

國立交通大學
機械工程研究所
碩士論文

混合冷媒(R-32/R-134a)在二階自動階
層式冷凍系統之研究

**Study of two Auto-Cascade Refrigeration
System with Refrigerant Mixture R-32/R-134a**



研究生：顏家宏

指導教授：盧定昶 博士

中華民國九十三年七月

混合冷媒(R-32/R-134a)在二階自動階層式冷凍系統之研究
Study of two Auto-Cascade Refrigeration System with
Refrigerant Mixture R-32/R-134a

研究生：顏家宏

student: Chia-Houng Yen

指導教授：盧定昶

Advisor: Ding-Chong Lu

國立交通大學

機械工程研究所



A thesis

Submitted to Institute 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

July 2004

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國九十三年七月

混合冷媒(R-32/R-134a)在二階自動階層 冷凍系統之研究

研究生：顏家宏

指導教授：盧定昶

國立交通大學機械工程研究所

摘要

本論文為設計具有二階式自動階層之冷凍系統，此冷凍系統採用工作流體為混合冷媒 R-32/R-134a (30/70 重量比)，系統中利用兩組相分離器與中間熱交換器，進行了兩次的液氣相分離與熱交換，並使最後流進蒸發器內的低沸點高潛熱冷媒 R-32 濃度可以提高，藉此可以獲得較低溫的蒸發環境與冷凍能力。

實驗結果顯示混合冷媒進行二階自動階層循環時壓縮功比一階自動階層循環提昇了 2.14 %，COP 值可達到 2.21，比一階自動階層高出 4.25 %，最低溫可以達到 -51°C ，比一階自動階層更降低 10°C ，而且冷凝壓力與蒸發壓力會低於一階自動階層循環。本冷凍系統只需一台 1.5 匹馬力壓縮機即可提供足夠所需動力。

Study of two Auto-Cascade Refrigeration System with Refrigerant Mixture R-32/R-134a

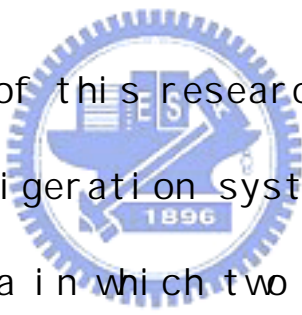
student : Chia-Houng Yen

Advisor : Ding-Chong Lu

Department of Mechanical Engineering

Nation Chiao Tung University

ABSTRACT



The objective of this research is to design a two auto-cascades refrigeration system with refrigerant mixture R-32/R-134a in which two phase separators and two heat exchangers are used to raise the concentration of the richer R-32 mixture flow through the evaporator in order to achieve the low temperature cooling , only utilize a 1.5HP compressor to support system power consumption.

In comparison with the one-cascade system , test results for a R-32/R-134a(30/70 wt%) two cascades loop , showed an increase of only 2.14 % in the power

consumption , and a cop value 2.21 with an increment of 4.25% , as well as evaporator temperature of -51 . Also the condensation pressure and evaporation pressure in this two-cascade loop were much lower than those in one-cascade loop . The advantage of this system is that it needs only one 1.5 hp compressor to fulfil all the foregoing achievements .



誌謝

兩年的研究所生活認識了許多人也學到許多事需要感謝的人很多，我很感謝盧定昶老師對我諄諄教誨與指導。老師的好脾氣讓人感到溫馨，學識多廣讓人感到欽佩。謝謝老師您這兩年的辛苦。

感謝口試委員蔡尤溪教授與楊文美教授，在口試中給予建議與指正，讓學生的論文得以更加完整。

感謝余致廣學長與宋炳彥學長在實驗上給予相當大的幫忙與建議，使得可以順利進行實驗。更感謝竹風工程有限公司林老闆對實驗設備的建議與設計討論。

感謝實驗室的同窗建哥、妤綺，在課業上這兩年來的互相幫忙與協助。也感謝勤暉、盈立、佳鴻等研究所好友們，與你們相處兩年來讓我體會到互相扶持的重要。特別感謝家棟這位好麻吉，待人和善的特質讓我發覺到世界上還有好人的存在。感謝實驗室的學弟們阿璋、猴老大、帥彥、阿球有你們的陪伴使生活更加多采多姿。

在研究所的這段期間，感謝家人與女友的鼓勵與支持給我最大的原動力，謝謝你們。

僅以本文獻給我所關心的人和所有關心我的人。

家宏 謹誌

2004/7/12 于風城交大

目 錄

中文摘要	I
英文摘要	II
誌謝	IV
目錄	V
表目錄	VII
圖目錄	VIII
符號說明	X

第一章	緒論	1
1.1	研究背景.....	1
1.2	研究目的.....	2
1.3	文獻回顧.....	2
1.3.1	非共沸混合冷媒的特性.....	3
1.3.2	R-32/R-134a 的文獻回顧.....	5
1.3.3	階層式冷凍系統.....	6

第二章	混合冷媒與冷凍系統分析	10
2.1	混合冷媒的蒸發與冷凝現象.....	10
2.2	傳統蒸氣壓縮循環與勞倫茲循環.....	11
2.3	二階式自動階層冷凍系統之分析.....	11
2.4	R-32 與 R-134a 的熱物理性質.....	13

第三章	實驗設備與方法	15
3.1	實驗目的.....	15
3.2	實驗設備.....	16
3.2.1	系統主體.....	16
3.2.2	系統負載側與散熱側部分.....	18
3.3	系統量測儀器.....	19
3.4	實驗變因.....	20
3.5	實驗操作步驟.....	21
3.6	重要參數分析.....	22

第四章	結果與討論	23
4.1	R-134a 與 R-32/R134a 之基本循環分析.....	23
4.1.1	冷媒填充量.....	23
4.1.2	R-134a 與 R-32/R-134a 在基本循環分析.....	23

4.1.3	純冷媒 R-134a 與混合冷媒 R-32/R-134a 之基本循環結論	24
4.2	R-134a、R-32/R134a 在一階自動階層循環和基本循環比較	25
4.2.1	冷媒填充量與環境控制	25
4.2.2	R-134a、R-32/R134a 在一階自動階層循環和基本循環中之性能分析	25
4.2.3	純冷媒與混合冷媒之一階自動階層循環和基本循環結論	26
4.3	R-134a、R-32/R134a 在二階自動階層循環各項比較	27
4.3.1	二階自動階層循環冷媒填充量	27
4.3.2	R-32/R-134a(30/70)於二階自動階層循環各膨脹閥的搭配	28
4.4	膨脹閥對 R-32/R-134a(30/70)混合冷媒於二階自動階層循環的影響	28
4.4.1	膨脹閥開口度對系統壓力的影響	29
4.4.2	膨脹閥開口度對混合冷媒於二階自動階層循環的影響與比較	29
4.5	滷水對於二階自動階層循環的影響	31
4.5.1	滷水流率對於二階自動階層循環的影響	31
4.5.2	滷水入口溫度對於二階自動階層循環的影響	31
第五章	結論與建議	32
5.1	結論	32
5.2	建議	33
參考文獻		61

表 目 錄

表 2-1	HFC 系列冷媒溫度滑落，濃度比例 50/50 操作壓力在 1200kpa。...	26
表 2-2	混合冷媒 R-32/R-134a 在壓力=1200 kpa 重量分率與溫度滑落之關係	26
表 2-3	冷媒 R-32 與 R-134a 的性質比較	27
表 4-1	膨脹閥(1)、(2)、(3)之間開口度對於 COP 的比較.....	40



圖目錄

圖 1-1	直接多段式冷凍壓縮系統圖	28
圖 1-2	階層式多段冷凍壓縮系統圖	28
圖 1-3	混合冷媒使用於雙蒸發器冷凍循環	29
圖 2-1	混合冷媒 R-32/R134a 相平衡圖	30
圖 2-2	蒸氣壓縮冷凍循環四大元件	32
圖 2-3	蒸氣壓縮冷凍循環 T-S 圖	32
圖 2-4	勞倫茲循環 (Lorenz cycle) 與傳統蒸氣冷凍循環溫熵比較圖	33
圖 2-5	二階式自動階層冷凍系統示意圖	34
圖 2-6	R-32/R-134a 在 1200kpa 與 150kpa 之理想溫度-濃度分配圖	35
圖 3-1	具二階自動階層式冷凍系統元件與量測儀器配置圖	36
圖 3-2	相分離器結構示意圖	37
圖 4-1	膨脹閥(1)開口度對冷媒流率的影響	51
圖 4-2	圖 4-2 膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響	51
圖 4-3	膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響	52
圖 4-4	膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響	52
圖 4-5	膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響	53
圖 4-6	膨脹閥(1)開口度對壓縮比的影響	53
圖 4-7	膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響	54
圖 4-8	膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響	54
圖 4-9	膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響	55
圖 4-10	膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響	55
圖 4-11	冷媒填充量對冷媒質量流率的影響	56
圖 4-12	冷媒填充量對冷凍能力的影響	56
圖 4-13	冷媒填充量對壓縮功的影響	57
圖 4-14	冷媒填充量對 COP 的影響	57
圖 4-15	膨脹閥(1)開口度對低壓壓力的影響	58
圖 4-16	膨脹閥(1)開口度對高壓壓力的影響	58
圖 4-17	膨脹閥(1)開口度對系統壓力的影響	59
圖 4-18	膨脹閥(1)開口度對冷媒質量流率的影響	60
圖 4-19	膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響	60
圖 4-20	膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響	61
圖 4-21	膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響	61
圖 4-22	膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響	62
圖 4-23	滷水流量對冷凍能力的影響	62
圖 4-24	滷水流量對 COP 的影響	63
圖 4-25	滷水流量對壓縮功的影響	63

圖 4-26	滷水溫度對冷凍能力的影響.....	64
圖 4-27	滷水溫度對壓縮功的影響.....	64
圖 4-28	滷水溫度對 COP 力的影響.....	65



符號說明

Baseline loop	: 蒸氣壓縮基準式循環。
One cascade loop	: 一階自動階層冷凍循環。
Two cascade loop	: 二階自動階層冷凍循環。
Q_c	: 冷凍能力。
Cop	: 冷凍性能係數。
P	: 壓力(Kpa)
P_r	: 高低壓縮比。
ΔP	: 高低壓力差(Kpa)。
T	: 溫度($^{\circ}C$)。
u	: 速度(m/s)。
\dot{V}	: 體積流率(liter/min)。
\dot{m}	: 質量流率(kg/hr)。
C_p	: 定壓比熱(KJ/kg*k)。
W	: 壓縮機消耗功率(Watt)
ρ	: 密度(kg/m^3)

下標

b	: 滴水
i	: 進口狀態
o	: 出口狀態
r	: 冷媒

第一章 緒論

1.1 研究背景

對於現今日常生活上的食、衣、住、行，冷凍空調所帶給我們的舒適感及便利性逐漸變成不可缺少的需求，然而在一片討論如何節省用電量的話題之下，冷媒對環境所造成的破壞與影響亦是相當重要的課題。過去由於過量的使用氟氯碳（CFC_s）在冷凍空調技術方面，而CFC_s成分易促使大氣中的臭氧反應消耗，使得大氣中的臭氧層減少，因而造成全球溫室效應的日益嚴重。在各國的努力下開始採用不破壞臭氧層的冷媒為工作流體，其中特性必須有較低的破壞臭氧層潛勢（Ozone Depletion Potential—ODP）與全球暖化效應潛勢（Global Warming Potential—GWP），且需要在冷凍能量效率上有所提昇和降低主要能量的消耗。近幾年來已採用如無害氫氟碳冷媒（HFCs）與混合冷媒（R-407C、R-404a）的，這一類冷媒已取代傳統冷凍空調循環中所使用的R-12、R-22等。

在混合冷媒熱力性質方面，主要有分為共沸（azeotrope）與非共沸（zeotrope）兩種混合冷媒，其中非共沸混合冷媒在相變化時因兩種不同沸點冷媒所產生的溫度滑落（temperature glide）特性，可減少循環中的不可逆性提高系統性能與COP值。

1.2 研究目的

多階層式冷凍循環系統可分為兩類，第一類為多元冷凍式系統 (separate cascade or multi-stage refrigeration system)，此類型冷凍循環為利用不同性質冷媒及匹配二台以上的壓縮機，來做不同階層的壓縮與製冷。第二類為自動階層冷凍系統 (auto-cascade refrigeration system)，其系統中只需要一臺壓縮機即可完成循環所需動力與壓縮能力，且使用了相分離器與中間熱交換器，以達到冷媒的液氣分離與熱交換功能。

本研究屬於第二類多階層冷凍系統，為一組二階層式系統在設計方面，系統中裝置了兩組中間熱交換器與相分離器，此部份設計最主要是讓系統中的冷媒可進行二階層循環，其中系統中工作流體使用的是 R - 134 a 與 R - 32，非共沸混合冷媒，利用不同沸點的特性使得混合冷媒於冷凝或蒸發的過程中會有較大的溫度滑落，而相分離器會使混合冷媒產生濃度上的改變，當此混合冷媒流經第一階與第二階相分離器後，可分離出濃度較高的 R-32 流入蒸發器內，使冷凍能力、COP 提昇且可達到更低溫的冷凍環境。

1.3 文獻回顧

混合冷媒的運用上在文獻中已有許多的記載，其中在使用混合冷媒的主要是用來代替一般冷凍系統中較常使用的 R-22、R-12 種類，須要注意的項目有以下參點：

- (a) 要求混合冷媒要有較低量的破壞臭氧層潛勢 (Ozone Depletion Potential —ODP) 和全球暖化效應潛勢值 (Global Warming Potential —GWP)，這樣才可使未來的環境得以延續而不再受到更嚴重的破壞。
- (b) 毒性要低，冷媒的混合會形成新的性質變化與反應，因此混合後所產生的毒性計量的多寡問題是相當重要的，應取低毒性計量的混合冷媒才符合公

共安全。

- (C) 不可燃性，可燃性降低可使系統在運轉當中不至於會發生燃燒爆炸的情形出現，使系統保持在一個安全的環境之下。

1.3.1 非共沸混合冷媒的特性

Vineyard 和 Sand (1989)【1】提出選擇非共沸混合冷媒時須要注意到在冷凝器、蒸發器內的溫度滑落差值視混合冷媒種類不同有所差異。他們等人也進行 R-32/R-124、R-32/R-142b、R-143a/R-124、R-143a/R-142b 和 R-143a/C318 等混合冷媒測試比較，希望有良好混合冷媒效果出現，並且建議具有易燃性冷媒須謹慎選用混合和尚未有較完整的混合冷媒性質表可提供參考。

在沒有足夠的混合冷媒特性資料可參考前，則須藉由各項混合冷媒的實驗與測試才可進一步得知最佳的混合效能。He 與 Spindler 在 (1992)【2】採用 R-22/R-142b 混合以取代 R-12 在家用型單蒸發器冷凍循環中的使用，雖然 R-22 也有氯成分的存在，但是 R-22 的氯原子較 R-12 少，因此採用 R-22 混合冷媒效果比 R-12 好且對於大氣環境破壞也較小。他們在實驗中發現使用混合冷媒後使得系統的 COP 值上升了 3% ~5% 左右。另外，Kim 和 Spindler 於 (1993)【3】在相同的冷凍循環中使用 R-22/R-152a 混合冷媒以代替 R-12，他們的實驗發現 COP 值上升 1.5% ~2.5%。

雖然採用 R-22 相關的混合冷媒可以減少對大氣環境的破壞，但是 R-22 (CHClF_2) 仍有氯的成分，所以要徹底的杜絕使用有氯成分的冷媒才是根本之道，因此 R-22 在 1996 年已被下令停止生產，並且在美國環境保護管理署 (America Environmental Protection Agency) 的制定下，在公元 2020 年前全面停止使用 R-22，因此找尋其他混合冷媒全面取代 R-12、R-22 是當務之急。Wieschollek 與 Kruse 在 (1997)【4】以實驗方法討論使用 R-404A (R-125 44wt%、R-143a 52wt%、R-134a 4wt%)、R-407A (R-32 20wt%、R-125 40wt%、R-134a 40wt%)、

R-407C (R-32 23% wt、R-125 25wt%、R-134a 52wt%) 等三元不同混合比例的無氯成分冷媒，在此篇文章中提到 (1) 混合冷媒於系統中進行相態變化時會產生濃度的偏移 (2) 系統中有產生洩漏情形會使的濃度有所變化 (3) 冷凍油在不同冷媒之下其溶解性各有所不同。

Jin、Kwon與Kim等人在 (2002) 【5】共同發表了利用物理模式預測和實驗操作比照R-134a/R-123混合冷媒在水平管內的冷凝過程特性，以物理模式預測法中考慮混合冷媒的液相和氣相的質量通率，其假設條件有 (1) 在圓環管壁周圍薄膜厚度皆為均勻 (2) 在液氣接觸面存在著相平衡 (3) 摩擦力產生的壓力降與純冷媒時相同 (4) 在氣相方面不考慮對流熱傳問題。結果分析適用在大區域溫度滑落的非共沸混合冷媒，與實驗結果比較得知平均誤差在10.3%左右，且由預測計算中可知高質量通率修正因子對冷凝過程的熱傳係數影響不大。

在三元混合冷媒的研究探討方面仍有Zhao與Yitai等人於 (1997) 【6】共同發表了以R-32/R-125/R-152a、R-290/R-125/R-32、R-125/R-290、R-32/R-290等四種混合冷媒在實驗上的比較，得知R-32/R-125/R-152a這一組的混合冷媒有較接近R-22冷凍性能，而其他三組的混合冷媒則遠低於前者，因此可得知混合冷媒的種類與比例仍需要列入考量範圍，不可隨意的配製，否則會使整體效能產生負面的效果。

三元混合冷媒會造成的變因較多不易控制，因此使用兩元冷媒進行混合，成為近年來研究趨勢之一。

另外，除了以傳統HFC系列為混合冷媒選擇以外，Alsaad與Hammad於 (1997) 【7】使用丙烷/丁烷 (LPG-液化石油氣) 的混合以取代原本在Jordan校內冷凍機的工作流體R-12，他們發現混合流體可使得 (1) COP值達到3.4 (2) 冷凝溫度維持在27°C (3) 蒸發溫度可降至-15°C。此類混合冷媒的開發，可幫助全面汰換家庭式冷凍機中所使用的工作流體R-12。

1.3.2 R-32/R-134a 的文獻回顧

由於本研究採用的工作流體為R-32/R-134a混合冷媒，相關比較重要的文獻介紹如下。

Mei與Chen等人在(1995)【8】裝置滿液式蒸發器且在壓縮機間加入一組積液式熱交換器(Liquid Over Feeding Accumulator Heat Exchanger, LOF-AHX)以進行R-32/R-125/R-134a(30/10/60 wt%)為工作流體的冷凍循環測試實驗，使用這樣的循環可幫助冷凝器流出冷媒得到良好的散熱降溫，亦可確保回到壓縮機的冷媒為過熱氣體，不致壓縮機有液壓縮現象發生。結果顯示冷凍能力提升15.9%，COP提升9.7%。

楊智翔(1997)【9】採用雙套管式熱交換器來測試純R-134a與R-32/R-134a(20/80 wt%、60/40 wt%)的蒸發熱傳與壓降特性。結果顯示R-32/R-134a(60/40 wt%)的蒸發熱傳較佳，同時純R-134a的壓降最大，R-32濃度為20%時次之，R-32濃度為60%時為壓降最小。

使用R-32與R-134a的混合，除了這類混合冷媒為非共沸性質有溫度落差之外，其混合後的氣相壓力值與R-22較為接近，因此以立刻成為替代R-22的主力。Hwang與Judge在(1997)【10】提到R-32/R-134a(30/70 wt%)所產生的ODP值為零(R-11=1.0)、GWP值為970(CO₂=1.0)。

Kiselev與Huber(1998)【11】以熱力性質公式模擬R-32/R-134a與R-32/R-125混合後的熱力性質，最後再和實驗純冷媒(R-32、R-125、R-134a)與混合冷媒(R-32/R-134a、R-32/R-125)所得數據互相對照。

Shao與Granryd(1998)【12】研究R-32/R-134a在雙套管環路(內管：混合冷媒，外管：水)內進行測試，發現到當質量通率在 $131\sim 369 \frac{kg}{m^2s}$ 時會得到平均冷凝溫度23~40°C，當質量流率有所變動時會使濃度產生變化。由於

R-134a 有較小的蒸氣密度，故造成 R-134a 的壓降較大，而混合物的濃度變化對壓降影響不大。分析指出造成熱傳衰減的主要因素是非理想 (non-ideal) 性質混合，還有如濃度差造成的質傳阻抗，氣液相之間的的不平衡與液氣之間滑動 (slip) 現象等都是影響因素。

Jung 和 Song 等人在(2003)【13】以管壁外部冷凝實驗方法，測得 R-32/R-134a 與 R-134a/R-123 (混合冷媒氣相溫度為 39°C、外管壁冷卻溫度在 3~8°C 條件下) 熱傳係數會比使用純冷媒衰減 19.4~85.1% 左右，其中得知因為混合冷媒氣相分佈不同於純冷媒，所以當低沸點冷媒量增加時，熱阻抗亦隨之提昇，使得熱傳係數因此下降。另外當管壁冷卻溫度提昇時會使得管內的混合冷媒氣相增加，因此也會造成熱阻的提昇，進而降低了熱傳係數。

1.3.3 階層式冷凍系統

在冷凍空調原理【14】提到，當蒸發及冷凝的溫差因蒸發器溫度降低而增加時，任何冷卻系統的容量及效率都將迅速劣化。由經驗可知，損失部分是由於在較低溫蒸發器溫度時，吸入蒸氣變少及壓縮比的增加，因為任何壓縮比的增加將伴隨著排器溫度的升高。因此當蒸發器溫度降低時，排氣溫度亦有過高之傾向。

在較大的設備中，多段系統應被考慮用於蒸發器溫度低於-18°C 的情況。達成多段壓縮的方法可被歸類成兩種基本形式：直接多段式 (direct staging) 和階層式 (cascade staging)。直接多段式是將數個壓縮機以串聯的方式使用在同一個冷凍循環如圖 1-1 所示；階層式包含使用兩個或更多個不同的冷媒迴路，其使用較低沸點的冷媒，從較低段來的壓縮冷媒蒸氣在中間熱交換器內被冷凝，其系統如圖 1-2 所示。

階層式冷凍系統在低溫方面應用已有許多文獻記載，其中 Wharton 與 White 在 (1984)【15】提到以單壓縮機配合多組中間熱交換器進行低溫的冷凍循環，

在此系統循環中工作流體填入低毒性、不可燃的氟碳 (fluorocarbon) 混合冷媒 7140/7141，混合冷媒流經相分離器，高沸點成分的液相被喉節到吸氣壓力 (suction pressure)，然後蒸發以製冷。使用特別的熱交換器以冷凝含低沸點成分的氣相，冷凝後的液相被膨脹至吸氣壓力以創造更低的溫度。此一步驟重複至所需要的庫房溫度 -135°C 。最後混合冷媒回到壓縮機再重複同樣的循環。他們也進行以 R-502 為高壓段與 R-503 為低壓段的分離階層式系統的實驗，發現其壓縮比為 14:1 且蒸發壓力會形成負壓狀態，而使為 7140 模式的冷凍系統其壓縮比為 5.95:1 且蒸發壓力為 32.7psig。在此篇文章中可知，自動階層式冷凍系統有較佳的壓縮效率。在替代液態氮的蒸氣冷凍系統應用方面，有相當一致且穩定的溫度分佈。

Stoecker (1985)【16】以 R-12/R114 (各為 50 wt%) 混合使用於雙蒸發器冷凍循環中如圖 1-3 所示，並且與單獨使用 R-12 時互相比較得知，使用混合冷媒於雙蒸發器內會使 COP 值提昇，且 Stoecker 在 1981 做出模擬結果表示使用 R-12/R-114 混合會讓壓縮機消耗功率節省 12%。

Missimer 在 (1996)【17】指出當使用了自動階層系統，且再配合使用非共沸混合冷媒在冷凝器或蒸發器內進行相變化時的溫度滑落差特性，因為要有較大的溫度滑落，必須注意到兩成分冷媒個別的沸騰點 BP (boiling point) 高低來決定，並且提到當自動階層系統使用無 CFC 成分冷媒的卡諾循環效率為 17.1%，而使用 CFC 成分冷媒卡諾效益只有 14.9%。

