

八十九年度國科會專題研究計畫報告

「雙級雙冷媒冷凍系統設計(3/3)」

Design of ejector-coupled two-stage dual-refrigerant cooling system(3/3)

計畫編號: NSC89-2212-E-002-072

執行期間: 88 年 8 月 1 日至 89 年 7 月 31 日

執行單位: 國立台灣大學機械工程系

計畫主持: 黃秉鈞

客座研究員: V.A.Petrenko

研究助理: 胡勝雄 李璟柏

摘 要

本研究旨在進行噴射式二元雙級冷凍系統改良, 以及實際的儲冰空調系統運轉測試以驗證雙級系統的可行性。實驗結果顯示, 改良後的雙級系統 COP 提升量隨冷凝溫度的增加而升高。在冷凝溫度 36°C 、蒸發溫度 -10°C 時, 新機組的雙級較單級循環提升約 8% 的 COP (由單級的 2.13 提升至雙級的 2.30)。搭配儲冰槽的儲冰測試, 雙級系統 COP 為 1.26、單級為 1.19。以新、舊機組的效率比較(雙級系統), 舊機組 COP 為 1.4, 新機組 COP 為 2.30, 得到約 64% 的提升量。測試結果顯示, 新機組經改良後, 在單循環運轉時 ($T_e = -10^{\circ}\text{C}$), COP 高達 2.13 ($T_c = 36^{\circ}\text{C}$), 相當於每單位耗電 1.67 kW/RT, 比舊機組明顯改善, 甚至可媲美大型 (>50RT) 儲冰空調主機 (約 1.3-1.5 kW/RT), 證明膨脹閥在 $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ 之運轉已獲最佳匹配, 因此採用雙級系統設計可以改善單級系統性能是確定的。

本研究也進行搭配儲冰槽的儲冰測試 (採二次滴水設計而不是直膨式設計), 雙級系統的 COP 為 1.26、單級為 1.19, 也見性能提升 (6%)。實際應用時, 如採直膨式設計, 雙級系統對 COP 的提升量可再增加。本計畫也採 8051 微處理晶片配合電子膨脹閥來設計自動控制系統, 以控制壓縮機入口的冷媒過熱度。實驗結果顯示, 系統在儲冰過程中加入電子膨脹閥與自動控制器, 明顯有助於變動負載的控制, 使壓縮機入口不會產生過熱度太大或濕壓縮。

關鍵字: 噴射式冷凍機、雙級冷凍機

八十九年度國科會專題研究計畫報告

「雙級雙冷媒冷凍系統設計(3/3)」

Design of ejector-coupled two-stage dual-refrigerant cooling system(3/3)

計畫編號: NSC89-2212-E-002-072

執行期間: 88 年 8 月 1 日至 89 年 7 月 31 日

執行單位: 國立台灣大學機械工程系

計畫主持: 黃秉鈞

客座研究員: V.A.Petrenko

研究助理: 胡勝雄 李璟柏

ABSTRACT

The present study focus on the performance improvement of the binary refrigeration system utilizing ejector-cooling unit and the performance test for a ice-storage system based on the binary refrigeration system. Experimental results show that improvement of COP of the binary system increase with increasing condensing temperature. At condensing temperature 36°C , evaporating temperature -10°C , COP increases 8% from 2.13 for a single-stage system to 2.30 for the binary system. For the first-generation prototype of the binary system, COP is 1.4 that means an increase of 64% improvement.

The COP for the binary-system test with ice storage operation is 1.26, while COP is 1.19 for a single-stage system. Experimental results show that COP of the retrofitted prototype has power consumption 1.67 kW/RT (at condensing temperature 36°C , evaporating temperature -10°C) that is close to the value for large refrigeration machines ($>50\text{RT}$) having power consumption around 1.3-1.6 kW/RT. This verifies that the binary system can improvement the ice storage system efficiency.

Ice-storage operation tests are also performed in the present study using brine circulation (not direct expansion design). COP is increased by 6%, with 1.26 for binary system and 1.19 for single-stage system. COP for binary system can be further increased by using direct expansion design. For controlling the superheat at the entrance of the compressor in order to increase the system efficiency and protect the compressor from wet compression, a microprocessor-based control system using 8051 chip associated with an electronic expansion valve are also developed. Test results show that the superheat can be accurately controlled despite of the cooling load variation.

Keywords: Ejector refrigeration; binary system; two-stage refrigeration system.

「雙級雙冷媒冷凍系統設計(3/3)」

Design of ejector-coupled two-stage dual-refrigerant cooling system(3/3)

計畫編號: NSC89-2212-E-002-072

執行期間: 88 年 8 月 1 日至 89 年 7 月 31 日

執行單位: 國立台灣大學機械工程系

計畫主持: 黃秉鈞

客座研究員: V.A.Petrenko

研究助理: 胡勝雄 李璟柏

一、摘要

本研究旨在進行噴射式二元雙級冷凍系統改良,以及實際的儲冰空調系統運轉測試以驗證雙級系統的可行性。實驗結果顯示,改良後的雙級系統 COP 提升量隨冷凝溫度的增加而升高。在冷凝溫度 36°C 、蒸發溫度 -10°C 時,新機組的雙級較單級循環提升約 8% 的 COP(由單級的 2.13 提升至雙級的 2.30)。搭配儲冰槽的儲冰測試,雙級系統 COP 為 1.26、單級為 1.19。以新、舊機組的效率比較(雙級系統),舊機組 COP 為 1.4,新機組 COP 為 2.30,得到約 64% 的提升量。測試結果顯示,新機組經改良後,在單循環運轉時($T_e = -10^{\circ}\text{C}$),COP 高達 2.13($T_c = 36^{\circ}\text{C}$),相當於每單位耗電 1.67 kW/RT,比舊機組明顯改善,甚至可媲美大型(>50RT)儲冰空調主機(約 1.3-1.5kW/RT),證明膨脹閥在 $T_e = -10^{\circ}\text{C}$ 之運轉已獲最佳匹配,因此採用雙級系統設計可以改善單級系統性能是確定的。本研究也進行搭配儲冰槽的儲冰測試(採二次滴水設計而不是直膨式設計),雙級系統的 COP 為 1.26、單級為 1.19,也見性能提升(6%)。實際應用時,如採直膨式設計,雙級系統對 COP 的提升量可再增加。本計畫也採 8051 微處理晶片配合電子膨脹閥來設計自動控制系統,以控制壓縮機入口的冷媒過熱度。實驗結果顯示,系統在儲冰過程中加入電子膨脹閥與自動控制器,明顯有助於變動負載的控制,使壓縮機入口不會產生過熱度太大或濕壓縮。

關鍵字: 噴射式冷凍機、雙級冷凍機

二、前言

我國冷凍空調設備普及,造成夏季用電負載倍增。台電為了減少尖峰用電,主要採取轉移電量負載的作法,其中之一便是鼓勵利用晝夜電力價差裝設儲冰系統。傳統的冷凍空調系統,主要依照朗肯(Rankine)循環操作。在儲冰空調系統應用上,為了製冰,冷凍機的蒸發溫度必須降至冰點以下,使冰水機效率大為降低。因此,提升儲冰空調系統的能源效率,是重要

的研究課題。

由熱力學理論知,過冷(subcool)朗肯循環冷凍空調系統的冷凝液,可以提升冷凍系統的制冷性能係數(COP),對 R22 冷媒系統而言,每過冷 1°C 可以提升約 0.8%。而採機械壓縮式(壓縮機)的朗肯循環,壓縮機出口的冷媒蒸氣溫度也較高(約 70 至 90°C),用於儲冰系統時,甚至高達 100°C),另一方面,高溫冷媒蒸氣在冷凝過程中必須排放冷凝熱至大氣中,這種廢熱,也造成環境污染。因此,如能充分利用壓縮機吐出的高壓高溫冷媒蒸氣熱能,用以推動另一熱動式(heat-driven)冷凍機製冷,並用來過冷機械壓縮式朗肯循環系統的冷凝液,不但可以提升原來機械壓縮式朗肯循環的制冷性能,也可達到廢熱回收的目的。

