

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

往復式壓縮機模擬軟體之冷媒模組開發

與其在天然冷媒之應用



**Refrigerant Module Develop and its Application on Natural
Refrigerant for Simulation of Reciprocating Compressor**

研 究 生：呂理強

指 導 教 授：洪景華 教授

中華民國九十六年六月

往復式壓縮機模擬軟體之冷媒模組開發與其在天然冷媒之應用

學生：呂理強

指導教授：洪景華

國立交通大學機械工程學系

摘要

本論文為發展小型密封式往復式壓縮機效能模擬軟體的延伸，此模擬軟體整合熱流、機構與整體系統動態與最佳化模組並以數值方法進行分析與模擬。承接先前的發展的效能模擬軟體，對於不同的工作冷媒，透過連結美國國家標準技術研究所 NIST 所發展的冷媒熱力性質與參數轉換計算軟體 REFPROP，在各種冷媒物性的設定、循環中各特徵點冷媒性質的給予以及熱流核心計算的部份，可以順利的轉換，讓模擬軟體應用更廣泛。同時藉此模擬軟體的發展能節省研發成本並縮短設計與研發的時間。研究中，並進行了 R134a、R600a 與 R600a&R290 的模擬與效能分析，以改變馬達轉速、閥片厚度、冷凝溫度和蒸發溫度以及汽缸尺寸來進行模擬，達成改善現有的壓縮機設計使其對於各種冷媒有最佳的效率。

Refrigerant Module Development and its Application on Natural
Refrigerant for Simulation of Reciprocating Compressor

Student : Li-Chiang Lu

Advisor : Chinghua Hung

Department of Mechanical Engineering
National Chiao Tung University

ABSTRACT

The main purpose of this thesis is to develop a new refrigerant module into simulation software for reciprocating compressor. This window-based software, which integrates the thermal analysis modules, the mechanism modules, and optimization modules can be used to simulate the performance of the compressor numerically. Based on the original software from ITRI, the Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database(REFPROP) developed by National Institute of Standards and Technology(NIST) is transferred into a refrigerant module with different refrigerants. Furthermore, the performance comparison between R134a, R600a and R600a&R290 were conducted with this software. Design parameters such as rotational speed, reed thickness, temperature of condenser and evaporator, and size of cylinder, were analyzed by this simulation software in order to establish bases for better designs of reciprocating compressors with different natural refrigerants.

誌謝

首先誠摯的感謝指導教授洪景華老師，老師悉心的教導、不時的討論並指點我正確的方向，使我在這些年中獲益匪淺。老師對學問的嚴謹更是我學習的典範。另外還要感謝口試委員賀陳弘、陳復國、徐瑞坤老師，對於我的研究給予許多建議與方向。

兩年裡的日子，實驗室裡共同的生活點滴，學術上的討論、言不及義的閒扯、趕作業的革命情感，感謝眾位學長、同學、學弟的共同砥礪，你們的陪伴讓兩年的研究生生活變得絢麗多彩。

感謝宇中、政成、陽光、煌基、正展、麒禎、銘傑、嘉偉學長們不厭其煩的指出我研究中的缺失，且總能在我迷惘時為我解惑，也感謝黃詠、宗駿、彥彬同學的幫忙，恭喜我們順利走過這兩年。實驗室的世璿、志嘉、運賢、俊羿學弟們當然也不能忘記，你們的幫忙及搞笑我銘感在心。

本論文的完成另外亦得感謝工研院能環所的蕭澤良、余培煜、湯岳儒先生大力協助。因為有你們的體諒及幫忙，使得本論文能夠更完整而嚴謹。

最後，謹以此文獻給我摯愛的雙親。

目錄

摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
誌謝.....	III
目錄.....	IV
圖目錄.....	VI
表目錄.....	IX
第一章 緒論	1
1.1 往復式壓縮機簡介	1
1.2 冷媒應用趨勢	2
1.3 研究動機與目的	4
1.4 論文架構	5
第二章 往復式壓縮機效能模擬軟體回顧	7
2.1 模擬軟體架構	7
2.2 熱流分析	8
2.3 簧片閥振動分析	9
2.3.1 簧片閥設計	9
2.3.2 閥片動態	10
2.4 動態分析	11
2.4.1 滑塊曲柄機構	11
2.4.2 機軸平衡	12
2.4.3 機軸軸承平衡	13
2.4.4 機械耗功損失	14
2.4.5 曲軸箱振動分析	15

2.4.6 動態模擬方法	17
2.5 軟體流程	18
2.6 模擬結果與討論	19
2.7 最佳化模組	20
第三章 冷媒模組開發與模擬軟體修改	22
3.1 REFPROP	22
3.2 冷媒模組開發	24
3.2.1 冷凍油替換	24
3.2.2 冷媒物性的給定	25
3.2.3 冷凍循環各點冷媒性質	26
3.2.4 核心計算修改	28
3.2.5 冷媒模組修改前後模擬結果比較	30
3.2.6 R600a 與 R134a 模擬結果比較	30
3.3 機械磨耗的修改	32
第四章 天然冷媒效能模擬與分析	35
4.1 馬達轉速對效能的影響	36
4.2 閥片厚度對效能的影響	39
4.3 檢驗閥片自然頻率	43
4.4 蒸發溫度與冷凝溫度對效能的影響	46
4.5 汽缸尺寸對效能的影響	50
第五章 結論	54
5.1 結論	54
5.2 未來展望	55
參考文獻	57
附錄 A CO ₂ 循環	60

圖目錄

圖 1.1 往復式壓縮機工作原理	1
圖 1.2 我國 CFC 削減成果[6].....	3
圖 1.3 研究流程圖	6
圖 2.1 六個控制容積 [10].....	8
圖 2.2 活塞曲柄繞動角度	9
圖 2.3 簧片閥幾何形狀[11].....	10
圖 2.4 滑塊曲柄機構圖	12
圖 2.5 滑塊曲柄配重示意圖 [11].....	12
圖 2.6 滑塊曲柄機構上示圖 [11].....	13
圖 2.7 機軸軸承圖 [11].....	14
圖 2.8 壓縮機軸承配件 [11].....	15
圖 2.9 曲柄箱的壓力與機構作用力 [11].....	16
圖 2.10 動態分析流程圖	17
圖 2.11 模擬程式流程 [11].....	19
圖 2.12 最佳化流程[12].....	21
圖 3.1 壓縮機程式與 REFPROP 連接示意圖	23
圖 3.2 冷凍油選擇介面	25

圖 3.3 R134a 比容比-汽缸活塞繞動角度	26
圖 3.4 冷媒出入口性質設定介面-修改前	27
圖 3.5 冷機循環 P-h 圖	27
圖 3.6 冷媒出入口性質設定介面-修改後	28
圖 3.7 壓縮機卡路里計	31
圖 3.8 Journal bearing.....	33
圖 3.9 動摩擦.....	34
圖 4.1 各種冷媒 EER-馬達轉速圖	36
圖 4.2 各種冷媒在 2800RPM 下的閥片高度圖	37
圖 4.3 各種冷媒容積效率-馬達轉速圖	37
圖 4.4 R600a&R290 各種馬達轉速下汽缸冷媒質量-rad 圖	38
圖 4.5 R600a&R290 各種馬達轉速下洩漏量-rad 圖.....	39
圖 4.6 簧片閥外型	40
圖 4.7 R600a 各種閥片厚度下 EER-馬達轉速圖	41
圖 4.8 R600a&R290 各種閥片厚度下 EER-馬達轉速圖	42
圖 4.9 R600a&R290 各種閥片厚度下閥片高度-rad 圖	42
圖 4.10 彈簧閥片外型設計圖	44
圖 4.11 彈簧閥片網格圖.....	45
圖 4.12 冷機循環圖	47

圖 4.13 兩種冷媒 EER-蒸發溫度圖	48
圖 4.14 兩種冷媒 EER-冷凝溫度圖	48
圖 4.15 各種冷媒冷媒流率-蒸發溫度圖	49
圖 4.16 各種冷媒冷媒流率-冷凝溫度圖	50
圖 A.1 一般冷機循環 P-h 圖	61
圖 A.2 CO ₂ 與一般冷媒循環比較	62
圖 A.3 冷媒各種性質比較	62



表目錄

表 1.1 冷媒相關環保影響指數	3
表 2.1 原軟體模擬與實驗結果	20
表 3.1 軟體修改前後 R134a 冷媒性質比較	25
表 3.2 R134a 各特徵點冷媒性質修改前後比較	28
表 3.3 軟體修改前後 R134a 模擬結果	30
表 3.4 冷媒模組開發後 R134a 與 R600a 模擬結果	31
表 3.5 R134a 與 R600a 實驗數據	32
表 3.6 壓縮機卡路里計輸入及輸出	32
表 3.7 R134a 模擬與實驗數據	34
表 3.8 R600a 模擬與實驗數據	34
表 4.1 各種冷媒物化性	35
表 4.2 各種冷媒工作壓力	37
表 4.3 彈簧閥片性質	44
表 4.4 彈簧閥片自然頻率	45
表 4.5 R600a 彈簧閥片振動頻率	46
表 4.6 R600aR290 彈簧閥片振動頻率	46
表 4.7 EER 對蒸發溫度的靈敏度	49

表 4.8 EER 對冷凝溫度的靈敏度.....	49
表 4.9 R134a 改變汽缸直徑.....	52
表 4.10 R134a 改變汽缸長度.....	52
表 4.11 R600a 改變汽缸直徑.....	52
表 4.12 R600a 改變汽缸長度.....	52
表 4.13 R600a&R290 改變汽缸直徑.....	53
表 4.14 R600a&R290 改變汽缸長度.....	53



第一章 緒論

1.1 往復式壓縮機簡介

往復式壓縮機是最早發展的壓縮機類型且發展已超過百年，應用領域非常廣泛。從真空到 450,000 kPa 的壓力範圍都有應用。一般工業如機械、冶金、化工業等也應用相當多此類設備。此外像家用冰箱、冷氣及冷水機等家電用品也是其應用的範疇[1]。

往復式壓縮機作動原理十分簡單，如圖 1.1 主要依靠在汽缸內的活塞進行往復式運動。簡單的說，當活塞通過上死點時，活塞下移進行膨脹。當汽缸內冷媒壓力小於吸氣腔壓力時，吸氣閥片開啟並吸入冷媒。當活塞通過下死點後，開始上移使汽缸容積下降使汽缸內壓力上升，且當汽缸內冷媒壓力與吸氣腔壓力相等時關閉吸氣閥片。此後汽缸內冷媒壓力因容積下降而持續上升，直到當大於吐氣腔壓力時，吐氣閥片開啟使高壓冷媒排出汽缸，此一循環過程即為往復式壓縮機的工作原理

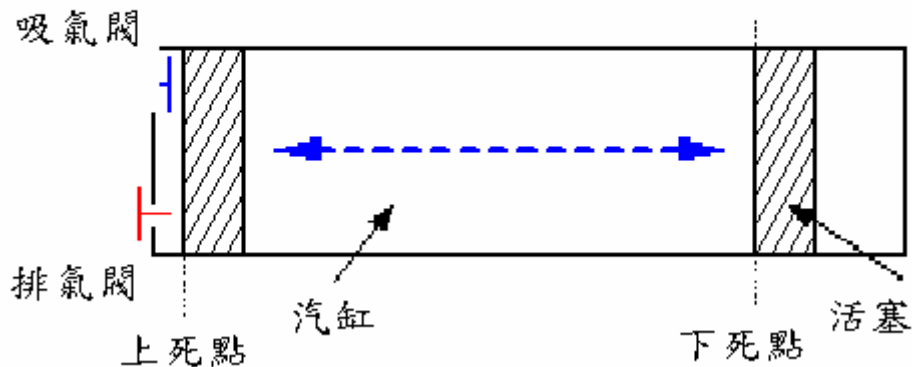


圖 1.1 往復式壓縮機工作原理

相較於其他型式壓縮機，往復式壓縮機具有加工容易、製造成本低和維修簡單等優點。近年因應環境保護與節約能源的要求，對高效率、廉價、安靜、可靠的壓縮機需求日漸增長，唯有設計良好並搭配無環境影響冷媒的壓縮機才能達到以上目的。

1.2 冷媒應用趨勢

1920 年代以前，所使用的冷媒大多是自然界易取得的物質，也就是天然冷媒，當時的天然冷媒多具有毒性、易燃的缺點，而由於設計上的困難，也會間接導致效率不佳。

1926 年 Thomas Midgely 開發了首台 CFC(氟氯碳化物)壓縮機，工作冷媒為 R12。CFC 族不可燃、無毒並且效能高。該機器於 1931 年開始商業生產並很快進入家用。

1930 年代，一系列鹵代烴冷媒相繼出現，杜邦公司將其命名為氟利昂(Freon)。這些冷媒性能優良、無毒、不具可燃性，能適應不同的溫度區域，顯著了改善冷機的性能。幾種冷媒在空調中變得很普遍，包括 R11、R12、R113、R114 和 R22。

到了 1970 年代中期，對臭氧層變薄的關注浮出水面，CFC 族冷媒要承擔部份責任，這導致 1987 年蒙特婁議定書的通過，議定內容訂定出許多將具臭氧層破壞趨勢(Ozone Depletion Potential)化學品管制時程，主要是針對 CFC 和 HCFC(氫氟氯碳化物)族。新的解決方案是開發 HFC(氫氟碳化物)族來替代原本的冷媒。

到了 1990 年代，全球暖化危機構成了新的威脅。雖然全球暖化的因素很多，但因為空調和冷凍的耗能巨大，且許多冷媒本身就是溫室氣體，冷媒又被列入了討論範圍。制訂了溫室氣體排放減量的條例，各國為因應此條例陸續禁止使用 HFC，其中包含下列兩項因素：

(1)全球暖化趨勢 GWP(Global Warming Potential)

(2)總等效暖化效應 TEWI(Total Equivalent Warming Impact)

而現今壓縮機在工作流體的選擇上，必須考慮上述兩項係數極低的冷媒，例如氨、碳氫化合物等天然流體，這些天然流體的GWP值皆相當低甚至接近0[2][3][4]，圖1.2為目前我國HFC逐年的使用削減量。表1.1為部分冷媒的環保影響指數[5]。

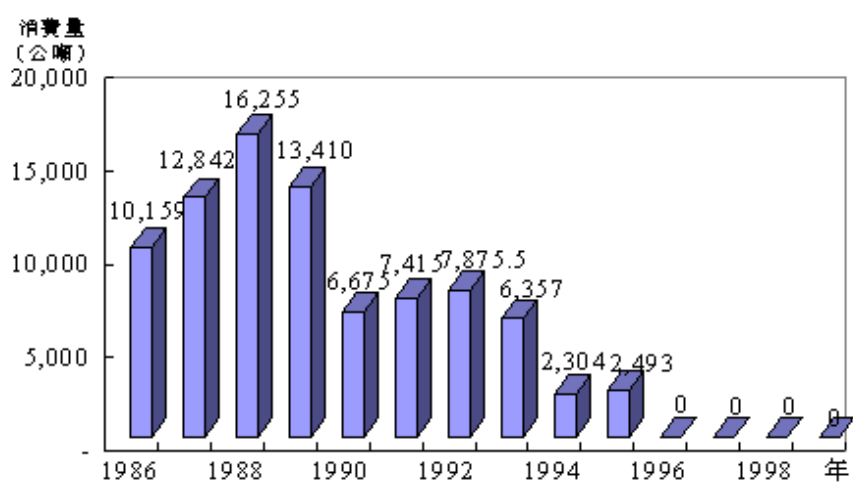


圖 1.2 我國 CFC 削減成果[6]

表 1.1 冷媒相關環保影響指數

冷媒種類		ODP 臭氧層破壞	GWP 全球暖化趨勢
CFCs	CFC-11(R-11)	1	4000
	CFC-12(R-12)	1	8500
HCFCs	HCFCs-22(R-22)	0.055	1700
	HCFCs-141b,R-141b	0.11	630
HFCs	HFC-134a,R-134a	0	1300
	R-407C	0	1600
	R-410A (HFC-32/125)	0	2200
天然冷媒	CO ₂ (R-744)	0	1
	氨 NH ₃ (R-717)	0	0
	異丁烷(R-600a)	0	3
	丙烷 (R-290)	0	3

面對現今環保與節能意識抬頭的時代，天然冷媒、混合性冷媒的使用都將是未來的趨勢[7][8]，在本計劃中也將因應此趨勢作為壓縮機模擬軟體的冷媒模組設計。

1.3 研究動機與目的

由於過去往復式壓縮機程式(工研院能環所與交大機械所共同研發)在冷媒性質的計算上，是採用傳統的方式，需要透過複雜的方程式及曲線擬合(Curve Fitting)的計算以求取各項壓縮機所須計算的冷媒熱力性質，這樣的流程將在程式撰寫時，使得程式撰寫更加繁瑣與困難，並且當初發展此壓縮機程式時實屬早期，故在冷媒性質程式撰寫部分，並無考慮太多的壓縮機冷媒選用可能，加上目前壓縮機的應用領域與規格均越來越廣泛，如此單一性冷媒的壓縮機程式架構，已經漸漸無法滿足現有的需求。

本論文是將先前所開發的小型密封往復式壓縮機效能模擬軟體與由美國國家標準技術研究所(National Institute of Standards and Technology)所發展的冷媒熱力性質與參數轉換計算軟體 REFPROP (REference Fluid PROPERTIES)[9]做連結，對於不同冷媒，利用電腦快速與強大的計算能力，根據往復式壓縮機的幾何尺寸、材料性質、操作條件等實際參數，計算出壓縮機各種性能。最後的計算結果包括下列六項壓縮機性能效率：

1. 容積效率 (Volumetric efficiency)
2. 壓縮效率 (Compression efficiency)
3. 機械效率 (Mechanical efficiency)

4. 冷媒質量流率 (Flow rate of refrigerant)
5. 冷凍能力 (Capacity of refrigeration)
6. 能量效率比 (Energy efficiency ratio(EER))

其中能量效率比(EER)為最重要的指標，其定義為如下：

$$EER = \frac{\text{冷房能力}}{\text{壓縮機輸入功}} \quad (1.1)$$

後續將以這些性能為討論對象，為不同天然冷媒，改變壓縮機的參數進行模擬，以獲得使用新冷媒往復式壓縮機的設計依據。

1.4 論文架構

圖 1.3 為研究流程圖；本論文第一章為往復式壓縮機簡介與研究動機；第二章介紹原有的往復式壓縮性效能模擬軟體；第三章為冷媒模組開發以及機械摩耗分析的修改，修改之後的結果將跟實驗比對驗證；第四章進行天然冷媒的模擬與效能分析，以改變馬達轉速、閥片厚度、冷凝溫度和蒸發溫度以及汽缸尺寸來進行模擬；第五章為結論與未來展望。