Jung、Lee 與 Kang 共同在 (1998)【18】模擬 R-32/R-134a 在三段壓縮熱泵系統。並且指出當蒸發器二次冷媒 (水) 的進出口溫差 9°C 時，以 R-32/R-134a (25/75 wt%) 時有最大的 COP，卻稍低於二次冷媒進出口溫差 5°C 的時 COP，進一步分析發現，此時混合冷媒的滑落溫度有 6°C ，對二次冷媒的 9°C 而言，溫度波形

並沒有很好的配合。因此工作流體與二次冷媒在相變化過程時的溫度變化，其溫度波形否能相平行，將影響三階段壓縮熱泵系統的性能係數。

Jung 在隔年 (1999)【19】發表以多段冷凝方式模擬研究 R-11、R-123、R-141b 的性質分析，發現在使用單段冷凝之下的熱泵系統 COP 值較低於多段冷凝方式，因為使用三段冷凝時可平均分配冷凝。要增強系統 COP 值需要減少冷媒與冷卻水在冷凝器內的溫差，此結果會減少熱力不可逆區。另外，在實驗中發現進行三段冷凝時會使冷卻水量降低 10%，但是可使 COP 上升 11%。

Kim 等人在 (2001)【20】發表以 CO₂ 分別與 R-134a、R-290 混合使用在自動階層冷凍循環中，此兩種組合也是非共沸混合冷媒。Kim 指出 CO₂ 是現今相當容易取得的氣體，並且 CO₂ 的優點有：對於環境無害、無毒性、不助燃的氣體且容易利用的氣體。但是，CO₂ 在一般常溫之下壓力是相當大的，因此使用 CO₂ 為混合冷媒時，須注意到系統設備高壓避免太高的問題。與研究發現當 CO₂ 混合濃度增加時會使冷凍能力和壓縮功會隨之上升、COP 值會隨之下降，這是因為當 CO₂ 濃度上升時會使得質量流率隨之提昇，使得壓縮功增加量大於冷凍能力上升量的比例。

邱祈翰在 (2001)【21】以 R-32/R134a (30/70 wt%) 非共沸混合冷媒使用於自動階層式系統，他實驗以基本循環及一階層式自動循環互相做比較，最後發現當使用階層式自動循環會使壓縮功提昇 6%、COP 比起基本循環低落了 10%、壓縮比較低等現象。由實驗可知階層式自動循環所提昇的系統效能不高，但是藉由此循環以一組壓縮機即使低溫達到接近 -40°C 左右，因此也符合低溫設計與節約能源的方向。

Yilmaz (2002)【22】發表以性質分析方式研究非共沸混合冷媒於蒸氣循環

與混合冷媒分別在系統中循環影響 (2) 蒸發器入口溫度影響 (3) 混合比例多寡影響。其中使用以 R-22/R-12 與 R-12/R114 為兩組非共沸混合冷媒交互比較，若使用適當的混合比例冷媒量可將 COP 及熱力第二定律效率提高。

江奇峰在 (2003)【25】以 R-32/R134a (30/70 wt%) 非共沸混合冷媒使用於具積液式熱交換器自動階層式系統，文中提到系統加裝了積液式熱交換器 (LOF-AHX) 後，可增加系統的冷凍能力與 COP 值。

在低溫製冷方面自動階層式冷凍系統確實比傳統蒸氣壓縮系統或者多壓縮機多階冷凍系統有更好的效率，唯混合冷媒的組成成分並未發表在公開技術報告中。對階層式系統更重要的是，選擇適當的混合冷媒與其組成成分才是影響系統性能係數的關鍵。



第二章 混合冷媒與冷凍系統分析

2.1 混合冷媒的蒸發與冷凝現象

當將兩種不同成分物質進行混合時，依據熱力學相態定律可，知混合物在熱力平衡下會包括壓力、溫度、濃度等性質關係都會隨之改變。因此雙成份之液氣相平衡圖可用來了解混合冷媒蒸發與冷凝的特性。

本實驗採用的是 R-32 與 R-134a 兩種不同成分冷媒進行混合，由於 R-32 與 R-134a 在不同濃度下皆有不同沸騰或冷凝點，因此這兩種冷媒混合後即便成為非共沸混合冷媒。圖 2-1 為 R-32/R-134a 相平衡圖，其中橫軸為易揮發冷媒 R32（沸點較低者）之濃度比例（單位為重量百分比），濃度變化由 0% 變化到 100%，縱軸則表示為溫度值。在此相平衡圖當中可分為三個相態區域即（1）氣相區（2）液氣共存區（3）液相區。在此相平衡圖中當 R-32 氣態濃度在 30%（R-134a 氣態濃度為 70%）時，若進行冷凝過程就如 1-2-3-4-5 所進行的相態濃度變化路徑所示。

混合冷媒由冷凝點 2（condensation point 2）開始冷凝，蒸氣之濃度隨著冷凝過程沿 2-3g-4g 變化，液體之濃度則沿著 2f-3f-4 變化，冷凝溫度則由 T_C 下降至 T_E ，溫度滑落（temperature glide）為 $\Delta T = T_C - T_E$ ，到沸點 4（bubble point 4）冷凝完全後則進入過熱冷液區。由此可得知此種混合冷媒在冷凝過程中其液態組成與氣態組成並不相同，與溫度滑落同為非共沸混合冷媒之兩大特徵。

在非共沸混合冷媒方面，因為有濃度偏移的問題因此會造成熱阻抗升高，由熱阻抗的上昇會導致成熱傳係數衰減。

2.2 傳統蒸氣壓縮循環與勞倫茲循環 (Lorenz Cycle)

在熱力學中的卡諾熱機循環中若是對系統進行逆循環的話，即為逆卡諾循環又稱為冷凍循環，傳統冷凍系統的四大元件為 (1) 壓縮機 (compression) (2) 冷凝器 (condenser) (3) 膨脹閥 (expansion valve) (4) 蒸發器 (evaporator)。理想蒸氣壓縮冷凍循環是由四大基本元件所架構而成，其可分為高壓段部分與低壓段部分如圖 2-2 及圖 2-3 T-S 循環圖所示。

勞倫茲循環，如圖 2-4 虛線部分所示，其中在相態變化時利用非共沸冷媒溫度滑落之原理，與單元冷媒蒸氣壓縮循環不同之處在於蒸發與冷凝過程，單元冷媒的相變化是等溫過程，而勞倫茲循環則的非共沸混合冷媒有溫度滑落之變化。若配合混合冷媒之溫度落差而使用逆向流熱交換器，與單元冷媒蒸氣壓縮循環比較，會得減少斜線部份之熱傳不可逆性，並可節省壓縮機所作之功，進而提高系統之效率。



2.3 二階式自動階層冷凍系統之分析

圖 2-5 為本研究設計的自動階層式冷凍系統示意圖，二階式自動階層冷凍系統主要是利用兩組相分離器，當混合冷媒流經第一組相分離器後進行第一次的混合冷媒液氣分離，分成液、氣兩道流體，氣體先與第一次膨脹後的低溫液體進行熱交換，冷凝成液體後，隨之會流進第二組相分離器內進行第二次的混合冷媒的液氣分離，因為 R-32 為低沸點冷媒，所以在此部份 R-32 濃度的比例較高，液氣分離過後，氣體部分再度與第二次膨脹的低溫液體進行熱交換進行冷凝，冷凝成液體後，再度膨脹至所需低溫低壓，然後蒸發進行製冷。最後三道流體會合併流入 LOF-AHX 中，進行壓力平衡後再流回壓縮機。圖 2-6 是系統中 R-134a 與 R-32 溫度-濃度圖，冷凍系統之各狀態點標註在圖 2-6，各狀態點的號數則對應圖 2-5 示意圖之編號。

根據圖 2-6 進行理想循環分析。開始冷媒以狀態點 1 進入壓縮機，預設此時低壓為 150kpa。此系統的冷媒組成成分為 R-32 重量分率 30%，R-134 重量分率 70%。此系統冷媒經壓縮機後壓力被加壓至 1200kpa，離開壓縮機的狀態點為 2，從壓縮機流到冷凝器的冷媒只有部分蒸氣被冷凝到狀態點 3。氣態與液態的混合冷媒流至第一組相分離器，而此時產生分流。其中液態流到狀態點 4，氣態則流往狀態點 7。液態冷媒 R-134a 的濃度較高，氣態則有較高濃度的 R-32。液態冷媒從狀態點 4 流過膨脹閥時壓力降至 200kpa，而狀態 5 存在著少許氣態。此流體流經第一階層熱交換器的一側，蒸發後使狀態點 6 有若干過熱度。

R-32 濃度比較多的另一分流從第一組相分離器流經第一階層熱交換器的另一側進行冷凝過程，離開時的狀態點 8 為次冷液。此時再進入第二組相分離器進行相分離（在此處的 R-32 氣體濃度增加，比第一組相分離器的氣體濃度更高）。第二組相分離器分離出液氣兩流體，氣態流往狀態點 12。液態流往狀態 9 經過膨脹閥降壓到 175kpa 的狀態 10，狀態 10 的液態冷媒流入第二階熱交換器與狀態為 12 氣體冷媒進行熱交換，冷凝過後為過冷狀態點 13，此分率下的混合冷媒將是本系統最後需要的冷媒。

狀態點 13 壓力經膨脹閥降至 150kpa，而進入蒸發器的狀態點 14 是此系統的最低溫度。蒸發過程是由狀態點 14 至狀態點 15，同時對系統的二次環路滷水側進行冷卻。蒸氣狀態 6、11 與 15 的流體最後合併為同一道流體，狀態為 1，冷媒比例恢復至 30%。接著混合冷媒又再一次進入壓縮機，一次接一次地重複循環。

與多階（multi-stage）冷凍系統或分離階層式冷凍系統比起來，自動階層式系統只需要一個壓縮機即可獲得低溫。以圖 2-6 的

冷凝後溫度為 30°C 和蒸發的最低溫度約為 -40°C 為例。相對照冷凝溫度為 30°C 與蒸發溫度為 -40°C 的純冷媒 R-32，其壓縮比是 10.8，而純冷媒 R-134a 的壓縮比是 15.04。此自動階層式冷凍系統在提供相同的溫差下，所需的壓縮比僅為 $1,200/150 = 8$ 。

總括來說，此系統會使蒸發壓力上升、縮減壓縮比與降低壓縮機消耗功率。冷凍系統的高壓不致過高，低壓也不至於低於一大氣壓。濃度更高且易揮發成分與冷凍特性好的 R-32 成分流經最後的蒸發器，更進一步提升冷凍能力。

2.4 R-32 與 R-134a 的熱物理性質

本實驗所採用的系統工作流體為 HFC 系列冷媒中的 R-32 與 R-134a 混合，此類 HFC 氟碳氫 ODP 皆為零。為了使二階式自動階層冷凍系統整體性能夠提升，必須慎重選擇適當的混合冷媒比例配製【5】，其中尤其要考慮到沸點與溫度滑落。高壓力成分冷媒的沸點必須在設計蒸發溫度之下，低壓力成分冷媒必須能在階層熱交換器冷凝。一般而言，兩成分之間的沸點差增加，其溫度滑落亦增加。在文獻中 Radermacher (1986)【23】曾經指出當溫度滑落超過 16.7°C 時，濃度偏移過大反而造成效率的減低，因此混合冷媒的配製需要慎選之。

表 2-1 是利用 REFPROP6.0 (NIST)【24】所得到 HFC 冷媒之溫度滑落，以 50/50 重量分率來計算在 1200 kpa 飽和壓下的蒸發與冷凝溫度差。雖然 R-23 與 R-152a 的滑落溫度最大，但是 R-23 在一般常溫下壓力相當大，而 R-152a 在冷凍系統上並不常用。故此論文選用混合冷媒 R-32/R-134a 為工作流體。

再探討重量分率與溫度滑落在 R-32/R-134 混合冷媒之關係，如表 2-2【24】

所示。雖然 R-32 重量分率為 40% 時，溫度滑落 5.91 最大，但其冷凝壓力仍然偏高。故本系統選擇混合冷媒為 R-32/R-134a (30/70 wt%)，其溫度滑落為 5.9 °C。

表 2-3【24】為 R-32 與 R-134a 的熱物理性質。以下就一些重要的熱物理性質對系統性能的影響評估如下：

- (1) 比熱：一般而言，冷媒氣態比熱小容易導致壓縮機吐出溫度與入口溫度過高的情形發生。相對的比熱大又容易造成液壓縮與膨脹閥效率降低。氣態比熱在 40~100 (J/mol·K) 是適當範圍。
- (2) 密度：氣態密度小，代表在相同的排氣量下壓縮機壓縮較少質量的氣體，使的冷凍能力下降，但消耗的壓縮功率也減少。另一方面密度小的冷媒也會使系統所需充填量較少。R-32 的氣態密度大，可預期的是壓縮機消耗功率也隨著增大。
- (3) 潛熱：冷凍能力取決於冷媒流率與其潛熱的大小。R-32 的潛熱比 R-134a 高的多，又因上述氣態密度大，所以冷媒流率大。這兩項優點都使 R-32 的冷凍能力高很多。
- (4) 黏滯係數：冷媒的黏滯係數越小，會使在系統中的循環壓力損失降低。R-134a 的黏滯係數高，將使其壓降比 R-32 明顯。
- (5) 熱傳導係數：熱傳導係數表示直接傳導能力的大小。R-32 的熱傳導係數比 R-134a 高。

若冷凍循環中使混合冷媒，其中 R-32 成分流過壓縮機少一些，流過蒸發器成分多一些，既能降低壓縮機消耗功率，又能提升冷凍能力，將使整個系統的 COP 明顯提升，自動階層式冷凍系統即有此優點。

第三章 實驗設備與方法

3.1 實驗目的

由前文獻敘述中可得知，當使用非共沸混合冷媒為工作流體時，可使冷凍系統有較佳的冷凍能力、COP 值與較低的壓縮比。然而如何將自動階層冷凍系統與較佳的混合冷媒互相搭配，目前仍是沒有許多公開的文獻資料可尋。

本實驗工作流體仍以 R-134a 與 R-32 混合，比例為 (30/70 wt%)，以探討分析混合冷媒流經第一階與第二階中間熱交換器後，對整體冷凍系統的工作壓力、溫度變化、冷凍能力、消耗功率、COP 等方面的影響，以尋求最佳的冷凍系統設計。

圖 3-1 為本實驗系統元件與量測儀器的配置圖，利用系統中的控制閥來加以操作控制，以達到實驗可進行基本循環 (Baseline loop)、一階自動階層 (One auto-cascade loop) 循環和二階自動階層 (Two auto-cascade loop) 循環。以下是三種不同循環的定義與控制。

- 【1】基本循環：流出積液式熱交換器的高壓冷媒不經相分離器，即圖 3-1 中的開關閥 V1、V4、V5、V11 關閉，而 V2、V3 打開，直接流到蒸發器前的膨脹閥，稱之為 baseline loop，是為具積液式熱交換器的傳統蒸氣壓縮冷凍循環。
- 【2】一階自動階層循環：流出積液式熱交換器的高壓冷媒經第一組相分離器與階層熱交換器，即圖 3-1 中的開關閥 V1、V4、V5 打開，而 V2、V3、V9、V10、V11 關閉，簡稱之為一階自動階層，即為本文所設計的具積液式熱交換器之一階層式混合冷媒冷凍循環系統。
- 【3】二階自動階層循環：流出積液式熱交換器的高壓冷媒經第一組與第二組相分離器與階層熱交換器，即圖 3-1 中的開關閥 V1、V5、V9、V10、V11 打開，而 V2、V3、V4 關閉，簡稱之為二階自動階層，即為本文所設計的具積液式熱交換器之二階層式混合冷媒冷凍循環系統。

由於系統中的膨脹閥開口大小、蒸發器環境、冷凝器環境會影響到系統效能的改變因素，因此以這些變因在基本循環、一階與二階自動階層循環中加以測試，以便比較傳統冷凍循環與一階與二階自動階層式冷凍系統的差異性與優缺點。

在選定可控制變因觀察與量測考量之下，希望可以由實驗結果交叉比對得知，在甚麼樣的條件下才會有較佳的二階自動階層式冷凍系統效能。未來可再搭配其他冷媒為工作流體，以達到更優良的冷凍效果與冷凍環境。

3.2 實驗設備

3.2.1 系統主體

系統主體的主要元件為壓縮機、蒸發器、冷凝器、二組階層熱交換器、積液式熱交換器、膨脹閥、二組相分離器、油分離器、乾燥過濾器、視窗等，各系統元件配置見圖 3-1。各元件的功能與規格分述如下：

【壓縮機 Compressor】

本系統採用的是 1.5 馬力 (1.5 HP) 密閉式往復式壓縮機，供應電源為 220V，50HZ。全密式是將壓縮機與驅動馬達組合後一起至於鐵殼內，並將接合處以電銲密封，體積小，噪音也少。

【蒸發器 Evaporator】

本實驗採用雙套管式熱交換器，內外管材質均為銅管，其熱交換能力可達 2 冷凍噸 (2 RT)。內管流入冷媒，外管流入二次冷媒 (滷水)。為了保持熱傳效率與非共沸混合冷媒之溫度滑落特性，兩道流體以逆向流熱交換器式進行熱交換。

【冷凝器 Condenser】

本實驗採用雙套管式熱交換器，內外管材質均為銅管，其熱交換能力可達 2 冷凍噸 (2 RT)。內管流入冷卻水，外管流入冷媒。為了保持熱傳效率與非共沸混合冷媒之溫度滑落特性，兩道流體以逆向流熱交換器式進行熱交換。

【階層熱交換器 cascade heat exchanger】

主要的作用是将經相分離器分離的高溫高壓汽態冷媒與經過膨脹閥的低溫低壓液態冷媒進行熱交換，使兩分流冷媒能完全相變化。本實驗系統中第一與第二階層雙套管式熱交換器，內外管材質均為銅管，由於過去實驗中，曾發現液態冷媒未達過熱度，推測該熱交換器之潛熱交換不足，故從 1.5 冷凍噸改成熱交換能力可達 2 冷凍噸（2 RT）的較大型的階層熱交換器。其內管流入低溫低壓液態冷媒；外管流入高溫高壓氣態冷媒。為了保持熱傳效率與非共沸混合冷媒之溫度滑落特性，皆以逆向流熱交換器式進行冷熱交換。

【積液式熱交換器 LOF/AHX】

目的在於讓冷凝器出口的常溫高壓液態冷媒與蒸發器出口的低溫低壓汽態冷媒做熱交換，使高壓冷媒在進入膨脹閥之前獲得過冷度，低壓冷媒在進入壓縮機前獲得過熱度，如此可分離壓縮機吸入氣體中之液體冷媒，不使液體冷媒跟隨著氣體回到壓縮機，以免液體冷媒進入汽缸後產生液錘、液壓縮而損壞閥片、曲軸及連桿等機件。

【膨脹閥 Expansion valve】

本實驗所用的膨脹裝置是手動膨脹閥（Hand Expansion Valve）。與熱力膨脹閥或毛細管不同之處，在於它可以依實驗需要來手動調整孔口大小，改變冷媒流量與壓降。本系統有三個手動膨脹閥 EV(1)、EV(2)、EV(3)。EV(1)裝置在蒸發器入口前，EV(2)裝設在第一相分離器液流管上，EV(3)在第二相分離器液流管上。

【相分離器 Phase separator】

為此系統關鍵元件之一，構造圖如圖 3-2。目前所使用有兩組為尺寸直徑 13 公分，高 20 公分的相分離器即為相分離器 1 及 2，容器的側面加裝可觀察液面高度的細長型玻璃視窗，以便在實驗進行中瞭解工作流體是否有溢出相分離器的現象。而容器的頂部開孔以分離流出冷凝器的流體，相分離器 1 使氣體流往第一階層式熱交換器，而液體流至 EV(2)，而相分離器 2 使氣體流往第二階層式熱交換器，而液體流至 EV(3)。為了不使外界溫度影響混合冷媒相平衡，故在外圍包覆絕熱材料。

【油分離器 Oil separator】

油分離器是將壓縮機壓縮後的冷媒與潤滑油加以分離以防止潤滑油流入冷凝器與蒸發器。冷媒中若有潤滑油會降低冷凝器或蒸發器的熱傳率，並因潤滑油量的減少可能引起壓縮機失油而磨損、燒毀。此外，油分離器尚具有消音及減少冷媒氣體的脈動，本實驗採用的是擋板型油分離器。

HFC 冷媒皆與人造合成冷凍油有相當的互溶性，在適當的流速下冷凍油皆會流回壓縮機。但是在蒸發溫度低時則有裝置的必要。且目前的人造合成冷凍機油較礦物油容易產生劣化（分解為水與酸），故本系統為謹慎起見加裝油分離器。

【乾燥過濾器 Dry filter】

冷媒在冷凍循環管路中，如有水分或異物（如鐵銹、油污、積炭塵粒，其他固體物質等），不但腐蝕管路、降低冷凍效果，甚至毀損設備。故在冷凝器後加裝乾燥過濾器，其中含有矽膠等成分，有乾燥與過濾的功用可吸收水分與雜質，以維持系統正常作業。而乾燥過濾器的形式需配合系統性能及冷媒流量大小來作選擇，而放置的位置為靠近膨脹閥越近越好，因為溫度越低，乾燥劑越容易吸水。

【視窗 Sight glass】

視窗係用以檢是冷凍系統各部冷媒液之流動、存量變化，以及型態之情形。為了確保冷媒充填量是否足夠，使進入膨脹元件前沒有閃氣（flash gas）的發生，在膨脹閥前加裝視窗，有氣泡則表示冷媒不足，並了解經相分離器分離後液體是否足夠。

本實共裝驗有十個視窗，兩個是相分離器側面的玻璃視窗，一個是 LOF-AHX 側面的玻璃視窗，功能都是觀察工作流體的液面高，另外七個則配置在管路中。

3.2.2 系統負載側與散熱側部分

【1】系統負載-蒸發器側：

由於水的冰點溫度較高，因此水為二次冷媒時不適用於低溫（零下）冷凍系統中。在此系統中的負載部分的模擬，是使用乙二醇溶液為二次冷媒（ethylene

glycol solution)，亦稱為滷水。本實驗選取重量濃度 50% 的乙二醇溶液作為二次冷媒，凍結溫度約為 -35°C 。

【2】系統散熱-冷凝器側：

此部份最主要是吸收系統冷凝器內高溫冷媒溫度，冷卻水儲存於恆溫槽，經內建的泵浦加壓送入冷凝器內，與冷媒進行熱交換。恆溫槽出口有個旁通管路，藉以控制流入冷凝器冷卻水流量。恆溫槽內建電熱管可以提供冷卻水負荷熱量與維持恆溫。

3.3 系統量測儀器

在系統循環中，我們量測參數有：系統壓力、系統溫度、系統冷媒流量及壓縮機功率。因此，在系統管路中必須安裝有壓力計、溫度計、流量計、功率計，在圖 3-1 已標示出各量測儀器的位置。這一些量測儀器將所測得資料訊號透過 YOKOGAWA 型錄為 DR232 多功能打點式資料記錄器，共有 40 頻道可供使用，再透過通訊介面卡 IEEE-488 的傳送，將數位訊號資料傳送至電腦中。電腦接收數位訊號後，再經由 QB 編寫程式，可立即在電腦螢幕上顯示系統組件之各壓力、溫度、及冷媒質量流量、壓縮機消耗電功率，由電腦螢幕立即顯示的數據以便得知判斷系統工作情形是否正常無誤。以下為各量測儀器的規格與數量：

【壓力計】

本實驗系統共採用 8 支日本 YOKOGAWA 型錄為 FP101-D11-L20A 之壓力計。此壓力計量測範圍為 $0\sim 20\text{ kg/cm}^2$ ，精確度為 $\pm 0.2\%$ 。

【溫度計】

本實驗系統共採用 21 支 RTD 式溫度計，其精確度為 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。

【冷媒流量計】

本實驗系統採用一組流量計。採用日本 YOKOGAWA 型錄為 EJA115 之低流量計。其體積流量測量範圍為 $0\sim 2\text{ liter/min}$ ，精確度為 0.01 liter/min 。

【滷水流量計】

本實驗系統採日本 YOKOGAWA 電磁流量計，量測範圍為 $0\sim 30\text{ L/min}$ ，其精確度為 $\pm 0.5\%$ 。

【冷卻水流量計】

本實驗系統浮子式流量計，量測範圍為 0~50 L/min，其精確度為 $\pm 1\text{L}$ 。

【功率計】

本實驗系統採用一組電力轉換器與兩組比流器，量測三相三線式壓縮機之消耗功率。功率量測範圍為 0~2000W，輸出電壓值為 1~5 V，精確度為 $\pm 0.2\%$ 。