我們於上年度研究[3-5]中,以一 R141b 噴射式冷卻機組(Ejector cooling system)搭載於傳統 R22 機械壓縮式朗肯循環冷凍機組,作為底部循環(bottom cycle),利用 R22 壓縮機吐出的高溫氣體廢熱來推動噴射式機組,以其產生的冷凍效果來過冷機械壓縮式朗肯循環機組的 R22 冷凝液,提高整體系統的性能係數(COP)。噴射式冷卻機組與壓縮機冷凍機組構成的噴射式二元雙級冷凍系統,如圖 1 所示。

上年度研究證實,二元雙級冷凍系統的 COP 確實比單級 R22 壓縮機系統明顯改善。針對冷凍的應用($T_e = -10^{\circ}\text{C}$),雙級系統的 COP 比單級壓縮機系統最高可提升 15.1%($T_c = 41^{\circ}\text{C}$),最少提升 4.23%($T_c = 38^{\circ}\text{C}$)。

值得注意的是,實際測試時($T_e = -10^{\circ}\text{C}$),因膨脹閥並非最佳設計,以致單級系統運轉時,COP 僅達 1.26($T_c = 41^{\circ}\text{C}$)-1.36($T_c = 38^{\circ}\text{C}$)之間[5]。因此,本研究必須要先找尋最佳膨脹閥之匹配後再重新進行雙級系統測試,來確認上述之結論。同時,也必須進行系統改良以及實際的儲冰空調系統運轉測試以驗證雙級系統的可行性。此為本年度的主要兩大研究方向。

三、翹型機改良

3.1 翹型機設計

雙循環原型機基準設計依系統分析結果[4]，在儲冰空調運作時，取冷凝溫度 $T_c=38^\circ\text{C}$ 、蒸發溫度 $T_e=-5^\circ\text{C}$ 及 R141b 噴射式機組之蒸發溫度 $T_{ep}=20^\circ\text{C}$ 、冷凝溫度 $T_{cp}=32.5^\circ\text{C}$ 當作設計點。制冷量為 3.9 kW，COP 為 2.3，EER 為 1.99 kcal/W-hr。本研究機組根據舊機組[5]加以改良，零件規格如表 1。修改部分如下：

。R22 機組

(1)壓縮機吸入段

舊機組由於設計不良導致壓縮機吸入段壓損高(吸入口較 R22 蒸發溫度 T_e 約低 5°C)，故使系統制冷量及 COP 降低，且管路過長、也造成系統反應時間延遲，故修改吸入段設計降低壓損。

(2)乾燥過濾器

舊機組原本便未裝設乾燥過濾器，但由操作過程中發現蒸發溫度不穩定、調整困難，判定是系統中水氣過多，故加裝此一元件。

表 1 雙循環冷凍系統零組件規格

項 目	規 格	數 量	備 註
R22 機組	壓縮機	1-7/8HP 高溫機 (Electrolux, S34UP)	1 最大制冷量 4.4kW 排氣量 34.25 cm ³
	蒸發器 (儲冰槽)	5.2kW, K25-30 片	1 模擬儲冰槽
	蒸發器	15 kW, K070-50 片	1 儲冰滴水二次交換用
	冷凝器	7.1kW, K25-40 片	1
	預冷器	4.6kW, K25-24 片	1 二次冷凝用
	高壓儲液器	3/8"	1
	低壓儲液器	1/2"	1
	毛細管 (內徑 1.4mm)	A: 長 35cm B: 長 60cm C: 長 80cm D 長 18cm	4 用於不同蒸發溫度範圍調整
	膨脹閥	2RT(7kW)	1
	乾燥過濾器	3/8"	1
	冷卻水塔	9.5kW 冷卻量	1
	水泵浦	1/2HP	1
R141b 機組	噴射器	A3/Af=4.8	1 設計點: $T_g=70^\circ\text{C}$ $T_e=26^\circ\text{C}$ $T_c=36^\circ\text{C}$
	蒸發器	1.9kW, K25-8	1
	冷凝器	4.6kW, K25-60	1
	齒輪泵	3c.c./rev (平均 5.1 l/min)	1 1720r.p.m motor
	膨脹閥	2RT(7kW)	1
	數據記錄器	YEW HR1300 recorder	1 20 channel
量測、監控設備	熱電偶	T-type	20 適用-200~+200 $^\circ\text{C}$
	壓力錶	錶壓-1~2atm	2 R141b 蒸發器、冷凝器用
	壓力錶	錶壓-1~10atm	2 R22 蒸發器用
	壓力錶	錶壓-1~30atm	2 R22 冷凝器用
	R141b 流量計	0~150 c.c.	2 R141b 主、副流體用
	水側流量計	0~10 l/min	1 R22 蒸發器水側流量
	Microprocess Digital Meter	220 V, 10 A 單相	1

(3)液氣分離器

於舊機組中的蒸發器旁加裝一個液氣分離器與噴射膨脹器(Jet device)。液氣分離器的位置高於蒸發器，使流往壓縮機的流體確保為氣態，以免造成壓縮機液壓縮。Jet device 利用冷媒膨脹功，來抽吸液氣分離器內底部液態冷媒送往蒸發器再循環，以提升蒸發器效率。

(4)噴射器

原舊型機[4-5]選用的噴射器面積比為 6.3，依據實驗結果，是在遠設計點的情況操作，非最佳狀態。根據分析[4-5]，更改噴射器面積比為 4.8。

。R141b 機組

(1)冷凝器

由於舊型機組冷凝器(K25-30)冷凝面積過小(單片 0.016m²，總熱交換面積為 0.48m²)，無法達到所要求的冷凝溫度，故更換熱交換器 (新式熱交換器 K25-60，單片 0.016m²，總熱交換面積為 0.96m²)。

(2)液氣分離器

舊型機組中，雖然有放置液氣分離器，但 Jet Device 的位置離蒸發器太遠，壓損大，調整抽吸流不易。故修改位置，以確保流往噴射器的流體為氣態，使噴射器在正常狀態下操作。

3.2 儲冰系統

儲冰應用的硬體製作，是以噴射式二元雙級系統的機體，搭配一組儲冰槽空調機組(Ice storage fan-coil system)，以滴水為工作流體，水泵為循環動力，做二次側的獨立循環。其中，滴水於蒸發器內與 R22 冷媒做熱交換獲得冷能、降低溫度後，再循環至儲冰槽與槽內溫度較高的水做熱交換，釋放冷能予槽內的水進行結冰的相變化，以儲存這些冷能，如圖 3。至於儲冰槽內細部設計規格如圖 4，儲冰槽規格如表 2。圖 5 為此儲冰槽空調機組的實體照片。

表 2 儲冰槽規格

項目	規格	數量	備註
儲冰槽	690x 290x 530 mm ³	1	含水量 95 liters
滴水泵浦	1/2 HP	1	外有散熱鰭片
滴水槽	Dia.300mmx 500mm	1	內含量 17 liters
風扇	110V	1	
氣冷式熱交換器	5/4hp(930W)	1	
滴水	26% 丙稀乙醇	19 liter	

滴水是以丙稀乙醇(Propylene Glycol) 6 公升，水約 13 公升混合而成 19 公升的滴水溶液，重量百分比濃度約為 32%，冰點溫度為-15 $^\circ\text{C}$ ，比熱 3.9 (kJ/kg K)。

儲冰槽設計如圖 6，可適用於下列幾種不同運轉狀態：

1. 儲冰狀態運轉。
2. 釋冰狀態運轉。
3. 純冷氣空調狀態運轉。
4. 冷氣空調與儲冰同時運轉。

運轉說明如表 3。

表 3 儲冰機組運轉說明

	閥 A	閥 B	閥 C	閥 D	閥 E	閥 F	閥 G	風扇	泵
儲冰	ON	OFF	ON	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	ON
釋冰	OFF	ON	ON	OFF	OFF	ON	OFF	ON	ON
純冷氣	ON	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	ON
冷氣與釋冰	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON	OFF	ON	ON

