

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

二氧化碳熱泵系統程式模擬

Simulation of Carbon dioxide heat pump system

研究生：林楷翔

指導教授：王啟川 博士

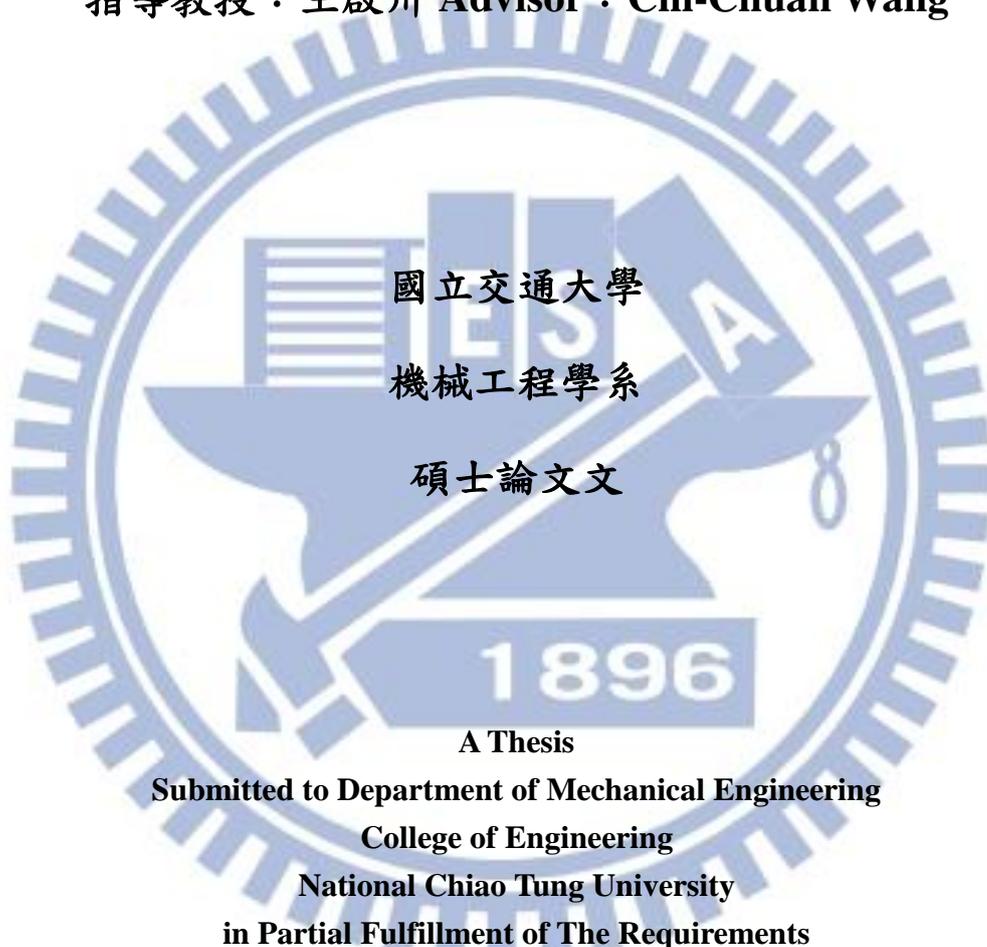
中華民國一百零一年八月

二氧化碳熱泵系統程式模擬

Simulation of Carbon dioxide heat pump system

研究生：林楷翔 Student：Kai-Hsiang Lin

指導教授：王啟川 Advisor：Chi-Chuan Wang



國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

A Thesis

Submitted to Department 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

August 2012

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零一年八月

二氧化碳熱泵系統程式模擬

學生:林楷翔

指導教授:王啟川

國立交通大學機械工程學系碩士班

摘要

本研究即開發以二氧化碳為工作流體的冷凍循環系統程式，進行模擬測試，包括冷媒流率、出入口溫等環境條件的改變對整體冷凍循環的動態影響，以及造成系統效率、COP 等參數的改變程度。透過此設計程式，能夠對二氧化碳系統循環有更深入的解析。開發本軟體的目的即是透過模擬改變環境條件，包括冷凝區水側入口條件、蒸發區空氣側的進口條件、此二區的熱交換器幾何尺寸，以及壓縮機的类型(壓縮效率)，去模擬該狀況下的冷凍循環參數之變化。透過此設計程式能讓研究人員能夠了解該狀態下的冷凝熱傳、蒸發熱傳、壓縮作功與冷凍循環整體效率所呈現的趨勢。相信對從事二氧化碳冷媒冷凍循環的研究上有相當的助益。

關鍵字：二氧化碳、熱泵、冷凍循環、模擬

Simulation of Carbon dioxide heat pump system

Student: Kai-Han Chang

Advisor: Prof. Chi-Chuan Wang

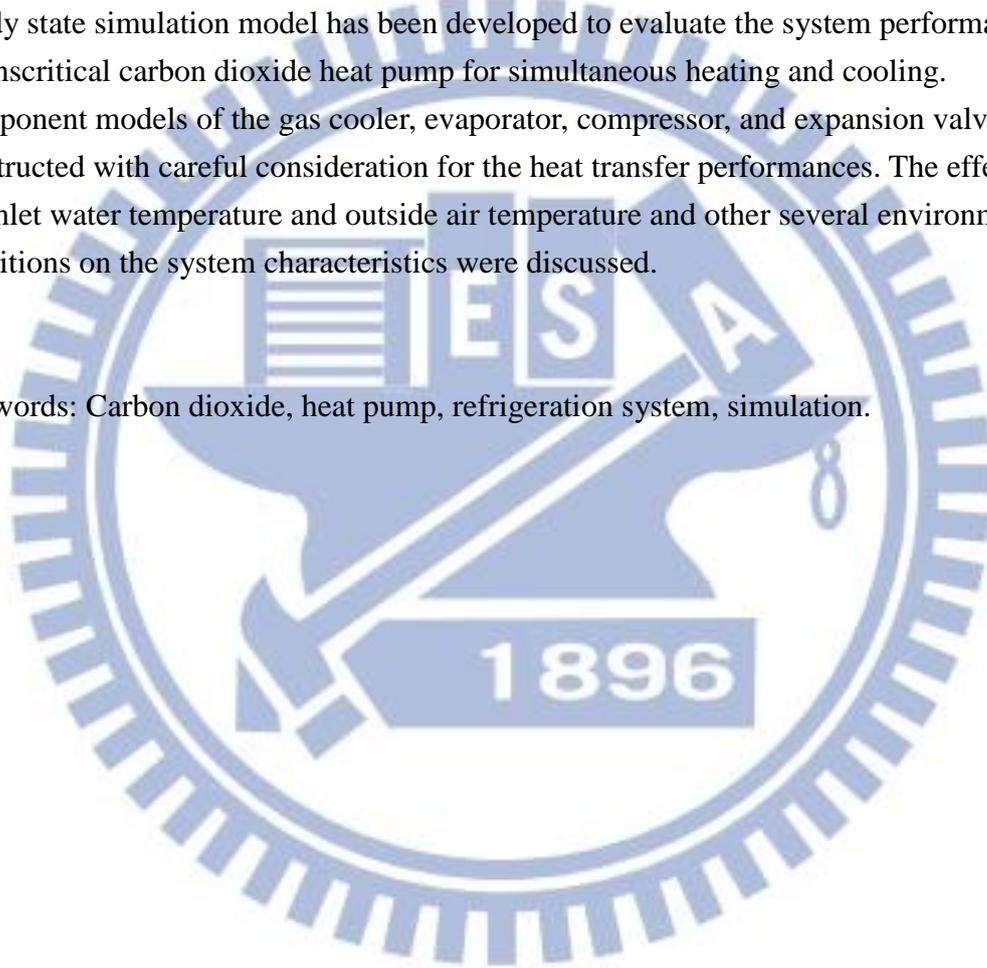
Institute of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

A simulation model for the CO₂ heat pump water heater was developed in this study. A steady state simulation model has been developed to evaluate the system performance of a transcritical carbon dioxide heat pump for simultaneous heating and cooling. Component models of the gas cooler, evaporator, compressor, and expansion valve were constructed with careful consideration for the heat transfer performances. The effects of the inlet water temperature and outside air temperature and other several environmental conditions on the system characteristics were discussed.

Keywords: Carbon dioxide, heat pump, refrigeration system, simulation.



誌謝

很高興能夠就讀國立交通大學機械研究所，讓我可以享用很多資源；研究所兩年過程中，在因緣際會下成為熱流實驗室的一員，首先要感謝我的指導老師王啟川教授，每當我論文遇到問題時，教授總是不厭其煩的耐心教導，使我在這兩年來受益良多。讓我能夠順利完成碩士論文，並且學習到許多知識。

我們實驗室除了實驗設備齊全、資源充足之外，另一個特色就是成員也很多，感謝學長學姐們的關懷與照顧，還有同學的友愛及憐憫，讓我可以更專心於實驗研究上；由於大家所做的研究都不相同，不管是專業領域上還是待人處事都可以學習到很多東西。

最後，更要感謝一路支持我的家人對於我的養育之恩和辛苦的栽培，以及時常給予我很多的鼓勵和支持的朋友，使我可以順利完成碩士學位；感謝在這段期間內給予我幫助的人，在此獻上最大的敬意和謝意。

目 錄

書名頁	i
中文摘要	I
英文摘要	II
致謝	III
目 錄	IV
圖 目 錄	VII
表目錄	XI
符號說明	XII
一、前言	1
二、文獻回顧	6
2.1 典型 CO ₂ 之冷凍循環	6
2.2 CO ₂ 在臨界點附近的熱力與輸送性質	9
2.3 穿臨界二氧化碳蒸氣壓縮循環	13
2.4 CO ₂ 熱傳性能研究	16
2.5 CO ₂ 全循環系統文獻	19

三、研究方法	21
3.1 氣體冷卻器	23
3.1.1 熱傳經驗式	26
3.2 蒸發器	27
3.2.1 濕盤管空氣側計算法	27
3.2.2 蒸發器計算流程	36
3.2.3 熱傳經驗式	39
3.2.4 空氣側出口溫度計算法	41
3.3 全循環系統程式	43
3.3.1 壓縮機	45
3.3.2 膨脹裝置	46
3.3.3 全循環系統	48
四、研究成果	51
4.1 改變空氣溫度	51
4.2 改變入水溫度	57
4.3 改變壓縮機轉速	60
4.4 改變毛細管長度	63
4.5 改變雙套管長度	66

五、總結.....69

六、參考文獻.....70

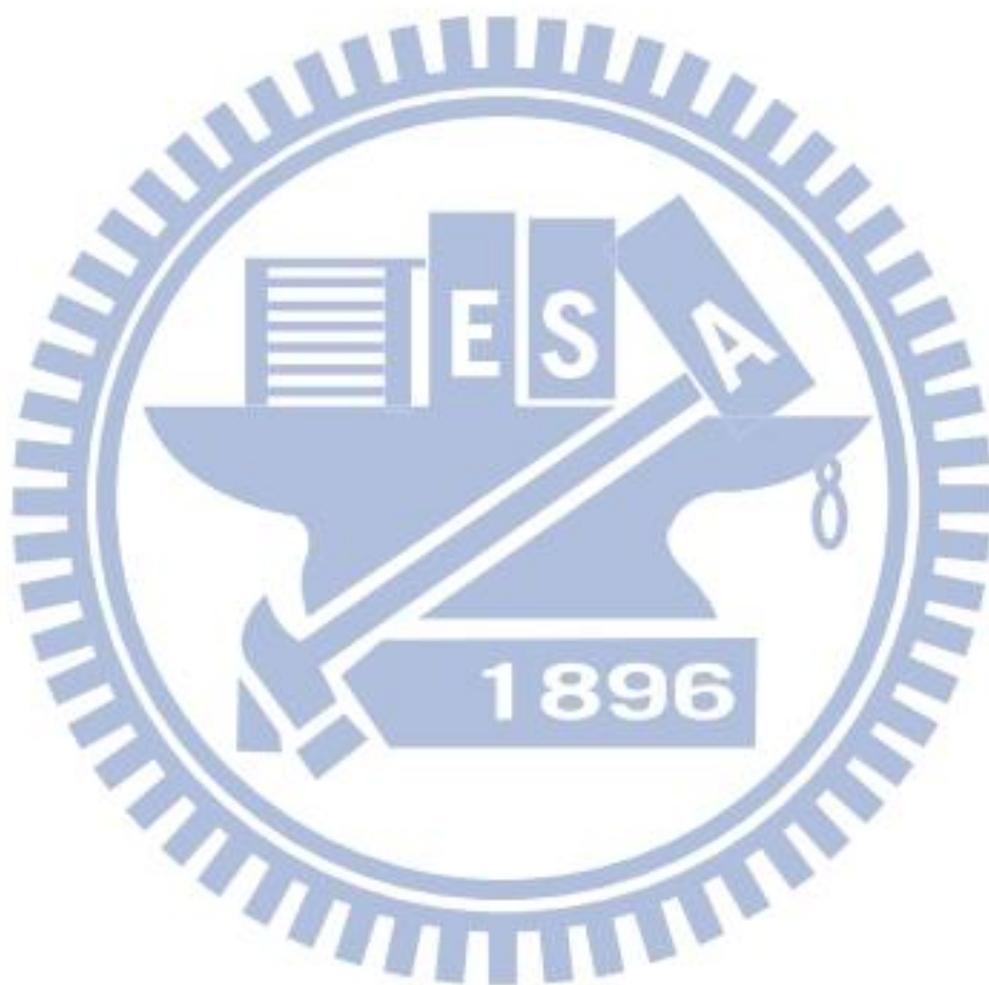


圖 目 錄

圖 1、典型超臨界流體 CO ₂ 的系統循環圖	4
圖 2、冷凍循環主件示意圖	6
圖 3、二氧化碳與 R134A 之冷凍循環的溫度-熵變化圖	8
圖 4、二氧化碳與 R134A 之冷凍循環的溫度-熵變化圖	8
圖 5、CO ₂ 的壓力/焓與溫度/熵關係圖	9
圖 6、CO ₂ 的焓與熵在不同壓力下的變化關係圖	10
圖 7、CO ₂ 的密度與定壓比熱在不同壓力下與溫度變化關係圖	10
圖 8、CO ₂ 的輸送性質在不同壓力下與溫度變化關係圖	12
圖 9、穿臨界二氧化碳蒸氣壓縮循環示意圖	20
圖 10、套管熱交換器示意圖	20
圖 11、氣體冷卻器套管熱交換分段計算示意圖	22
圖 12、濕式鰭片式鰭片熱傳示意圖	25
圖 13、飽和空氣焓值與溫度變化之關係	26
圖 14、圓形鰭片效率與 $M(R_{EQ}-R_C)$ 的關係圖	31
圖 15、空氣飽和溫度(T_S)對空氣焓值(I_S)及斜率(DI_S/DT_S)的關係	32

圖 16、圓形鰭片結露模式示意圖	32
圖 17、鰭管熱交換工作流體流動型式之結構示意圖	33
圖 18、蒸發區 CO ₂ 操作範圍之 T-S 圖	36
圖 19、程式計算分析圖，分兩相(氣、液)區和單相(氣體)區	39
圖 20、CO ₂ 冷凍循環 P-H 圖(壓力-焓關係圖).....	40
圖 21、流體流經毛細管過程示意圖	43
圖 22、冷凍循環路徑受環境變動影響示意圖	46
圖 23、程式設計流程圖	47
圖 24、改變外側空氣溫度(乾球)對系統冷媒質量流率的影響	48
圖 25、改變外側空氣溫度(乾球)對系統 COP 的影響	49
圖 26、改變外側空氣溫度(乾球)對系統高壓與低壓的影響	49
圖 27、改變外側空氣溫度(乾球)對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和 壓縮機作功量的影響	50
圖 28、改變外側空氣溫度(濕球)對系統冷媒質量流率的影響	51
圖 29、改變外側空氣溫度(濕球)對系統 COP 的影響	51
圖 30、改變外側空氣溫度(濕球)對系統高壓與低壓的影響	52
圖 31、改變外側空氣溫度(濕球)對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和	

壓縮機作功量的影響.....	52
圖 32、入口水溫對系統冷媒質量流率的影響.....	54
圖 33、入口水溫對系統 COP 的影響.....	54
圖 34、入口水溫對系統高壓與低壓的影響.....	55
圖 35、入口水溫對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的 影響.....	55
圖 36、壓縮機轉速對系統冷媒質量流率的影響.....	57
圖 37、壓縮機轉速對系統 COP 的影響.....	57
圖 38、壓縮機轉速對系統高壓與低壓的影響.....	58
圖 39、壓縮機轉速對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量 的影響.....	58
圖 40、毛細管長度對系統冷媒質量流率的影響.....	60
圖 41、毛細管長度對系統 COP 的影響.....	60
圖 42、毛細管長度對系統高壓與低壓的影響.....	61
圖 43、毛細管長度對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量 的影響.....	64
圖 44、雙套管長度對系統冷媒質量流率的影響.....	66

圖 45、雙套管長度對系統 COP 的影響..... 66

圖 46、雙套管長度對系統高壓與低壓的影響..... 67

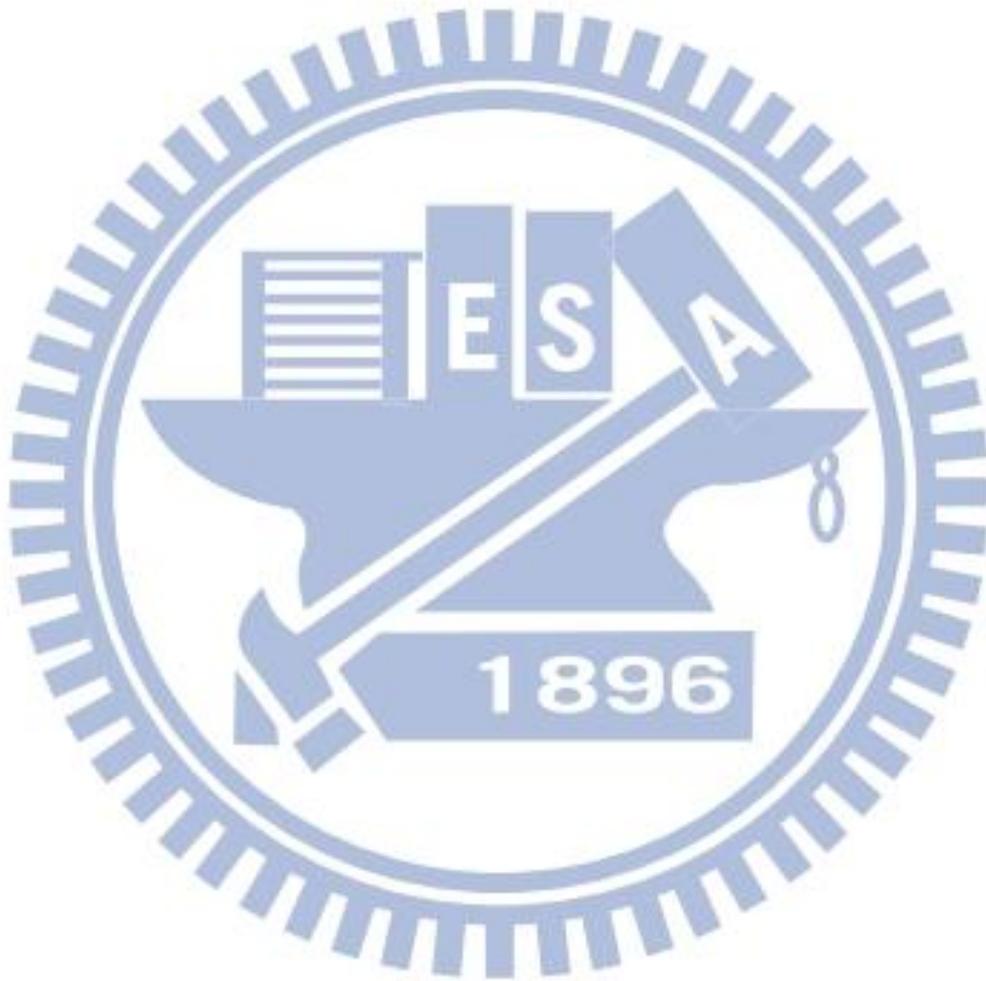
圖 47、雙套管長度對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響..... 67



表 目 錄

表 1、各種冷媒對環境的衝擊.....20

表 2、系統程式計算設定的條件.....65



符 號 說 明

A 熱傳面積 (m^2)

C_p 熱容積 ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

d 直徑 (m)

D 水力直徑 (m)

F 修正因子

G 質通量 (kgm^{-2})

f 摩擦係數

h 熱傳係數 ($\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-1}$)

i 焓值 (Jkg^{-1})

k 熱傳導係數 ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$)

\dot{m} 質量流率 (kgs^{-1})

n 段數

Re Reynold number

Nu Nusselt number (hd/k)

Le Lewis number

P 壓力 (MPa)

q 熱通量 (Wm^{-2})

Q 熱傳量 (Watt)

T_{db}	乾球溫度($^{\circ}\text{C}$)
T_{wb}	濕球溫度($^{\circ}\text{C}$)
Pr	Prandtl number
R	熱阻抗($^{\circ}\text{C}\text{W}^{-1}$)
T	溫度($^{\circ}\text{C}$)
U	總熱傳係數 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
W	比濕
X	管壁厚度 (m)
x	乾度
j	鰭片效率
η	鰭片效率
λ	熱傳導係數($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
ρ	流體密度(kgm^{-3})
μ	黏滯係數(Pa s)
α	熱傳係數($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
LMTD	對數溫差 (K)