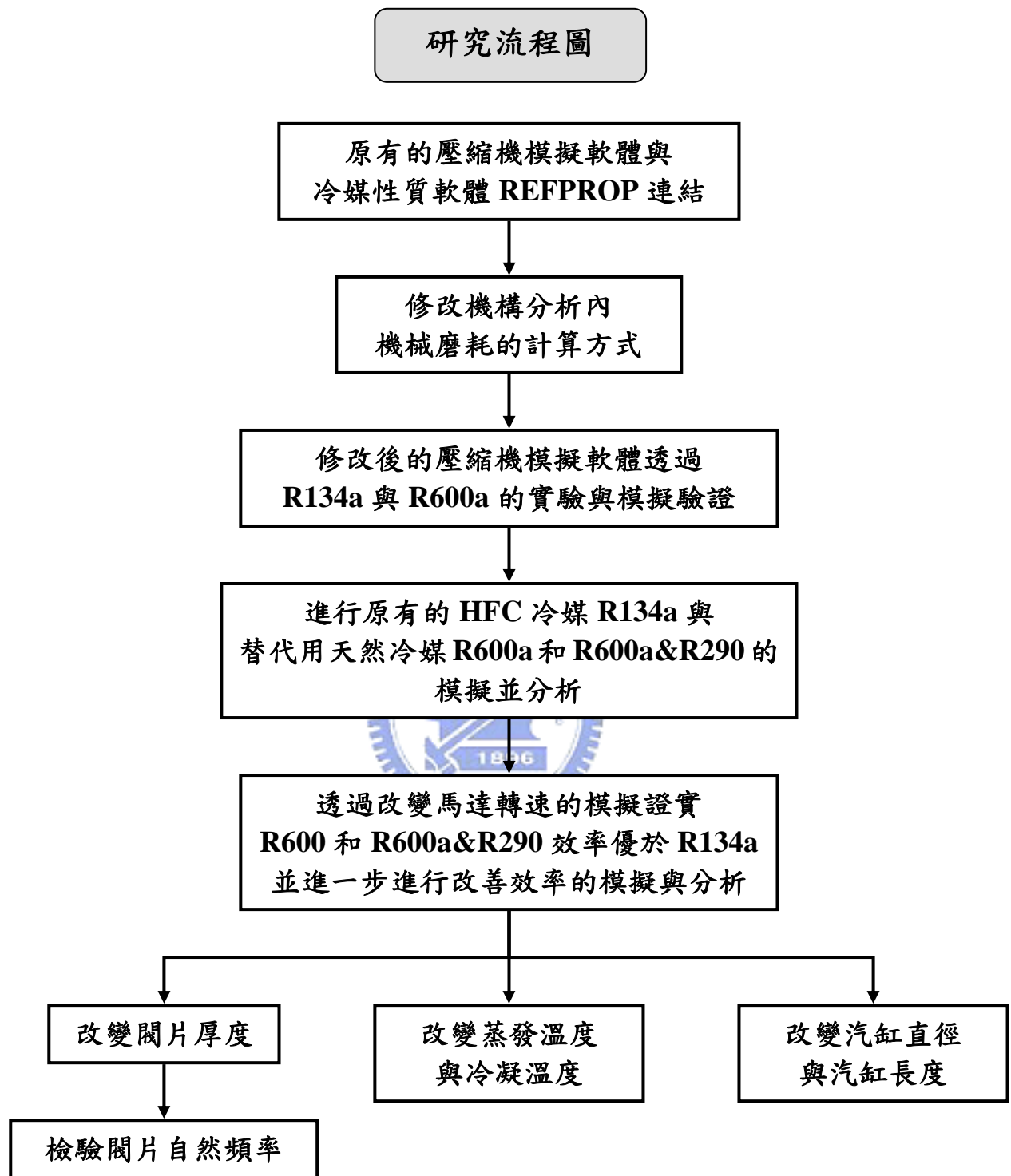


圖 1.3 研究流程圖

第二章 往復式壓縮機效能模擬軟體回顧

2.1 模擬軟體架構

本論文是以往復式壓縮機模擬軟體為基礎加以發展。此軟體整合往復式壓縮機的熱流分析、機構的運動與動態分析。其中，像是關鍵元件中，閥片的運動行為，也在此軟體中加以分析。此外，這個軟體也完成了曲軸箱的動態受力分析和軸頸軸承的磨耗分析，以估算系統整體機械效率，而最佳化模組可將模擬軟體中的參數任意選擇為設計變數且利用最佳化方法求得最佳解。模擬軟體計算核心部份主要由下列幾位研究人員完成：

1. 黃[10]於 2001 年撰寫關於熱流方面的模擬。其模擬方法為利用能量平衡與質量平衡方程式來描述壓縮機內的各控制容積的狀態，並配合氣體狀態方程式、流量方程式、汽缸容積方程式、熱交換方程式等經驗公式數據，以及壓縮機的幾何尺寸、工作流體、操作條件等參數來模擬壓縮機的動態性能。
2. 熊[11]於 2002 年完成機構運動與動態模擬。其內容包含了吸、排氣閥、滑塊連桿機構、機軸的受力分析以及壓縮機內部機構的振動分析。
3. 劉[12]於 2005 年建構了最佳化模組部分。其中主要包含兩個部份：使用者介面與最佳化解題工具。使用者介面可規劃與設定不同的最佳化問題，選擇設計變數、限制條件與目標函數，免除連結分析程式和最佳化程式的困難，並更輕易地處理大量設計變數的最佳化問題。最佳化解題工具則提供方法來解決不同由使用者介面所定義的不同類型的最佳化問題。

後續將針對每個部份做詳細的解說。

2.2 熱流分析

熱流模組的建構是依據流體力學、熱力學的原理，考慮汽缸、吸氣腔、排氣腔、吸入消音器、吐出消音器、吸入間等 6 個空間做為獨立的 6 個控制容積[10]，圖 2.1 顯示 6 個控制容積。因此，考慮質量守恆、和能量守恆定律，形成微分方程式。之後再使用 Runge-Kutta 數值方法[13]以解決相關的方程式並求得各個控制容積中冷媒的壓力、溫度、質量流率和其他相關結果。循環中是以圖 2.2 中的活塞曲柄繞動角度為單位，每經過 1 度為一步，去計算當時六個腔體冷媒的各種性質。當角度從 0 度繞到下一個 0 度為一個循環，如果一個循環前後的差距小於 0.1%，即判斷系統為穩態並記錄一循環間腔體內冷媒各步的性質。

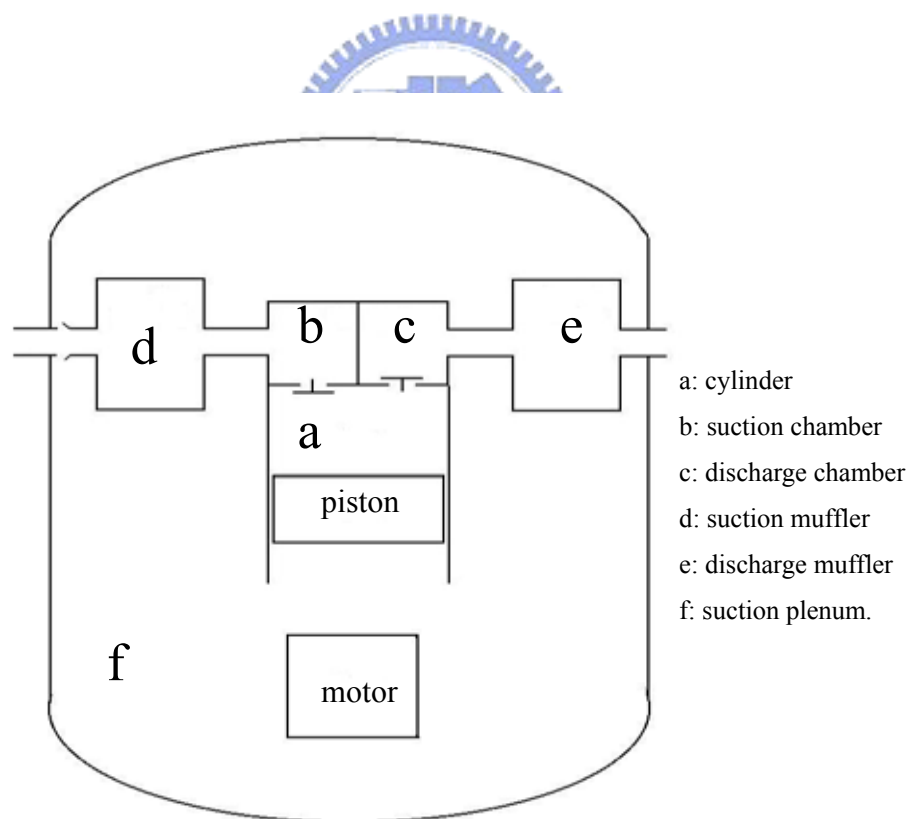


圖 2.1 六個控制容積 [10]

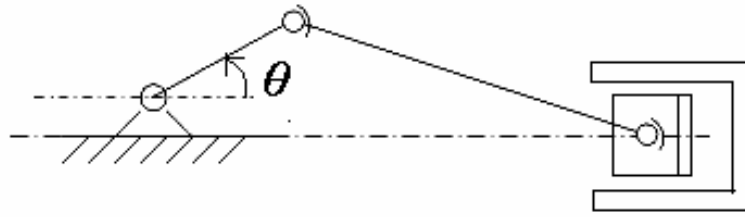


圖 2.2 活塞曲柄繞動角度

2.3 簧片閥振動分析

簧片閥是壓縮機的重要元件，直接影響壓縮機的性能。而簧片閥也是最常發生損壞的部份，如果設計不當，將會增加閥片疲勞破壞的可能，導致壓縮機非正常停機，使用壽命降低等不良後果。如何正確設計簧片閥，對於提高壓縮機使用壽命、降低成本具有重要意義。

2.3.1 簧片閥設計

當氣體壓力大於簧片閥的彈簧力時，簧片閥將會彎曲而使氣體流動。當壓力下降時，簧片閥會回彈到閥座。若閥片的運動出現異常時，壓縮機效率會大幅下降。因此簧片閥即成為控制往復式壓縮機的吸氣與吐氣的關鍵元件。圖 2.3 顯示閥片的幾何形狀。

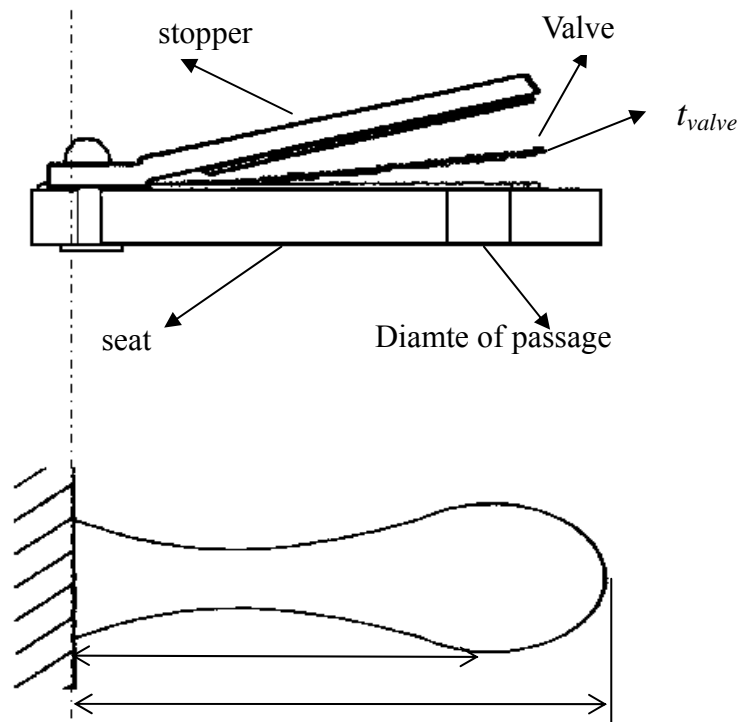


圖 2.3 簧片閥幾何形狀[11]

在進行簧片閥設計時，降低閥片撞擊速度以防止閥片撞擊閥座而導致毀壞是非常重要的。閥片的開啟與關閉是由氣腔與汽缸的壓力決定。閥片的幾何形狀雖然簡單卻大大地影響效能。

2.3.2 閥片動態

閥片的有效流動面積和有效受力面積對小型密封式往復式壓縮機而言是很重要的參數。閥片、閥座的幾何形狀也會影響有效流動與有效受力面積。

有效流動面積的定義為流動係數與閥片通道面積的乘積，且它也會受到閥片升程的影響。有效受力面積是藉由量測作用在閥片上的推力和通過閥片的壓力差而求得。

本軟體採用懸臂樑類型的簧片閥並使用 Lagrangian method 來推導其 governing equation，藉此求得動能、位能和外部負載作功。簧片閥的數學模型一般是使用線性模型且應用樑方程式來描述閥片的運動。若簧片閥振動的振幅很小，則應用線性模型是十分適當的[14]。一旦當簧片閥的位移可能是其厚度的數倍以上時，會造成劇烈振幅且必須應用非線性模型來求取更精確的結果[15]。在這使用 assumed-modes method [16]來簡化簧片閥振動方程式並在此方程式中產生一個用以表示閥片最終動態位移的應變項，且使用 Runge-Kutta method 對微分方程式進行解題。

2.4 動態分析

動態分析包括 5 個機構動態的數學模型，分別是滑塊曲柄機構、機軸平衡、機軸和軸承、機械損失和曲柄箱振動分析。以下將做簡單說明[11]。



2.4.1 滑塊曲柄機構

圖 2.4 為滑塊曲柄機構的簡圖，此部分將討論運動及動態分析。滑塊曲柄機構包括了活塞、連桿和曲柄。汽缸壓力與馬達轉子產生的扭矩將會決定整個機構的運動。在動力分析時，每個動件的慣性力的影響也加以考慮，並假設所有動件為剛體，並繪出滑塊曲柄的自由體圖。再利用牛頓第二運動定律與 D'Alembert's principle 可推導出相關的方程式。

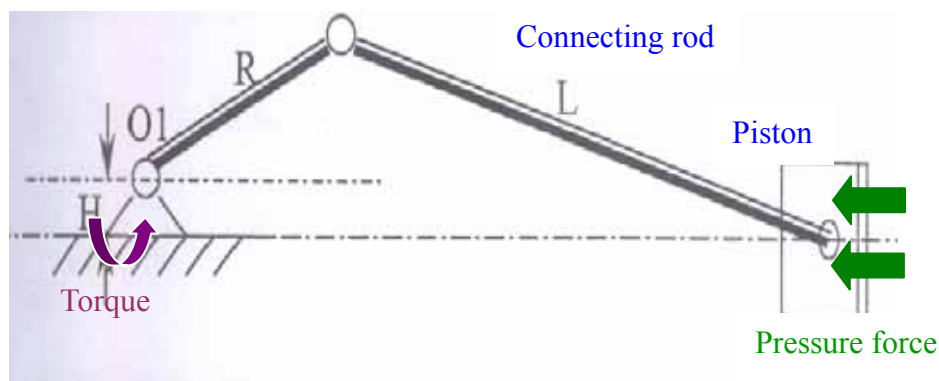


圖 2.4 滑塊曲柄機構圖

2.4.2 機軸平衡

在高速轉動的機器中，動態力將會被傳遞到機器的結構上。因為動態力大小與時間有關且可能會因此造成結構震動，因而造成嚴重的問題。而震動和其伴隨的噪音可能改變機器的效能且可能造成共振而影響整體結構的穩定性。此外噪音也會使人感到不舒適。

一個淨不平衡力作用在機器的結構上稱為搖擺力。藉由增加或消除不同元件的質量(亦即重新分配質量)，可消除搖擺力和搖擺力矩。如圖 2.5 所示，往復式壓縮機的滑塊曲柄機構在轉動時將產生不平衡。因此一個旋轉的平衡力(平衡塊)被使用以中和轉動平衡。

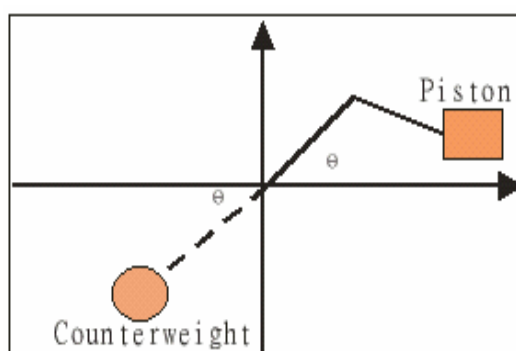


圖 2.5 滑塊曲柄配重示意圖 [11]

動態平衡的應用在小型往復式壓縮機是非常困難的，因為會受到

空間及體積的限制。平衡塊無法被配置在曲柄的相反側，但可在滑塊曲柄機構下方與機軸平行而平移配重塊到適當的距離，且增加第二個配重塊來平衡因為平移第一個配重塊而造成的不平衡。圖 2.6 說明滑塊曲柄機構的上示圖。藉由上述數學分析模型推導而得的方程式，可求得最小的搖擺力。

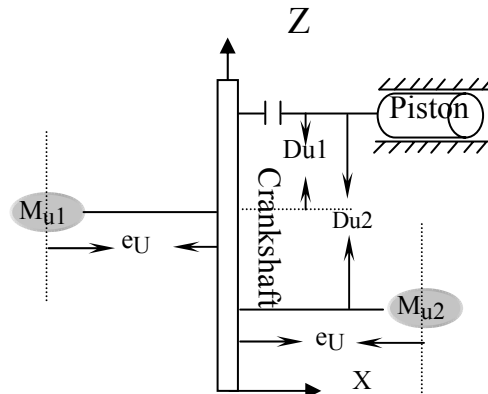


圖 2.6 滑塊曲柄機構上示圖 [11]

2.4.3 機軸軸承平衡

為了求得往復式壓縮機的機械效率和效能，動態負載對於機軸的軸頸軸承所造成的摩擦耗損也需求得。完整的動態力分析已經完成且這些計算的作用力將會作用在介於滑塊曲柄機構和機軸間的軸頸軸承上。而最佳的配重也以計算獲得來平衡機構轉動時造成的搖擺力。圖 2.7 顯示應用的配重塊設計和機軸上的主軸承和次軸承。

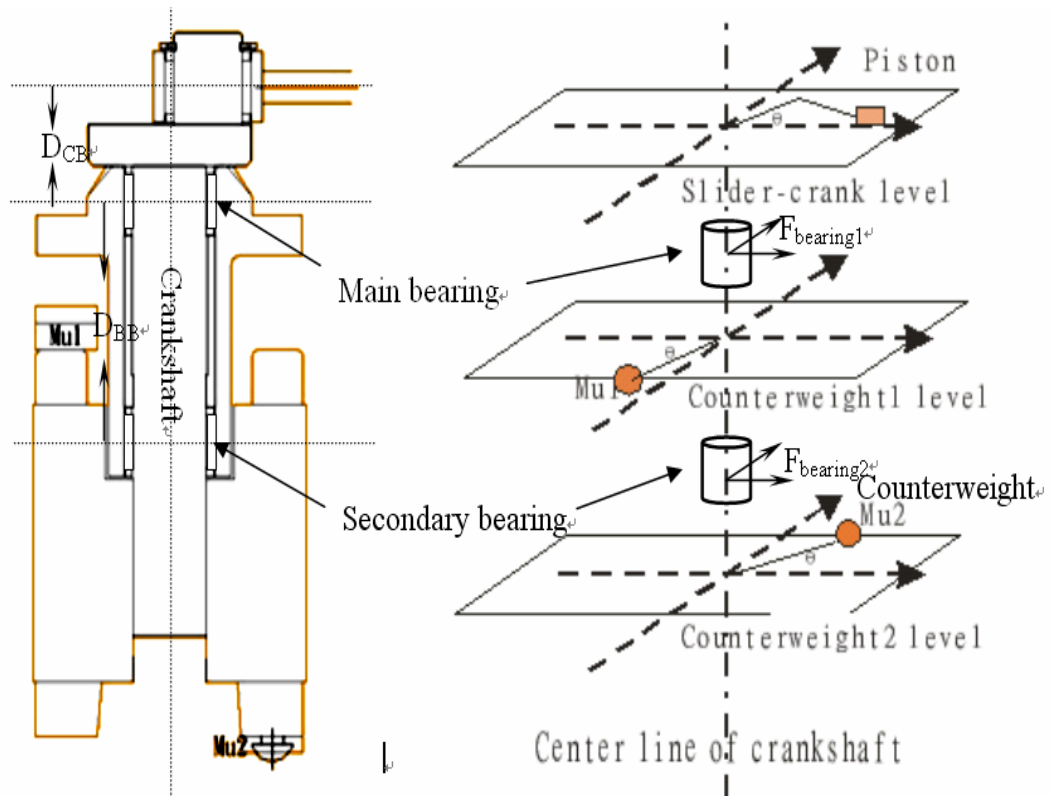


圖 2.7 機軸軸承圖 [11]



2.4.4 機械耗功損失

正確的計算以降低機械耗工損失，對發展往並設計高效能的復式壓縮機是非常重要的。因此，如何找到各個動件間的摩擦係數並藉以進行模擬變成十分重要。這些摩擦係數可由實驗求得，也可經由理論計算獲得，但由實驗去量測摩擦損失相當複雜且困難，因此在這邊採用理論計算的方式求得摩擦係數後，再應用到整個機械耗功的計算。

考慮往復式壓縮機的軸承磨擦，所有動件間的連接都是使用軸頸軸承，且這些軸承支撐負載且要在油膜壓力下運轉一段非常久的時間。往復式壓縮機應用軸頸軸承的情形如圖 2.8 所示，且四個應用的軸頸軸承分別為安裝在機軸上的 A 和 B，介於連桿和曲柄的 C，以及介於活塞和連桿的 D。