四、實驗結果

4.1 噴射式二元雙級系統

圖 7 為噴射式雙級系統在儲冰空調應用時 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)，舊機組與新機組的實驗結果比較，顯示 Q_c 、COP 均較舊機組明顯提升。比較舊機型實驗數據[5]發現，雙級系統 COP 的提升量隨冷凝溫度的增加而升高。在測試時取冷凝溫度 36°C 為基準溫度，見表 4-6。在冷凝溫度 36°C 、蒸發溫度 -10°C 時，新機組的雙級較單級循環提升約 8% 的 COP (由單級的 2.13 提升至雙級的 2.30)。以新、舊機組的效率比較 (雙級系統)，舊機組 COP 為 1.4，新機組 COP 為 2.30，得到約 64% 的提升量[5]。表 5-7 可以看出，新機組經改良後，在單循環運轉時 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)，COP 高達 2.13 ($T_c = 36^\circ\text{C}$)，相當於每單位耗電 1.67 kW/RT，比舊機組明顯改善，甚至可媲美大型 (>50RT) 儲冰空調主機 (約 1.3-1.5kW/RT)，證明膨脹閥在 $T_e = -10^\circ\text{C}$ 之運轉已獲最佳匹配，因此採用雙級系統設計可以改善單級系統性能是確定的。上述雙級系統測試結果之評估具實質意義。

4.2 儲冰系統測試

本項研究係以雙級系統搭配儲冰槽做儲冰運轉測試，不同於上述的穩態測試。

欲將儲冰槽內的水由室溫冷卻至冰點 0°C ，再進行結冰的儲冷過程中，儲冰過程的制冷量負載變化很大。運轉初期，儲冰槽水溫高負載大，於儲冰持續進行時，水溫漸降，負載逐漸變小；於水結晶成核，儲冰槽內水液、固態共存時，負載漸趨穩定，唯其冷凍量減小。

若儲冰主機的運轉以單段毛細管操作，則造成儲冰過程中，負載變小時，冷媒流量會過多的嚴重問題。雖毛細管具有調節壓降、控制流量的功用，但範圍有限，造成儲冰後期因冷媒流量的不適當而有壓縮機液壓縮的情況發生，輕則影響主機效率，嚴重時損及壓縮機壽命。

本研究改以一針式膨脹閥配合一毛細管 (目前使用長 45cm)，模擬感溫式自動膨脹閥，依壓縮機入口溫度狀態，隨時調節 R22 蒸發溫度、控制冷媒流量於適合狀態。除此之外，改變儲冰主機容量的方式還有 (1) 使用變頻式壓縮與 (2) 壓縮機出口熱氣旁通。變頻式壓縮機可依系統制冷量需求改變壓縮機頻率 (輸入功)，以改變冷媒流量；壓縮機出口熱氣旁通是將壓縮機出口高溫氣態冷媒導入壓縮機入口，提供一虛

擬負載予壓縮機，如此會降低系統的效率。

本研究進行單級與雙級儲冰應用測試，以比較其結果。唯因雙級儲冰乃複合式循環，變因多，人為操作不易，進行雙級儲冰測試時為減少變因，先開啟單級系統儲冰，待儲冰槽內溫度至 0°C 時再開啟雙級系統。

圖 8 為單級系統進行穩態測試時 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)，壓縮機出口溫度、入口溫度、冷凝溫度 T_c 、蒸發溫度 T_e 關係圖；圖 9 為單級系統進行儲冰運轉時，儲冰槽滴水出、入口溫度、儲冰槽內水溫與主機蒸發溫度之變化情形。

圖 10 為雙級系統進行穩態測試時 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)，壓縮機出、入口溫度、冷凝溫度 T_c 、蒸發溫度 T_e 之變化；圖 11 為雙級系統進行儲冰運轉時，儲冰槽滴水出、入口溫度、儲冰槽內水溫與主機蒸發溫度變化。(主機的 R22 冷凝溫度 T_c 維持於約 36°C ，R22 蒸發溫度 T_e 約為 -10°C)

舊系統進行儲冰時，因為壓縮機吸入段的壓損過大，造成出口溫度過熱的情況，在新機組中已得到改善，如圖 8、10 的壓縮機出口溫度均能維持在 120°C 以下。儲冰初期，系統制冷量大，壓縮機入口處溫度易過高，使壓縮機出口溫度過熱，因此操作時必須注意過熱度，調節膨脹閥。但隨著儲冰過程進行，儲冰槽內溫度漸降至 0°C 之後，儲冰槽內開始進行結冰 (如圖 9、11 中顯示儲冰槽內水溫 0°C)。爾後，儲冰系統制冷量 (負載) 變小，R22 蒸發器易充滿液態冷媒，壓縮機可能會有液壓縮的情形發生，因此操作時仍必須注意過熱度，調節針式膨脹閥，以避免壓縮機液壓縮的危險。綜合言之，整個儲冰過程的最大困難點在於需隨負載變化調節膨脹閥開度，若能改自動控制可使儲冰系統隨時處在最佳狀況運轉。

儲冰槽內的制冷量測試結果 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)，如表 4。單級制冷性能係數 COP 為 1.19，雙級 COP 為 1.26，效率提升約 6%。

表 4 雙級與單級儲冰系統性能測試 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)

雙循環儲冰系統性能測試 R22 蒸發器溫度 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)				
初始槽溫 ($^\circ\text{C}$)	儲冰時間 (min)	總壓縮功 (kJ)	總制冷量 (kJ)	COP
23	247	21148	26717	1.26
單級系統性能測試 R22 蒸發器溫度 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)				
14.2	238	20478	24308	1.19

4.3 電子膨脹閥

測試發現，因儲冰過程制冷量隨時間降低，使得冷媒流量無法以毛細管來控制，導致蒸發器出口 (壓縮機吸入口) 冷媒過熱度升高，壓縮機吐出溫度及上升，必須採取自動節流控制。本年度研究增設電子膨脹閥與自動控制器，來隨時進行調節以達最佳操作。

利用電子膨脹閥可做過熱度的回授控制，其特點是驅動方法以外供電源激磁，驅動內建步進馬達

以改變閥的位置來控制冷媒流量。激磁方式有二相激磁與 1-2 相激磁：二相激磁時馬達轉動力矩大，一個 Pulse 的轉角較大（48 Pulse／回轉），故全開到全關只有 250 Pulse。如使用 1-2 相激磁則可得較小轉角（96 Pulse／回轉），如此整個行程可達 500 Pulse，可得較精準的控制。電子膨脹閥已大量生產並規格化，本計畫採用之電子膨脹閥為 Saganomia 的 DKV-14D13 型，其特性如下：

項目	規格
耐壓壓力	4.41M Pa
氣密壓力	3.33M Pa
最高使用壓力	2.94M Pa
最高工作壓力差	2.26M pa
流體溫度	-30~60 °C
周圍溫度	
流體	R-22
流路	可雙向流通
激磁方式	1-2 相激磁
激磁速度	31.25PPS 或 83.4PPS
驅動方式	永久磁鐵型、步進馬達、直動式
定格電壓	DC12V、DC24V

本計畫採 8051 微處理晶片來設計自動控制系統，實驗方面，以單級壓縮機系統進行測試，設計點取冷凝溫度 36℃、蒸發溫度 -10℃。控制器利用 AD590 來量測蒸發器入口與壓縮機入口的溫度，再經放大電路將兩點溫差放大到 0~5V 之間，送入 ADC0804，將類比訊號轉為數位訊號。最後由 8051 來控制並驅動電子膨脹閥。控制系統方塊圖如圖 12、電路如圖 13、程式附於附錄一。

