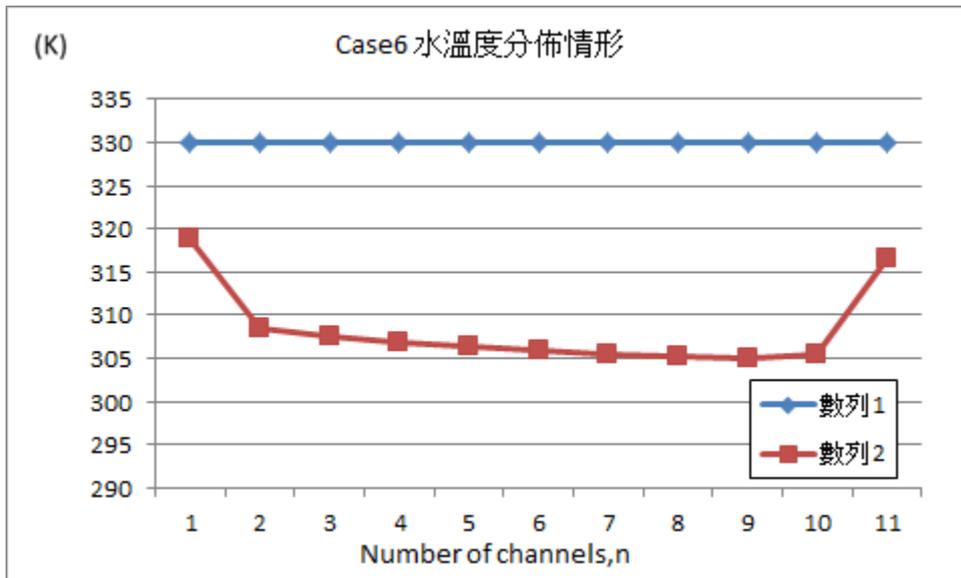


圖 44、Case6 水溫度分佈情形

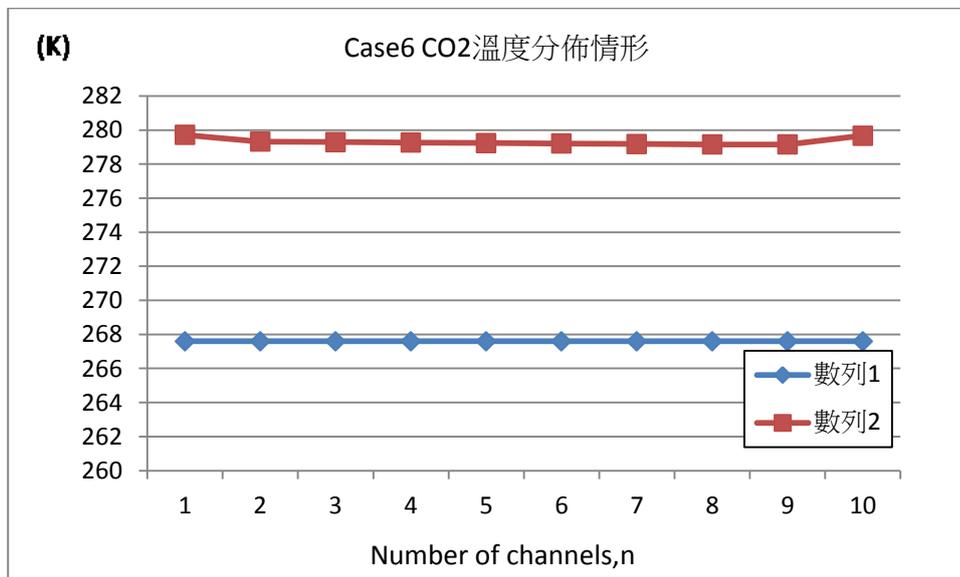


圖 45、Case6 二氧化碳溫度分佈情形

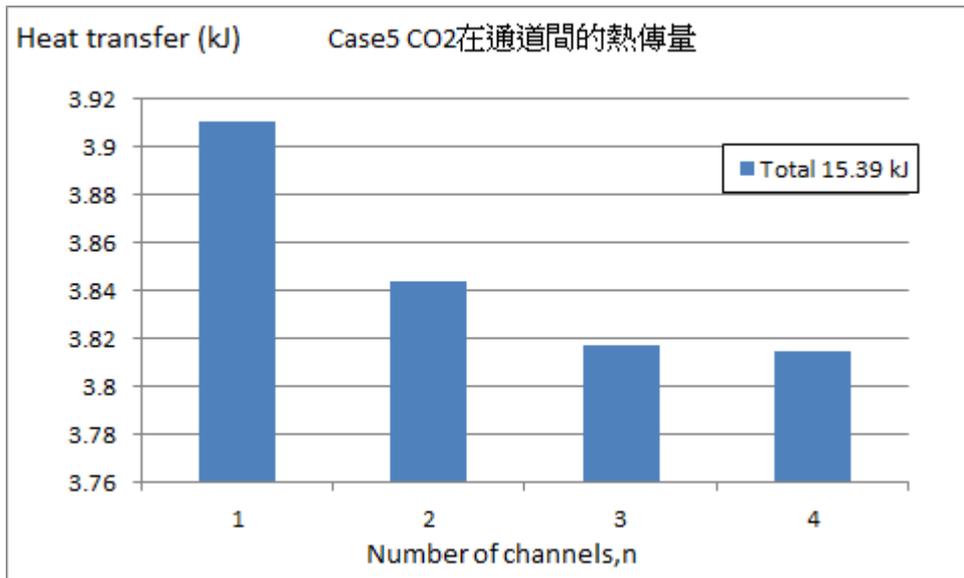


圖 46、Case5 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

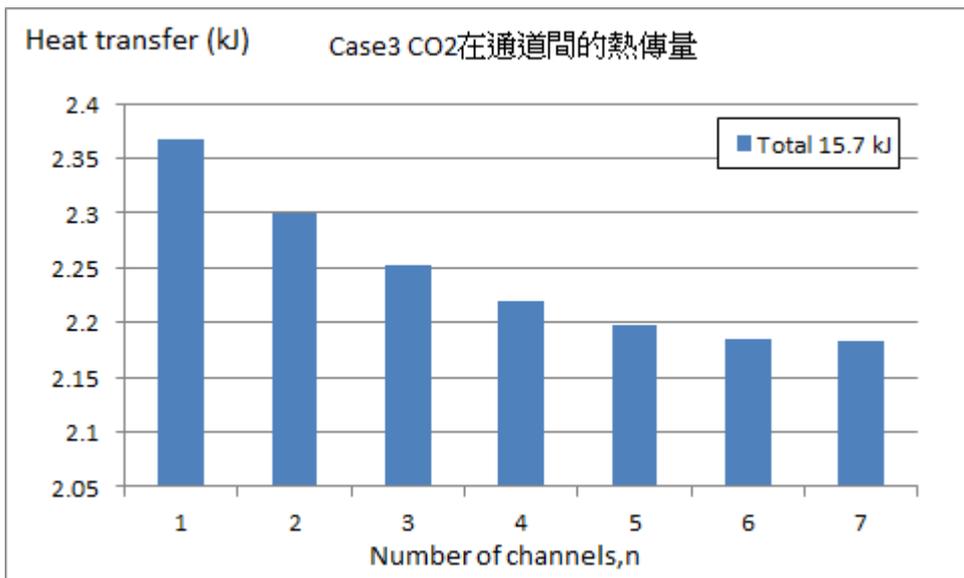