下標

a 空氣

c 二氧化碳

l 液態

s 飽和

t 總和

w 水側

lm 對數

i 入口

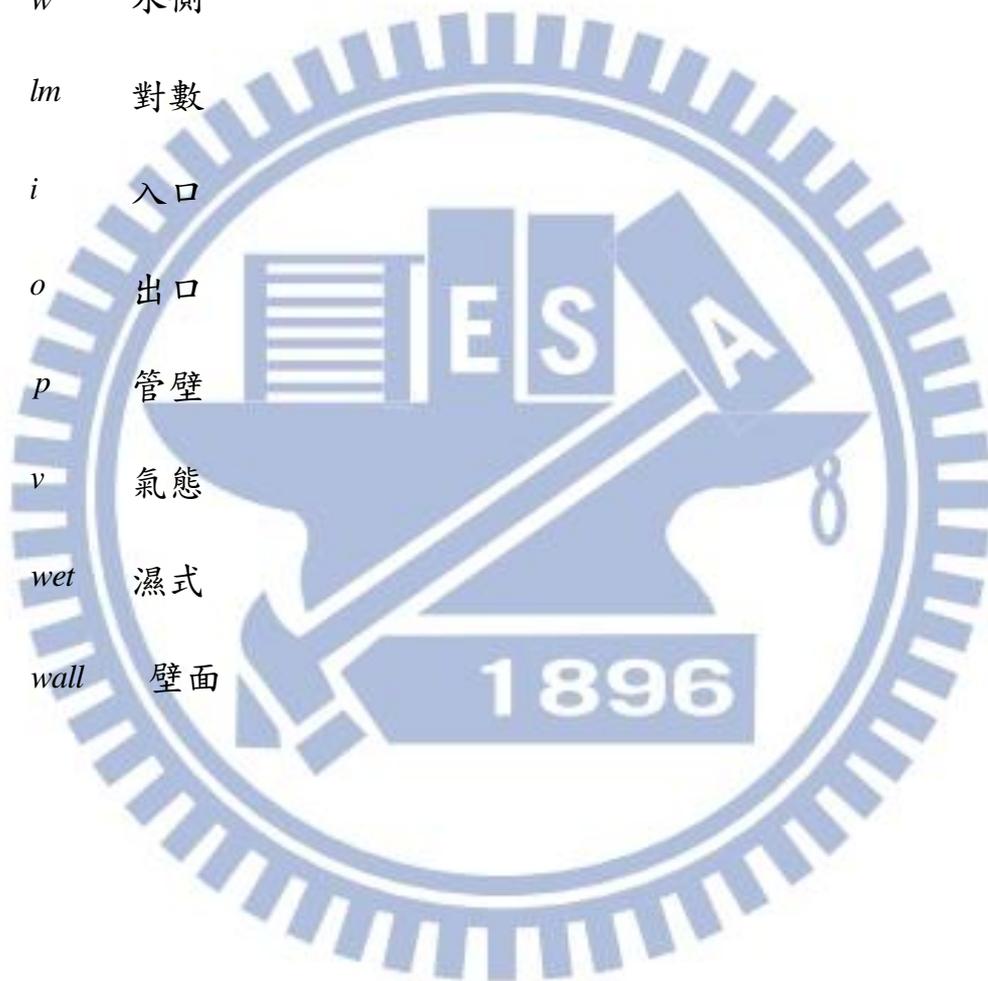
o 出口

p 管壁

v 氣態

wet 濕式

wall 壁面



一、前言

由於人們對生活舒適性、空氣品質及食物儲存的高度需求，冷凍空調系統已經成為生活不可或缺的重要產品，由於其高普及率、相對必須耗費極高的能源量。同時這些系統必須使用大量的冷媒，最終並排放至大氣中造成環境的衝擊，而臭氧層破壞及全球暖化效應等議題的產生，更使得冷媒對環境的影響受到重視。因為不同冷媒對臭氧層破壞與溫室氣體效應的影響程度不一樣，因此自 1992 蒙特婁公約與京都議定書就規範了各種冷媒淘汰不能使用的時程表。冷媒為冷凍空調系統使用的工作流體，分成 CFC,HCFC,HFC 與自然冷媒，Calm[1]針對冷媒的發展將其分為四個階段，其發展重點隨著由第一階段及第二階段重視的可用性、安全性及效率，演變至第三階段臭氧層的保護，目前隨著各式替代冷媒的發展，臭氧層的破壞已受到控制(Newman et al.)[2]，此結果亦證實有效的替代冷媒的發展可降低對環境的破壞。另由於工業化後各式溫室氣體的排放，導致目前地球遭遇的最大問題為環境溫度不斷的提升(Rayner et al.)[3]，未來第四階段冷媒的發展重點將是地球暖化效應的降低。而隨著生存環境急遽的惡化及蒙特婁議定書與京都議定書的發展，冷媒的替代技術愈來愈受到重視，如何選用適當的冷媒並開發對應的節能設備，是目前環境與能源方面刻不容緩的議題。

早在 1880 年代起，二氧化碳(CO₂)就已經拿來當作壓縮式冷凍系統的工作冷媒(Kim et al., 2004)[4]，由於其無毒且不可燃的特性，又具有成本低及隨處可得的優點，逐漸有許多應用開始使用，在 1940 年代以前海運載貨的冷凍系統，80%以上都使用 CO₂ 冷媒。然而隨著一些合成冷媒的發明與使用，諸如氨、二氧化硫等合成冷媒，CO₂ 無可避免的和其他天然冷媒一樣被淘汰，在 1980 年代後幾乎完全退出市場，接下來，雖然那些合成冷媒都能達到相當高的循環效率，但卻會造成破壞臭氧層問題與溫室效應，對於環境造成很大的衝擊，也得以讓那些天然冷媒出現了翻身的機會，因此在 1992 年，Lorentzen and Pettersen (1992)[5]倡議重新考慮 CO₂ 冷媒來解決人造冷媒對環境的衝擊，表 1 顯示了各種冷媒對環境的影響比較，至此，CO₂ 冷媒重出江湖，而二氧化碳原先受歡迎的優點，像是無毒性、不可燃、成本低及隨處可得就成了強而有力的賣點，吸引了許多研究者投入其基本研究與許多公司開發相關產品，目前 CO₂ 冷媒的應用多集中在汽車空調、ECU(Environmental control unit, 為箱型氣冷式空調機)與熱泵熱水器上(Groll and Kim)[6]，而近幾年來冷凍與空調用之熱交換器（蒸發器與冷凝器）不斷地改良，朝向縮小體積與增強熱傳方向發展，尤其是冷媒側之熱傳效率的改進，包括熱傳表面幾何形狀的改變（例如將管子扭成波浪型或螺旋型）以及表面處理（如管內加微鰭片）等。另外縮小熱交換器體積勢必造成熱傳面積的減少，因此以減

小管徑來增加熱交換器的管排數，以維持熱傳面積的不變。大多數的熱傳增強法都有不同程度提升熱傳效果，然而熱傳的增加通常伴隨著壓降的增加，這是由於工作流體與管壁的摩擦增加，造成工作流體壓降升高，而隨著壓降的增加將使得輸入的功（耗電量）隨之增加。如果熱傳量增加的比例低於壓降增加的比例，會使整體系統之效率反而降低，因此一個熱交換器的設計，不但要考慮熱傳係數的變化，同時也要考量壓降的變化。

Global warming potential in relation to CO ₂ for 100 years of potential time horizon						
R-12	R-22	R-134a	R404A	R407C	R410A	CO ₂
10600	1700	1300	3784	1653	1975	1

a. IPCC. 2001. *Climate Change, 2001: The Scientific Basis*, Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge, UK: Cambridge University Press.

表 1、各種冷媒對環境的衝擊

CO₂ 冷凍循環與傳統的冷媒有相當大的差異，由於 CO₂ 的臨界溫度與臨界壓力分別為 31.1°C 與 78.8 Bar，因此在常溫應用上(例如外氣 35°C)，冷媒將在臨界點以上操作，CO₂ 冷媒無法像一般的冷凝器經由冷凝的方式來散熱，而是以一近乎氣體單相熱傳的方式來散熱，因此習慣上稱呼此一熱交換器為氣體冷卻器(Gas Cooler)而非冷凝器，典型的 T-S 圖如圖 1 所示；不過如果環境溫度如果低於臨界溫度，此一 Gas cooler 的後半段還是會有部分冷凝現象發生。

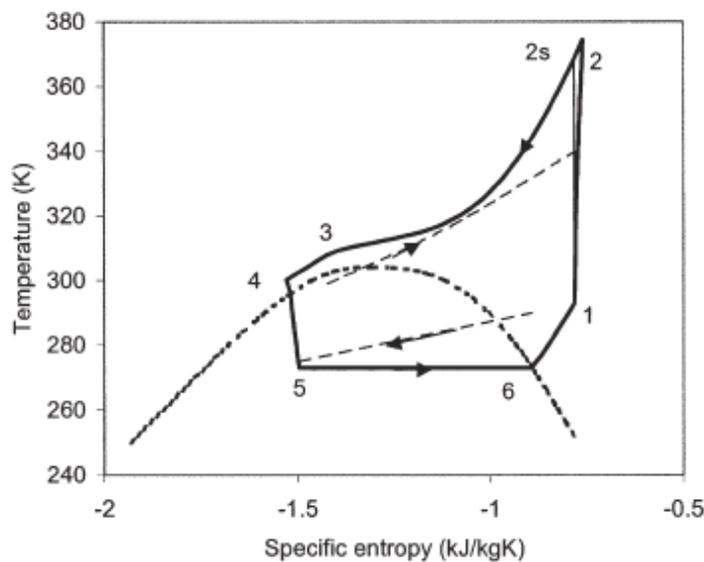
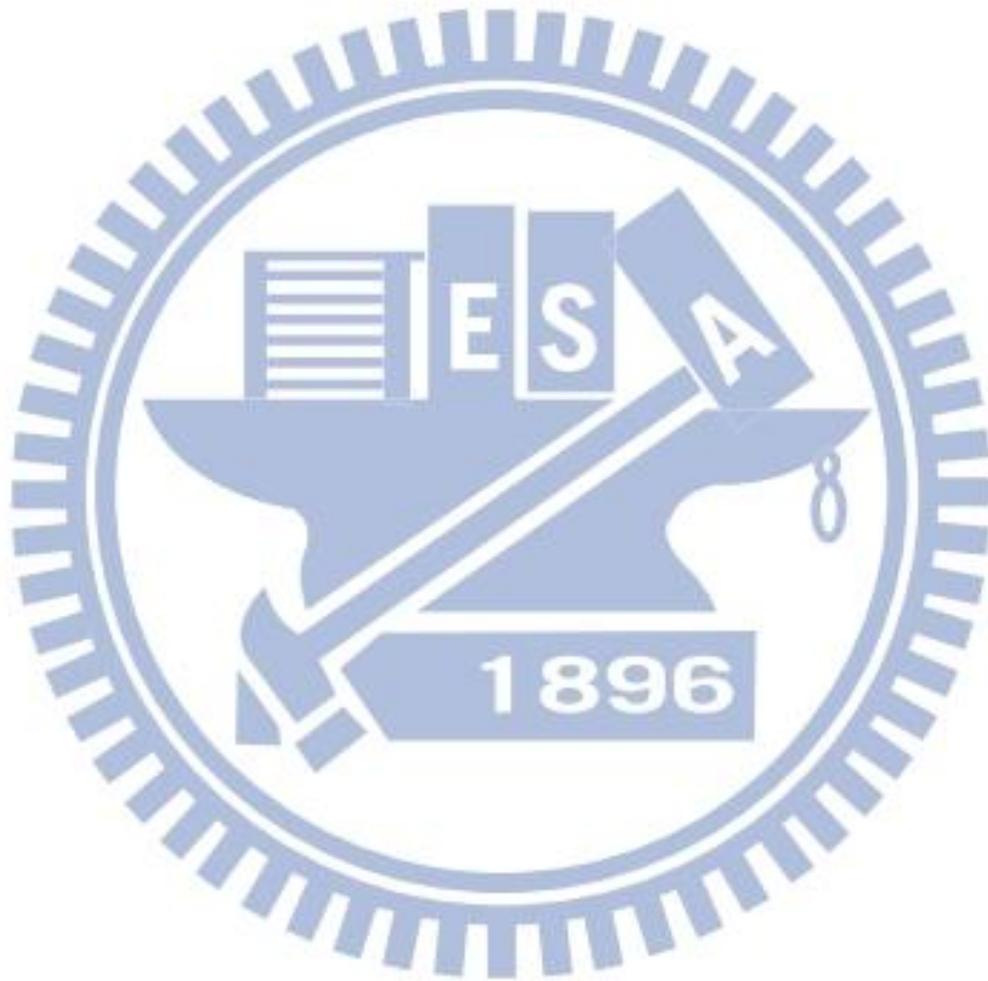


圖 1、典型超臨界流體 CO₂ 的系統循環圖(溫度-熵關係圖)

雖然 CO₂ 為一老冷媒，其熱流特性(包含超臨界態、兩相蒸發與兩相冷凝)的研究在 2000 年前並不多，2000 年後迄今有比較多的研究在探討這個主題，但是這類研究多為基礎研究，集中在單管內的熱傳、壓降與流譜等研究，而對於整體熱交換器上的性能所衍生的不均勻熱通量、不均勻流量分佈與出入口效應的影響甚少提及，這些效應除反映在整體熱交換器的影響外，也對系統效率有深遠的影響。然而目前國內並無可對 CO₂ 熱交換器進行測試與評估的驗證系統，因此收集 CO₂ 熱交換器的測試數據除可分析熱交換器性能外，並可整合相關測試資料開發成設計軟體，提昇 CO₂ 交換器的設計與製作能力，本設計軟體針對 CO₂ 做冷凍循環的模擬，並同時整合相關文獻的實測資料，進行模式比對與驗證修改，以增進學術研究的可靠性。

本論文研究即開發以 CO₂ 為工作流體的冷凍循環系統程式，進行模擬測試，包括冷媒流率、入出口溫等環境條件的改變對整體冷凍循環的動態影響，以及造成系統效率、COP 等參數的改變程度。透過此設計程式，能夠對 CO₂ 系統循環有更深入的分析。



二、文獻回顧

2.1 典型 CO₂ 之冷凍循環

冷凍系統，其實是一套循環裝置的機械設備，這個設備由四大主件組成(圖 2)：

1. 壓縮機 (Compressor)
2. 冷凝器 (Condenser)
3. 膨脹閥 (Expansion Valve)
4. 蒸發器 (Evaporator)

四大主件之間，利用管路相互連接，形成一個密閉迴路的循環管路系統，並且在管路內充填著一種特殊工作物質，這種物質就是我們所謂的冷媒。此系統藉著輸入的電能，驅動壓縮機產生機械能，令冷媒不斷地在系統內作循環，藉以轉變冷媒的狀態，當高壓時散熱冷卻為液態，當低壓時蒸發吸熱為氣態，作為熱交換的冷媒在冷凍系統內所進行的循環是冷凍循環，就稱為冷凍系統或者稱為蒸氣壓縮循環系統。

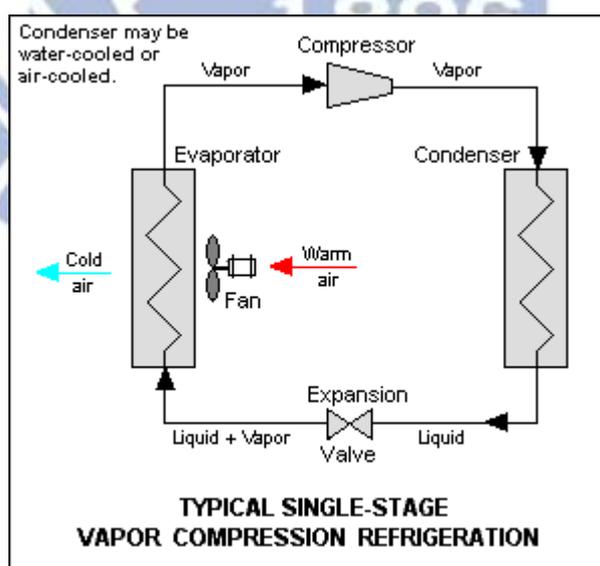


圖 2、冷凍循環主件示意圖

四大主件，對應冷凍循環四個過程，說明如下：

1.壓縮機及驅動馬達：(壓縮過程)--在此過程中，壓縮機吸取在蒸發器蒸發完後的冷媒氣體，然後把它加以壓縮，使其成為高壓的氣態冷媒。

2.冷凝器：(凝結過程)--高壓的氣態冷媒在冷凝器中，由於周圍空氣或水的冷卻散熱，使氣態冷媒凝結成為高壓常溫的液態冷媒，此過程稱為凝結過程。(排熱作用：將蒸發器所吸收之空間或(物體)的熱量排放到室外或(物體外))

3.膨脹閥：(膨脹過程)--膨脹過程是為從冷凝器出來的高壓液態冷媒，降壓使流過的冷媒成為低壓液態冷媒，到蒸發器蒸發所必須經過的過程，稱為膨脹過程。

4.蒸發器：(蒸發過程)--由於冷媒在自液態轉換至汽態時所吸收之熱量為最大，因此蒸發器也可稱為熱量轉換器，故在蒸發器內，低壓的冷媒液從外部被冷卻空間(或物體)吸收熱量而蒸發，就稱為蒸發過程。(吸熱作用)

圖 3 為二氧化碳冷凍循環的 T-S 圖，1→2_{id} 為等熵過程，2_{id}→6 為等壓冷凝放熱過程，此二過程均在超臨界點區工作，過程 6→7 為等焓節流膨脹過程，過程 7→1 為等壓蒸發過程，此二過程均在次臨界點區工作。由此可知，二氧化碳冷凍循環跨越超臨界點區與次臨界點區工作，則稱此二氧化碳循環為穿越臨界循環(Transcritical Cycle)。因為二氧化碳

的臨界點溫度低 (約為 31.1°C)，故在一般環境溫度下，等壓冷凝放熱過程則會在超臨界點區工作。臨界點壓力高(約為 73.8bar)，故其操作平均壓力約為 R134a 的 10 倍 (從圖 3 與圖 4 比較)。

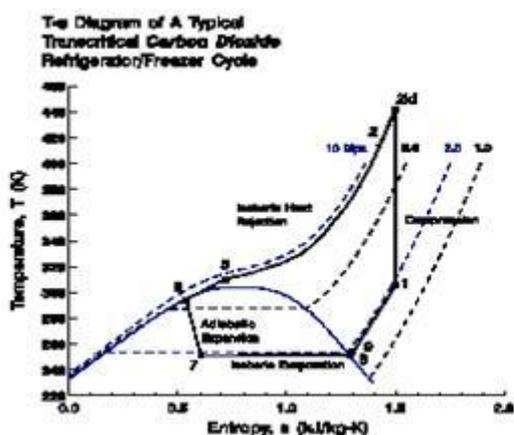


圖 3 二氧化碳 冷凍/冷藏循環之 T-s 圖

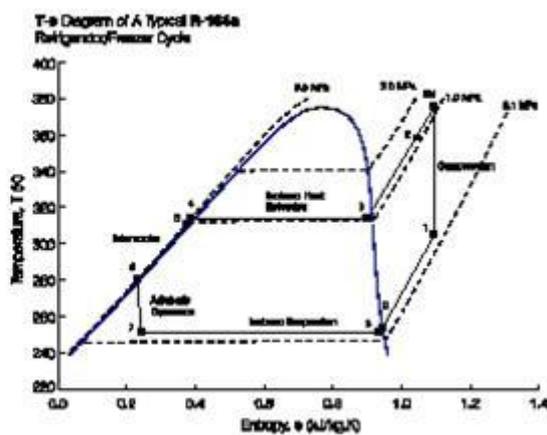


圖 4 R134a 冷凍/冷藏循環之 T-s 圖

圖 3-4、二氧化碳與 R134a 之冷凍循環的溫度-熵變化圖



2.2 CO₂ 在臨界點附近的熱力與輸送性質

CO₂ 的詳細熱力性質可在 ASHRA[7]手冊中找到，圖 5 為熱力學上常用的壓力/焓與溫度/熵關係圖，在臨界點附近操作時，焓值與熵值會隨著壓力或溫度的改變而呈現近乎突兀的變化(如圖 6 所示)，如果與其它冷媒比較，其蒸氣壓力與溫度間的變化更是劇烈，這點可從圖 7 中看出，因此對 CO₂ 冷媒而言，其壓力對溫度的變化， $\Delta P/\Delta T$ ，就會遠低於其他冷媒，舉例來說，以 0°C 而言，CO₂ 1 kPa 的壓力變化將伴隨著 0.01 °C 溫度變化，而 R-410A 與 R-134a 則分別為 0.04 °C 與 0.1 °C，此意味在蒸發器中，CO₂ 冷媒因壓降的相對影響會遠低其他合成冷媒。

