

國立臺灣大學工學院機械工程學系

碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis



變頻空調多變量控制技術研究

Multi-Variable Control of  
Variable-Frequency Air Conditioner

陳威仁

Wei-Jen Chen

指導教授：黃秉鈞 教授

Advisor: Bin-Juine Huang

中華民國 105 年 1 月

January, 2016



國立臺灣大學碩士學位論文  
口試委員會審定書

變頻空調多變量控制技術研究

Multi-Variable Control of  
Variable-Frequency Air Conditioner

本論文係陳威仁君 (R02522847) 在國立臺灣大學機械工程學系  
完成之碩士學位論文，於民國一百零五年一月二十日承下列考試委員  
審查通過及口試及格，特此證明

口試委員：

黃秉鈞

(簽名)

(指導教授)

陳-五

評伯堅

系主任

楊耀州

(簽名)

## 致謝



在兩年的碩士生涯當中，首先感謝黃秉鈞老師在我還是備取的時候，就收留了我，使我幸運地進入 106 實驗室。也謝謝老師給我機會參與實驗室大大小小的計畫，讓喜歡動手做事的我，能有發揮的空間。老師不僅教導我們做學問的方法，更時常與我們討論社會議題，以及面對人生應有的態度，讓我在這兩年著實成長了不少。

也謝謝我的口試委員陳一飛總經理以及許伯堅博士，陳總在每個星期三的會議中，總是能在大家激烈地討論時，跳出來給予一強而有力的說辭，具有魄力又不失幽默的個性，實在讓我佩服不已。接著是我的靠山許博，在每一次的出差做事，只要有你在身邊，總能讓我感到安心。

感謝我的家人，給予我良好的環境，並不時地幫我加油打氣，讓我能無後顧之憂的在台北完成我的碩士學位，

再來要謝謝實驗室的每一位夥伴，謝謝葉大哥不厭其煩的教導我冷凍空調的基本知識，並在華德計畫時，一次次地載我至桃園奮戰，也時常教我日後工作時的態度與想法。謝謝吳大哥總是很有義氣的幫我解決任何事情，謝謝系辦宛亭姐、郭姐為我處理行政上的事物，謝謝偉豪在我實驗最艱苦時，常與我一起奮戰至凌晨，並教我許多控制的理論，謝謝子喬、家瑋、小董、琦峯在這段時間的幫忙與包容，也謝謝學弟明佳、振甫、鈞丰的協助與陪伴。

最後，特別感謝梅芳，這些年來對我的支持與鼓勵，陪伴我度過層層難關，一起通往未來的道路。

謝謝自己在遇到困難時，勇往直前、堅持到底，在相對較短的時間內，完成這得來不易的碩士學位。

威仁 謹識  
2016/01/25

# 變頻空調多變量控制技術研究



陳威仁\* 黃秉鈞\*\*

國立臺灣大學

機械工程研究所

## 中文摘要

本研究旨在開發一變頻空調系統，透過控制器改變壓縮機頻率與電子式膨脹閥開度，使室內溫度與過熱度得以精準控制。本研究採用的控制系統係將原多變量系統，簡化為兩個獨立的單變量控制，而交互影響的部分視為單變量控制系統的干擾。本研究實地開發一變頻空調系統，並對系統做完整的測試評估。結果顯示，室內溫度誤差值可控制於 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 內；過熱度誤差值可控制於 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內，顯示所設計的變頻空調系統性能良好。

---

\* 研究生

\*\* 指導教授

# Multi-Variable Control of Variable-Frequency Air Conditioner



Chen, Wei-Jen\* Huang, Bin-Juine\*\*

Department of Mechanical Engineering

National Taiwan University

## Abstract

The main purpose of the present research is to develop a variable-frequency air conditioner system. By modifying the frequency of the compressor and the opening of the electronic expansion valve, we can precisely control room temperature and superheat temperature. The multi-variable control system is simplified to two individual single variable control systems, while the interaction is treated as the disturbance process of the control system. A prototype of variable-frequency air conditioner system was built and tested. The experiment results show that the room temperature error is less than  $0.1^{\circ}\text{C}$  and the superheat temperature error is less than  $1^{\circ}\text{C}$ . The performance of the designed variable-frequency air conditioner system is shown satisfactory.

---

\* Graduate student

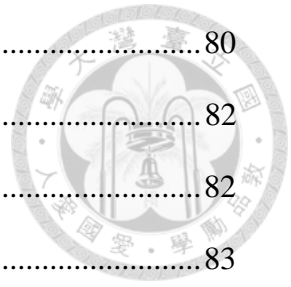
\*\* Adviser

# 目錄



口試委員會審定書 .....	I
致謝 .....	II
中文摘要 .....	III
Abstract.....	IV
目錄 .....	V
圖目錄 .....	VII
表目錄 .....	XI
第一章 緒論 .....	1
1.1 研究動機.....	1
1.2 文獻回顧.....	4
1.3 研究內容.....	11
第二章 變頻空調系統之動態系統識別 .....	12
2.1 系統動態模型.....	12
2.2 系統識別方法.....	15
2.3 系統識別實驗設計.....	17
2.4 系統識別結果.....	21
第三章 控制系統設計與分析 .....	36
3.1 受控模型簡化.....	36
3.2 室內溫度控制器設計分析.....	39
3.3 過熱度控制器設計分析.....	50
第四章 控制器測試 .....	60
4.1 實驗設備.....	60
4.2 設定目標控制測試.....	67
4.3 干擾排斥控制測試.....	72

4.4 節電比較.....	80
第五章 討論、結論與未來展望 .....	82
5.1 討論與結論.....	82
5.2 未來展望.....	83
參考文獻 .....	84



## 圖目錄



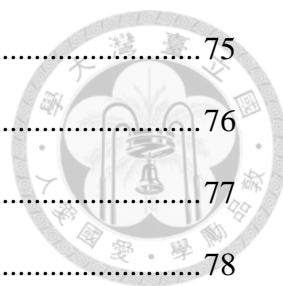
圖 1.1.1 國內電力消費圖(按部門別).....	1
圖 1.2.1 輸入功率與電流隨著環境之變化.....	6
圖 1.2.2 固定的輸入功率 LED 照度隨著環境溫度之變化.....	6
圖 1.2.3 溫溼度控制之間的相互干擾.....	7
圖 1.2.4 溫溼度控制之簡化動態模型.....	7
圖 1.2.5 多變量控制實驗結果.....	8
圖 1.2.6 多變量控制與 20W 負載干擾.....	8
圖 1.2.7 薄膜生長過程示意圖.....	9
圖 1.2.8 薄膜生長過程多變量控制系統方塊圖.....	9
圖 1.2.9 (a)表面粗糙度與生長速率實驗數據(虛線為估測；實線為實驗).....	10
圖 2.1.1 變頻空調系統方塊圖.....	12
圖 2.1.2 系統輸入輸出關係方塊圖.....	14
圖 2.2.1 $V_s = 0$ 時系統方塊圖.....	15
圖 2.2.2 $F_s = 0$ 時系統方塊圖.....	16
圖 2.3.1 電腦監控程式.....	18
圖 2.3.2 可程式型溫度控制器.....	18
圖 2.3.3 室內溫度量測點.....	19
圖 2.3.4 蒸發器出風溫度量測點.....	19
圖 2.3.5 壓縮機吐出、吸入溫度、低壓壓力量測點.....	20
圖 2.3.6 冷凝器回風溫度量測點.....	20
圖 2.4.1 改寫後的室內溫度方塊圖.....	21
圖 2.4.2 $G_{11}(s)$ 頻率響應圖(Frequency=60Hz→70Hz @ EEV=70%)..	22
圖 2.4.3 $H(s)$ 頻率響應圖(QL of Frequency=60Hz→70Hz @ EEV=70%)	



.....	22
圖 2.4.4 Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 輸入輸出圖 .....	23
圖 2.4.5 Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 動態模型識別結果 ..	23
圖 2.4.6 $G_{11}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖 .....	25
圖 2.4.7 QL of Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 輸入輸出圖....	26
圖 2.4.8 QL of Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 動態模型識別結 果.....	26
圖 2.4.9 $H(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖 .....	28
圖 2.4.10 Frequency=30Hz→40Hz @ EEV=60% 輸入輸出圖 .....	30
圖 2.4.11 Frequency=30Hz→40Hz @ EEV=60% 動態模型識別結果	30
圖 2.4.12 $G_{21}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖 .....	32
圖 2.4.13 EEV=70%→60% @ Frequency=30Hz 輸入輸出圖 .....	33
圖 2.4.14 EEV=70%→60% @ Frequency=30Hz 動態模型識別結果 ..	33
圖 2.4.15 $G_{22}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖 .....	35
圖 3.1.1 單位負回授系統.....	36
圖 3.1.2 $G_{21}(s)$ 、 $G_{22}(s)$ 平均微擾模型頻率響應圖比較 .....	37
圖 3.1.3 受控模型簡化方塊圖.....	38
圖 3.1.4 加入控制器之回授系統方塊圖.....	38
圖 3.2.1 室內溫度控制系統方塊圖.....	39
圖 3.2.2 室內溫度步階響應圖( $K_p=2\rightarrow 20$ @ $K_i=0, K_d=0$ ).....	42
圖 3.2.3 室內溫度步階響應圖( $K_p=22\rightarrow 40$ @ $K_i=0, K_d=0$ ).....	42
圖 3.2.4 室內溫度步階響應圖( $K_i=0.01, 0.1, 0.5$ @ $K_p=36, K_d=0$ )....	43
圖 3.2.5 T1對 $G_{11}Hs$ 在頻率響應之靈敏度分析(@ $K_i=0.04, K_d=20$ )	47
圖 3.2.6 T1對 $G_{11}Hs$ 在頻率響應之靈敏度分析(@ $K_p=36, K_d=20$ ) ..	47
圖 3.2.7 T2對 $G_{11}Hs$ 在頻率響應之靈敏度分析(@ $K_i=0.3, K_d=20$ ) ..	48

圖 3.2.8	T2對G11sHs在頻率響應之靈敏度分析(@ $K_p=36$ 、 $K_d=20$ )	.48
圖 3.2.9	T2對G11sHs在頻率響應之靈敏度分析(@ $K_p=36$ 、 $K_i=0.3$ )	.49
圖 3.3.1	過熱度控制系統方塊圖	50
圖 3.3.2	過熱度步階響應圖( $k_p=1 \rightarrow 10$ @ $k_i=0, k_d=0$ )	52
圖 3.3.3	過熱度步階響應圖( $k_p=12 \rightarrow 24$ @ $k_i=0, k_d=0$ )	53
圖 3.3.4	過熱度步階響應圖( $k_i=0.01$ 、 $0.1$ 、 $0.2$ @ $k_p=14, k_d=0$ )	53
圖 3.3.5	T3對G22在頻率響應之靈敏度分析(@ $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$ )	57
圖 3.3.6	T3對G22在頻率響應之靈敏度分析(@ $k_p=12$ 、 $k_d=60$ )	57
圖 3.3.7	T4對G22在頻率響應之靈敏度分析(@ $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$ )	58
圖 3.3.8	T4對G22在頻率響應之靈敏度分析(@ $k_p=12$ 、 $k_d=60$ )	58
圖 3.3.9	T4對G22在頻率響應之靈敏度分析(@ $k_p=12$ 、 $k_i=0.1$ )	59
圖 4.1.1	變頻空調多變量系統控制	61
圖 4.1.2	變頻空調控制器-操作面板	61
圖 4.1.3	RAC 2 Ver.A-M 電路圖	63
圖 4.1.4	RAC 2 Ver.A-S 電路圖	63
圖 4.1.5	RAC 2 Ver.A-M 佈線圖	64
圖 4.1.6	RAC 2 Ver.A-S 佈線圖	64
圖 4.1.7	變頻空調監控系統	64
圖 4.1.8	變頻空調控制器實體圖	65
圖 4.1.9	變頻空調控制系統流程圖	65
圖 4.1.10	變頻空調系統-室外機組	66
圖 4.1.11	變頻空調系統-室內機組	66
圖 4.2.1	設定目標控制實驗一	69
圖 4.2.2	設定目標控制實驗二	70
圖 4.2.3	設定目標控制實驗三	71

圖 4.3.1 干擾排斥控制實驗一.....	75
圖 4.3.2 干擾排斥控制實驗二.....	76
圖 4.3.3 干擾排斥控制實驗三.....	77
圖 4.3.4 干擾排斥控制實驗四.....	78
圖 4.3.5 干擾排斥控制實驗五.....	79
圖 4.4.1 節電比較實驗一.....	81
圖 4.4.2 節電比較實驗二.....	81



## 表目錄

表 1.1.1 2010/07/01 起實施的窗(壁)型冷氣機能源效率分級基準表[3]	2
表 2.4.1 $G_{11}(s)$ 微擾模型識別結果	24
表 2.4.2 $H(s)$ 微擾模型識別結果	27
表 2.4.3 改變膨脹閥之製冷量變化	28
表 2.4.4 $G_{21}(s)$ 微擾模型識別結果	31
表 2.4.5 $G_{22}(s)$ 微擾模型識別結果	34
表 3.2.1 室內溫度控制參數 $K_p$ 、 $K_i$ 與 IAE 指標值 @ $K_d=0$	43
表 3.2.2 室內溫度控制參數 $K_i$ 、 $K_d$ 與 IAE 指標值 @ $K_p=36$	44
表 3.3.1 過熱度控制參數 $k_p$ 、 $k_i$ 與 IAE 指標值 @ $k_d=0$	54
表 3.3.2 過熱度控制參數 $k_i$ 、 $k_d$ 與 IAE 指標值 @ $k_p=10$	54
表 4.3.1 干擾排斥控制實驗統整	74

# 第一章 緒論



## 1.1 研究動機

台灣地區天然資源蘊藏貧乏，依據經濟部能源局 2012 年度能源統計年報統計，消耗的能源將近 98% 仰賴進口，總能源消費量為 11,154 萬公秉油當量，其中與建築耗能息息相關的住商部門佔 21.9%。而在電力使用的部分，住宅部門與服務業部門電力消費量佔全國電力消費量 37.4%，如圖 1.1.1 所示，因此為政府推動建築節能減碳之重點方向[1]。

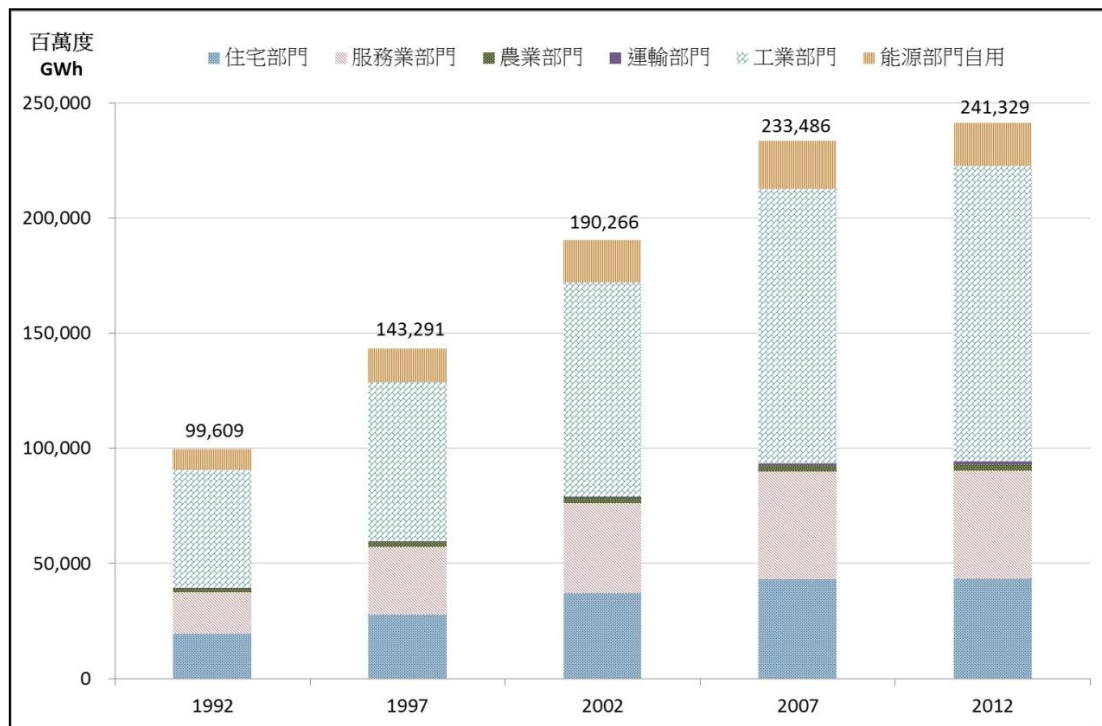


圖 1.1.1 國內電力消費圖(按部門別)

隨著氣候的變遷，人們對空調系統的需求日益增加，使得空調系統之耗電量激增。依據經濟部 2012 年統計，空調與照明佔全國總電能 26%，而且無論建築規模大小或功能是否特殊，空調用電通常佔總耗電量之最大比例。因此，為了有效的用電與節約能源，降低冷凍空調設備的耗電，是當下最重要的課題之一[2]。

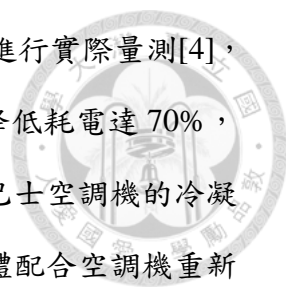
經濟部能源局將空調機能源效率分成五級，如表 1.1.1 所示，但是根據 2010 年統計約 70% 的空調機銷售量屬第 5 級產品，因此選購空調設備時，應參考國內空調設備標準，選用高 EER 值之設備，才能達到節約能源之目的，例如採購最高能效產品(EER=5.7)，節電可達五成以上。

表 1.1.1 2010/07/01 起實施的窗(壁)型冷氣機能源效率分級基準表[3]

類型	製冷量 (kW)	EER(W/W)				
		5	4	3	2	1
Class 級數		5	4	3	2	1
窗型機	< 2.2	< 2.95	2.95-3.1	3.1-3.25	3.25-3.4	> 3.4
	2.2-4.0					
	4.0-7.1					
	7.1-10					
分離式	< 4.0	< 3.45	3.45-3.69	3.69-3.93	3.93-4.17	> 4.17 (highest 5.7)
	4.0-7.1	< 3.2	3.2-3.42	3.42-3.65	3.65-3.87	> 3.87 (highest 5.2)
	> 7.1	< 3.15	3.15-3.37	3.37-3.59	3.59-3.81	> 3.81

近年霾害嚴重，影響人類健康甚鉅，主因之一是汽車行駛時的廢氣排放。電動車於行駛上具有零排放(Zero Emission)的優點，因而備受青睞，其具有節能、低污染優勢，已成為未來汽車產業發展之新趨勢。在人口密集的都會地區，巴士是重要大眾運輸工具，可減緩私人汽車數量降低汙染，唯目前大多使用柴油，是都市空氣污染的禍首之一。

電動巴士已成為未來綠色城市的重要運輸工具，然而，在熱帶與亞熱帶地區，天氣炎熱，必須使用空調系統。空調用電約佔電動車全車用電的 30~50%，大大降低航程。以大巴為例，不開冷氣時其里程耗電為 0.8 kWh/km，蓄電池裝設量為 250kWh，航程約 310 公里。開動冷氣時，其里程耗電為 1.5 kWh/km，航程僅剩 160 公里，約降了一半[4]。



黃秉鈞教授等台大研究團隊曾對目前中巴使用的空調系統進行實際量測[4]，發現其 COP 僅 0.7，做了設計修改後 COP 可提升至 1.1，雖然降低耗電達 70%，但仍然與住商用空調機的 COP(3.5~6.0)差距甚遠，主因是電動巴士空調機的冷凝散熱器，裝設在極狹小空間，無法有效排除熱量所致。除非車體配合空調機重新設計，已幾近無解。唯一的辦法是透過變頻技術提升空調機性能。

而優秀的變頻控制技術，能在開機時即發揮最大冷氣/暖氣能力，迅速達到設定的室溫，且精準地控制頻率變化，避免溫度起伏與電力損失，達到快冷、省電的效果。但是變頻智能控制技術門檻高，關鍵技術仍掌握在日本手中，他國僅能停留在應用的階段。

因此本研究旨在研發一變頻空調多變量控制技術，期望能以簡化多變量設計之方式，達成精密的室溫及過熱度控制。



## 1.2 文獻回顧

傳統多變量控制系統，有相當的複雜度與難度，由[5]文獻中提到，考慮一個系統，有  $n$  個控制因素以及  $n$  個操縱因素，其控制變量  $C(s)$  與控制器輸出  $M(s)$  之間的關係如下：

$$\begin{bmatrix} C_1(s) \\ C_2(s) \\ \vdots \\ C_n(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1(s) & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & N_2(s) & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & N_n(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_1(s) \\ M_2(s) \\ \vdots \\ M_n(s) \end{bmatrix}$$

式 1.2-1

$N_1(s), N_2(s), \dots, N_n(s)$  為所需之函數。

式 1.2-1 等號右邊為解耦合之程序組合，更具體地表示，矩陣如下：

$$\begin{bmatrix} N_1(s) & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & N_2(s) & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & N_n(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{P11}(s) & G_{P12}(s) & \cdots & G_{P1n}(s) \\ G_{P21}(s) & G_{P22}(s) & \cdots & G_{P2n}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G_{Pn1}(s) & G_{Pn2}(s) & \cdots & G_{Pnn}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{11}(s) & D_{12}(s) & \cdots & D_{1n}(s) \\ D_{21}(s) & D_{22}(s) & \cdots & D_{2n}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ D_{n1}(s) & D_{n2}(s) & \cdots & D_{nn}(s) \end{bmatrix}$$

式 1.2-2

或是

$$\bar{N} = \bar{G}_p \cdot \bar{D}$$

兩邊同乘以  $\bar{G}_p^{-1}$  產生解耦合矩陣：

$$\bar{D} = \bar{G}_p^{-1} \cdot \bar{N}$$

式 1.2-3

在式 1.2-3 中有  $n^2 + n$  個未知數，卻只有  $n^2$  個方程式，因此必須將解耦合矩陣中  $D_{ii}(s)$  設為單位矩陣，但在這之前，必須先確定每一個操縱變數主要的影響都是其他的迴圈。與前饋控制相比，解耦合之方式是控制迴路中特徵方程式的一部分，因此會影響控制迴路之穩定性。



回顧[6]文獻中，即使在定電流的條件下，LED 的照度仍會受到工作溫度的影響。其採用的控制系統係將原本多變量之控制系統，簡化為單變量控制，其中相互影響的部分，視為單變量控制系統之干擾。故簡化成 LED 電壓對 LED 電流之單變量系統，而環境溫度視為對 LED 電流之干擾。接著考慮控制的精度與強韌性設計 PI 控制器，實驗結果顯示，在精度測試中 LED 之輸入功率誤差在 1.3% 內，如圖 1.2.1，在另一項測試中將環境溫度從 0 度變化至 40 度時，LED 照度僅變化 1.7%，如圖 1.2.2，與其他的驅動方式比較，定電流驅動誤差為 12%，定電壓驅動誤差為 50%，顯示所設計之系統性能十分良好。

另一個多變量系統之案例，由台大郭丁嘉[7]所設計的迷你溫溼度環控箱，與[8]文獻中，其採用的控制系統亦是將多變量控制系統，如圖 1.2.3，簡化成兩個獨立單變量控制，相互影響的部分視為單變量控制系統之干擾，如圖 1.2.4。其系統方塊圖之輸入為內風扇電壓與外風扇電壓，輸出則是箱內溫度與溼度，透過系統識別發現內風扇對箱內溫度的影響可以忽略，因此系統簡化為外風扇電壓對箱內溫度之單變量系統，與內風扇電壓對箱內溼度之單變量系統，其中外風扇電壓對箱內溼度視為干擾。其實驗結果顯示，溫度誤差量可控制在 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 內，溼度則是 $\pm 1\%$ 內，如圖 1.2.5、圖 1.2.6。