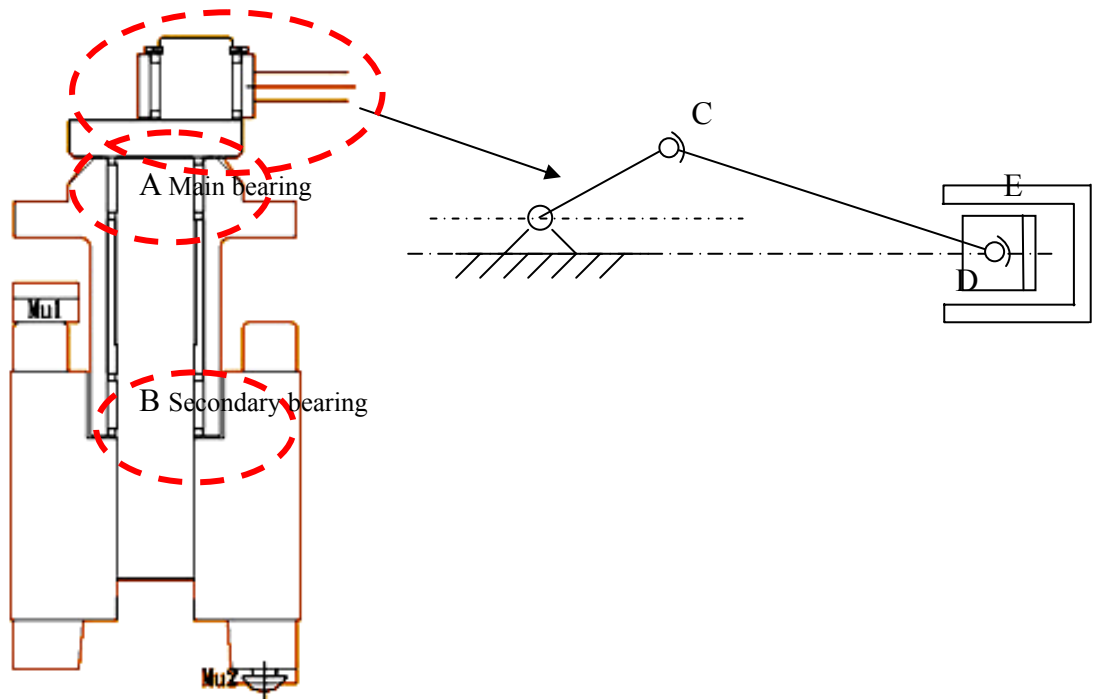


圖 2.8 壓縮機軸承配件 [11]

液動壓潤滑的意思是軸承的負載面會藉由相對較厚的潤滑油薄膜分離，並且可防止金屬對金屬的接觸。一但運轉時，軸承將會承受非常大的動態負載，且因為在高速和表面溫度下會有非常嚴苛的需求。軸承的操作參數若超過某些限制時可能會因磨損、疲勞、腐蝕和流蝕而損壞，因此潤滑對減少磨耗是很有趣的。

為了維持液動壓潤滑，應該要注意邊界潤滑和完全潤滑的差異。在流體摩擦理論中，一但潤滑薄膜是連續的形成，則軸頸軸承的負載性能就可因此獲得，且可使用與摩擦係數相關的 Sommerfeld number 圖表來求軸頸軸承的摩擦係數並計算摩擦損失。

2.4.5 曲軸箱振動分析

小型往復式壓縮機懸吊系統的必須以壽命和安靜為設計考量。同時也必須要有足夠的剛性以承受在壓縮機運轉時每分鐘數千次的循環及循環所造成的應力。此外它也必須夠柔軟而抵擋低頻噪音的傳遞 [17]。

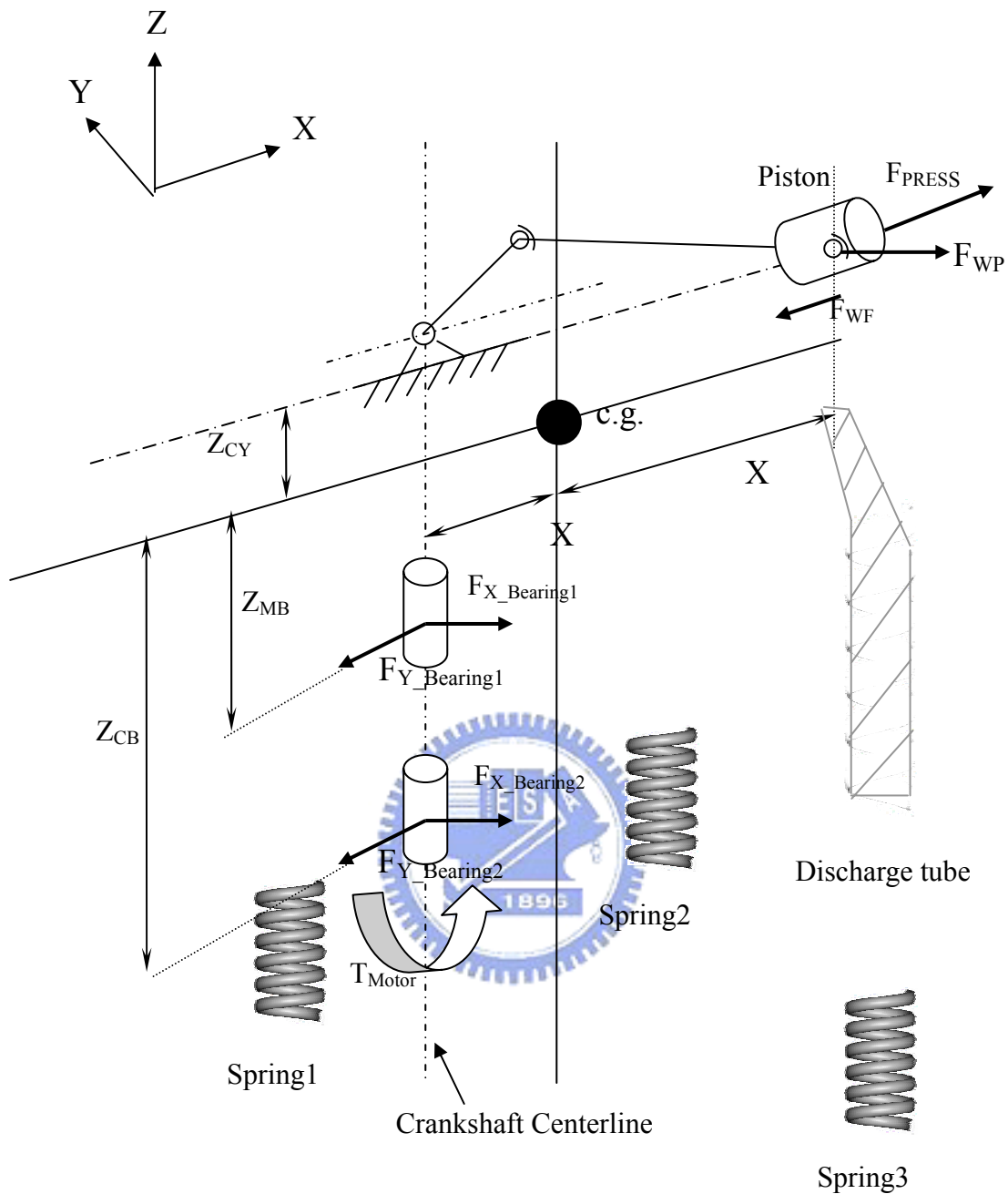


圖 2.9 曲柄箱的壓力與機構作用力 [11]

如文獻[18]所述，所有應用的方程式都假設每個小的角位移都是等加速度，而加以求解。6 個自由度的曲軸箱的所有作用力顯示如圖 2.9。曲軸箱震動模型的輸入為汽缸壓力與轉子的扭矩。轉子扭矩是由感應馬達的馬達-速度-扭力曲線中的馬達靜子感應扭矩而獲得，而汽缸壓力是由 6 個控制容積計算而求得。

2.4.6 動態模擬方法

圖 2.10 顯示完整的往復式壓縮機的動態分析。首先，曲柄箱不平衡力被分析以獲得配重塊的質量以進行之後的耗功分析。在獲得耗功的結果後，再引入實驗所得的馬達輸入功。而更新的參數將回傳給滑塊曲柄機構進行下一步的機構和動態分析。此疊代過程將持續直到滿足收斂條件：當馬達的總耗功損失百分比小於一個最小值。此部分亦使用 Runge-Kutta 數值方法來計算整個曲柄箱的 governing equation。

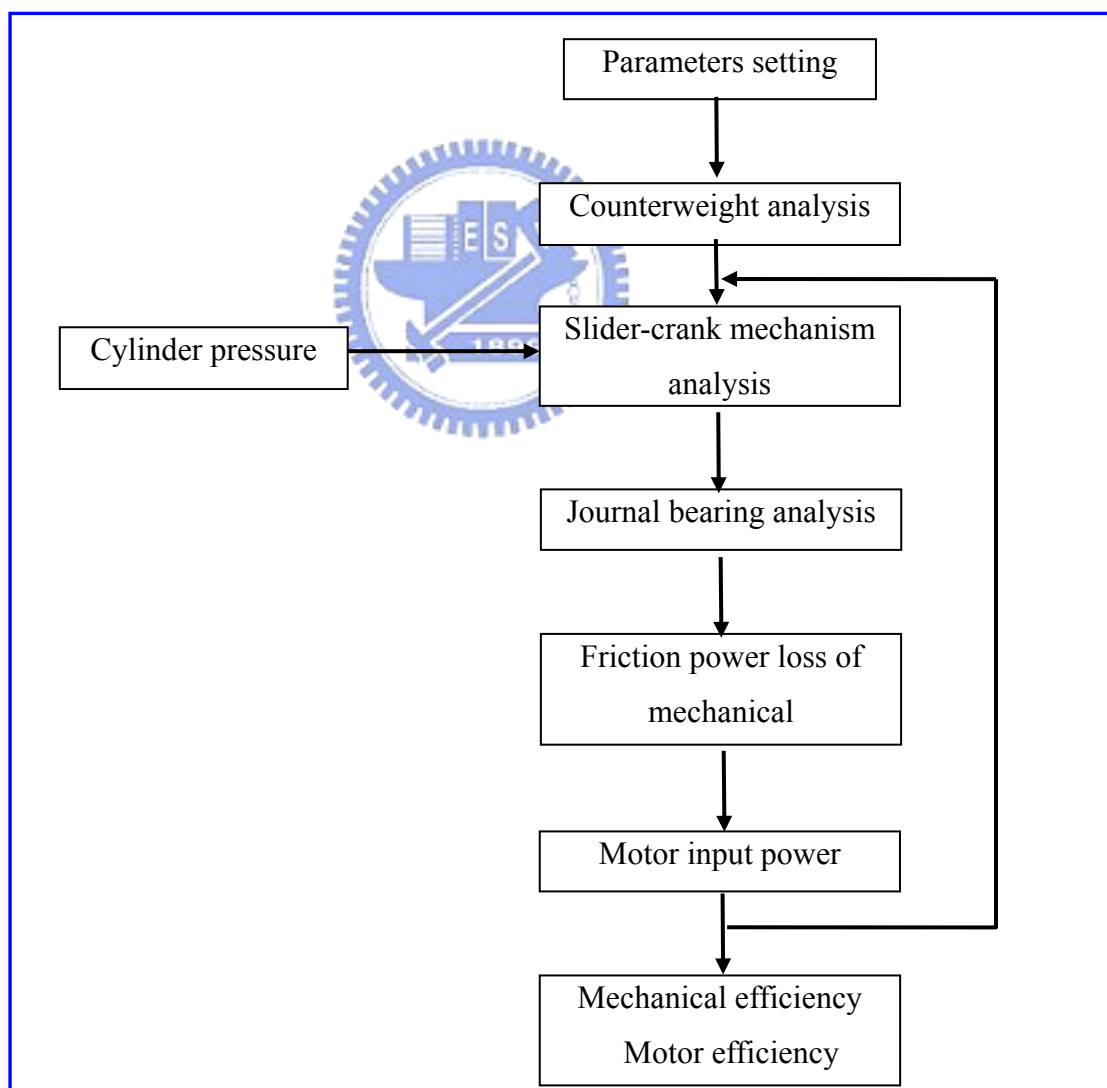


圖 2.10 動態分析流程圖

2.5 軟體流程

此軟體是以圖形使用者介面作為開發基礎，讓使用者以點選不同按鍵或頁面即可完成設定，且模擬完成後藉簡單的點選即可看到各項結果的狀態圖表。

圖 2.11 說明整個軟體的程序，主要包括五個部份，其每一部份都有特別的計算核心，並且彼此相依無法獨立執行。說明如下：

1. 初始參數：建立滑塊曲柄機構、軸承、冷媒與潤滑油等相關數入參數，和熱流模擬的初始條件等。
2. 熱流模擬：計算汽缸內冷媒壓力、質量流率以及其他相關的結果。
3. 閥片模擬：計算吸氣閥片和吐氣閥片的位移、阻尼效果等。
4. 機構模擬：為降低搖擺力，須計算結構的配重塊、動件之間的的作用力與滑塊曲柄的機構運動分析。之後再藉軸頸軸承摩擦損失的分析計算機械耗功損失。
5. 模擬結果：此模組會顯示所有的計算結果，如 E.E.R 等。

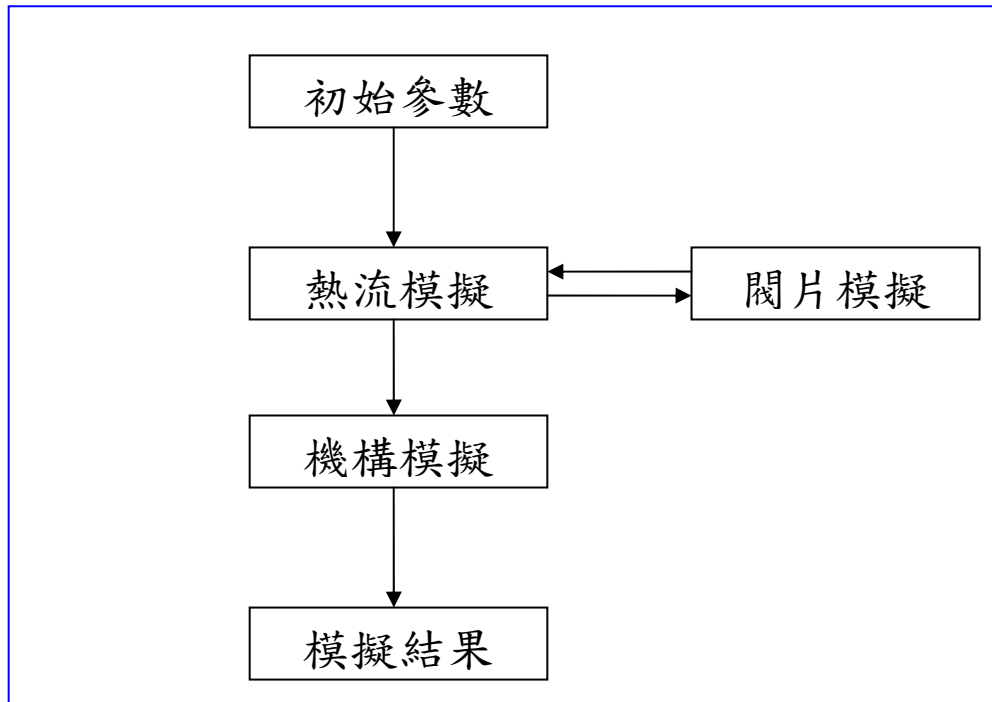


圖 2.11 模擬程式流程 [11]

其中熱流模擬與閥片模擬相輔相依，閥片的開啟需要知道吸氣腔、汽缸以及排氣腔內的壓力，而冷媒在這三個腔體內流動取決於閥片的動態。在每一步中，先計算閥片承受的腔體之間壓差，並決定閥片的運動行為，然後再計算冷媒的流量，進而求得下一步各腔體內的壓力，如此循環。在機構模擬中，每一步亦會使用到熱流分析中各腔體內冷媒的溫度、壓力。

2.6 模擬結果與討論

實驗數據藉由卡路里計以美國冷凍空調學會(ASHRAE)測試條件(對 E.E.R 的精確度為 96%)量得。表 2.1 顯示在以 R134a 為工作冷媒，在相同參數條件下實驗與模擬的結果。由軟體模擬的 E.E.R 值為 0.9395，非常接近實驗結果(0.9690)。

表 2.1 原軟體模擬與實驗結果

	Unit	Simulation	Experiment
Inhaled pressure	kPa	120	117
Exhaled pressure	kPa	1470	1468
Refrigerant mass flow rate	kg/hr	5.1349	5.2290
capacity of refrigeration	kcal/hr	194.6221	189.7000
E.E.R	kcal/hr-W	0.9395	0.9690

小型往復式壓縮機效能模擬軟體發展動態、熱流、軸承、震動等分析，並且能計算出壓縮機的各项效能。當須開發不同冷媒的新型壓縮機時，某些元件的新型設計如機軸的特性就有很好的參考價值。



2.7最佳化模組

最佳化為一獨立模組，圖 2.12 顯示結合模擬軟體和最佳化模組的流程圖，主要包括 3 個部份：使用者介面、模擬模組(即往復式壓縮機效能模擬軟體)、最佳化解題工具 MOST[19]。

使用者首先在使用者介面中定義並建立最佳化問題，然後將相關的參數資訊變成一組輸入資料傳送給模擬模組。而模擬軟體執行分析與模擬並產生結果，這些結果即稱為輸出資料。而輸出資料再傳送給最佳化解題工具，再利用不同的最佳化方法來進行解題，之後將可獲得新的輸入資料。再把新的輸入資料回傳到模擬模組中進行下一步的疊代。

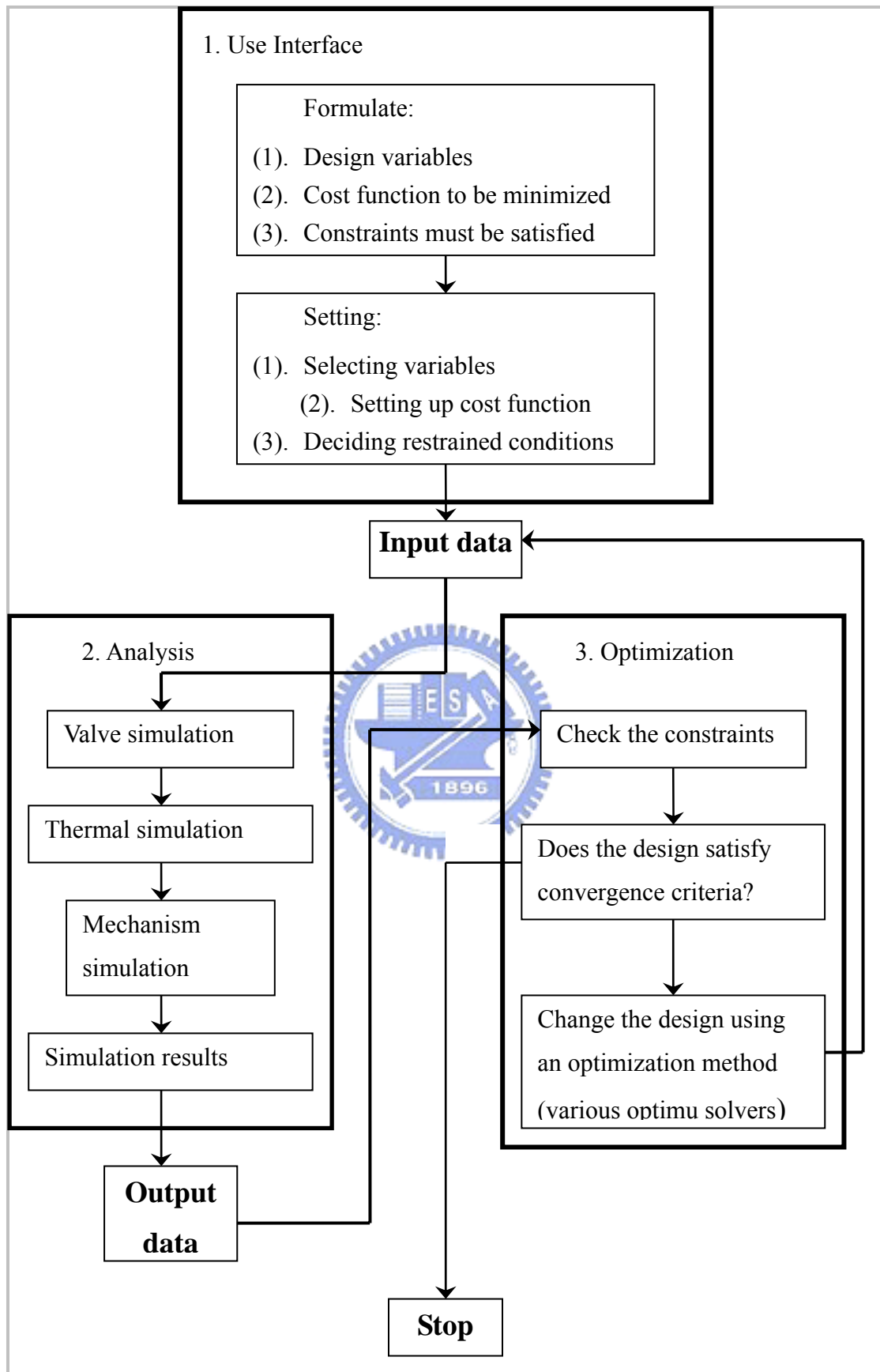


圖 2.12 最佳化流程[12]