本研究採比例控制架構，過熱度控制結果如圖 14，過熱度於 10 分鐘後可達到要求值 3℃，並維持長時間的穩定運轉，顯示控制系統已發揮功能。

五、討論與結論

本研究致力於改良熱能驅動噴射式冷卻機組搭配壓縮機的雙循環冷凍系統，目的在於實現以噴射式冷卻機組提升壓縮機組性能。研究內容包含系統模擬分析、硬體的設計與改良測試，乃至應用系統(儲冰系統)的開發與易型機測試，得到以下結論：

- 1.經過系統改進，實驗結果證明，新機組的 COP 較舊機組提升約 64%。
- 2.在儲冰系統測試方面(-10℃)，證明雙級系統的制冷性能係數(COP)較單級系統至少有 6%的提升量。
- 3.搭配儲冰槽的儲冰測試，雙級系統 COP 為 1.26、單級為 1.19。無儲冰槽的穩態測試，雙級系統之

COP，為 2.28、單級為 2.14。兩者有些差距，主要原因是儲冰系統所採用的二次熱交換（二次滴水）效率較直膨式熱交換（一次冷媒）低。本研究之儲冰槽設計係為同時兼具儲冰與釋冰功能，故採用滴水回路，但測試結果發現，儲冰時間長，且冷能經過冷媒與滴水、滴水與儲冰槽內的水兩次熱交換，使儲冰主機蒸發溫度需下降得更多（以儲冰過程為例，滴水至少需低於 -3℃，依本測試結果，儲冰主機 R22 蒸發溫度平均在 -10℃），低 R22 蒸發溫度下，系統 COP 下降。未來開發商品時可改以直膨式盤管蒸發器置入儲冰槽內，則儲冰主機蒸發溫度可以提升至 -5℃，提高系統 COP。

- 4.儲冰系統改善的方向，一是提高儲冰槽效率，二是提高儲冰主機運轉效能。儲冰槽的效率，可以用直膨式盤管蒸發器置入此儲冰槽內來改進。在提高雙級儲冰系統運轉性能方面，雖然新機組已經有很大的改善，但 R141b 噴射器面積比(A_3/A_1)之設計受 R22 機組的冷凝溫度、R22 蒸發溫度及噴射式機組蒸發溫度的影響，理論上，如能設計一可調節式的噴射器，依操作狀態之變化來自動調整噴射器的面積比，或找尋最佳設計，則可以使二元雙級系統在最佳狀態操作，其制冷性能係數 COP 提升量可再超越。
5. 本計畫採 8051 微處理晶片配合電子膨脹閥來設計自動控制系統，以控制壓縮機入口的冷媒過熱度。實驗結果顯示，系統在儲冰過程中加入電子膨脹閥與自動控制器，明顯有助於變動負載的控制，使壓縮機入口不會產生過熱度太大或濕壓縮。不過本實驗所用的壓縮機並非變頻式壓縮機，在低負載運轉下，有壓縮功浪費現象。因此，未來可整合電子膨脹閥與變頻壓縮機技術來進行最低耗能控制。

六、參考文獻

- 1.B.J.Huang and J.M.Chang: "Empirical correlation for ejector design". *International J. Refrigeration*, Vol.22, pp.379-388 (1999).
- 2.B.J.Huang,J.M.Chang,C.P.Wang and V.A.Petrenko: "A 1-D analysis of ejector performance". *International J. Refrigeration*, Vol.22, pp.354-364(1999).
- 3.張俊民: "噴射式冷氣系統之研究", 台大機械系博士論文(1998).
- 4.林致平: "噴射式雙循環冷凍系統研究", 台大機械系碩士論文(1999).
- 5.黃秉鈞、V.A.Petrenko、張俊民、林致平、胡勝雄: 「雙級雙冷媒冷凍系統設計(2/3)」, 國科會專題計畫報告, 編號: NSC88-2212-E-002-051(1999)。

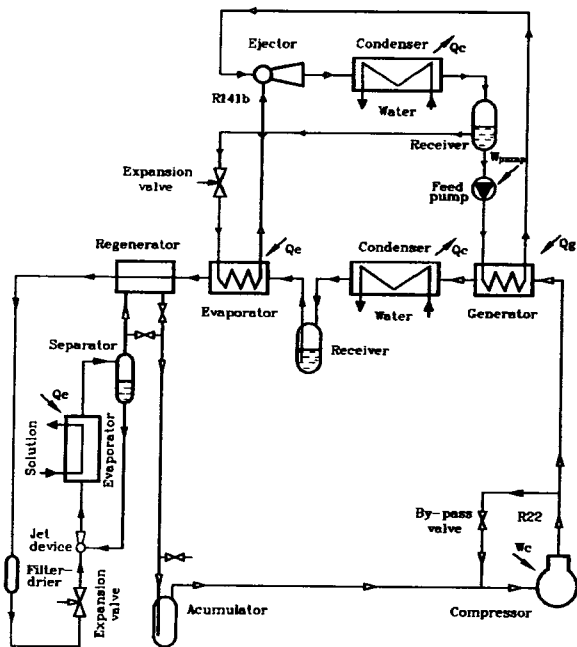


圖 1 噴射式二元雙級冷凍系統

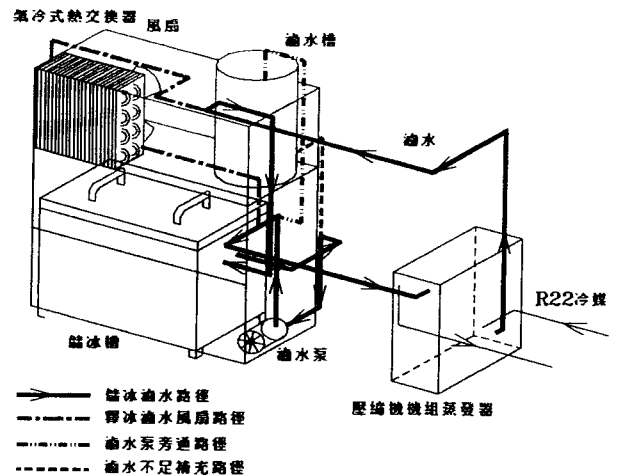


圖 3 儲冰槽系統流程圖

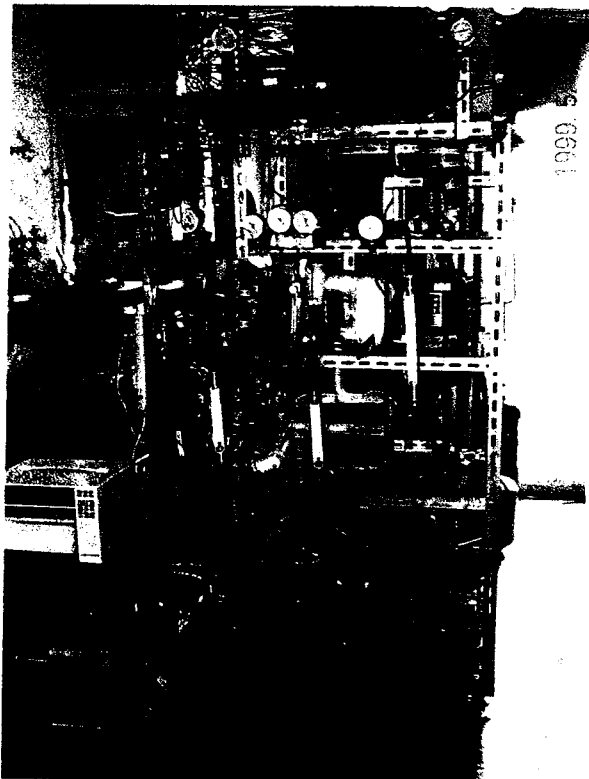
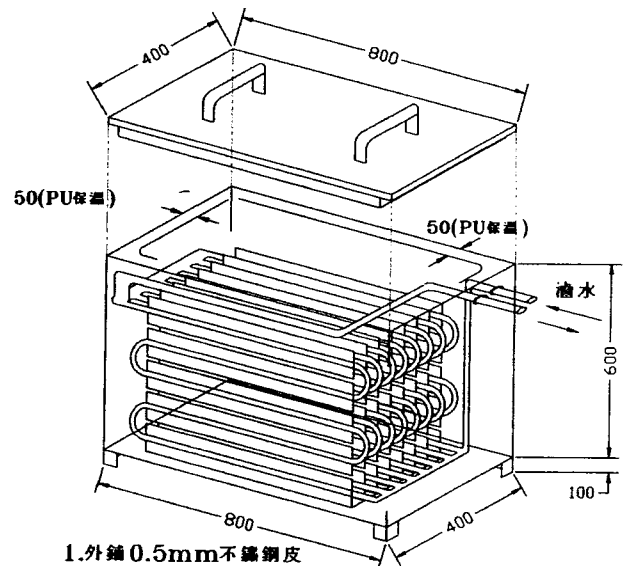