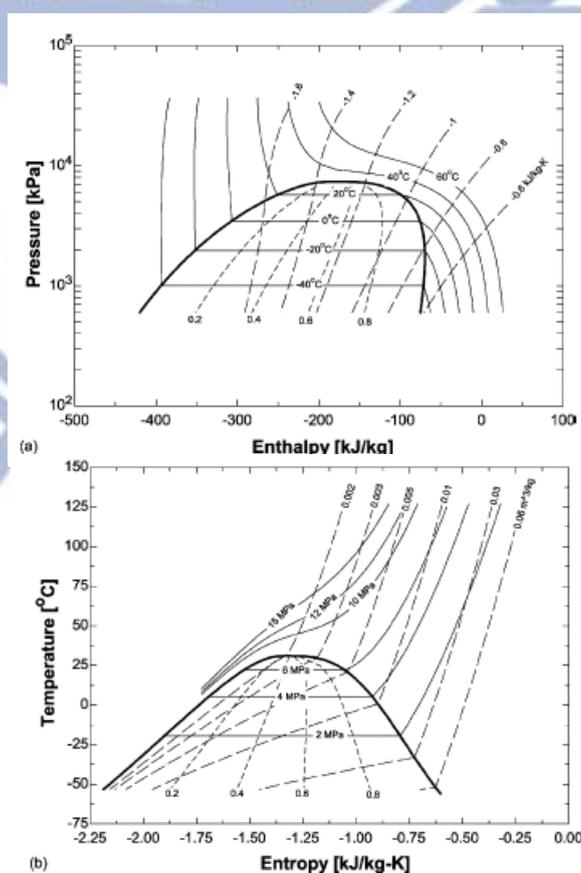


圖 5、CO₂ 的(a)壓力/焓與(b)溫度/熵關係圖

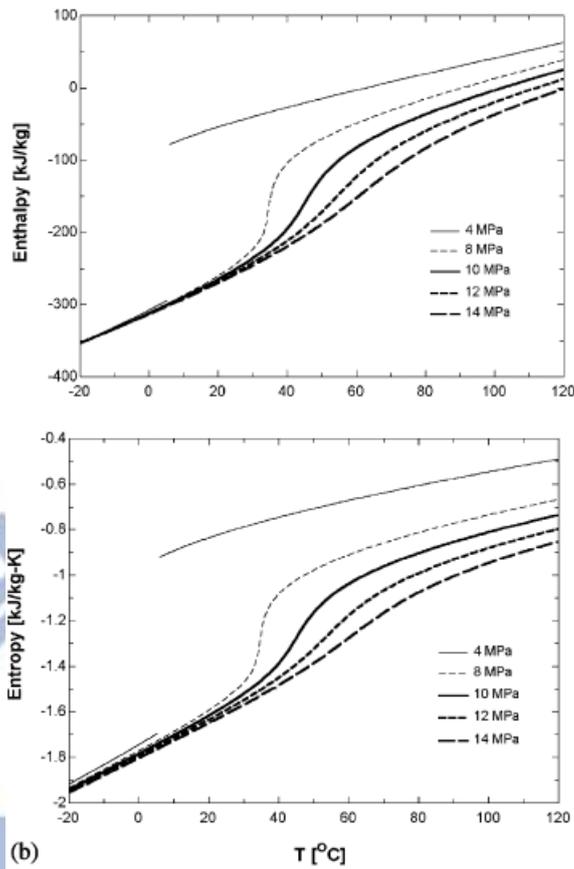


圖 6、CO₂ 的(a)焓與(b)熵在不同壓力下的變化關係圖

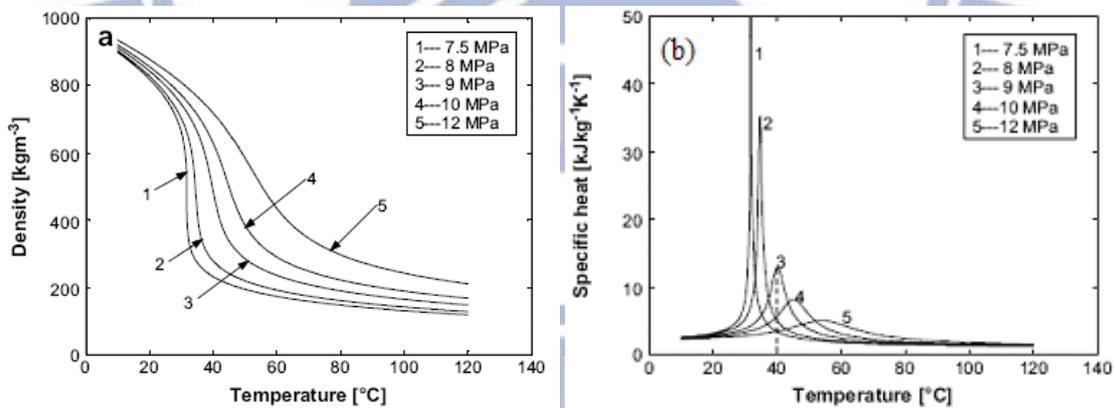


圖 7、CO₂ 的密度與定壓比熱在不同壓力下與溫度變化關係圖

如所周知，熱傳性能與冷媒的物性有相當大的關聯，圖 7 為 CO₂ 的主要熱力性質，包含密度與定壓比熱，以氣體的密度而言，如果壓力固定，其密度會隨著溫度上升而減少，如果是理想氣體，密度與溫度間成反比的關係；但是當壓力靠近臨界壓力，則密度在臨界溫度附近的變化

卻是非常的劇烈，從圖 7(a)中即可清楚的發現，例如在 75 大氣壓下，在臨界溫度附近的密度變化超過 4 倍。另外，相對於一般習知的冷媒如 R-22，CO₂ 的高蒸氣密度對兩相流動也會有相當的影響，同樣以 0 °C 而言，CO₂ 液體密度與氣體密度的比值大約為 10 而 R-410A 與 R-134a 則分別為 65 與 89，也就是說在兩相流動條件下，CO₂ 會呈現比較均勻的流動。

由圖 6 與圖 7 可知於焓值與密度在臨界溫度附近呈現明顯的變化，而另外一個重要的熱性質，定壓比熱，與溫度的關係則出現尖銳的極值現象(見圖 7(b))，當壓力在臨界壓力以上時，每一個壓力都會對應這樣的一個極值，且當壓力越靠近臨界壓力，此一極值的尖銳程度就會越明顯；出現此一比熱極值的溫度，稱之為準臨界溫度(pseudocritical temperature)，此一準臨界溫度會隨著壓力上升而增加，但定壓比熱的極大值同時會隨著壓力增加而越來越不明顯，準臨界溫度與壓力間的關係如式(1)：

$$T_{pc} = -122.6 + 6.124P - 0.1657P^2 + 0.0173P^{2.5} - 0.0005608P^3 \quad (1)$$

其中 T_{pc} 為 °C 而 P 的單位為 bar。準臨界溫度在計算熱傳性能上為非常重要的性質。

同樣的，圖 8 中，CO₂ 的輸送性質，熱傳導係數與動態黏度在臨界溫度附近同樣出現劇烈的變化，如果壓力很接近臨界壓力，熱傳導係數同樣出現像定壓比熱的區域極值，但隨著壓力的持續增加，此一區域出現極大值的現象則逐漸消失，在 0 °C 下，其液態與氣態的熱傳導係數約比 R-134a 冷媒大 20% 與 60% 而其液體黏度僅為 R-134a 之 40%；而氣體黏度大約相同，從這些簡單的初步比較，如果不考慮在系統上的一些問題，CO₂ 冷媒的熱力與輸送性質其實還算不差。

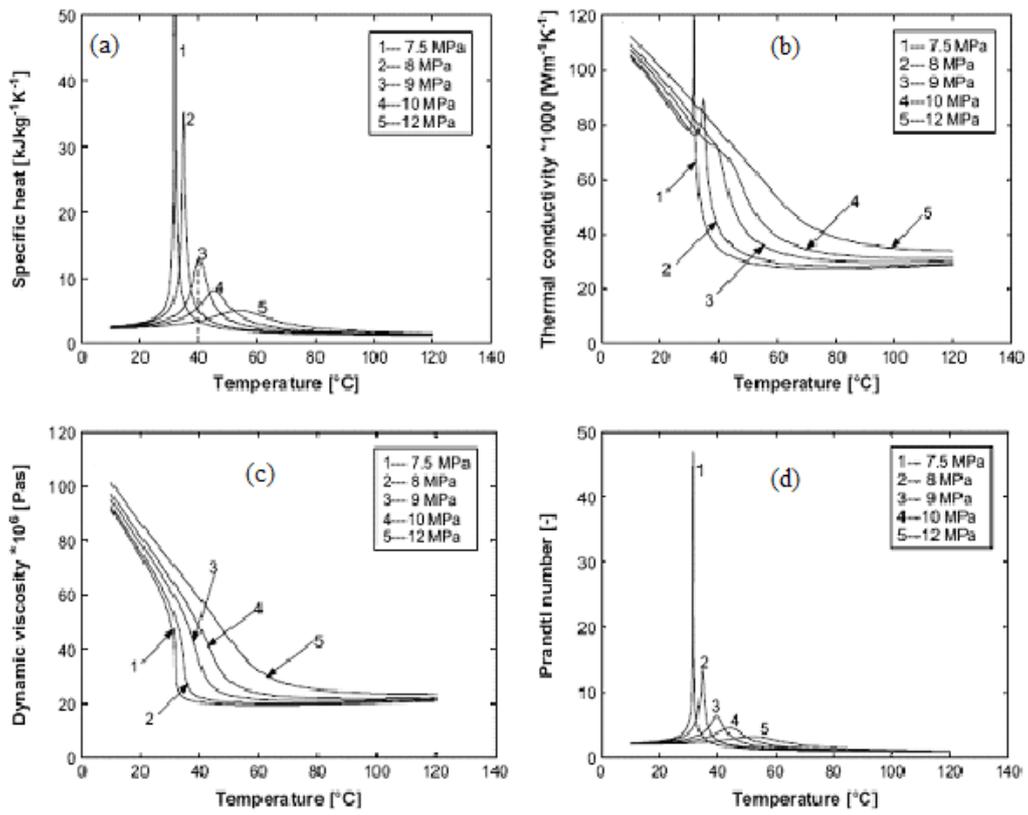


圖 8、CO₂ 的輸送性質在不同壓力下與溫度變化關係圖



2.3 穿臨界二氧化碳蒸氣壓縮循環

製冷機的原理為利用輸入的功，將熱量由冷處傳遞至熱處，使得冷處能夠維持低溫。目前在使用及研發中的製冷技術有蒸氣壓縮製冷 (Vapor Compression)、氣體壓縮製冷 (Gas Compression)、熱電製冷 (Thermoelectric)、磁熱製冷 (Magnetocaloric) 和熱聲 (Thermoacoustic) 製冷等。其中蒸氣壓縮方法在商業應用上最為廣泛。蒸氣壓縮方法較其它製冷的優點有：

1. 高功率密度。
2. 高 COP，可以達到卡諾限制的 40%。
3. 可以產生較大的溫度範圍。
4. 技術和其它製冷方式比較相對成熟。
5. 價格低廉。

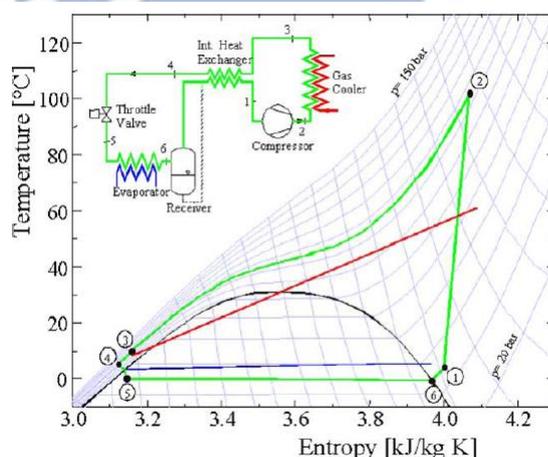


圖 9、穿臨界二氧化碳蒸氣壓縮循環示意圖

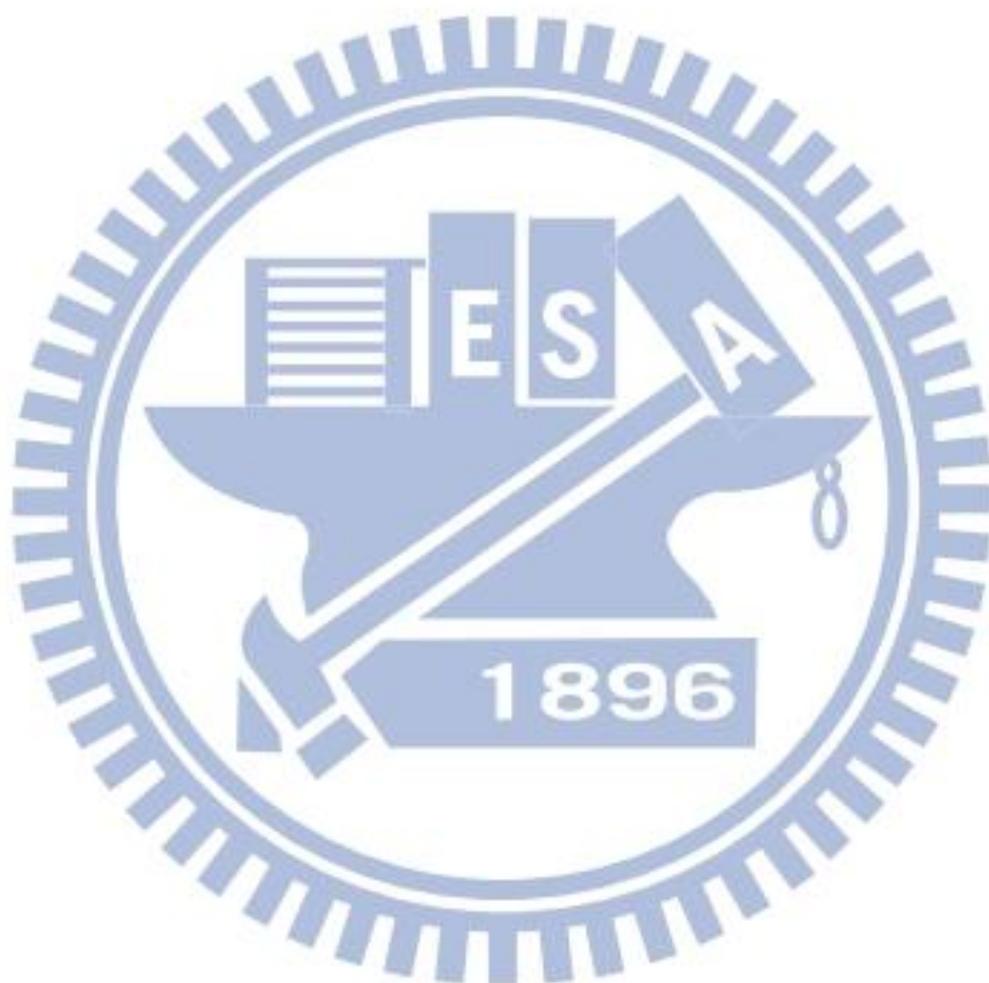
一般而言常規的蒸氣壓縮製冷機由壓縮機、高溫側熱交換器(冷凝器或氣體冷卻器)、降壓元件(渦輪機或膨脹閥等)以及低溫側熱交換器(蒸發器)所組成，如圖 9 所示。近年來，由於取代了 CFC 的新冷媒 HFC 仍有

極大的溫室效應，在環保高漲的現代許多人開始呼論以天然冷媒作為未來製冷產業使用，其中二氧化碳(冷媒編號為 R744)不燃和低毒的特性，以 CO₂ 作為冷媒的研究文獻近年來有大幅增加的趨勢。

CO₂ 具有高容積比的體積冷凍能力特性，與 HCFC-22 相比較高出約 5 倍，因此在系統的尺寸上可大幅縮小。由於 CO₂ 具有較小的表面張力與液態黏滯度，而較小的表面張力促成氣泡的形成，因此產生較高的熱傳係數；另外，較小的液態黏滯度將使 CO₂ 在管道中的壓力降較小。其它的特點包括：

1. 不破壞臭氧層。
2. 全球暖化潛勢 (GWP) 為 1。
3. 取得容易 (可從工業廢氣中取得)，成本極低。
4. 對人體健康與居住環境無短、中、長期之害處，故不需回收或再處理。
無毒且不會分解出刺激性物質。
5. 不可燃 (Non-Flammable) 與不會爆炸 (Non-Explosive)。
極佳的熱力性質。
6. CO₂ 冷媒系統可使用傳統的礦物類潤滑油。
7. CO₂ 系統在一般夏季外氣條件之散熱過程為穿越臨界點或超越臨界點的過程，因無實際上的冷凝現象，故散熱用熱交換器，稱之為氣體冷卻器。
8. 氣體密度高，可降低使用的管路與壓縮機尺寸，而使系統重量減輕、結構緊湊、體積小。

不過 CO₂ 冷凍循環與傳統的冷媒有相當大的差異，由於 CO₂ 的臨界溫度與臨界壓力分別為 31.1°C 與 78.8 Bar，因此無法在常溫應用上(例如外氣 35 °C)。



2.4 CO₂ 熱傳性能研究

在二氧化碳熱傳方面的文獻，針對氣體冷卻器(Gas Cooler)的部分所做的研究，亦即超臨界流體的狀態下的熱傳特性，大多是以冷媒側的熱傳係數之經驗式為主，在眾多的研究成果發表當中，Dang and Hihara[8]以實驗方法測量 CO₂ 超臨界狀態下的冷卻熱傳性能，針對 CO₂ 於不同管徑、熱通量與流量的情況下所得到的熱傳係數，並另外配合不同經驗式與實驗的結果做比對，得到可靠的熱傳經驗式。Zhao et al.[9]以實驗方法分析 CO₂ 在與潤滑油混合的情況下的熱傳性能，並與不添加潤滑油的實驗組比較，並藉此開發相關經驗式，以準確預估 CO₂ 在添加潤滑油下的熱傳性能。Liao and Zhao[10]也以實驗方法量測 CO₂ 的熱傳係數，他們主要以六組不同管徑所量測的冷媒熱傳係數與相關的經驗式做比對，得到的誤差皆在 20% 以內。Fang and Xu[11] 發表的文獻中，將所有相關的十三個 CO₂,supercritical cooling 的熱傳經驗式與實驗做比對，比對差異性，結果發現 PetrovePopov [12] 和 Fang [13] 的經驗式有良好的預測結果。

在蒸發器(Evaporator)方面，熱傳經驗式仍是主要的研究課題，許許多多的文獻皆將研究目標集中於冷媒的經驗式開發，Yun et al.[14]用實驗方法量測 CO₂ 的熱傳係數，並分析熱通量、質通量的改變對其測量結果的影響，他們發現冷媒的熱傳係數會隨著熱通量或直通量的不同而產

生變化，並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，而熱通量在臨界蒸氣乾度點之前對熱傳係數的影響是很大的，但熱傳量在臨界蒸氣乾度點之前對熱傳係數的影響指在熱通量小於500 kg/m² s時會有明顯的影響。Ducoulombier et al.[15]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。為此他們推測泡核沸騰(nucleate boiling)主導著冷媒整體的熱傳效果，產生泡核沸騰對熱傳性能的提升這個猜想。在以往的大管徑研究中，Chen[16]的經驗式能將準確度落在20%以內計算冷媒的熱傳係數，然而Chen所提及的經驗式在性質上無法產生吻合，並且其間沒有更佳的、針對小管徑所作的經驗式出現，於是該篇的論文中並沒有提及兩相之二氧化碳中的液態相(liquid phase)過渡至穩流(laminar flow)這段區域的影響。而目前所公認最佳的熱傳經驗式是來自Hihara and Tanaka[17]。

再者，針對平滑管以及微小管徑之鰭管所做的CO₂冷媒熱傳研究中，Gao and Honda[18]以實驗得到的結論與Ducoulombier et al.的量測結果有所相似處，亦即在小鰭管(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。此外，另一篇Zhao and Bansal [19]的文獻提

到關於CO₂冷媒在低溫下的蒸發熱傳研究，當平滑管中的冷媒介於-24.3°C和-40.6°C，其兩相熱傳係數會依飽和溫度降低而下滑，並在3500 W m⁻²K⁻¹ and 7500 W m⁻²K⁻¹之間、隨著不同乾度而變動。這些在低溫下所得到的熱傳係數數據會較高溫(0°C)時來的小，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。



2.5 CO₂全循環系統文獻

二氧化碳冷凍循環系統在 1850 年首次出現，並在接下來的數年內被廣泛的應用。然而隨著一些合成冷媒的發明與使用，諸如氨、二氧化硫等合成冷媒，CO₂無可避免的和其他天然冷媒一樣被淘汰雖然那些合成冷媒都能達到相當高的循環效率，但卻會造成破壞臭氧層問題與溫室效應，對於環境造成很大的衝擊，也得以讓 CO₂冷媒出現了翻身的機會。Lorentzen and Pettersen (1993, 1994, 1995)[20-22]和 Riffat et al.(1996)[23]等人倡議使用 CO₂冷媒來解決人造冷媒對環境的衝擊，並證實 CO₂的低臨界溫度現象可透過將冷凍循環的操作控制在臨界點以上，亦即穿臨界的冷凍循環現象，此現象即出現了以氣體冷卻器取代冷凝器的原則，而眾多研究也著重在開發出對環境衝擊低、廉價、無燃性且無毒的冷凍循環，使得 CO₂冷凍循環能夠重出江湖。

許多研究在改善 CO₂冷凍循環的能力方面，Neksa(2002)[24]在 CO₂熱泵的功能與表現以及其應用上做了初步的研究與探討，而 Yarrall et al.(1999)[25]整理了 CO₂穿臨界熱泵系統的實驗數據。Stene(2005)[26]在理論與實驗上面進行了對 CO₂熱泵系統於結合空間加熱以及熱水加熱的結構上的研究。然而，由於 CO₂本身穿臨界的現象，其表現機制與其他冷媒有很大的不同，因此由一般冷媒所得到的模擬結果無法套用在 CO₂本身，又由於實驗本身的耗時、昂貴等因素使得針對系統的參數、

性能與表現所進行的程式模擬不但重要並且十分有用。基於這個原因，越來越多研究著重在系統程式的模擬這一塊，Skaugen et al.(2002)[27]首先開發出了 CO₂ 穿臨界系統的模擬。Wang and hihara(2002)[28]使用模擬的方法針對 CO₂ 熱泵系統的性能與 R22 的熱泵系統性能做比對。Ortiz et al.(2002)[29]開發了 CO₂ 與空氣做熱交換的冷凍空調，並與現有實驗數據做比對。隨著 CO₂ 熱傳與系統性能研究的發展，在接下來的數年間，越來越多針對 CO₂ 穿臨界系統的數值模擬如火如荼的展開。Pfafferott and Schmitz(2002)[30]展示了以空氣作為次等流體的 CO₂ 穿臨界循環系統的模擬。Yokoyama et al.(2007)[31] 建立了 CO₂ 熱泵系統的模擬，並分析改變入水溫度以及外界空氣溫度對系統性能的影響。Sarkar et al.(2009, 2010)[32-33]進行了針對以水為次等流體的 CO₂ 熱泵系統模擬，並研究 CO₂ 蒸發溫度與壓縮機出口壓力對系統整體性能的影響。Cecchinato et al.(2005)[34]以數值模擬的方法比較 CO₂ 熱泵系統與 R134A 熱泵系統的差異。Yamaguchi et al.(2011)[35]開發了針對 CO₂ 熱泵系統的模擬程式，研究外界之入口溫度對系統性能諸如 COP、氣體冷卻器與蒸發器之熱交換量和壓縮機作功的影響，並與現有的實驗數據做比對。Yang et al.(2010)[36]進行了穿臨界 CO₂ 熱泵系統的模擬並分析氣體冷卻器以及蒸發器的入水溫度以及入水量對系統整體性能的影響。

三、研究方法

本研究主要是建立一套以CO₂為冷媒的冷凍循環模擬程式，模擬其間的熱交換過程，冷凍循環中的壓縮機、膨脹閥、冷凝器以及蒸發器的部分。將此四個元件組合成一個完整之系統程式。二氧化碳的主要冷凍循環示意如圖20，其1→2為壓縮機過程，2→3為經過冷凝器(Gas Cooler)過程，3→4為膨脹閥區，4→1為蒸發器(Evaporator)過程。如此依循環即為一CO₂冷凍循環系統。軟件程式的設計基本也照此規範進行。