第三章 冷媒模組開發與模擬軟體修改

延續前一章所介紹的往復式壓縮機效能模擬軟體，對於不同的工作冷媒，本研究將連結美國國家標準技術研究所(NIST)所發展的冷媒熱力性質與參數轉換計算軟體(REFPROP)，在冷媒性質參數、壓縮機出入口冷媒性質的給定以及對應參數計算的部分，可以順利的轉換。

3.1 REFPROP

近來，由美國國家標準技術研究所所發展的冷媒熱力性質與參數轉換計算軟體 REFPROP，其軟體主要是透過三個理論來計算：Helmholtz equation、Benedict-Webb-Rubin equation 以及 Extended Corresponding State model，軟體成熟度相當高也已經應用在近年來許多的研究[20]。

REFPROP 目前包含了 39 種 pure fluid 以及 20 種成分的混合物，如以下所示：

- 目前環保團體可接受的冷媒：HFCs、R23、R32、R41、R125、R134a、R143a、R152a、R227ea、R236ea、R245ca、R245fa。
- HCFCs：R22、R123、R124、R141b、R142b。
- 傳統氟氯碳化物(CFCs)：R11、R12、R13、R113、R114、R115。
- 碳氟化合物：R14、R116、R218、RC318。
- 天然冷媒：氨、丙烷、異丁烷、丙烯。
- 主要氣體成分：氮、氧、氫。

- 輕天然氣成分：甲烷、乙烷、丙烷、丁烷、異丁烷。
- 35 種程式內建混合物(例如 R407C、R410A 以及空氣)，並提供使用者自行定義。

針對混合冷媒(mixed refrigerants)的計算方面，是利用本身混合成分的法則來計算其系統的 Helmholtz 能，黏滯性與熱傳導則是透過 ECS 理論或是流體特性關係來建構，並且經由圖表輸入的方式，來決定所採用之混合物(空氣、商用冷媒)比例或是數量等參數，除軟體直接輸入參數進行介面操作外，更可使用動態連結資料庫(Dynamic Link Library)，將 REFPROP 所計算出的流體特性模型，匯出至其他程式(如：Microsoft Excel)進行下一步的運算處理。

本研究亦採用動態連結資料庫的方式，撰寫程式來將往復式壓縮機模擬軟體與 REFPROP 作連結，進而增加冷媒特性的運算效率與準確性。圖 3.1 為壓縮機程式與 REFPROP 連接示意圖。

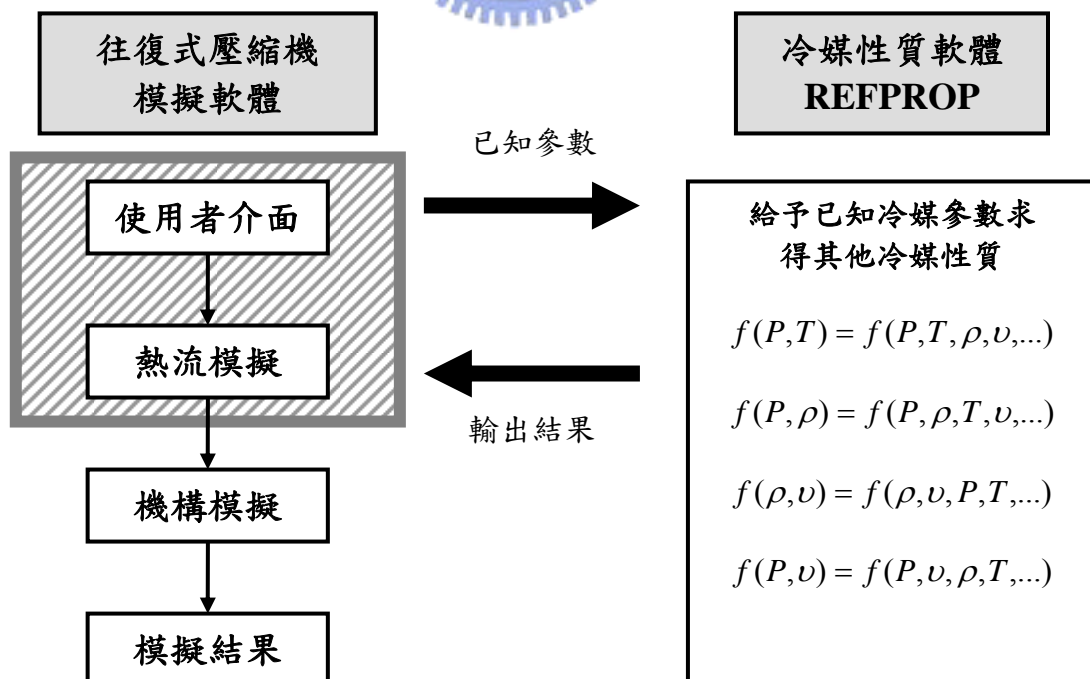


圖 3.1 壓縮機程式與 REFPROP 連接示意圖

3.2 冷媒模組開發

3.2.1 冷凍油替換

一般冷凍系統與空調系統所使用的潤滑油可稱為冷凍油，其儲存在壓縮機曲軸箱內，跟冷媒有相當多的接觸，因此冷媒與冷凍油混合時須考慮兩者的化學與物理性質，避免冷媒與冷凍油互溶，這樣才能確保冷媒與冷凍油的性質不會受影響。

冷凍油在蒸氣壓縮冷凍循環系統中的主要作用有三點：

1. 減少壓縮機內部部份活動機件的磨擦損耗。
2. 將壓縮機內部活動機件因磨擦而產生的熱量帶走。
3. 壓縮機內部機件如軸封、墊片等，冷凍油對它有密封作用，可避免氣態冷媒外洩而使得冷凍效果降低。

冷凍油是壓縮機所不能欠缺的潤滑油，故當蒸氣壓縮冷凍循環系統要採用新的冷媒種類時，冷凍油的選用必須要根據使用的冷媒與壓縮機來決定，絕不能任意取代及混合使用。

原有的往復式壓縮機模擬軟體是以 R134a 作為工作冷媒，冷凍油則為 R134a 所使用的 VG22，並沒有其他選擇。為此，在介面中增加不同冷凍油之選項。當使用者改變不同的冷媒，也可選擇其適用冷凍油，如圖 3.2 所示。冷凍油主要影響著機械磨耗計算部份，不同的冷凍油會因為各種冷凍油黏度不同而影響機械效率的計算。

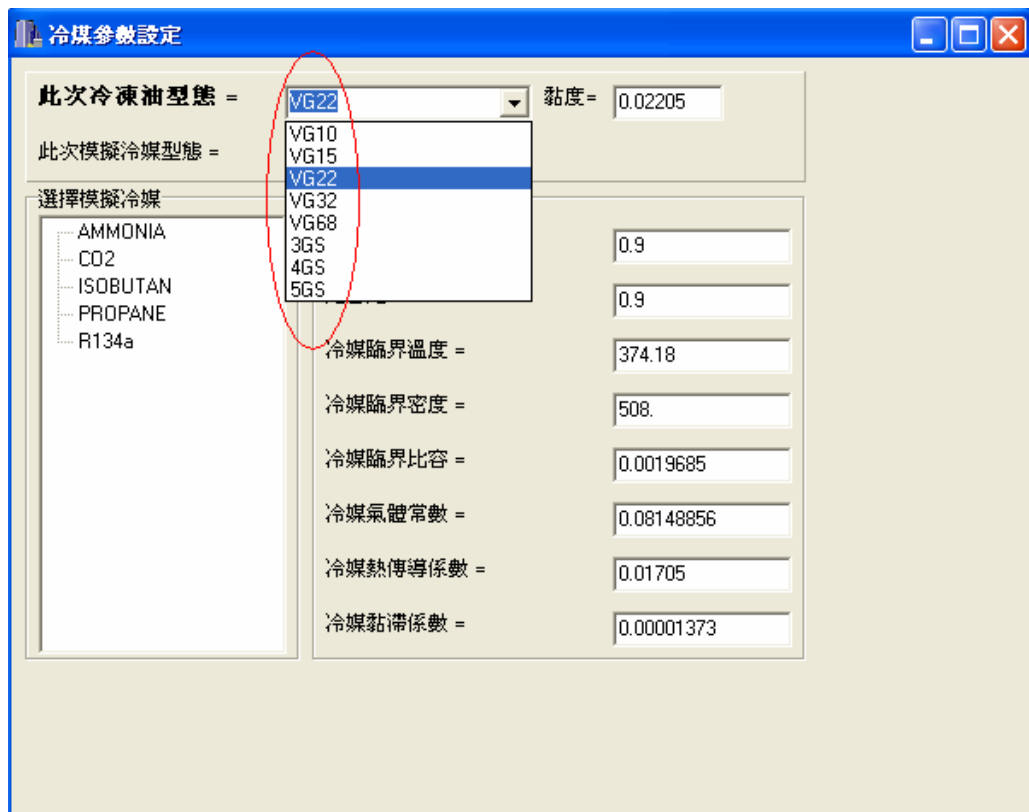


圖 3.2 冷凍油選擇介面

3.2.2 冷媒物性的給定

對於不同的冷媒，必須給予相對應的物理性質，表 3.1 是以 R134a 為工作冷媒，原始的模擬軟體設定和 REFPROP 連結所得到的冷媒物性比較圖，可看出修改前後的冷媒性質差異不大。

表 3.1 軟體修改前後 R134a 冷媒性質比較

	原始設定	連結 REFPROP
比容比	1.065	1.117
冷媒臨界溫度(K)	374.2	374.2
冷媒臨界密度(kg/m ³)	508	511
冷媒臨界比容(m ³ /kg)	0.0019685	0.001954

其中值得注意的是，比容比與溫度和壓力有關，而原有的模擬軟體卻以 300kPa、70°C 的條件去求得一個定值，在熱流分析中計算的部分使用這定值去計算，欲修改這部份應先判斷其合理性。

當冷媒在汽缸內壓縮時，溫度及壓力改變會影響比容比。因此，列出其變化的數值，判斷其變動是否在可接受的範圍之內。

圖 3.3 中，紅色線段為 R134a 在 300kPa、70°C 下求得的固定比容比。而藍色線段是在壓縮機汽缸內，因冷媒溫度和壓力的改變，進而求得的比容比-汽缸活塞繞動角度曲線。對於在汽缸內冷媒的比容比，定值與隨著溫度、壓力變化的值，平均誤差在 2%之內，在可接受的範圍。因此，使用固定的比容比應不會造成太大誤差。所以在模擬軟體中，繼續沿用原本的固定比容比去計算每一步的分析，應該是合理的方法。

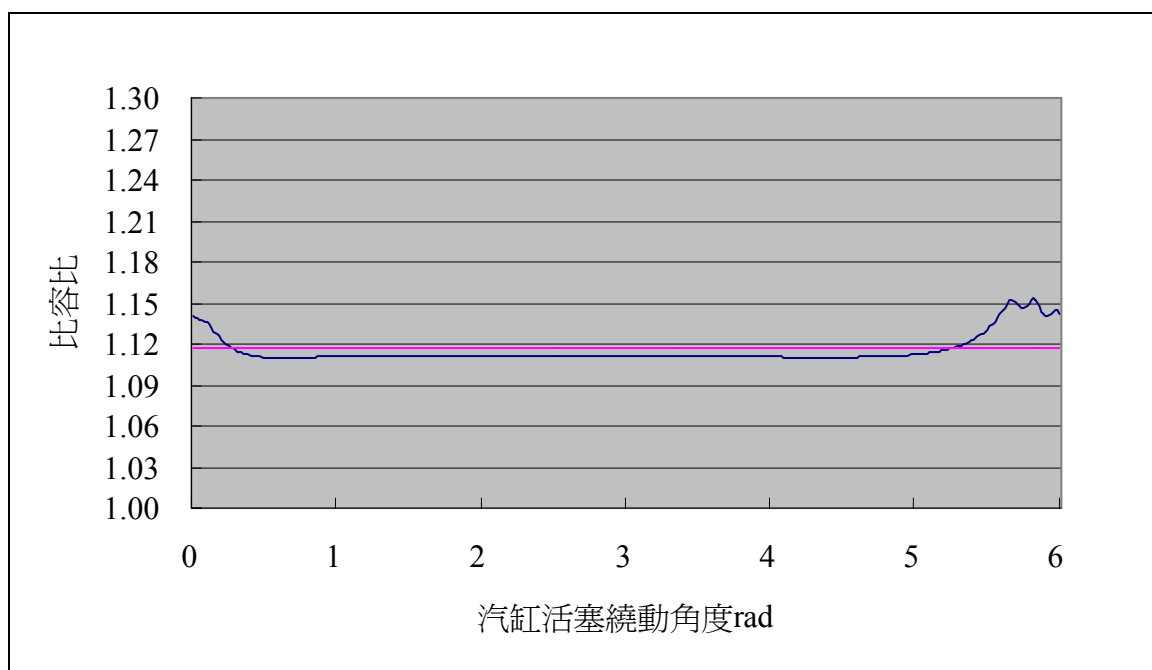


圖 3.3 R134a 比容比-汽缸活塞繞動角度

3.2.3 冷凍循環各點冷媒性質

圖 3.4 為修改前的介面。原始的程式中，是使用冷凍循環中各個特徵點(圖 3.5 中紅圈部分)的壓力、溫度和焓去求得各種效率，而這些值必須經由計算對不同的冷媒給予不同的數值，即使是同種冷媒，在改變蒸發溫度或冷凝溫度時也必須重新計算各特徵點壓力、焓再輸

入介面。在此，保留原本的效率計算方式，新增介面使用蒸發器溫度、壓縮機入口溫度以及冷凝器溫度為設定條件。使用者輸入條件溫度，即可得到工作冷媒的所需特徵點的各種性質，如圖 3.6 所示。

圖 3.4 冷媒出入口性質設定介面-修改前

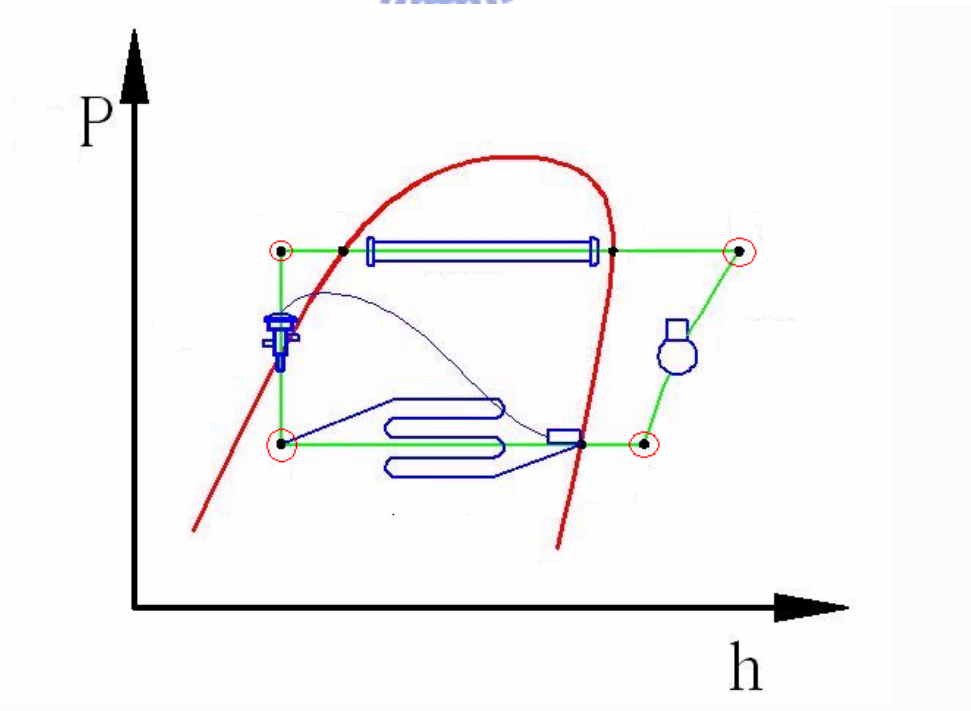


圖 3.5 冷機循環 P-h 圖

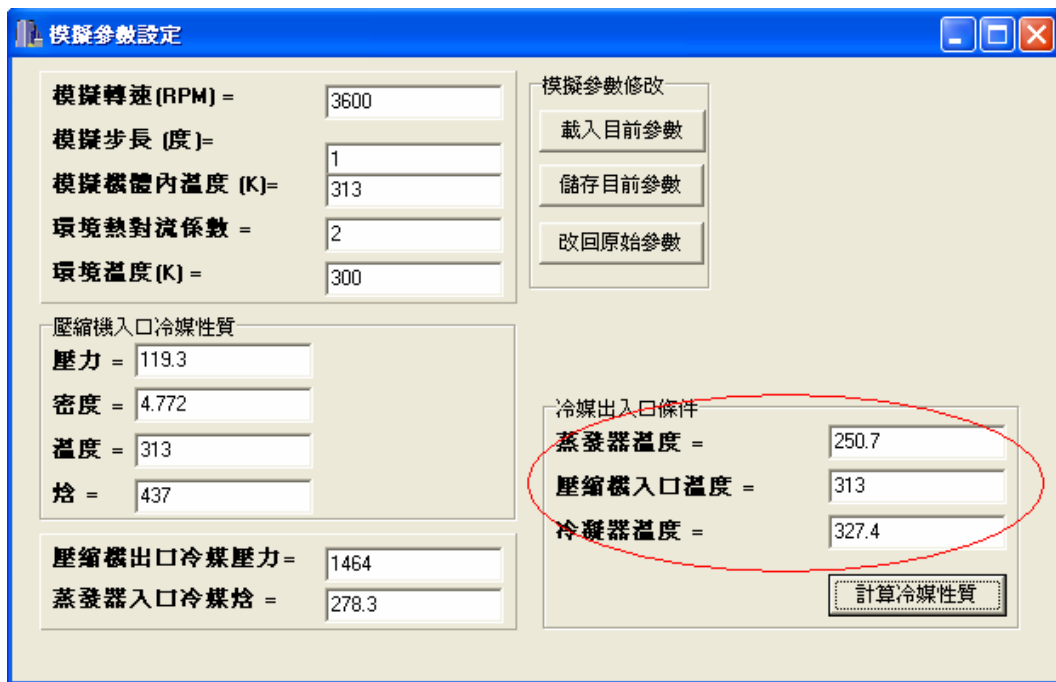


圖 3.6 冷媒出入口性質設定介面-修改後

表 3.2 可以看出修改前後 R134a 的各特徵點的冷媒性質差異不大，設定溫度條件去求得冷媒性質的方法應該合理。

表 3.2 R134a 各特徵點冷媒性質修改前後比較

	修改前	修改後
壓縮機入口冷媒壓力(kPa)	120	119.3
壓縮機入口冷媒密度(kg/m ³)	4.8	4.772
壓縮機入口冷媒溫度(K)	313	313
壓縮機入口冷媒焓(kJ/kg)	437.16	437
壓縮機出口冷媒壓力(kPa)	1470	1464
蒸發器入口冷媒焓(kJ/kg)	278.5	278.3