【高精度電子秤】

量測範圍 0~15 kg，精確度為 $\pm 1\text{g}$ 。量測範圍 15~30 kg，精確度為 $\pm 2\text{g}$ 。

3.4 實驗變因

在本次的實驗中，主要是量測當系統進行二階自動階層式循環時的特性，所以，會和基本循環與一階自動階層式循環互相比較。如此，控制三者膨脹閥大小尋求較佳的開口大小乃是重要課題。系統整體控制變因細目如下所示：

- 【1】 R-32/R-134a 濃度調配：0/100 wt% (純 R-134a)、30/70 wt% 二種濃度調配。
- 【2】 膨脹閥 1 號、2 號、3 號 (EV1、EV2、EV3) 開口度：從 0 到 2.25turn，以互相差距 0.25turn 的開口度做比較。手動膨脹閥旋轉一圈為 1turn。
- 【3】 冷凝段：冷卻入口水溫控制在 20°C 、流率控制在 25 L/min。
- 【4】 蒸發段：滷水入口溫度控制在 19°C 、 16°C 、 13°C ，流率控制在 19、16、13 L/min。

3.5 實驗操作步驟

在實驗各項變因的參考基準，因此先進行測試純冷媒 R-134a 的基本循環、一階自動階層式循環與二階自動階層式循環。然後為測試 R-32/R-134a 混合冷媒 (30/70 wt%) 的基本循環、一階自動階層式循環與二階自動階層式循環。

系統設備運作的前置作業步驟如下：

【1】系統探漏

本實驗是用以充填氮氣測漏，當灌入氮氣到系統中至 1.7 MPa，而每 1 小時紀錄一次壓力值，持續 2 天以上。若壓力落差在 ± 10 kPa 之內變動，則可以判斷得知系統無漏氣現象。若有則以泡沫塗抹找出洩漏之處。

【2】系統抽真空

系統中抽真空最主要目的，是抽除系統中的水分，系統中若含有水分會使系統產生不良情形，因此使用高低壓複合錶配合真空泵的運轉，把系統抽真空至 0.4 torr 以下。

【3】低壓冷媒 R-134a 充填抽真空完後，直接進行冷媒充填，以免氣體滲入。充填時將冷媒瓶放置在電子秤上以測量充填量。

【4】啟動滴水恆溫槽機組。

【5】檢查頂樓冷卻水塔是否有開啟。

【6】啟動冷卻水恆溫槽機組。

【7】將壓縮機啟動。

【8】繼續充填 R-134a 至最佳充填量。

【9】充填高壓冷媒 R-32 (若有進行混合冷媒循環時才有這步驟) 壓縮機運轉時冷媒充填採低壓端充填。充填時將冷媒瓶放置在電子秤上，充填至適當混合比例。

【10】調整各項變因順序如下：膨脹閥 (1、2、3) 開口大小、冷卻水流量、冷卻水溫度、滴水溫度、滴水流量。

【11】待系統穩定後，記錄數據。

3.6 重要參數分析

定義本實驗主要量測的參數如下：

1. 縮壓比 Pr ：即壓縮機出口排氣壓力 (P_2) 與壓縮機入口吸氣壓力 (P_1) 的比值。

$$Pr = P_2 / P_1$$

2. 高低壓力差 ΔP ：壓縮機出口排氣壓力 (P_2) 減掉壓縮機入口吸氣壓力 (P_1) 而得。

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (\text{kPa})$$

3. 流經蒸發器之冷媒質流率 $\dot{m}_{r,1}$ ：流量計 1 (flow meter 1) 如圖 3-1 所示，所量測的體積流率 ($V_{r,1}$) 乘上密度 (對應膨脹閥入口溫度 T_6) 可得。

$$\dot{m}_{r,1} = \frac{60}{1000} \times V_{r,1} \times \rho_{r,T_6} \quad (\text{kg/hr})$$

4. 壓縮機消耗功率 W ：壓縮機上的電流電壓功率錶值。單位為 watt。
5. 冷凍能力 Q_c ：本實驗因混合冷媒的焓值需要組成濃度成分，故改為採用滷水在蒸發器所釋放的熱來求冷凍能力。

$$Q_c = \frac{1}{60} \times \dot{V}_b \times \rho_b \times c_{b,p} \times (T_{b,i} - T_{b,o}) \quad (\text{watt})$$

6. 冷凍性能係數 COP：冷凍能力與壓縮機消耗功率的比值。

$$COP = Q_c / W$$

第四章 結果與討論

本實驗最主要以一台壓縮機進行兩階層的循環，以達到低溫環境。其中冷媒流體選擇純 R134a 與混合冷媒 R-32/R-134a 二種，分別在基本循環、一階自動階層循環、二階自動階層循環中進行分析。在本實驗過程中，以調整各個膨脹閥 EV(1)、EV(2)、EV(3)的大小，以配合各階層負載需求。

4.1 R-134a 與 R-32/R134a 之基本循環分析

4.1.1 冷媒填充量

由於基本循環(搭配 LOF)系統之冷媒填充量，在文獻中【25】已做過相關分析與討論，發現冷媒填充量在 2.1Kg 最為恰當。因此本論文實驗中，基本循環分別採取填充 2.1kg 之 R-134a 與 R-32/R-134a 進行循環。

4.1.2 R-134a 與 R-32/R-134a 在基本循環分析

圖 4-1 到圖 4-6 環境控制為：滷水出口溫度 19°C、滷水出口流量 19L/min；冷卻水出口溫度 20°C、冷卻水出口流量 25L/min。進行膨脹閥(1)由 0turn 旋轉至 2.25 turn，觀測 R-134a 與 R-32/R-134a 在系統中不同膨脹閥開口度時的變化與效能。

圖 4-1 為膨脹閥(1)開口度與冷媒質量流率的關係圖。圖中表示出當膨脹閥(1)的開口度變大時，冷媒質量流率隨之上升。由圖可知，混合冷媒 R-32/R-134a 整體質量流率大於純冷媒 R-134a，由於 R-32 的氣態密度大於 R-134a，所以在質量流率的比較下，混合冷媒 R-32/R134a 會來得比較高一些。

圖 4-2 為膨脹閥(1)開口度與冷凍能力的關係圖。由於混合冷媒中 R-32 的潛熱值較 R-134a 高，所以在混合冷媒的冷凍能力表現上會來得比純 R-134a 來得

好，由於膨脹閥(1)開口度變大時，冷媒質量流率會隨之變大，因此冷凍能力會隨之變大。

圖 4-3 為膨脹閥(1)開口度與壓縮功的關係圖。上述，R-32 的氣體密度較 R-134a 高，除了會使冷凍能力、冷媒質量流率數值變高以外，壓縮功也會隨之變高。當氣體密度變高時，壓縮機所壓縮之氣體量變多，壓縮機所消耗壓縮功亦變大。當膨脹閥(1)開口度大時，冷媒質量流率亦變大，所以壓縮功隨膨脹閥(1)開口度變大而升高。

圖 4-4 為膨脹閥(1)開口度與 COP 的關係圖。當膨脹閥(1)開口度變大時，冷媒質量流率會變大，因此，也會使得壓縮功與冷凍能力隨之變大。由於，冷凍能力上升的幅度大於壓縮功增加的比例，使得系統 COP 值會呈現上升趨勢。圖中可看出系統內為混合冷媒時，整體 COP 值較大於使用純冷媒的情況。原因是混合冷媒所能提高的冷凍能力較優於純冷媒。

圖 4-5 為膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響的關係圖。本實驗使用混合冷媒主要是考量混合冷媒所產生的高冷凍能力以外，還期待混合冷媒在熱交換進行相變化時，所產生的溫度滑落。而將溫度降至更低溫，這是一般純冷媒無法達到之特性。圖中可很明顯的看出，當膨脹閥(1)開口度在 0turn 時，使用混合冷媒時所對應到的蒸發溫度是 -38°C 左右，而純冷媒所對應到的大約為 -35°C 左右。兩者有著約 3°C 左右的溫度差，這與當初預期的 3.65 溫度滑落相差不遠。

圖 4-6 為膨脹閥(1)開口度對壓縮比的影響。圖中，發現純冷媒 R-134a 在膨脹閥(1)開口度 0turn 壓縮比遠大於混合冷媒 R-32/R-134a，這是因為 R-32 本屬於高壓冷媒，因此基本循環系統在使用混合冷媒的壓力會大於純冷媒。也因為此項特色，所以使得純冷媒高壓與低壓的比值會較使用混合冷媒高。

4.1.3 純冷媒 R-134a 與混合冷媒 R-32/R-134a 之基本循環結論

1. 冷媒質量流率、冷凍能力、壓縮功、蒸發溫度、COP 會隨膨脹閥(1)開口

度增加而上升，而壓縮比則是相反。這是因為膨脹閥(1)開口度變大時，低壓會慢慢升高，使得壓縮比隨膨脹閥(1)開口度增加而減少。

2. 使用純冷媒 R-134a 或是混合冷媒 R-32/R-134a 於同樣的系統中，可得知混合冷媒中因有 R-32 的成分，使得冷凍能力、COP 與蒸發溫度效果較使用純冷媒佳。

4.2 R-32/R134a、R-134a 在基本循環和一階自動階層循環比較

4.2.1 冷媒填充量與環境控制

在進行一階自動階層循環時，環境控制為：滷水出口溫度 19°C、滷水出口流量 19L/min；冷卻水出口溫度 20°C、冷卻水出口流量 25L/min。此系統冷媒填充量為 4Kg【25】。

4.2.2 R-32/R134a、R-134a 在一階自動階層循環和基本循環中之性能分析

由於，一階自動階層循環與基本循環操作變因相同，因此圖 4-7 到 4-10 為兩循環之間的冷凍能力、壓縮功、COP、蒸發溫度等四項比較。

圖 4-7 為膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響。在圖中可看出當使用混合冷媒時且在一階自動階層循環中，所產生的冷凍能力為最高，而純冷媒在基本循環或是一階自動階層循環中冷凍能力都不及使用混合冷媒。這是因為進行階層式循環有相分離器將氣體與液體分離，所以使得流經蒸發器中的 R-32 濃度提高，冷凍能力因此提昇。

圖 4-8 為膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響。可由圖看出當混合冷媒進行一階自動階層循環時，所產生的壓縮功最大。其中當膨脹閥為 2.25turn 時，混合冷媒進行一階自動階層循環比基本循環高出 5.9%壓縮功，比起純冷媒在一階自動階層循環與基本循環中分別高出有 32.9%與 41.1%的壓縮功。

這是因為當混合冷媒流經壓縮機時，一階自動階層循環提供較高濃度 R-32 進入壓縮機內，因此使得混合冷媒進行一階自動階層循環會有較高的壓縮功產生。

圖 4-9 為膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響。當膨脹閥開口度變大時，COP 值隨之上升。混合冷媒 COP 在膨脹閥開口度為 2.25turn 一階自動階層循環比起基本循環高出 6.5%，比起純冷媒在一階自動階層循環與基本循環中分別高出有 10% 與 11.9%。

圖 4-10 為膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響。由圖中可看出，當混合冷媒進行一階自動階層循環在最低溫可達到 -41°C 左右。由於非共沸混合冷媒在相變化時，就會產生溫度滑落現象，再加上進行一階自動階層循環分離出較高濃度 R-32，因此可使溫度下降至更低溫狀態，純冷媒進行基本循環最低溫僅有 -35°C 左右。當膨脹閥開口到了 2.25turn 時混合冷媒一階自動階層循環與純冷媒基本循環有 11°C 的溫差，可見當冷媒量變大時，混合冷媒比純冷媒的較優異熱物理特性更加的顯著。



4.2.3 混合冷媒與純冷媒之基本循環和一階自動階層循環結論

1. 使用混合冷媒進行一階自動階層循環有較高的冷凍能力與壓縮功，原因是系統增置積液式熱交換器有助於蒸發器 100%之盤管產生潛熱，而混合冷媒中的 R-32 因濃度偏移而大部分流向蒸發器，在 R-32 的潛熱高於 R-134a 的條件下，混合冷媒一階自動階層循環搭配積液式熱交換器對冷凍能力的增益高於純冷媒基本循環許多。圖 4-9 中四種循環中，混合冷媒一階自動階層循環之 COP 達 2.13，高於純冷媒 R-134a 一階自動階層循環 10%，高於純冷媒 R-134a 基本循環 11.9%。
2. 混合冷媒一階自動階層循環可將溫度降到 -41°C 左右，亦是四種循環中最低溫的一種組合。

綜合以上二點的整理，使用混合冷媒一階自動階層循環可達到較低溫且較高 COP 效果。

4.3 R-32/R134a、R-134a 在二階自動階層循環各項比較

4.3.1 二階自動階層循環冷媒填充量

圖 4-11 到圖 4-14 為二階自動階層循環填充純 R-134a，討論膨脹閥(1)開口度在 2.25 與 1.25turn 時，所產生的不同影響情形與性能比較。冷媒填充量由 4kg 增加到 5kg，每次紀錄增加 0.2kg。在此實驗環境控制為：滷水出口溫度 19°C、滷水出口流量 19L/min；冷卻水出口溫度 20°C、冷卻水出口流量 25L/min。

圖 4-11 為冷媒填充量對冷媒質量流率的影響。由此圖可看出，當冷媒填充量增加時，冷媒質量流率變化起伏不大，但是當膨脹閥(1)開口度由 1.25 增加至 2.25turn 時，可以很明顯看出冷媒質量流率升高，會直接影響冷媒質量流率的改變是膨脹閥(1)開口度的大小。這是因為冷媒量進入蒸發器多寡是操縱在膨脹閥開口度大小，與冷媒填充量多寡並無直接的相關。

圖 4-12 為冷媒填充量對冷凍能力的影響。當冷媒填充量增加時，冷凍能力是往上提昇的，可得知有較高的冷媒填充量會有較高的冷凍能力，不過，在此系統相分離器因設計容量有限，為了防止相分離時產生過多的液態冷媒流進氣相管路中，因此，本系統冷媒填充量只到 5kg。

圖 4-13 為冷媒填充量對壓縮功的影響。當冷媒填充量增加時，系統中冷媒量增加，相對的壓縮機所須產生的推動能力也會隨之增加。

圖 4-14 為冷媒填充量對 COP 的影響。可以看出當冷媒填充量增加時，COP 值會隨之上升，由於本實驗有設計上的限制，因此冷媒 R-134a 只能填充到 5kg，在膨脹閥全開 2.25turn 所對應到的 COP 值為 2.038。

4.3.2 R-32/R-134a(30/70)於二階自動階層循環各膨脹閥的搭配

當系統進行到二階自動階層循環時，因為有兩組中間熱交換器及一組蒸發器，所以會使用到三組的膨脹閥分別為圖 3-1 系統圖中的 EV(1)、EV(2)、EV(3)，如何搭配膨脹閥的開口度會影響到整體系統的運作與效能，所以實驗中必須找出最適合系統運作時的膨脹閥開口度大小，以達到最佳的 COP。

表 4-1 為膨脹閥(1)、(2)、(3)之間開口度對於 COP 的比較，由表中可看出當 EV(1)開口度大於 EV(2)和 EV(3)時，可以對應到的 COP 為最大值，膨脹閥開口度依序分配為 EV(1)=2.25、EV(3)=2、EV(2)=1.75。在此之外的膨脹閥搭配，無法搭配出可使系統 COP 有高於 2.208 的組合。

這是因為蒸發器入口前的膨脹閥為 EV(1)，若是 EV(1)開口度小於 EV(2)與 EV(3)時，會使得大部分的混合冷媒流向一階自動階層循環與二階自動階層循環中間熱交換器，進而使得蒸發器段冷媒流量減少，冷凍能力降低使得 COP 變小。所以想要得到較高值的 COP，必須調整 EV(1)為最大、EV(3)為其次、EV(2)為最小的開口度，每個開口度相差 0.25turn。



4.4 膨脹閥對 R-32/R-134a(30/70)混合冷媒於二階自動階層循環的影響

以下實驗環境控制條件皆為：滷水出口溫度 19°C、滷水出口流量 19L/min；冷卻水出口溫度 20°C、冷卻水出口流量 25L/min。

本實驗重心將以討論 R-32/R-134a(30/70)於二階自動階層循環為主，圖 4-15 到圖 4-22 皆為膨脹閥(1)開口度對二階自動階層循環的影響，而控制膨脹閥 EV(1)為系統主要控制參數，同時調整 EV(2)、EV(3)開口度大小，以配合達到良好的 COP 與較佳的蒸發溫度。

4.4.1 膨脹閥開口度對系統壓力的影響

圖 4-15 到圖 4-17 為膨脹閥(1)開口度大小與系統中的冷凝壓力、蒸發壓力、一階自動階層循環與二階自動階層循環壓力分布關係圖。

圖 4-15 為膨脹閥(1)開口度對混合冷媒流經各膨脹閥壓力的影響。由於表 4-1 所顯示，當膨脹閥開口度各差 0.25turn 時會有較高的 COP 值，因此壓力分配會隨著冷媒通過各不同開口度的膨脹閥後，會呈現蒸發壓力大於二階自動階層循環與一階自動階層循環膨脹壓力。當 $EV(1)=1.25turn$ 對應到的壓力 $P5$ 為 142kpa、 $EV(3)=1turn$ 對應到的壓力 $P8$ 為 138kpa、 $EV(2)=0.75turn$ 對應到壓力 $P6$ 為 134kpa。這三膨脹閥所對應的壓力，亦隨著開口度變大而上升。

圖 4-16 為膨脹閥(1)開口度對系統高壓段壓力(冷凝壓力、第一階相分離氣相壓力、第二階相分離氣相壓力)的影響。進行二階自動階層循環所對應到的系統高壓段壓力會隨著階層數增加而下降。圖中可知壓力由大到小分布依序為冷凝壓力 $P2$ 、第一階相分離器氣相壓力 $P3$ 、第二階相分離器氣相壓力 $P7$ 、混合冷媒液相壓力 $P4$ 。

圖 4-17 為膨脹閥(1)開口度對系統壓力的影響。在此圖中顯示了 R-134a 與 R-32/R-134a 在基本循環、一階自動階層循環、二階自動階層循環中的冷凝壓力與蒸發壓力的分布。當使用混合冷媒或是純冷媒為工作流體時，其冷凝壓力與蒸發壓力，皆會隨著階層數的增加而有所下降。由此可得知，當進行增加階層循環由一階層到二階層時，因濃度偏移的關係所以會降低整體系統壓力，進而使得壓縮比降低、容積效率變佳。

4.4.2 膨脹閥開口度對混合冷媒於二階自動階層循環的影響與比較

圖 4-18 到圖 4-23 為膨脹閥(1)開口度由 0 到 2.25turn 控制下，得以量測得混合冷媒使用在二階自動階層循環中的各項數據。冷凍能力、壓縮功、COP、蒸發溫度為主要探討的參數。

圖 4-18 為膨脹閥(1)開口度對冷媒質量流率的影響，當系統循環由基本循環到二階自動階層循環冷媒質量流率有下降的趨勢，這是因為當進行基本循環流出冷凝器的冷媒是 100% 進入蒸發器內，相對在進行二階自動階層循環，冷凝器流出的冷媒會先進入一階自動階層循環後再流經二階自動階層循環，最後才會流經蒸發器，所以通過蒸發器前的冷媒質量流率就會減少。圖中當 $EV(1)=2.25\text{turn}$ 時，一階自動階層循環冷媒質量流率高出二階自動階層循環 20% 左右。

圖 4-19 為膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響。在圖中為六種循環中，冷凍能力最高的為混合冷媒進行二階自動階層循環，這是因為混合冷媒中的 R-32 因濃度偏移及液氣分離的關係，所以流進蒸發器中的 R-32 濃度較高，所以可使得冷凍能力大為提昇；冷凍能力最低的為純冷媒進行二階自動階層循環，由於進行二階自動階層循環流入蒸發器的冷媒質量流率會變小，所以相較之下冷凍能力會偏低。

圖 4-20 為膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響。二階自動階層循環冷媒填充量為 5kg，因此 R-32 的填充量也往上提昇(30%約略等於 1.5kg)所以會造成壓縮機所需的壓縮功較大，由圖可知當階層增加與膨脹閥開口度增加，都會使得壓縮功變大。

圖 4-21 為膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響。圖中可看出膨脹閥開口度為 2.25turn 時，當混合冷媒進行二階自動階層循環的 COP 為 2.21 是所有循環中最高值，而純冷媒因為在此循環中的冷凍能力為最低，對應的 COP 值為 1.97。

圖 4-22 為膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響。在此圖中可看出當混合冷媒進行二階自動階層循環最低溫可達到 -51°C 左右，而純冷媒進行此循環最低溫只達到 -41°C 左右，兩者相差約略 10°C 。這是因為混合冷媒為非共沸混合，所以在蒸發器內相變化時，會產生溫度滑落現象，且先前顯示二階自動階層循環時系統冷凝與蒸發壓力會往下降，所以這也是使蒸發溫度可以達到 -51°C 的主因。

4.5 滷水對於二階自動階層循環的影響

以下實驗過程中環境控制條件為：冷卻水出口溫度 20°C、冷卻水出口流量 25L/min 以及調整膨脹閥 EV(1)、EV(2)、EV(3)開口大小。圖 4-23 到圖 4-28 為調整滷水流率及入口溫度兩方面討論與分析。

4.5.1 滷水流率對於二階自動階層循環的影響

圖 4-23 為滷水口流量對冷凍能力的影響。由於本實驗 3.6 章節中提到的冷凍能力的公式中， \dot{V}_b 為滷水體積流率成正比。因此可知當滷水流率變大時冷凍能力會隨之變大，圖中可看出當滷水流率在 19L/min 有較佳的冷凍能力。

圖 4-24 為滷水流量對壓縮功的影響。由於滷水的流率與系統壓縮功並無直接關係，所以當滷水流率為 19L/min、16L/min、13L/min 時所對應的壓縮功幾乎相同，所以滷水流率大小不會影響壓縮功。

圖 4-25 為滷水流量對 COP 的影響。當滷水流率變大時冷凍能力會隨之上升而壓縮功並不會改變，所以滷水流率提高，COP 值會隨之提昇。

4.5.2 滷水入口溫度對於二階自動階層循環的影響

圖 4-26 為滷水入口溫度對冷凍能力的影響。若滷水入口溫度 $T_{b,i}$ 提高，可將溫差值變大，冷凍能力會跟著提高。如圖中所示，當滷水入口溫度提升至 19°C 時，相對應到較佳的冷凍能力。

圖 4-27 為滷水入口溫度對壓縮功的影響。滷水入口溫度高低影響系統壓縮功很小。

圖 4-28 為滷水溫度對 COP 力的影響。當入口溫度提高時，因為熱量交換變大，因此冷凍能力的提高，相對的 COP 值會隨之上升。

第五章 結論與建議

5.1 結論

本論文以實驗的方法探討純冷媒 R-134a 與混合冷媒 R-32/R-134a(30/70 wt %) 在基本循環、一階自動階層循環與二階自動階層循環共六種組合的循環中，做各種熱力循環的比較。其實驗結論如下：

1. 本實驗由於進行基本循環、一階自動階層循環與二階自動階層循環，最佳系統的冷媒填充量皆不相同，實驗中得知當進行二階自動階層循環冷媒填充時，最適宜冷媒填充量只到 5kg。
2. 當實驗進行二階自動階層循環時，系統中的三組膨脹閥皆要有適當開度， $EV(1) > EV(3) > EV(2)$ 各相差 0.25turn。本系統在進行二階自動階層循環時，冷媒依序會先流經一階自動階層循環、二階自動階層循環最後才會流進蒸發器，所以此時通過蒸發器的冷媒質量流率會比進行一階自動階層循環的冷媒質量流率減少。
3. 在六種組合循環中，混合冷媒進行二階自動階層循環時，有最高的冷凍能力，主要原因為混合冷媒進行二階自動階層循環可分離出較高濃度的 R-32 進入蒸發器中，縱使進入蒸發器中的冷媒質量流率會較為減少，但是 R-32 的高潛熱能力可彌補冷凍能力的提高。當系統二階自動階層循環分離出較高濃度的 R-32 時，不僅使得冷凍能力提昇，壓縮功也相對的比一階自動階層循環提昇了 2.14 %。
4. 二階自動階層循環的 COP 為 2.21 為六種循環最高值，比一階自動階層循環 COP 高出 4.25%，因為混合冷媒的濃度偏移效應可使得冷凍能力上升外，系統的 COP 值亦可提升。
5. 本系統進行二階自動階層循環可使蒸發溫度達到 -51°C ，為六種循環中最低溫，二階自動階層循環比一階自動階層循環的蒸發溫度低 10°C 。