圖 2 噴射式雙級冷凍系統原型機主機
($1.0m \times 0.5m \times 1.8m$)



1. 外鋪 0.5mm 不銹鋼皮
2. 加四個活動輪子 (4吋)

圖 4 儲冰槽內部設計 (單位: mm)

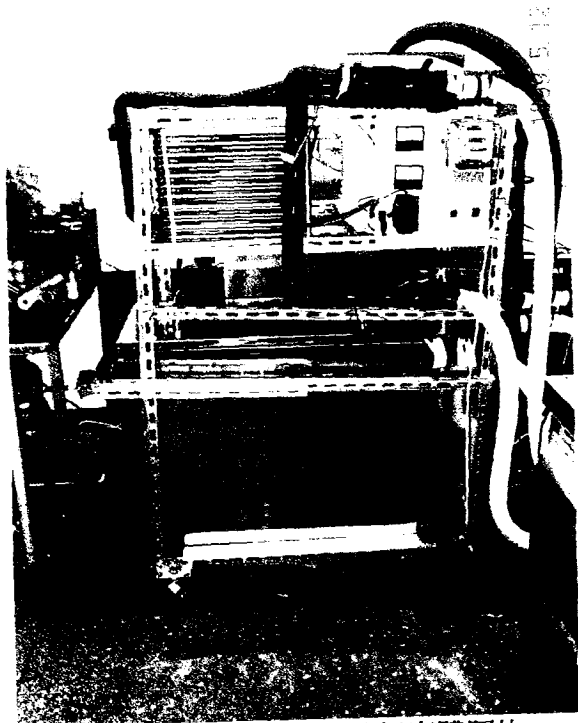


圖 5 儲冰槽空調機組實體照片

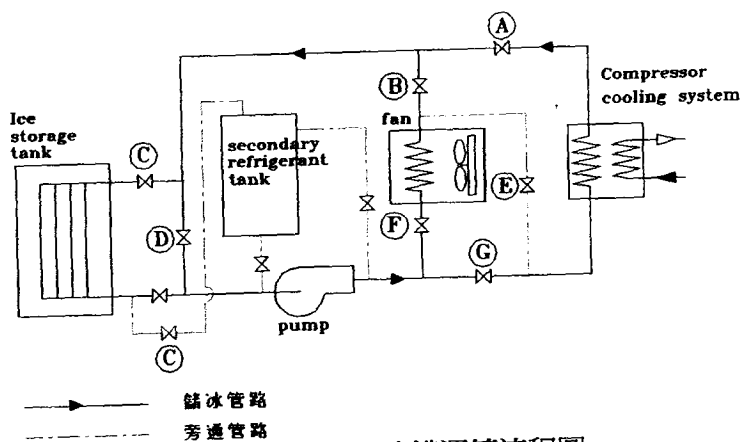


圖 6 儲冰槽運轉流程圖

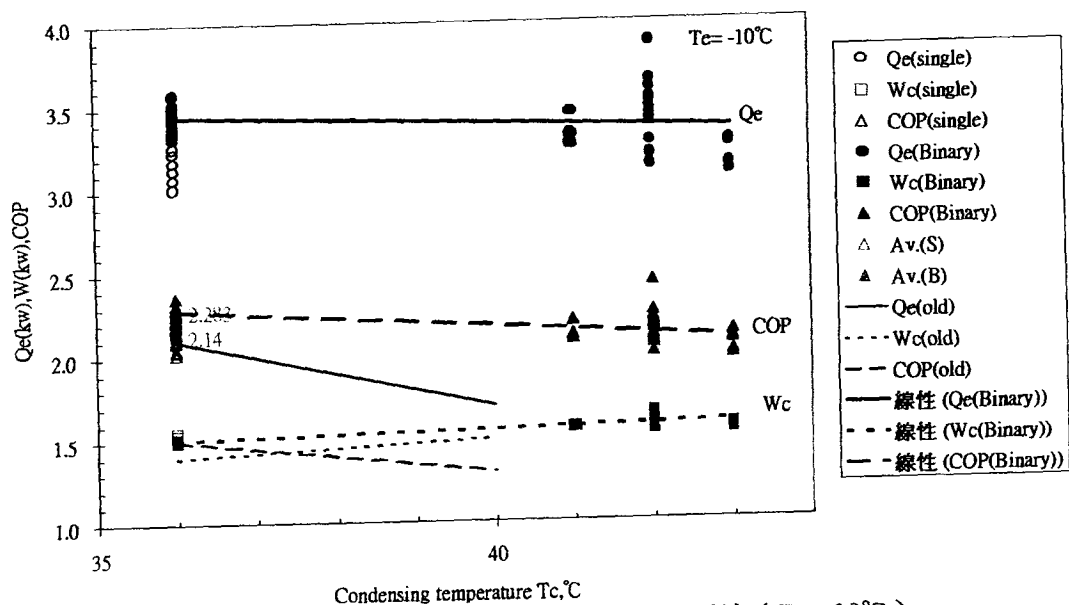


圖 7 雙級儲冰空調系統穩態測試 ($T_c = -10^\circ\text{C}$)