3.2.4 核心計算修改

原有的往復式壓縮機模擬軟體在熱流部分核心計算的部份，在對

冷媒的壓力、焓，以及各種微分項的求得，需要透過複雜的方程式及曲線擬合(Curve Fitting)的計算以求取各項壓縮機所須計算的冷媒熱力性質。由於每種冷媒其特徵曲線不同，要使用不同冷媒進行模擬時，就必須先找出其特徵曲線，在進行對計算核心部份的修改，相當的費時費力。REFPROP 即擁有各種冷媒性質的特徵曲線，現以動態連結 REFPROP 的方式求得，以增加軟體應用範圍，減少時間的浪費。軟體中所需動態連結的參數共有七項：

- (1) P-壓力
- (2) h-比焓
- (3) Cp-等壓比熱
- (4) $\frac{dh}{dv}$ -比焓對比容的微分
- (5) $\frac{dP}{dv}$ -壓力對比容的微分
- (6) $\frac{dh}{dT}$ -比焓對溫度的微分
- (7) $\frac{dP}{dT}$ -壓力對溫度的微分



其中，REFPROP 裡並沒有直接求得 $\frac{dP}{dv}$ 、 $\frac{dh}{dv}$ 的函式，僅有 $\frac{dP}{d\rho}$ 。 $\frac{dP}{dv}$ 必須經由公式推導，替換成 REFPROP 裡可以計算得出的項，間接求出。 $\frac{dP}{dv}$ 之換算如(3.1)~(3.3)式所示。

$$\rho^{-1} = v \quad (3.1)$$

$$-\rho^2 d\rho = dv \quad (3.2)$$

$$\frac{dP}{dv} = \frac{dP}{-\rho^2 d\rho} = -\rho^{-2} \frac{dP}{d\rho} \quad (3.3)$$

$\frac{dh}{dv}$ 則用插分法得出，公式如下：

$$\frac{dh}{dv} = \frac{h(\rho + \Delta) - h(\rho - \Delta)}{v(\rho + \Delta) - v(\rho - \Delta)} \quad (3.4)$$

式中 Δ 必須是一個夠小的數，修改的程式中暫設 $\Delta=0.05$ 。

3.2.5 冷媒模組修改前後模擬結果比較

表 3.3 為 R134a 在冷媒模組修改前及修改後於相同模擬條件下的模擬結果，可以看出各項數值都相當接近，可證實往復式壓縮機模擬軟體與 REFPROP 已成功的連結。

表 3.3 軟體修改前後 R134a 模擬結果

	R134a 修改前	R134a 修改後
容積效率(%)	65.029	64.817
壓縮效率(%)	89.059	89.635
機械效率(%)	73.012	73.154
馬達效率(%)	75.294	75.431
冷媒流量(kg/hr)	5.1347	5.0881
冷房能力(lcal/hr)	194.62	192.9
E.E.R	0.93355	0.94174

3.2.6 R600a 與 R134a 模擬結果比較

在確認 REFPROP 成功的與模擬軟體連結之後，初步的對於不同的冷媒進行模擬，以確認對於其他冷媒，是否還有需要進行修改之部分。表 3.4 是以相同條件下 R134a 與 R600a 的模擬結果，可以看出 R134a 的 EER 比 R600a 高。但根據工研院能環由壓縮機卡路里計(圖 3.7)量得的實驗結果(表 3.5)，卻是使用 R600a 為冷媒的壓縮機 EER 較高，表 3.6 是壓縮機卡路里計所使用的輸入與輸出。表 3.4 由於是初步模擬，並未使用跟表 3.5 中相同的實驗條件，後續才會使用相同

的實驗條件去驗證。就模擬數據上看，判斷主要是因為 R600a 的機械效率過低，而 R600a 的工作壓力較小，機械效率較低是不合理的現象，因此，接下來將針對機械效率進行修改。

表 3.4 冷媒模組開發後 R134a 與 R600a 模擬結果

	R134a	R600a
容積效率(%)	64.817	71.552
壓縮效率(%)	89.635	94.882
機械效率(%)	73.154	61.073
馬達效率(%)	75.431	74.244
冷媒流量(kg/hr)	5.0881	1.7338
冷房能力(lcal/hr)	192.9	120.73
EER	0.94174	0.88481



圖 3.7 壓縮機卡洛里計

表 3.5 R134a 與 R600a 實驗數據

	R134a	R600a
冷房能力 (kcal/hr)	124.9	104.9
冷媒流量 (kg/hr)	3.1	1.46
EER	1.08	1.45

表 3.6 壓縮機卡路里計輸入及輸出

input	output
壓縮機汽缸容積(cm)	冷媒流量(kg/h)
壓縮機轉速(rpm)	總輸入功率(W)
馬達效率(%)	冷凍能力(kcal/h)
冷凝器溫度 °C)	壓縮機效率 EER
蒸發器溫度(°C)	

3.3 機械磨耗的修改

原有的模擬軟體在機械磨耗的軸承部份，如圖 2.8 中 A、B 兩點，是假設壓縮機在運動過程中，軸承與管壁是用潤滑油為介質，以懸浮的方式滑動，如圖 3.8 所示。磨耗的計算是利用 journal bearing 的公式，去求得所損失的功。但實際上，壓縮機在作動中，由於馬達轉速較低，以及壓縮機整體的震動，軸承與管壁間時常會有接觸，如圖 3.9，所以必須修改機械磨耗的計算方式。由於軸承與管壁會接觸，所以利用動摩擦的公式去計算，公式如下：

$$H=W \cdot f \cdot d \quad (3.5)$$

H：熱產生率

W：軸承負荷

f：摩擦係數

d：單位時間移動距離

其中摩擦係數 f 因為軸承與管壁有時會接觸，有時軸承又是藉由潤滑油在其上滑動，無法以理論計算出一個準確的值，必須利用實作的經驗以及試誤法與實驗搭配驗證，得出一個合理值。表 3.7 以 R134a 為工作冷媒，實驗數據是由工研院能環所提供，模擬數據是以 f 取 0.1，進行模擬，可以看出實驗與模擬誤差不大。再利用 f 為 0.1，其他設計條件皆與 R134a 相同，僅替換 R600a 為工作冷媒進行模擬，實驗與模擬數值如表 3.8，可以驗證 f 為 0.1 為一個合理的值。

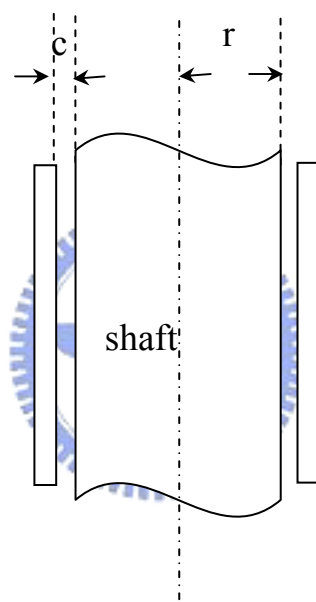


圖 3.8 Journal bearing

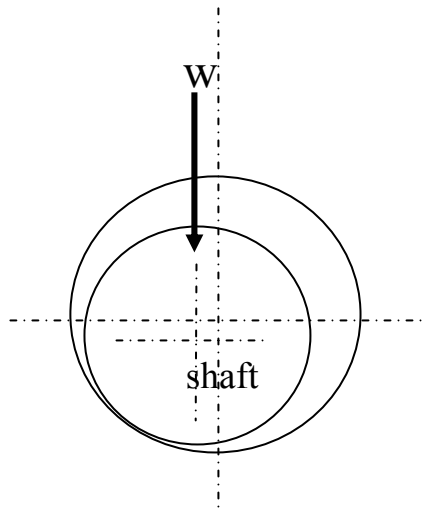


圖 3.9 動摩擦

表 3.7 R134a 模擬與實驗數據

	實驗	模擬	誤差
冷房能力 (kcal/hr)	124.9	133.9	7.21%
冷媒流量 (kg/hr)	3.1	3.52	13.55%
EER	1.08	1.14	5.56%

表 3.8 R600a 模擬與實驗數據

	實驗	模擬	誤差
冷房能力 (kcal/hr)	104.9	115.5	10.10%
冷媒流量 (kg/hr)	1.46	1.53	4.79%
EER	1.45	1.44	0.69%

以上對於原有的模擬軟體加入冷媒模組，以及針對機械磨耗不合理的地方加以修改過後，進行了 R600a 與 R134a 的模擬並與實驗互相比對，兩者結果相當接近，可以證實本軟體已經可以順利的以不同冷媒為工作流體進行模擬。

第四章 天然冷媒效能模擬與分析

為因應京都議定書，近年來冷媒的應用趨勢已偏向使用天然冷媒取代 HFC 冷媒，天然冷媒相對於 HFC 冷媒擁有低全球暖化趨勢 (GWP)、易取得、價格低廉等優點，部分具有易燃性以及毒性為其缺點。本章將利用上一章所修改的可替換冷媒的往復式壓縮機效能模擬軟體，針對用於替換 R134a 的天然冷媒 R600a 以及天然混合冷媒 R600a(60%)&R290(40%)進行模擬並分析討論其結果，R290 由於單獨使用的工作壓力過高，並不適用於原本的系統，必須混合工作壓力較低的 R600a，而混合比例是參考文獻[21]。可用於當做替換冷媒的條件，除了環保考量外，最主要的條件是溫度-壓力特性須與原本的 HFC 冷媒接近，以減少系統設計變更。表 4.1 為冷媒的性質，R290 和 R600a 臨界溫度皆高於 200°C，用於 R134a 原本的循環系統時，可以不用考慮過臨界點導致效率不佳的問題。

表 4.1 各種冷媒物化性

	化學式	GWP	臨界溫度(C)	黏度	導熱係數
R134a	四氟乙烷	1300.00	213.91	0.620	0.0521
R290	丙烷	0.00	206.06	0.291	0.0600
R600a	異丁烷	0.00	305.63	0.469	0.0665

變頻式壓縮機近年來已漸漸取代定頻式壓縮機，利用電流的大小去改變馬達轉速為變頻式壓縮機的基本原理，相對於定頻式利用 on and off 的方法去進行溫度控制，變頻式此種不停機的溫控方式會較為省電。但是對於冷機來說，改變馬達轉速會影響效率，接下來將進行不同馬達轉速下的模擬，以探討馬達轉速對 EER 的影響，並進行改善。

4.1 馬達轉速對效能的影響

圖 4.1 為不同馬達轉速之下，各種冷媒的 EER 變化圖，可以看出 R600a&R290 在模擬的轉速範圍內其 EER 值都高於 R134a 和 R600a，R600a 次之。而不同冷媒 EER 最大值所對應的馬達轉速並不相同，馬達轉速越遠離這個最佳值，效率越低。造成不同冷媒最佳 EER 發生在不同的馬達轉速下，應是因為冷媒的工作壓力不同，如表 4.2 顯示工作壓差大小依序為 R134a>R600a&R290>R600a，將上列排序對照圖 4.2，可以看出工作壓差越大，彈簧閥片開啟的高度會越高，而閥片開啟越高會讓冷媒流率增加。所以在高工作壓力的情況下，可以在較高的馬達轉速，也就是說在比較短時間歷程的一個循環中吸進足夠的冷媒，得到最佳的 EER。這令高工作壓力變成一種優勢，在為了提高冷房能力而提升馬達轉速時也可維持較佳的 EER，由圖 4.1 便可看出 R134a 在高馬達轉速下，EER 的衰減比起另外兩種冷媒來得慢。

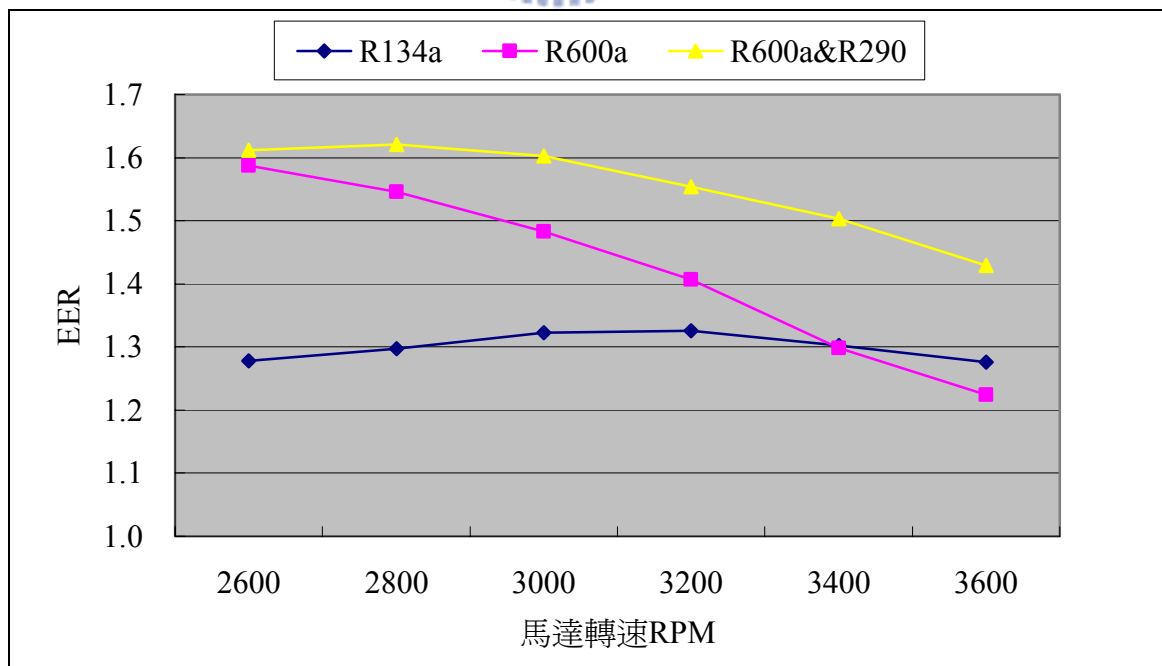


圖 4.1 各種冷媒 EER-馬達轉速圖

表 4.2 各種冷媒工作壓力

	壓縮機入口壓力	壓縮機出口壓力
R134a	119.3	1464.0
R600a	65.0	758.9
R600a&R290	88.1	981.8

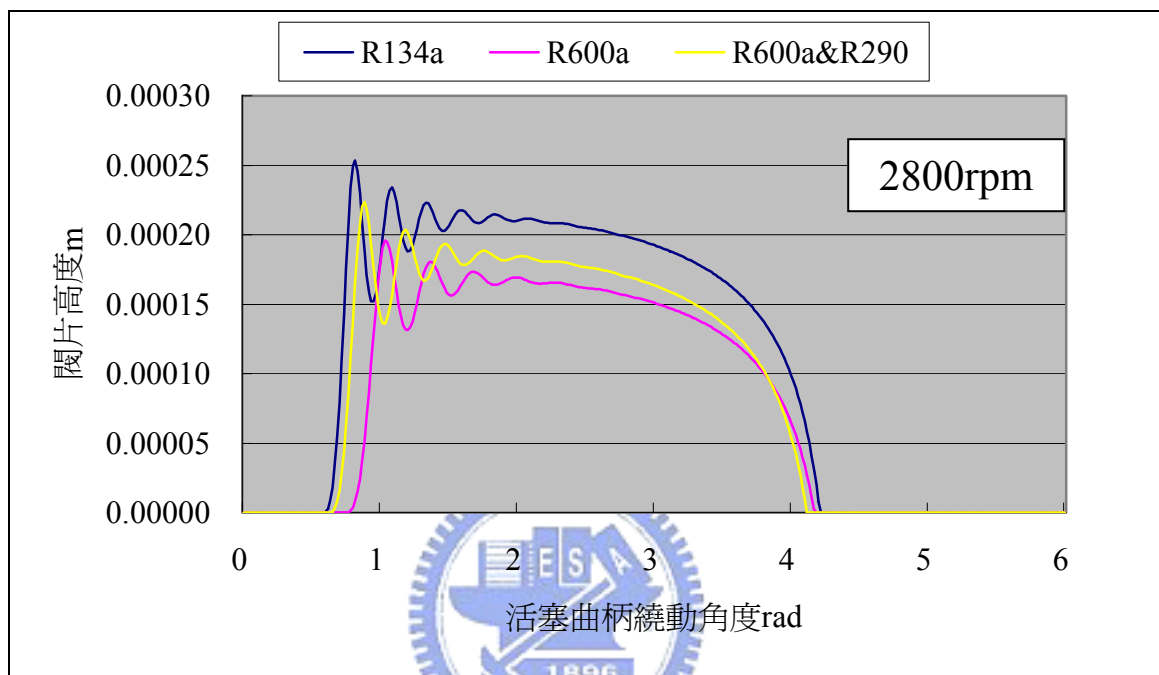


圖 4.2 各種冷媒在 2800RPM 下的閥片高度圖

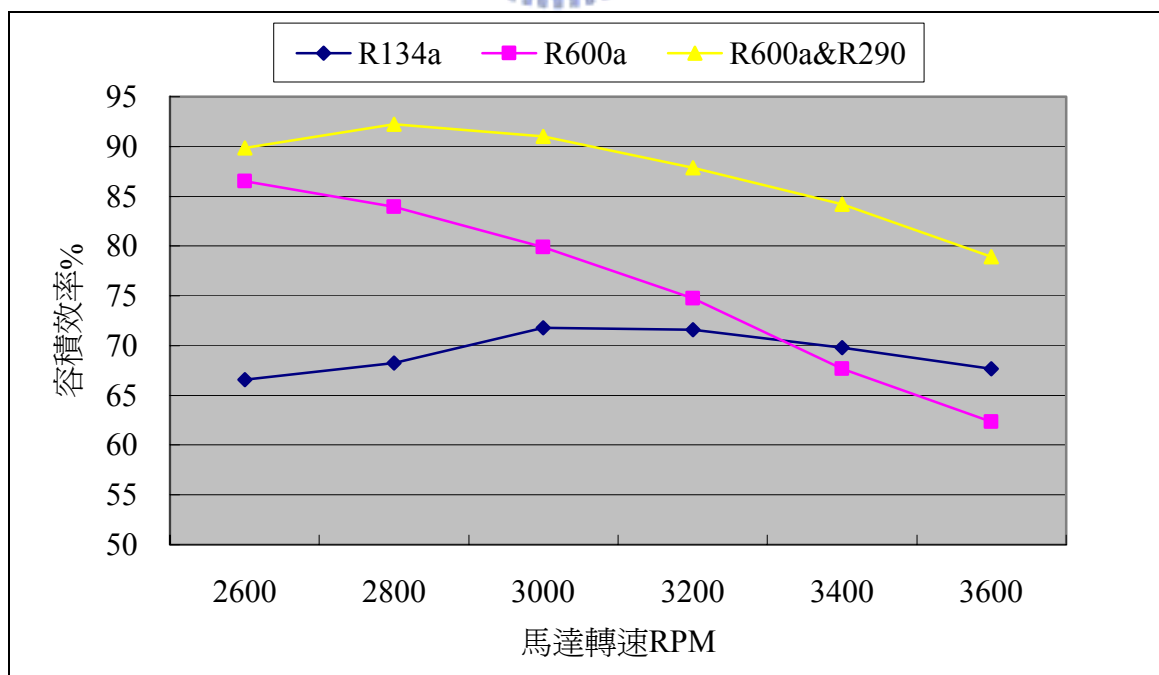


圖 4.3 各種冷媒容積效率-馬達轉速圖

影響 EER 的因素，比較常討論的有絕熱效率、機械效率以及容積效率等，而由圖 4.3 可以判斷，改變馬達轉速主要影響會容積效率。容積效率的定義為實際吸入氣體體積與理想吸入氣體體積的比值，理想吸入氣體體積是以汽缸大小決定。而實際吸入氣體體積是由汽缸吸氣量和洩漏量決定，接下來將針對汽缸吸氣量以及洩漏量討論。