圖 47、Case3 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

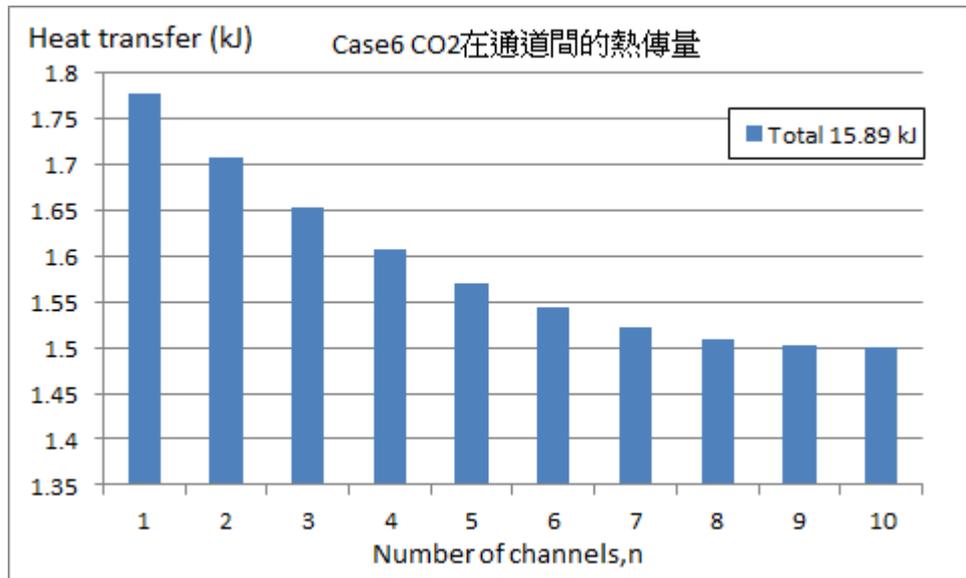


圖 48、Case6 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

由圖 46、圖 47 及圖 47 結果可知當 CO<sub>2</sub> 通道數量較少時，單一板片間的熱傳量較佳，此結果乃因流速較快所導致。而當通道數量增加時，即使單一板片的熱傳量較差，但由於板片數量較多的原因，總體的熱傳量較佳。