Single Stage System for Ice Storage Test

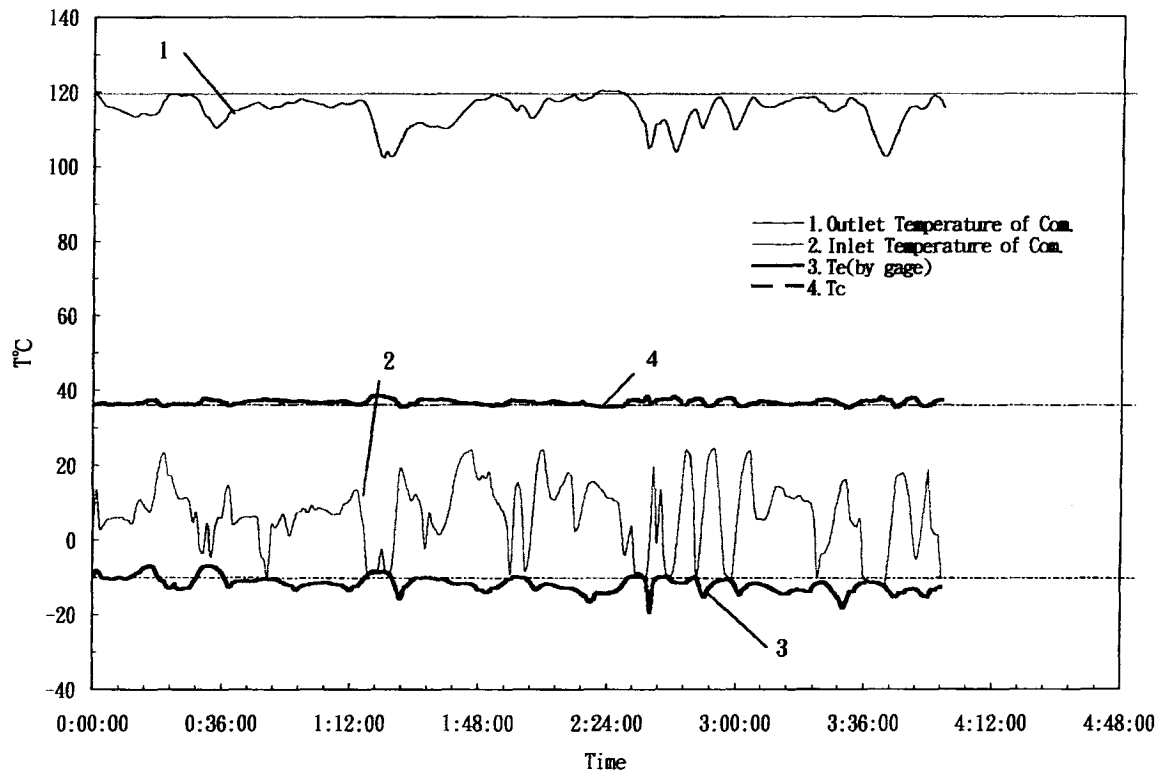


圖 8 單級系統穩態測試。1-壓縮機出口溫度；2-入口溫度；3-蒸發溫度 T_e ；4-冷凝溫度 T_c

Single Stage System for Ice Storage Test

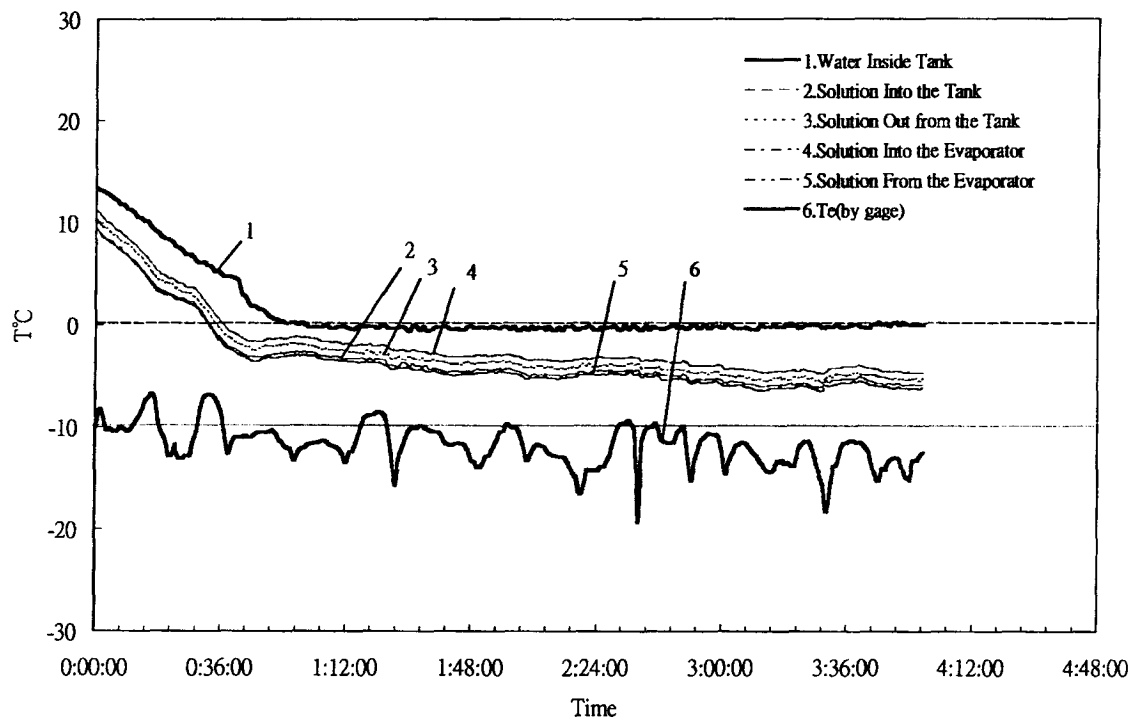


圖 9 單級系統儲冰測試。1- 儲冰槽內水溫；2,3-儲冰槽滴水入出口；4,5-蒸發器入出口；6-蒸發溫度

Binary System for Ice Storage Test

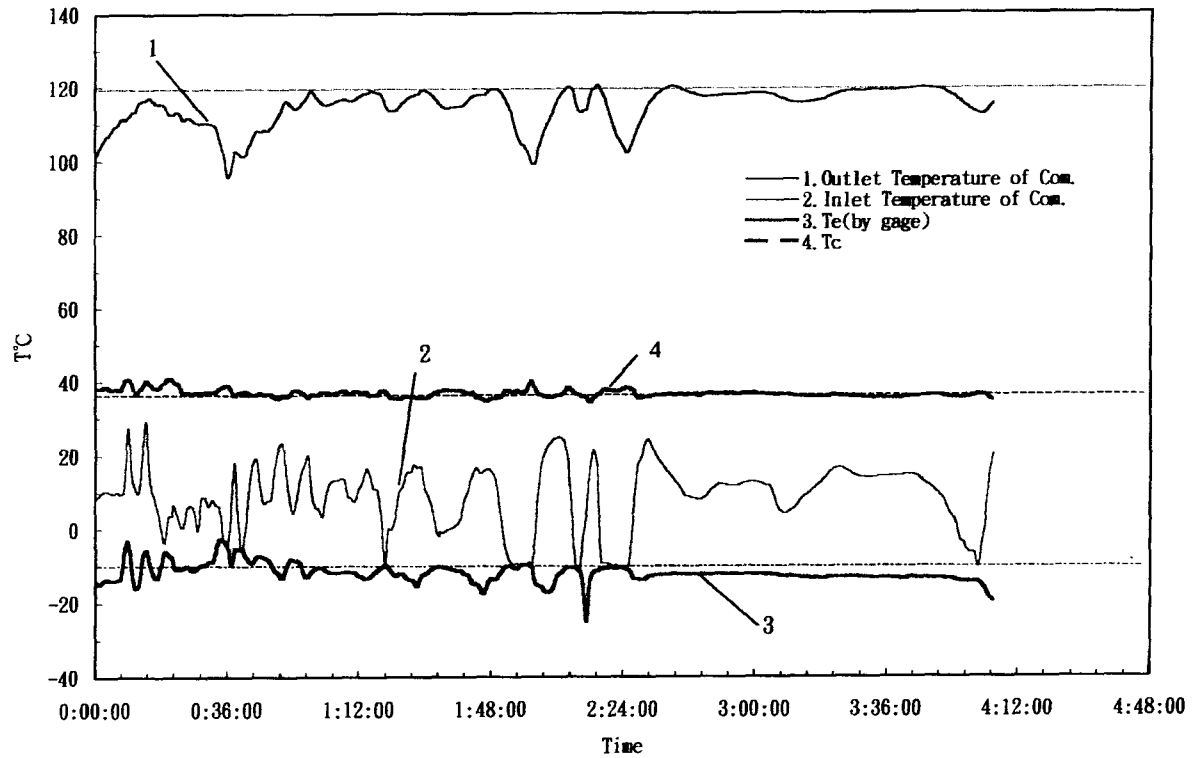


圖 10 雙級系統穩態測試。1,2-壓縮機出、入口溫度；3-蒸發溫度 T_e ；4-冷凝溫度 T_c 。

Binary System for Ice Storage Test

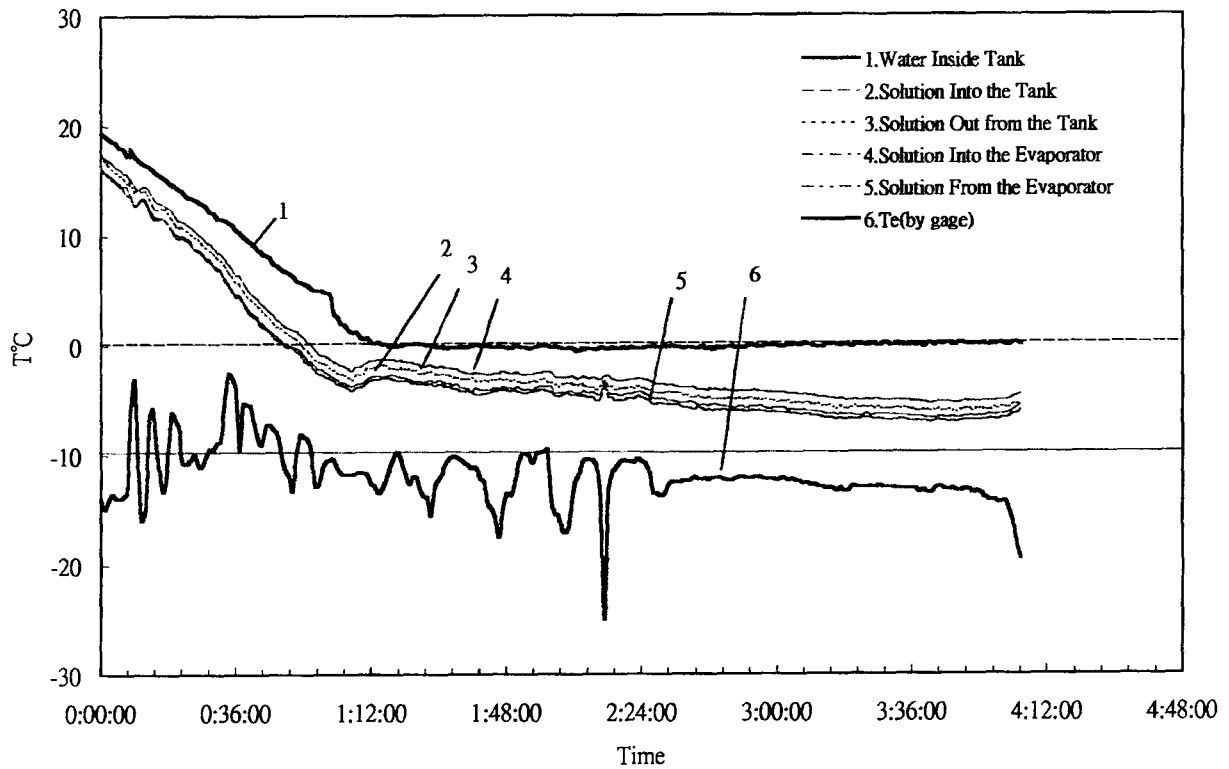


圖 11 雙級系統儲冰測試。1-儲冰槽內水溫；2,3-儲冰槽滷水入、出口；4,5-蒸發器入出口；6-蒸發溫度

表 5、雙循環系統與單壓縮機系統穩態性能測試($T_e = -10^\circ\text{C}$)

雙循環系統 R22 蒸發溫度($T_e = -10^\circ\text{C}$)									
T_c ($^\circ\text{C}$)	壓縮機出口溫度 ($^\circ\text{C}$)	壓縮機入口溫度 ($^\circ\text{C}$)	冷媒流量(kg/s)	R22 過冷度 ($^\circ\text{C}$)	制冷量 (kW)	壓縮機功 (kW)	COP	EER (kcal/W-h)	效率提升 (%)
38	116.0	-1.6	0.0096	5.5	2.02	1.39	1.45	1.25	6.6
36	121.4	17	0.0174	7.6	3.48	1.52	2.30	1.98	8.0