6. 滷水條件為本實驗所控制的負載，當滷水入口溫度與滷水流率上升時可使二階自動階層循環的 COP 上升，但是二者的變化對於壓縮功並不會有影響。

5.2 建議

由於本實驗膨脹閥為手動式膨脹閥，因為膨脹閥的使用必須配合冷媒種類與壓力操作範圍，其操作最簡單，因此本實驗選用手動式膨脹閥進行冷媒控制。然而手動式膨脹閥控制冷媒流量並非呈線性，所以本實驗仍有改善的空間。以下為本實驗後提出的建議：

1. 相分離器：本系統相分離器之尺寸為口徑 13 公分，高 20 公分的容器。在混合冷媒二階自動階層循環最佳化充填量的實驗中，由於相分離器的容量不足，以致有些許的液態冷媒溢出至汽態冷媒之管路，這與原本設計想法不同。故冷媒只充填至 5 kg。建議再增大容器之體積，可使液氣冷媒流量變大。
2. 膨脹閥裝置：本系統所使用的為手動式膨脹閥，若是可尋求適合本實驗所使用的混合冷媒 R-32/R-134a 的溫感式膨脹閥或是壓感式膨脹閥，這可使得日後的實驗可不必操作三組膨脹閥的匹配控制，達到冷媒流量均勻的流經各個階層中，達到良好的熱交換效果。
3. 中間熱交換器裝置：由於冷媒流量的不同，所以中間熱交換器的設計也是需要配合改變。蒸發器容量設計大於二階與一階層式熱交換器的容量，這樣才可使冷媒進行二階自動階層循環時可有較佳的熱交換匹配。
4. 本實驗進行混合冷媒二階自動階層循環，得知可有較高的冷凍能力與 COP 值，所以將來可以進行混合冷媒的改變，將非共沸的溫度滑落提高，屆時可達到低於 -51°C 以下的溫度，本實驗達到 -51°C ，大約需要 10 分鐘左右。在混合冷媒改採三元冷以上媒混合，可以增加冷凍速率，讓系統更可縮短達到低溫狀態的時間。

表 2-1 HFC 系列冷媒溫度滑落，濃度比例 50/50
 操作壓力在 1200kpa，溫度單位：℃ 【24】

R-23	9.493	9.701	26.229	12.072	29.84
	R-32	0.11	5.13	0.3	7.13
		R-125	3.37	0.03	4.86
			R-134a	2.53	0.07
				R-143a	3.72
					R-152a



表 2-2 混合冷媒 R-32/R-134a 在壓力=1200 kPa
 重量分率與溫度滑落之關係 【24】

R-32/R-134a 重量分率	10/90	20/80	30/70	40/60	50/50	60/40	70/30	80/20	90/10
溫度滑落 (℃)	3.39	5.18	5.90	5.91	5.45	4.66	3.65	2.50	1.27

表 2-3 冷媒 R-32 與 R-134a 的性質比較【24】

項目\冷媒種類	R-32	R-134a
化學式	CH ₂ F ₂	CH ₂ FCF ₃
分子量	52.02	102.3
沸點 °C (1 atm)	-51.6	-26
臨界溫度 °C	78.6	101.2
臨界壓力 Mpa	5.83	4.056
破壞臭氧層潛勢 (ODP)	0.0	0.0
全球暖化潛勢 (GWP)	0.13	0.26
可燃性	可燃	不可燃
毒性	略具毒性	略具毒性
密度 (4.4 °C) ρ _l kg/m ³ ρ _v kg/m ³	1036.42 25.25	1279.16 16.77
熱傳導係數(4.4 °C) K _l mW/(m. k) K _v mW/(m. k)	143.88 12.76	91.42 12.166
比熱 (4.4 °C) C _{P,l} kJ/kg. k C _{P,v} kJ/kg. k	1.756 1.1664	1.3482 0.9028
黏滯係數 (4.4 °C) μ _l Pa. s μ _v Pa. s	182.88 11.71	272.28 11.148
飽和壓力 (25 °C) Mpa	1.6889	0.66549
潛熱 (4.4 °C)kJ/kg	309.758	195.316

表 4-1 膨脹閥(1)、(2)、(3)之間開口度對於 COP 的比較
R-32/R-134a 於二階自動階層循環

* 膨脹閥開口單位(turn)	EV (1) = 2	EV (1) = 1.75
EV (2) =2.25 EV (3) =2.25	0.988	
EV (2) =2.25 EV (3) =2	1.379	
EV (2) =2 EV (3) =2.25	1.103	
EV (2) =2 EV (3) =1.75	1.802	
EV (2) =1.75 EV (3) =2	1.645	
EV (2) =1.75 EV (3) =1.75	2.036	
EV (2) =1.75 EV (3) =1.5	1.531	
EV (2) =1.5 EV (3) =1.75	2.208	
EV (2) =1.25 EV (3) =1.75	2.2	
EV (2) =0.5 EV (3) =1.75	2.206	
EV (2) =2 EV (3) =2.25		0.666
EV (2) =2.25 EV (3) =2		0.851