圖 4.4 為 R600a&R290 在不同轉速下的汽缸質量變化圖。由圖可看出，轉速越高，汽缸吸氣量就越少。推測是因為轉速變高，吸氣的時間歷程縮短，導致吸氣量不足。

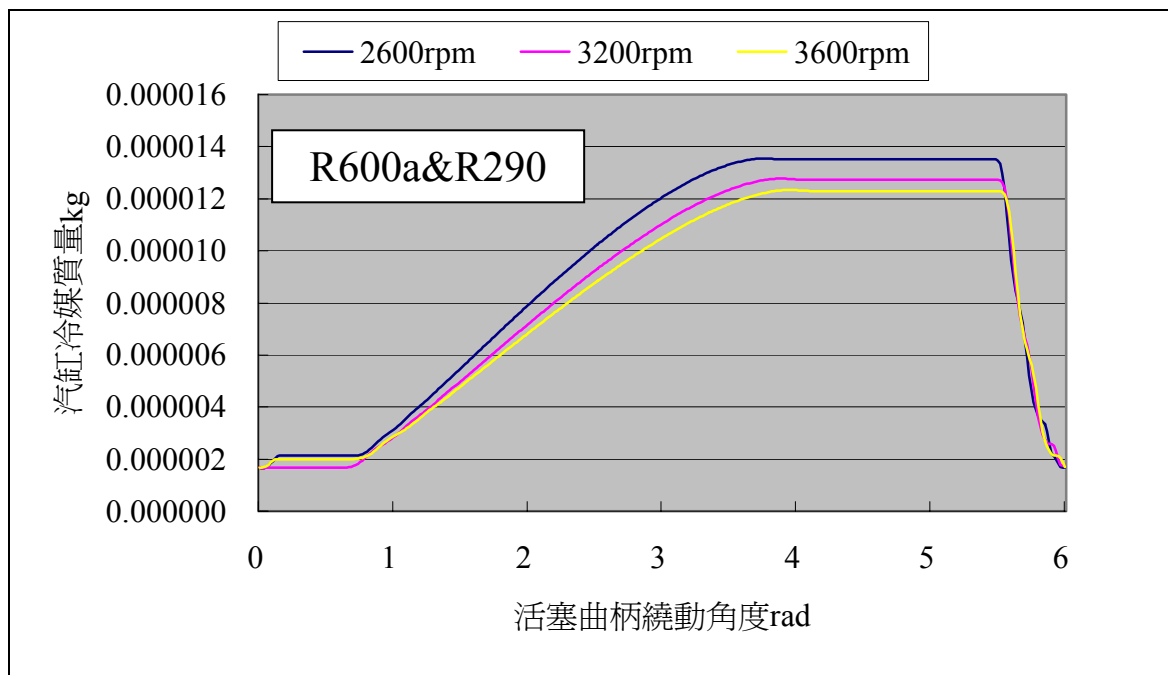


圖 4.4 R600a&R290 各種馬達轉速下汽缸冷媒質量-rad 圖

往復式壓縮機的冷媒洩漏途徑主要為活塞與汽缸壁之間的縫隙。圖 4.5 為 R600a&R290 的洩漏量圖。可以看出高轉速時洩漏量較少，是因為相同條件下，洩漏量隨著時間而增加。轉速越高，每一步的時間歷程較短，洩漏量也較少。

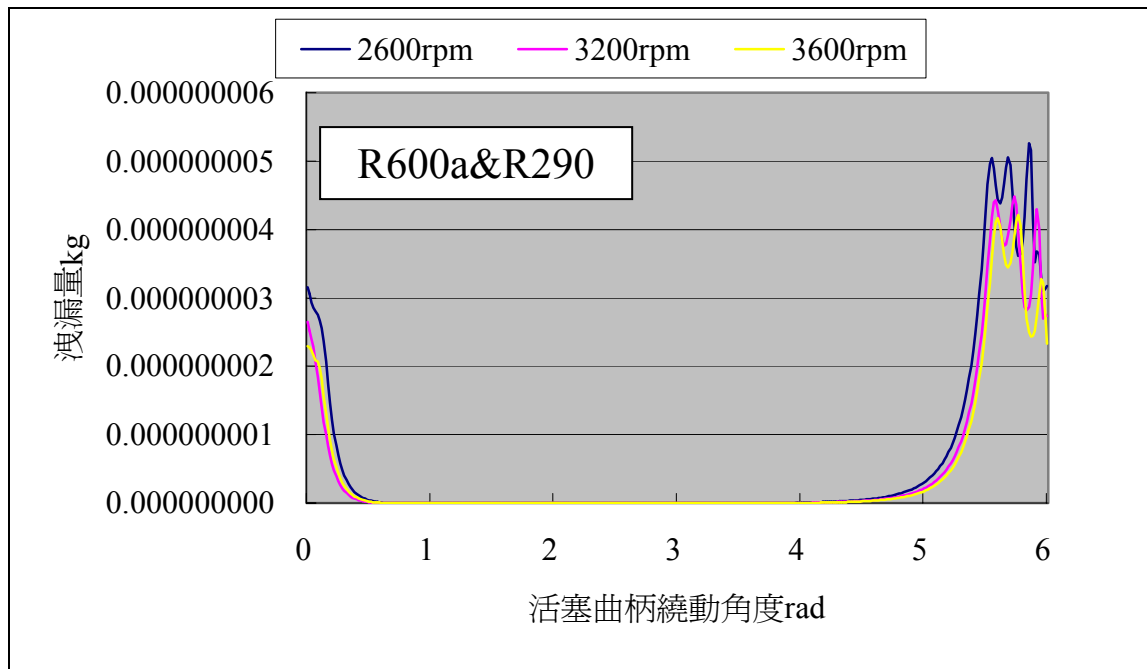


圖 4.5 R600a&R290 各種馬達轉速下洩漏量-rad 圖

由汽缸吸氣量和洩漏量的模擬結果可以得知，馬達轉速低汽缸吸氣量多，洩漏量多；馬達轉速高汽缸吸氣量少，洩漏量少。因此會有一個最佳的馬達轉速，使得 EER 有最大值；馬達轉速高於此值便會吸氣量不足，低於此值便會造成洩漏量過多，因此越遠離最佳馬達轉速其效率越差。

R600a&R290 的 EER 最大值是當 RPM 為 2800 時，值為 1.6204，R600a 的 EER 最大值發生在 RPM 為 2600 時，值為 1.5878，而 R134a 的 EER 最大值在 RPM 為 3200 時，值為 1.3360。R600a 的 EER 最大值約比 R134a 高 35%，而 R600a&R290 EER 最大值約比 R134a 高 39%。替代用的冷媒在模擬上都得到相當好的結果，所以接下來進一步的模擬都將針對 R600a 以及 R600a&R290 進行。

4.2 閥片厚度對效能的影響

依據上節的結果，改變馬達轉速會影響容積效率的表現，而不同

冷媒有其特有的工作壓力，在壓縮機進排氣閥片設計時，都要根據其飽和氣體的壓力特性來制做出符合所使用之冷媒的特性規律的閥片，否則就會因閥片開啟紊亂造成吸、排氣量不足影響容積效率進而影響 EER。上一節在不同轉速皆採用相同的閥片性質，使得高轉速時由於汽缸吸氣量不足而影響容積效率。本節將在不同的轉速下使用不同的閥片性質使其獲得較佳的閥片動態，改善高轉速時冷媒吸氣量不足的缺點。考慮到製造上的成本以及閥片外型的幾何限制條件，閥片厚度將是最好的變更參數。為了解不同的閥片性質對壓縮機性能的影響，本文採用三種閥片厚度進行模擬，分別為 0.2mm(原始設計)以及 0.15mm 和 0.25mm。

汽缸的冷媒吸入主要由入口的彈簧閥片控制，圖 4.6 為彈簧閥片圖，閥片的開啟與關閉是由氣腔與汽缸的壓力決定。若閥片是不穩定的運動，容積效率和性能會有劇烈的變化。一般而言，閥片升程和閥片面積會影響其速度因此須小心設計，若閥片剛性太大會造成過壓，若剛性太小會引起不穩定的擾動。

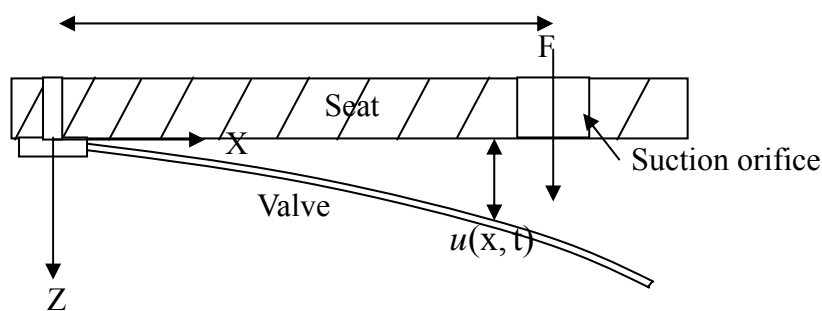


圖 4.6 簧片閥外型

圖 4.7、圖 4.8 分別為 R600a 和 R600a&R290 在不同的閥片厚度下的 EER-馬達轉速圖。可以看出在高轉速下，減少閥片厚度 EER 會提高；而在低轉速時，閥片厚度對 EER 的影響並不明顯。從圖 4.9

的閥片升程圖可以看出閥片厚度變小，閥片回彈快，代表活塞在壓縮行程時由汽缸回流到吸氣腔的回流量少。而閥片厚度越小，升程越高，吸氣的冷媒流率越大，這一點可以彌補原本高馬達轉速下原本汽缸吸氣量不足的缺點，所以在高馬達轉速時，閥片厚度變小會使 EER 提高。而吸氣量有個上限，在低馬達轉速的情況下，原本汽缸吸氣量就已足夠，這時閥片因過薄而造成閥片動態振幅過大，造成吸氣量不穩定的缺點就會突顯出來，以致於在低馬達轉速時，閥片厚度變小不一定會改善 EER。

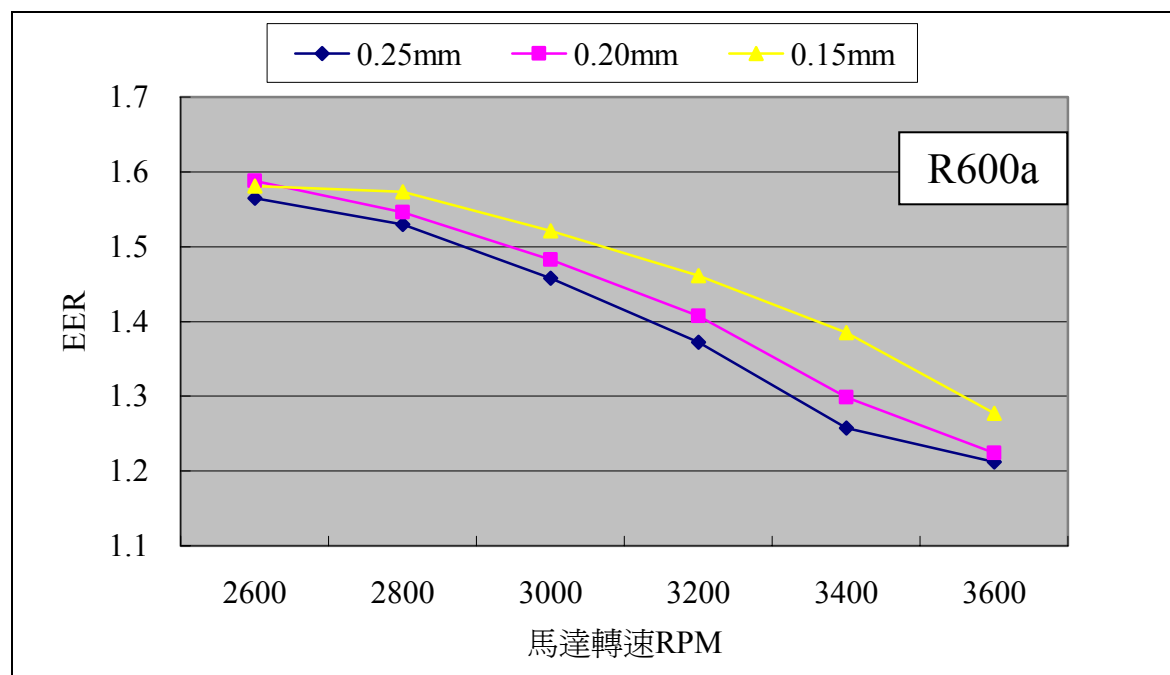


圖 4.7 R600a 各種閥片厚度下 EER-馬達轉速圖

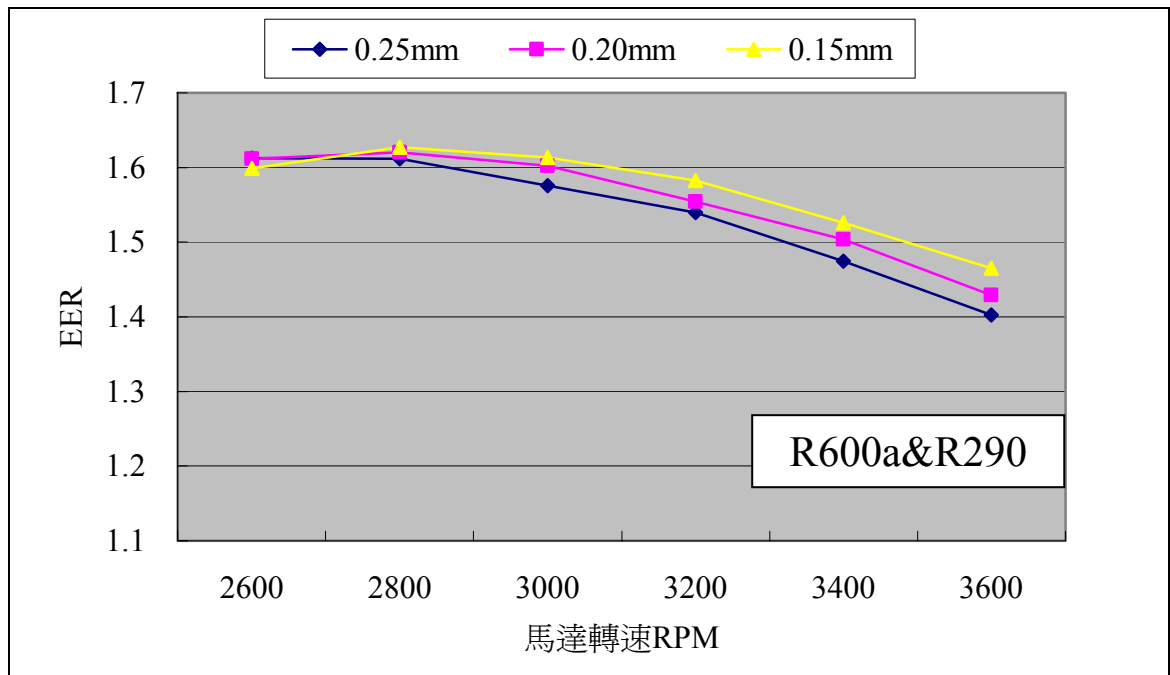


圖 4.8 R600a&R290 各種閥片厚度下 EER-馬達轉速圖

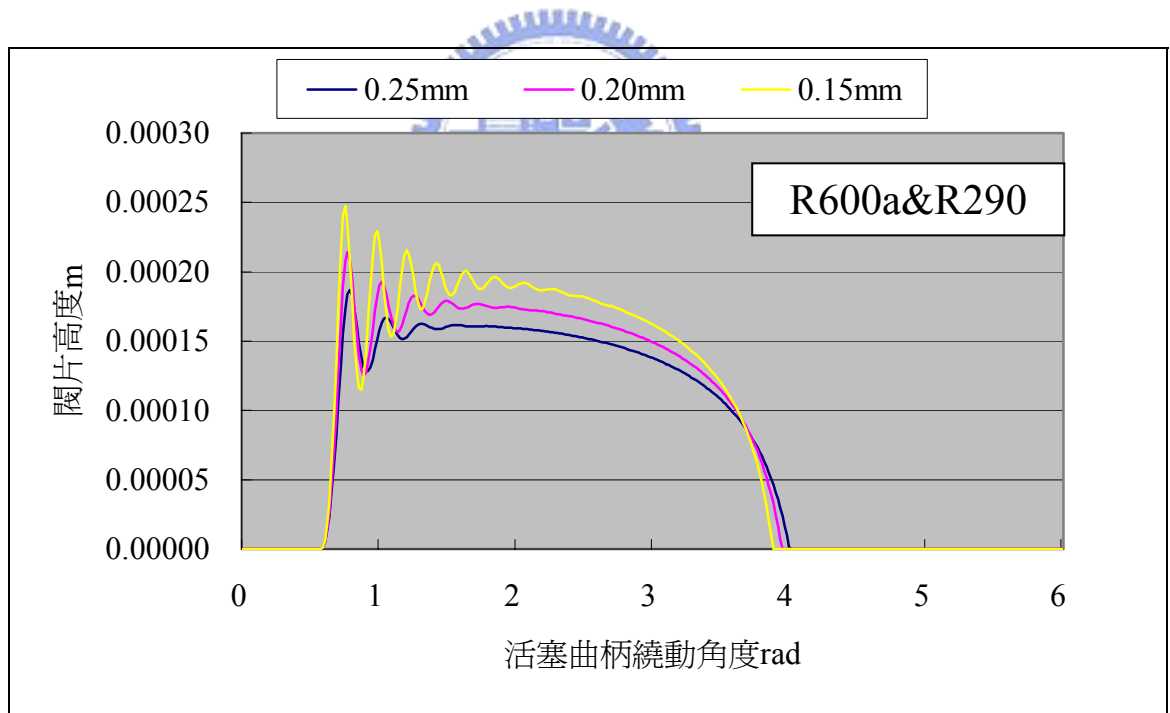


圖 4.9 R600a&R290 各種閥片厚度下閥片高度-rad 圖

R600a&R290 的 EER 最佳值發生在閥片厚度為 0.15mm 時，比原先閥片厚度為 0.2mm 時高約 1%。而 R600a 的 EER 最佳值依然發生在閥片厚度為 0.2mm 時。由此可知改變閥片厚度可以改善 EER，而

不同冷媒有不同的最佳閥片厚度。在設計定頻式冷機時，可先經由模擬得到一個馬達轉速與閥片性質的最佳搭配再進行實驗。

就變頻式冷機而言，變頻範圍內的平均 EER 比單一頻率厚度下的最佳 EER 重要。從圖 4.7、圖 4.8 可以看出，閥片厚度越小，平均的 EER 越高，即是對變頻式冷機而言閥片厚度越小越好。但是閥片設計尚需強度上的考量，厚度變小，強度減少，使用壽命變短，必須在 EER 與強度上取得一個平衡才是最佳設計。

4.3 檢驗閥片自然頻率

彈簧閥片在壓縮機運作過程中，必須不斷的開啟關閉，在設計上，其耐久度是必須考慮的重點，而避免共振現象，可以延長閥片壽命。上一節中，進行了三種閥片厚度的模擬，本節將針對三種厚度的閥片求出其自然頻率，以及各種馬達轉速以及閥片厚度下的閥片振動頻率，檢驗閥片振動頻率是否過於接近自然頻率而引起共振現象。

圖 4.10 為工研院能資所提供的閥片外型數據，在此將使用此數據在有限元素模擬軟體中求出各種閥片厚度下的自然頻率。圖 4.11 是根據圖 4.10 所建立的網格圖，所使用的有限元素模擬軟體為”Abaqus”，使用的元素類型為薄殼元素，而閥片的材料性質如表 4.3 所示。