單壓縮機測試 R22 蒸發溫度($T_e = -10^\circ\text{C}$)									
T_c ($^\circ\text{C}$)	壓縮機出口溫度 ($^\circ\text{C}$)	壓縮機入口溫度 ($^\circ\text{C}$)	冷媒流量 (kg/s)	制冷量 (kW)	壓縮機功 (kW)	COP	EER (kcal/W-h)		
38	112.7	-1.83	0.0092	1.92	1.41	1.36	1.17		
36	120.5	27	0.0186	3.22	1.51	2.13	1.83		

表 6、單壓縮機與雙循環系統穩態性能比較($T_e = -10^\circ\text{C}$)

單壓縮機、雙循環系統測試 ($T_e = -10^\circ\text{C}$)					
單壓縮機系統			雙循環系統		
T_c ($^\circ\text{C}$)	COP	EER (kcal/W-h)	COP	EER (kcal/W-h)	效率提升(%)
38	1.36	1.17	1.45	1.25	6.6
36	2.13	1.83	2.30	1.98	8.0

表 7、雙循環噴射式機組($T_e = -10^\circ\text{C}$)

R22- Tc(℃)	雙循環噴射式冷卻機組 R22 蒸發器溫度(Te=-10℃)									
	產生器溫度 (℃) (kPa)	蒸發器溫度(℃) (kPa)	冷凝器溫度(℃) (kPa)	壓縮比	主噴流 流量 (kg/s)	副噴流 流量 (kg/s)	蒸發器 制冷量 Qe(W)	產生器 熱量 Qg(W)	抽吸比	COP _{ge}
38	67.4 (300)	27.5 (86.8)	32 (100)	1.15	0.00158	0.000501	110	393	0.32	0.28
36	75.7 (377.4)	20.7 (66.81)	36 (116.1)	1.18	0.00308	0.000749	163	785	0.24	0.21