回顧文獻[9]，這項研究提出多變量的強韌估測器，用來預測與控制薄膜生長過程，如圖 1.2.7，系統之輸入為基板的溫度以及前導的摩爾塊狀物，輸出則是薄膜表面粗糙度和薄膜生長速率。為了提供可靠的估測，其設計一估測器來評估模型不確定性之上下界，接著根據輸出端之上界和下界來識別降階模型，最後為了評估估測器之效率，加上一比例積分(PI)控制器，如圖 1.2.8，操縱基板的溫度與前導的摩爾塊狀物來控制薄膜表面粗糙度與薄膜生長速率。在參數不確定性的多尺度模型中，預測薄膜表面粗糙度以及薄膜生長速率，並防止損失其性能，如圖 1.2.9。

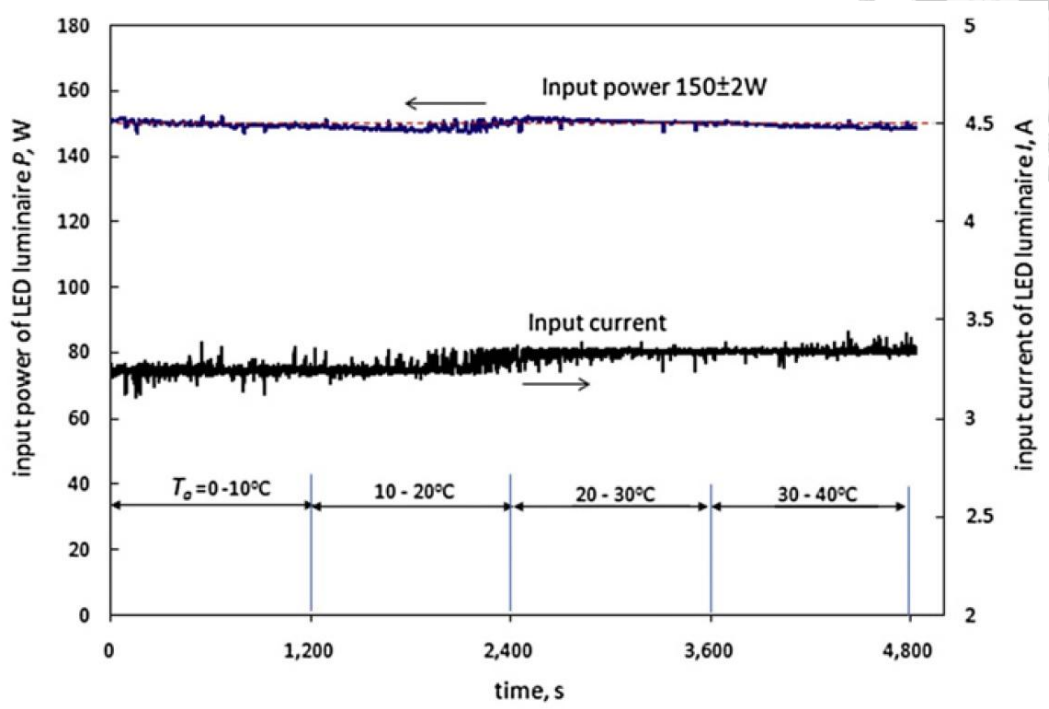
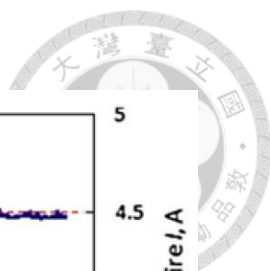


圖 1.2.1 輸入功率與電流隨著環境之變化

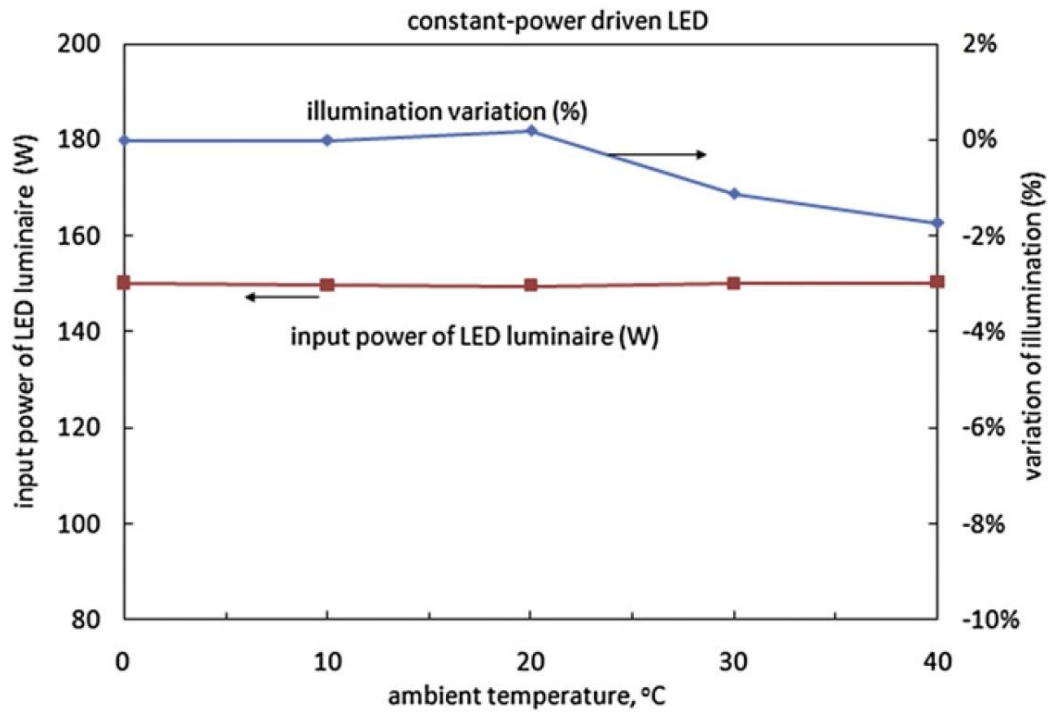


圖 1.2.2 固定的輸入功率 LED 照度隨著環境溫度之變化

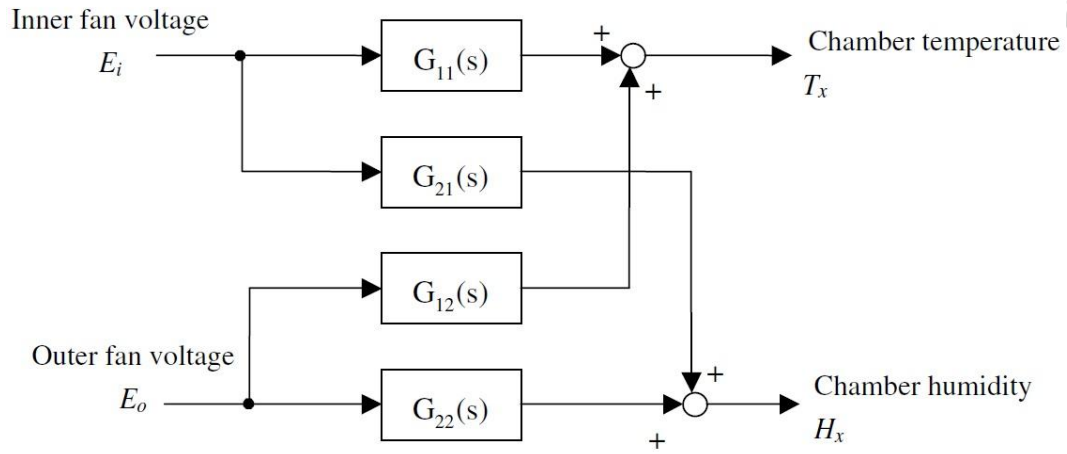


圖 1.2.3 溫溼度控制之間的相互干擾

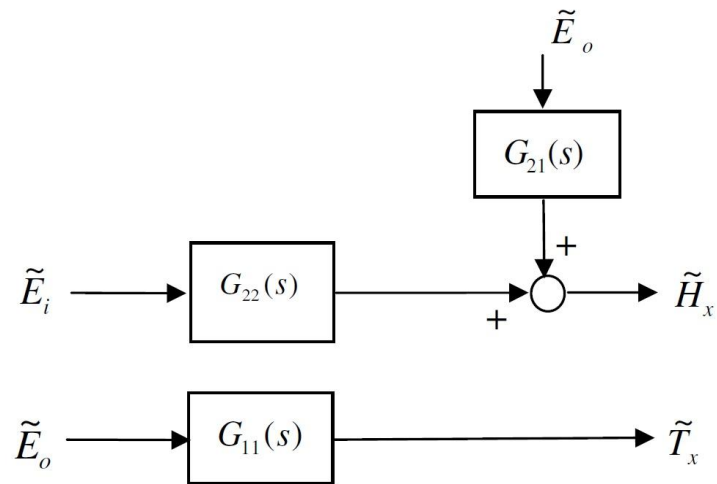


圖 1.2.4 溫溼度控制之簡化動態模型

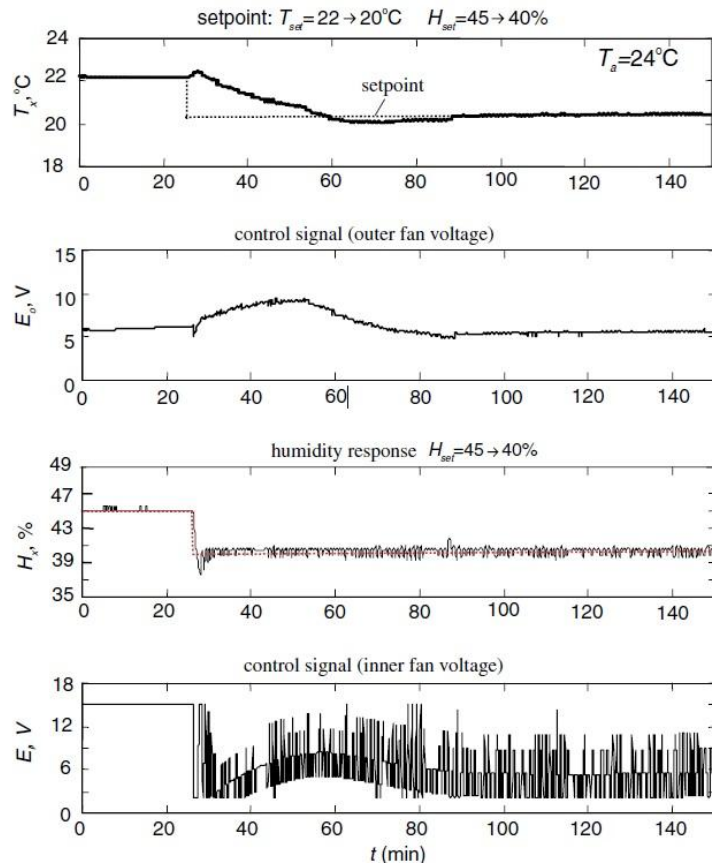


圖 1.2.5 多變量控制實驗結果

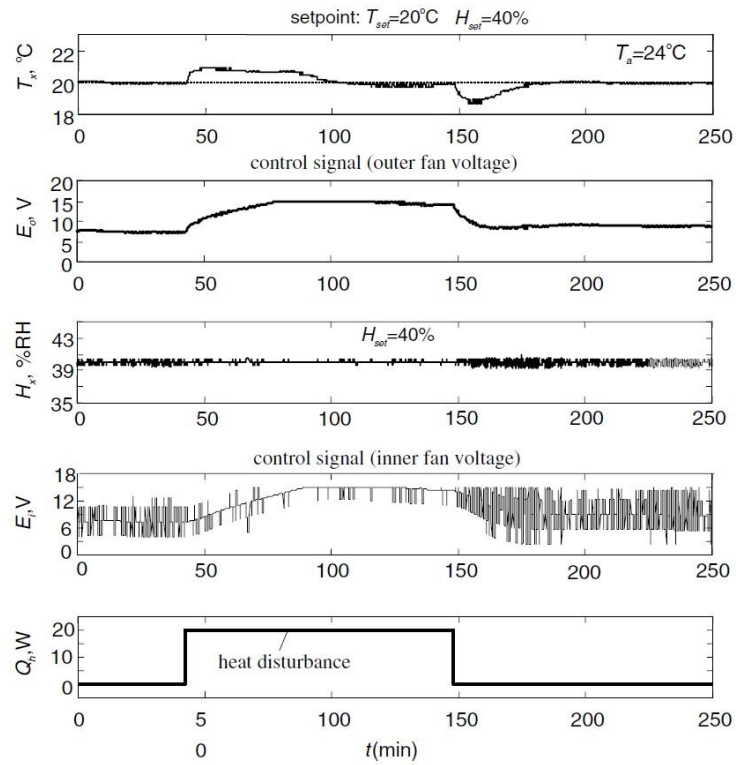


圖 1.2.6 多變量控制與 20W 負載干擾

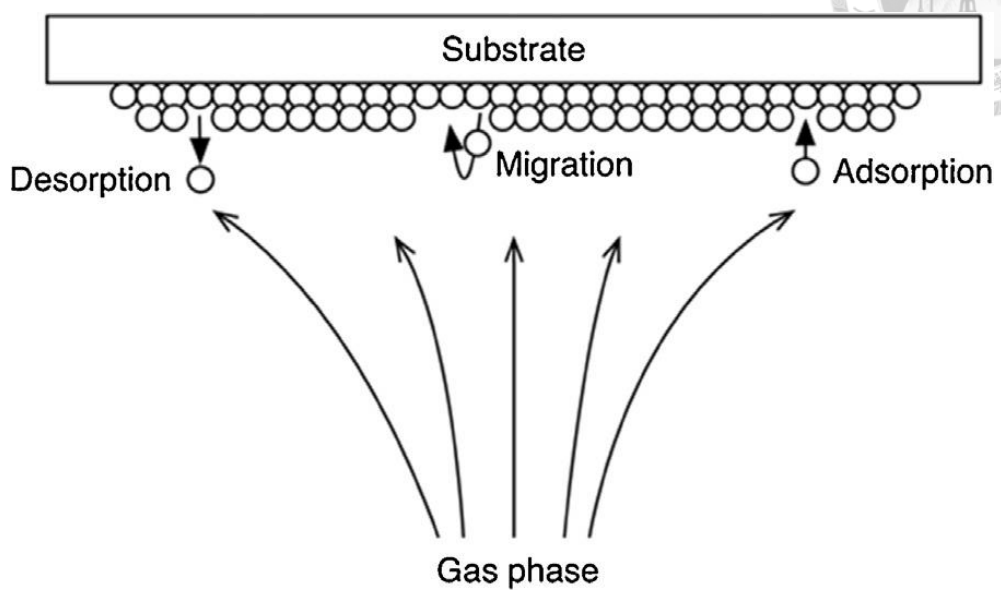


圖 1.2.7 薄膜生長過程示意圖

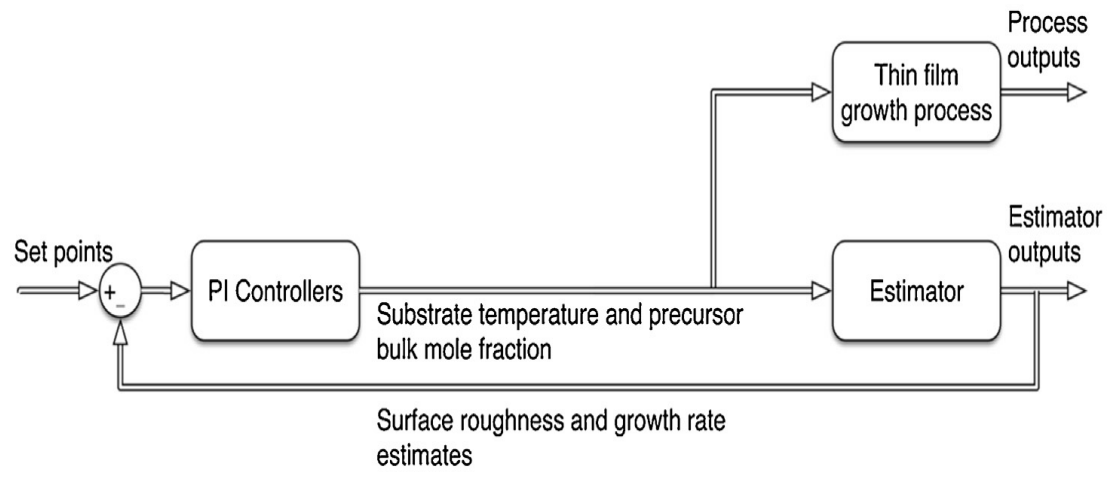


圖 1.2.8 薄膜生長過程多變量控制系統方塊圖

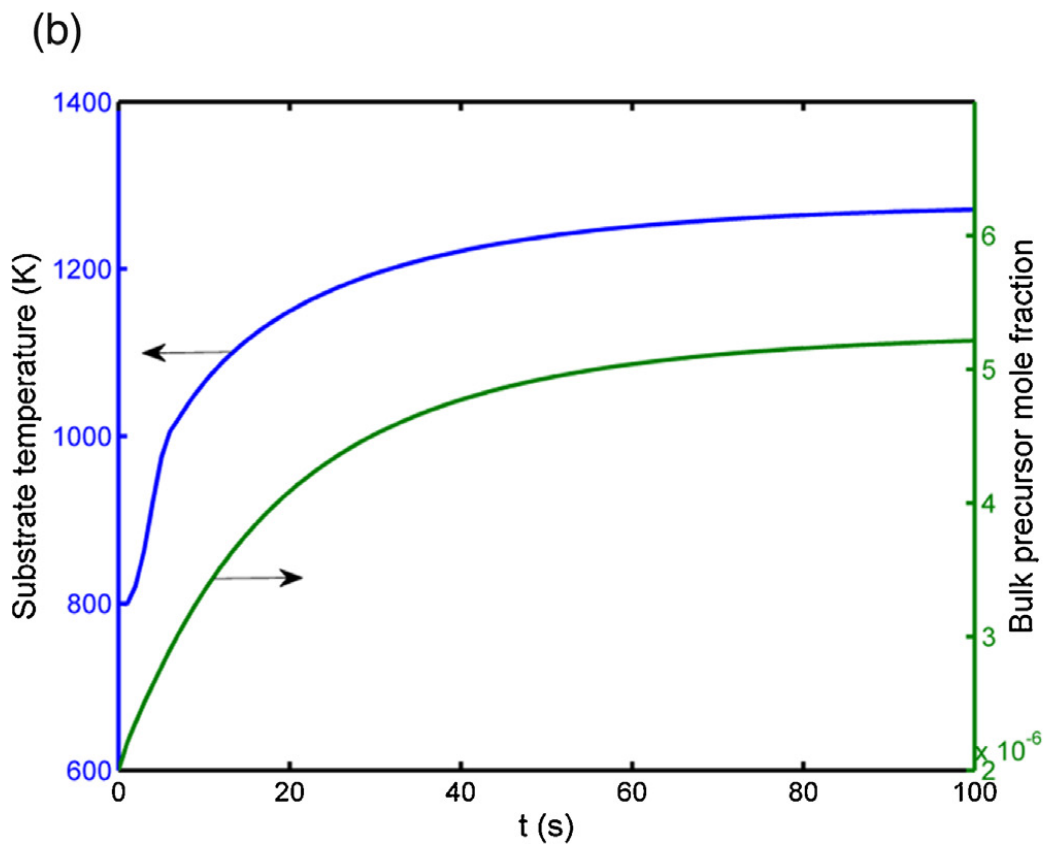
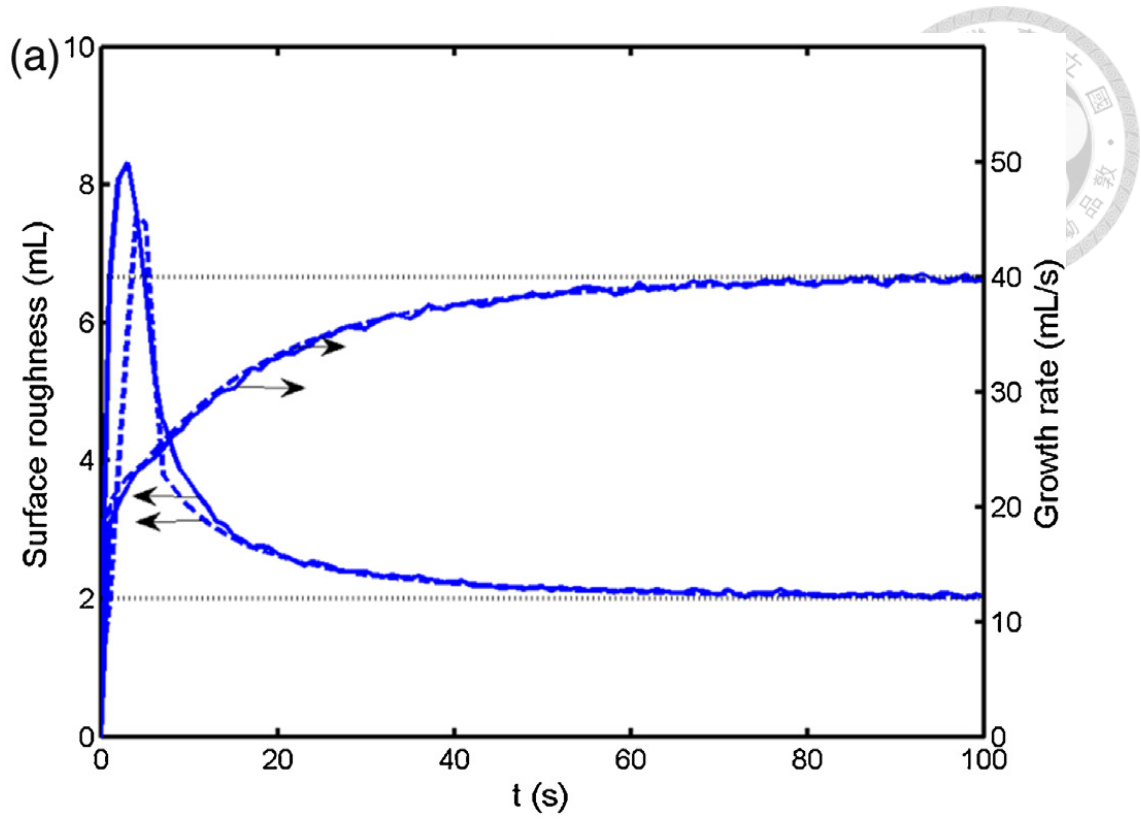


圖 1.2.9 (a)表面粗糙度與生長速率實驗數據(虛線為估測；實線為實驗)

(b)基板溫度與前導摩爾塊狀物實驗數據

### 1.3 研究內容

本研究主要內容：

1. 變頻空調多變量控制系統之動態系統識別，並簡化受控系統模型。
2. 變頻空調多變量控制系統設計與整合測試。



## 第二章 變頻空調系統之動態系統識別

由於本研究的設計重點在於室溫以及過熱度的控制，為了設計一個準確的控制系統，必須先了解系統的動態特性。本章說明如何進行變頻空調系統之動態系統識別，內容依序為(1)系統動態模型、(2)系統識別方法、(3)系統識別實驗設計、(4)系統識別結果。

### 2.1 系統動態模型

在設計控制器之前，必須先得到受控系統之轉移函數。本研究受控系統之輸入為壓縮機頻率( $F$ )、電子式膨脹閥開度( $V$ )兩個變量，系統之輸出為室內溫度( $T_{room}$ )、過熱度( $T_{sup}$ )兩個變量，因系統輸入、輸出間存在耦合關係，導致壓縮機頻率( $F$ )、電子式膨脹閥開度( $V$ )的變化皆會影響室內溫度( $T_{room}$ )、過熱度( $T_{sup}$ )的變化。