最後，討論水及二氧化碳 G 值分別為 197、100 時(如 Case3)，若將板式熱交換器的長及寬增加一倍(面積增加 4 倍)，二氧化碳通道間的熱傳結果：

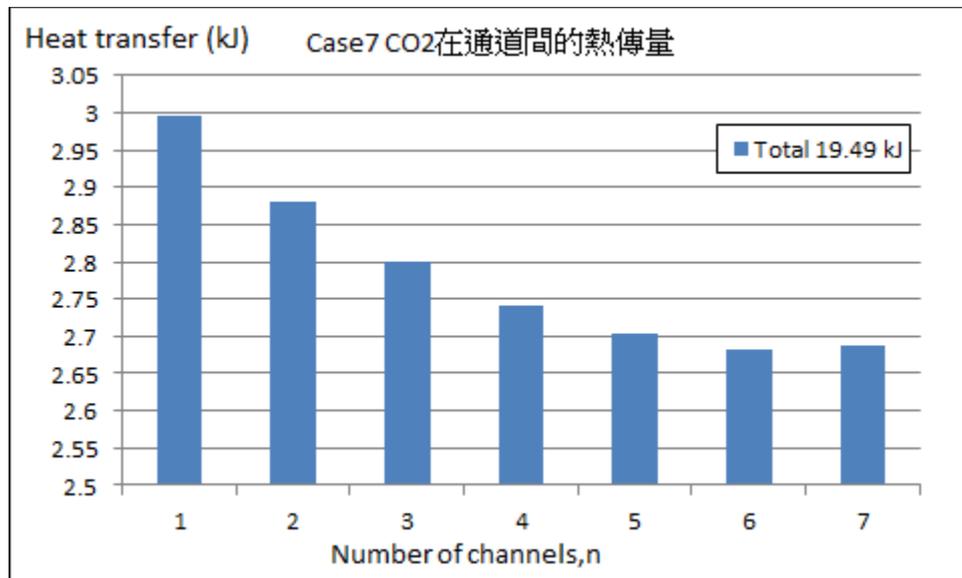


圖 49、Case7 二氧化碳熱通量隨通道分佈圖

由圖 47 與圖 38 可知當面積增加為四倍時，熱傳量由 15.7kJ 上升至 19.49 kJ，熱傳效果上升約 24%。其結果顯示當面積增加時，雖然熱傳性能有所提升，但若以成本或所佔空間來考量的話，藉由增加板片大小來加強熱傳性能，結果並不是非常的合適。