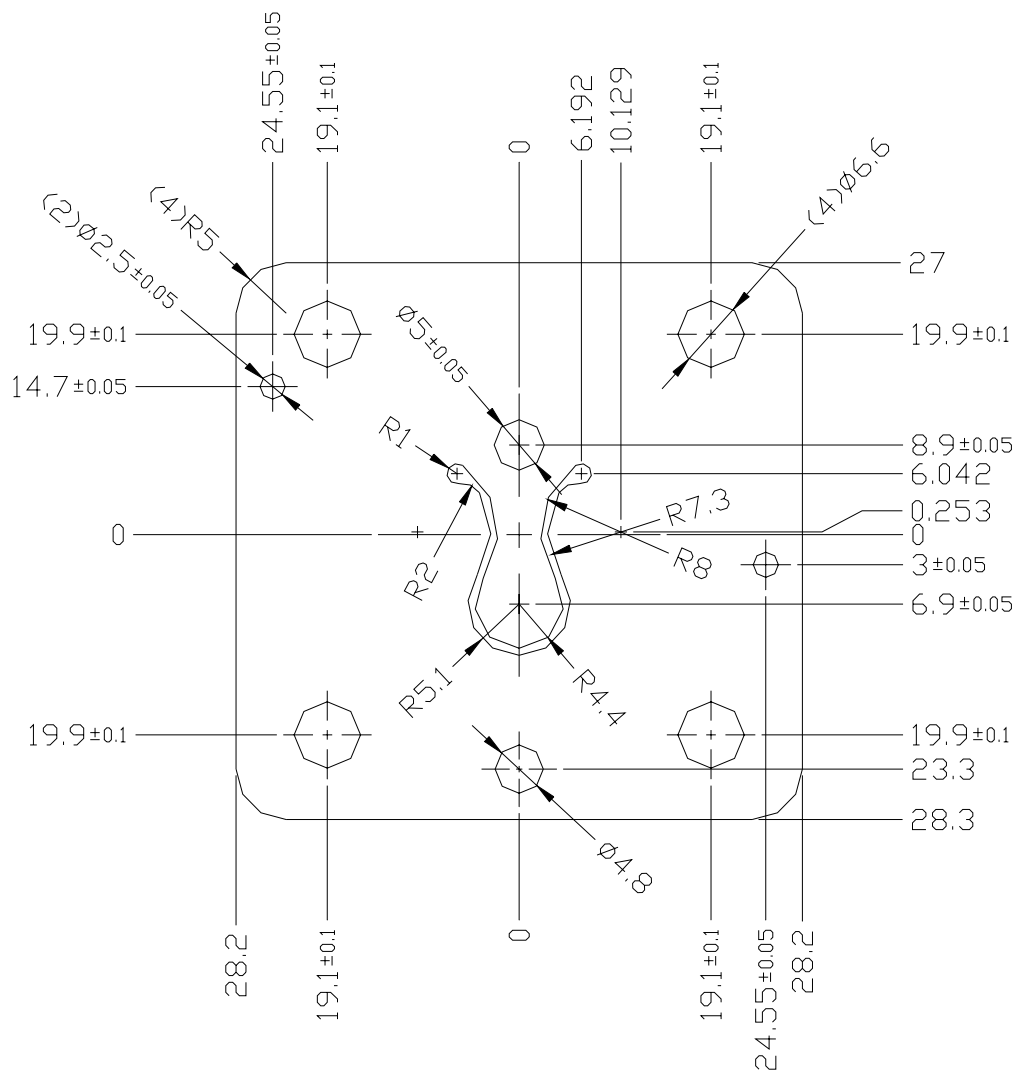


圖 4.10 彈簧閥片外型設計圖

表 4.3 彈簧閥片性質

Poisson ratio	0.3
Young's modulus	210 GPa
Density	7850 Kg/m ³

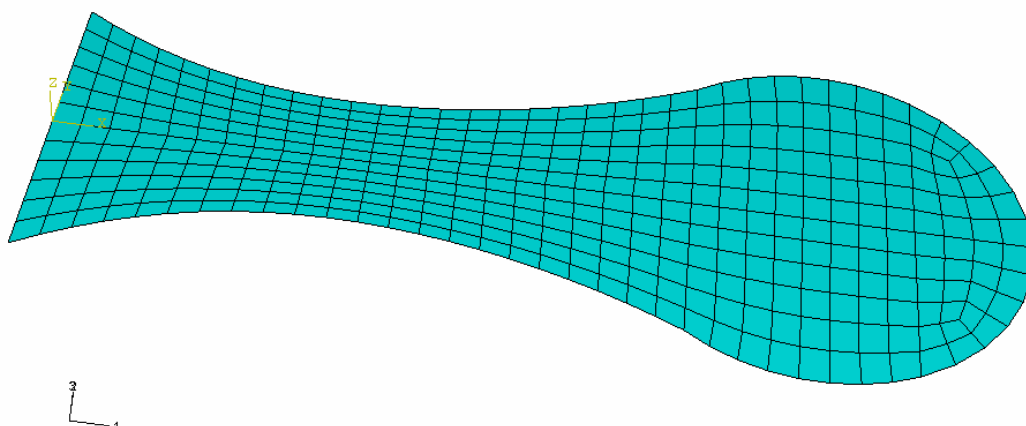


圖 4.11 彈簧閥片網格圖

表 4.4 是由 Abaqus 所求出來的各種閥片厚度下的自然頻率，表 4.5、表 4.6 為壓縮機模擬軟體中閥片動態模擬，在不同的閥片厚度與馬達轉速下，所求出的閥片振動頻率。由表可以看出幾個重點：

1. 閥片厚度為 0.15mm 時，閥片振動頻率過於接近自然頻率，在設計上必須避免。
2. 閥片厚度越厚，振動頻率降低，這是因為閥片變厚，質量增加，慣性矩變大。而振動頻率降低可以增加閥片疲勞破壞的壽命。
3. R600a 的閥片振動頻率比 R600a&R290 的低，可能是由於 R600a 的工作壓差低(表 4.2)，閥片內外所受到的壓差小所造成。可以推論工作壓力低的冷媒對於閥片壽命有良好的影響。

表 4.4 彈簧閥片自然頻率

閥片厚度	自然頻率
0.15	195.09
0.2	260.09
0.25	325.05

表 4.5 R600a 彈簧閥片振動頻率

	2600rpm	2800rpm	3000rpm	3200rpm	3400rpm	3600rpm
0.15mm	177.34	190.99	190.99	179.75	180.38	190.99
0.2mm	165.52	157.28	168.52	169.77	170.88	171.89
0.25mm	155.18	148.54	159.15	160.83	162.34	163.70

表 4.6 R600aR290 彈簧閥片振動頻率

	2600rpm	2800rpm	3000rpm	3200rpm	3400rpm	3600rpm
0.15mm	190.99	205.68	190.99	203.72	202.92	202.22
0.2mm	177.34	178.25	179.05	190.99	190.99	190.99
0.25mm	165.52	167.11	179.05	169.77	180.38	171.89

4.4 蒸發溫度與冷凝溫度對效能的影響

圖 4.12 為一基本的冷機循環圖，其中的蒸發器與冷凝器皆屬於熱交換器，蒸發器藉由吸收外界的熱量以達到冷凍的效果；而冷凝器則是循環中的散熱系統。蒸發器和冷凝器是冷機在設計上相當重要的關鍵，尤以蒸發溫度以及冷凝溫度為討論對象。冷凝溫度與蒸發溫度必須與外界有溫差才能達到吸熱與散熱的效果。以冷機為例，冷凝溫度設定主要根據當地的戶外溫度決定，戶外溫度高，冷凝溫度勢必要提高才能有所需的散熱效果；而蒸發溫度則是看用途決定，如果是以冷凍庫而言，一般蒸發溫度設在 251k(-22c)左右，才可以維持冷凍庫內的溫度。

圖 4.13 是固定冷凝溫度為 318k(45c)，改變蒸發溫度(每 5k 為一間隔)所進行的模擬結果圖，可以看出蒸發溫度越高會有較高的效率。圖 4.14 是固定蒸發溫度為 251k(-22c)，改變冷凝溫度(每 5k 為一間隔)所進行的模擬結果圖，可以看出冷凝溫度越低會有較高的效率，與蒸發溫度改變的趨勢剛好相反。但是在外界溫度不變時只降低

冷凝溫度或提高蒸發溫度，不改變其他任何系統(例如冷凝器散熱面積)只會造成熱交換器與外界的溫度梯度下降，達不到該有的吸熱以及散熱的能力。改善蒸發器與冷凝器的設計，在降低冷凝溫度或提高蒸發溫度的情況下依然可以達到良好的散熱及吸熱能力，為提高冷機效能一種方法。

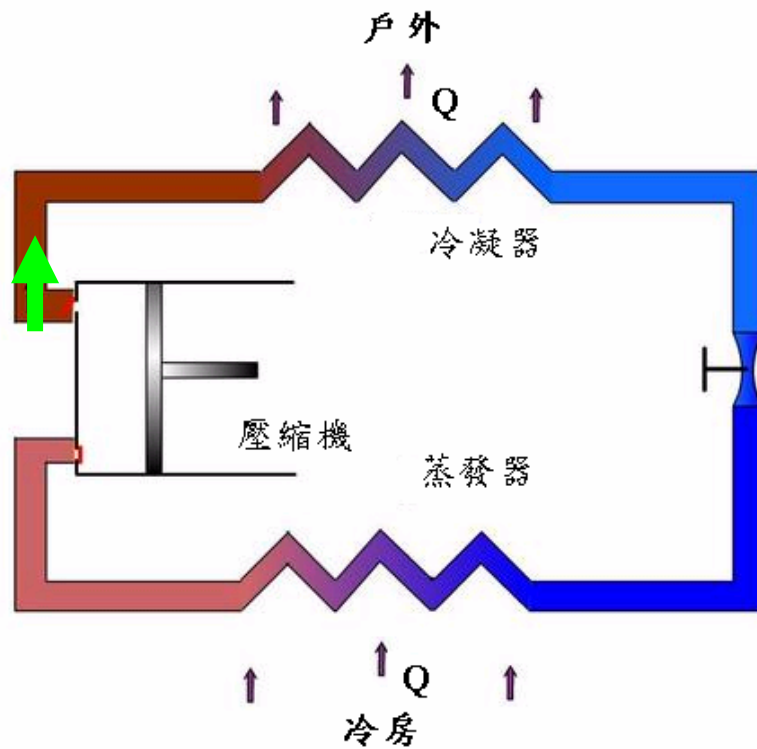


圖 4.12 冷機循環圖

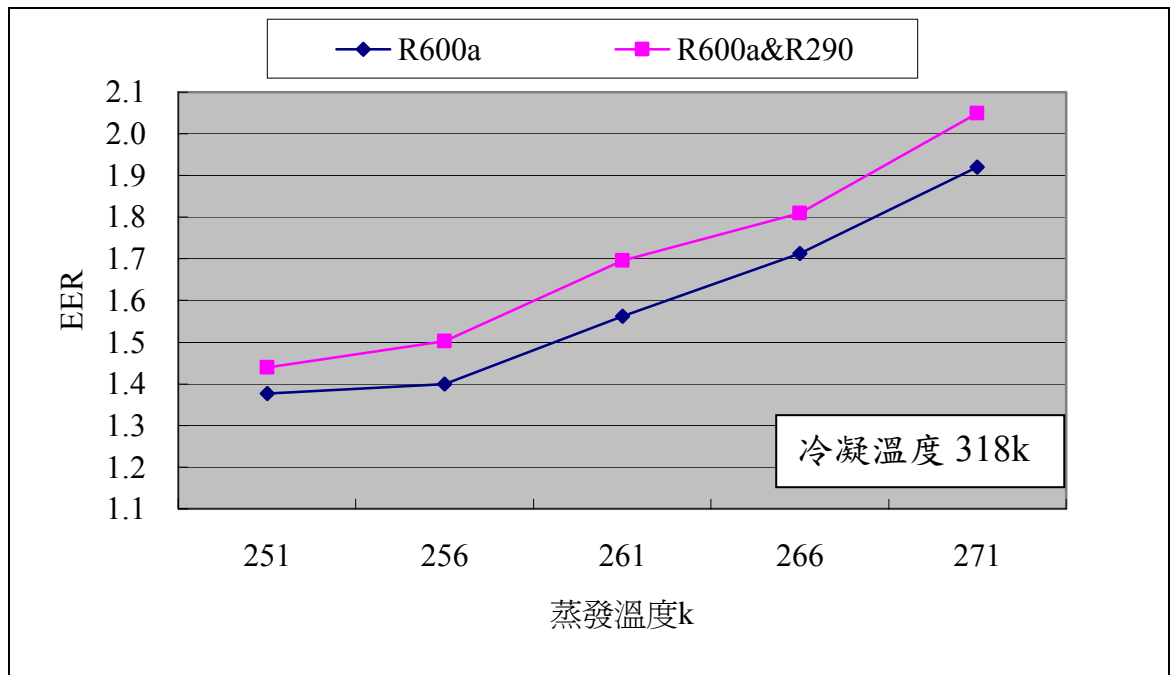


圖 4.13 兩種冷媒 EER-蒸發溫度圖

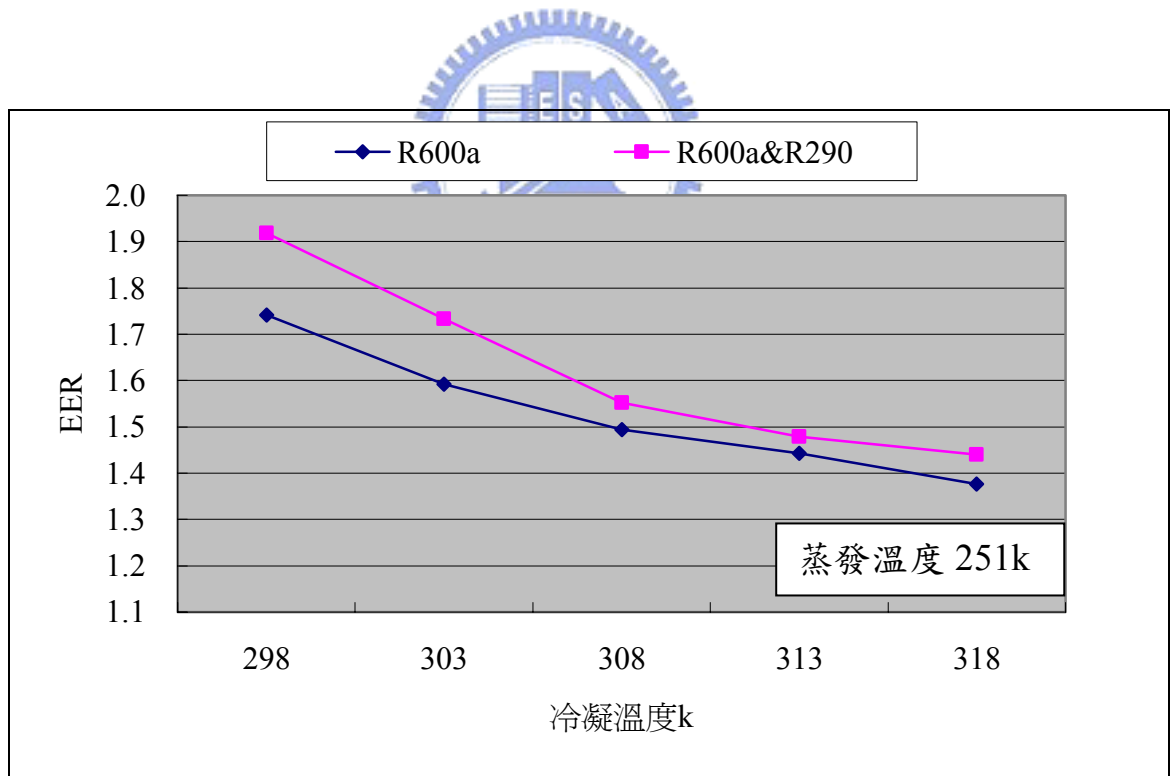


圖 4.14 兩種冷媒 EER-冷凝溫度圖

表 4.7、表 4.8 是 EER 對蒸發溫度以及 EER 對冷凝溫度的靈敏度表。由表 4.7、表 4.8 可以看出，蒸發溫度與冷凝溫度對兩種冷媒的

影響趨勢差別不大，而 EER 對蒸發溫度的改變比對冷凝溫度的改變上更為敏感。造成敏感度不同主要是因為改變蒸發溫度會影響壓縮機的進氣量，蒸發溫度提高，冷媒的密度也隨之增加，在同樣的吸入容積下，就會有較高的質量流率(圖 4.15)，也代表著冷房能力的增加。反之，冷凝溫度的降低並不會直接影響到壓縮機進氣時冷媒的密度，所以冷房質量流率差別不大(圖 4.16)。根據以上推論，改善蒸發器的設計應可收到較高的效益。

表 4.7 EER 對蒸發溫度的靈敏度

	EER/k
R600a	0.02722
R600a&R290	0.03043

表 4.8 EER 對冷凝溫度的靈敏度

	EER/k
R600a	0.01826
R600a&R290	0.02390

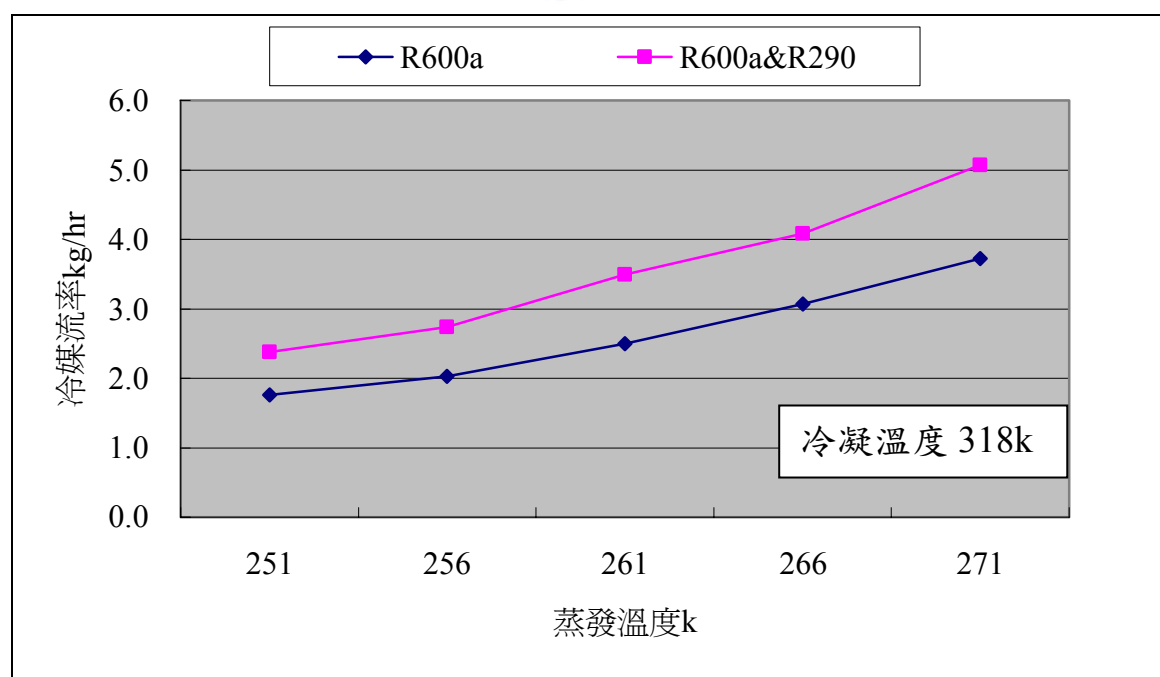


圖 4.15 各種冷媒冷媒流率-蒸發溫度圖

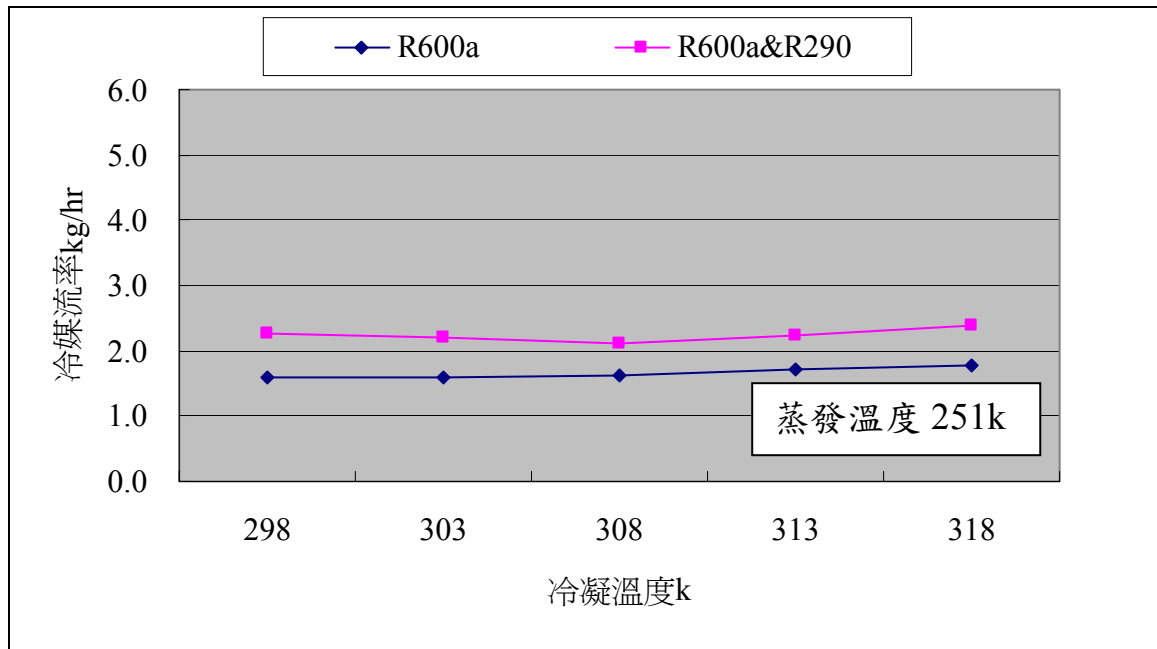


圖 4.16 各種冷媒冷媒流率-冷凝溫度圖

由本章的模擬結果可以得知馬達轉速確實影響著 EER 值，而主要是由於改變馬達轉速會影響容積效率，而容積效率影響著 EER；改變閥片厚度可以改善不同馬達轉速下的平均 EER，但仍須考慮自然頻率以及閥片耐久度的問題；而蒸發溫度與冷凝溫度對於 EER 的影響也相當的大，如何設計熱傳更佳的蒸發器以及冷凝器相信是未來改善 EER 的重要課題。