由於本系統為非線性系統，在系統識別時須建立線性微擾模型，系統方塊圖如圖 2.1.1 所示，其中 $\tilde{G}(s)$ 為系統轉移函數， $\tilde{F}(s)$ 為壓縮機頻率微擾量， $\tilde{V}(s)$ 為電子式膨脹閥開度微擾量， $\tilde{T}_{room}(s)$ 為室內溫度微擾量， $\tilde{T}_{sup}(s)$ 為過熱度微擾量。

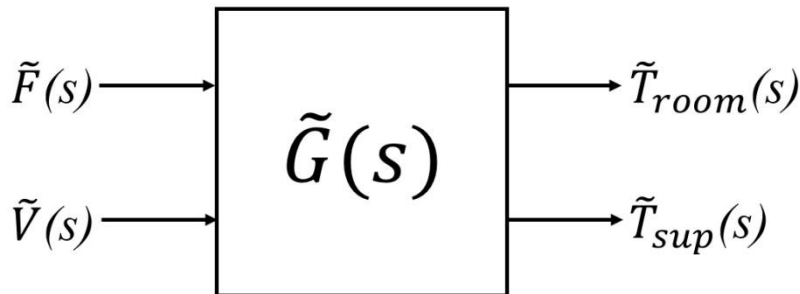


圖 2.1.1 變頻空調系統方塊圖





變頻空調系統線性微擾模型之輸入為壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 和電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 。系統的輸出為室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 和微擾過熱度 $\tilde{T}_{sup}$ ，其關係式如式 2.1-1 至式 2.1-4 所示，其中 $\bar{F}$ 為壓縮機頻率平衡值， $\bar{V}$ 為電子式膨脹閥開度平衡值， $\bar{T}_{room}$ 為室內溫度平衡值， $\bar{T}_{sup}$ 為過熱度平衡值。

$$\tilde{F}(t) = F(t) - \bar{F} \quad \text{式 2.1-1}$$

$$\tilde{V}(t) = V(t) - \bar{V} \quad \text{式 2.1-2}$$

$$\tilde{T}_{room}(t) = T_{room}(t) - \bar{T}_{room} \quad \text{式 2.1-3}$$

$$\tilde{T}_{sup}(t) = T_{sup}(t) - \bar{T}_{sup} \quad \text{式 2.1-4}$$

因系統為雙輸入雙輸出，系統輸出訊號間存在著耦合關係，動態系統關係可表示如式 2.1-5 所示：

$$\begin{bmatrix} \tilde{T}_{room} \\ \tilde{T}_{sup} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{G}_{11}(s) & \tilde{G}_{12}(s) \\ \tilde{G}_{21}(s) & \tilde{G}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F} \\ \tilde{V} \end{bmatrix} \quad \text{式 2.1-5}$$

其中 $\tilde{G}_{11}(s)$ 為壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數； $\tilde{G}_{12}(s)$ 為電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數； $\tilde{G}_{21}(s)$ 為壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 對微擾過熱度 $\tilde{T}_{sup}$ 的轉移函數； $\tilde{G}_{22}(s)$ 為電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 對微擾過熱度 $\tilde{T}_{sup}$ 的轉移函數。式 2.1-5 可以圖 2.1.2 方塊圖加以表示，壓縮機微擾頻率、電子式膨脹閥微擾開度與室內微擾溫度、微擾過熱度關係式如式 2.1-6、式 2.1-7 所示：

$$\tilde{T}_{room} = \tilde{G}_{11}(s) \times \tilde{F} + \tilde{G}_{12}(s) \times \tilde{V} \quad \text{式 2.1-6}$$

$$\tilde{T}_{sup} = \tilde{G}_{21}(s) \times \tilde{F} + \tilde{G}_{22}(s) \times \tilde{V} \quad \text{式 2.1-7}$$



令 
$$\tilde{G}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{G}_{11}(s) & \tilde{G}_{12}(s) \\ \tilde{G}_{21}(s) & \tilde{G}_{22}(s) \end{bmatrix}$$

$\tilde{G}(s)$  為變頻空調系統之轉移矩陣，其中  $\tilde{G}_{12}(s)$ 、 $\tilde{G}_{21}(s)$  描述系統輸入輸出之間的耦合關係。

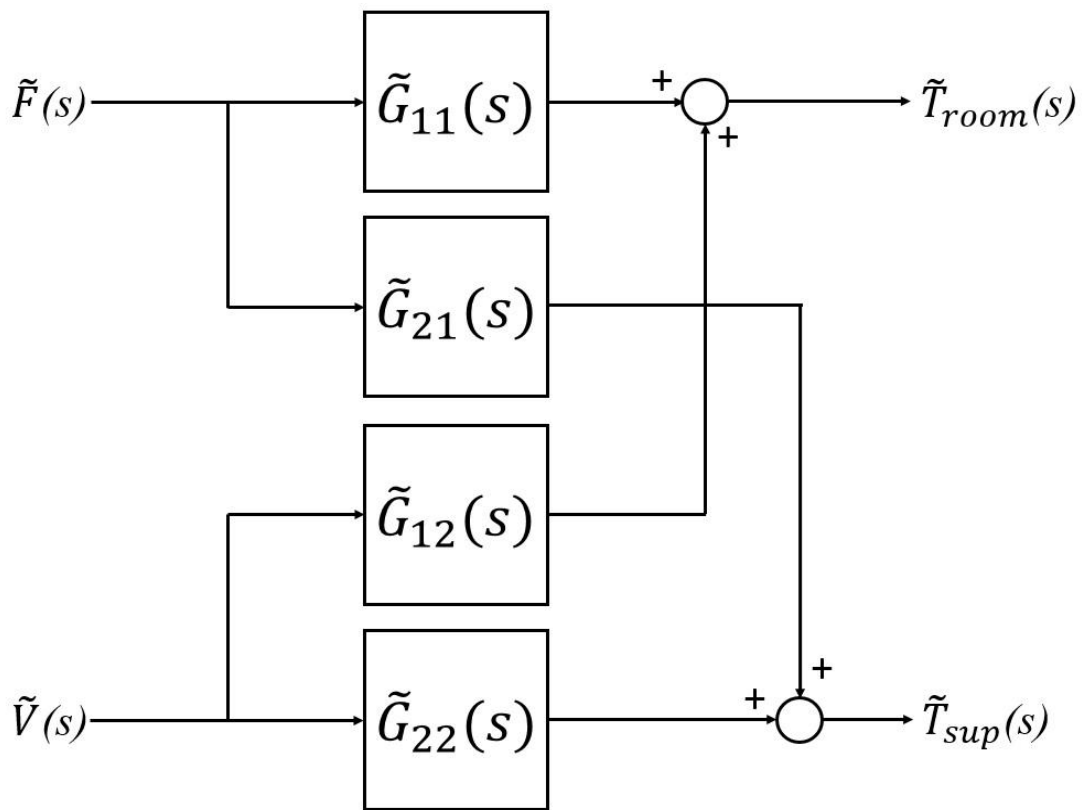


圖 2.1.2 系統輸入輸出關係方塊圖



## 2.2 系統識別方法

觀察圖 2.1.2 可發現系統輸出變數 $\tilde{T}_{room}$ 、 $\tilde{T}_{sup}$ 皆會受到系統輸入 $\tilde{F}(s)$ 、 $\tilde{V}(s)$ 影響，因此在進行系統識別時，採用隔離法將 $\tilde{F}(s)$ 和 $\tilde{V}(s)$ 對系統的輸出影響分開，分別對 $\tilde{G}_{11}(s)$ 、 $\tilde{G}_{12}(s)$ 、 $\tilde{G}_{21}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$ 進行識別。

接著利用步階響應(Step-Response)進行系統識別，使受測系統在穩態時給予一步階輸入(Step-Input)，觀察其步階響應。

首先，令 $\tilde{V}(s) = 0$ ，識別 $\tilde{F}(s)$ 所對應的 $\tilde{G}_{11}(s)$ 、 $\tilde{G}_{21}(s)$ 轉移函數，因此可將式 2.1-6 和式 2.1-7 改寫成：

$$\tilde{T}_{room}(s) = \tilde{G}_{11}(s) \times \tilde{F}(s) \quad \text{式 2.2-1}$$

$$\tilde{T}_{sup}(s) = \tilde{G}_{21}(s) \times \tilde{F}(s) \quad \text{式 2.2-2}$$

系統可簡化為兩個單輸出單輸出系統，如圖 2.2.1 所示：

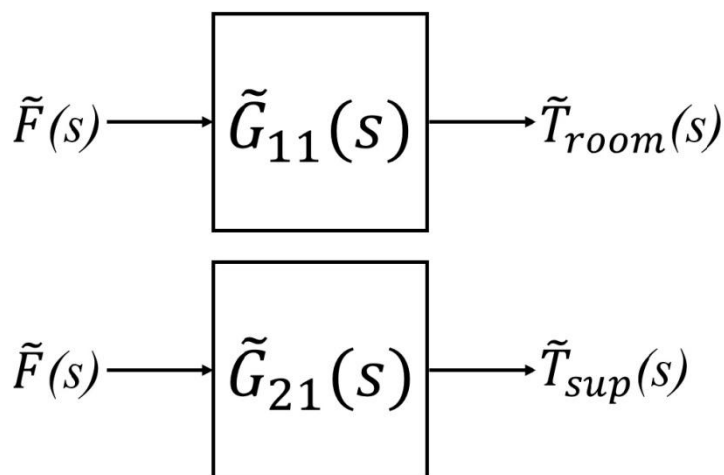


圖 2.2.1  $\tilde{V}(s) = 0$  時系統方塊圖

同理，令  $\tilde{F}(s) = 0$ ，識別  $\tilde{V}(s)$  所對應的  $\tilde{G}_{12}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$  轉移函數，因此可將式 2.1-6 和式 2.1-7 改寫成：

$$\tilde{T}_{room}(s) = \tilde{G}_{12}(s) \times \tilde{V}(s) \quad \text{式 2.2-3}$$

$$\tilde{T}_{sup}(s) = \tilde{G}_{22}(s) \times \tilde{V}(s) \quad \text{式 2.2-4}$$

系統可簡化為兩個單輸入單輸出系統，如圖 2.2.2 所示：

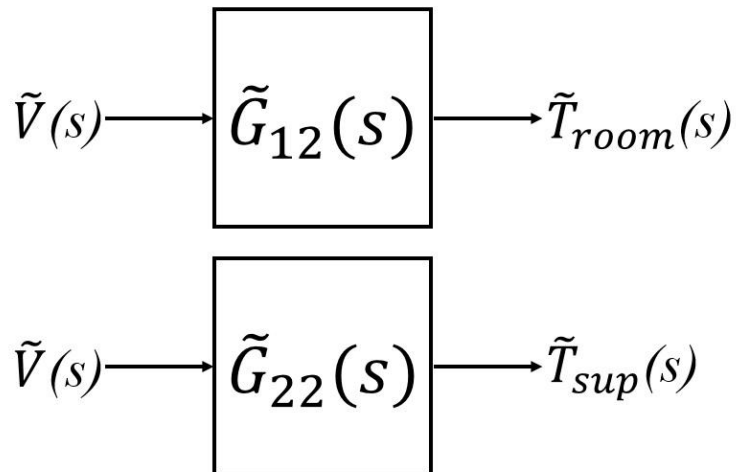


圖 2.2.2  $\tilde{F}(s) = 0$  時系統方塊圖

接著使用 MATLAB System Identification Toolbox(系統識別工具箱)，做時域曲線的擬合，即可由系統步階響應輸出得到各轉移函數的參數。

## 2.3 系統識別實驗設計



系統識別實驗之設計為，先固定壓縮機頻率以及電子式膨脹閥開度，使室內溫度和過熱度達穩態時，固定電子式膨脹閥開度，調整壓縮機頻率，或是固定壓縮機頻率，調整電子式膨脹閥開度，使系統輸出產生變化，直到系統再次穩定。

各項實驗設備簡述如下：

- (1) 變頻器：AELTA-VFD037B23A
- (2) 壓縮機本體：日立 E400HHD，12kW 製冷量，30~120Hz
- (3) 冷凝器：散熱量 22kW 冷凝溫度 35~55°C
- (4) 蒸發器：傳熱量 18kW 蒸發溫度 4~12°C
- (5) 個人電腦：使用 Visual Studio 2012 自製監控程式進行實驗觀測與資料存取。
- (6) 可程式型溫度控制器：控制室外冷凝器回風溫度 35°C。  
型號：TAIE-FY900。
- (7) 溫度感測器：本實驗共有五個溫度量測點：室內溫度( $T_{\text{room}}$ )、蒸發器出風溫度( $T_e$ )、壓縮機吐出管溫度( $T_{1A}$ )、壓縮機吸入管溫度( $T_{1B}$ )、冷凝器回風溫度( $T_{\text{out}}$ )。  
型號：LMEM-5CR22-10kΩ。
- (8) 電子式低壓壓力傳送器：量測壓縮機低壓壓力，再與壓縮機吸入管溫度( $T_{1B}$ )，計算出過熱度。  
型號：HSINGLU-NSK-BC030L-427



圖 2.3.1 電腦監控程式



圖 2.3.2 可程式型溫度控制器



圖 2.3.3 室內溫度量測點



圖 2.3.4 蒸發器出風溫度量測點



圖 2.3.5 壓縮機吐出、吸入溫度、低壓壓力量測點



圖 2.3.6 冷凝器回風溫度量測點



## 2.4 系統識別結果

室內溫度響應模型包含壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數 $\tilde{G}_{11}(s)$ ，和電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數 $\tilde{G}_{12}(s)$ 。

考慮室內溫度會受到其他因素影響，應屬於冷房部分，實際空調機僅需針對製冷量進行識別，因此改為兩項，如圖 2.4.1，其中 $\tilde{G}_{11}(s)$ 為壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 對微擾製冷量 $\tilde{Q}_L$ 的轉移函數， $\tilde{H}(s)$ 為微擾製冷量 $\tilde{Q}_L$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數。

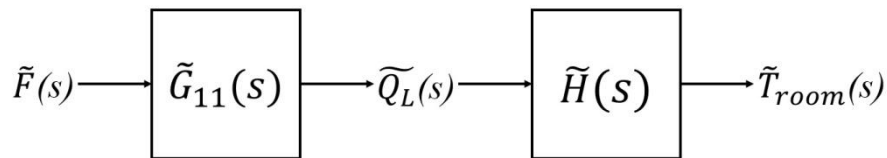


圖 2.4.1 改寫後的室內溫度方塊圖

將 $\tilde{G}_{11}(s)$ 、 $\tilde{H}(s)$ 的時間響應經快速傅立葉轉換得到波德圖，如圖 2.4.2、圖 2.4.3，可看出大小圖中，大於轉角頻率的範圍，其斜率皆為-20dB/decade；相位圖中，從低頻至高頻，皆相差-90°，可判別出轉移函數的分母階數比分子多一階，所以估計 $\tilde{G}_{11}(s)$ 、 $\tilde{H}(s)$ 之模型為：

$$\tilde{G}_{11}(s) = \frac{\tilde{Q}_L(s)}{\tilde{F}(s)} = \frac{k_1}{s-p_1} \quad \text{式 2.4-1}$$

$$\tilde{H}(s) = \frac{\tilde{T}_{room}(s)}{\tilde{Q}_L(s)} = \frac{k_2}{s-p_2} \quad \text{式 2.4-2}$$

其中  $k_1$ ： $\tilde{G}_{11}(s)$ 轉移函數增益

$p_1$ ： $\tilde{G}_{11}(s)$ 轉移函數極點

$k_2$ ： $\tilde{H}(s)$ 轉移函數增益

$p_2$ ： $\tilde{H}(s)$ 轉移函數極點

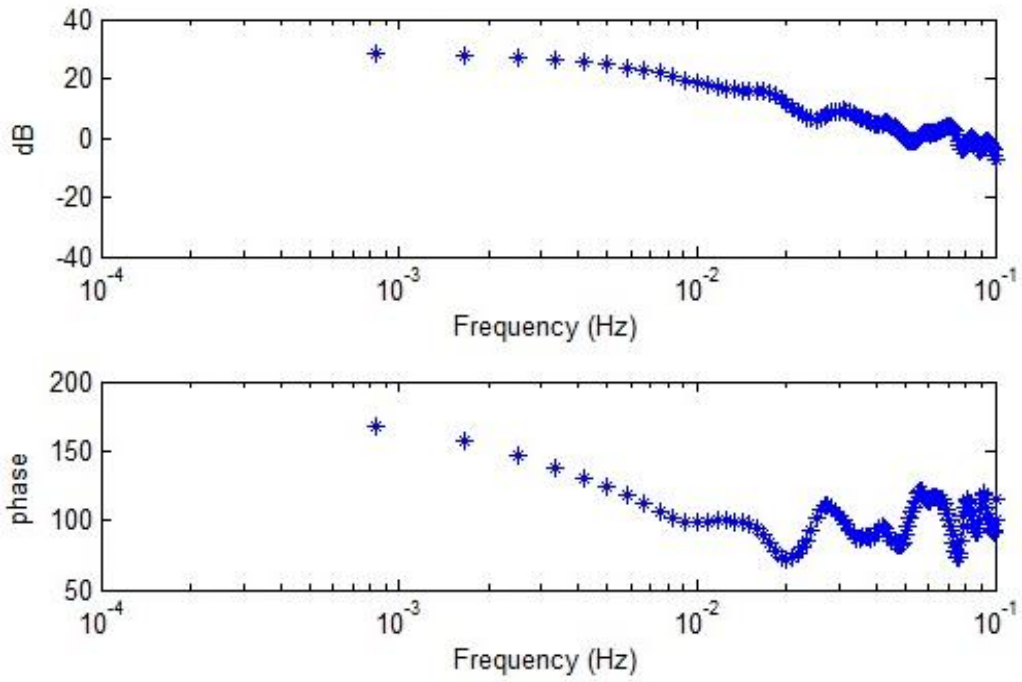
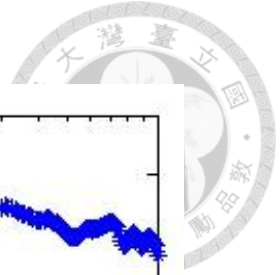


圖 2. 4. 2  $\tilde{G}_{11}(s)$  頻率響應圖(Frequency=60Hz→70Hz @ EEV=70%)

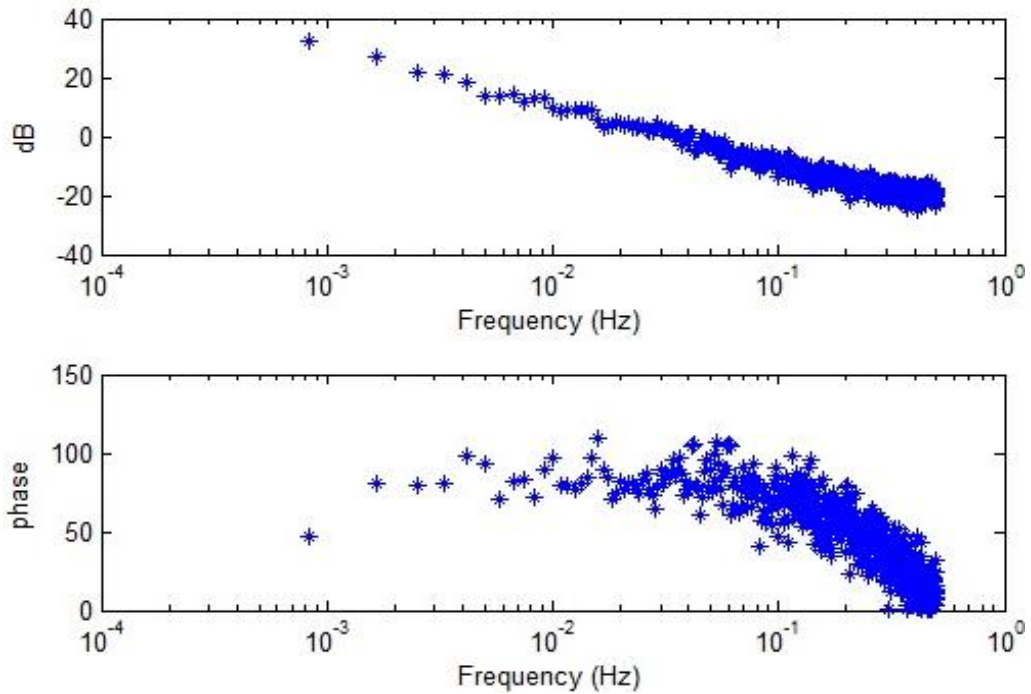


圖 2. 4. 3  $\tilde{H}(s)$  頻率響應圖(QL of Frequency=60Hz→70Hz @ EEV=70%)

識別 $\tilde{G}_{11}(s)$ 時，室內溫度，控制在 $25\sim 27^{\circ}\text{C}$ 之間，室外的冷凝器回風溫度，控制在 $35\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。固定電子式膨脹閥開度(60%、70%、80%、90%)，改變壓縮機頻率從30Hz至120Hz，每次改變10Hz之步階響應，例如圖2.4.4為固定電子式膨脹閥70%，壓縮機頻率由80Hz改變至70Hz之輸入輸出數據。圖2.4.5為系統識別結果， $k_i=0.00257054$ ， $p_i=-0.0261274$ 。