## 六、計畫成果自評

由模擬結果得知無論在水及二氧化碳，影響板式熱交換器各個流道速度分佈的參數有許多個，如板片數量、入口流速、入口壓力及交換器幾何形狀等，皆為設計交換器重要參數之一。

1. 在蒸發器中，當冷媒質通量較低時( $G=100$ )，即使增加水側的熱傳係數，但由於熱阻皆集中在冷媒側的原因，總體熱傳性能上升的效果並不顯著。

2. 在上面幾組Case中，當冷媒質量流率較高時，熱傳量皆有顯著的增加，但當質量流率過高時，則可能會有出口未完全蒸發的情形發生(即出口乾度小於1)，同時，冷媒質量流率較高，亦同時會提高系統負載，整體循環COP值的下降。

3. 單一板片在二氧化碳側的熱傳量隨著入口往下遊移動，而逐漸的下降，其趨勢與流量雷同。

4. 當板片幾何尺寸較小及板片數量較少的情況下，若希望藉由增加熱傳面積的方法來提高熱傳量時，增加板片尺寸的效益將會比增加板片數量來的佳，但無論是增加尺寸亦或是增加板片數量，增加熱傳面積所帶來的熱傳效益將會慢慢減少。

本計畫執行目前已有兩篇SCI 論文發表，另開發之軟體將轉移至工研院進行商業界面之開發。

## 七、參考文獻

- [1] 王啟川，熱交換器設計，台北市，五南出版社第 53~77 頁，2007.
- [2] M. K. Bassiouny and H. Martin, "Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers-I," *Chemical Engineering Science*, Vol. 39, No. 4, pp. 693-700, 1984.
- [3] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," *Univ. Calif. Publ. Eng.*, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461, 1930.
- [4] V. Gnielinski, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [5] S. M. Liao, and T. S. Zhao, "Measurement of Heat Transfer Coefficient from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 124, Issue 3, pp. 413, 2002.
- [6] S. H. Yoon, J. H. Kim, Y. W. Hwang, M. S. Kim, K. Min, and Y. Kim, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during the In-tube Cooling Process of Carbon Dioxide in the Supercritical Region," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 857-864, 2003.
- [7] C. H. Son, and S. J. Park, "An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Carbon Dioxide during Gas Cooling Process in a Horizontal Tube," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, pp. 539-546, 2005.
- [8] N. E. Petrov, and V. N. Popov, "Heat Transfer and Resistance of Carbon Dioxide being Cooled in the Supercritical Region," *Thermal Engineering*, Vol. 32, No. 3, pp. 131-134, 1985.
- [9] S. M. Liao, and T. S. Zhao, "Measurement of Heat Transfer Coefficient from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/micro Channels," Vol. 124, Issue 3, pp. 413, 2002.
- [10] N. Hayes, A. Jokar, and Z. H. Ayub, "Study of Carbon Dioxide Condensation in Chevron Plate Exchanger ; Heat Transfer Analysis," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 1121-1131, 2011.
- [11] R. Yun , Yongchan Kim , Min Soo Kim. "Flow Boiling Heat Transfer of Carbon Dioxide in Horizontal Mini-Tubes," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, pp. 801-809, 2005.
- [12] M. Ducoulombier, S. Colasson, J. Bonjour, and P. Haberschill, "Carbon Dioxide Flow Boiling in a Single Micro-channel - Part II," *Heat Transfer Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, pp. 597-611, 2011.
- [13] L. Gao, T. Honda, "Experiments on Flow Boiling Heat Transfer of Pure CO<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub>-Oil Mixtures in Horizontal Smooth and Micro-Fin Tubes," *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2006.

- [14] X, Zhao., P. Bansal., “Experimental Investigation on Flow Boiling Heat Transfer of CO<sub>2</sub> at Low Temperatures,” Heat Transfer Engineering, Vol. 30, pp. 2–11, 2009.
- [15] Prabhakara Rao Bobbili, Bengt Sunden, Sarit K. Das, “An Experimental Investigation of the Port Flow Maldistribution in Small and Large Plate Package Heat Exchangers,” Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1919-1926, 2006.
- [16] J. G. Collier, and J. R. Thome, “Convective Boiling and Condensation,” 3rd ed., Oxford Science Publication, 1994.