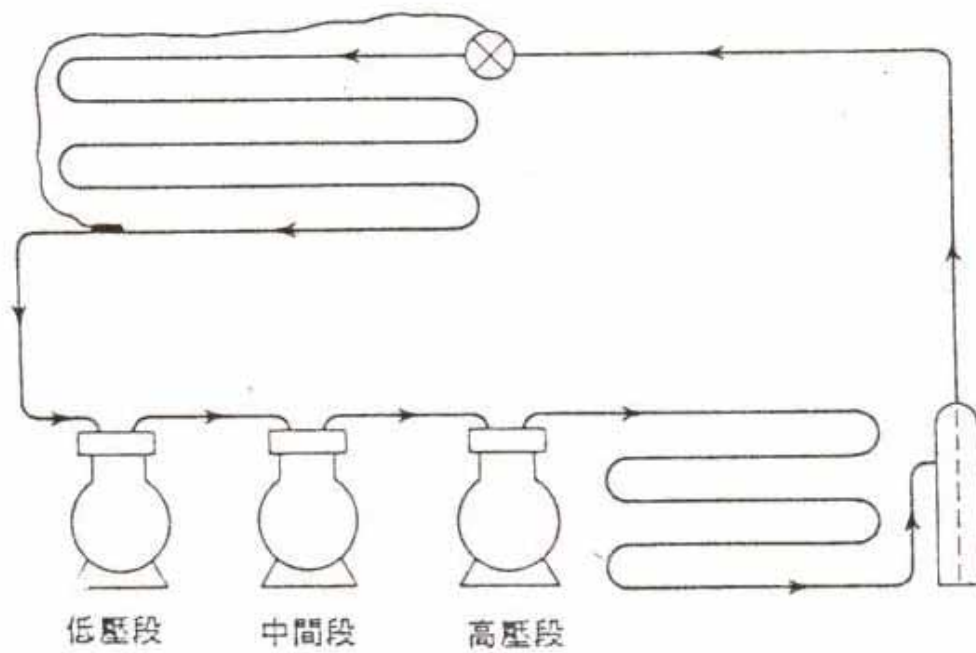


圖 1-1 直接多段式冷凍壓縮系統圖【14】。

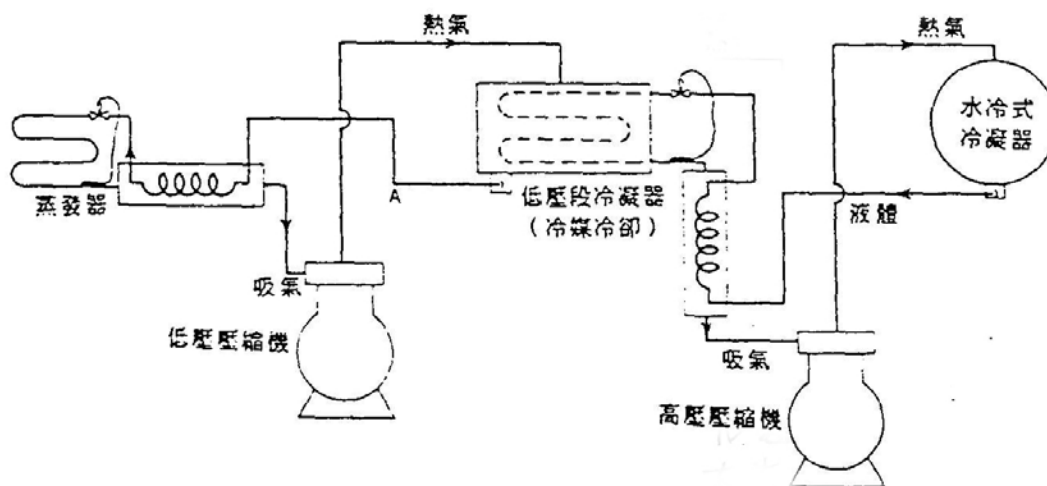


圖 1-2 階層式多段冷凍壓縮系統圖【14】。

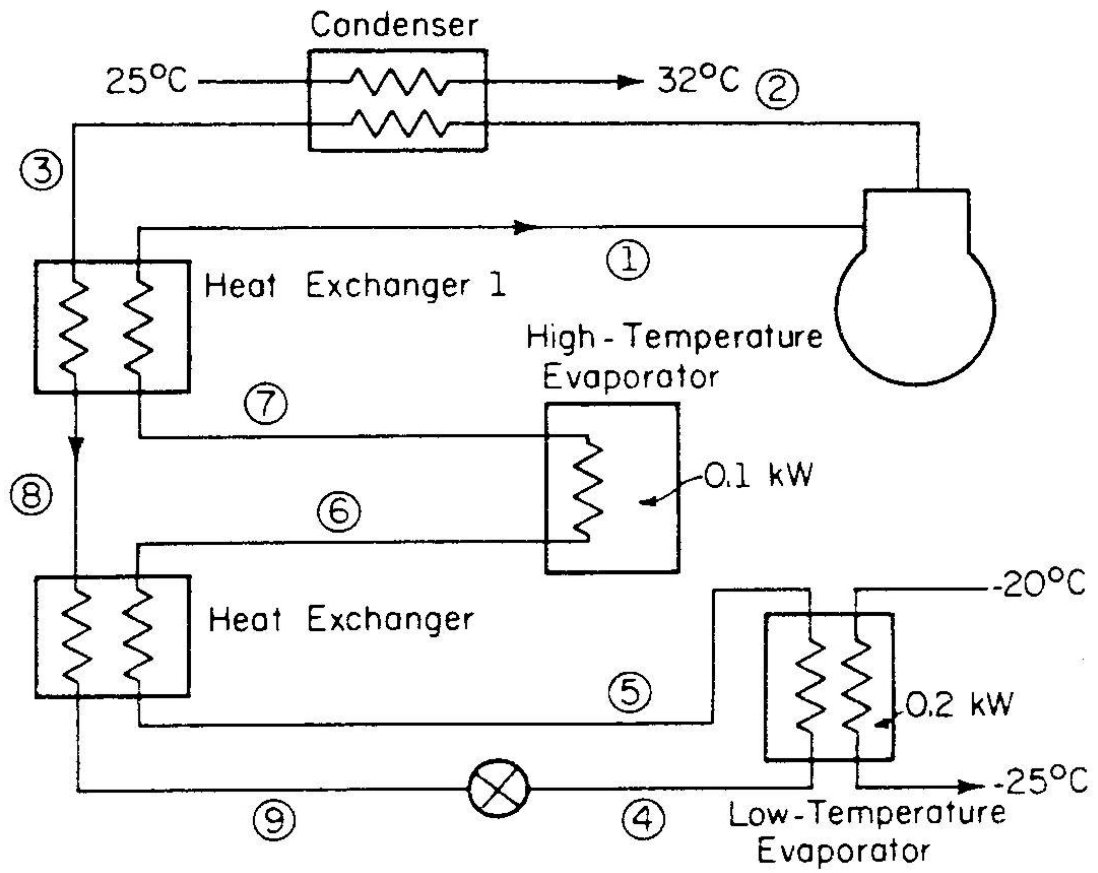


圖 1-3 混合冷媒使用於雙蒸發器冷凍循環【16】

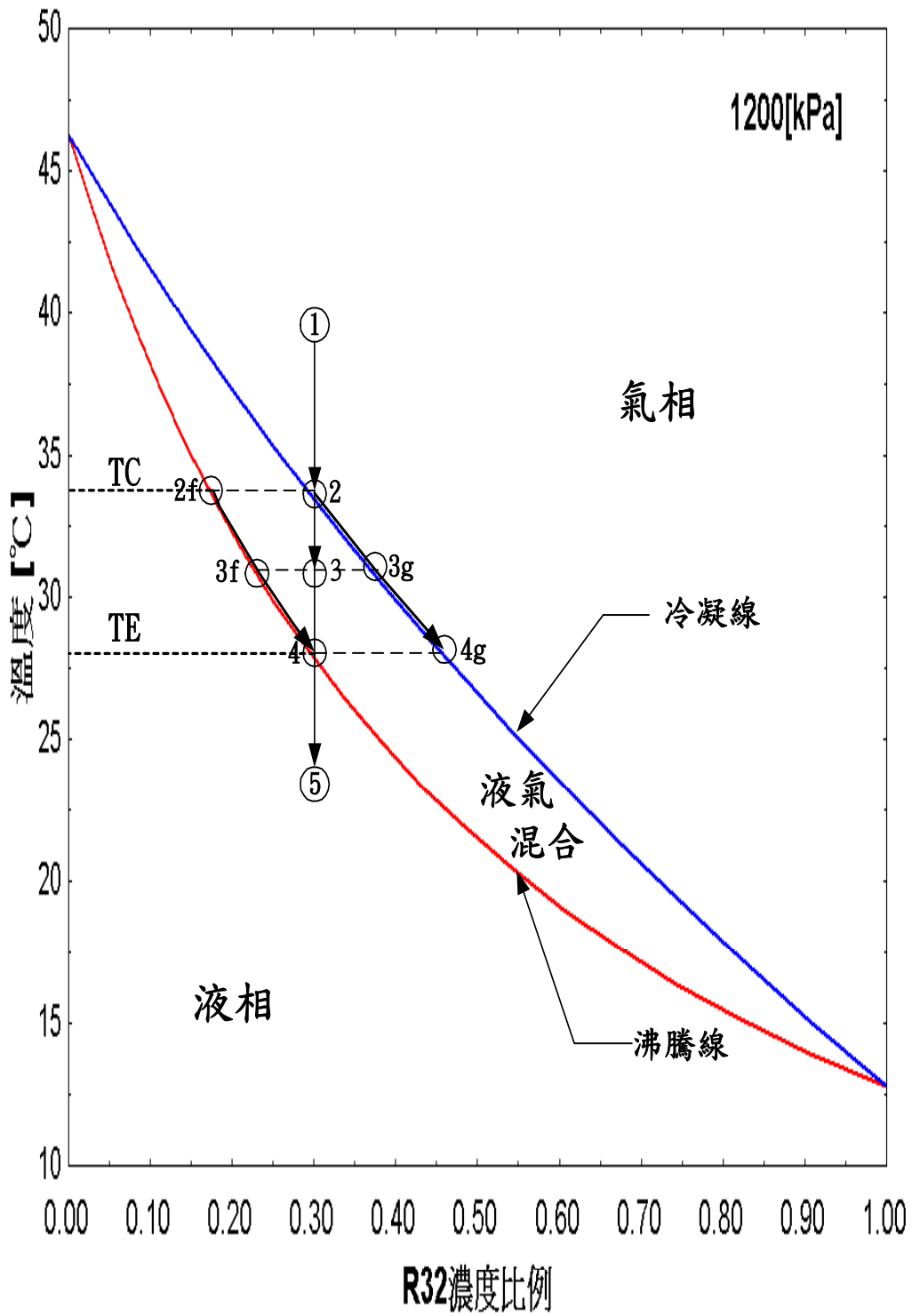


圖 2-1 混合冷媒 R-32/R134a 相平衡圖

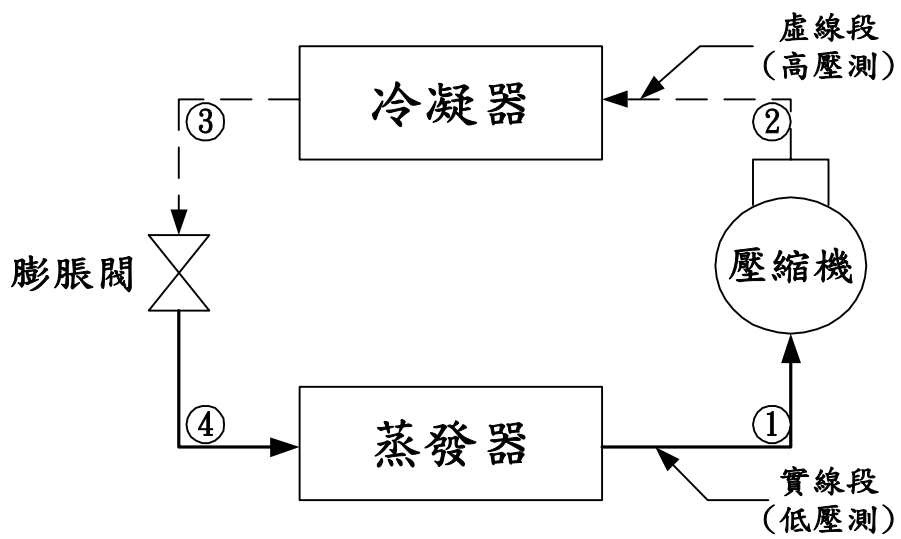


圖 2-2 蒸氣壓縮冷凍循環四大元件

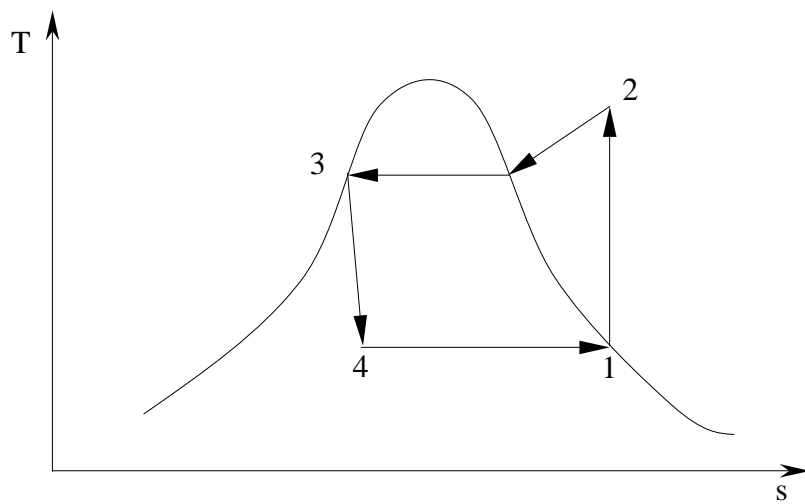


圖 2-3 蒸氣壓縮冷凍循環 T-S 圖

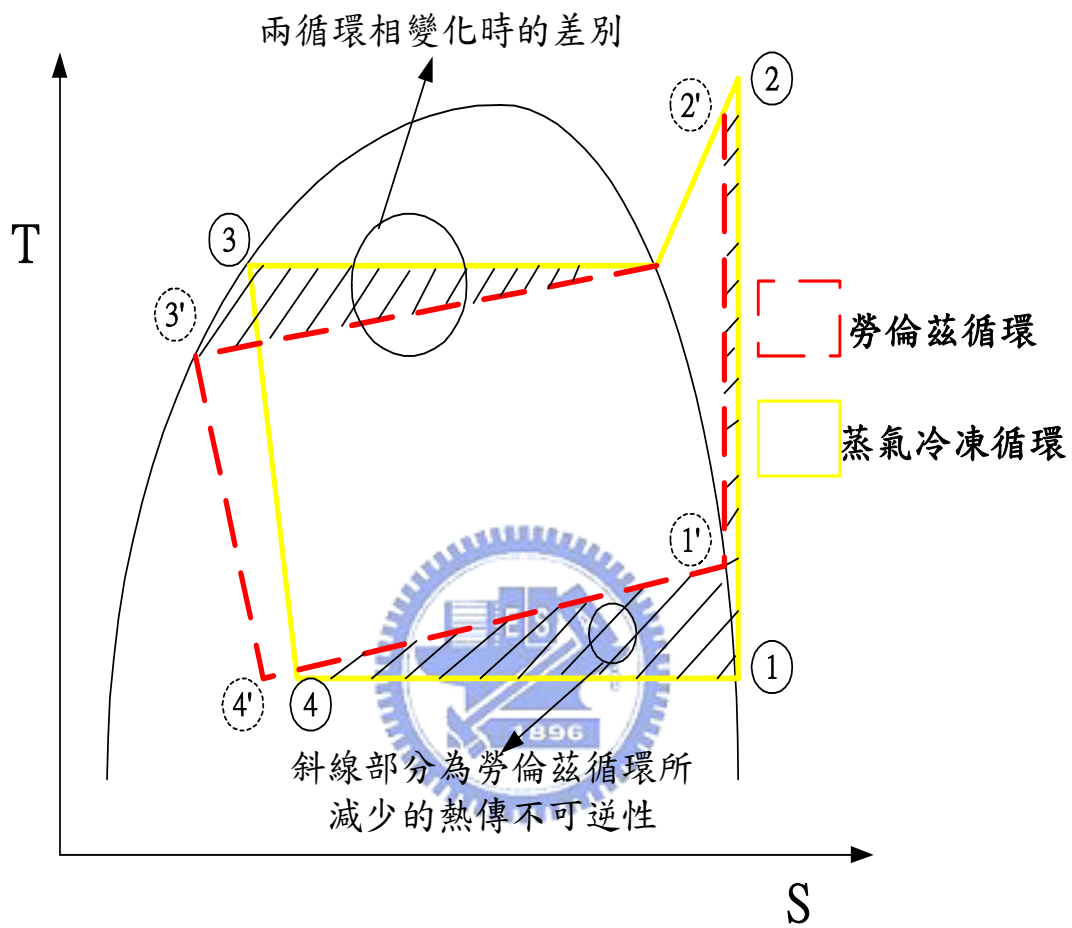


圖 2-4 勞倫茲循環 (Lorenz cycle) 與傳統蒸氣冷凍循環溫熵比較圖

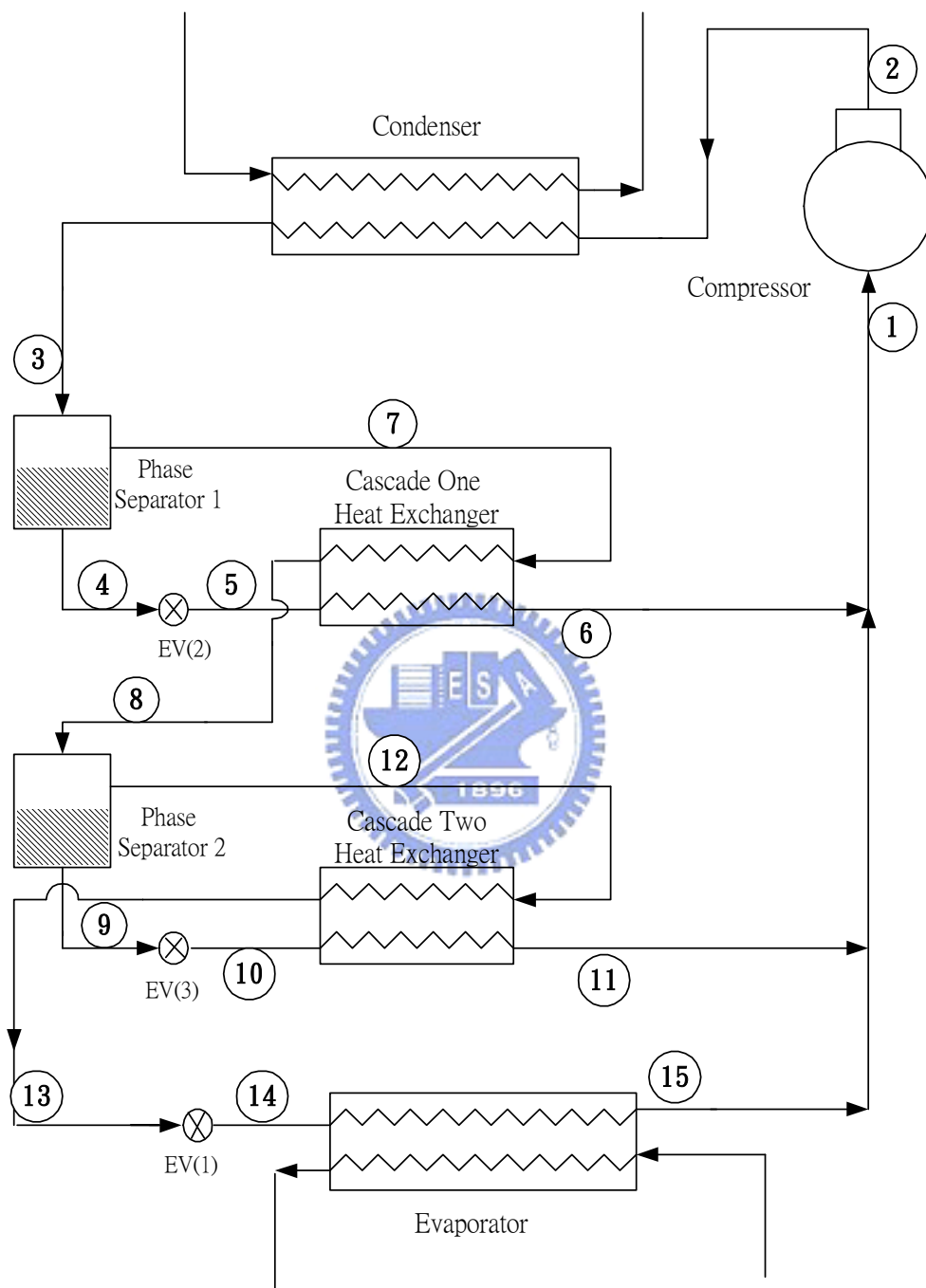


圖 2-5 二階式自動階層冷凍系統示意圖

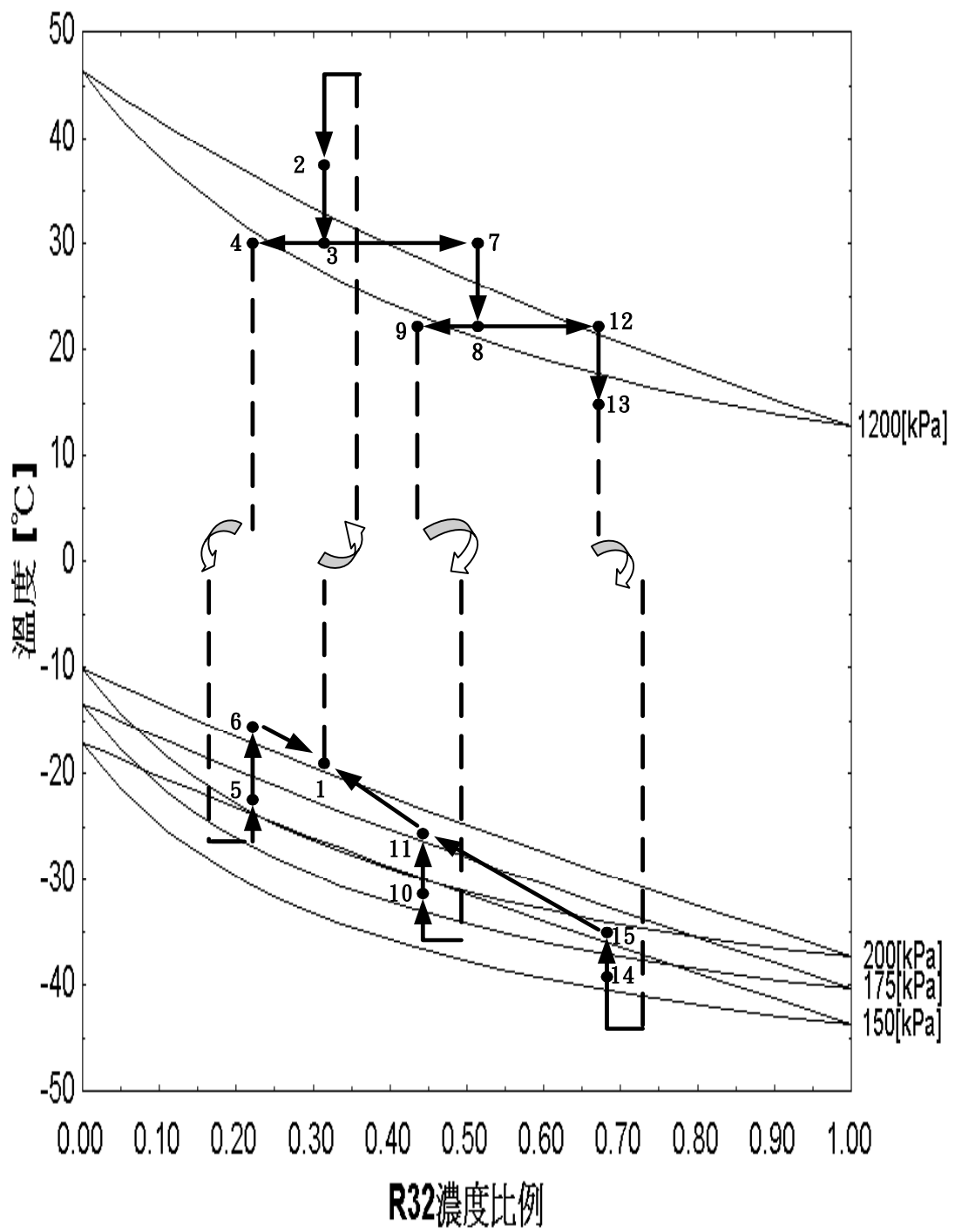


圖 2-6 R-32/R-134a 在 1200kpa 與 150kpa 之理想溫度-濃度分配圖

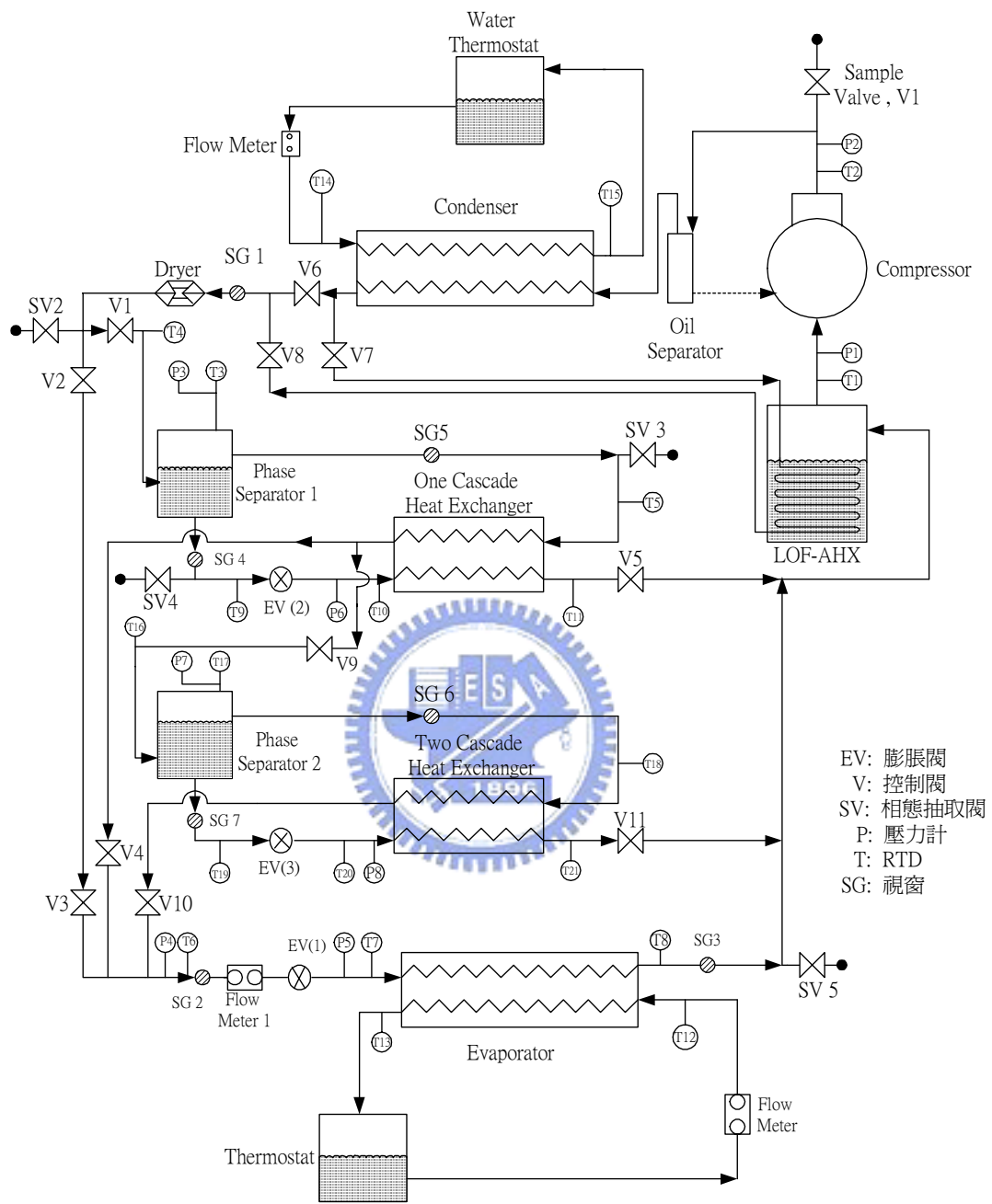


圖 3-1 具二階自動階層式冷凍系統元件與量測儀器配置圖

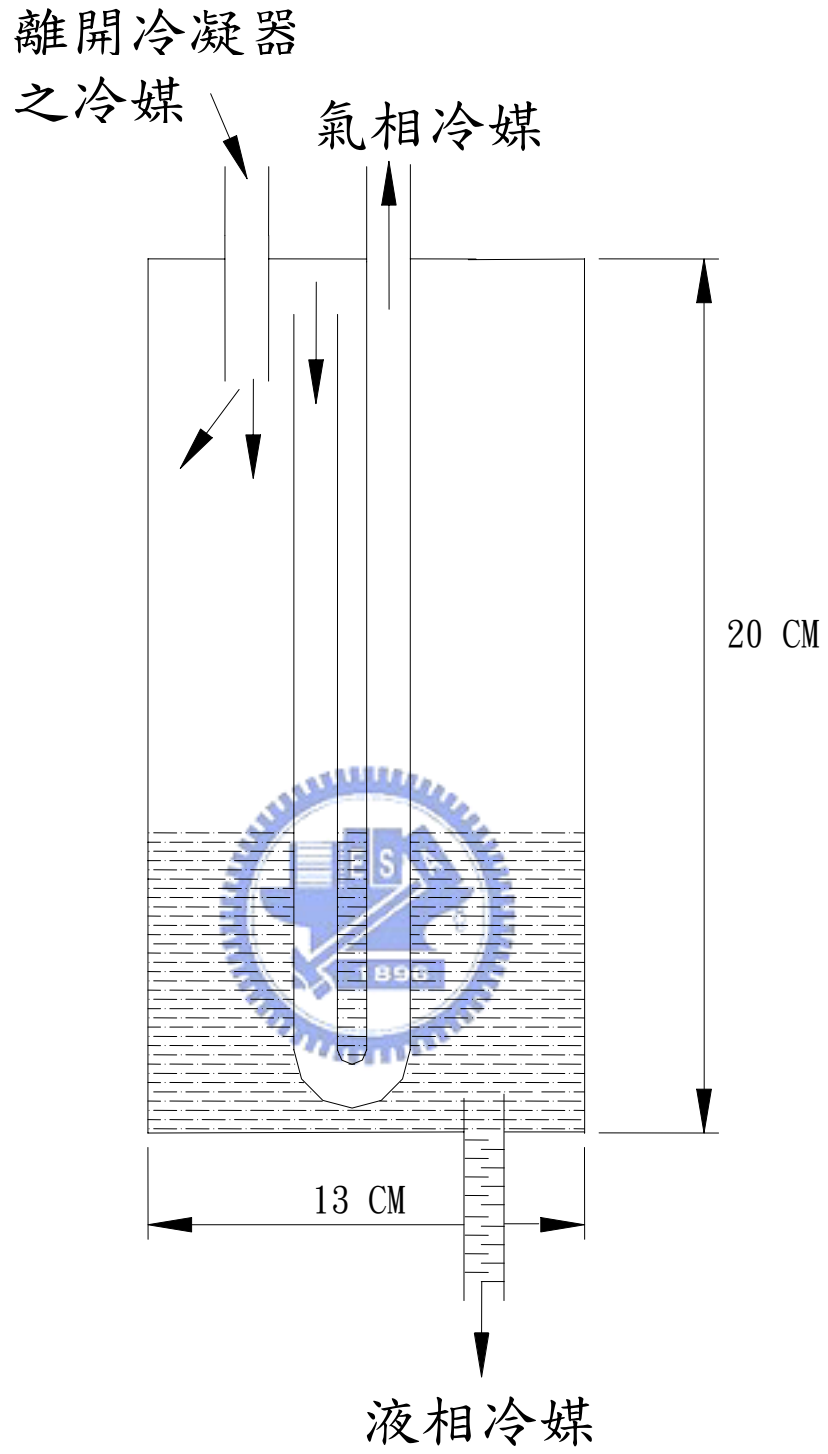


圖 3-2 相分離器結構示意圖