二氧化碳冷凍循環於加壓過程與冷凝放熱過程，均在超臨界點區工作。膨脹過程與蒸發過程，在次臨界點區工作。由此可知，CO₂冷凍循環跨越超臨界點區與次臨界點區工作，則稱此CO₂循環為穿越臨界循環(Transcritical Cycle)。因為CO₂的臨界點溫度低(約為31.1°C)，故在一般環境溫度下，冷凝放熱過程則會在超臨界點區工作。臨界點壓力高(約為73.8bar)，故其操作平均壓力約為R134a的10倍。傳統冷凍系統循環性能則採用熱傳率 $UA \times LMTD$ 來估算，冷凝器部分則分為過熱，兩相及過冷三段計算，蒸發器則分為兩相及過熱兩段。不同的是，CO₂的貫穿臨界循環則將超臨界狀態視為單相冷卻過程處理，其餘的部分則與傳統冷凍系統循環計算相同。

首先，冷凍系統是一套循環裝置的機械設備，這個設備由四大主件組成：壓縮機(Compressor)、冷凝器(Condenser)、膨脹閥(Expansion Valve)、

蒸發器(Evaporator)，因此在本軟體的設計上，即是以此四大主件為主，亦即合併壓縮機、膨脹區、冷凝器、蒸發器，形成一套完整的 CO₂ 冷凍循環系統程式。在設計的過程中，壓縮機區屬於等熵(Entropy)過程，膨脹閥區屬於等焓(Enthalpy)過程，而冷凝區為等壓冷凝放熱過程，使用水冷式的氣體冷卻器(Gas Cooler)，熱交換器為套管式，在此區 CO₂ 的操作範圍皆在超臨界點區；蒸發區為等壓蒸發吸熱過程，屬於氣冷式的鰭管熱交換器，在此區 CO₂ 的操作範圍於次臨界點區。本軟體的設計流程即是改變環境條件，包括冷凝區水側入口條件、蒸發區空氣側的進口條件、此二區的熱交換器幾何尺寸，以及壓縮機的类型(壓縮效率)，來模擬該狀況下的冷凍循環模式，觀察其循環路徑之動態變化。在該變化下各點的壓力、溫度，以及所造成的冷凝熱傳、蒸發熱傳、壓縮作功也會有所不同。

由於系統程式由冷凝區、蒸發區、膨脹區以及壓縮區等四大元件所組成，因此設計上必須考慮到冷凝區、蒸發區、膨脹區以及壓縮區的計算，在此先由冷凝區(即氣體冷卻器)和蒸發區的計算來說明。

3.1 氣體冷卻器 Gas Cooler :

在冷凝區由於冷媒處於超臨界區，因此性質的變化強烈，此區的計算必須要求精密的準確度。在冷凝區(圖20.2→3)考慮的是水冷式熱交換氣體冷卻器，使用的熱交換器為一套管式(double pipe)熱交換器，內管流冷媒，外管走水，水與冷媒流動方向相反，屬逆向流(counter flow)型式(圖10)。

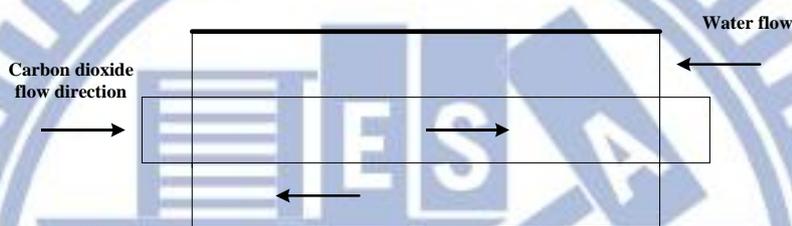


圖 10、套管熱交換器示意圖

於熱交換過程中，冷媒散失的熱量與水獲得的熱量相同，這點可用熱平衡方程式來說明，由於此時 CO_2 處於超臨界狀態(supercritical)，屬超臨界流體的範圍，因此預設的溫度、壓力皆在臨界點(7.38MPa、 31°C)以上。而冷媒側之壓降須考慮到平滑直管壓降方程式。水側壓降的變化暫且忽略，故將水側壓力假設為一定值(1atm)。熱交換的過程中需考慮到的是冷媒與水的各項性質皆會隨著該區段的平均溫度及壓力的改變而變化，由於壓力的改變對水造成的影響較小，在設計的過程裡於水側的部分僅考慮溫度的影響。在水側，各區段之水的性質皆設為該段平均溫度的函數，例如熱傳導係數 (thermal conductivity)、熱容量(heat capacity)、普蘭度數(Prandtl number)、黏滯係數(viscosity)，可分別表示

為： $k(T)$ 、 $C_p(T)$ 、 $Pr(T)$ 、 $\mu(T)$ 。在冷媒側，各區段之冷媒的性質皆設為該段平均溫度與平均壓力的函數，即 $k(P,T)$ 、 $C_p(P,T)$ 、 $Pr(P,T)$ 、 $\mu(P,T)$ 。這些性質的資料來源於 REFPROP8.0[37]。熱交換過程中水和冷媒的熱平衡方程式如式(2)-(4)：

$$Q_i = m_c C_{p,c,i} (T_{c,i} - T_{c,i+1}) = m_w C_{p,w,i} (T_{w,i} - T_{w,i+1}). \quad (2)$$

$$Q_i = (UA)_i \times (LMTD)_i. \quad (3)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_w A_{o,i}} + \frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{2\pi k_{wall} L} + \frac{1}{h_c A_{i,i}}. \quad (4)$$

由於 CO_2 的物理性質在超臨界區會隨著溫度與壓力的改變而產生大幅度的變化，因此在設計上將此熱交換器切割成許多區段(segment)來分析，如圖 11，各區段的長度相等，然而每一段有二個未知參數，二個方程式，程式的計算即利用這些方程式將所有未知數解出。

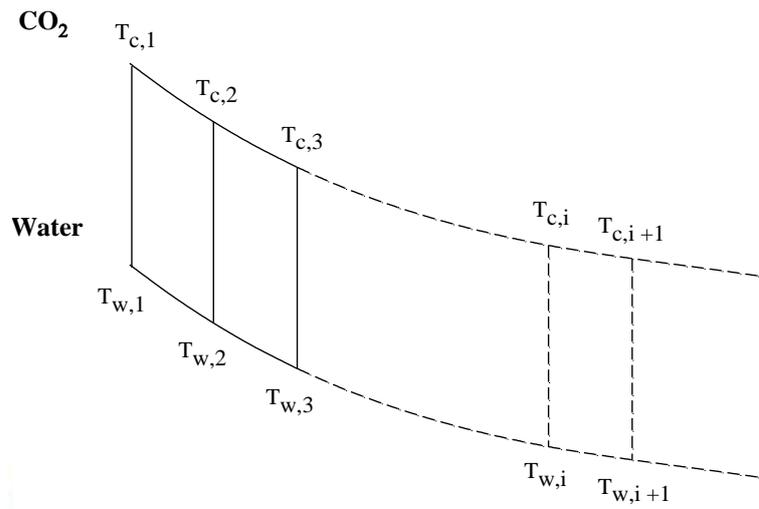


圖11、氣體冷卻器套管熱交換分段計算示意圖



3.1.1 熱傳經驗式

熱傳經驗式方面，水側使用Gnielinski[38]之半經驗式：

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000)}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{2}} \Pr^{2/3}} \quad (5)$$

$$f = [1.58 \ln \ln(Re_b) - 3.28]^2 \quad (6)$$

冷媒側，使用Dang and Hihara (2004)[39]的經驗式：

$$Pr = \begin{cases} Cp_b \mu_b / \lambda_b, & \text{for } Cp_b \geq \overline{Cp} \\ \overline{Cp}_b \mu_b / \lambda_f, & \text{for } Cp_b < \overline{Cp} \text{ and } \mu_b / \lambda_b \geq \mu_f / \lambda_f \\ \overline{Cp}_b \mu_f / \lambda_f, & \text{for } Cp_b < \overline{Cp} \text{ and } \mu_b / \lambda_b < \mu_f / \lambda_f \end{cases} \quad (7)$$

$$\overline{Cp} = \frac{h_b - h_{wall}}{T_b - T_{wall}} \quad (8)$$

$$Re_b = \frac{Gd_i}{\mu_b} \quad (9)$$

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (10)$$

$$f = [1.82 \log \log(Re_f) - 1.64]^2 \quad (11)$$

3.2 蒸發器

此蒸發器在設計上採用鰭管式(Fin-Tube)熱交換器，鰭管熱交換器是採用氣冷式，管內流動 CO₂，鰭片間流動空氣，在設計的過程中分為空氣側、冷媒(CO₂)側，由於冷媒在熱傳過程中是由液、氣共存的兩相蒸發為單相氣態，而空氣於鰭片的入口溫度皆在其露點溫度以下，故此鰭管式熱交換器屬於濕盤管。

3.2.1 濕盤管空氣側計算法：

濕盤管的分析方法，主要是根據 Threlkeld[40]所提出的方法，其細節說明如下：

$$Q_a = \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (\text{空氣側}) \quad (12)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (\text{冷媒側}) \quad (13)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (14)$$

$$\text{又 } Q_{avg} = U_{o,w} A_o F \Delta i_m \quad (15)$$

其中 F 為修正因子， Δi_m 為平均焓差，根據 Bump 和 Myers 所提出逆向流 Δi_m 定義為：

$$\Delta i_m = i_{a,i} + \frac{(i_{a,i} - i_{a,o})}{\ln\left(\frac{i_{a,i} - i_{r,o}}{i_{a,o} - i_{r,i}}\right)} - \frac{(i_{a,i} - i_{a,o})(i_{a,i} - i_{r,o})}{(i_{a,i} - i_{r,o}) - (i_{a,o} - i_{r,i})} \quad (16)$$

$i_{a,i}$ 、 $i_{a,o}$ ：為空氣的進口和出口焓值

$i_{r,i}$ ：相對於冷媒進口溫度下的飽和空氣焓值

$i_{r,o}$ ：相對於冷媒出口溫度下的飽和空氣焓值

代入 (15) 式將可得出 U_{ow} 。

接下來我們將找出總熱傳係數 U_{ow} 與各阻抗間的關係，考慮如下（圖

通通換成焓差驅動勢，這時才能將各部分不同的阻抗加起來(因為阻抗的驅動勢為焓差)。

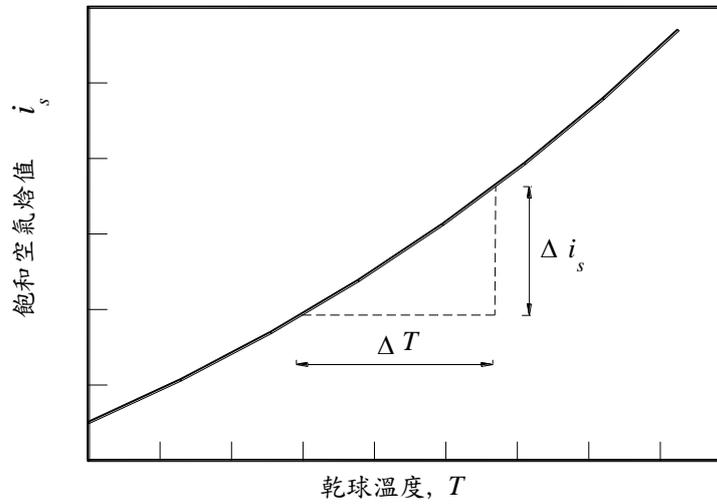


圖 13、飽和空氣焓值與溫度變化之關係

管內熱傳：

$$Q_i = h_i A_{p,i} (T_{p,i} - T_r) \quad (21)$$

$$Q_i = \frac{h_i A_{p,i}}{b'_r} (i_{s,p,i} - i_{s,r}) \quad (22)$$

管壁熱傳：

$$Q_p = \frac{k_p A_{p,m}}{X_p} (T_{p,i} - T_{p,o}) \quad (23)$$

$$Q_p = \frac{k_p A_{p,m}}{X_p} \left(\frac{i_{s,p,o} - i_{s,p,i}}{b'_p} \right) \quad (24)$$

其中 X_p 為管壁厚度， $A_{p,m} = \frac{A_{p,o} - A_{p,i}}{\ln \frac{A_{p,o}}{A_{p,i}}}$ (25)

透過鰭片的熱傳路徑可分為兩個管道，即透過傳熱管與鰭片兩部分：

$$\begin{aligned}
Q_o &= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f (i - i_{f,m}) \\
&= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) \left[1 + \frac{b'_{w,p}}{b'_{w,m}} \frac{A_f}{A_{p,o}} \frac{i - i_{f,m}}{i - i_{s,p,o}} \right] \\
&= \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) \left[1 + \frac{b'_{w,p}}{b'_{w,m}} \frac{A_f}{A_{p,o}} \eta_{wet,f} \right]
\end{aligned} \tag{26}$$

其中 $\eta_{wet,f}$ 為濕式鰭片的鰭片效率，定義如下：

$$\eta_{wet,f} = \frac{i - i_{f,m}}{i - i_{s,p,o}} \tag{27}$$

將變數 $b'_{w,p}$ 的計算係以管壁外水膜平均溫度來計算， $b'_{w,m}$ 的計算係以鰭片外水膜平均溫度來計算，接下來我們來將各部分的阻抗予以合成：

$$\therefore Q_o = \frac{h_{o,w}}{b'_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p,o}) + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f} (i - i_{s,p,o}) \tag{28}$$

因此式 (22)、(24) 與 (28) 可改寫成：

$$i_{s,p,i} - i_{s,r} = Q_i \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} \right] \tag{29}$$

$$i_{s,p,o} - i_{s,p,i} = Q_p \left[\frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} \right] \tag{30}$$

$$i - i_{s,p,o} = Q_o \left[\frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f}} \right] \tag{31}$$

在穩定狀態下時，由能量平衡 $Q_i = Q_p = Q_o = Q_t = U_{o,w} A_o (i - i_{s,r})$ ，因此我們可將各部分的热通量加總起來：

$$i - i_{s,r} = Q_t \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \eta_{wet,f}} \right] \quad (32)$$

即

$$\frac{Q_t}{U_{o,w} A_o} = Q_t \left[\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p}} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m}} A_f \cdot \eta_{wet,f}} \right] \quad (33)$$

所以

$$U_{o,w} = \frac{1}{\frac{A_o b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{A_o b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{\frac{h_{o,w} A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{h_{o,w}}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f}}} \quad (34)$$

$$= \frac{1}{\frac{A_o b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{A_o b'_p X_p}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{1}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f} \right)}}$$

將式 (34) 倒數後可得

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{b'_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p X_p A_o}{k_p A_{p,m}} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{1}{b'_{w,m} A_o} \cdot \eta_{wet,f} \right)} \quad (35)$$

有關鰭片效率的定義 (式 27)，其中鰭片水膜溫度的計算不易，故要想知道有關的焓就相當困難，因此希望能藉由幾何形狀的關係，找出其與鰭片效率相關性。考慮圓形鰭片 (圖 16) 的鰭片效率，再推衍到平板型鰭片的鰭片效率，同樣的我們假設鰭片外部覆蓋一均勻的水膜，水膜厚度為 y_w ，圓形鰭片在 r 位置的熱傳量可表達如下：

$$Q_f = 2k_f y_f \cdot 2\pi r \frac{dT_f}{dr} \quad (36)$$

在 r 位置一小段位置的能量變化如下：

$$dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w} (T_w - T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (37)$$

若我們考慮濕空氣的焓值在一小段溫度的變化為線性關係，則空氣的飽和焓值可寫成如下：

$$i_s = a + bT_s \quad (38)$$

如果將飽和溫度換成水膜的溫度，則在水膜上的空氣飽和焓為：

$$i_w = a_w + b'_{w,m} T_w \quad (39)$$

所以 (2-36) 式可改寫為：

$$\begin{aligned} \therefore dQ_f &= \frac{-2k_w}{y_w} (T_w - T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr = \frac{-2k_w}{y_w} \left(\frac{i_w - a_w}{b'_{w,m}} - T_f \right) \cdot 2\pi r \cdot dr \\ &= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i_w - a_w - b'_{w,m} T_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \end{aligned} \quad (40)$$

其中 $a_w + b'_{w,m} T_f$ 這個量的單位為空氣焓值，所以我們可引入一個「虛假」的空氣焓值 i_f ，即 $i_f = a_w + b'_{w,m} T_f$ ，其中 a_w 與 $b'_{w,m}$ 可由水膜溫度 T_w 計算而得：故式 (40) 可寫成：

$$\therefore dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i_w - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (41)$$

又由能量方程式 (式 37)

$$dQ_f = \frac{-h_{c,o} dA}{c_{p,a}} (i - i_w) = \frac{-2h_{c,o} \cdot 2\pi r \cdot dr}{c_{p,a}} (i - i_w) \quad (42)$$

所以可將 i_w 消除：

$$\begin{aligned} \therefore dQ_f &= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} \left(i + \frac{dQ_f \cdot c_{p,a}}{2h_{c,o} \cdot 2\pi r \cdot dr} - i_f \right) \cdot 2\pi r \cdot dr \\ &= \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr - \frac{2k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{dQ_f \cdot c_{p,a}}{2h_{c,o}} \end{aligned} \quad (43)$$

即：

$$\left(1 + \frac{k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{c_{p,a}}{h_{c,o}}\right) dQ_f = \frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (44)$$

$$dQ_f = \frac{\frac{-2k_w}{y_w b'_{w,m}}}{\left(1 + \frac{k_w}{y_w b'_{w,m}} \cdot \frac{c_{p,a}}{h_{c,o}}\right)} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr$$

$$= \frac{-2}{b'_{w,m} \left(\frac{y_w}{k_w} + \frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} \cdot h_{c,o}}\right)} (i - i_f) \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (45)$$

$$\text{這時吾人定義：} h_{o,w} \equiv \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}} + \frac{y_w}{k_w}} \quad (46)$$

請注意式 (46) 的 $h_{o,w}$ 為濕式熱傳係數， $h_{c,o}$ 為濕盤管空氣側顯熱傳係數， $c_{p,a}$ 為空氣比熱， y_w 為鰭片和管壁上的水膜厚度， k_w 為水膜熱傳導係數，根據 Myers 的說明， $\frac{y_w}{k_w}$ 與 $\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}$ 項兩相比較後，通常可忽略不計。因此式 (46) 可簡化成：

$$h_{o,w} \equiv \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}} = \left(\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}\right)^{-1} \quad (47)$$

有關濕式鰭片效率 $\eta_{wet,f}$ 可依 Wang et al. 的推導計算如下：

$$\eta_{wet,f} = \frac{2r_c}{M(r_e^2 - r_c^2)} \left[\frac{K_1(Mr_c)I_1(Mr_e) - K_1(Mr_e)I_1(Mr_c)}{K_1(Mr_e)I_0(Mr_c) - K_0(Mr_c)I_1(Mr_e)} \right] \quad (48)$$

其中

I_0 = 零階的第一種修正 Bessel 函數

I_1 = 一階的第一種修正 Bessel 函數

K_0 = 零階的第二種修正 Bessel 函數

K_1 = 一階的第二種修正 Bessel 函數

r_c ：為熱傳管的管外半徑

r_e ：為包含鰭片高度的管半徑

$$M = \sqrt{\frac{2h_{o,w}}{k_f \delta_f}} \quad (49)$$

這個方程式最主要的導出量為濕盤管的鰭片效率 $\eta_{wet,f}$ 。如果鰭片型式為本研究之連續型鰭片而不是圓型鰭片，則可採用等效面積法 (the equivalent circular method) 來近似，即以 r_{eq} 來取代 (48) 式中的 r_e ：

$$r_{eq} = \sqrt{\frac{P_t \times P_l}{\pi}} \quad (50)$$

其中

P_t ：鰭片的橫向節距(transverse tube pitch)

P_l ：鰭片的縱向節距(longitudinal tube pitch)

式 (48) 的 I_0 、 I_1 、 K_0 、 K_1 在計算上如果要用掌上型計算機來算是相當困難的，因此為了方便快速計算，可參考 (圖 14) 的圖來查詢，同樣的，為了快速計算焓值與 b' 的值，則可參考 (圖 15)。