# 國科會補助計畫衍生研發成果推廣資料表

日期:2013/03/29

國科會補助計畫	計畫名稱: 二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發 (II)
	計畫主持人: 王啟川
	計畫編號: 101-ET-E-009-003-ET 學門領域: 節約能源技術研發
無研發成果推廣資料	

101 年度專題研究計畫研究成果彙整表

計畫主持人：王啟川		計畫編號：101-ET-E-009-003-ET				計畫名稱：二氧化碳板式熱交換器設計軟體開發 (II)	
成果項目		量化			單位	備註 (質化說明：如數個計畫共同成果、成果列為該期刊之封面故事...等)	
		實際已達成數 (被接受或已發表)	預期總達成數 (含實際已達成數)	本計畫實際貢獻百分比			
國內	論文著作	期刊論文	0	0	100%	篇	
		研究報告/技術報告	0	0	100%		
		研討會論文	0	0	100%		
		專書	0	0	100%		
	專利	申請中件數	0	0	100%	件	
		已獲得件數	0	0	100%		
	技術移轉	件數	0	0	100%	件	
		權利金	0	0	100%	千元	
	參與計畫人力 (本國籍)	碩士生	4	4	100%	人次	
		博士生	1	1	100%		
博士後研究員		0	0	100%			
專任助理		0	0	100%			
國外	論文著作	期刊論文	2	0	100%	篇	
		研究報告/技術報告	0	0	100%		
		研討會論文	0	0	100%		
		專書	0	0	100%	章/本	
	專利	申請中件數	0	0	100%	件	
		已獲得件數	0	0	100%		
	技術移轉	件數	0	0	100%	件	
		權利金	0	0	100%	千元	
	參與計畫人力 (外國籍)	碩士生	0	0	100%	人次	
		博士生	0	0	100%		
博士後研究員		0	0	100%			
專任助理		0	0	100%			

<p>其他成果 (無法以量化表達之成果如辦理學術活動、獲得獎項、重要國際合作、研究成果國際影響力及其他協助產業技術發展之具體效益事項等，請以文字敘述填列。)</p>	<p>已完成設計軟體開發，目前在完成介面與驗證後，將尋求轉移給國內廠商與研究單位。</p>
--	---

	成果項目	量化	名稱或內容性質簡述
科 教 處 計 畫 加 填 項 目	測驗工具(含質性與量性)	0	
	課程/模組	0	
	電腦及網路系統或工具	0	
	教材	0	
	舉辦之活動/競賽	0	
	研討會/工作坊	0	
	電子報、網站	0	
	計畫成果推廣之參與(閱聽)人數	0	

# 國科會補助專題研究計畫成果報告自評表

請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況、研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）、是否適合在學術期刊發表或申請專利、主要發現或其他有關價值等，作一綜合評估。

1. 請就研究內容與原計畫相符程度、達成預期目標情況作一綜合評估

達成目標

未達成目標（請說明，以 100 字為限）

實驗失敗

因故實驗中斷

其他原因

說明：

2. 研究成果在學術期刊發表或申請專利等情形：

論文： 已發表  未發表之文稿  撰寫中  無

專利： 已獲得  申請中  無

技轉： 已技轉  洽談中  無

其他：（以 100 字為限）

' Performance of a Tube-in-tube CO<sub>2</sub> Gas Cooler,' Int. J. of Refrigeration, Vol. 35, pp. 2033-2038.

' An Overview of the Effect of Lubricant on the Heat Transfer Performance on Conventional Refrigerants and Natural Refrigerant R-744,' Renewable & Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, pp. 5071 - 5086.

3. 請依學術成就、技術創新、社會影響等方面，評估研究成果之學術或應用價值（簡要敘述成果所代表之意義、價值、影響或進一步發展之可能性）（以 500 字為限）

本研究已發表兩篇 SCI 論文，且已開發出 CO<sub>2</sub> 超臨界熱交換器之設計軟體，未來將此一軟體將著重於將程式模擬的結果與現實的實驗數據比對，並盡可能找尋更符合的經驗式，以求軟體的準確性與實用性。同時在完成介面後，轉移廠商與研究單位使用。