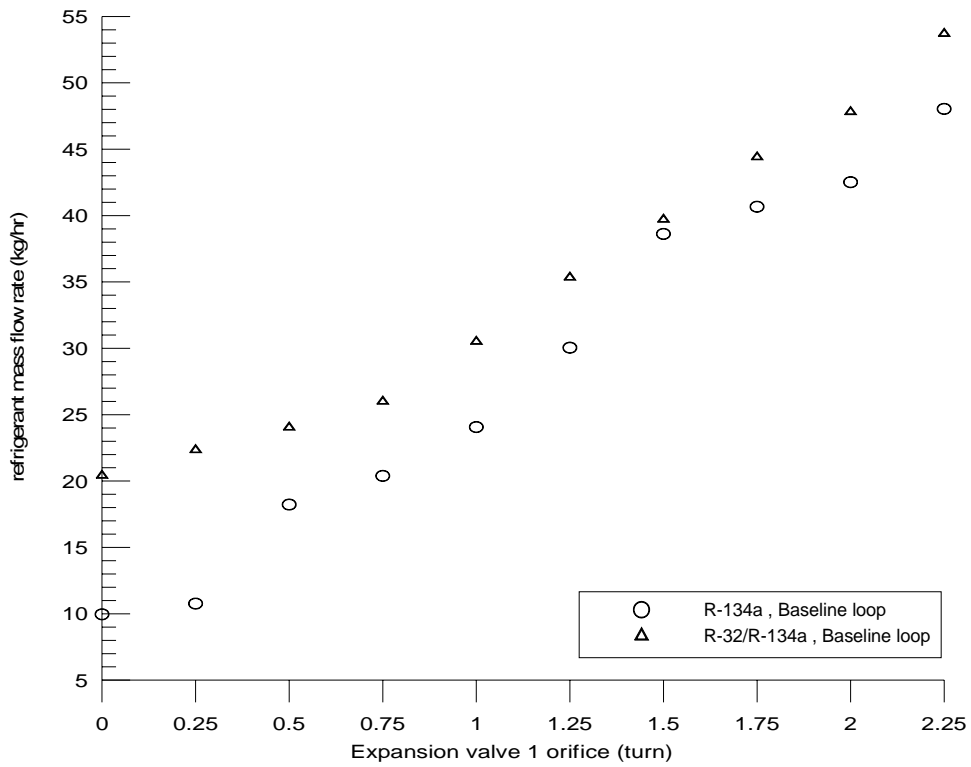


圖 4-1 基本循環膨脹閥(1)開口度對冷媒流率的影響

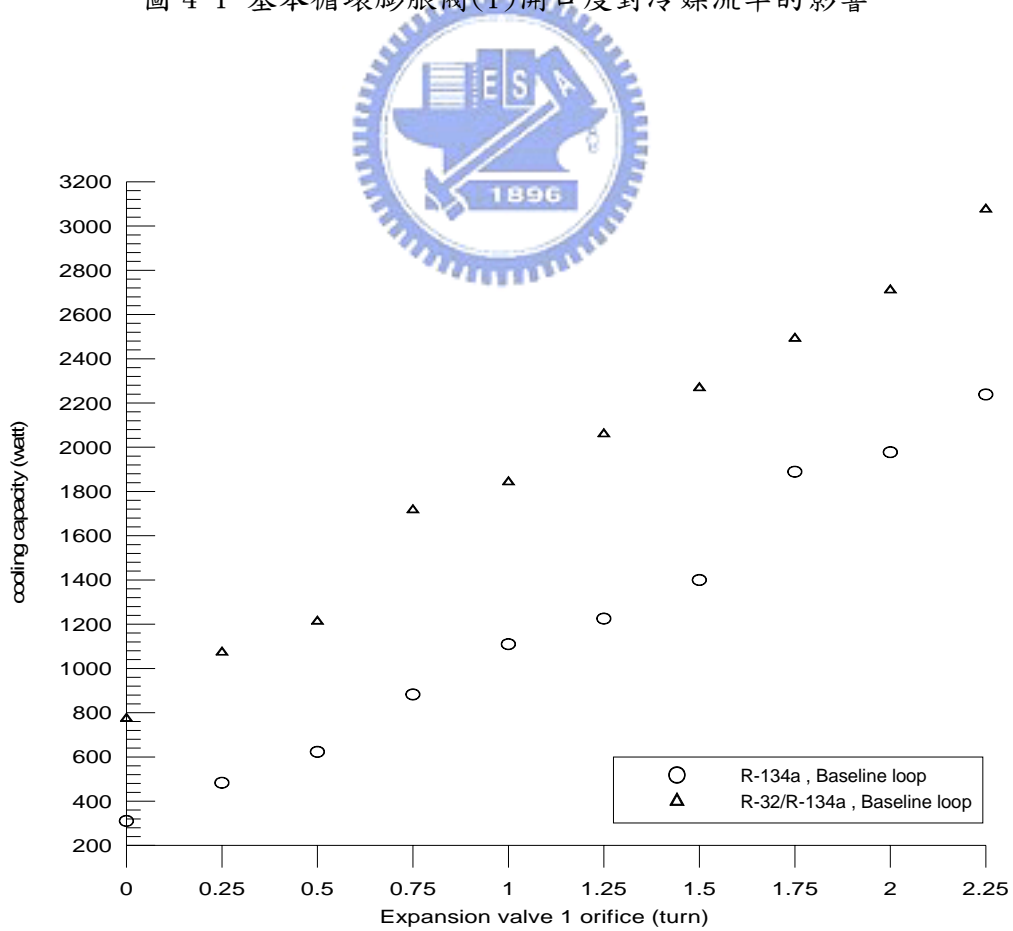


圖 4-2 基本循環膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響

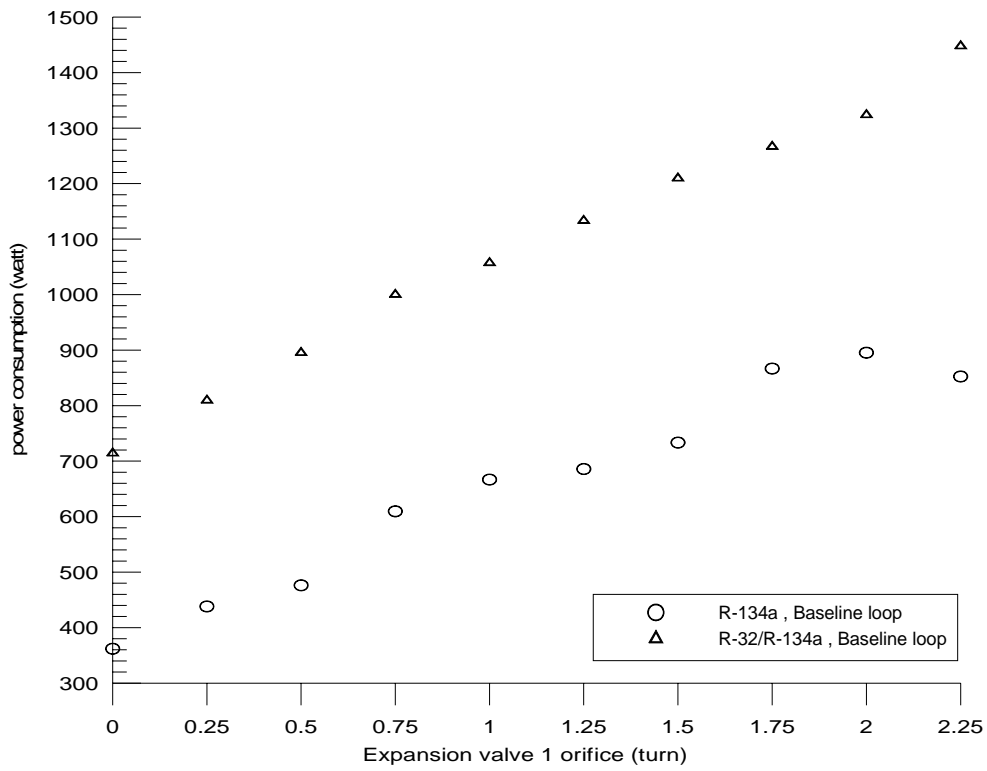


圖 4-3 基本循環膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響

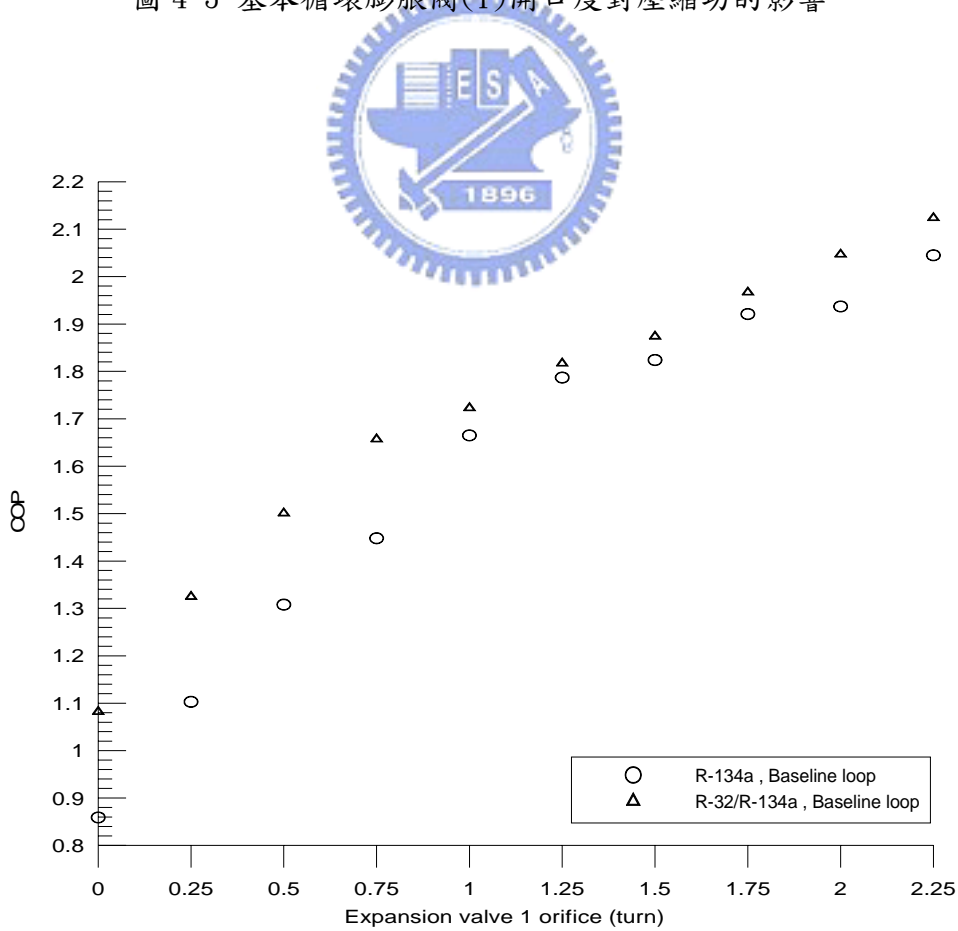


圖 4-4 基本循環膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響

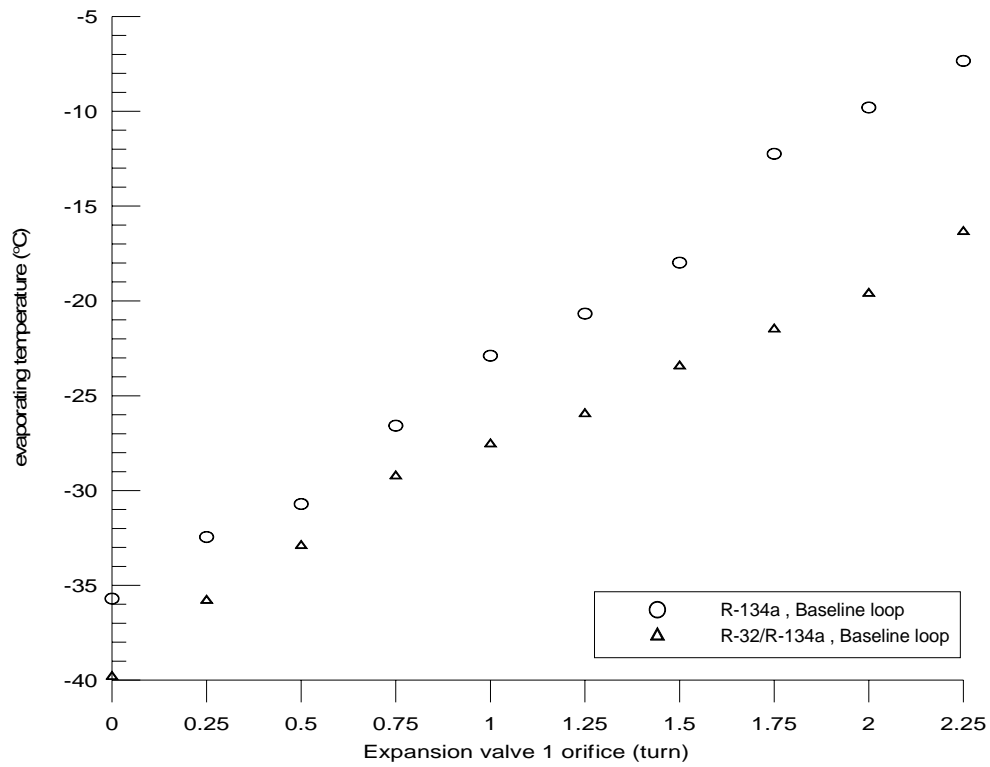


圖 4-5 基本循環膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響

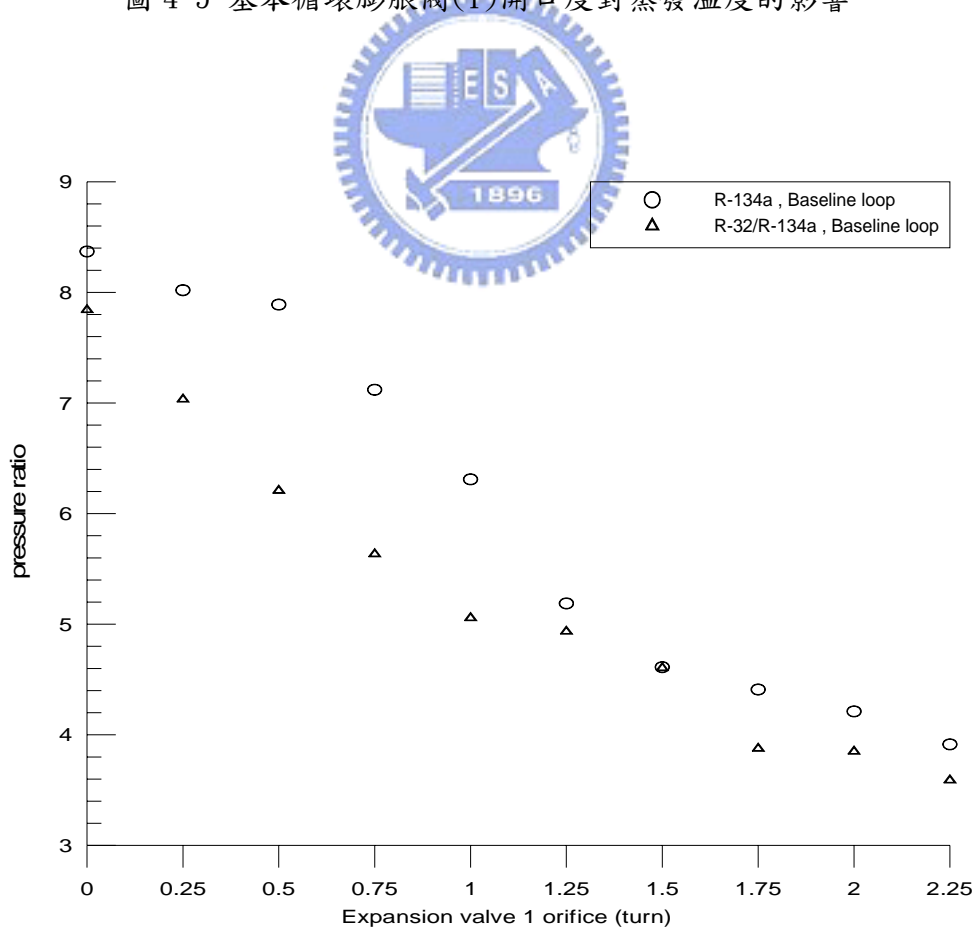


圖 4-6 基本循環膨脹閥(1)開口度對壓縮比的影響

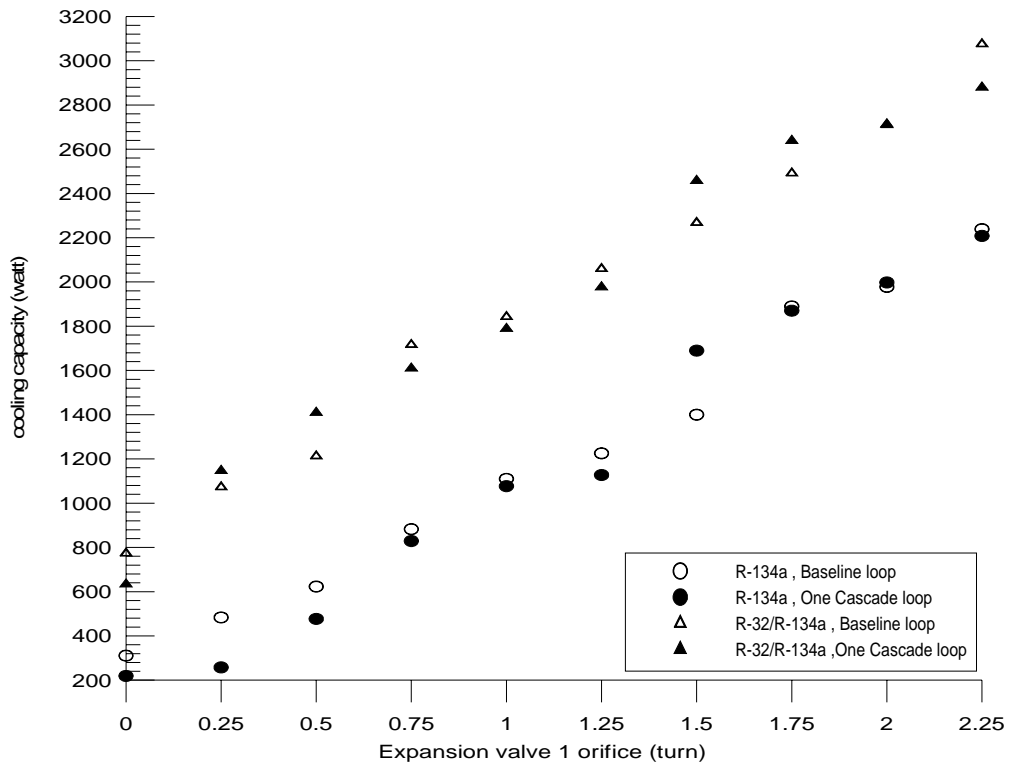


圖 4-7 基本與一階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響

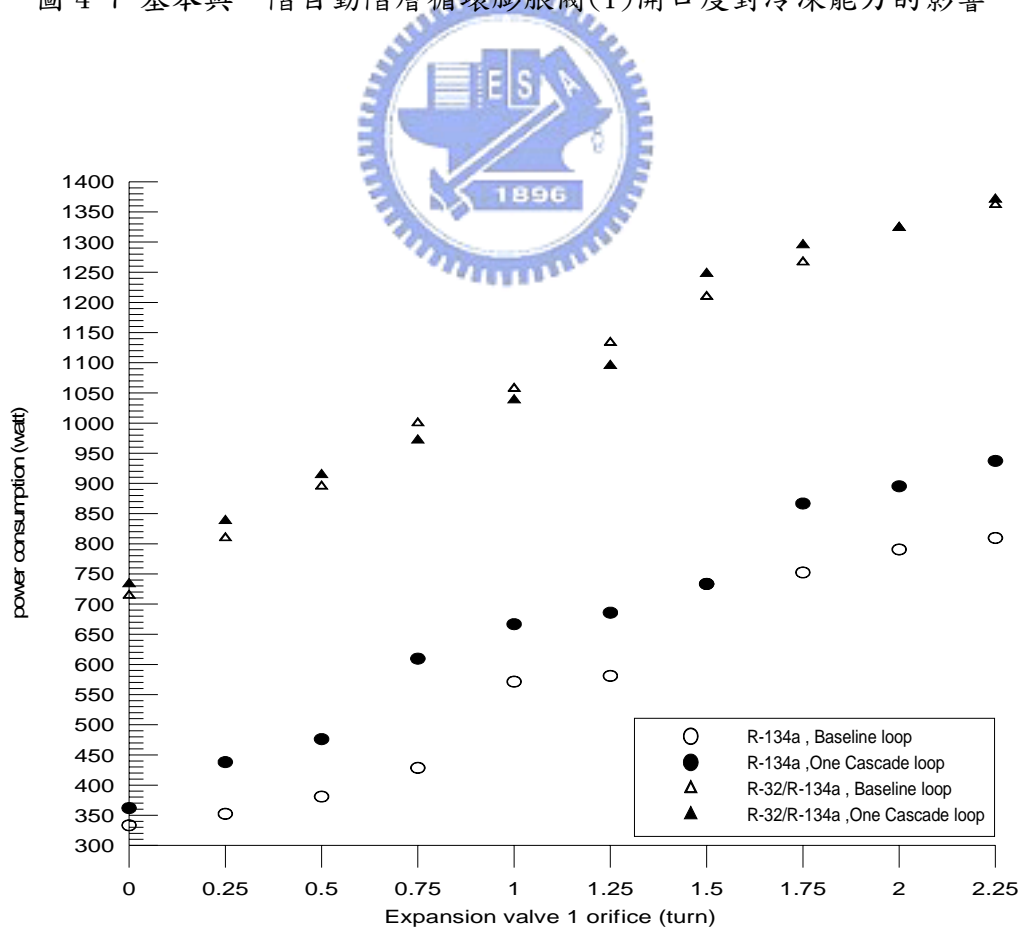


圖 4-8 基本與一階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對壓縮功的影響