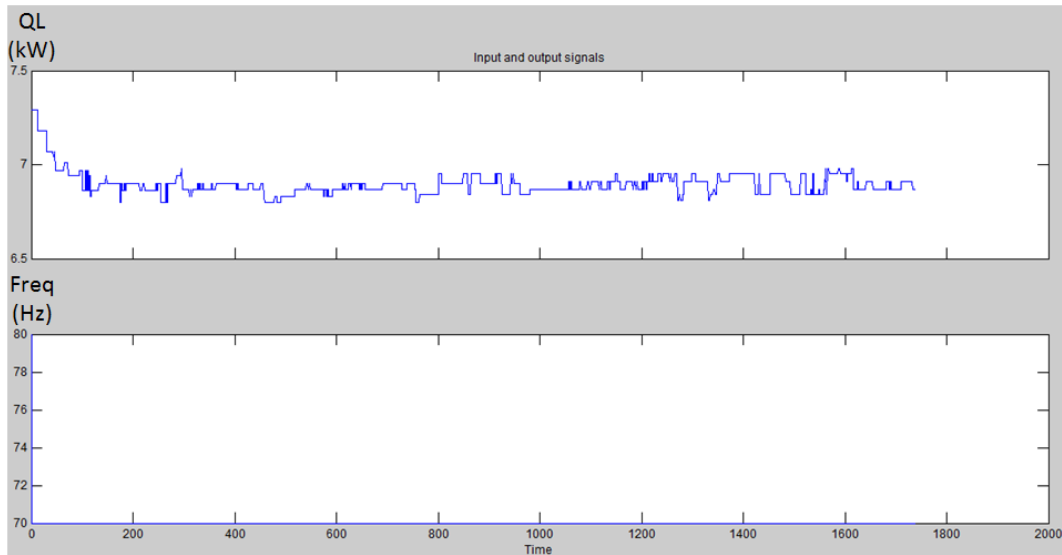


圖 2.4.4 Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 輸入輸出圖

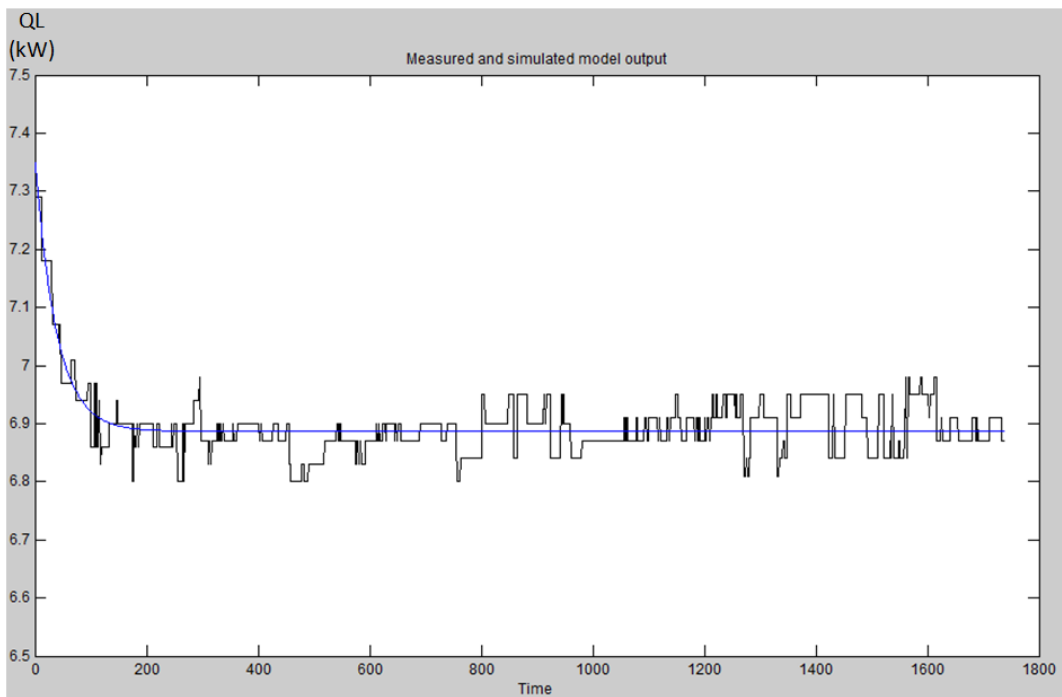


圖 2.4.5 Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 動態模型識別結果

表 2.4.1  $\tilde{G}_{11}(s)$ 微擾模型識別結果

室內溫度控制於25-27°C 室外溫度控制於35±0.5°C 固定膨脹閥開度為(60%、70%、80%、90%) 每次改變壓縮機頻率10Hz(30~120Hz)				
Operating point	壓縮機頻率 (Hz)	膨脹閥開度 (%)	k1	p1
1	70→60	60	0.00133395	-0.0134048
2	60→50	60	0.00189901	-0.0209749
3	50→40	60	0.00071018	-0.0074449
4	40→30	60	0.00186694	-0.0191102
5	30→40	60	0.00109202	-0.0119844
6	40→50	60	0.00048201	-0.0053539
7	50→60	60	0.00148612	-0.0176227
8	60→70	60	0.00138918	-0.0151674
9	60→50	60	0.00093584	-0.0102940
10	120→110	70	0.00062693	-0.0091374
11	110→100	70	0.00415461	-0.0559785
12	100→90	70	0.00327380	-0.0398947
13	90→80	70	0.00184070	-0.0203869
14	80→70	70	0.00257054	-0.0261274
15	70→60	70	0.00053326	-0.0050898
16	60→50	70	0.00078238	-0.0080619
17	50→40	70	0.00047943	-0.0047886
18	30→40	70	0.00268114	-0.0267365
19	40→50	70	0.00178094	-0.0194250
20	50→60	70	0.00096237	-0.0102176
21	60→70	70	0.00323712	-0.0364299
22	70→80	70	0.00235925	-0.0281278
23	80→90	70	0.00108530	-0.0139249
24	90→100	70	0.00114629	-0.0156123
25	100→110	70	0.00461797	-0.0685260
26	110→120	70	0.00894914	-0.1437174
27	60→70	70	0.00119061	-0.0136726
28	60→70	70	0.00189299	-0.0197867
29	120→110	80	0.00018532	-0.0026307
30	110→100	80	0.00223442	-0.0284220
31	100→90	80	0.00028351	-0.0032358
32	90→100	80	0.00264690	-0.0327944
33	100→110	80	0.00284374	-0.0381127
34	110→120	80	0.00379865	-0.0549541
35	120→110	90	0.00008787	-0.0011781
36	110→100	90	0.00256970	-0.0320379
37	100→90	90	0.00165254	-0.0193192
38	90→100	90	0.00084359	-0.0105572
39	100→110	90	0.00259716	-0.0349443
40	110→120	90	0.00220987	-0.0320904
平均模型			0.00193283	-0.0244319

各個微擾模型僅適用於對應之操作點，因此將 40 組微擾模型平均後，得到平均模型來代表整個受控系統，如式 2.4-3

$$\tilde{G}_{11}(s) = \frac{\tilde{Q}_L(s)}{\tilde{F}(s)} = \frac{k_1}{s-p_1} = \frac{0.00193283}{s+0.0244319}$$

式 2.4-3

$\tilde{G}_{11}(s)$  平均模型之極點為 -0.0244319，落在 s-plane 左半平面，因此為一穩定系統。在圖 2.4.6 中顯示各微擾模型頻率響應，而圓圈的部分則為平均微擾模型之頻率響應。

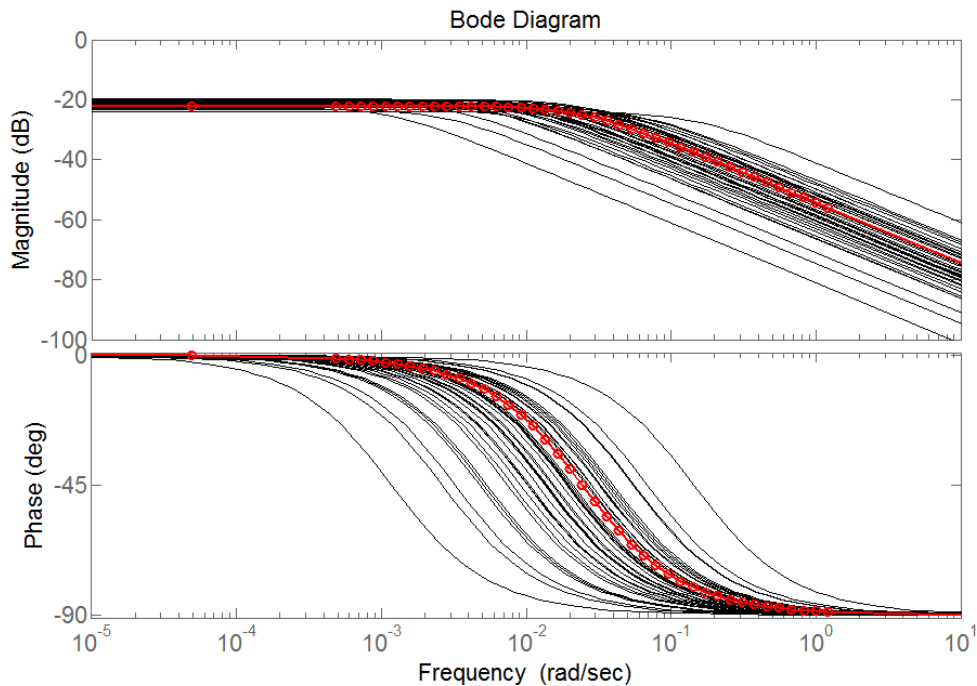


圖 2.4.6  $\tilde{G}_{11}(s)$  各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖

同理，識別  $\tilde{H}(s)$  時，室內溫度，控制在 25~27°C 之間，室外的冷凝器回風溫度，控制在 35±0.5°C。固定電子式膨脹閥開度(60%、70%、80%、90%)，改變壓縮機頻率從 30Hz 至 120Hz，每次改變 10Hz 所對應製冷量之時間響應，例如圖 2.4.7 為固定電子式膨脹閥 70%，壓縮機頻率由 80Hz 改變至 70Hz 所對應製冷量之輸入輸出數據。圖 2.4.8 為系統識別結果， $k_2=0.00517887$ ， $p_2=-0.00132591$ 。

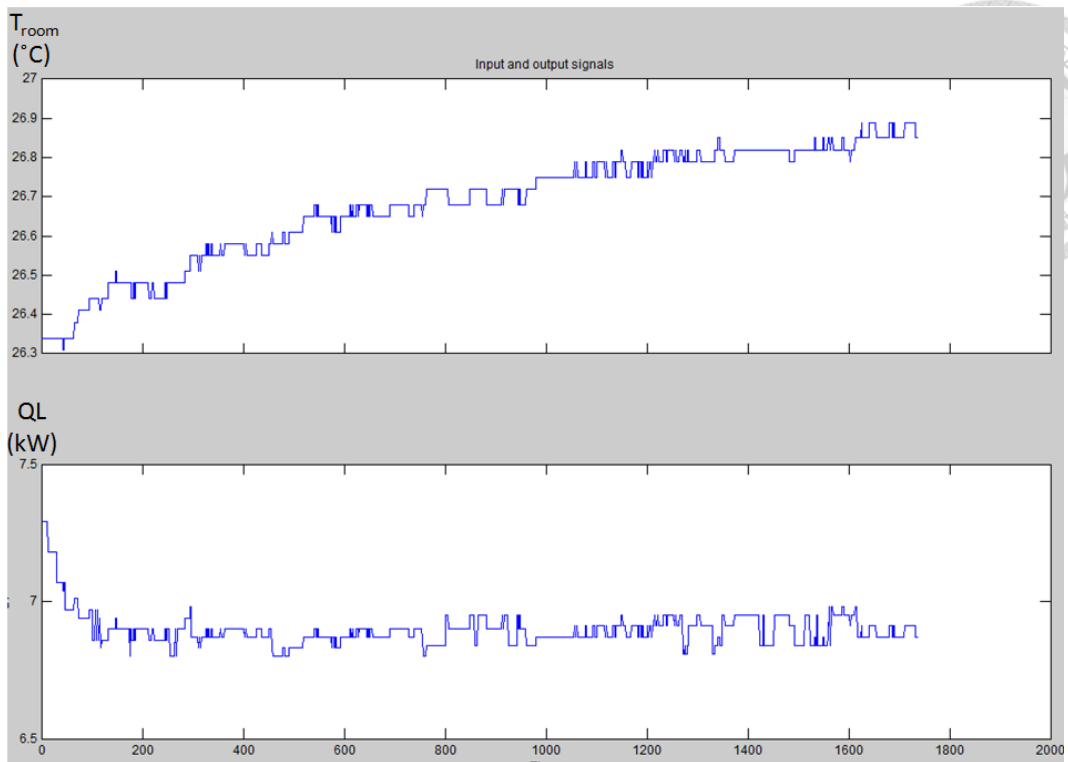


圖 2.4.7 QL of Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 輸入輸出圖

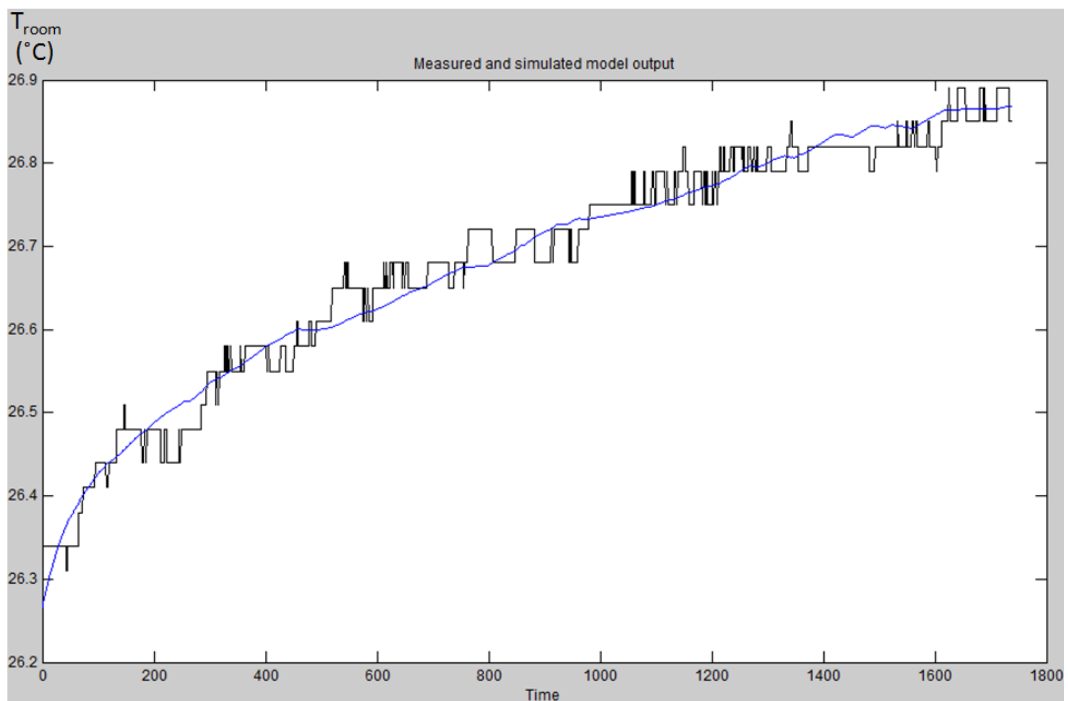


圖 2.4.8 QL of Frequency=80Hz→70Hz @ EEV=70% 動態模型識別結果

表 2.4.2  $\tilde{H}(s)$ 微擾模型識別結果

室內溫度控制於25~27°C 室外溫度控制於35±0.5°C 固定膨脹閥開度為(60%、70%、80%、90%) 每次改變壓縮機頻率10Hz所對應的製冷量(30~120Hz)				
Operating point	壓縮機頻率 (Hz)	膨脹閥開度 (%)	k2	p2
1	70→60	60	0.00293810	-0.00064012
2	60→50	60	0.00178945	-0.00030932
3	50→40	60	0.00137599	-0.00018471
4	40→30	60	0.00431210	-0.00045702
5	30→40	60	0.00354452	-0.00048082
6	40→50	60	0.00167483	-0.00030036
7	50→60	60	0.00178651	-0.00036827
8	60→70	60	0.00467808	-0.00111699
9	60→50	60	0.00099920	-0.00016651
10	120→110	70	0.00409284	-0.00118630
11	110→100	70	0.00228036	-0.00064809
12	100→90	70	0.00220503	-0.00062150
13	90→80	70	0.00295727	-0.00080775
14	80→70	70	0.00517887	-0.00132591
15	70→60	70	0.00096069	-0.00021091
16	60→50	70	0.00219763	-0.00039893
17	50→40	70	0.00353126	-0.00051846
18	30→40	70	0.00814865	-0.00125252
19	40→50	70	0.00345656	-0.00063464
20	50→60	70	0.00199648	-0.00042909
21	60→70	70	0.00410349	-0.00099315
22	70→80	70	0.00719919	-0.00180209
23	80→90	70	0.00210184	-0.00056357
24	90→100	70	0.00210044	-0.00060288
25	100→110	70	0.00219534	-0.00064574
26	110→120	70	0.00208119	-0.00062453
27	60→70	70	0.00244914	-0.00059245
28	60→70	70	0.00531898	-0.00131080
29	120→110	80	0.01766907	-0.00542329
30	110→100	80	0.00477421	-0.00140770
31	100→90	80	0.00435799	-0.00127864
32	90→100	80	0.00299550	-0.00091743
33	100→110	80	0.00103267	-0.00032735
34	110→120	80	0.00063356	-0.00021750
35	120→110	90	0.00610146	-0.00187610
36	110→100	90	0.02170409	-0.00654664
37	100→90	90	0.00337269	-0.00096553
38	90→100	90	0.00283180	-0.00085383
39	100→110	90	0.00205786	-0.00065155
40	110→120	90	0.00166699	-0.00054342
平均模型			0.00392130	-0.00100506

各個微擾模型僅適用於對應之操作點，因此將 40 組微擾模型平均後，得到平均模型來代表整個受控系統，如式 2.4-4



$$\tilde{H}(s) = \frac{\tilde{T}_{room}(s)}{\tilde{Q}_L(s)} = \frac{k_2}{s-p_2} = \frac{0.00392130}{s+0.00100506}$$

$\tilde{H}(s)$ 平均模型之極點為-0.00100506，落在 s-plane 左半平面，因此為一穩定且為極小相位系統。在圖 2.4.9 中顯示各微擾模型頻率響應，而圓圈的部分則為平均微擾模型之頻率響應。

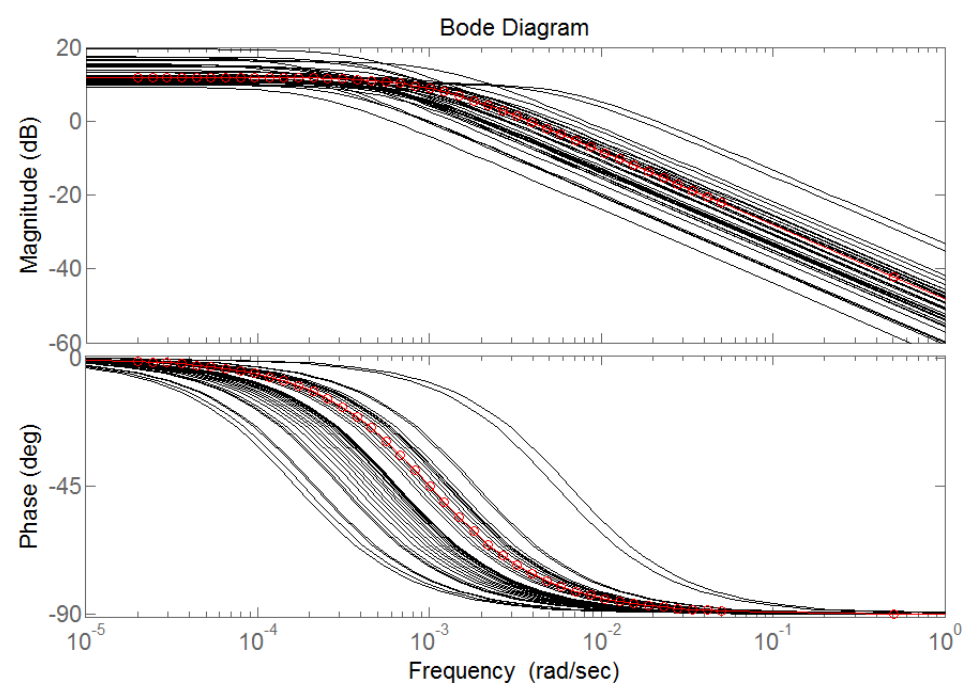


圖 2.4.9  $\tilde{H}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖

$\tilde{G}_{12}(s)$ 為電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 對室內微擾溫度 $\tilde{T}_{room}$ 的轉移函數，識別 $\tilde{G}_{12}(s)$ 時，固定壓縮機頻率，改變電子式膨脹閥開度，每次改變 10%之步階響應，發現過熱度在 15°C 以下時，製冷量的變化在 5%以內，且室內溫度無明顯改變，即 $\tilde{G}_{12}(s) \approx 0$ 。

表 2.4.3 改變膨脹閥之製冷量變化

壓縮機頻率 Frequency (Hz)	膨脹閥開度 EEV (%)	過熱度 Superheat (°C)	製冷量 (kW)	製冷量變化 (%)
30	70→60	0.8→8.4	2.69→2.63	2.23
30	60→50	8.4→13.2	2.63→2.58	1.90
60	70→60	3.4→9.0	5.36→5.29	1.31
60	60→50	9.0→16.0	5.29→5.19	1.89
120	90→80	3.4→6.8	8.21→8.18	0.37
120	80→70	6.8→11.2	8.18→7.91	3.30



過熱度響應模型包含壓縮機微擾頻率 $\tilde{F}$ 對微擾過熱度 $\tilde{T}_{sup}$ 的轉移函數 $\tilde{G}_{21}(s)$ ，和電子式膨脹閥微擾開度 $\tilde{V}$ 對微擾過熱度 $\tilde{T}_{sup}$ 的轉移函數 $\tilde{G}_{22}(s)$ 。

考慮冷媒在系統中，主要經過三個儲能元件，從壓縮機吐出後依序經過，冷凝器、蒸發器、蓄液器，所以估計 $\tilde{G}_{21}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$ 之模型為：

$$\tilde{G}_{21}(s) = \frac{\tilde{T}_{sup}(s)}{\tilde{F}(s)} = \frac{K_1}{(s-P_1)(s-P_2)(s-P_3)} \quad \text{式 2.4-5}$$

$$\tilde{G}_{22}(s) = \frac{\tilde{T}_{sup}(s)}{\tilde{V}(s)} = \frac{K_2}{(s-P_4)(s-P_5)(s-P_6)} \quad \text{式 2.4-6}$$

其中  $K_1$ ： $\tilde{G}_{21}(s)$  轉移函數增益

$P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ ： $\tilde{G}_{21}(s)$  轉移函數極點

$K_2$ ： $\tilde{G}_{22}(s)$  轉移函數增益

$P_4$ 、 $P_5$ 、 $P_6$ ： $\tilde{G}_{22}(s)$  轉移函數極點

識別 $\tilde{G}_{21}(s)$ 時，室內溫度，控制在 $25\sim 27^\circ\text{C}$ 之間，室外的冷凝器回風溫度，控制在 $35\pm 0.5^\circ\text{C}$ 。固定電子式膨脹閥開度(60%、70%、80%、90%)，改變壓縮機頻率從30Hz至120Hz，每次改變10Hz之步階響應，例如圖2.4.10為固定電子式膨脹閥60%，壓縮機頻率由30Hz改變至40Hz之輸入輸出數據。圖2.4.11為系統識別結果， $K_1=5.40636\text{E}-07$ ， $P_1=-0.003456+0.003421i$ ， $P_2=-0.003456-0.003421i$ ， $P_3=-0.073524$ 。