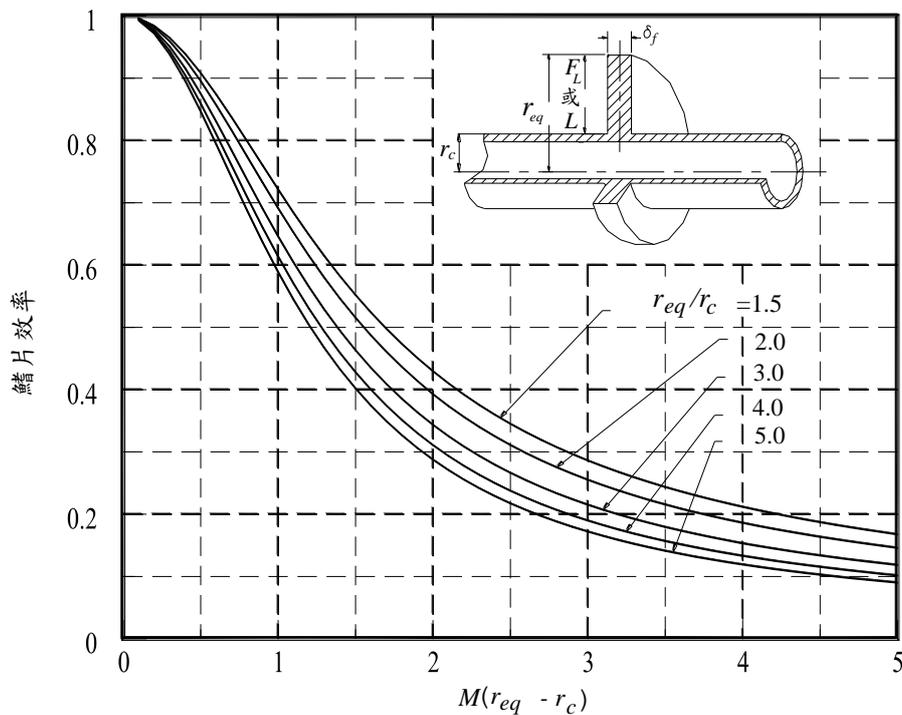


圖 14、圓形鰭片效率與 $M(r_{eq} - r_c)$ 的關係圖

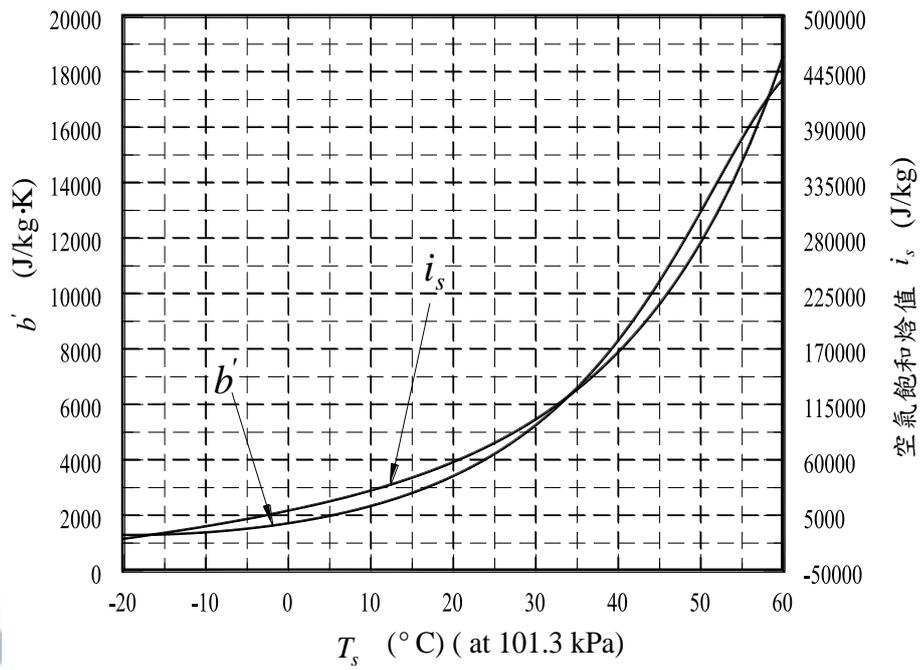


圖15、空氣飽和溫度(T_s)對空氣焓值(i_s)及斜率(di_s/dT_s)的關係

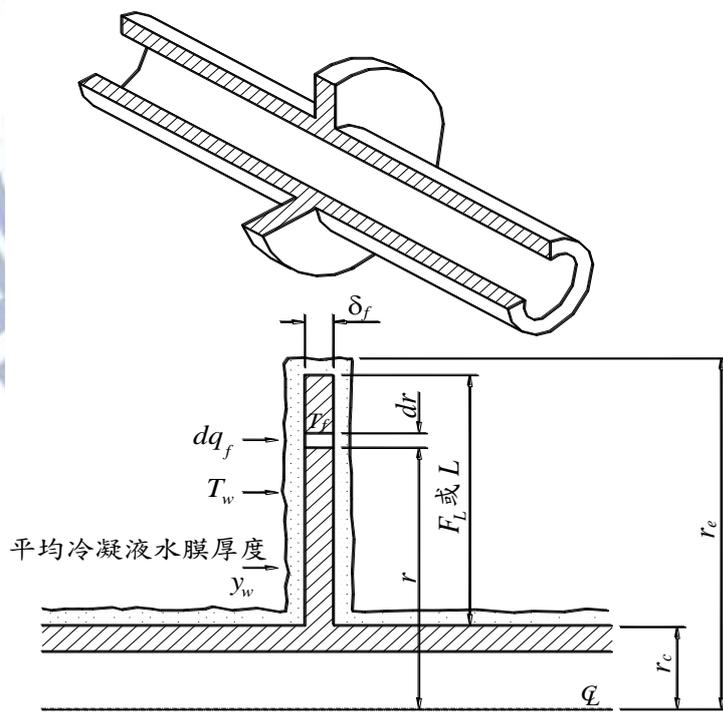


圖 16、圓形鰭片結露模式示意圖

3.2.2 蒸發器計算流程

蒸發器的部分，即 5→1，採用氣冷式，及冷媒與空氣作熱交換，所欲模擬的熱交換器為一平板型鰭管熱交換器，假設管內流體的流動方式為交叉逆向流(counter-cross flow)或交錯流(cross flow)，管內流動 CO₂ 冷媒，外側為空氣。如圖 17。

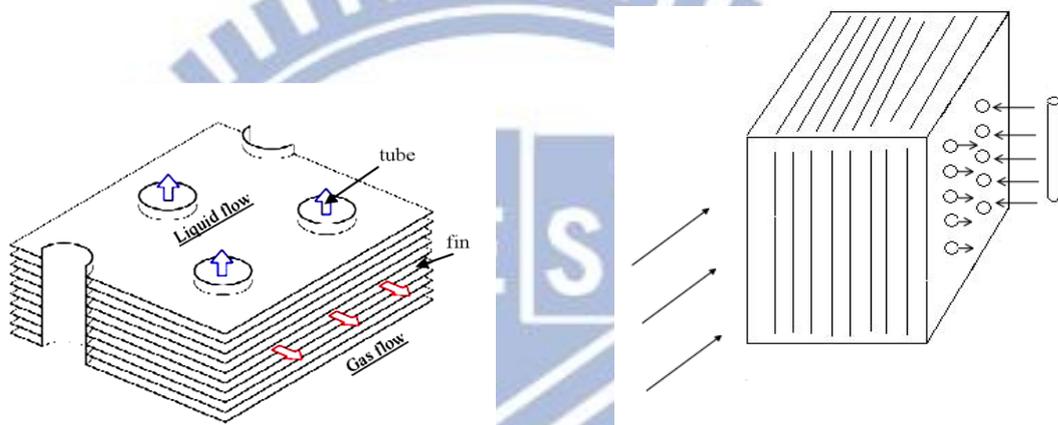


圖17、鰭管熱交換工作流體流動型式之結構示意圖，交錯流(左)和交叉逆向流(右)。

此熱交換器是以二氧化碳為工作流體的蒸發器，二氧化碳由氣液共存的兩相(two phase)流入，其過程與空鰭片周圍流入的空氣做熱交換，吸收熱量轉變為單相的氣體(gas)輸出。

當中 CO₂ 的操作範圍在臨界點以下，(7.38MPa, 304K)，進口壓力與溫度皆低於這個值，蒸發過程亦低於臨界點，而後於單相區則處於亞臨界點(sub-critical)的狀態。如圖 18。

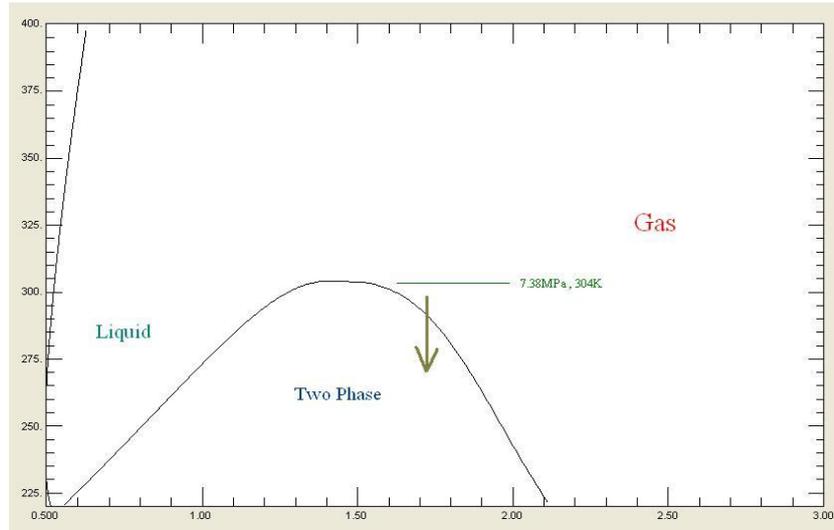


圖18、蒸發區CO₂操作範圍之T-s圖，其模擬範圍設在臨界點(7.38MPa)以下。

此蒸發器為交錯逆相流的形式，在設計上，蒸發器一共分成兩段：

兩相蒸發區和單相氣體加熱區(見圖 19)，於兩相區可列出熱平衡方程式如下：

$$Q_{1c} = m_c \times i_{fg} \times (1-x) = m_a \times C_{p_a} \times (T_{a1} - T_{a0}) \quad (51)$$

$$Q_{1c} = (UA)_1 \times (LMH) \quad (52)$$

單相區之熱交換平衡方程式如下：

$$Q_{2c} = m_c \times C_{p_c} \times (T_{c0} - T_s) = m_a \times C_{p_a} \times (T_{in} - T_{a1}) \quad (53)$$

$$Q_{2c} = (UA)_2 \times (LMH) \quad (54)$$

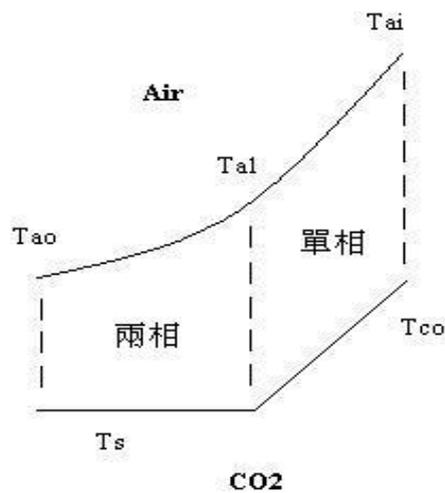


圖 19、程式計算分析圖，分兩相(氣、液)區和單相(氣體)區。

而此時，熱交換總面積等於兩相區面積加上單相區面積：

$$A_{total} = A_1 + A_2 \quad (55)$$

用式(51) - (55)即可將未知參數解出，並求出熱傳量，單相區與雙相區之熱交換面積所佔比例，以及冷媒出口乾度和溫度。

3.2.3 熱傳經驗式

由於此鰭管熱交換器採用濕盤館的分析法計算，於是空氣側的熱傳經驗式如下：

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}} = \left(\frac{c_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}} \right)^{-1} \quad (56)$$

$$b'_{w,m} = \frac{i - i_{s,w,m}}{T - T_{f,m}} \quad (57)$$

$$h_{c,o} = j_{wet} \times G_c \times C_{pa} \times Pr_a^{-2/3} \quad (58)$$

於兩相區，冷媒側的熱傳係數計算方法，則使用 Hihara and Tanaka[41] 的兩相沸騰經驗式：

$$\frac{\alpha}{\alpha_{lo}} = K_1 Bo + K_2 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{2/3} \quad (59)$$

$$\alpha_{lo} = 0.023 Re \cdot \frac{k_f}{d_i} \quad (60)$$

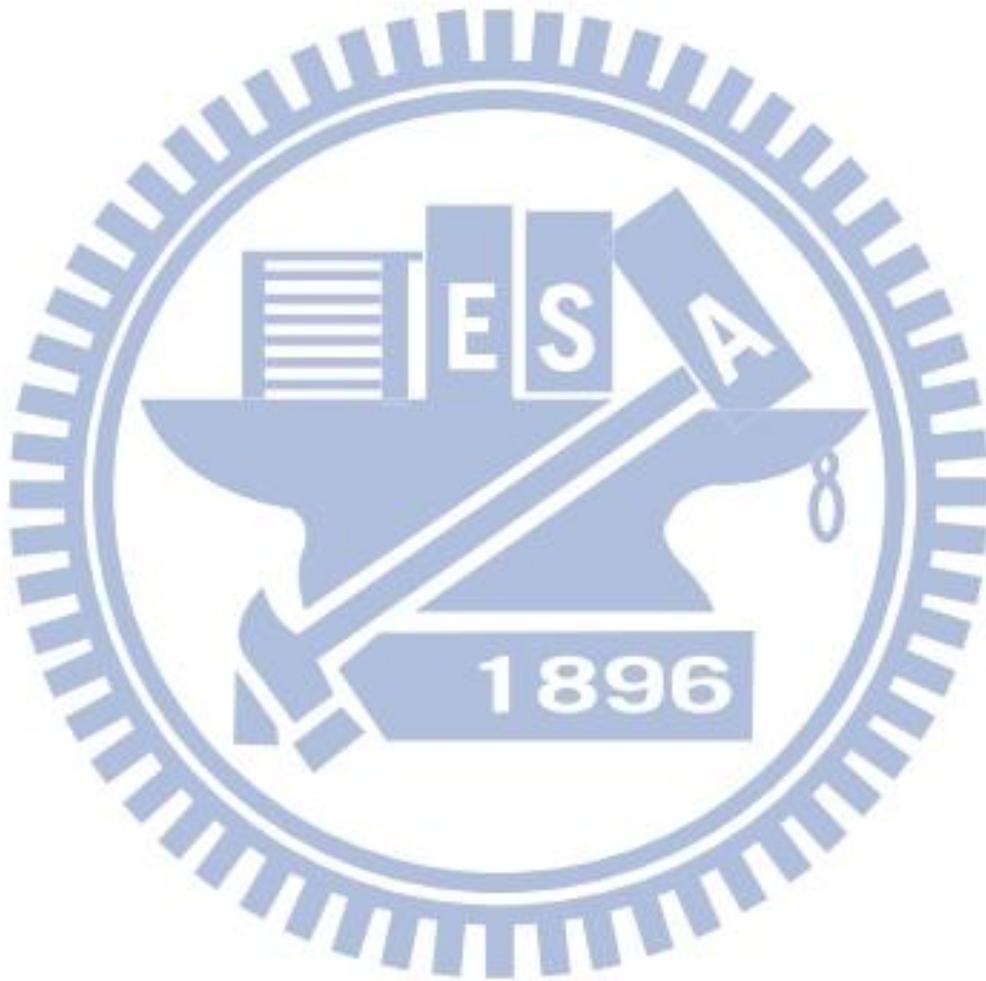
$$K_1 = 1.4 \times 10^4, \quad K_2 = 0.93 \quad (61)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (62)$$

於單相區，冷媒側的熱傳係數則採用 Dang and Hihara[39] correlation：

$$N_u = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (63)$$

$$f = [1.82\log\log(\text{Re}_f) - 1.64]^2 \quad (64)$$



3.2.4 空氣側出口溫度計算法：

由前面步驟中得到濕盤管的熱傳量 Q ，並且知道熱交換器空器測的出口焓值 $i_{a,o}$ 。然而決定熱交換器空器側的出口狀態，除了空氣的出口焓值外，尚需求出另外一項的值，例如乾球溫度或者比濕度(humidity ratio)，以決定空氣出口狀態。Threlkeld(1970)[40]提出的除濕曲線方程式，用以決定空氣出口的比濕度：

$$\frac{di}{dW} = Le \times \left(\frac{i - i_{s,w,m}}{W - W_{s,w,m}} \right) + (i_{g,t} - 2501Le) \quad (65)$$

其中 i 、 W 分別代表空氣的焓值和比濕度， $i_{s,w,m}$ 和 $W_{s,w,m}$ 則是相對於水膜平均溫度下的飽和空氣焓值和比濕度， $i_{g,t}$ 為飽和水蒸氣氣體(vapor)的焓值， Le 為Lewis number。除濕曲線方程式的求解步驟如下：

1. 將空氣的進口與出口之間，分割成 n 段，每一小段的焓差值為：

$$\Delta i = \frac{i_{a,o} - i_{a,i}}{n} \quad (66)$$

2. 第一段的空氣進口狀態

由於此時第一段的空氣進口乾球溫度已知，便可求得 $i_{g,t}$ 的值，此時比濕度 W_1 、焓值 i_1 亦已知。第一段區域中，相對於水膜平均溫度 $T_{w,m}$

下的飽和空氣焓值 $i_{s,w,m}$ ：

$$i_{s,w,m} = i - \eta_{wet,f} [1 - U_{o,w} A_o (\frac{b'_r}{h_i A_{p,i}} + \frac{X_p b'_p}{k_p A_{p,m}})] (i - i_{r,m}), \quad (67)$$

藉由計算出的 $i_{s,w,m}$ ，反推 $T_{w,m}$ 以及 $W_{s,w,m}$ 。

3. 計算第二段的空氣側狀態

由除濕曲線方程式計算第二段的空氣進口比濕度 W_2

$$W_2 = W_1 + \frac{\Delta i}{(Le \times \frac{i - i_{s,w,m}}{W - W_{s,w,m}}) + (i_{g,t} - 2501000 \times Le)} \quad (68)$$

$$\because i_2 = i_1 + \Delta i \quad (69)$$

$$i_2 = C_{p,a} \times T_{a,2} + W_2 (2501 + 1.805 T_{a,2}) \Rightarrow i_2 \quad (70)$$

此時藉由計算出的 $T_{a,2}$ ，再反推 $i_{g,t}$ 的值。

4. 重複步驟2→3，計算每一段空氣進口的焓值 i 和比濕度 W ，及相對於水膜溫度下的飽和空氣焓值 $i_{s,w,m}$ 和飽和比濕度 $W_{s,w,m}$ ，進而求出每一段的空氣出口溫度和比濕度及冷媒溫度。

3.3 全循環系統程式

至此，冷凝區與蒸發區的架構已算完成，接著要將膨脹閥區和壓縮機區合併，以形成完整的冷凍循環系統，而膨脹區的過程中是等焓(Enthalpy)的，壓縮區過程則是等熵(Entropy)，這兩點在程式的設計上是必須考量的要素，而 CO₂ 冷凍循環的壓力-焓值(p-h)圖可見圖 20。在圖 20 中，4→1 為蒸發器過程，1→2 為壓縮機過程，2→3 為冷凝器過程，3→4 為膨脹閥過程。如上所述，1→2 的冷媒熵值(Entropy)保持不變，3→4 的過程冷媒焓值(Enthalpy)保持不變。從冷凍循環的開始點(1)，冷媒由壓縮機輸出，經過冷凝過程放熱至低溫液態(3)，經膨脹閥降低壓力至低溫低壓的兩相(4)，再經由蒸發器吸熱至單相氣態(1)，最後進入壓縮機重複此循環。

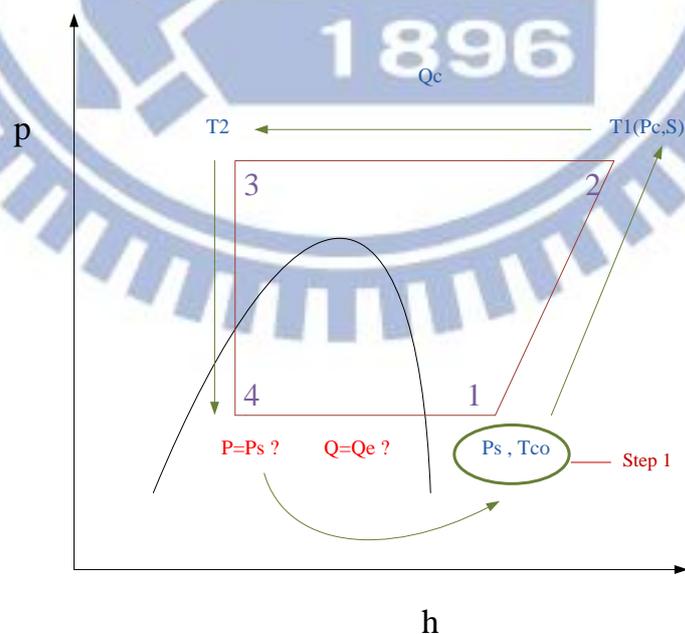


圖 20、CO₂ 冷凍循環 p-h 圖(壓力-焓關係圖)

程式計算的第一步是先假設壓縮機的入口壓力、入口溫度、出口壓力這三個值，由此算出冷媒的質量流率。



3.3.1 壓縮機

在壓縮機方面，計算過程假設為等熵絕熱過程，首先由連續方程式和能量方程式可產生以下的方程式：

$$\dot{m}_{r,o} - \dot{m}_{r,i} = 0 \quad (71)$$

$$\dot{m}_{r,o} h_{r,o} - \dot{m}_{r,i} h_{r,i} = W_{com} \quad (72)$$

壓縮機的 isentropic efficiency η_{isen} 、以及 volumetric efficiency η_v 可表示為：

$$\eta_{isen} = \frac{h_{r,isen} - h_{r,i}}{h_{r,o} - h_{r,i}} \quad (73)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{r,i}}{\rho_{r,i} V_{com} N_{com}} \quad (74)$$

由 Sarkar et al[33]的文獻資料可知， η_v 和 η_a 這兩者約略的值和壓縮機的進出口壓力的比值有關，因此由壓縮機進出口壓力的比值之關係式求得：

$$\eta_v = 0.9207 - 0.0756\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) + 0.0018\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^2 \quad (75)$$

$$\eta_{isen} = -0.26 + 0.7952\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) - 0.2803\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^2 + 0.0414\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^3 - 0.0022\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right)^4 \quad (76)$$

3.3.2 膨脹裝置

膨脹裝置的部分採用毛細管(capillary tube)的模式，過程假設為等焓膨脹，即冷媒由單相液態流經一平滑管，在管內等焓降壓至兩相輸出，如圖 21。

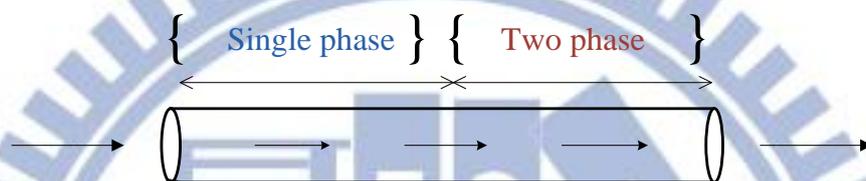


圖 21、流體流經毛細管過程示意圖

由連續方程式、能量方程式和壓降方程式為主要計算條件，可推得以下方程式：

$$\dot{m}_{r,o} - \dot{m}_{r,i} = 0 \quad (77)$$

$$\dot{m}_{r,o} h_{r,o} - \dot{m}_{r,i} h_{r,i} = 0 \quad (78)$$

在壓降的過程中，要考慮到單相與雙相採用不同的模式去計算，這裡所使用的公式為 McAdams et al. [42]所提出的兩相模式：

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{1-x}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_g} \quad (79)$$

接著使用 Agrawal et al.[43]為兩相流體管壁的摩擦與流體加速的效應考量所建立的壓降方程：

$$\frac{dp}{dL} = \left(\frac{dp}{dL} F\right) + \left(\frac{dp}{dL} a\right) \quad (80)$$

其中 F 為摩擦力，a 為加速度，由動量方程式求得。

由式(80)可推導出下列方程式：

$$\frac{dp}{dL} = -G^2 \left(f_{tp} \frac{v}{2D} + \frac{dv}{dL} \right) \quad (81)$$