4.5 汽缸尺寸對效能的影響

經由先前的模擬，確認了天然冷媒 R600a 和 R600a&R290 的效能優於 HFC 冷媒 R134a。而對於不同用途的壓縮機，主要就是由汽缸大小的改變，得到所需要的冷房能力，接下來將改變汽缸的參數進行模擬並比較在相同冷房能力下不同冷媒的 EER。

表 4.9~表 4.14 是不同冷媒改變汽缸直徑與長度下的模擬結果，

其中汽缸直徑為 25.40mm 以及汽缸長度為 15.06mm 時為其原始設計。由表中可以看出，汽缸直徑和長度的改變對於各種模擬結果的影響有相同的趨勢，汽缸直徑與長度越大，冷媒流量與冷房能力上升是可預期的；但容積效率和壓縮效率卻呈現下降的趨勢，因此也造成了 EER 的下降。其中壓縮效率的定義為理論壓縮功與實際壓縮功的比值，實際壓縮功會因為汽缸與活塞間的磨耗產生熱散失以及汽缸與外界的熱傳，使得實際壓縮功比理論壓縮功大，因此壓縮效率又稱為絕熱效率。

汽缸直徑與長度變大容積效率下降的原因是因為汽缸增大，汽缸的閥片與氣孔卻未改變，造成吸氣效率不佳的現象；壓縮效率則是因為汽缸變大，汽缸壁的熱傳與磨耗增加，造成壓縮效率下降。而汽缸直徑與長度變小會有相反的現象。

由上述可以得到以下結論，對於有高冷房能力需求的壓縮機，不能僅針對汽缸進行改變，這會使得 EER 下降。必須搭配其他設計參數的變更(例如閥片和氣孔)，才能在高冷房能力下維持良好的 EER。

由 R134a 和 R600a&R290 的模擬結果可以看出，在相同冷房能力下，R600a&R290 的 EER 高於 R134a。可以確認 R600a&R290 在取代 R134a 時，在保持相同的冷房能力的條件下，EER 仍然優於 R134a。而 R600a 在改變汽缸尺寸條件下要用於取代 R134a，冷房能力還稍嫌不足，必須改變其他參數，才能有足夠匹配的冷房能力。

表 4.9 R134a 改變汽缸直徑

汽缸直徑 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
22	85.439	95.448	4.4725	185.16	1.5202
25.4	73.27	86.181	5.1126	211.66	1.3806
31.11	56.542	74.427	5.9187	245.03	1.1907
35.92	47.171	69.404	6.5826	272.52	1.0981

表 4.10 R134a 改變汽缸長度

汽缸長度 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
11.3	79.715	93.796	4.1718	172.71	1.3906
15.06	73.27	86.181	5.1126	211.66	1.3806
22.59	60.038	73.883	6.284	260.16	1.2775
30.12	51.477	67.428	7.184	297.41	1.1983

表 4.11 R600a 改變汽缸直徑

汽缸直徑 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
22	94.87	96.95	1.533	115.8	1.7119
25.4	76.722	89.891	1.6525	124.83	1.4821
31.11	58.741	77.061	1.898	147.37	1.2751
35.92	48.239	71.508	2.0779	156.96	1.1653

表 4.12 R600a 改變汽缸長度

汽缸長度 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
11.3	82.792	98.057	1.3374	101.03	1.4906
15.06	76.722	89.891	1.6525	124.83	1.4821
22.59	66.983	80.471	2.1641	163.47	1.4234
30.12	56.016	71.838	2.413	182.27	1.2655

表 4.13 R600a&R290 改變汽缸直徑

汽缸直徑 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
22	96.92	92.993	2.1323	164.84	1.8462
25.4	90.138	80.972	2.3962	185.24	1.6341
31.11	69.987	69.209	2.791	215.76	1.4009
35.92	58.395	63.546	3.1045	239.99	1.2782

表 4.14 R600a&R290 改變汽缸長度

汽缸長度 (mm)	容積效率 (%)	壓縮效率 (%)	冷媒流量 (kg/hr)	冷房能力 (lcal/hr)	EER
11.3	96.806	88.557	1.9301	149.2	1.6401
15.06	90.138	80.972	2.3962	185.24	1.6341
22.59	76.46	70.688	3.0489	235.69	1.5325
30.12	65.962	64.16	3.507	271.11	1.4181



第五章 結論

5.1 結論

本論文主要目的為持續改進先前所發展的小型密封式往復式壓縮機效能模擬軟體，使其能符合由工研院能資所壓縮機研究室進行的實驗所量測的結果。傳統的單一性冷媒針對單一機型的使用原則，已漸漸無法滿足廣泛的壓縮機應用。在本論文中，透過 NIST 所發展的冷媒熱力性質與參數轉換軟體 REFPROP 成功與現有往復式壓縮機軟體提供連結，在未來的往復式壓縮機模擬軟體使用上，即可憑藉 REFPROP 所延伸的功能，將使得往復式壓縮機模擬軟體使用更具彈性且準確。

冷媒模組開發主要修改內容如下：提供冷凍油種類的選擇、各種冷媒物性的設定、循環中各特徵點冷媒性值的給予以及熱流核心計算的部份。機構分析方面修改了原本較不合理的摩耗計算方式。在結果的驗證上，以工研院所提供的壓縮機原型機規格，進行 R134a 和 R600a 的模擬，模擬跟實驗數據的驗證結果令人滿意。

針對 R134a 的替代用天然冷媒，R600a 和 R600a&R290 進行了改變馬達轉速、改變閥片厚度、對閥片自然頻率的檢驗、冷凝溫度和蒸發溫度的影響以及汽缸尺寸改變的模擬，得到的結論如下：

1. R600a 以及 R600a&R290 的模擬結果皆優於 R134a，不僅環保且節省能源，缺點是其易燃性讓管路以及線路設計上門檻提高。
2. 馬達轉速確實影響著 EER，轉速過高汽缸吸氣量不足、轉速過低洩漏量增加，存在著一個最適當的馬達轉速讓 EER 有最大值。對於不同冷媒，最適當的馬達轉速不一定相同，而工作壓力越高的

冷媒其最適當的馬達轉速也越高，這使得工作壓力高變成一種優勢，在為了提高冷房能力而提高馬達轉速時，仍能維持較佳的 EER。

3. 閥片厚度變薄可以使得 EER 上升，在高馬達轉速下特別明顯。主要是因為高馬達轉速下吸氣量不足，閥片變薄會讓閥片開啟高度變大，冷媒進氣的流率增加所致。但閥片變薄也會帶來閥片動態不穩定、壽命縮短等不好的影響。
4. 蒸發溫度的提高以及冷凝溫度的降低皆會提升 EER，蒸發溫度的改度會直接影響著壓縮機入口冷媒的密度，使得蒸發溫度對 EER 的影響來得比冷凝溫度高。
5. R600a&R290 再相同冷房能力下的 EER 高於 R134a，可以確認 R600a&R290 在取代 R134a 用於相同的冷機時，仍有較佳的效益。



5.2 未來展望

1. 使用 CO_2 當作工作冷媒，在未來的空調、冷凍裝置和熱機方面已經是必然的趨勢，除了環保之外，無毒、不可燃和易收集的特性與其他天然冷媒相較之下具有相當的優勢。未來將使用適合於 CO_2 的壓縮機規格以及溫度條件，以 CO_2 為工作冷媒進行模擬。
2. 由於最佳化模組在軟體中為獨立出來的部份，新增加冷媒模組並不會直接連結到最佳化模組中，必須再修改最佳化模組與原本模擬軟體的連接部份，才能進行替換冷媒的最佳化。另外也可將冷媒種類也新增為設計變數，進行不同冷媒的最佳化。
3. 在修改機械磨耗的部份，是藉由經驗以及試誤法去求得一個合理的摩擦係數，並配合實驗佐證，此方法雖然可行但缺少理論依據，未來可以嘗試以理論為基礎去推導此摩擦係數。

4. 本軟體可以設定蒸發溫度與冷凝溫度為設計條件，但是卻沒考慮外界溫度以及蒸發器和冷凝器的熱交換效率，未來可以加入此部分，讓本軟體可以不僅僅針對壓縮機這部份，可以進一步對整體冷機循環進行模擬與效能分析，成為功能更強大的效能模擬軟體。



參考文獻

- [1] Cheng, S. H., Hu, Y. Z. Robert., “Nonlinear Vibration Analysis of Reed Valves”, Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 437-441, 2000.
- [2] Kruse, H., etc., "Refrigerant Use In Europe", ASHRAE Journal, September, pp. 16-18, 2000.
- [3] Lavelle, J., “U.S. Refrigerant Issues”, ASHRAE Journal, September, pp. 20-24, 2000.
- [4] <http://proj.moeaidb.gov.tw/ods/publish/199907tewi.pdf>
- [5] <http://machinery.fusheng.com/cht/Admin/ePaper/Attachments/冷媒壓縮機產業趨勢.PDF>
- [6] <http://www.npf.org.tw/PUBLICATION/SD/090/SD-R-090-042.htm>
- [7] <http://www.hvacr.com.tw/mag/tech/rah48/r4806.cfm>
- [8] 經濟部，冷凍機及壓縮機使用效率提升手冊，2001。
- [9] NIST REFPROP 7.0 National Institute of Standard and Technology, USA.
- [10] Huang, J. S., “Simulation of Reciprocating Compressor Performance”, Master Thesis, National Chiao Tung University, in Chinese, 2001.
- [11] Hsiung, M. D., “Integration of the Reciprocating Compressor Performance Simulation”, Master Thesis, National Chiao Tung University, 2002.
- [12] Liu, Y. G., “Design Optimization of Reciprocating Compressor” ,

Master Thesis, National Chiao Tung University, in Chinese, 2005.

- [13] 簡聰海, “數值分析使用 C 語言,” 全華科技圖書股份有限公司, 二版一刷, 2002。
- [14] Ooi, K. T., Chai, G. B., and Kwek, E. C., “A Simple Valve Model to Study the Performance of a Small Compressor”, Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 147, 1992.
- [15] Cheng, S. H., Hu, Y. Z. Robert., “Nonlinear Vibration Analysis of Reed Valves”, Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 437-441, 2000.
- [16] Leonard, M., “Computational Methods in Structure Dynamics”, Sijthoff & Noordhoff, International Publishers, Alphen ann den Rijn, The Netherlands, 1980.
- [17] Gatecliff, G. W., “Analytic Analysis of the Forced Vibration of the Sprung Mass of a Reciprocating Hermetic Compressor”, Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference at Purdue, 1972.
- [18] Marriott, L. W., “Motion of the Sprung Mass and Housing of a Reciprocating Hermetic Compressor during Starting and stopping”, Proceedings of the 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 823-830, 2000.
- [19] Tseng, C. H., “Most 1.1” and “Most 1.1 Manual”, Technical Report, National Chiao Tung University, January 1996.
- [20] Ding, G. L., Wu, Z. G., Liu, J., Inagaki, T., Wang, K. J., and Fukaya, M., “An Implicit Curve-Fitting Method for Fast Calculation of

Thermal Properties of Pure and Mixed Refrigerants”, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 921-932, 2005.

[21]Khalid, A. J., “Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants”, Energy Conversion and Management, pp. 2959-2976, 2003.

[22]Jostein, P., “Flow Vaporization of CO₂ in Microchannel Tubes”, A Thesis Submitted for the Degree of Doctor Technicae, 2002.



附錄A CO₂循環

現在對於冷媒的要求越來越著重在環保，CO₂因為無毒性以及GWP值低，無論在空調、熱機以及冷凍裝置已經是個不可或缺的替代用冷媒，將來勢必運用在許多方面。而CO₂在整個循環的機械構造要求上與一般冷媒並不相同，有鑒於CO₂重要性已日漸增加，了解此部份是有其必要性，也可做為將來研究的一個目標。

CO₂在1920年代前便已經廣泛地被使用，而後來出現的CFC和HCFC的出現漸漸取代掉CO₂的存在。原因有很多，最主要的就是CFC以及HCFC的壓力較小，需要考慮的門檻較低，對於當時的技術來說，CO₂的淘汰是可預見的。直到現在，由於材料與技術不斷的進步，壓力過高這個問題已經容易被解決，不過仍是存在著其他問題。

圖 4.12 畫出了冷機循環的基本迴路，由以下四種主要機件構成：

1. 壓縮機

壓縮機的作用是壓縮冷媒，提高冷媒的壓力和溫度。

2. 蒸發器

蒸發器是一個熱交換器，通過換熱過程吸收外界的熱量從而達到冷凍的效果，冷媒在蒸發器內會由液體變成氣體。

3. 冷凝器

和蒸發器一樣，冷凝器是一個熱交換器。不同的是由外界從冷凝器中吸收熱量，而一般冷媒在此會由氣體變為液體。

4. 膨脹閥

膨脹閥為一個降壓裝置。

而圖 A.1 為一般冷媒與各部件對照的壓焓圖，a、b、c、d 四點的冷媒特性關係著冷機循環的效率。CO₂跟一般冷媒最大的不同在於低

臨界溫度(31.1°C)以及在常溫下的工作壓力遠高於一般冷媒。低臨界溫度會造成在循環時高壓端的溫度會超過臨界溫度，如圖 A.2 所示。此時 CO₂ 處於超臨界的狀態，以變溫的方式與外界做熱交換，跟一般冷媒藉由相變化而定溫熱傳的方式不同，由於超臨界下的物質狀態相當難以掌控，溫度改變使得變因更多(例如壓力會不會隨之改變)，因此在此部分的設計上相當重要。而高壓會使得壓縮機使用壽命減短；但根據研究指出[22]，高壓也帶來優勢，例如可以使用更細的導流管，這使得其他部分的設計彈性更大。

CO₂ 作為冷媒最大的優勢在於他的高熱比容，大約是其他冷媒的五~八倍，(請見圖 A.3 中之 R744)。而高熱比容使得 CO₂ 跟其他冷媒相比可以以較少的冷媒流率達成同樣冷凍能力，所以汽缸可以設計的比較小，這與由於高壓下可以使用較細導流管互相搭配，便可使得整體的機構縮小很多。也因而在最近的汽車市場上，以 CO₂ 為冷媒的空調系統越來越多。

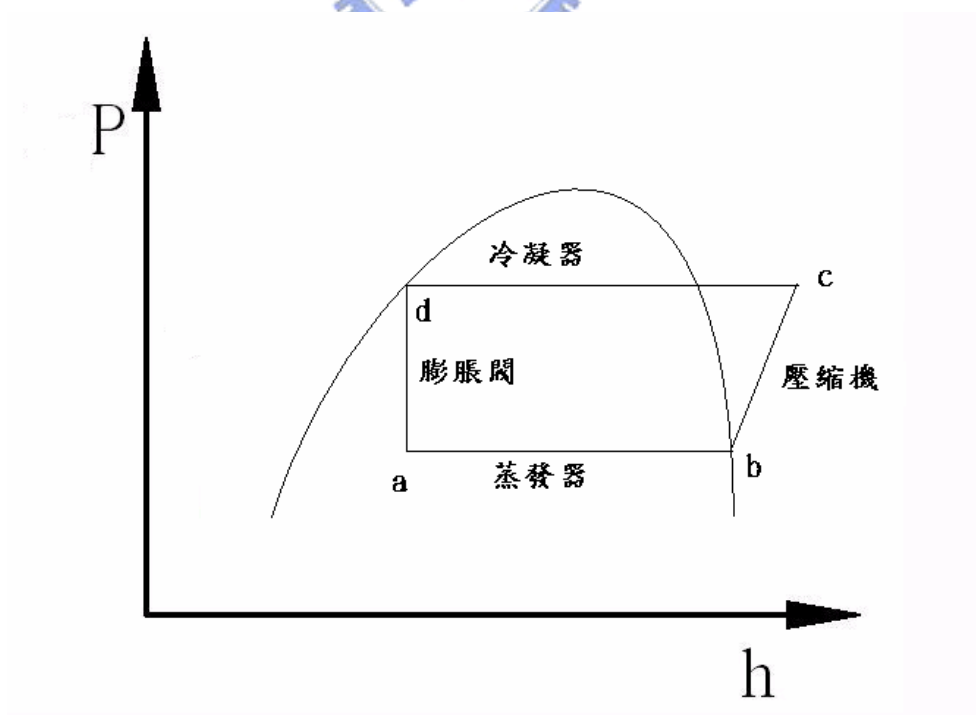


圖 A.1 一般冷機循環 P-h 圖

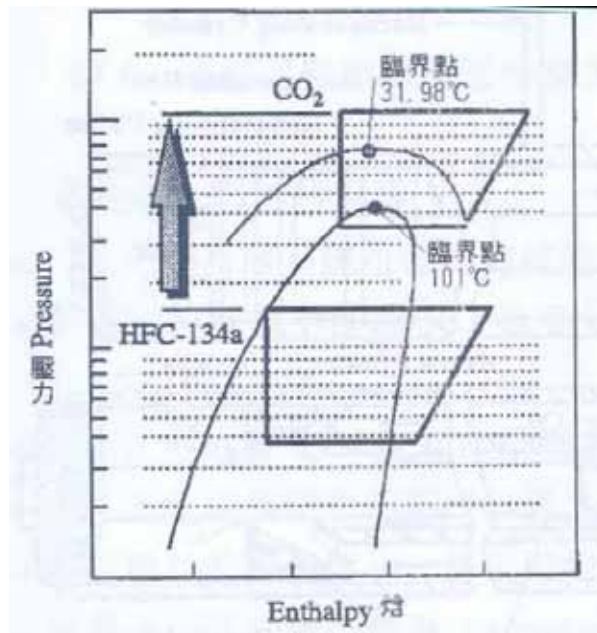


圖 A.2 CO₂ 與一般冷媒循環比較



	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0.05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flammability/toxicity	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N	N/N
Molecular mass (kg/kmol)	120.9	86.5	102.0	86.2	72.6	17.0	44.1	44.0
Normal boiling point ^d (°C)	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-42.1	-78.4
Critical pressure (MPa)	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	4.25	7.38
Critical temperature (°C)	112.0	96.0	101.1	86.1	70.2	133.0	96.7	31.1
Reduced pressure ^e	0.07	0.10	0.07	0.11	0.16	0.04	0.11	0.47
Reduced temperature ^f	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.74	0.90
Refrigeration capacity ^g (kJ/m ³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	22545
First commercial use as a refrigerant [14]	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1869

圖 A.3 冷媒各種性質比較