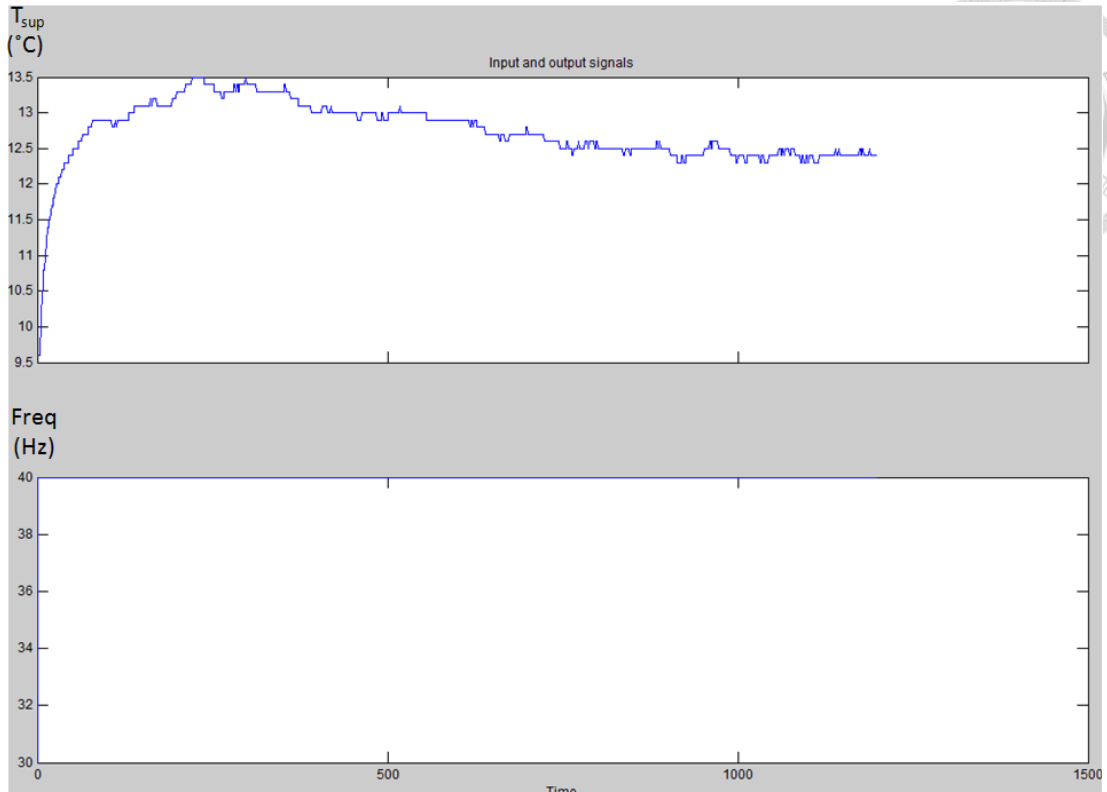


圖 2.4.10 Frequency=30Hz→40Hz @ EEV=60% 輸入輸出圖

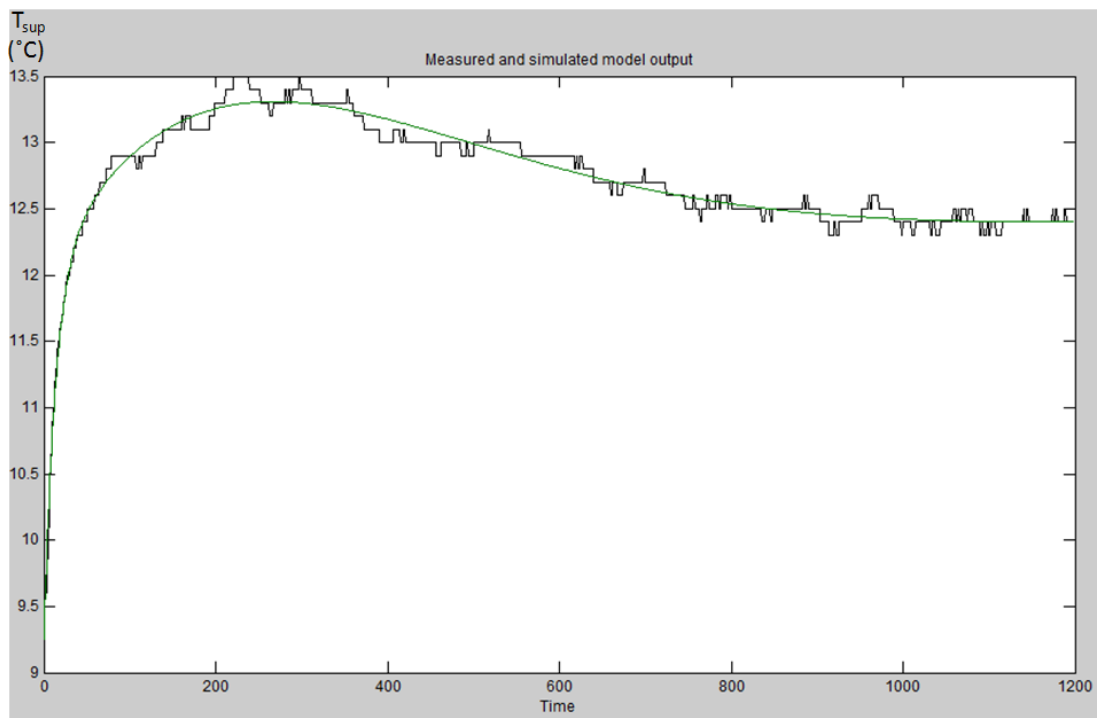


圖 2.4.11 Frequency=30Hz→40Hz @ EEV=60% 動態模型識別結果

表 2.4.4  $\tilde{G}_{21}(s)$ 微擾模型識別結果

室內溫度控制於25-27°C 室外溫度控制於35±0.5°C 固定膨脹閥開度為(60%、70%、80%、90%) 每次改變壓縮機頻率10Hz(30-120Hz)						
Operating point	壓縮機頻率 (Hz)	膨脹閥開度 (%)	K1	P1	P2	P3
1	70→60	60	5.1240E-09	-0.0011 + 0.0011i	-0.0011 - 0.0011i	-0.0117i
2	60→50	60	3.4160E-07	-0.0044 + 0.0028i	-0.0044 - 0.0028i	-0.05387
3	50→40	60	5.5348E-07	-0.0045 + 0.0023i	-0.0045 - 0.0023i	-0.07704
4	40→30	60	5.5957E-08	-0.0031 + 0.0024i	-0.0031 - 0.0024i	-0.01257
5	30→40	60	5.4064E-07	-0.0035 + 0.0034i	-0.0035 - 0.0034i	-0.07352
6	40→50	60	5.6417E-10	-0.0096 + 0.0053i	-0.0096 - 0.0053i	-0.00018
7	50→60	60	1.0322E-07	-0.0014 + 0.0013i	-0.0014 - 0.0013i	-0.13304
8	60→70	60	1.1080E-06	-0.0047 + 0.0030i	-0.0047 - 0.0030i	-0.17617
9	60→50	60	3.2742E-06	-0.0071 + 0.0028i	-0.0071 - 0.0028i	-0.30243
10	120→110	70	1.1530E-06	-0.0121 + 0.0054i	-0.0121 - 0.0054i	-0.05132
11	110→100	70	2.2877E-07	-0.0098 + 0.0066i	-0.0098 - 0.0066i	-0.01361
12	100→90	70	3.1010E-06	-0.0043 + 0.0112i	-0.0043 - 0.0112i	-0.22686
13	90→80	70	1.1957E-06	-0.0065 + 0.0031i	-0.0065 - 0.0031i	-0.27383
14	80→70	70	7.8495E-08	-0.0216 + 0.0124i	-0.0216 - 0.0124i	-0.00155
15	70→60	70	1.3355E-09	-0.0028 + 0.0029i	-0.0028 - 0.0029i	-0.00147
16	60→50	70	8.6242E-09	-0.0018 + 0.0019i	-0.0018 - 0.0019i	-0.01669
17	50→40	70	2.7415E-07	-0.0038 + 0.0033i	-0.0038 - 0.0033i	-0.25702
18	30→40	70	7.3506E-06	-0.0159 + 0.0180i	-0.0159 - 0.0180i	-0.15977
19	40→50	70	8.2345E-09	-0.0019 + 0.0020i	-0.0019 - 0.0020i	-0.01246
20	50→60	70	2.1330E-08	-0.0052 + 0.0054i	-0.0052 - 0.0054i	-0.00477
21	60→70	70	1.2018E-08	-0.0008 + 0.0048i	-0.0008 - 0.0048i	-0.00488
22	70→80	70	9.1580E-07	-0.0006 + 0.0124i	-0.0006 - 0.0124i	-0.03938
23	80→90	70	3.3342E-08	-0.0021 + 0.0016i	-0.0021 - 0.0016i	-0.03768
24	90→100	70	3.8760E-06	-0.0061 + 0.0051i	-0.0061 - 0.0051i	-0.45994
25	100→110	70	8.3678E-07	-0.0039 + 0.0019i	-0.0039 - 0.0019i	-0.33601
26	110→120	70	6.4396E-07	-0.0388 + 0.0172i	-0.0388 - 0.0172i	-0.00271
27	60→70	70	2.4147E-09	-0.0008 + 0.0011i	-0.0008 - 0.0011i	-0.01239
28	60→70	70	5.5098E-08	-0.0067 + 0.0109i	-0.0067 - 0.0109i	-0.00317
29	120→110	80	9.3182E-07	-0.0110 + 0.0247i	-0.0110 - 0.0247i	-0.01952
30	110→100	80	8.0985E-10	-0.0057 + 0.0045i	-0.0057 - 0.0045i	-0.00013
31	100→90	80	2.3340E-08	-0.0108 + 0.0037i	-0.0108 - 0.0037i	-0.00331
32	90→100	80	4.5820E-09	-0.0014 + 0.0009i	-0.0014 - 0.0009i	-0.02515
33	100→110	80	2.9564E-06	-0.0101 + 0.0076i	-0.0101 - 0.0076i	-0.25844
34	110→120	80	5.1638E-07	-0.0058 + 0.0037i	-0.0058 - 0.0037i	-0.15222
35	120→110	90	4.7918E-08	-0.0175 + 0.0096i	-0.0175 - 0.0096i	-0.00313
36	110→100	90	1.5998E-06	-0.0163 + 0.0028i	-0.0163 - 0.0028i	-0.24214
37	100→90	90	1.5780E-08	-0.0100 + 0.0076i	-0.0100 - 0.0076i	-0.01799
38	90→100	90	2.2249E-07	-0.0343 + 0.0217i	-0.0343 - 0.0217i	-0.00510
39	100→110	90	1.7274E-06	-0.0045 + 0.0111i	-0.0045 - 0.0111i	-0.31676
40	110→120	90	1.8229E-08	-0.0086 + 0.0075i	-0.0086 - 0.0075i	-0.00350
平均模型			8.4611E-07	-0.008029 + 0.006428i	-0.008029 - 0.006428i	-0.09509

各個微擾模型僅適用於對應之操作點，因此將 40 組微擾模型平均後，得到平均模型來代表整個受控系統，如式 2.4-7

$$\tilde{G}_{21}(s) = \frac{\tilde{T}_{sup}(s)}{\tilde{F}(s)} = \frac{8.4611E-07}{(s+0.008029-0.006428i)(s+0.008029+0.006428i)(s+0.09509)}$$

式 2.4-7

$\tilde{G}_{21}(s)$ 平均模型之極點為 $-0.008029+0.006428i$ 、 $-0.008029-0.006428i$ 、 $-0.09509$ ，皆落在 s-plane 左半平面，因此為一穩定系統。在圖 2.4.12 中顯示各微擾模型頻率響應，而圓圈的部分則為平均微擾模型之頻率響應。

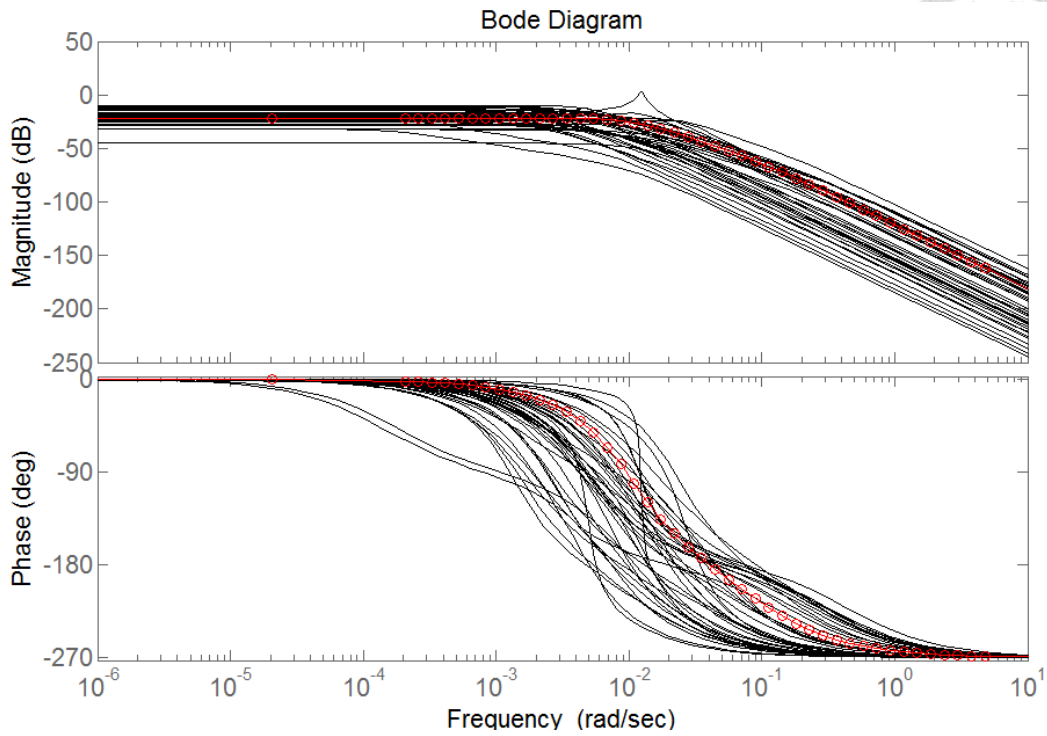


圖 2.4.12  $\tilde{G}_{21}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖

識別 $\tilde{G}_{22}(s)$ 時，室內溫度，控制在 25~27°C 之間，室外的冷凝器回風溫度，控制在 35±0.5°C。固定壓縮機頻率(30Hz、40Hz…120Hz)，改變電子式膨脹閥開度從 50%至 90%，每次改變 10%之步階響應，例如圖 2.4.13 為固定壓縮機頻率 30Hz，電子式膨脹閥開度由 70%改變至 60%之輸入輸出數據。圖 2.4.14 為系統識別結果， $K_1=1.56787E-07$ ， $P_1=-0.004067+0.003101i$ ， $P_2=-0.004067-0.003101i$ ， $P_3=-0.02884$ 。

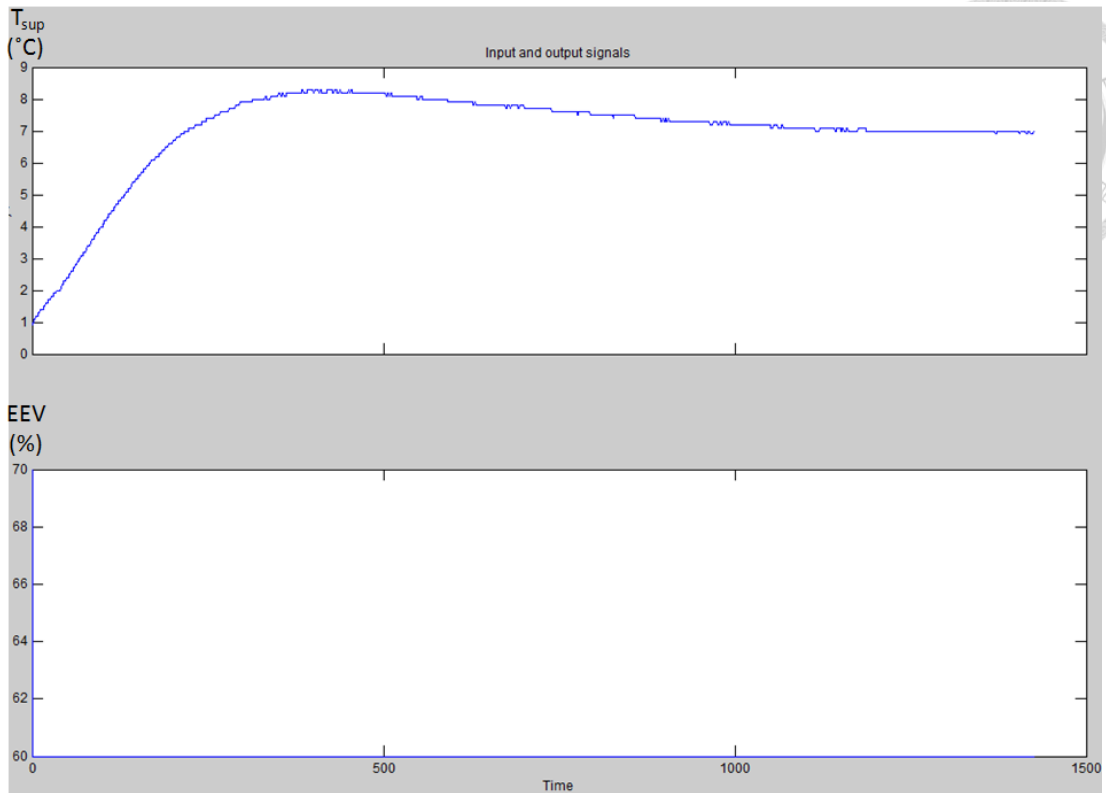


圖 2.4.13 EEV=70%→60% @ Frequency=30Hz 輸入輸出圖

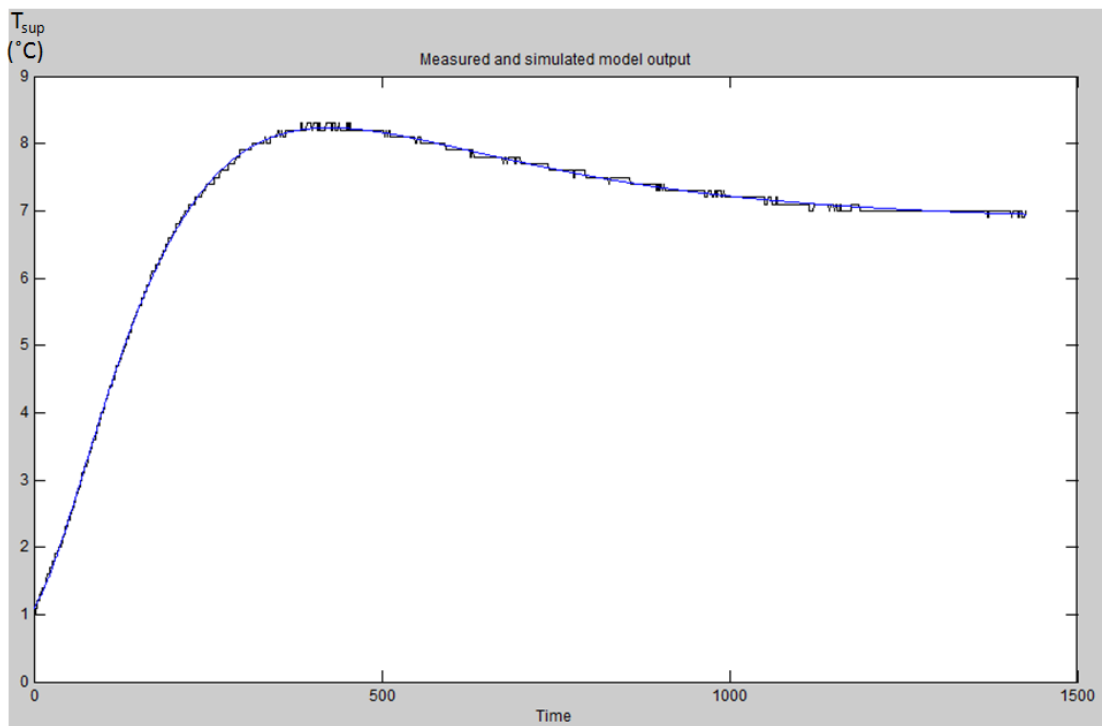


圖 2.4.14 EEV=70%→60% @ Frequency=30Hz 動態模型識別結果



表 2.4.5  $\tilde{G}_{22}(s)$  微擾模型識別結果

室內溫度控制於25~27°C 室外溫度控制於35±0.5°C 固定壓縮機頻率為(30Hz、40Hz…120Hz) 每次改變膨脹閥開度10%(50-90%)						
Operating point	壓縮機頻率 (Hz)	膨脹閥開度 (%)	K2	P4	P5	P6
1	30	70→60	1.56787E-07	-0.0088 + 0.0087i	-0.0088 - 0.0087i	-0.007196
2	30	60→50	1.21965E-06	-0.0149 + 0.0050i	-0.0149 - 0.0050i	-0.018594
3	30	50→60	6.05712E-07	-0.0111 + 0.0081i	-0.0111 - 0.0081i	-0.019281
4	30	60→70	1.01736E-06	-0.0042 + 0.0077i	-0.0042 - 0.0077i	-0.191333
5	30	70→60	8.84933E-08	-0.0041 + 0.0031i	-0.0041 - 0.0031i	-0.028835
6	30	60→70	1.49959E-09	-0.0066 + 0.0031i	-0.0066 - 0.0031i	-0.028934
7	40	70→60	4.07138E-08	-0.0140 + 0.0069i	-0.0140 - 0.0069i	-0.001508
8	40	60→50	7.74657E-08	-0.0055 + 0.0039i	-0.0055 - 0.0039i	-0.006822
9	40	50→60	1.61575E-08	-0.0098 + 0.0074i	-0.0098 - 0.0074i	-0.000850
10	50	70→60	3.42407E-07	-0.0082 + 0.0044i	-0.0082 - 0.0044i	-0.033285
11	50	60→50	7.39294E-08	-0.0041 + 0.0030i	-0.0041 - 0.0030i	-0.010170
12	50	50→60	4.91993E-06	-0.0146 + 0.0133i	-0.0146 - 0.0133i	-0.088503
13	60	80→70	1.39379E-07	-0.0274 + 0.0114i	-0.0274 - 0.0114i	-0.003055
14	60	70→60	8.86947E-08	-0.0164 + 0.0095i	-0.0164 - 0.0095i	-0.001671
15	60	60→70	1.98974E-07	-0.0088 + 0.0046i	-0.0088 - 0.0046i	-0.042579
16	60	70→80	1.68862E-09	-0.0289 + 0.0308i	-0.0289 - 0.0308i	-0.000065
17	60	80→70	4.45858E-07	-0.0063 + 0.0044i	-0.0063 - 0.0044i	-0.097962
18	60	70→60	1.38754E-05	-0.0215 + 0.0142i	-0.0215 - 0.0142i	-0.107806
19	70	80→70	9.40898E-08	-0.0154 + 0.0152i	-0.0154 - 0.0152i	-0.002752
20	70	70→60	1.98930E-07	-0.0193 + 0.0082i	-0.0193 - 0.0082i	-0.002490
21	70	60→70	2.75602E-07	-0.0310 + 0.0120i	-0.0310 - 0.0120i	-0.003944
22	70	70→80	4.36664E-09	-0.0375 + 0.0346i	-0.0375 - 0.0346i	-0.001184
23	70	80→70	1.15128E-09	-0.0097 + 0.0171i	-0.0097 - 0.0171i	-0.000375
24	80	80→70	9.01750E-08	-0.0123 + 0.0153i	-0.0123 - 0.0153i	-0.002468
25	80	70→80	4.91385E-08	-0.0433 + 0.0215i	-0.0433 - 0.0215i	-0.001927
26	90	80→70	9.63834E-08	-0.0132 + 0.0172i	-0.0132 - 0.0172i	-0.001025
27	90	70→80	1.92603E-07	-0.0201 + 0.0267i	-0.0201 - 0.0267i	-0.001936
28	100	90→80	4.49867E-08	-0.0030 + 0.0031i	-0.0030 - 0.0031i	-0.024825
29	100	80→90	3.35884E-07	-0.0267 + 0.0396i	-0.0267 - 0.0396i	-0.005249
30	100	80→70	7.78748E-06	-0.0087 + 0.0304i	-0.0087 - 0.0304i	-0.056987
31	100	70→80	1.46609E-06	-0.0145 + 0.0052i	-0.0145 - 0.0052i	-0.142558
32	110	90→80	4.76268E-06	-0.0231 + 0.0104i	-0.0231 - 0.0104i	-0.091475
33	110	80→70	6.66618E-06	-0.0297 + 0.0172i	-0.0297 - 0.0172i	-0.026025
34	110	70→80	2.04027E-05	-0.0459 + 0.0444i	-0.0459 - 0.0444i	-0.058903
35	110	80→90	1.38097E-07	-0.0315 + 0.0385i	-0.0315 - 0.0385i	-0.002311
36	120	90→80	1.66245E-06	-0.0278 + 0.0157i	-0.0278 - 0.0157i	-0.019196
37	120	80→70	1.24359E-08	-0.0017 + 0.0002i	-0.0017 - 0.0002i	-0.027045
38	120	70→80	2.00170E-06	-0.0316 + 0.0269i	-0.0316 - 0.0269i	-0.020935
39	120	80→90	2.81643E-07	-0.0141 + 0.0303i	-0.0141 - 0.0303i	-0.012460
40	120	90→80	3.16574E-07	-0.0139 + 0.0408i	-0.0139 - 0.0408i	-0.002936
平均模型			1.75479E-06	-0.017224 + 0.015506i	-0.017224 - 0.015506i	-0.029936

各個微擾模型僅適用於對應之操作點，因此將 40 組微擾模型平均後，得到平均模型來代表整個受控系統，如式 2.4-8

$$\tilde{G}_{22}(s) = \frac{\tilde{T}_{sup}(s)}{\tilde{V}(s)} = \frac{1.75479E-06}{(s+0.017224-0.015506i)(s+0.017224+0.015506i)(s+0.029936)}$$