使用 Lin et al.[44]的經驗式可求出兩相流之摩擦係數：

$$f_{tp} = \varphi_{tp} f_{sp} \left(\frac{v_{sp}}{v_{tp}} \right) \quad (82)$$

$$\varphi_{tp} = \left[\frac{(8/\text{Re}_{tp})^{12} + (A_{tp}^{16} + B_{tp}^{16})^{-3/2}}{(8/\text{Re}_{sp})^{12} + (A_{sp}^{16} + B_{sp}^{16})^{-3/2}} \right]^{1/12} \left[1 + x \left(\frac{v_g}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (83)$$

$$A = 2.457 \ln \frac{1}{(7/\text{Re}_{tp})^{0.9} + 0.27\varepsilon/D}, \quad B = \frac{37530}{\text{Re}_{tp}} \quad (84)$$

$$\text{Re}_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (85)$$

3.3.3 全循環系統

當改變環境條件，包括冷凝區水側入口條件、蒸發區空氣側的進口條件、此二區的熱交換器幾何尺寸，以及壓縮機的类型(壓縮效率)，會影響冷凍循環的路徑，藉由觀察其路徑的變化便可得知環境變動下所造成的影響趨勢。圖 22 顯示改變環境狀態可能造成的不同路徑模式。而在該變化下所行經路線的各點壓力、溫度，以及所造成的冷凝熱傳、蒸發熱傳、壓縮作功也會有所不同。設定條件如表 2。系統的 COP 由式(86)求得。

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (86)$$

其中 Q_c 為冷凝區熱傳， W 為壓縮機作功。

固定條件
蒸發器尺寸(d_i, d_o, D_i, L)
冷凝器尺寸 ($d_i, d_o, D_i, W, H...$)
膨脹裝置(毛細管) 尺寸(d_c, L_c)
壓縮機型式、參數： V_s, N
水側入口條件 (m_w, T_{wi})
空氣側入口條件 (m_a, T_{db}, T_{wb})

表 2、系統程式計算設定的條件

程式計算的第一步是先假設壓縮機的入口壓力、入口溫度、出口壓力這三個值，由此算出冷媒的質量流率，經過 2→3 的等熵過程求得壓縮出口溫度，亦即 gas cooler 的入口溫度，3→4 與水做熱交換後得到一

出口溫與焓值，再經由 4→1 得等焓降壓過程得到膨脹區的出口狀態，檢查出口的壓力是否與原先假設的壓力相同，若不符則重新假設壓縮機的出口壓力，最後進入蒸發器 1→2 與空氣做熱交換回到原點 2，此時若不滿足蒸發區的熱平衡方程式則從第一步開重新假設初始值。程式整體的設計流程如圖 23。



圖22、冷凍循環路徑受環境變動影響示意圖

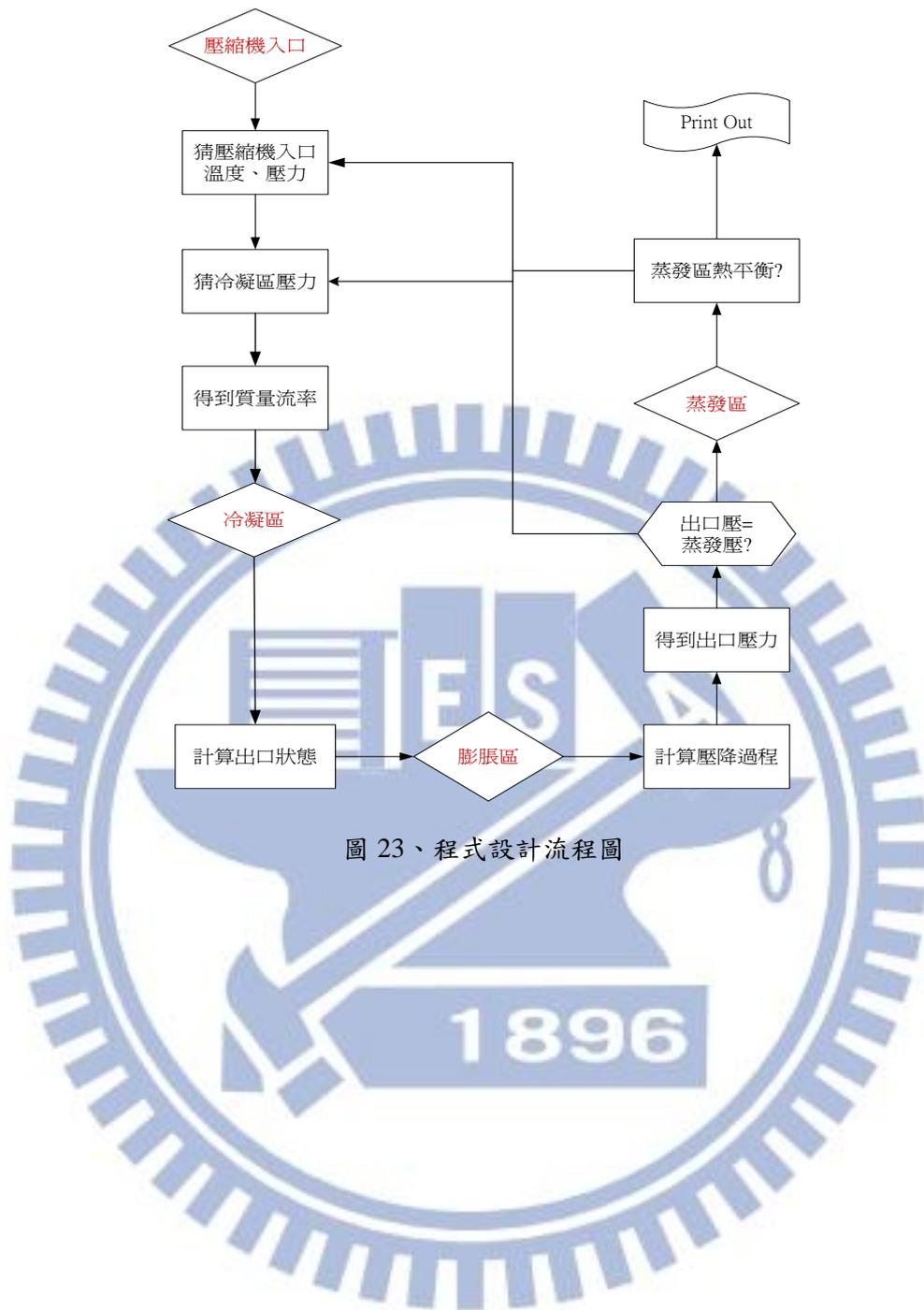


圖 23、程式設計流程圖

四、研究成果

現由程式模擬不同環境條件所呈現的結果，分別改變蒸發器的空氣側入口溫度、氣體冷卻器之水側入口溫度、壓縮機轉速、毛細管管長、冷凝器套管長度。其結果如下：

4.1 改變空氣溫度

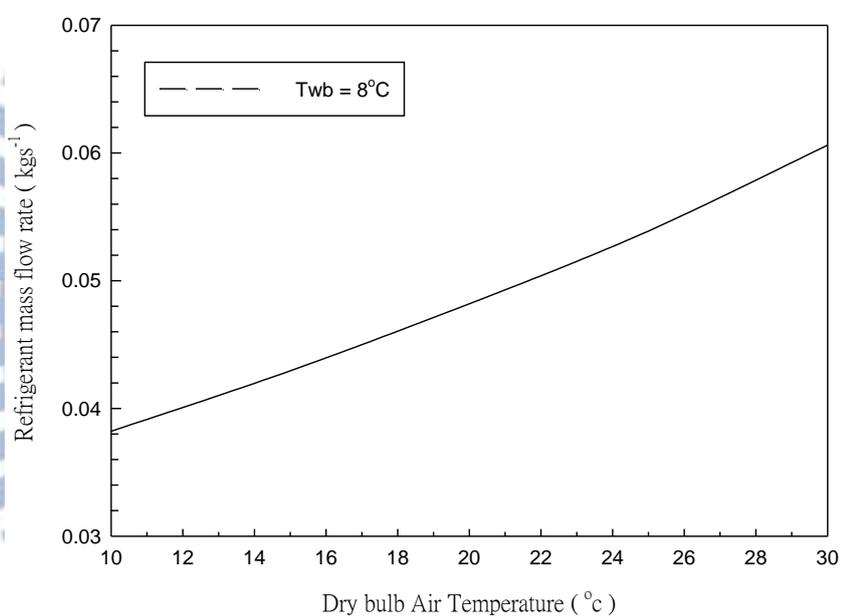


圖 24、改變外側空氣溫度(乾球)對系統冷媒質量流率的影響

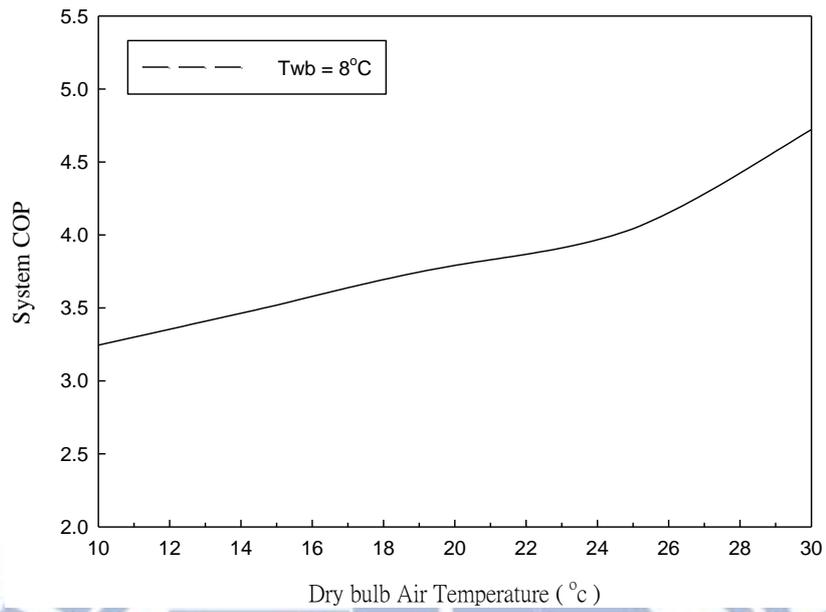


圖 25、改變外側空氣溫度(乾球)對系統 COP 的影響

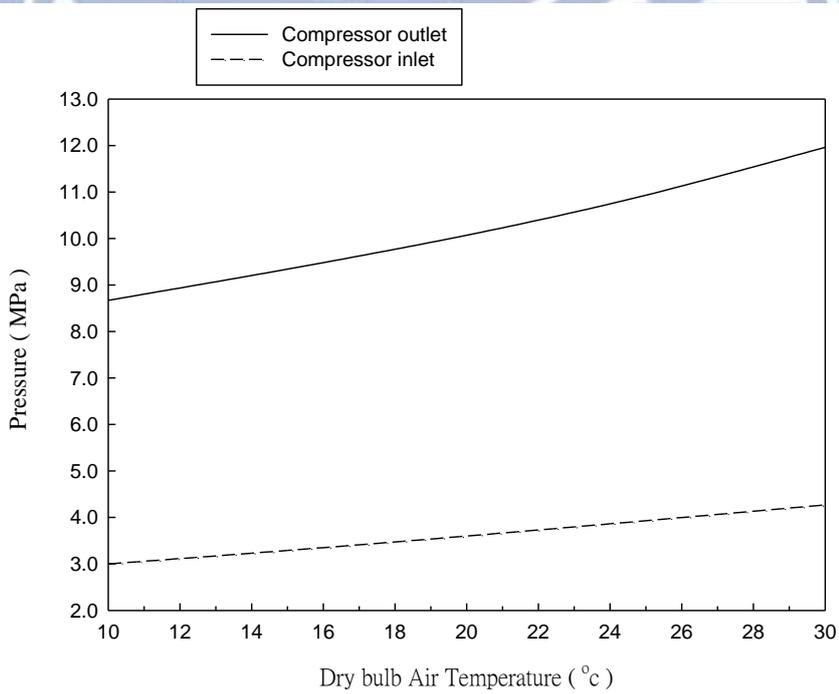


圖 26、改變外側空氣溫度(乾球)對系統高壓與低壓的影響

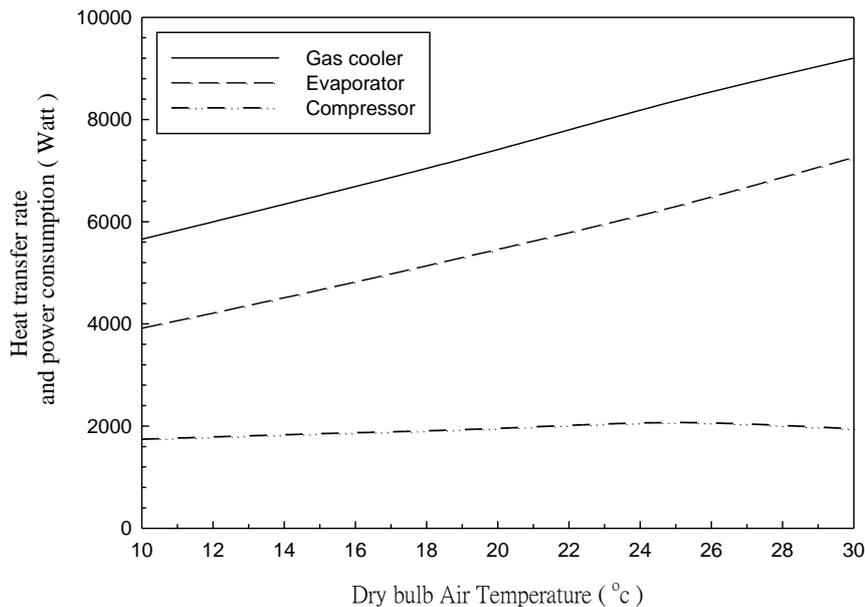


圖 27、改變外側空氣溫度(乾球)對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 24-27 的主要目的在模擬環境的條件如何影響全循環系統，由模擬結果可得知，增加蒸發器外側空氣乾球溫度後，冷媒的質量流率明顯上升，而系統的 COP，壓縮機出口壓(高壓)與入口壓(低壓)皆有提升的現象，冷凝區熱傳量與蒸發區的熱傳量皆明顯提升。

當增加空氣入口乾球溫度後，會使得冷媒的低壓也因此提升，這是因為空氣的入口溫度主要由乾球溫度所決定，當入口溫度上升即帶動冷媒本身的蒸發溫度的提升作用，蒸發溫度上升即是蒸發壓力提升的現象，當低壓升高，冷媒的質量流率亦會隨密度增加而提升，流量的提升會在毛細管處帶來更高的壓降，迫使出口壓力往更高處移動，此時冷凝區與蒸發區的熱傳量隨著質流增加而增加，COP 也因此上升。

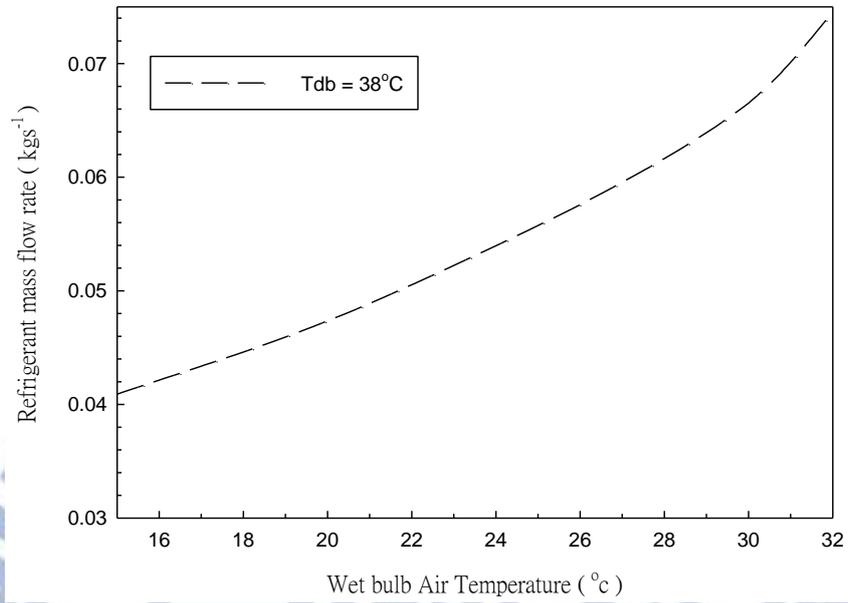


圖 28、改變外側空氣溫度(濕球)對系統冷媒質量流率的影響

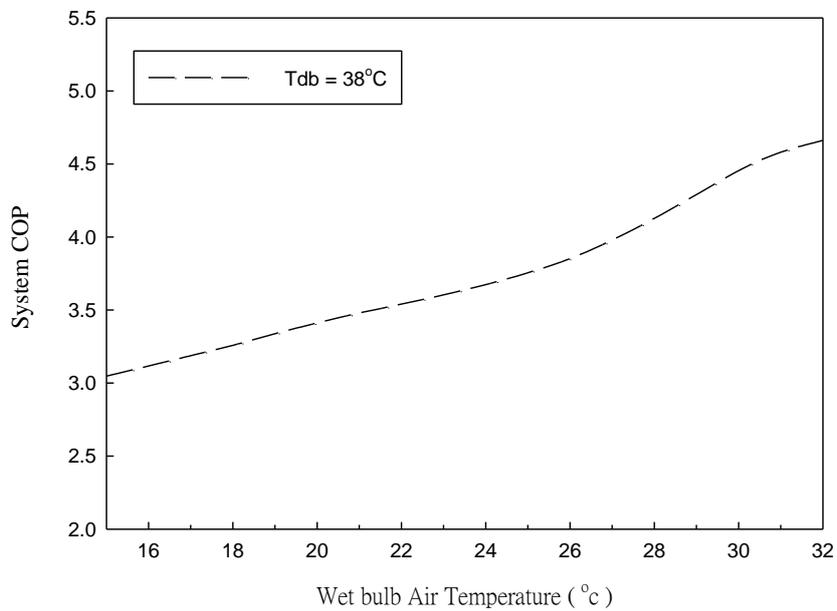


圖 29、改變外側空氣溫度(濕球)對系統 COP 的影響

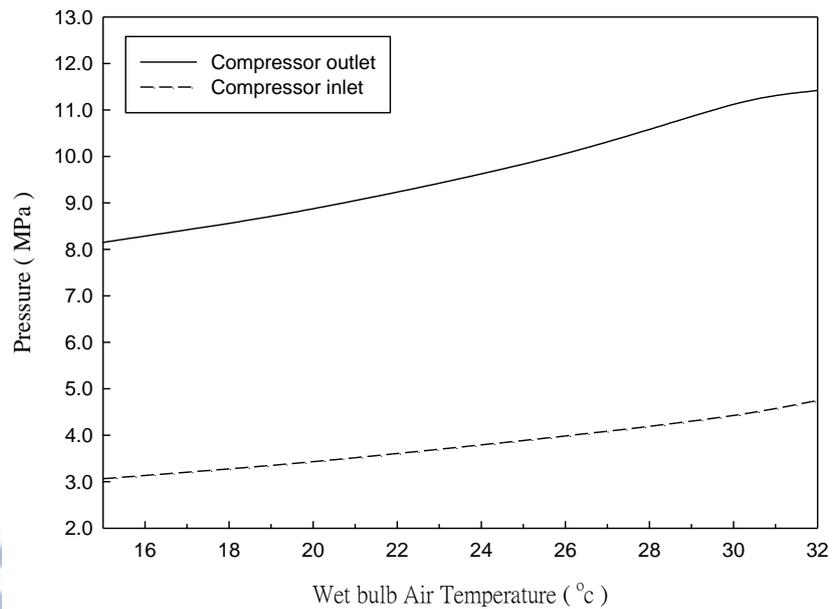


圖 30、改變外側空氣溫度(濕球)對系統高壓與低壓的影響

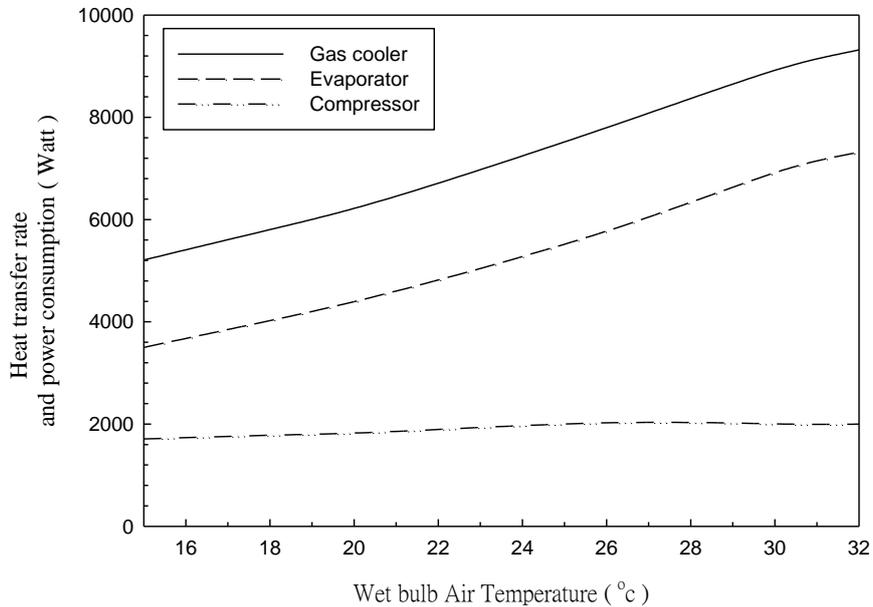


圖 31、改變外側空氣溫度(濕球)對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 28-31 的模擬結果可得知，若乾球溫度固定，改變空氣濕球的溫

度後，會明顯改變系統循環的整體路徑，冷媒質量流率會隨著空氣濕球溫度增加而上升(圖 28)，此時低壓(壓縮機入口壓)與高壓(壓縮機出口壓)會逐漸提升(圖 30)，此現象可解釋為由於濕球空氣溫度的提升所造成冷媒在低壓區的蒸發溫度會趨近於外側空氣溫度，濕盤管中濕空氣於熱傳的影響上扮演十分重要的角色，濕空氣所主導的空氣飽和焓值在熱交換過程中佔據重要地位，所以當濕球空氣溫度提升後冷媒壓力亦隨之上升，經過壓縮機後則將冷媒帶到更高的高壓區，當冷媒的低壓提升，流體密度本身即有隨之增加的趨勢，此時冷媒質量流率的提升原因正可由流體密度伴隨蒸發壓力的上升而增加來說明。圖 31 顯示冷凝區、蒸發區的熱傳量變大，壓縮機做功則沒什麼顯著的變化，而系統的 COP 亦隨著冷凝區的熱傳量增加而上升(圖 29)。