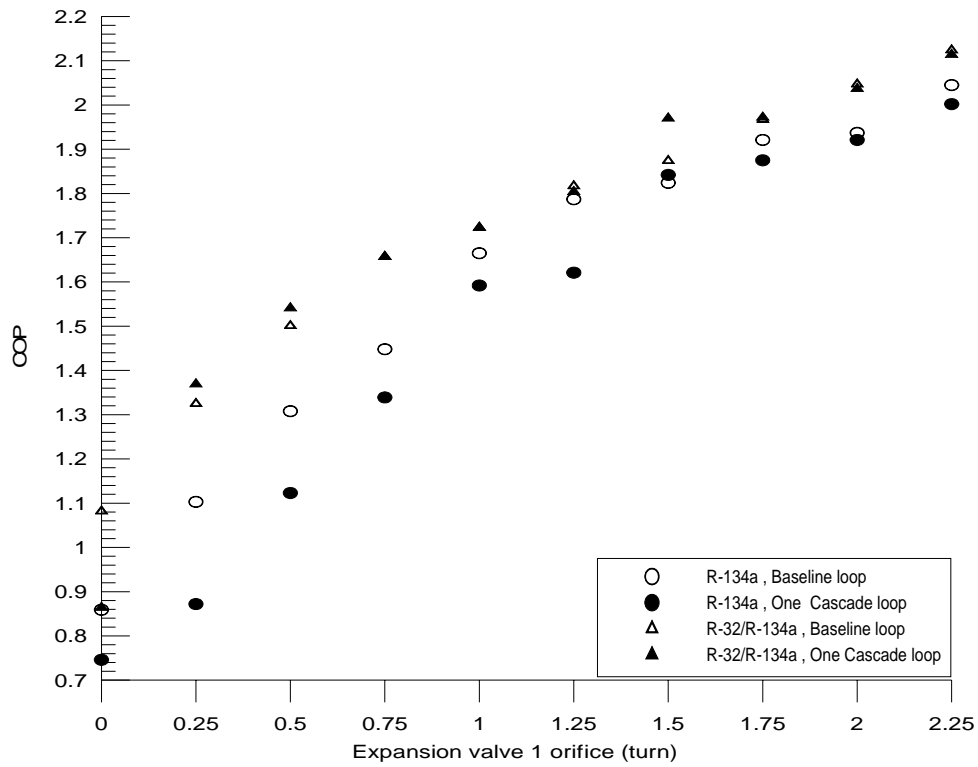


圖 4-9 基本與一階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對 COP 的影響

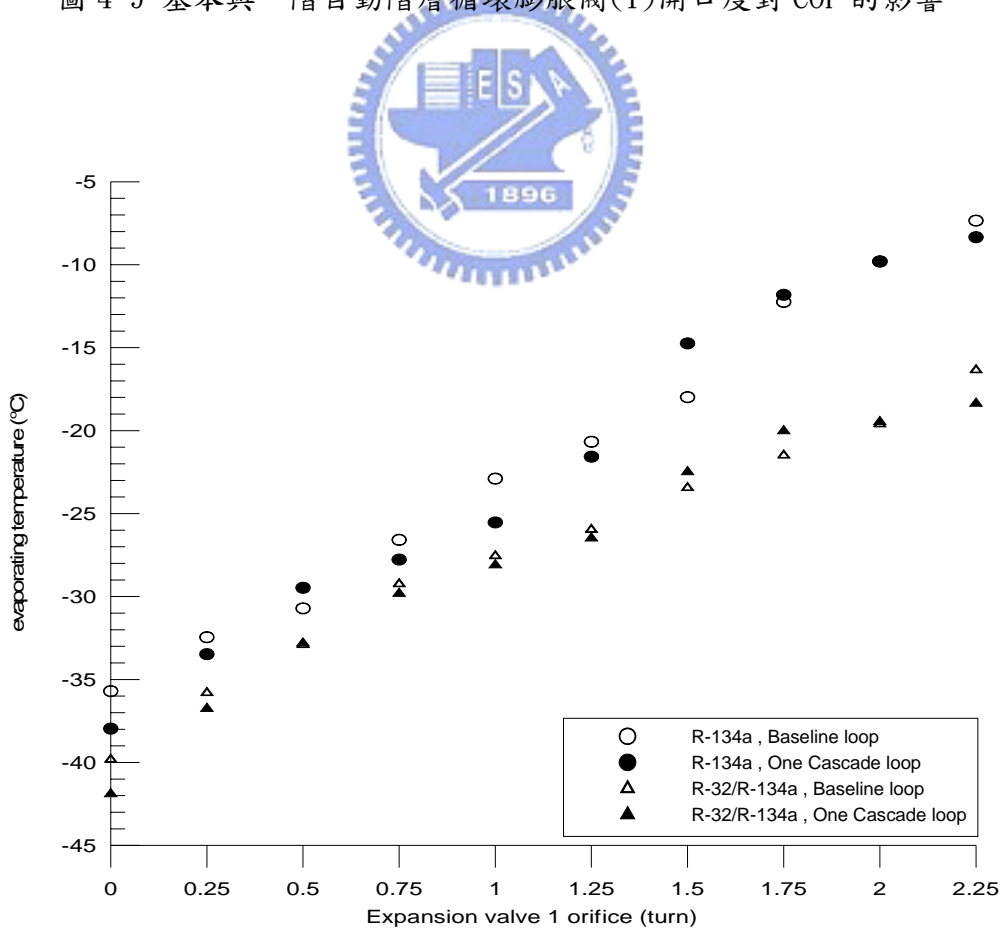


圖 4-10 基本與一階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響

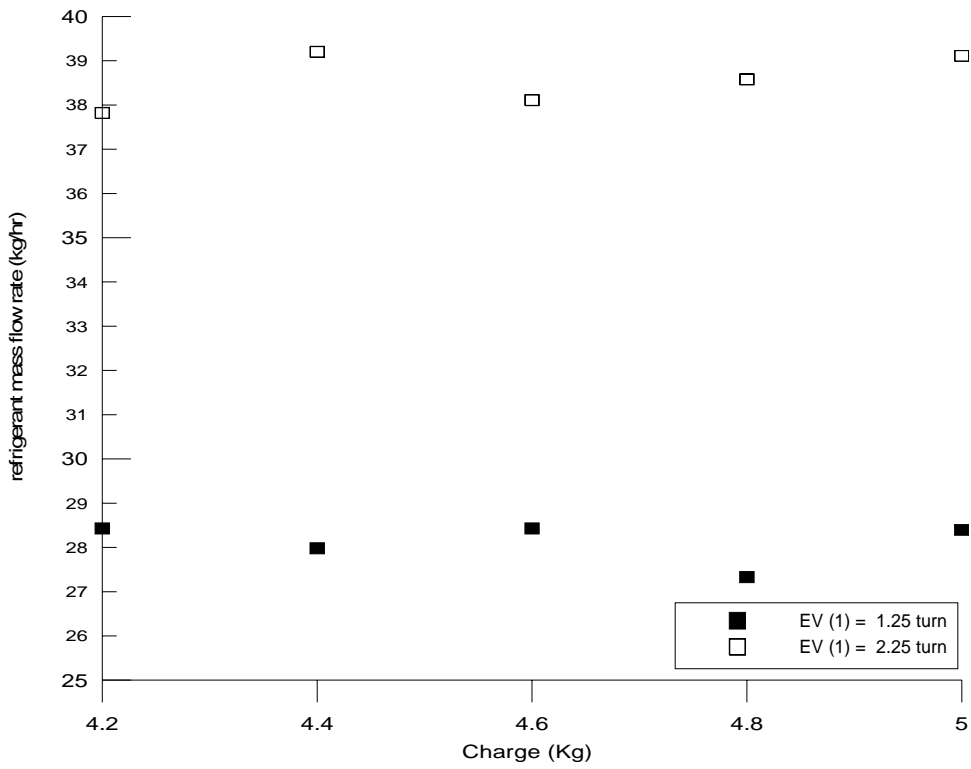


圖 4-11 R-134a 二階自動階層循環冷媒填充量對冷媒質量流率的影響

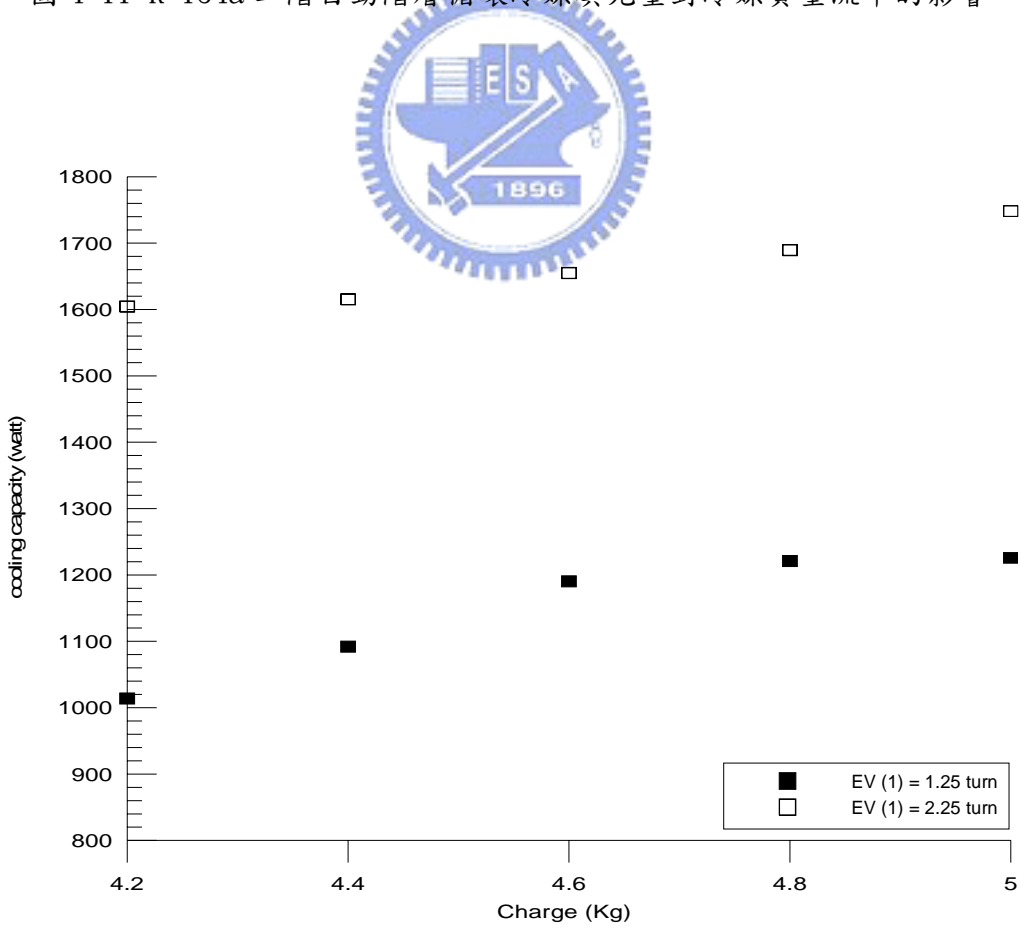


圖 4-12 R-134a 二階自動階層循環冷媒填充量對冷凍能力的影響

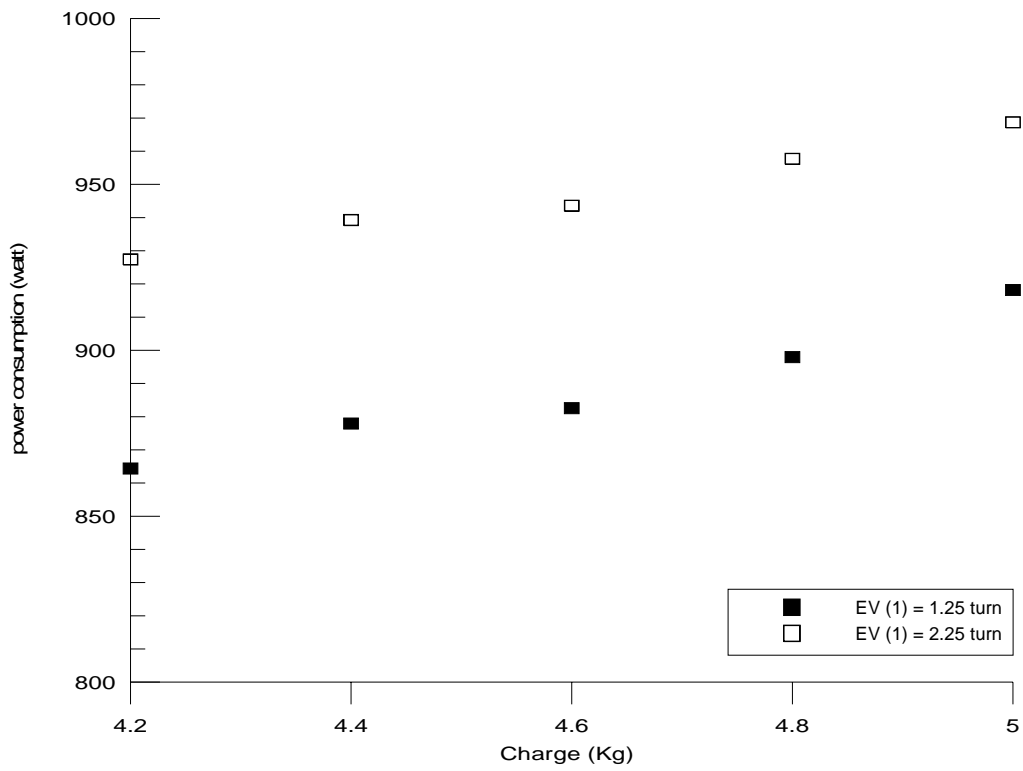


圖 4-13 R-134a 二階自動階層循環冷媒填充量對壓縮功的影響

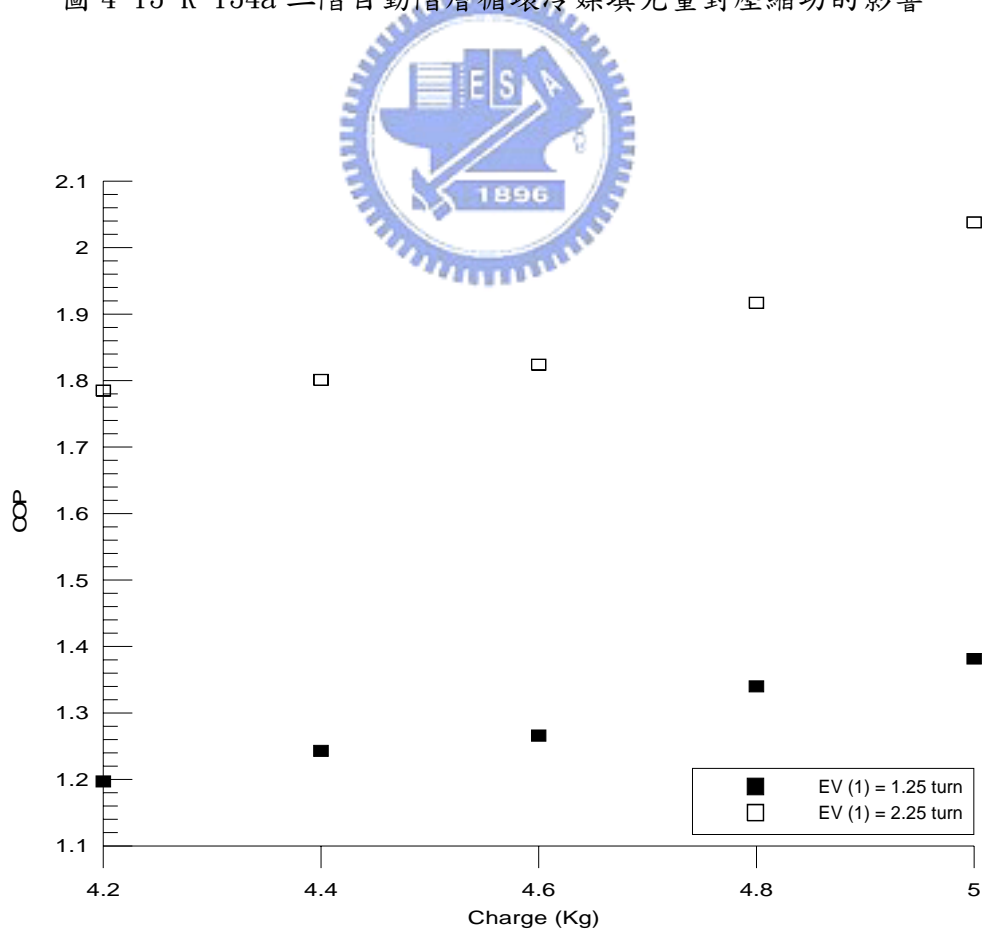


圖 4-14 R-134a 二階自動階層循環冷媒填充量對 COP 的影響

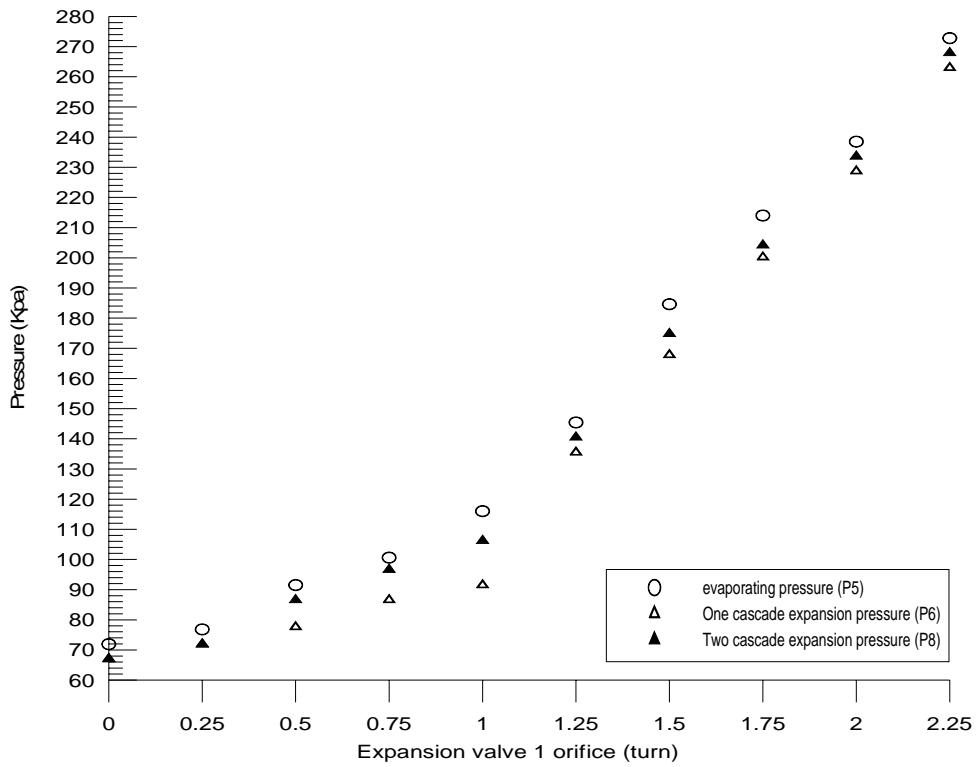


圖 4-15 R-134a 二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對低壓壓力的影響

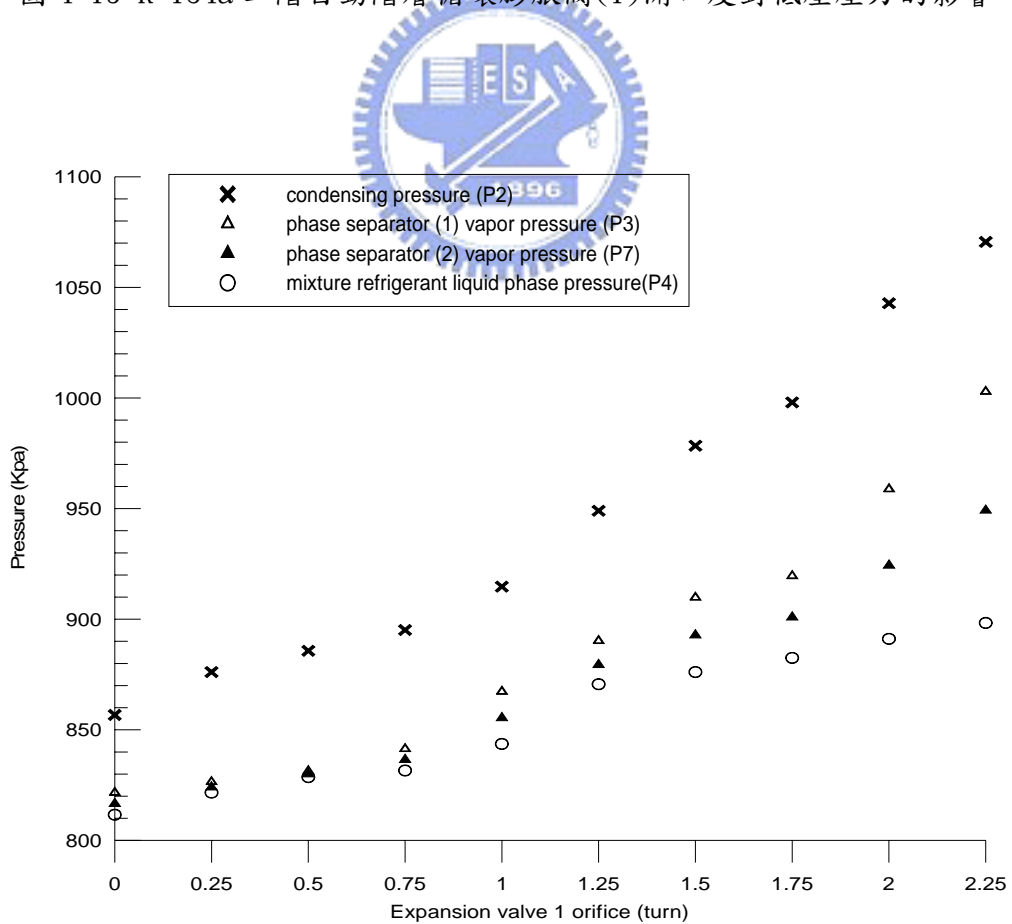


圖 4-16 R-32/R-134a 二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對高壓壓力的影響