式 2.4-8

$\tilde{G}_{22}(s)$  平均模型之極點為  $-0.017224+0.015506i$ 、 $-0.017224-0.015506i$ 、 $-0.02994$ ，皆落在  $s$ -plane 左半平面，因此為一穩定且為極小相位系統。在圖 2.4.15 中顯示各微擾模型頻率響應，而圓圈的部分則為平均微擾模型之頻率響應。

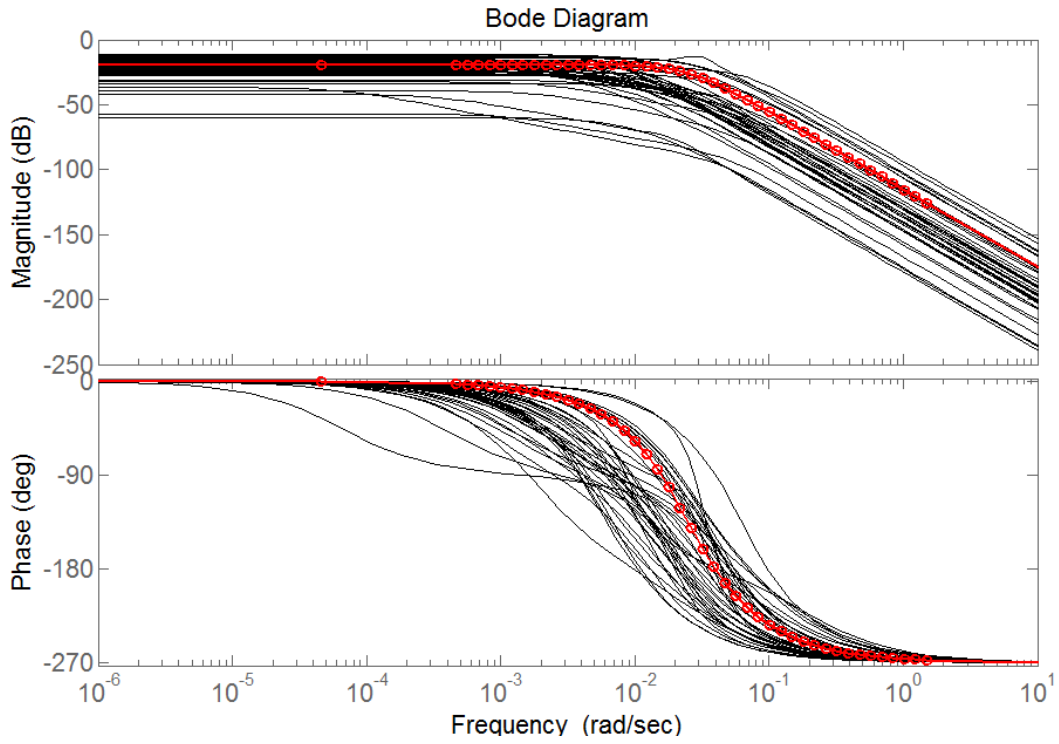


圖 2.4.15  $\tilde{G}_{22}(s)$  各微擾模型與平均微擾模型頻率響應圖

# 第三章 控制系統設計與分析



## 3.1 受控模型簡化

圖 3.1.1 為本研究之負回授系統，其中  $C(s)$  為控制器， $G(s)$  為空調機受控模型， $H(s)$  為冷房受控模型， $M(s)$  為量測訊號，本章將討論如何設計控制器  $C(s)$ 。

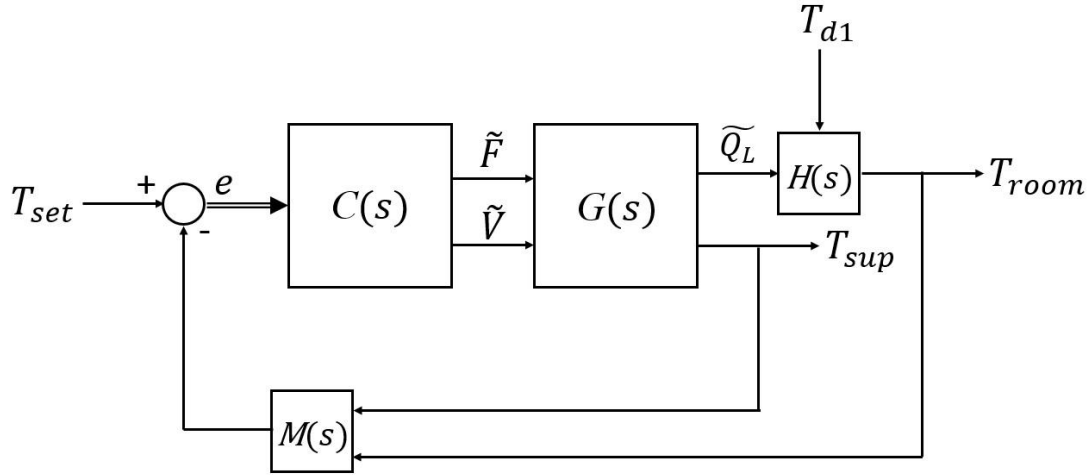


圖 3.1.1 單位負回授系統

由於本系統為一多變量控制系統(如圖 2.1.2 所示)，若要對各個識別模型進行回授控制，則整個控制系統之設計相當複雜，因此在設計控制器之前，先觀察整個受控模型的動態特性並嘗試著簡化其控制流程。

式 3.1-1 至式 3.1-3 為各平均微擾模型之轉移函數，其中  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  為室內溫度轉移函數， $\tilde{G}_{21}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$  為過熱度轉移函數。

$$\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s) = \frac{7.5792E-06}{(s+0.0244319)(s+0.00100506)} \quad \text{式 3.1-1}$$

$$\tilde{G}_{21}(s) = \frac{8.4611E-07}{(s+0.008029-0.006428i)(s+0.008029+0.006428i)(s+0.09509)} \quad \text{式 3.1-2}$$

$$\tilde{G}_{22}(s) = \frac{1.75479E-06}{(s+0.017224-0.015506i)(s+0.017224+0.015506i)(s+0.029936)} \quad \text{式 3.1-3}$$



對於室內溫度響應而言，如第二章表 2.4.3 所示，固定壓縮機頻率，改變電子式膨脹閥開度 10% 時，製冷量的變化在 5% 以內，且室內溫度無明顯改變，即  $\tilde{G}_{12}(s) \approx 0$ ，因此視其為可忽略。

觀察過熱度模型頻率響應圖，如圖 3.1.2 所示， $\tilde{G}_{21}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$  耦合關係大，對系統過熱度輸出而言，兩者必須同時考慮。故系統轉移函數可簡化成式 3.1-4 所示：

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \tilde{T}_{room} \\ \tilde{T}_{sup} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s) & \tilde{G}_{12}(s) \\ \tilde{G}_{21}(s) & \tilde{G}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F} \\ \tilde{V} \end{bmatrix} \cong \begin{bmatrix} \tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s) & 0 \\ \tilde{G}_{21}(s) & \tilde{G}_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F} \\ \tilde{V} \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{7.5792E-06}{S^2+0.02544s+2.456E-05} & 0 \\ \frac{8.461E-07}{S^3+0.1111S^2+0.001633s+1.006E-05} & \frac{1.755E-06}{S^3+0.06438S^2+0.001568s+1.608E-05} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F} \\ \tilde{V} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

式 3.1-4

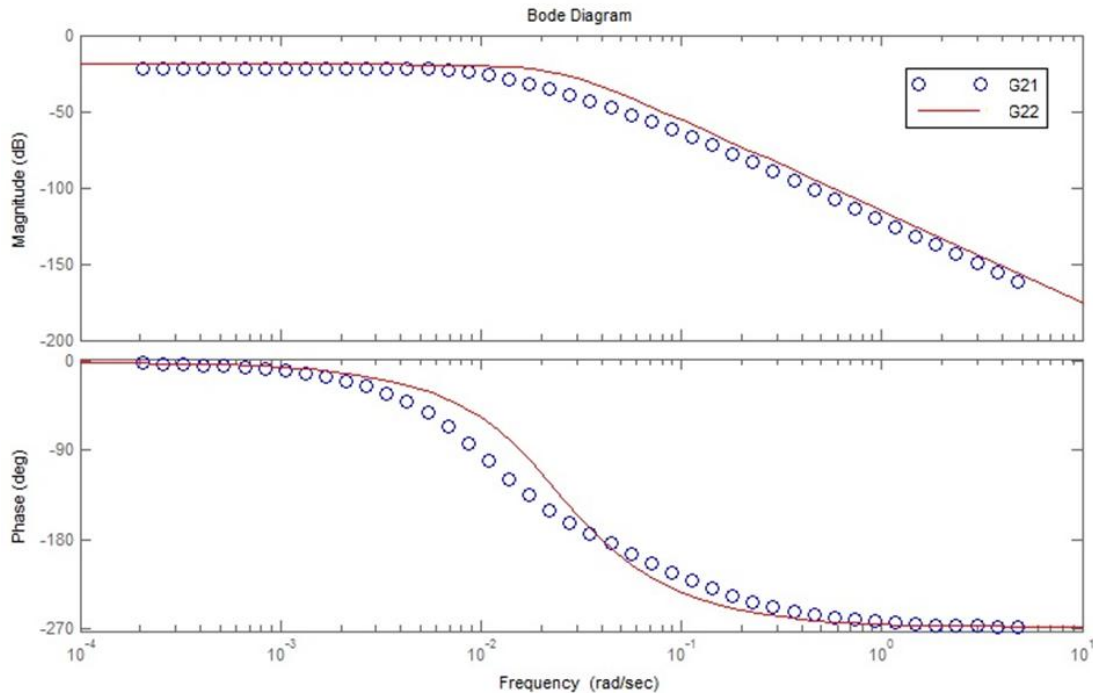


圖 3.1.2  $\tilde{G}_{21}(s)$ 、 $\tilde{G}_{22}(s)$  平均微擾模型頻率響應圖比較

因此，系統輸入輸出之間的關係可簡化成兩個獨立單變量系統，將 $\tilde{F}(s)$ 輸入視為對 $\tilde{T}_{sup}(s)$ 之干擾，如圖 3.1.3 所示，並以式 3.1-5 與式 3.1-6 表示之。

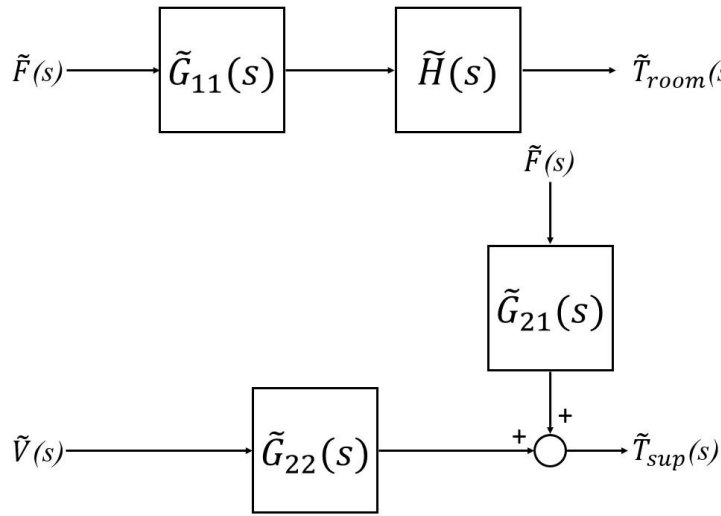


圖 3.1.3 受控模型簡化方塊圖

$$\tilde{T}_{room}(s) = \tilde{G}_{11}(s) \times \tilde{H}(s) \times \tilde{F}(s) \quad \text{式 3.1-5}$$

$$\tilde{T}_{sup}(s) = \tilde{G}_{21}(s) \times \tilde{F}(s) + \tilde{G}_{22}(s) \times \tilde{V}(s) \quad \text{式 3.1-6}$$

因此，本研究將室內溫度控制視為一單變量系統，僅對 $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$ 做控制。過熱度控制視為以 $\tilde{V}(s)$ 為主的單變量系統，設計控制器時，需具有強韌性，使 $\tilde{F}(s)$ 對過熱度的影響降低，並視為干擾。因此控制器之設計，由多變量控制系統簡化為兩個獨立的單變量控制系統。

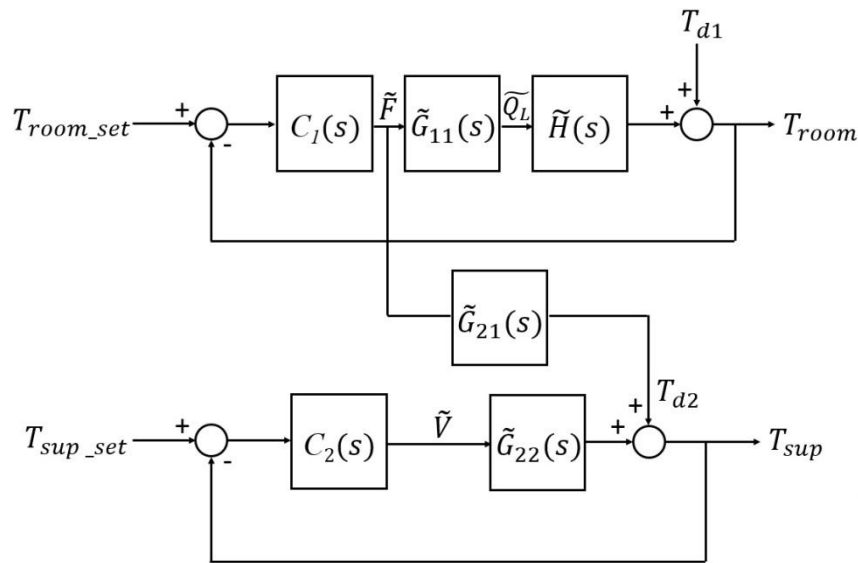


圖 3.1.4 加入控制器之回授系統方塊圖



## 3.2 室內溫度控制器設計分析

觀察圖 2.3.4 之時域響應可發現系統之反應緩慢，因此希望設計一 PID 控制器，減少上升時間(rising time)、安定時間(settling time)、最大超越量(maximum overshoot)及穩態誤差(steady state error)，因此訂定規格如下：

1. 系統步階響應的上升時間(rising time)  $t_r$  在 300 秒以內。
2. 系統步階響應的安定時間(settling time)  $t_s$  在 600 秒以內。
3. 系統步階響應的最大超越量(maximum overshoot)  $M_o$  在 5% 以內。
4. 系統步階響應的穩態誤差(steady state error)  $e_{ss}$  在  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  以內。

各項規格定義如下：

- (1) 上升時間  $t_r$ ：單位步階響應由最終值的 10% 上升到 90% 所需的時間。
- (2) 安定時間  $t_s$ ：單位步階響應到達終值 2% 範圍內所需的時間。
- (3) 最大超越量  $M_o$ ：系統在暫態反應期間內，對步階輸入的最大偏移量，通常以最終值的百分比來表示。
- (4) 穩態誤差  $e_{ss}$ ：在系統輸出為穩態時，輸出值和參考值的差。

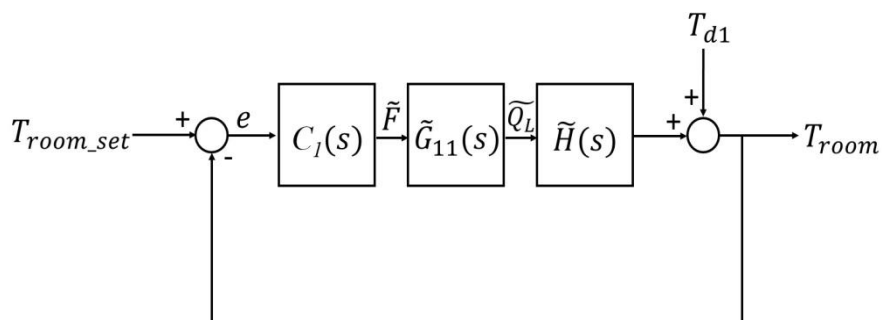


圖 3.2.1 室內溫度控制系統方塊圖

其中  $T_{room\_set}$ ：室內溫度設定值

$T_{room}$ ：室內溫度

$e$ ：誤差值( $T_{room\_set} - T_{room}$ )

$T_{dl}$ ：負載干擾

室內溫度 PID 控制器的轉移函數如式 3.2-1 所示：

$$C_1(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s$$

式 3.2-1

其中  $C_1(s)$ ：控制器轉移函數

$K_p$ ：比例增益常數

$K_i$ ：積分增益常數

$K_d$ ：微分增益常數

在設計控制器之參數  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  之前，必須先找出  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  範圍，使得系統處於穩定，因此採用羅斯-赫維茲(Routh-Hurwitz)準則作為判斷  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  範圍之方法。

$$\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s) = \frac{7.5792 \times 10^{-6}}{s^2 + 0.02544s + 2.456 \times 10^{-5}} \quad \text{式 3.2-2}$$

系統之閉迴路特徵方程式為：

$$s^3 + (0.025 + 7.58 \times 10^{-6} K_d)s^2 + (2.46 \times 10^{-5} + 7.58 \times 10^{-6} K_p)s + 7.58 \times 10^{-6} K_i = 0 \quad \text{式 3.2-3}$$

對上式採用羅斯表，可得

$s^3$	1	$2.46 \times 10^{-5} + 7.58 \times 10^{-6} K_p$
$s^2$	$0.025 + 7.58 \times 10^{-6} K_d$	$7.58 \times 10^{-6} K_i$
$s^1$	$\frac{(0.025 + 7.58 \times 10^{-6} K_d)(2.46 \times 10^{-5} + 7.58 \times 10^{-6} K_p) - 7.58 \times 10^{-6} K_i}{0.025 + 7.58 \times 10^{-6} K_d}$	
$s^0$	$7.58 \times 10^{-6} K_i$	

因此穩定的條件為：

$$6.25 \times 10^{-7} + 1.93 \times 10^{-7} K_p + 1.86 \times 10^{-10} K_d + 5.75 \times 10^{-11} K_p K_d - 7.58 \times 10^{-6} K_i > 0 \quad \text{式 3.2-4}$$

$$K_p > -3.24 \quad \text{式 3.2-5}$$

$$K_i > 0 \quad \text{式 3.2-6}$$

$$K_d > -3355 \quad \text{式 3.2-7}$$



故 PID 控制器之參數  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  符合上述條件時，系統必為穩定。由於  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  可調整的範圍相當大，為對系統作最佳化的設計，本研究採用 IAE(Integral Absolute Error Criterion) 絕對誤差積分準則作為設計準則，找尋出能使 IAE 達到最小值(minimum)的參數。IAE 定義式如式 3.2-8 所示。

$$\begin{aligned} \text{IAE} &= \int_0^{\infty} |e(t)| dt \\ &= \sum_{n=0}^{n \rightarrow \infty} |e(n)| \Delta t \end{aligned} \quad \text{式 3.2-8}$$

本研究首先將  $K_i$ 、 $K_d$  設為 0，逐步調整  $K_p$  值(觀察 P 控制器對系統輸出之影響)，模擬結果如圖 3.2.2 和圖 3.2.3 所示，可發現， $K_p$  值超出 36 之後 P 控制器增益效果已不明顯，且值若調整過大則易使致動器飽和，故設定  $K_p$  值在 30~36 之間進行調整，此時，系統輸出具穩態誤差( $e_{ss}=0.08$ )，下一步驟便是設計 I 控制器來改善穩態誤差。

設計 I 控制器時，逐步調整  $K_i$  值並進行時域響應模擬分析，結果如圖 3.2.4 所示，當  $K_i$  為 0.1 時，系統之最大超越量  $M_o$  大於 5%，故將  $K_i$  值設定在 0.01~0.1 之間調整。

接著逐步調整  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  值並計算出各 IAE 值，設定時間長度為 10000 秒、取樣時間為 1 秒，計算結果如表 3.2.1 與 3.2.2 所示。

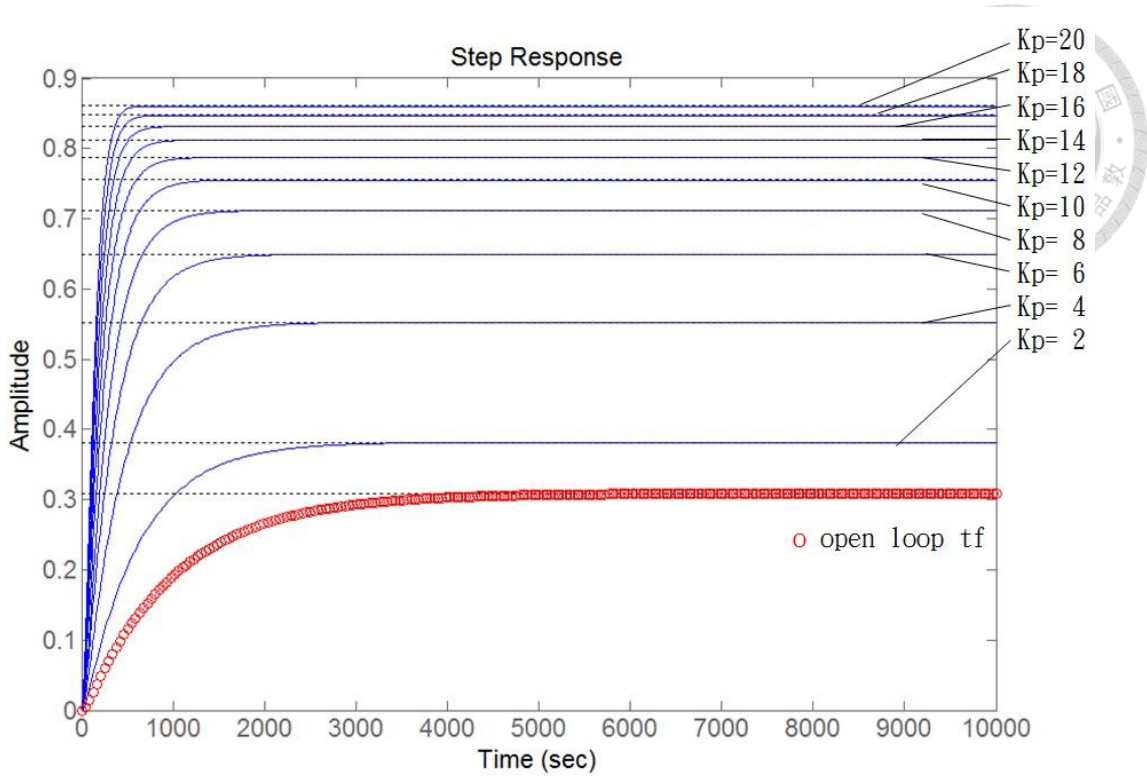


圖 3.2.2 室內溫度步階響應圖( $K_p=2 \rightarrow 20 @ K_i=0, K_d=0$ )