4.2 改變入水溫度

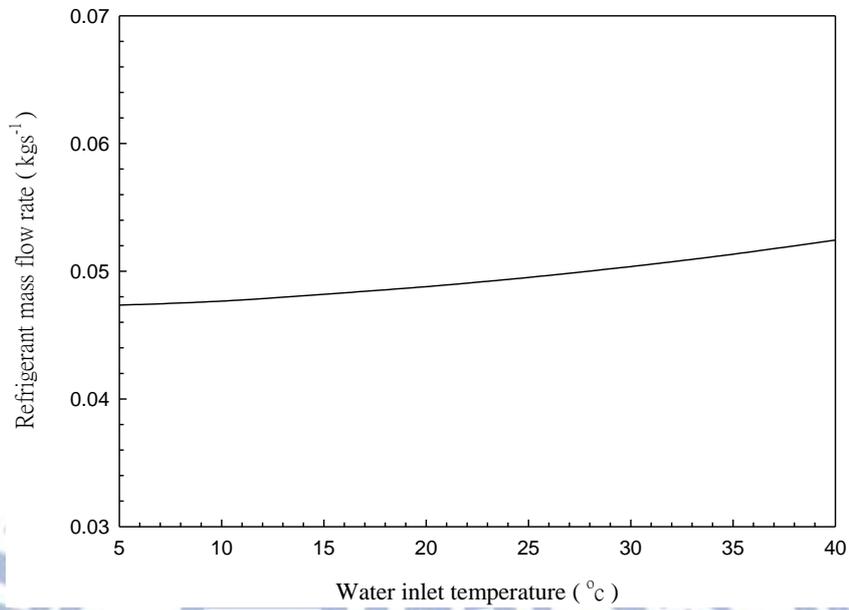


圖 32、入口水溫對系統冷媒質量流率的影響

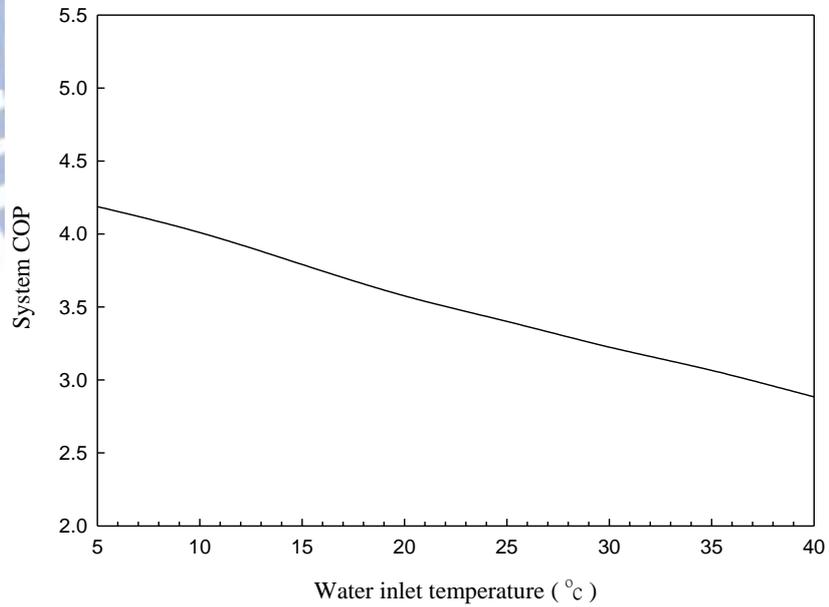


圖 33、入口水溫對系統 COP 的影響

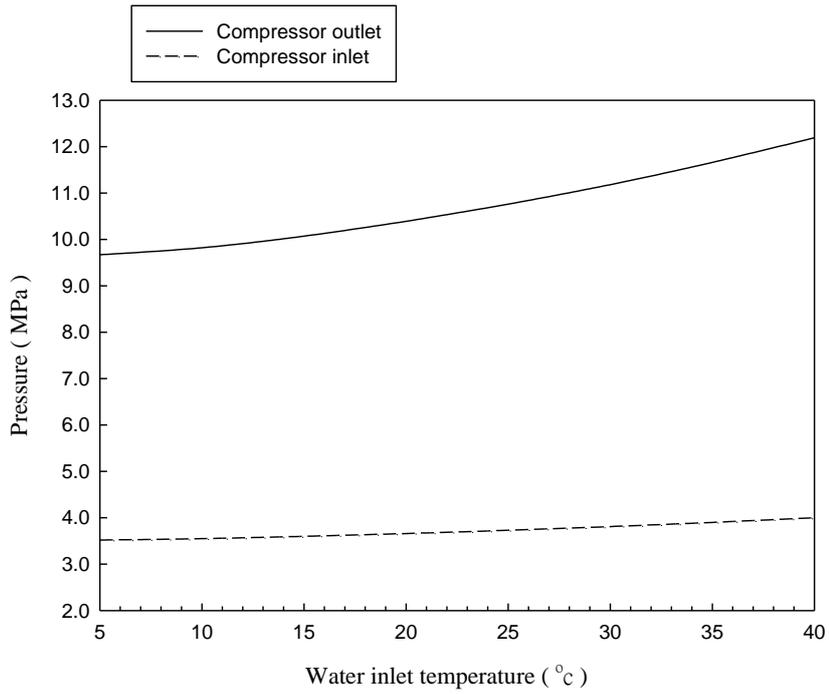


圖 34、入口水溫對系統高壓與低壓的影響

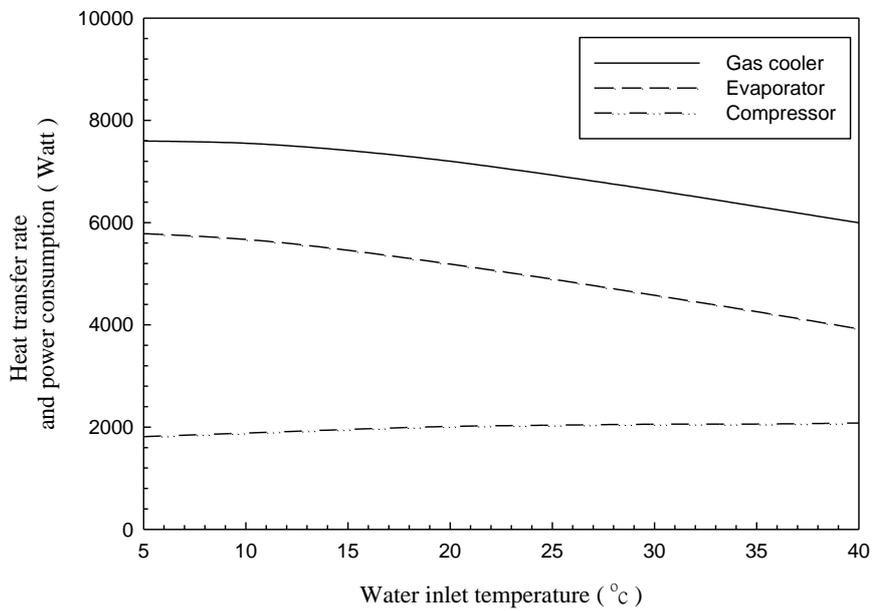


圖 35、入口水溫對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 32-35 模擬主要分析環境的條件如何影響全循環系統，模擬結果

可得知，增加冷凝區水側的溫度後，會改變系統循環的整體路徑，冷媒質量流率會隨著入水溫度的增加而上升(圖 32)，但上升的幅度沒有前者空氣的影響來的大，此時低壓(壓縮機入口壓)與高壓(壓縮機出口壓)亦會逐漸提升(圖 34)，但低壓的提升並不顯著，此現象可解釋為由於外側空氣溫度固定，因此低壓區的蒸發溫度並不會產生波動。而入水溫度的上升極可能使得冷媒在冷凝區出口溫度上升、焓值提升，上升的焓值會在毛細管處帶來更高的壓降，為了能夠將冷媒由高壓區經由毛細管降壓至原來的低壓，便迫使冷媒往更高壓移動，於是冷媒往更高壓、更高的出口溫度變動，此時冷凝區的熱傳量因為冷沒入出口焓差值變小而減少，COP 也隨之下降(圖 33)。圖 35 顯示冷凝區、蒸發區的熱傳量減少，壓縮機作功有些微提升，此現象即是造成圖 33 所產生的結果。

4.3 改變壓縮機轉速

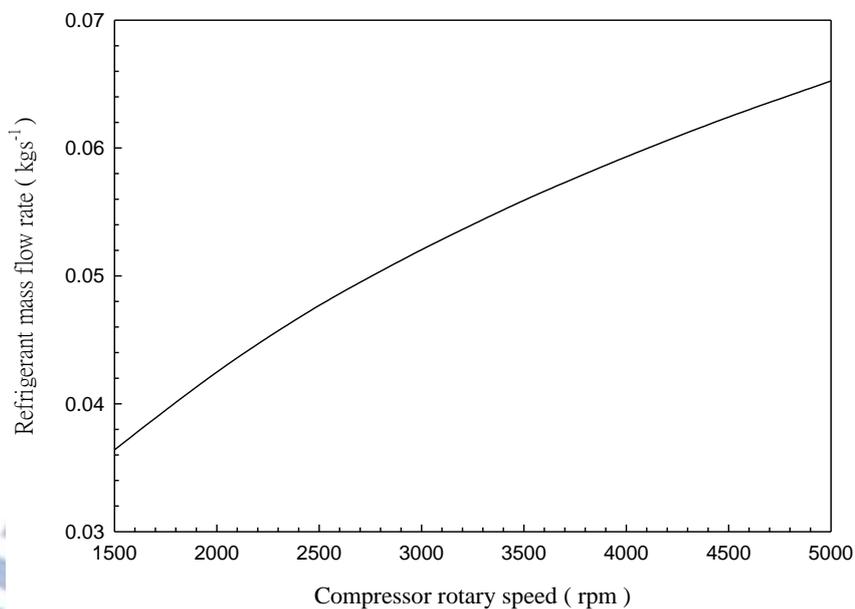


圖 36、壓縮機轉速對系統冷媒質量流率的影響

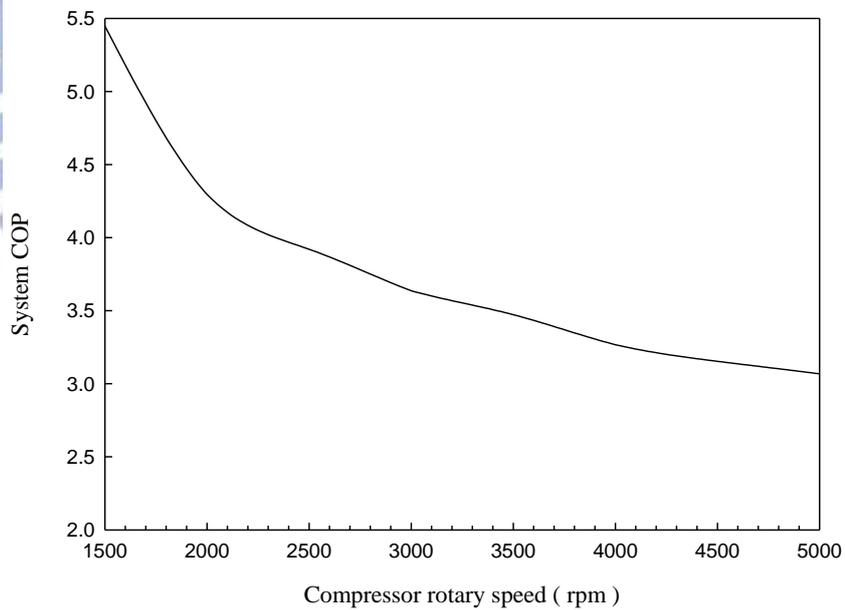


圖 37、壓縮機轉速對系統 COP 的影響

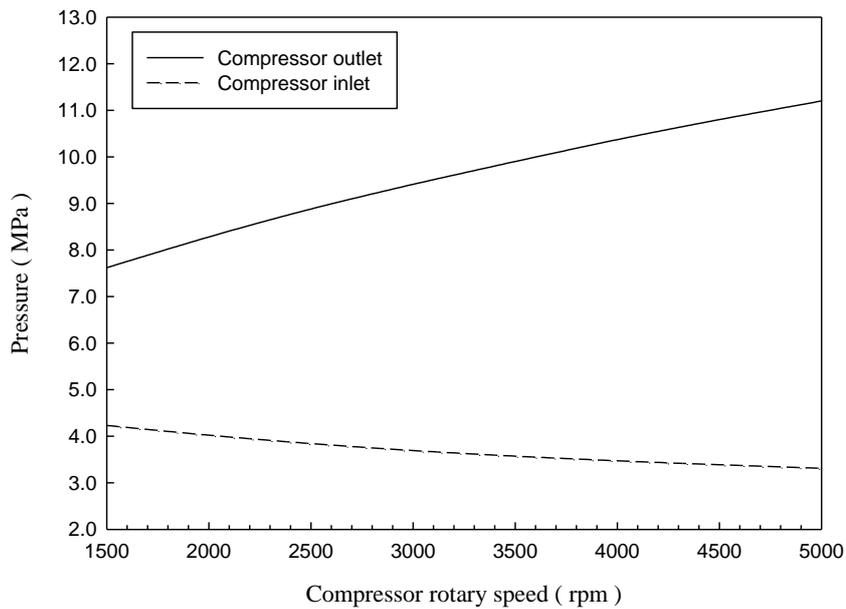


圖 38、壓縮機轉速對系統高壓與低壓的影響

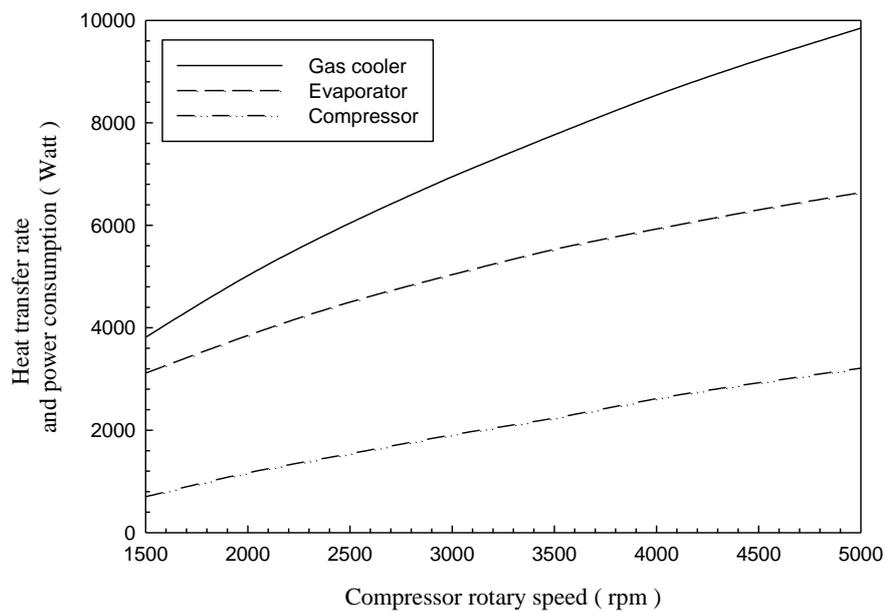
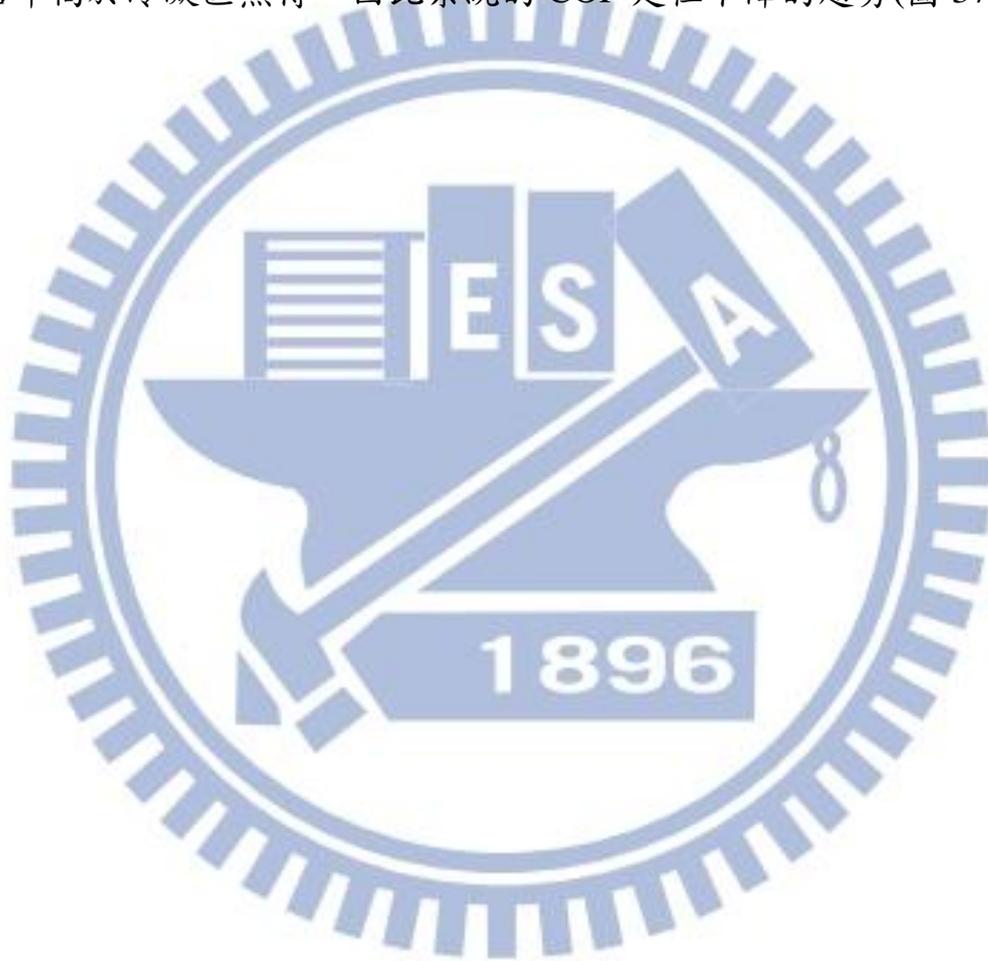


圖 39、壓縮機轉速對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 36-39 模擬壓縮機的轉速對系統的影響，由結果得知將轉速提高後，冷媒質量流率會明顯上升(圖 36)，結果造成高壓與低壓的差距逐漸擴大

(圖 38)，其中的機制為高質流率的冷媒使得毛細管的壓降增加，故而使毛細管入口的高低壓有所變動，造成高壓上升，低壓降低的現象，而高低壓的擴張也使得壓縮機的作功有明顯的提升，此外冷凝區熱傳和蒸發區熱傳亦有顯著的上升(圖 39)，而就整體而言，由於壓縮機作功增加的倍率高於冷凝區熱傳，因此系統的 COP 是往下降的趨勢(圖 37)。