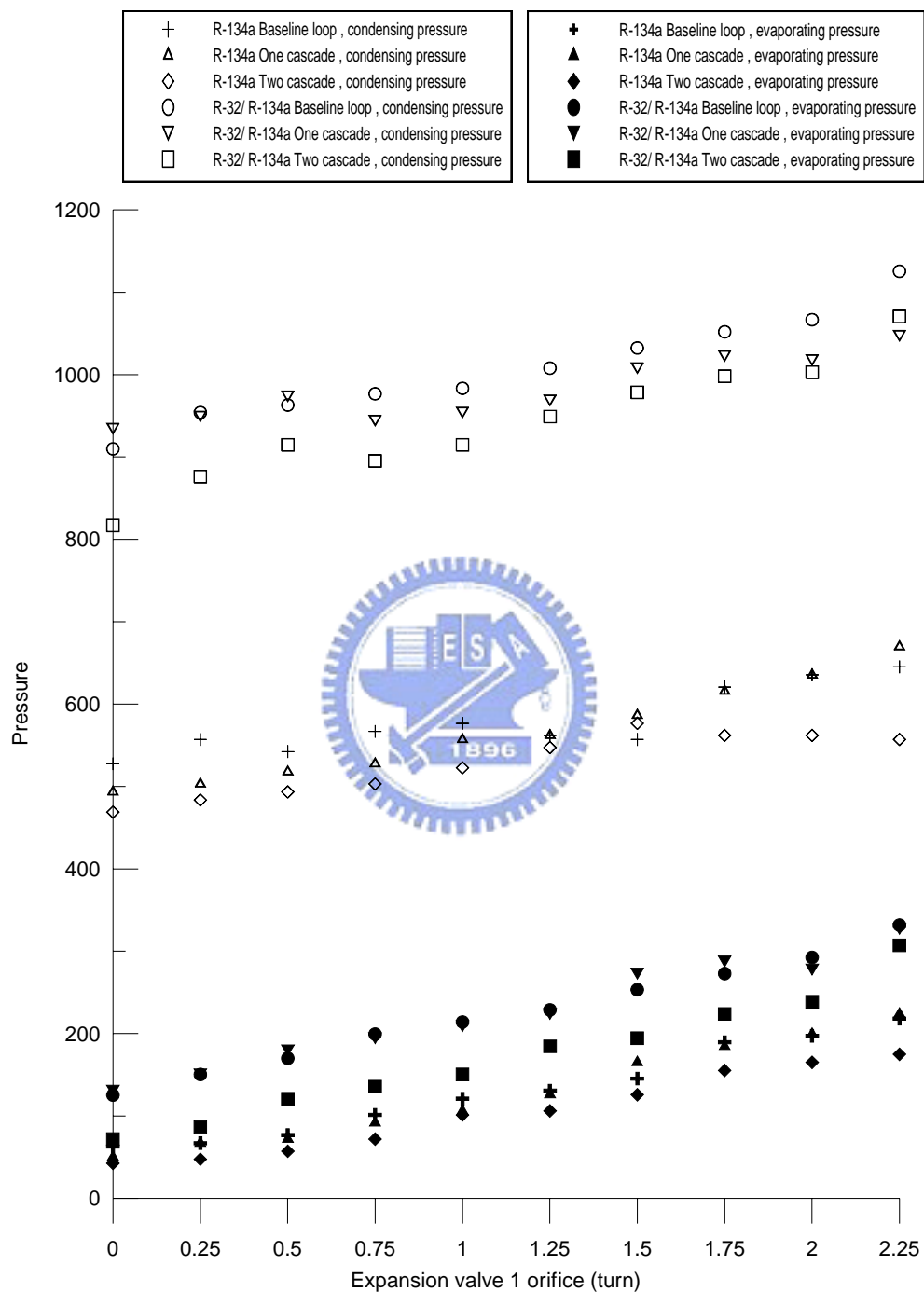


圖 4-17 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對系統壓力的影響

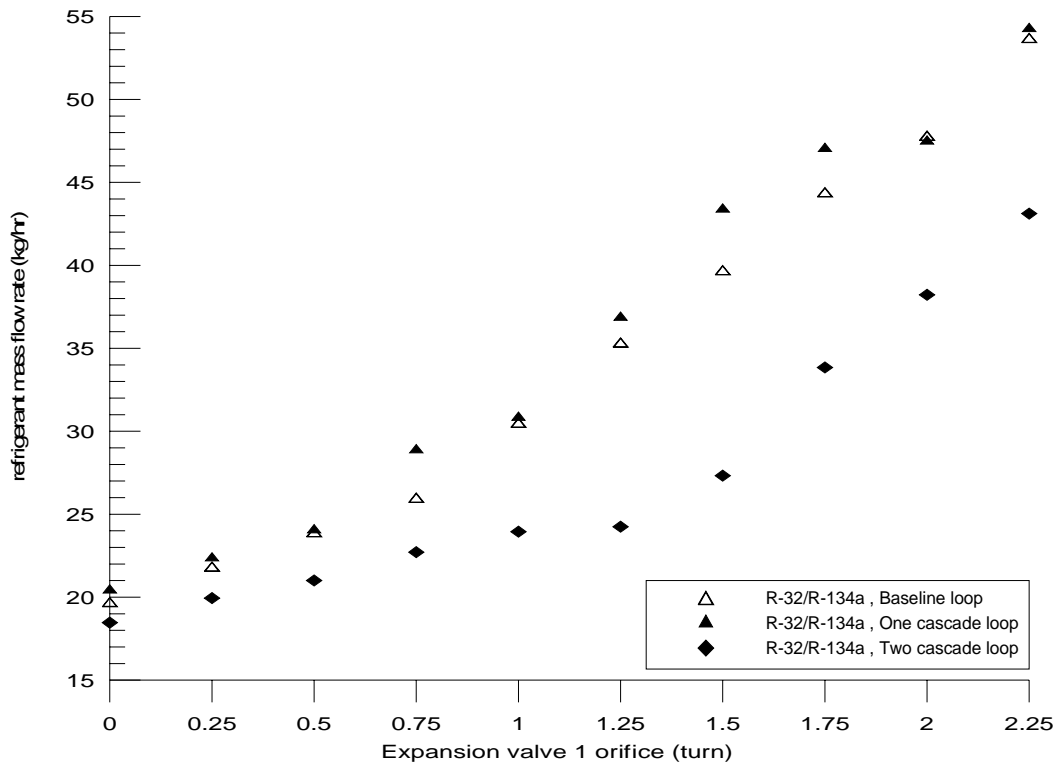


圖 4-18 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對冷媒質量流率的影響

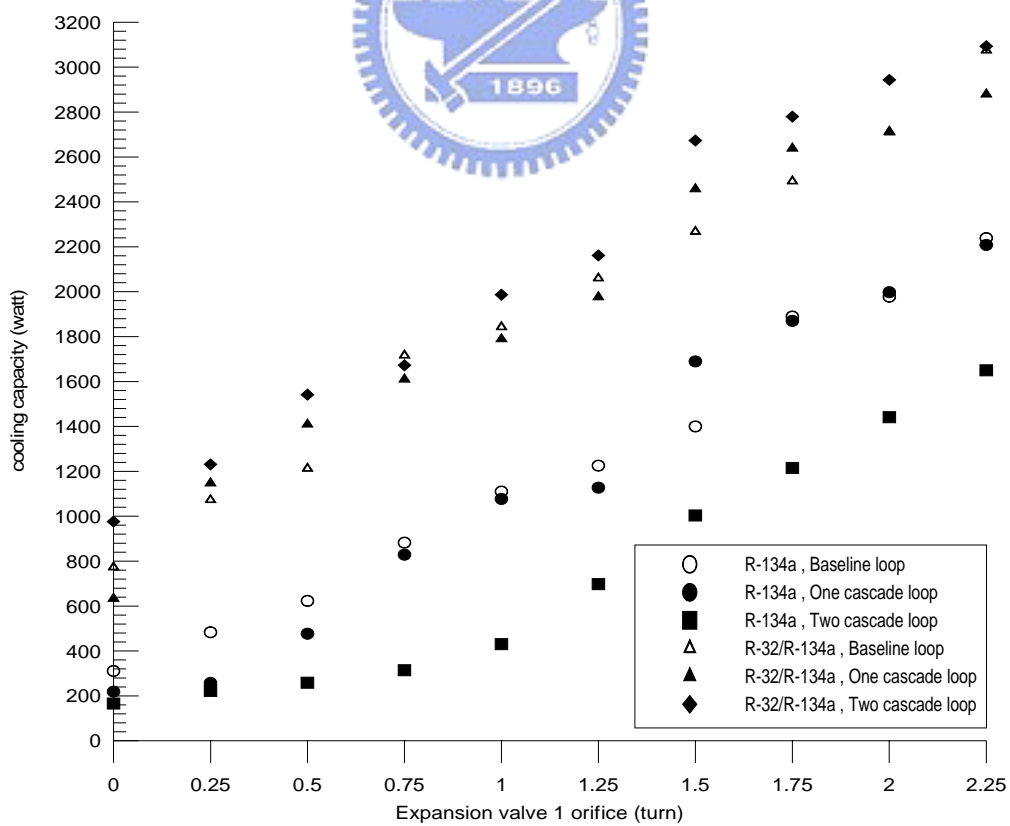


圖 4-19 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對冷凍能力的影響

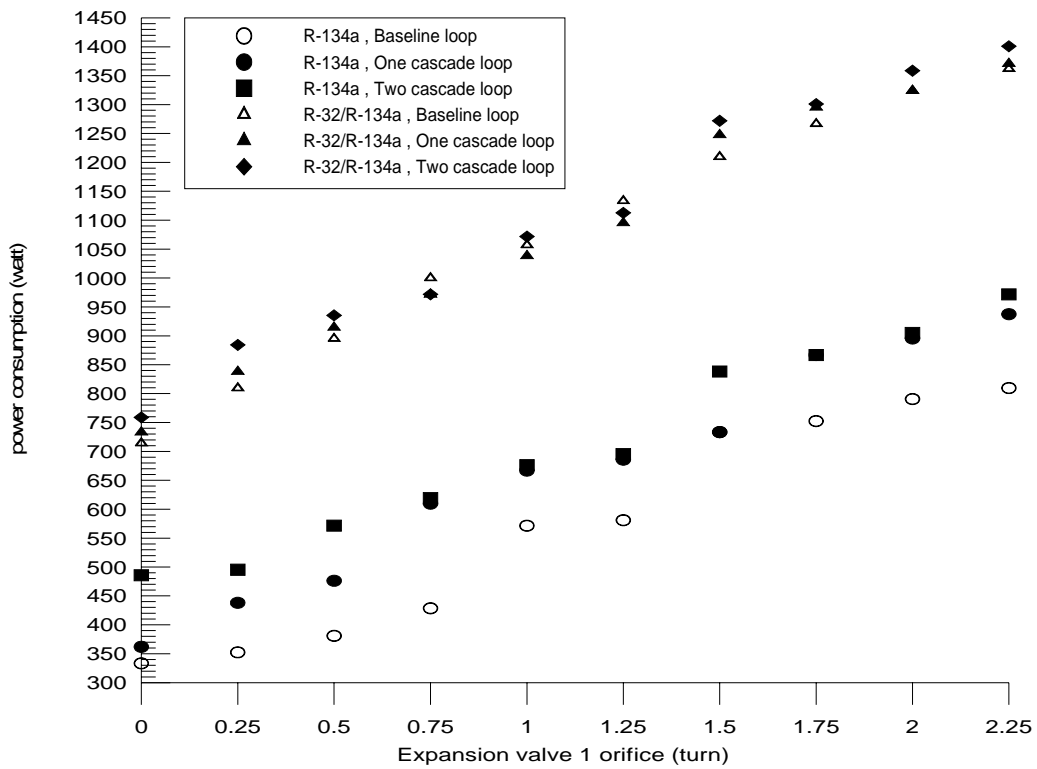


圖 4-20 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對

壓縮功的影響

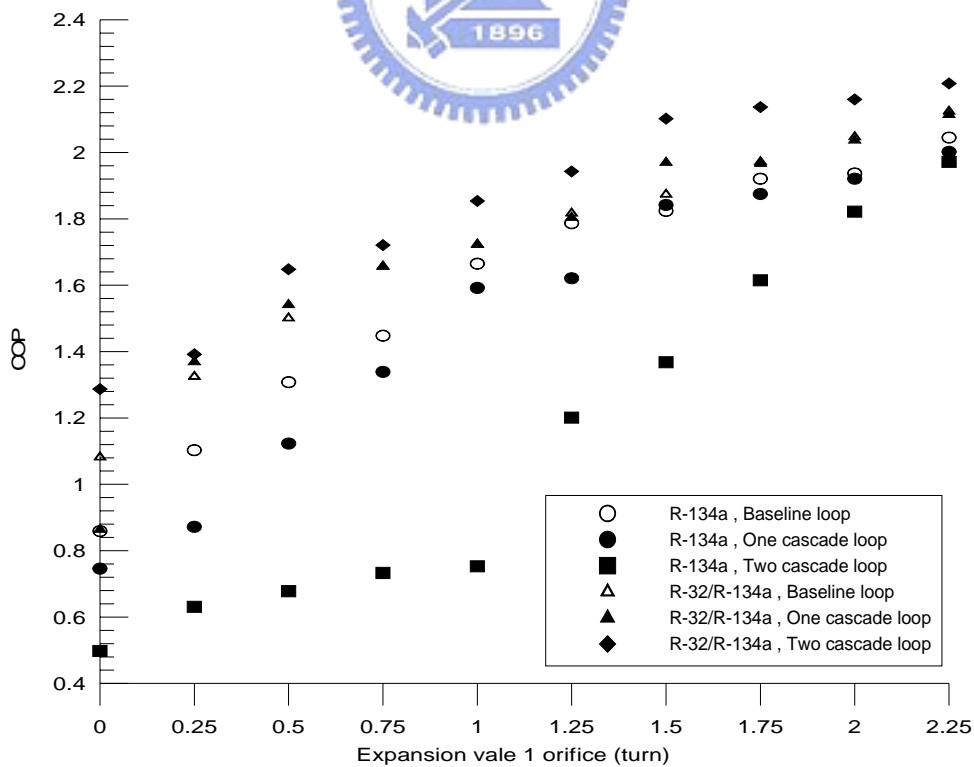


圖 4-21 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對

COP 的影響

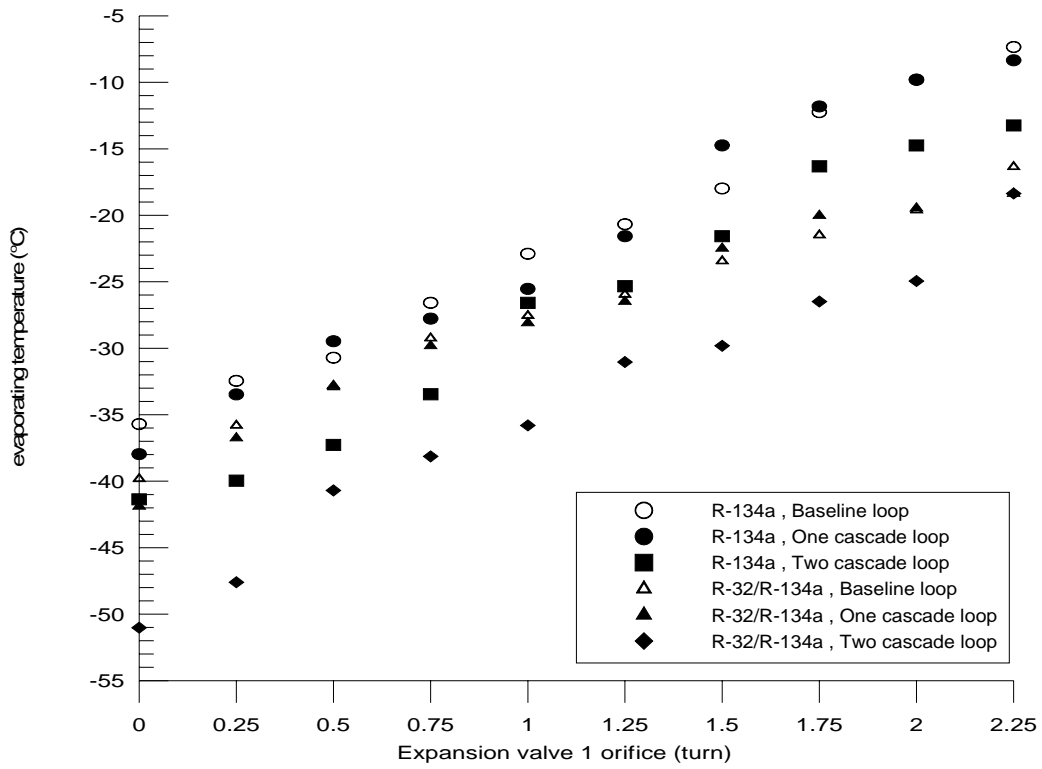


圖 4-22 基本、一階自動階層和二階自動階層循環膨脹閥(1)開口度對蒸發溫度的影響

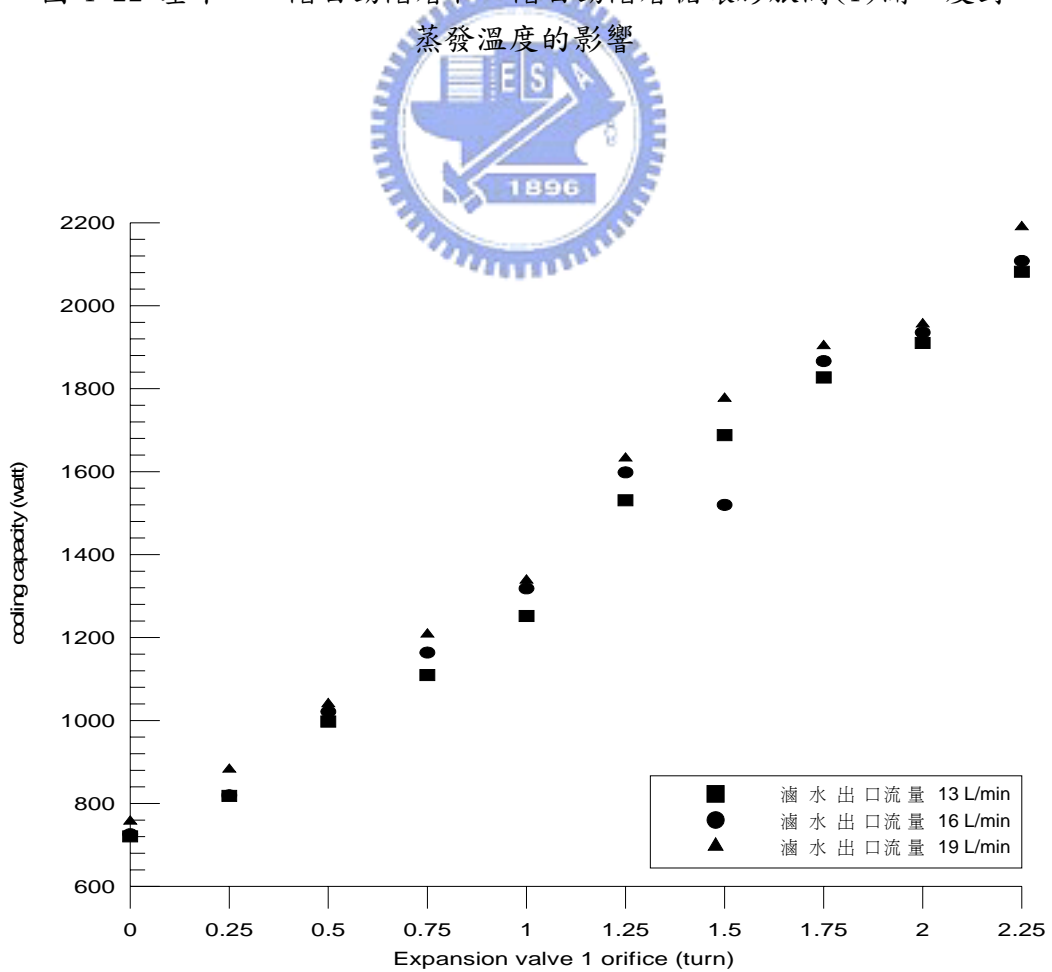


圖 4-23 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水流量對冷凍能力的影響

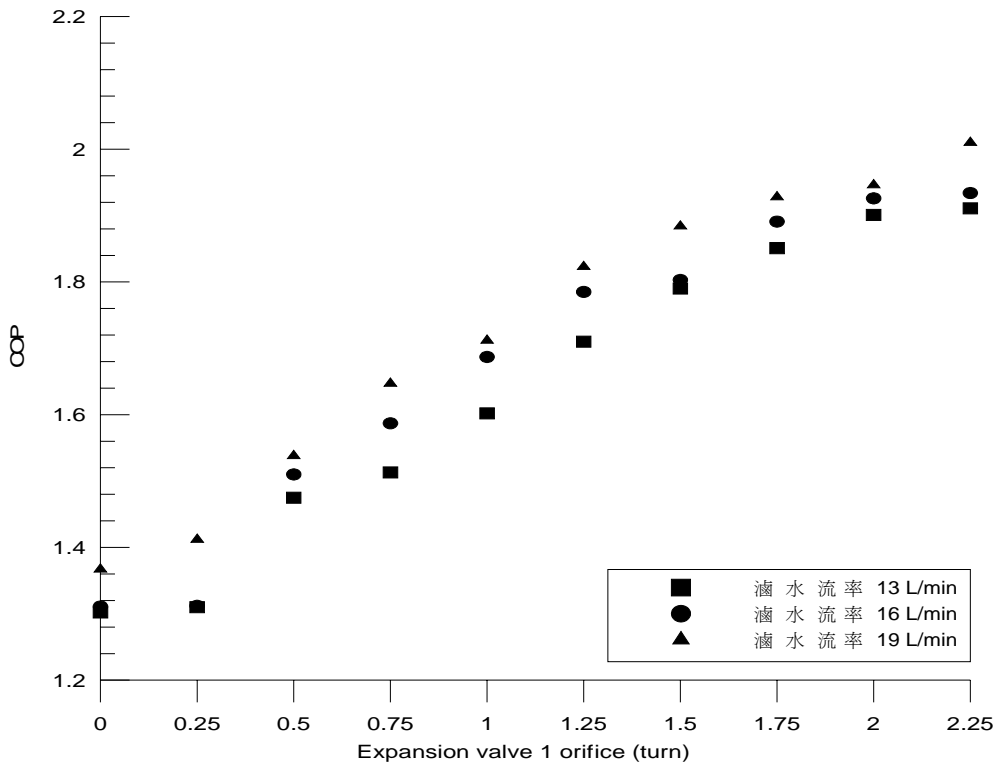


圖 4-24 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水流量對 COP 的影響

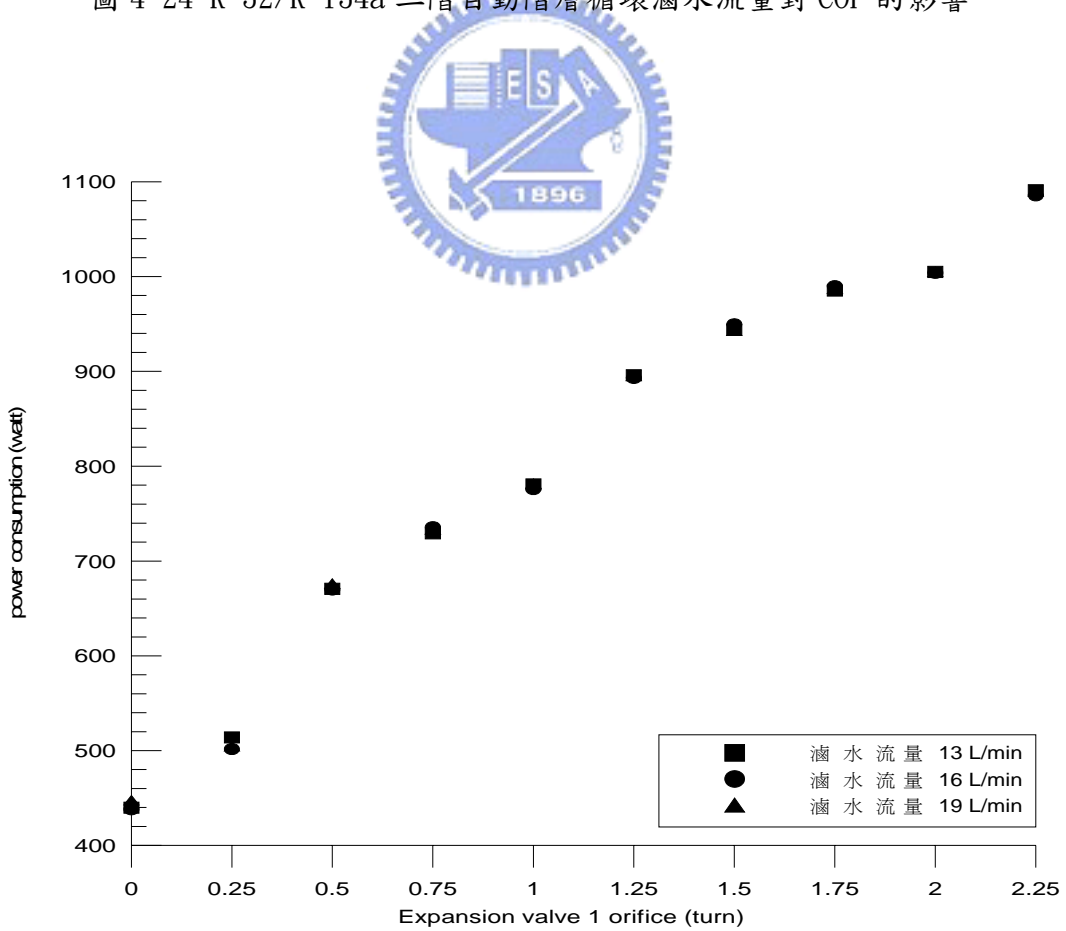


圖 4-25 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水流量對壓縮功的影響

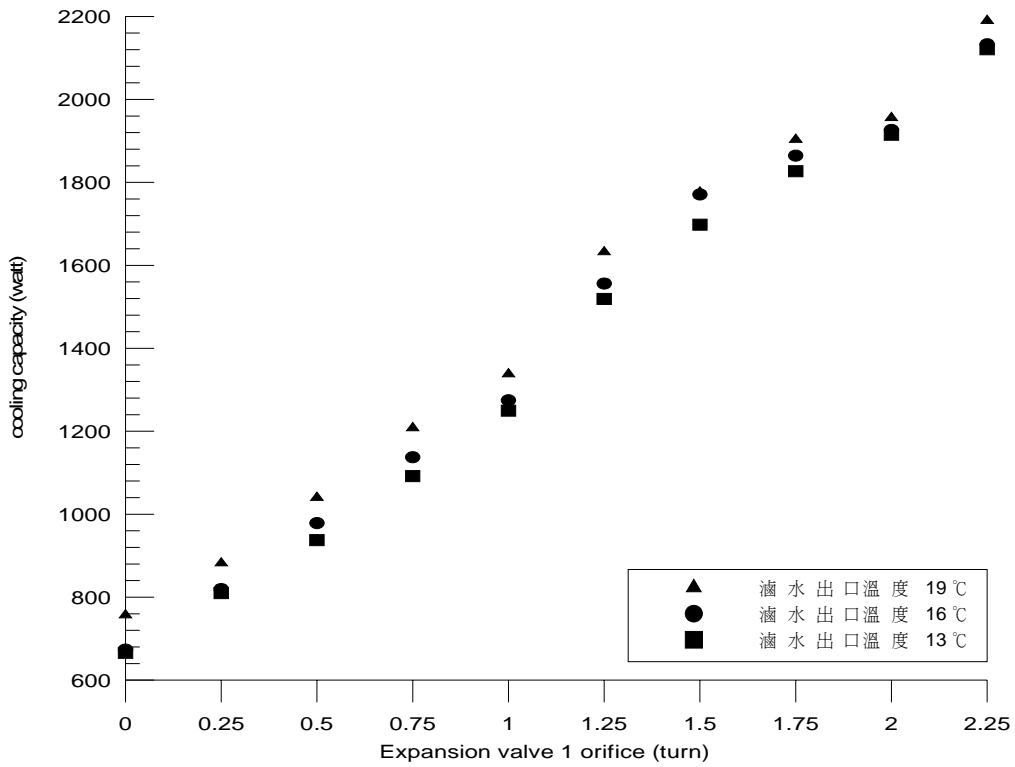


圖 4-26 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水溫度對冷凍能力的影響

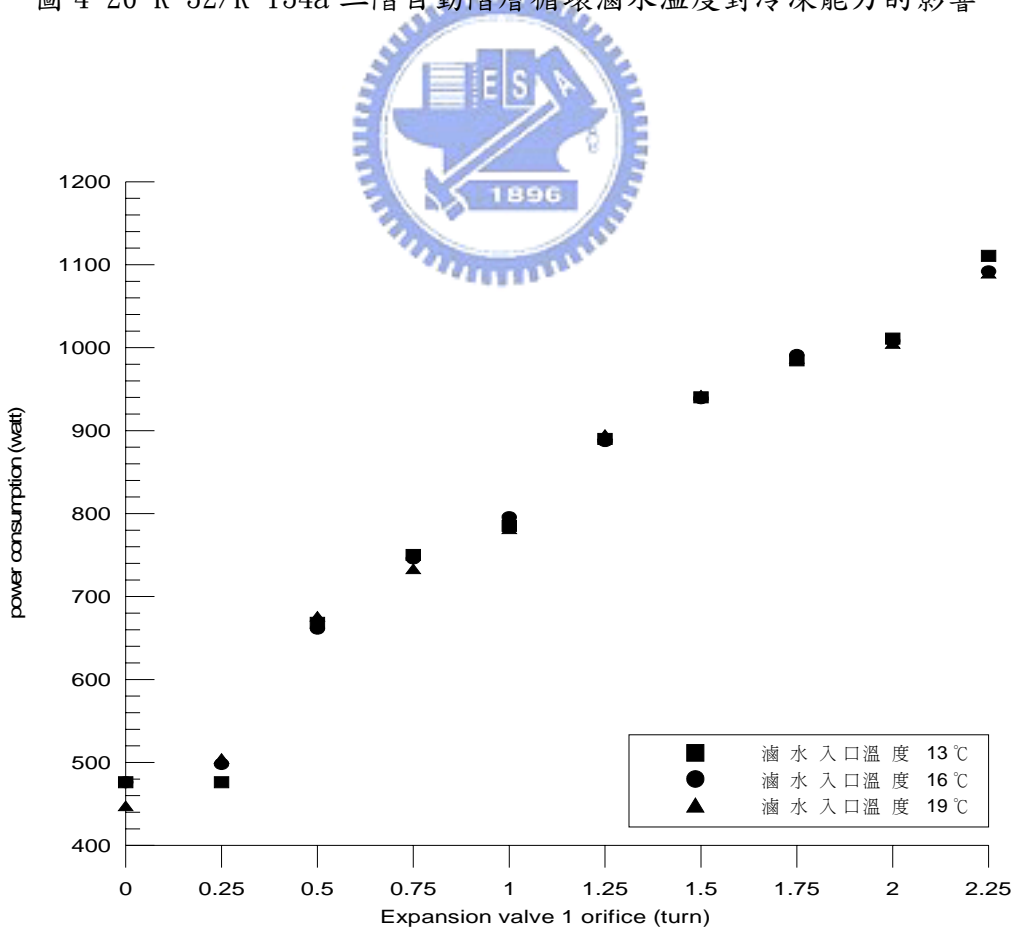


圖 4-27 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水溫度對壓縮功的影響

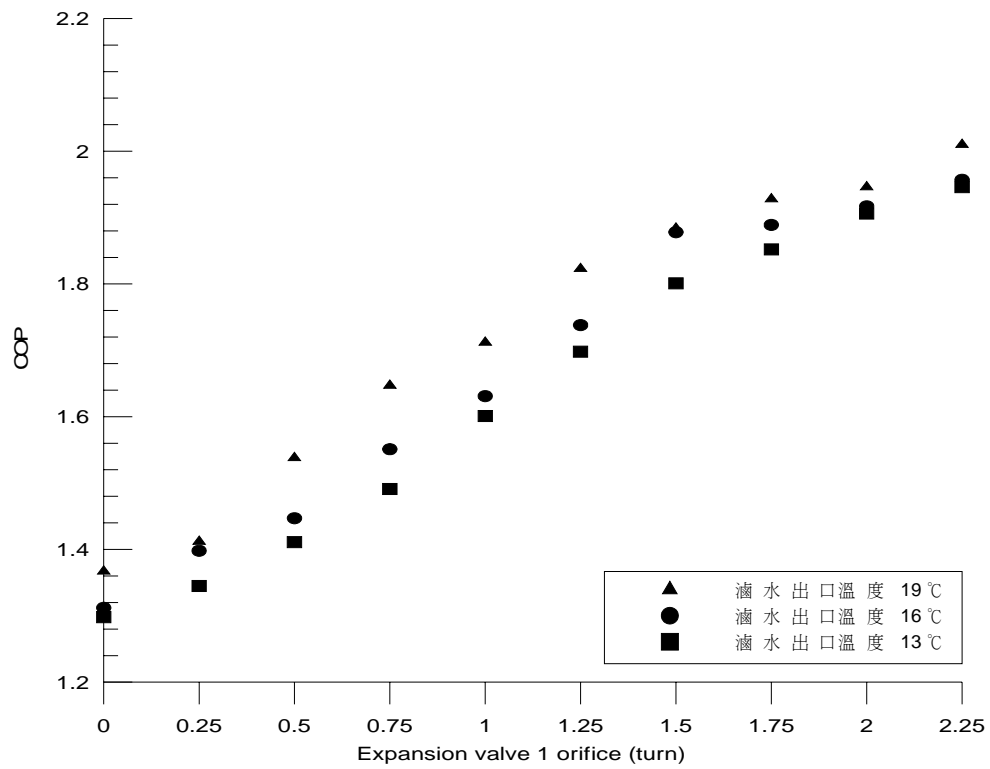


圖 4-28 R-32/R-134a 二階自動階層循環滷水溫度對 COP 力的影響



參考文獻

- 【1】 Vineyard, E. A. , Sand, J. R. , 1989 , “ Selection of Ozone-Safe, Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Capacity Modulation in Residential Heat Pumps ” , ASHRAE Transactions, Vol.95, Pt.1, pp. 34-46.
- 【2】 He, X. , Spindler, U. C. , Jung, S. D. , Radermacher, R. , 1992 , “Investigation of R-22/R142b mixture as a substitute for R-12 in single-evaporator domestic refrigerators” , ASHRAE Transactions, Vol. 98, Pt. 1, pp. 150-159.
- 【3】 Kim, K. , Spindler, U. C. , Jung, D. , Radermacher, K. R. , 1993 , “R-22/R-152a mixtures and cyclopropane (RC270) as substitutes for R-12 in single evaporator refrigerators : simulation and experiments” , ASHRAE Transactions, Vol. 99, Pt. 1, pp. 1439-1445.
- 【4】 Kruse, Horst. , Wieschollek, Florian. , 1997 , “Concentration Shift When Using Refrigerant Mixtures ” , ASHRAE Transactions, Vol. 102, Pt. 2, pp. 747-755.
- 【5】 Jin, D. X. , Kwon, J. T. , Kim, M. H. , 2003, “Prediction of in-tube condensation heat transfer characteristics of binary refrigerant mixtures” , International Journal of Refrigeration , Vol. 26, pp . 593-600.
- 【6】 Zhao, Yang. , Yitai, Ma. , Yie, Li. , Zhinghai, Chen. , Lishan, Ma. , 1999, “The performance of some substitutes for HCFC22 under varying operating conditions” , Applied Thermal Engineering , vol. 19 , pp. 801-806.

- 【7】 Alsaad, M. A. , Hammad, M. A. , 1997, “The application of propane /butane mixture for domestic refrigerators” , Applied Thermal Engineering , Vol.18, pp. 911-918.
- 【8】 Mei, Vince C, Chen, F. C., Chen, .D. T., HuangFu, E. - P , 1995, “ Performance tests of R-22 and R-32/R-125/R-134a mixture for baseline air conditioning and liquid over-feeding operations ” , ASHRAE Transactions, Vol.101, Pt.2, pp.1072-1077.
- 【9】 楊智翔, “非共沸混合冷媒 R-32/R-134a 在水平圓管內之蒸發熱傳分析 ” , 國立交通大學機械工程研究所, 碩士論文, 1997.
- 【10】 Hwang, Yunho., Judge, John., Radermacher, Reinhard. , 1997, “ Experience with Refrigerant Mixtures ” , ASHRAE Transactions, Vol.100, Pt. 2B, pp. 765-776.
- 【11】 Kiselev, S. B. , Huber, M. L. , 1998, “Thermodynamic properties of R-32+R-134a and R-125+R-32 mixtures in and beyond the critical region” , International Journal of Refrigeration , Vol. 21, No. 1, pp. 67-76.
- 【12】 Shao, D. W. and Granryd, E. , 1998, “ Experimental and theoretical study on flow condensation with non-azeotropic refrigerant mixtures of R32/R134a ” , International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp. 230-246.
- 【13】 Jung, Dongsoo., Song, Kilhong., Kim, Kyoungki., An, Kwangyoung. , 2003, “Condensation heat transfer coefficients of halogenated binary refrigerant mixtures on a smooth tube” , International Journal of Refrigeration , Vol. 26, pp. 795-799.
- 【14】 Stoecker ,W. F. , 1982, “The theorem of refrigeration and air condition” , McGraw-Hill.

- 【15】 White, W. B. and Wharton, K. L. ,1984, “ Development of a mechanically refrigerated cryogenic preservation system using a mixed refrigerant technique to maintain specimen temperatures of -135°C ” , American Laboratory. In Press., pp.1-7.
- 【16】 Stoecker, W. and Kornota, E. , 1985, “ Condensing coefficients when using refrigerant mixtures ” , ASHRAE Transactions, Vol. 91, Pt. 2B, pp. 1351-1367.
- 【17】 Missimer, Dale. J.,1997, “ Refrigerant conversion of Auto-Refrigerating Cascade(ARC)systems ” , International Journal of Refrigeration, Vol.20, No.3, pp.201-207.
- 【18】 Jung, Dongsoo., Kim, Hak-Jun., Kim, Ookjoong. , 1999, “ A study on the performance of multi-stage heat pumps using mixtures ” , International Journal of Refrigeration , Vol.22, pp.402-413.
- 【19】 Jung, Dongsoo.Lee , Yoonhak.Park , Byungjin.Kang , Byoungha. , 1999, “ A study on the performance of multi-stage condensation heat pumps ” , International Journal of Refrigeration , Vol.23, pp.528-539.
- 【20】 Kim, S.G. , Kim, M.S. , 2001 , “Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant” , International Journal of Refrigeration , Vol. 25, pp.1093-1101.
- 【21】 邱祈翰, “混合冷媒在自動階層式冷凍系統之研究 ” , 國立交通大學機械工程研究所, 碩士論文, 2001.
- 【22】 Yilmaz, Mehmet. ,2002, “Performance analysis of a vapor compression heat pump using zeotropic refrigerant mixtures” , Energy Conversion and Management , Vol. 44, pp.267-282.

- 【23】 Radermacher, R. , 1986 , “ Advanced versions of heat pumps with zeotropic refrigerant mixtures ” , ASHRAE Transactions, Vol.92, Pt. 2, pp. 52-59.
- 【24】 NIST. REFPROP, Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology, 1994.
- 【25】 江奇峰, “具積液式熱交換器之階層式混合冷媒之冷凍系統” , 國立交通大學機械工程研究所, 碩士論文, 2003.