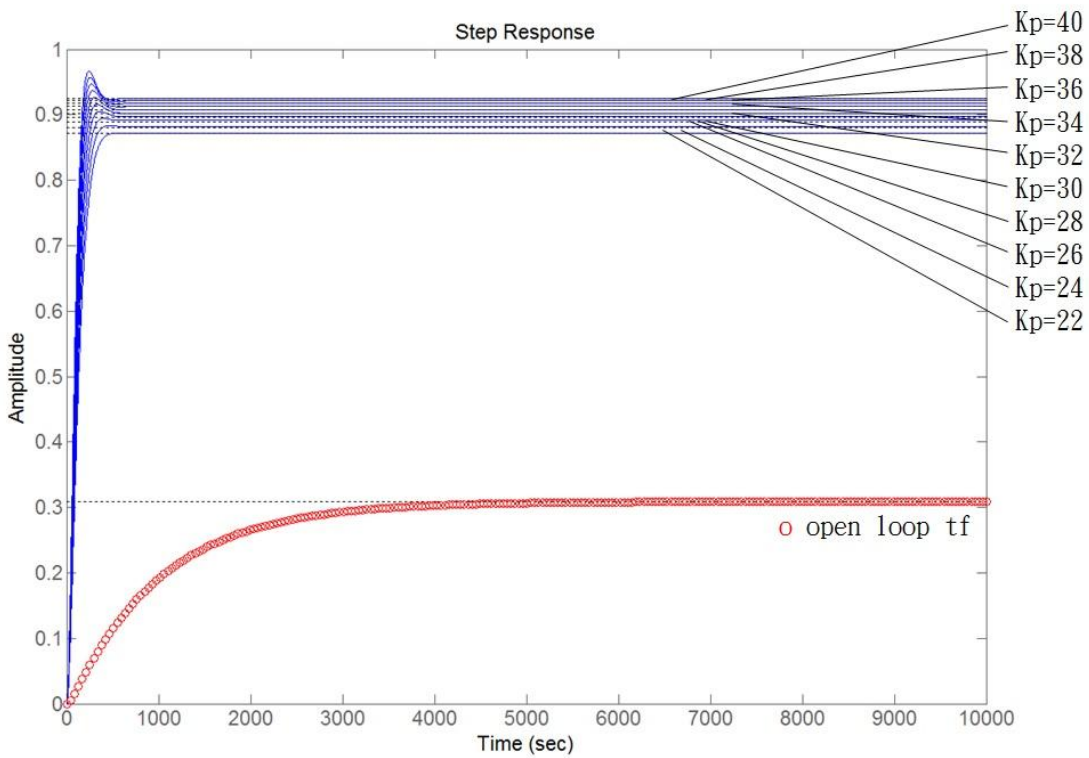


圖 3.2.3 室內溫度步階響應圖( $K_p=22 \rightarrow 40 @ K_i=0, K_d=0$ )

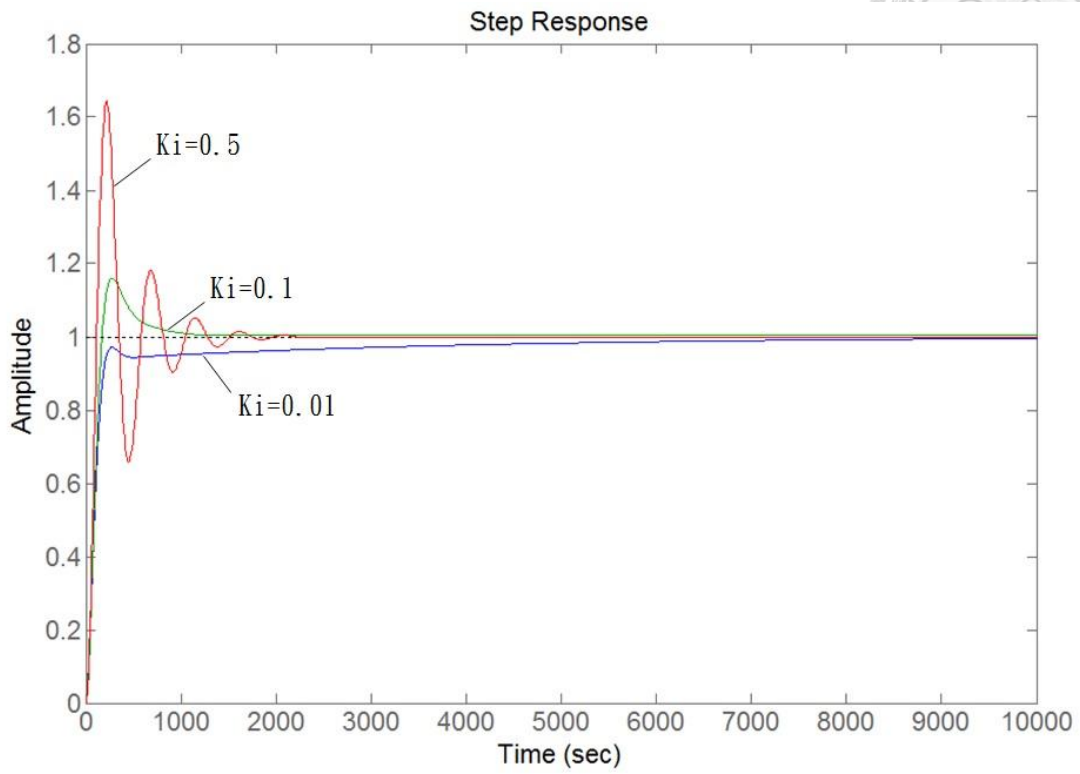
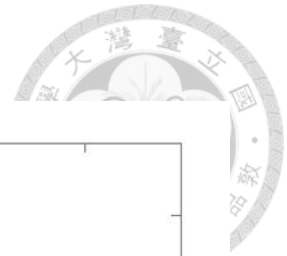


圖 3.2.4 室內溫度步階響應圖( $K_i=0.01$ 、 $0.1$ 、 $0.5$  @  $K_p=36$ ,  $K_d=0$ )

表 3.2.1 室內溫度控制參數  $K_p$ 、 $K_i$  與 IAE 指標值 @  $K_d=0$

IAE	Kp	Ki			
		30	32	34	36
0.02		162.4	162.3	162.2	162.1
0.04		132.4	122.7	113.9	<b>106.0</b>
0.06		150.6	142.2	134.5	127.4
0.08		157.4	150.0	142.9	136.4



表 3.2.2 室內溫度控制參數  $K_i$ 、 $K_d$  與 IAE 指標值 @  $K_p=36$

IAE \ Kd	Ki	0.02	0.04	0.06	0.08
	5	162.11	105.88	127.30	136.33
10	162.11	105.80	127.21	136.23	
15	162.11	105.72	127.11	136.13	
20	162.11	<b>105.64</b>	127.02	136.03	

由表 3.2.1 與表 3.2.2 可知，當  $K_p=36$ 、 $K_i=0.04$ 、 $K_d=20$  時，此時 IAE 為最小，且系統步階響應的上升時間為 136 秒、安定時間為 387 秒、最大超越量為 3.86% 以及穩態誤差皆在所訂定之規格內，最後將  $K_p$ 、 $K_i$ 、 $K_d$  值代入式 3.2-4 至式 3.2-7 確認為穩定系統，因此對設定目標之控制即使用此參數。



但是實際上此變頻空調多變量系統會受到許多因素干擾，對室內溫度控制而言，干擾主要有內部模型變化以及外部負載，因此將針對此兩種干擾做靈敏度分析，以降低各種干擾對室內溫度控制的影響。

令室內溫度設定值  $T_{room\_set}$  對室內溫度  $\tilde{T}_{room}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_1 = \frac{C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}{1 + C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}$$

$T_1$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  之靈敏度函數為：

$$\begin{aligned} S_{\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}^{T_1} &= \frac{\partial T_1}{\partial \tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)} \cdot \frac{\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}{T_1} = \frac{1}{1 + C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)} \\ &= \frac{s^3 + 0.02544s^2 + 2.456 \times 10^{-5}s}{s^3 + (0.02544 + 7.58 \times 10^{-6}K_d)s^2 + (2.456 \times 10^{-5} + 7.58 \times 10^{-6}K_p)s + 7.58 \times 10^{-6}K_i} \end{aligned}$$

式 3.2-9

令負載干擾  $T_{d1}$  對室內溫度  $\tilde{T}_{room}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_2 = \frac{T_{d1}}{1 + C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}$$

$T_2$  對  $T_{d1}$  之靈敏度函數為：

$$S_{T_{d1}}^{T_2} = \frac{\partial T_2}{\partial T_{d1}} \cdot \frac{T_{d1}}{T_2} = 1$$

式 3.2-10

令負載干擾  $T_{d1}$  對室內溫度  $\tilde{T}_{room}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_2 = \frac{T_{d1}}{1 + C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}$$

$T_2$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  之靈敏度函數為：

$$\begin{aligned} S_{\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}^{T_2} &= \frac{\partial T_2}{\partial \tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)} \cdot \frac{\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}{T_2} = \frac{-C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)}{1 + C_1(s)\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)} \\ &= \frac{-7.5792 \times 10^{-6}(K_d s^2 + K_p s + K_i)}{s^3 + (0.02544 + 7.58 \times 10^{-6}K_d)s^2 + (2.456 \times 10^{-5} + 7.58 \times 10^{-6}K_p)s + 7.58 \times 10^{-6}K_i} \end{aligned}$$

式 3.2-11

首先利用式 3.2-9 分析  $T_1$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  之靈敏度，由圖 3.2.5 所示，在室內溫度控制器之參數為  $K_i=0.04$ 、 $K_d=20$  時，改變  $K_p=9$ 、 $18$ 、 $27$ 、 $36$ 、 $45$ ，在低頻處 ( $0.001\sim 0.01$  rad/sec)，可發現靈敏度函數隨著  $K_p$  越大而越低，但是在高頻處 ( $0.01\sim 0.1$  rad/sec) 會產生一超越量(overshoot)，考慮此兩項因素後，決定  $K_p=36$ 。

接著由圖 3.2.6 所示，在室內溫度控制器之參數為  $K_p=36$ 、 $K_d=20$  時，改變  $K_i=0.04$ 、 $0.1$ 、 $0.2$ 、 $0.3$ 、 $0.4$ 、 $0.5$ ，在低頻處 ( $0.00001\sim 0.01$  rad/sec)，可發現靈敏度函數隨著  $K_i$  越大而越低，但是在高頻處 ( $0.01\sim 0.1$  rad/sec)，超越量(overshoot) 會越來越大，考慮此兩項因素後，決定  $K_i$  由  $0.04$  改變為  $0.3$ 。

接著利用式 3.2-11 分析  $T_2$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  之靈敏度，由圖 3.2.7 所示，在室內溫度控制器之參數為  $K_i=0.3$ 、 $K_d=20$  時，改變  $K_p=9$ 、 $18$ 、 $27$ 、 $36$ 、 $45$ ，在低頻處 ( $0.01$  rad/sec)，增大  $K_p$  能有效降低超越量(overshoot)，但是在高頻處 ( $0.01\sim 10$  rad/sec)，會使靈敏度函數變大，考慮此兩項因素後，決定  $K_p=36$ 。

接著由圖 3.2.8 所示，在室內溫度控制器之參數為  $K_p=36$ 、 $K_d=20$  時，改變  $K_i=0.1$ 、 $0.2$ 、 $0.3$ 、 $0.4$ 、 $0.5$ ，可發現此參數對靈敏度函數無太大影響，僅在低頻處 ( $0.01$  rad/sec)，隨著  $K_i$  越大而變大，因此決定  $K_i$  仍為  $0.3$ 。

接著由圖 3.2.9 所示，在室內溫度控制器之參數為  $K_p=36$ 、 $K_i=0.3$  時，改變  $K_d=5$ 、 $10$ 、 $15$ 、 $20$ 、 $25$ ，可發現在高頻處 ( $1\sim 1000$  rad/sec)，靈敏度函數隨著  $K_d$  越大而變大，因此決定  $K_d$  仍為  $20$ 。

最後，考慮室內溫度控制器對設定目標之控制以及對負載干擾之控制，決定  $K_p=36$ 、 $K_i=0.3$ 、 $K_d=20$ 。

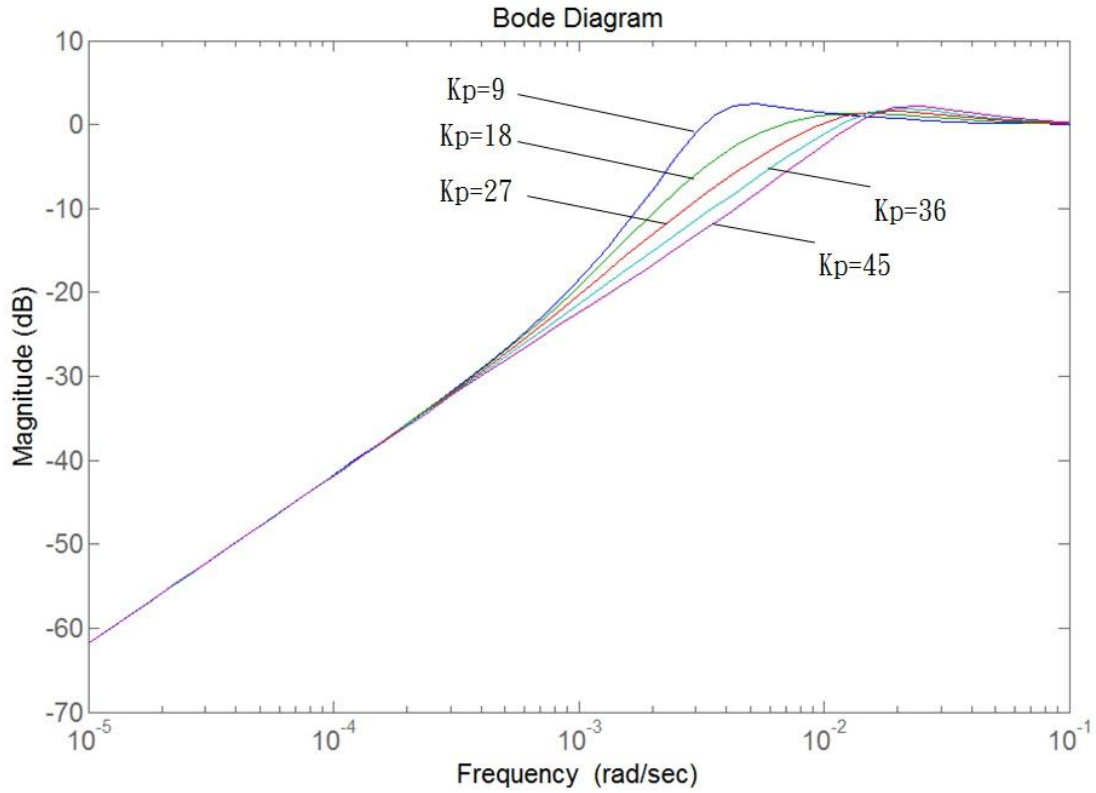


圖 3.2.5  $T_1$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $K_i=0.04$ 、 $K_d=20$ )

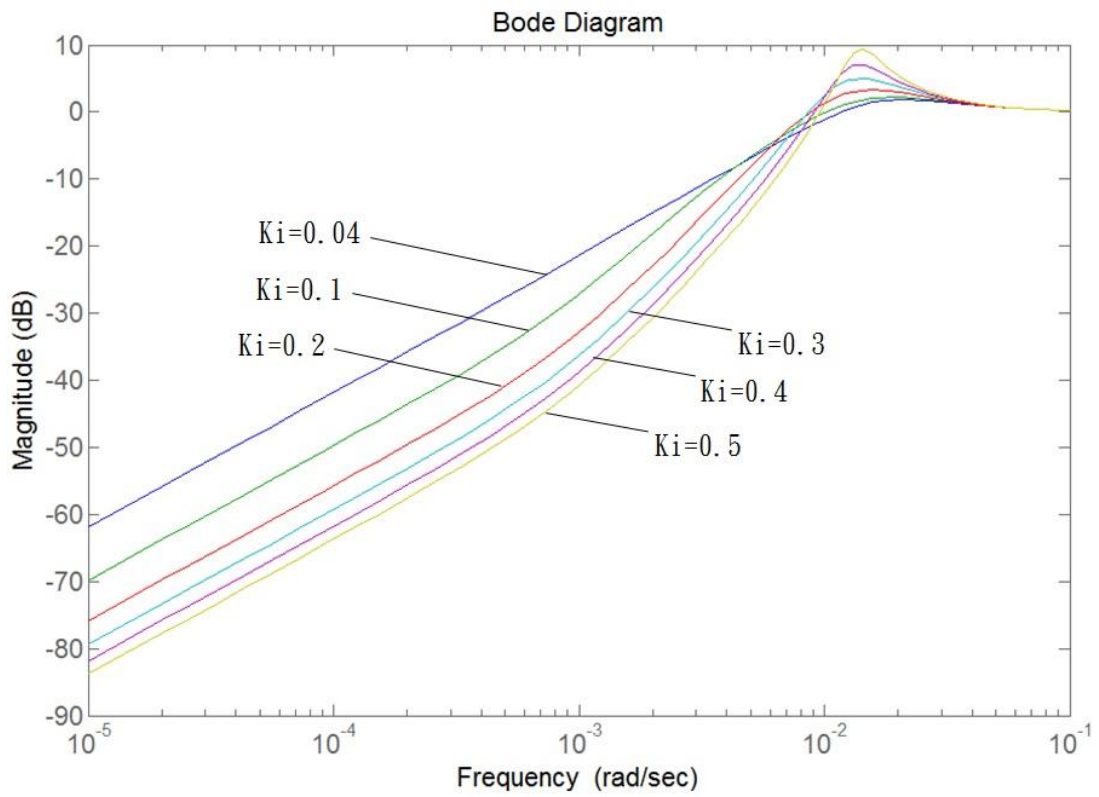


圖 3.2.6  $T_1$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $K_p=36$ 、 $K_d=20$ )

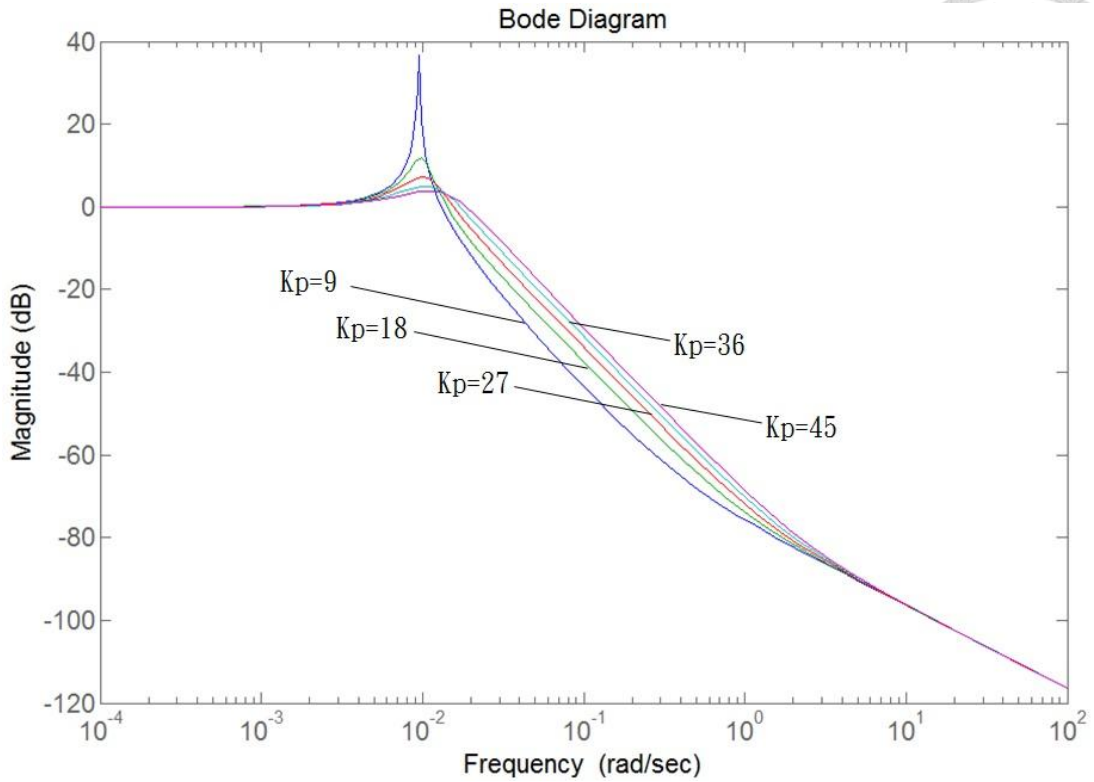


圖 3.2.7  $T_2$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $K_i=0.3$ 、 $K_d=20$ )

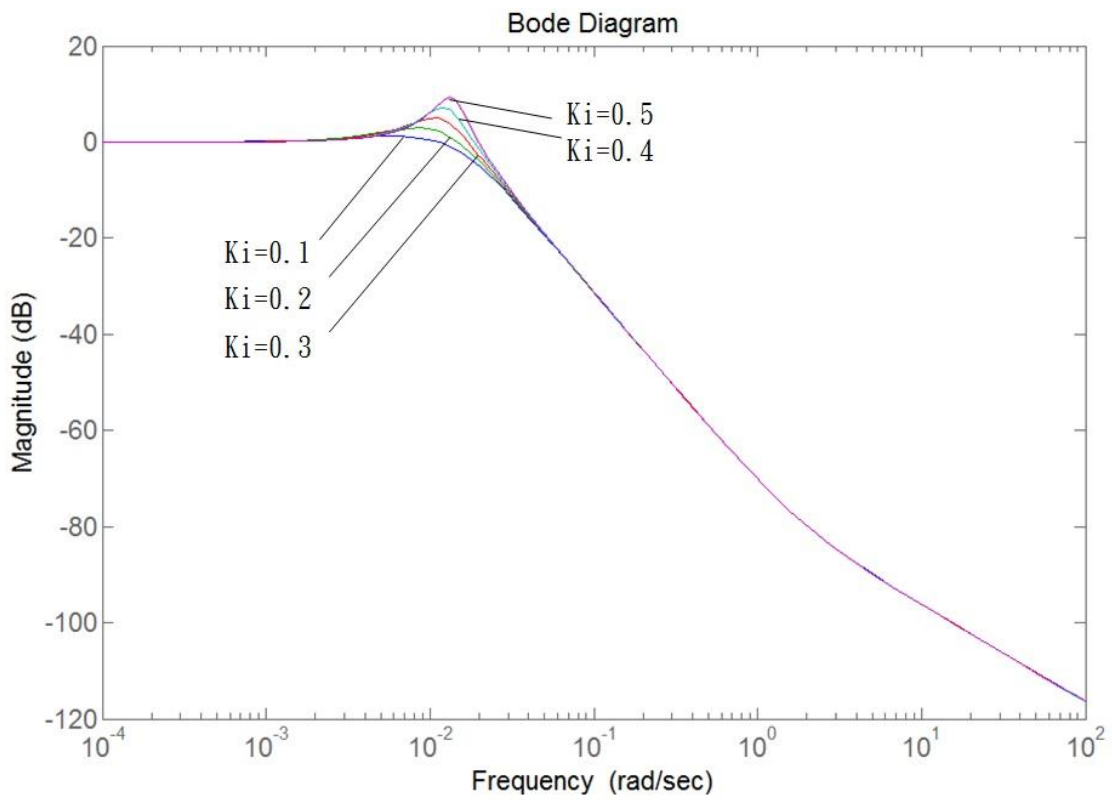


圖 3.2.8  $T_2$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $K_p=36$ 、 $K_d=20$ )