4.4 改變毛細管長度

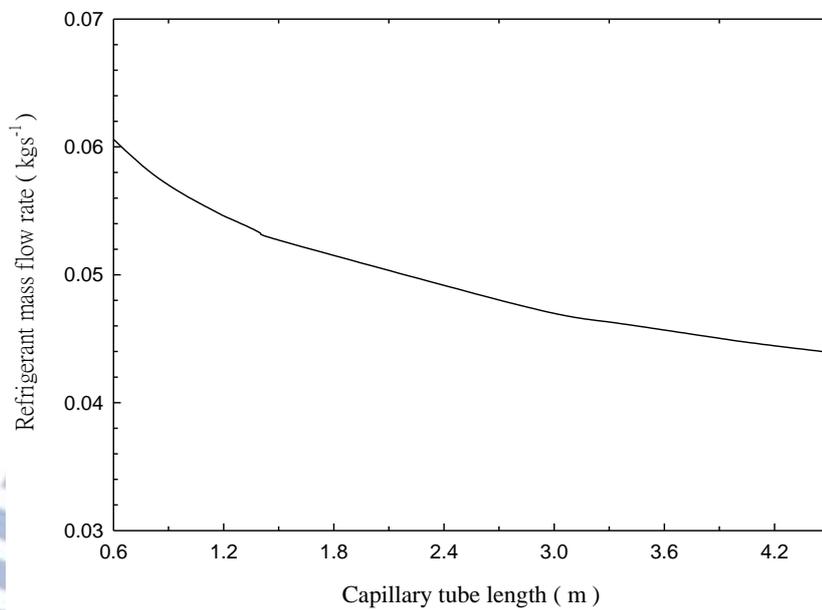


圖 40、毛細管長度對系統冷媒質量流率的影響

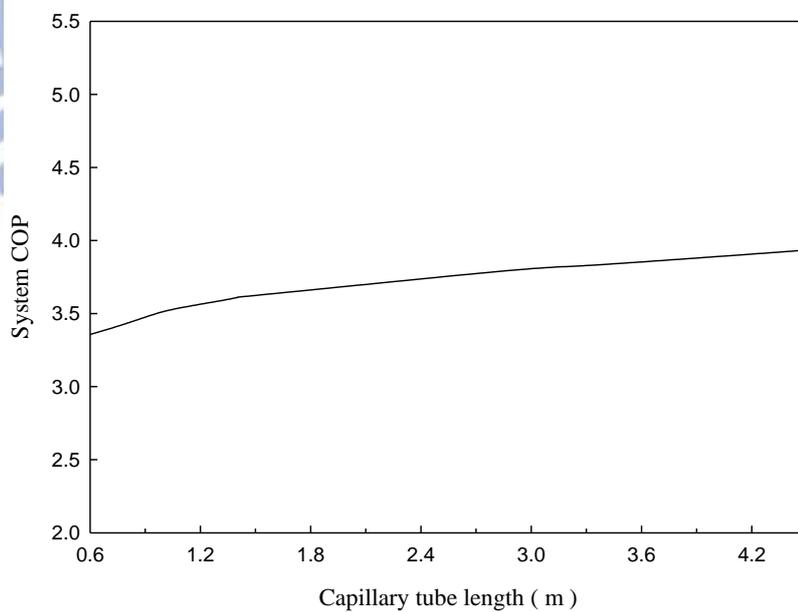


圖 41、毛細管長度對系統 COP 的影響

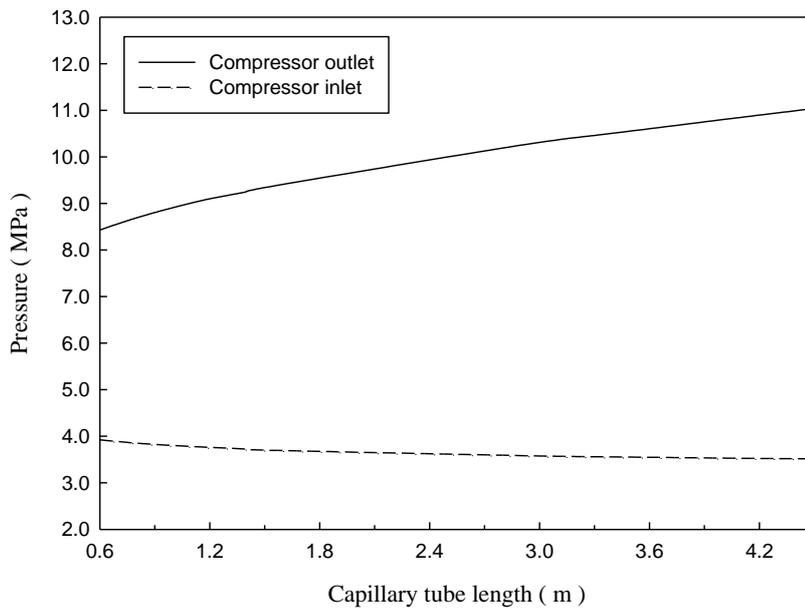


圖 42、毛細管長度對系統高壓與低壓的影響

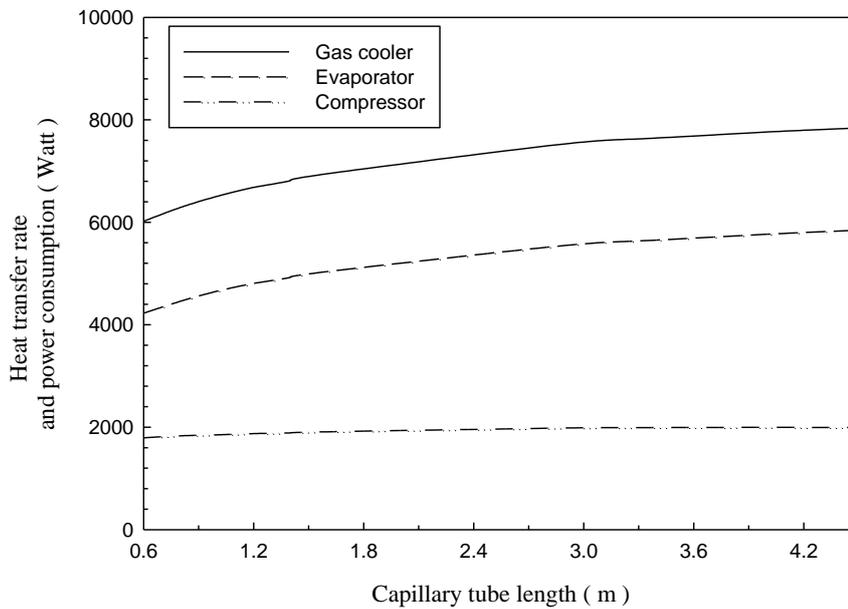
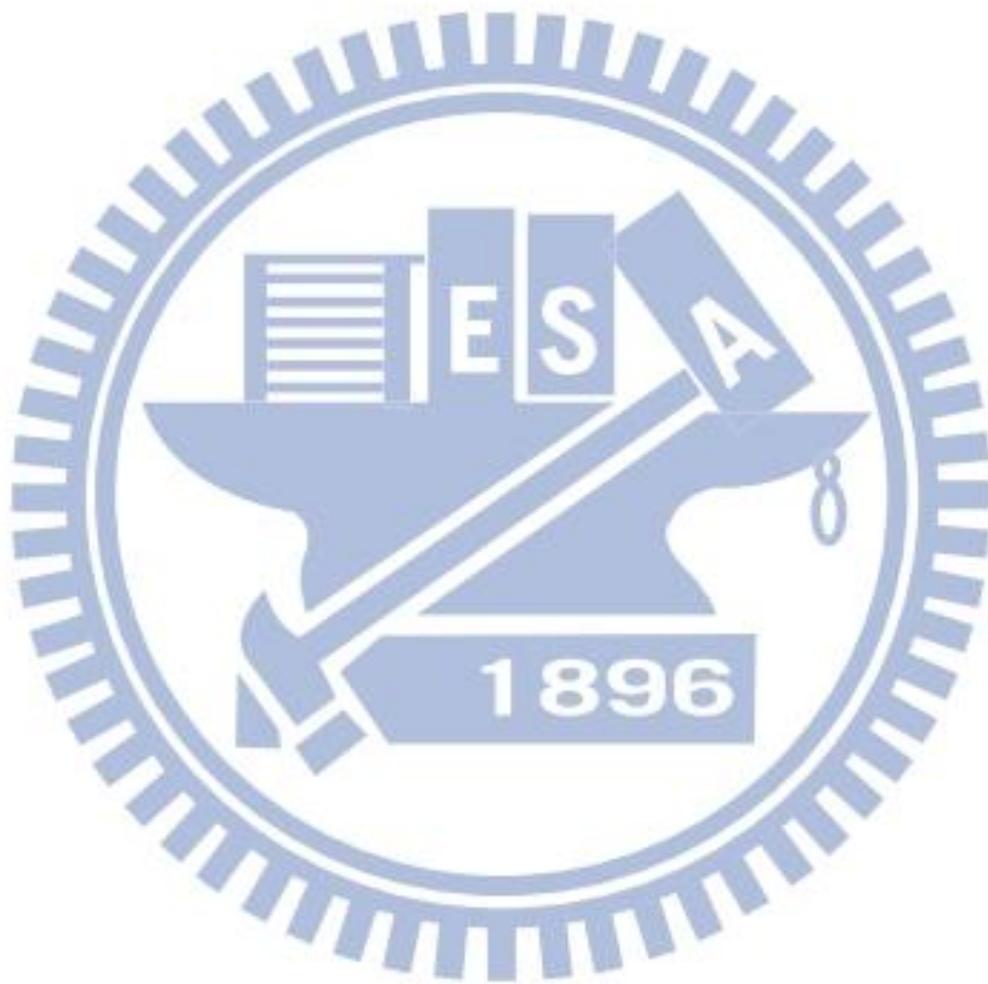


圖 43、毛細管長度對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 40-43 顯示毛細管長度對系統整體的效應，由圖 42 可看出毛細管長度增加會使得壓降增加，促使高低壓的差距變大，而隨著低壓的下降，冷

媒的密度也會跟著降低，較低的密度便造成此後由壓縮機出來的冷媒流率降低(圖 40) ，而冷凝區熱傳有上升的趨勢(圖 43)，但壓縮機作功並無太多變化，因此 COP 上升(圖 41)。



4.5 改變雙套管(Gas Cooler)長度

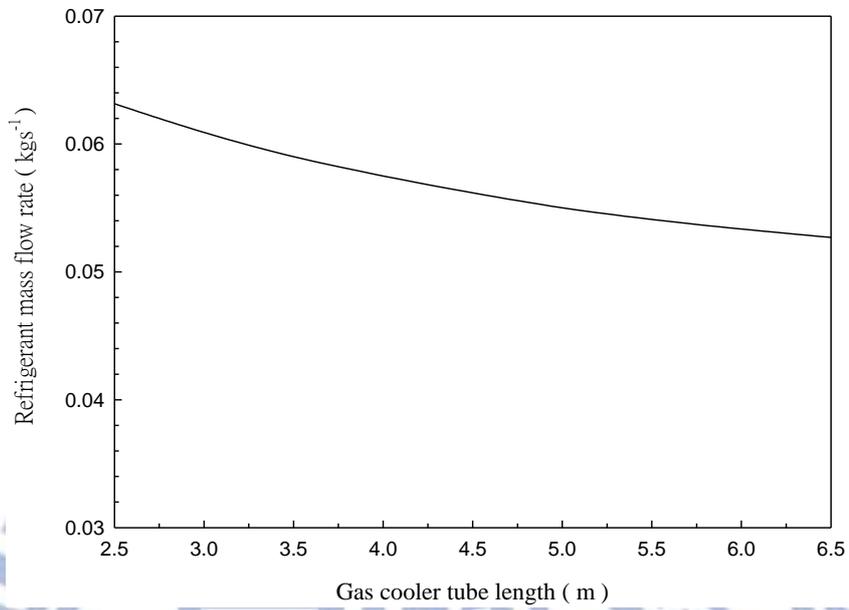


圖 44、雙套管長度對系統冷媒質量流率的影響

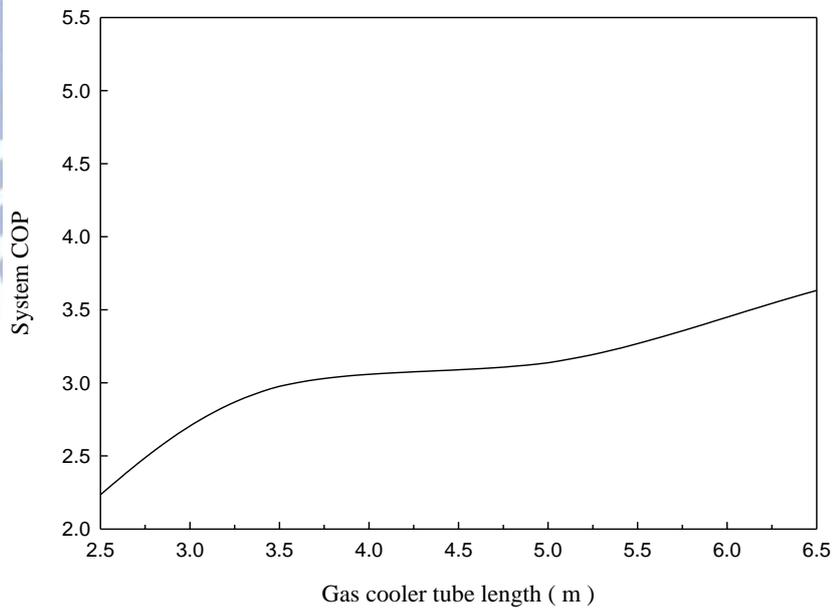


圖 45、雙套管長度對系統 COP 的影響

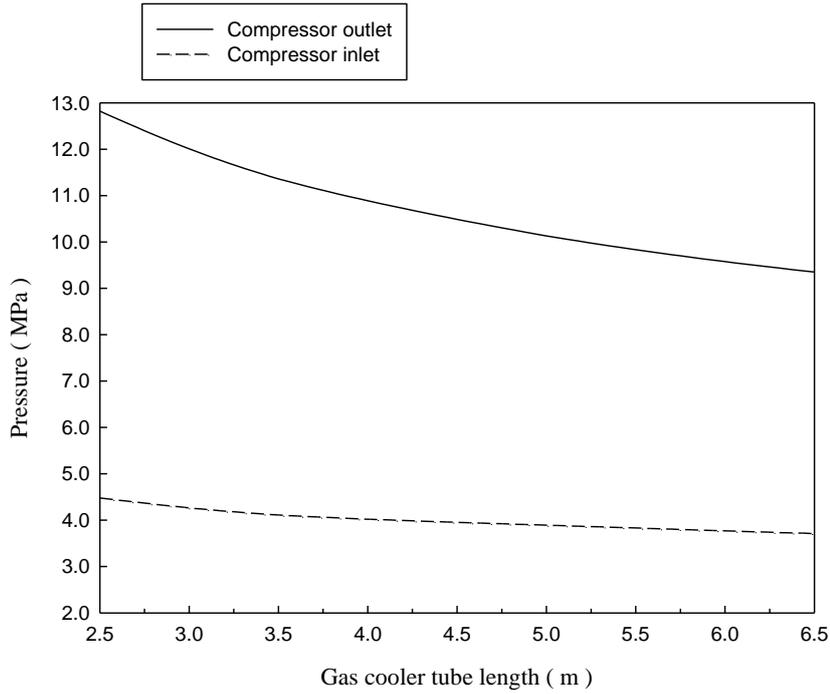


圖 46、雙套管長度對系統高壓與低壓的影響

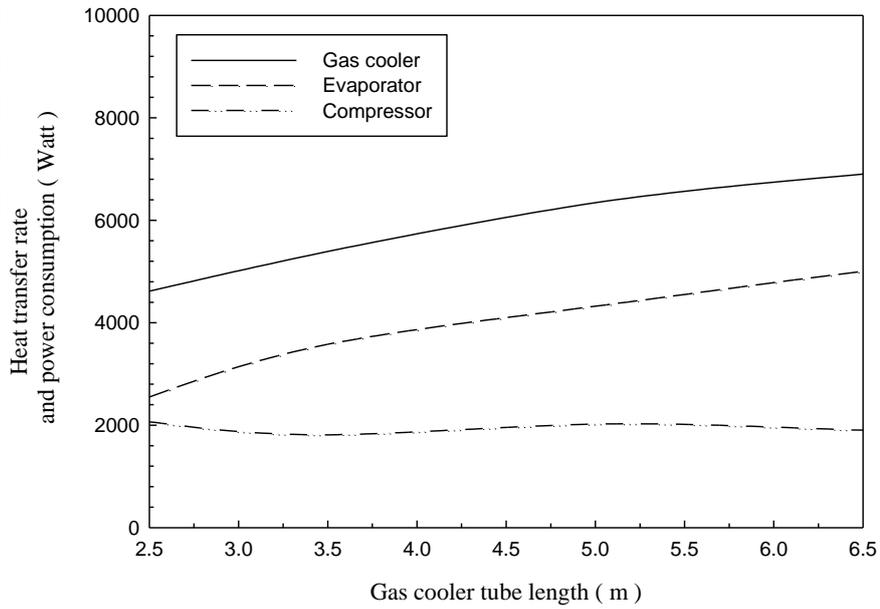


圖 47、雙套管長度對系統冷凝區熱傳量、蒸發區熱傳量和壓縮機作功量的影響

圖 44-47 顯示雙套管長度對系統整體的效應，增加套管長度，即是將熱

交換面積增加，熱傳量理所當然的提升，圖 47 顯示冷凝區的熱傳量明顯隨著熱交換面積(套管長度)增加而上升，而冷媒在冷凝區的出口溫度亦會隨著管長增加而降低，溫度越低則焓值越低，降低的焓值使得冷媒進入毛細管後的壓降變小，由此便迫使原本高壓的冷媒往低處移動(圖 46)，而圖 44 顯示冷媒的流量也會略微下降，此現象可解釋為冷媒在低壓表現出略微下降的趨勢(圖 46)，在冷媒的冷凝熱傳增加，壓縮做功幾乎不變的情況下，系統 COP 上升(圖 45)。



五、總結

本論文研究以開發冷媒的全循環系統模擬程式為主，主要藉由模擬改變環境溫度，環境條件對整體系統性能的影響。由模擬結果得知環境條件的改變對系統整體性能有重要的影響，乾球溫度、濕球溫度、毛細管長度、氣體冷卻器之雙套管長度的提升皆會使得 CO₂ 熱泵系統的 COP 提升。而增加水側入口溫度或調高壓縮機轉速會使得 COP 下降。



六、參考文獻

- [1]. J. M. Calm, “The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook,” *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 1123 – 1133, 2008.
- [2]. P. A. Newman, “Atmospheric Chemistry and Dynamics Branch,” Private communication. GoddardSpaceFlightCenter, National Aeronautics and Space Administration (NASA), Greenbelt, MD, USA , 2007.
- [3]. N. A. Rayner, P. Brohan, D. E. Parker, C. K. Folland, J. J. Kennedy, M. Vanicek, T. J. Ansell, , S. F. B. Tett, “Improved analyses of changes and uncertainties in marine temperature measured in situ since the mid-nineteenth century: the HadSST2 dataset,” *Journal of Climate*, Vol. 19, pp. 446–469, 2006.
- [4]. M. H. Kim, J. Pettersen, C. W. Bullard, ” Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems,” *Progress in Energy and Compustion Science*, Vol. 30, pp. 119-174, 2004.
- [5]. G. Lorentzen, J. Pettersen, “New possibilities for non-CFC refrigeration”, In: Proc. IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, Norway. pp. 147–163, 1992.
- [6]. E. A. Groll, J. H. Kim., “Review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology,” *HVAC&R Research*, Vol. 13, pp. 499-520, 2007.
- [7]. Haeter A. A., *ASHRAE J.* 1963,47.
- [8]. Chaobin Dang, Eiji Hihara, In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) , 736–747.

- [9]. C.R Zhao, P.X. Jiang, Y.W Zhang., 2011. Flow and convection heat transfer characteristics of CO₂ mixed with lubricating oil at super-critical pressures in small tube during cooling. *International Journal of Refrigeration* 34, 29-39.
- [10]. S. M. Liao., T. S. Zhao., 2002. Measurements of Heat Transfer Coefficients From Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels. *Journal of Heat Transfer* 124, 413-420.
- [11]. X, Fang., Y, Xu., 2011. Modified heat transfer equation for in-tube supercritical CO₂ cooling. *Applied Thermal Engineering*, 1-7.
- [12]. N.E. Petrov, V.N. Popov, Heat transfer and hydraulic resistance with turbulent flow in a tube of water under supercritical parameters of state, *Thermal Engineering* 35 (5-6) (1988) 577-580.
- [13]. X, Fang., Y, Xu., 2011. Modified heat transfer equation for in-tube supercritical CO₂ cooling. *Applied Thermal Engineering*, 1-7.
- [14]. Rin Yun , Yongchan Kim , Min Soo Kim., 2005. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal mini tubes. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26, 801–809.
- [15]. M, Ducoulombier ., S, Colasson., J, Bonjour ., P, Haberschill., 2011. Carbon dioxide flow boiling in a single microchannel – Part II: Heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science* 35, 597–611.
- [16]. L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, J.R. Thome, New flow boiling heat transfer

model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49 (2006) 4082–4094.

[17]. E. Hihara, S. Tanaka, Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes,

In: *Proceedings of the 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural*

Working Fluids, 2000, pp. 279–284.

[18]. Lei Gao., Tomohiro Honda., 2006. Experiments on Flow Boiling Heat Transfer of Pure CO₂ and CO₂-Oil Mixtures in Horizontal Smooth and Micro-Fin Tubes. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.

[19]. X, Zhao., P, Bansal., 2009. Experimental Investigation on Flow Boiling Heat Transfer of CO₂ at Low Temperatures. *Heat Transfer Engineering* 30(1–2), 2–11.

[20]. Lorentzen, G., Pettersen, J., 1993. A new, efficient and environmentally benign system for car air conditioning. *International Journal of Refrigeration* 16, 4–12.

[21]. Lorentzen, G., 1994. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 17, 292–300.

[22]. Lorentzen, G., 1995. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *International Journal of Refrigeration* 18, 190–197.

[23]. Riffat, S.B., Alfonso, C.F., Oliveira, A.C., Reay, D.A., 1996. Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. *Appl Therm Engng*, 33–41.

[24]. Neksa, P., 2002. CO₂ heat pump systems. *International Journal of Refrigeration* 25, 421–427.

- [25]. Yarral, M.G., White, S.D., Cleland, D.J., Kallu, R.D.S., Hedley, R.A., 1999. Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous refrigeration and water heating. 20th International Congress of Refrigeration.
- [26]. Stene, J., 2005. Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. International Journal of Refrigeration 28, 1259-1265.
- [27]. Skaugen, G., Neksa, P., Pettersen, J., 2002. Simulation of trans-critical CO₂ vapor compression systems. Guangdong Provincial Association of Refrigeration, 68-75.
- [28]. Wang, J.F., Hihara, E., 2002. Performance comparison of heat pump water heaters using carbon dioxide and R22 as refrigerants. Guangdong Provincial Association of Refrigeration, 260-7.
- [29]. Ortiz, T.M., Groll, E.A., 2002. Simulation of a 3-ton residential CO₂ air conditioner. Guangdong Provincial Association of Refrigeration, 39-46.
- [30]. Pfafferott, T., Schmitz, G., 2002. Modelling and simulation of refrigeration system with the natural refrigerant CO₂. Second International Modelica Conference.
- [31]. Yokoyama, R., Shimizu, T., Ito, K., Takemura, K., 2007. Influence of ambient temperatures on performance of a CO₂ heat pump water heating system. Energy 32, 388–398.
- [32]. Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M., 2009. A transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating: test results and model validation. International Journal of Energy Research 33, 100-9.
- [33]. Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M., 2010. Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating. International Journal of Applied Science 6, 57-63.

- [34]. Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zamboni, L., 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration* 28, 1250–1258.
- [35]. Yamaguchi, S., Kato, D., Saito, K., Kawai, S., 2011. Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54, 1896-1906.
- [36]. Yang, J.L., Ma, Y.T., Li, M.X., Hua, J., 2010. Modeling and simulating the transcritical CO₂ heat pump system. *Energy* 35, 4812-4818.
- [37]. REFPROP, 2007. Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures, version 8.0, Gaithersburg, M.D. National Institute of Standards and Technology 2007.
- [38]. Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chem Engng* 1976;16(2): 359–68.
- [39]. Dang, C., Hihara, E., 2004. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide part 2: comparison of numerical calculation with different turbulence models. *Int. J. Refrigeration* 24, 748–760.
- [40]. Threlkeld, J.L.L., 1970, *Thermal Environmental Engineering*, New-York: Prentice-Hall, Inc.
- [41]. E. Hihara, S. Tanaka, Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes, In: *Proceedings of the 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, 2000, pp. 279–284.
- [42]. McAdams WH, Woods WK, Bryan RL. Vaporization inside horizontal tubes-II-Benzene-oil mixtures. *Trans ASME* 1942;64:93–200.

- [43]. Neeraj Agrawal¹, Souvik Bhattacharyya, Prasant Nanda., 2011. Flow characteristics of capillary tube with CO₂ transcritical refrigerant using new viscosity models for homogeneous two-phase flow. *International Journal of Low-Carbon Technologies* 6, 243–248.
- [44]. Lin S, Kwok CCK, Li RY, et al. Local friction pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes. *Int J Multiphase Flow* 1991;17:95–102.