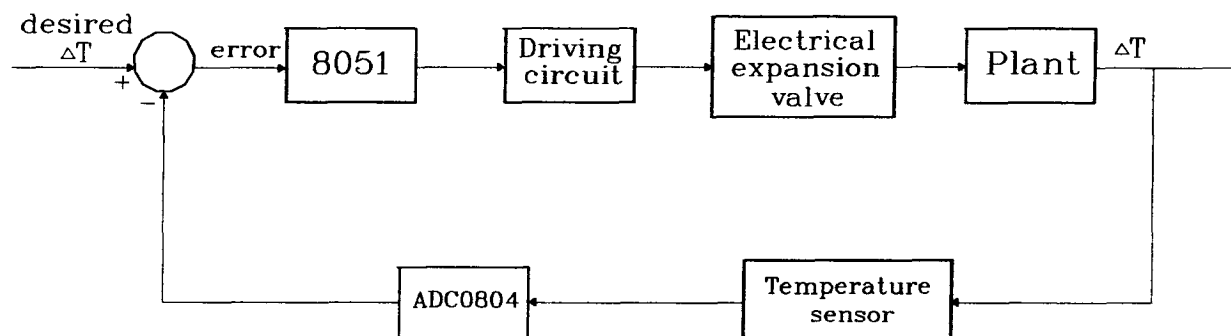


圖 12 電子膨脹閥控制系統方塊圖

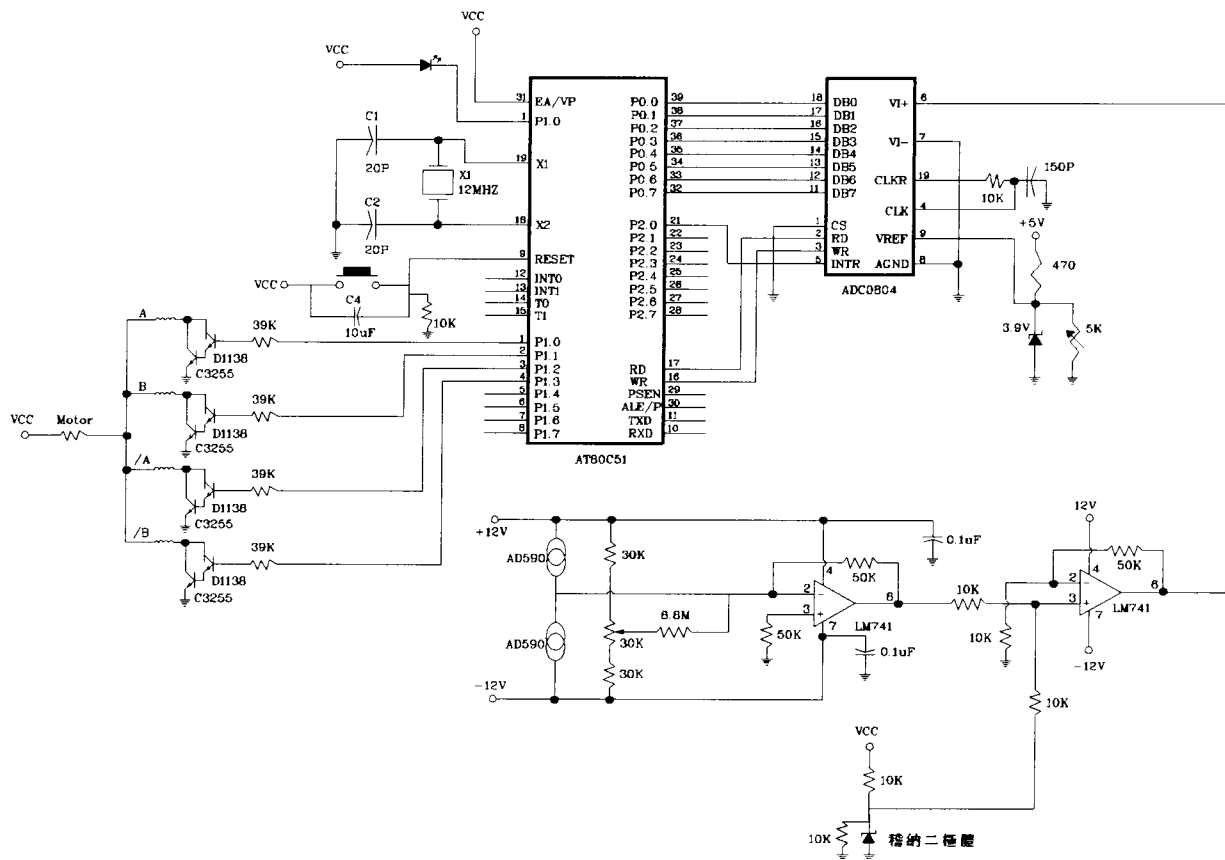


圖 13 電子膨脹閥控制電路

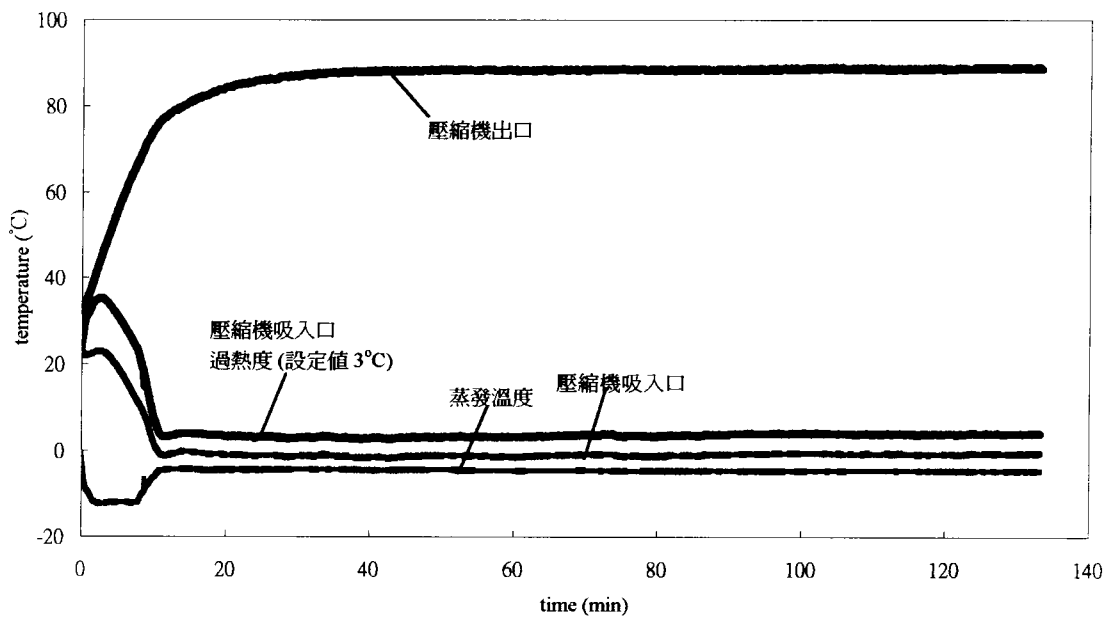


圖 14 過熱度控制結果

附錄一 8051 微處理機電子膨脹閥控制程式

```
#include "io51.h"
#define VAR (*(char*)0x010000)
static const TAB1[]={0x01,0x03,0x02,0x06,0x04,0x0c,0x08,0x09,0x00}; /*閥門開轉表(一二相激磁)*/
static const TAB2[]={0x00,0x01,0x03,0x02,0x06,0x04,0x0c,0x08,0x09}; /*閥門閉轉表(一二相激磁)*/
static const TAB3[]={0x03,0x09,0x0c,0x06,0x00}; /*閥門閉轉表(二相激磁)*/
void DELAY(long int value) /*記時延遲程式*/
{
    while(value!=0) value--;
}
main()
{
    char c2,c4,c5; /*c2 及 c5 為開閥運算子,c4 為閉閥運算子*/
    int Vd,c1,a2,a4,TEMP=5; /*c1 為開閉閥運算子,TEMP 為所要過熱度*/
    float a3,T,Va; /*T 為現在過熱度,a3 為誤差值*/

    c2=0; /*以二相激磁全關,使關閥速度較快*/
    for (c1=0;c1<260;c1++)
    {
        while (TAB3[c2]==0) c2=0;
        P2=TAB3[c2];
        DELAY(5000);
        c2++;
    }
    c2=0; /*以一二相激磁開 250Pulse*/
    for (c1=0;c1<250;c1++)
    {
        while (TAB1[c2]==0) c2=0;
        P2=TAB1[c2];
        DELAY(5000);
        c2++;
    }
    c2=c2;
    c4=c2;
    c5=c2;
    P1_0=0; /*開到 250Pulse 後燈亮一下*/
    DELAY(20000);
    P1_0=1;
    a2=600; /*延遲十分鐘等機器穩定再開始控制*/
    while(a2!=0)
    { a2--;
        DELAY(10000);
    }
    while(1) /*控制開始*/
    {
        VAR=0x00; /*產生寫入信號 WR=0,令 ADC0804 開始轉換*/
        while(TXD==1); /*偵測 ADC0804 接腳 INTR=0 時轉換完成*/
        Vd=VAR; /*讀取資料存入 Vd*/
        Va=(5.1/255)*Vd; /*表每一位元電壓值*/
        T=20*(Va-1.6); /*類比電壓和溫度的關係*/
        a3=T-TEMP;

        if ( a3 >= 0. ) /*當過熱度大於 5 度時開閥*/
            { a4=(int)(0.5*a3); /*a4 為開轉 Pulse 數,k 值為 0.5*/

                P1_0=0; /*燈亮一下,使我們知進入開閥程序*/
                DELAY(10000);
            }
    }
}
```

```

        P1_0=1;
        for (c1=0;c1<a4;c1++)
        {
            while (TAB1[c5]==0) c5=0;
            P2=TAB1[c5];
            DELAY(5000);
            c5++;
        }
        c4=c5+1;
        c5=c5;
        a2=30;          /*開閥後延遲 30 秒*/
        while(a2!=0)
        { a2--;
          DELAY(10000);
        }
    }

else          /*過熱度小於 5 度時*/
{ a4=(int)(-2*a3);  /*a4 為閉閥 Pulse 數,k 值為 2*/

    P1_0=0;          /*燈亮兩下,使我們知進入閉閥程序*/
    DELAY(10000);
    P1_0=1;
    DELAY(10000);
    P1_0=0;
    DELAY(10000);
    P1_0=1;
    for (c1=0;c1<a4;c1++)
    {
        while (TAB2[c4]==0) c4=8;
        P2=TAB2[c4];
        DELAY(5000);
        c4--;
    }
    c4=c4;
    c5=c4-1;
    a2=30;          /*閉閥後延遲 30 秒*/
    while(a2!=0)
    { a2--;
      DELAY(10000);
    }
}
}
}

```