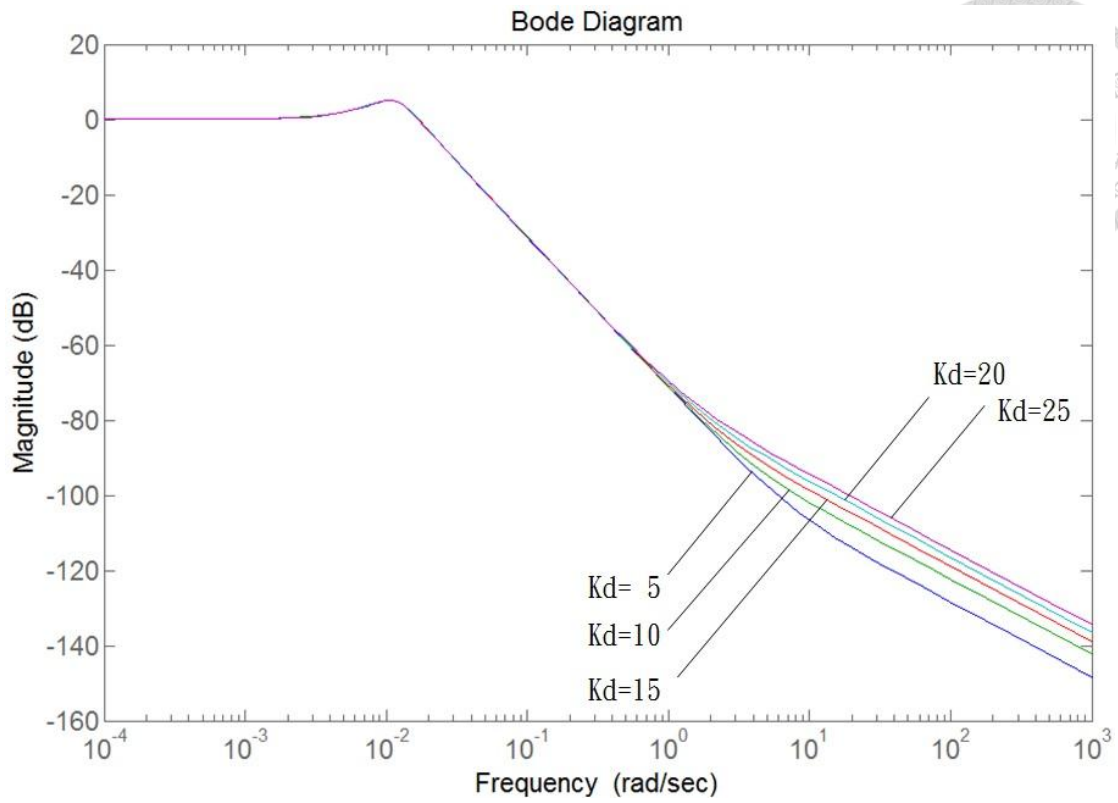


圖 3.2.9  $T_2$  對  $\tilde{G}_{11}(s)\tilde{H}(s)$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $K_p=36$ 、 $K_i=0.3$ )

### 3.3 過熱度控制器設計分析

觀察圖 2.3.10 以及圖 2.3.13 之時域響應可發現系統之反應緩慢，因此希望設計一 PID 控制器，減少上升時間(rising time)、安定時間(settling time)、最大超越量(maximum overshoot)及穩態誤差(steady state error)，因此訂定規格如下：

1. 系統步階響應的上升時間(rising time)  $t_r$  在 300 秒以內。
2. 系統步階響應的安定時間(settling time)  $t_s$  在 1800 秒以內。
3. 系統步階響應的最大超越量(maximum overshoot)  $M_o$  在 5% 以內。
4. 系統步階響應的穩態誤差(steady state error)  $e_{ss}$  在  $\pm 1^\circ\text{C}$  以內。

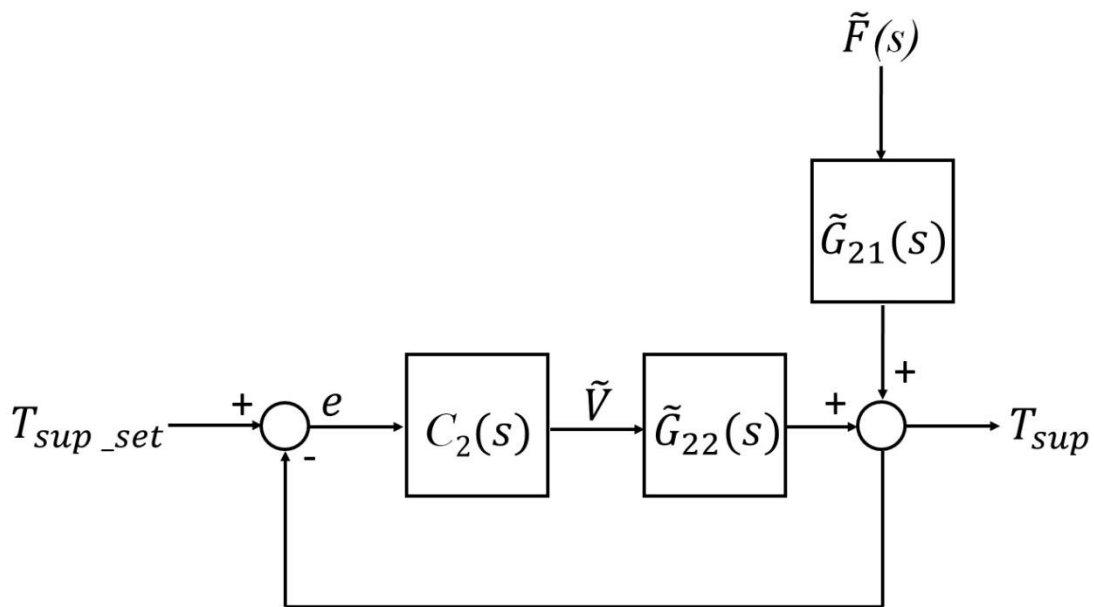


圖 3.3.1 過熱度控制系統方塊圖

其中  $T_{sup\_set}$ ：過熱度設定值

$T_{sup}$ ：過熱度

$e$ ：誤差值( $T_{sup\_set} - T_{sup}$ )

過熱度 PID 控制器的轉移函數如式 3.3-1 所示：

$$C_2(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \quad \text{式 3.3-1}$$



其中  $C_2(s)$ ：控制器轉移函數

$k_p$ ：比例增益常數

$k_i$ ：積分增益常數

$k_d$ ：微分增益常數

在設計控制器之參數  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  之前，必須先找出  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  範圍，使得系統處於穩定，因此採用羅斯-赫維茲(Routh-Hurwitz)準則作為判斷  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  範圍之方法。

$$\tilde{G}_{22}(s) = \frac{1.75 \times 10^{-6}}{s^3 + 0.064s^2 + 1.57 \times 10^{-3}s + 1.61 \times 10^{-5}} \quad \text{式 3.3-2}$$

系統之閉迴路特徵方程式為：

$$s^4 + 0.064s^3 + (0.00157 + 1.75 \times 10^{-6}kd)s^2 + (1.61 \times 10^{-5} + 1.75 \times 10^{-6}kp)s + 1.75 \times 10^{-6}ki = 0 \quad \text{式 3.3-3}$$

對上式採用羅斯表，可得

$S^4$	1	$1.57 \times 10^{-3} + 1.75 \times 10^{-6}kd$	$1.75 \times 10^{-6}ki$
$S^3$	0.064	$1.61 \times 10^{-5} + 1.75 \times 10^{-6}kp$	
$S^2$	$1.32 \times 10^{-3} + 1.75 \times 10^{-6}kd + 2.73 \times 10^{-5}kp$	$1.75 \times 10^{-6}ki$	
$S^1$	$\frac{(1.32 \times 10^{-3} + 1.75 \times 10^{-6}kd + 2.73 \times 10^{-5}kp)(1.61 \times 10^{-5} + 1.75 \times 10^{-6}kp) - 1.12 \times 10^{-7}ki}{1.32 \times 10^{-3} + 1.75 \times 10^{-6}kd + 2.73 \times 10^{-5}kp}$		
$S^0$	$1.75 \times 10^{-6}ki$		

因此穩定的條件為：

$$2.13 \times 10^{-8} + 2.75 \times 10^{-9}kp + 2.82 \times 10^{-11}kd + 3.06 \times 10^{-12}kpkd + 4.78 \times 10^{-11}kp^2 - 1.12 \times 10^{-7}ki > 0 \quad \text{式 3.3-4}$$

$$1.32 \times 10^{-3} + 1.75 \times 10^{-6}kd + 2.73 \times 10^{-5}kp \quad \text{式 3.3-5}$$

$$ki > 0 \quad \text{式 3.3-6}$$

$$kp > -9.2 \quad \text{式 3.3-7}$$

$$kd > -897 \quad \text{式 3.3-8}$$

故 PID 控制器之參數  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  符合上述條件時，系統必為穩定。由於  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  可調整的範圍相當大，為對系統作最佳化的設計，本研究採用 IAE(Integral Absolute Error Criterion)絕對誤差積分準則作為設計準則，找尋出能使 IAE 達到最小值(minimum)的參數。

本研究首先將  $k_i$ 、 $k_d$  設為 0，逐步調整  $k_p$  值(觀察 P 控制器對系統輸出之影響)，模擬結果如圖 3.3.2 和圖 3.3.3 所示，可發現， $k_p$  值超出 14 之後 P 控制器增益效果已不明顯，且震盪過久，故設定  $k_p$  值在 8~14 之間進行調整，此時，系統輸出具穩態誤差( $e_{ss}=0.4$ )，下一步驟便是設計 I 控制器來改善穩態誤差。

設計 I 控制器時，逐步調整  $k_i$  值並進行時域響應模擬分析，結果如圖 3.3.4 所示，當  $k_i$  為 0.1 時，系統之最大超越量  $M_o$  大於 5%，故將  $k_i$  值設定在 0.01~0.1 之間調整。

接著逐步調整  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  值並計算出各 IAE 值，設定時間長度為 3000 秒、取樣時間為 1 秒，計算結果如表 3.3.1 與 3.3.2 所示。

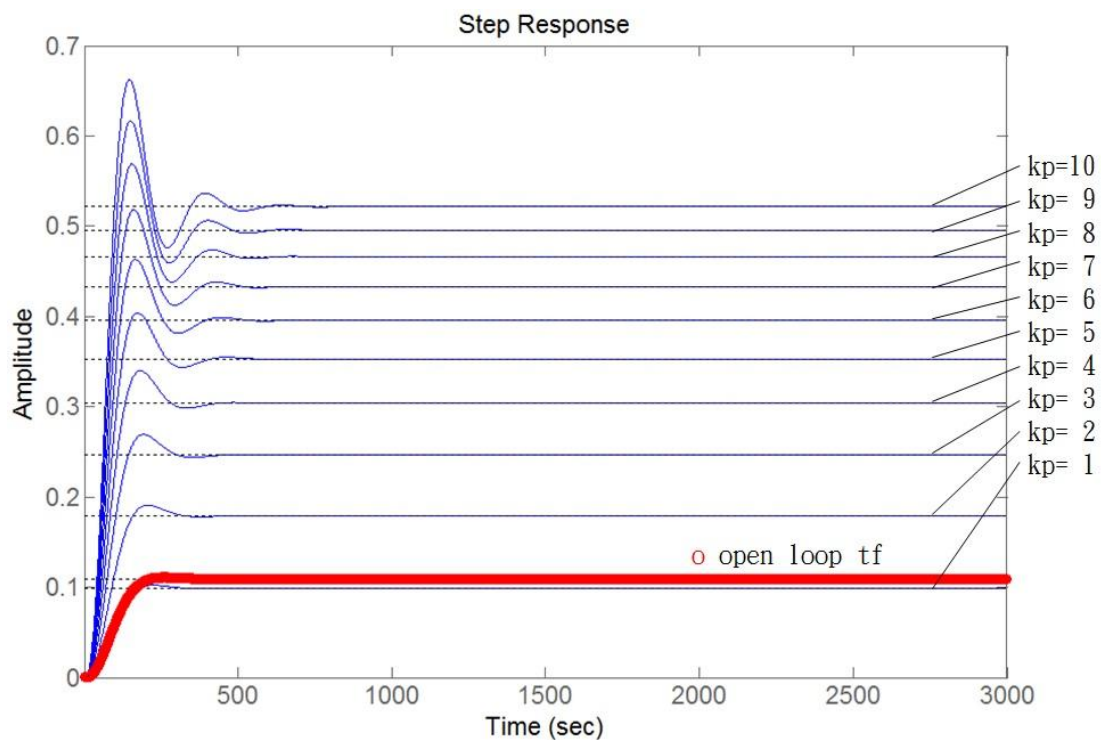


圖 3.3.2 過熱度步階響應圖( $k_p=1 \rightarrow 10$  @  $k_i=0, k_d=0$ )



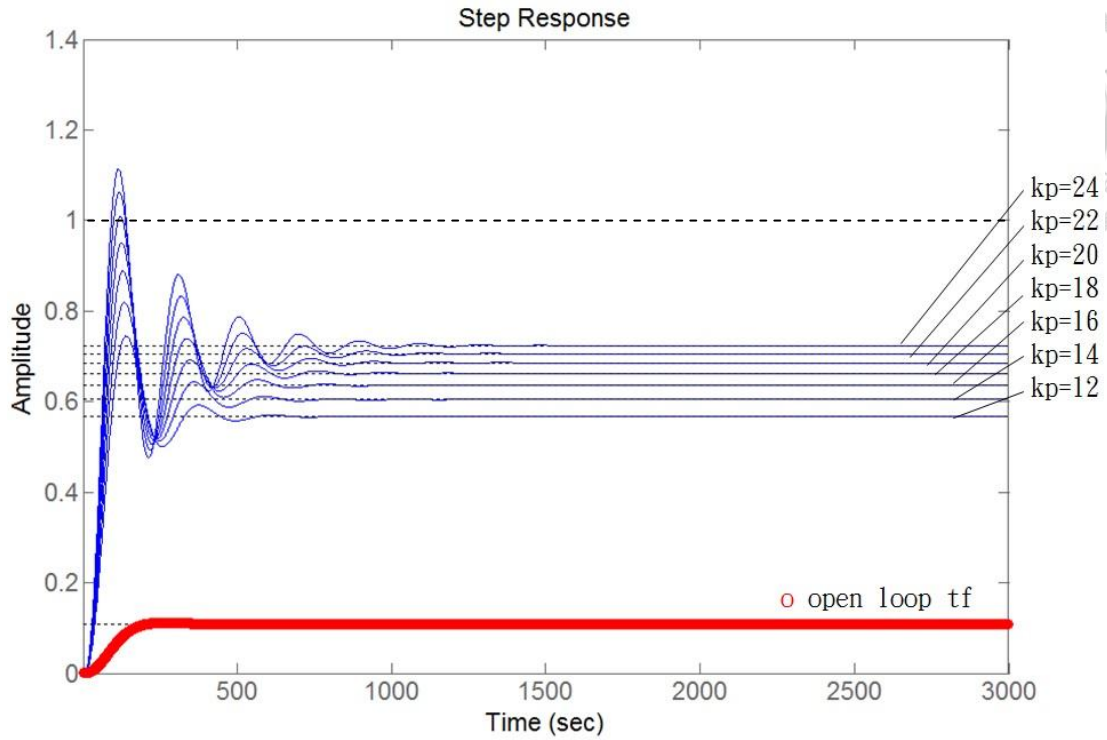


圖 3.3.3 過熱度步階響應圖( $k_p=12 \rightarrow 24$  @  $k_i=0, k_d=0$ )

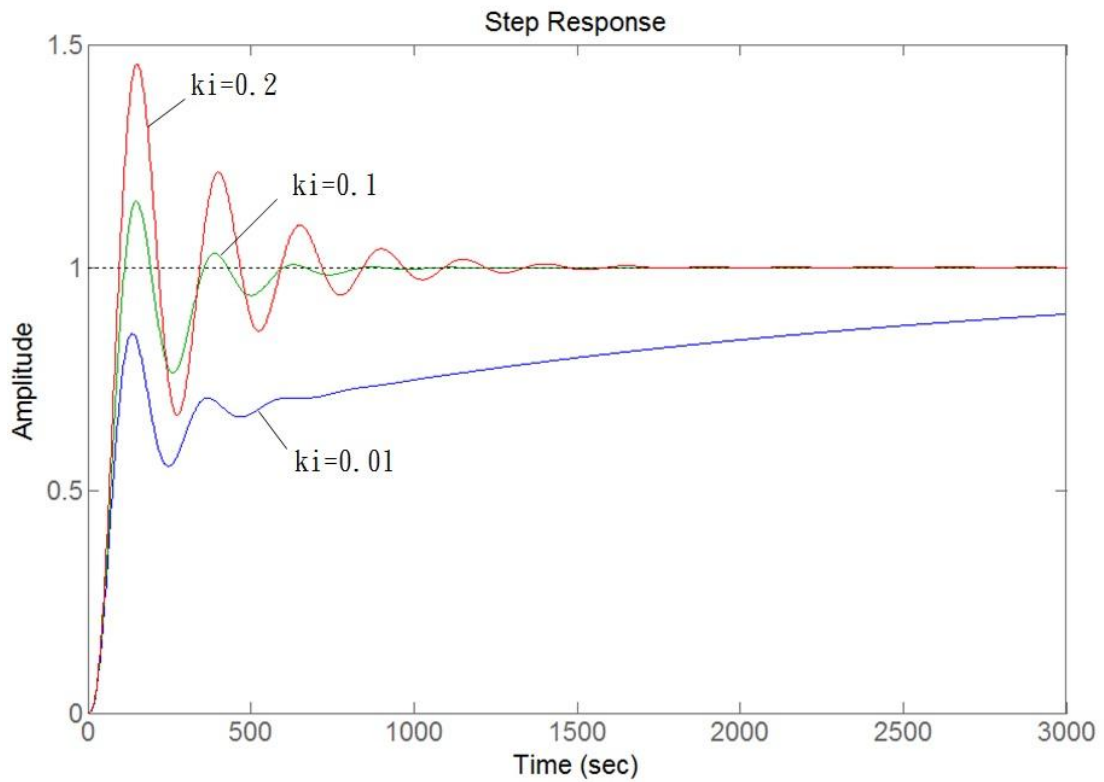


圖 3.3.4 過熱度步階響應圖( $k_i=0.01, 0.1, 0.2$  @  $k_p=14, k_d=0$ )

表 3.3.1 過熱度控制參數  $k_p$ 、 $k_i$  與 IAE 指標值 @  $k_d=0$

IAE \ $k_i$	$k_p$			
	8	10	12	14
0.06	1527.4	1527.4	1527.4	1532.8
0.08	1145.7	1152.6	1176.2	1210.2
0.10	1069.4	<b>1053.3</b>	1068.9	1104.2
0.12	1156.6	1111.6	1112.8	1142.8

表 3.3.2 過熱度控制參數  $k_i$ 、 $k_d$  與 IAE 指標值 @  $k_p=10$

IAE \ $K_d$	$K_i$			
	0.06	0.08	0.10	0.12
30	1527.4	1145.7	996.6	1030.0
40	1527.4	1145.7	980.9	1005.8
50	1527.4	1145.7	967.1	982.9
60	1527.4	1145.7	<b>954.9</b>	961.2

由表 3.2.1 與表 3.2.2 可知，當  $k_p=10$ 、 $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$  時，此時 IAE 為最小，且系統步階響應的上升時間為 88.8 秒、安定時間為 391 秒、最大超越量為 4.50% 以及穩態誤差皆在所訂定之規格內，最後將  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  值代入式 3.3-4 至式 3.3-8 確認為穩定系統，因此對設定目標之控制即使用此參數。

但是實際上此變頻空調多變量系統會受到許多因素干擾，對過熱度控制而言，干擾主要有內部模型變化以及壓縮機頻率變化干擾，因此將針對此兩種干擾做靈敏度分析，以降低各種干擾對過熱度控制的影響。



令過熱度設定值  $T_{sup\_set}$  對過熱度  $\tilde{T}_{sup}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_3 = \frac{C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)}{1 + C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)}$$

$T_3$  對  $\tilde{G}_{22}$  之靈敏度函數為：

$$\begin{aligned} S_{\tilde{G}_{22}}^{T_3} &= \frac{\partial T_3}{\partial \tilde{G}_{22}} \cdot \frac{\tilde{G}_{22}}{T_3} = \frac{1}{1 + C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)} \\ &= \frac{s^4 + 0.06438s^3 + 0.001568s^2 + 1.608 \times 10^{-5}s}{s^4 + 0.064s^3 + (0.0016 + 1.76 \times 10^{-6}k_d)s^2 + (1.61 \times 10^{-5} + 1.76 \times 10^{-6}k_p)s + 1.76 \times 10^{-6}k_i} \end{aligned}$$

式 3.3-9

令壓縮機頻率  $\tilde{F}$  對過熱度  $\tilde{T}_{sup}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_4 = \frac{\tilde{G}_{21}(s)}{1 + C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)}$$

$T_4$  對  $\tilde{G}_{21}$  之靈敏度函數為：

$$S_{\tilde{G}_{21}}^{T_4} = \frac{\partial T_4}{\partial \tilde{G}_{21}} \cdot \frac{\tilde{G}_{21}}{T_4} = 1$$

式 3.3-10

令壓縮機頻率  $\tilde{F}$  對過熱度  $\tilde{T}_{sup}$  閉迴路轉移函數為：

$$T_4 = \frac{\tilde{G}_{21}(s)}{1 + C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)}$$

$T_4$  對  $\tilde{G}_{22}$  之靈敏度函數為：

$$\begin{aligned} S_{\tilde{G}_{22}}^{T_4} &= \frac{\partial T_4}{\partial \tilde{G}_{22}} \cdot \frac{\tilde{G}_{22}}{T_4} = \frac{-C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)}{1 + C_2(s)\tilde{G}_{22}(s)} \\ &= \frac{-1.755 \times 10^{-6}(k_d s^2 + k_p s + k_i)}{s^4 + 0.064s^3 + (0.0016 + 1.76 \times 10^{-6}k_d)s^2 + (1.61 \times 10^{-5} + 1.76 \times 10^{-6}k_p)s + 1.76 \times 10^{-6}k_i} \end{aligned}$$

式 3.3-11

首先利用式 3.3-9 分析  $T_3$  對  $\tilde{G}_{22}$  之靈敏度，由圖 3.3.5 所示，在過熱度控制器之參數為  $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$  時，改變  $k_p=4$ 、 $6$ 、 $8$ 、 $10$ 、 $12$ 、 $14$ ，在低頻處(0.01 rad/sec)，可發現靈敏度函數隨著  $k_p$  越大而越低，但是在高頻處(0.03 rad/sec)會產生一超越量(overshoot)，考慮此兩項因素後，決定  $k_p$  由 10 改為 12。

接著由圖 3.3.6 所示，在過熱度控制器之參數為  $k_p=12$ 、 $k_d=60$  時，改變  $k_i=0.06$ 、 $0.08$ 、 $0.1$ 、 $0.12$ 、 $0.14$ 、 $0.16$ ，在低頻處(0.0001~0.01 rad/sec)，可發現靈敏度函數隨著  $k_i$  越大而越低，但是在高頻處(0.01~0.1 rad/sec)，超越量(overshoot)會越來越大，考慮此兩項因素後，決定  $k_i$  仍為 0.1。

接著利用式 3.3-11 分析  $T_4$  對  $\tilde{G}_{22}$  之靈敏度，由圖 3.3.7 所示，在過熱度控制器之參數為  $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$  時，改變  $k_p=4$ 、 $6$ 、 $8$ 、 $10$ 、 $12$ 、 $14$ ，在低頻處(0.01 rad/sec)，增大  $k_p$  能有效降低超越量(overshoot)，但是在高頻處(0.02~1 rad/sec)，會使靈敏度函數變大，考慮此兩項因素後，決定  $k_p=12$ 。

接著由圖 3.3.8 所示，在過熱度控制器之參數為  $k_p=12$ 、 $k_d=60$  時，改變  $k_i=0.06$ 、 $0.08$ 、 $0.1$ 、 $0.12$ 、 $0.14$ 、 $0.16$ ，可發現此參數對靈敏度函數無太大影響，僅在低頻處(0.03 rad/sec)，隨著  $k_i$  越大而變大，因此決定  $k_i$  仍為 0.1。

接著由圖 3.3.9 所示，在過熱度控制器之參數為  $k_p=12$ 、 $k_i=0.1$  時，改變  $k_d=20$ 、 $40$ 、 $60$ 、 $80$ 、 $100$ ，可發現在高頻處(0.1~10rad/sec)，靈敏度函數隨著  $k_d$  越大而變大，因此決定  $k_d$  仍為 60。

最後，考慮過熱度控制器對設定目標之控制以及對負載干擾之控制，決定  $k_p=12$ 、 $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$ 。

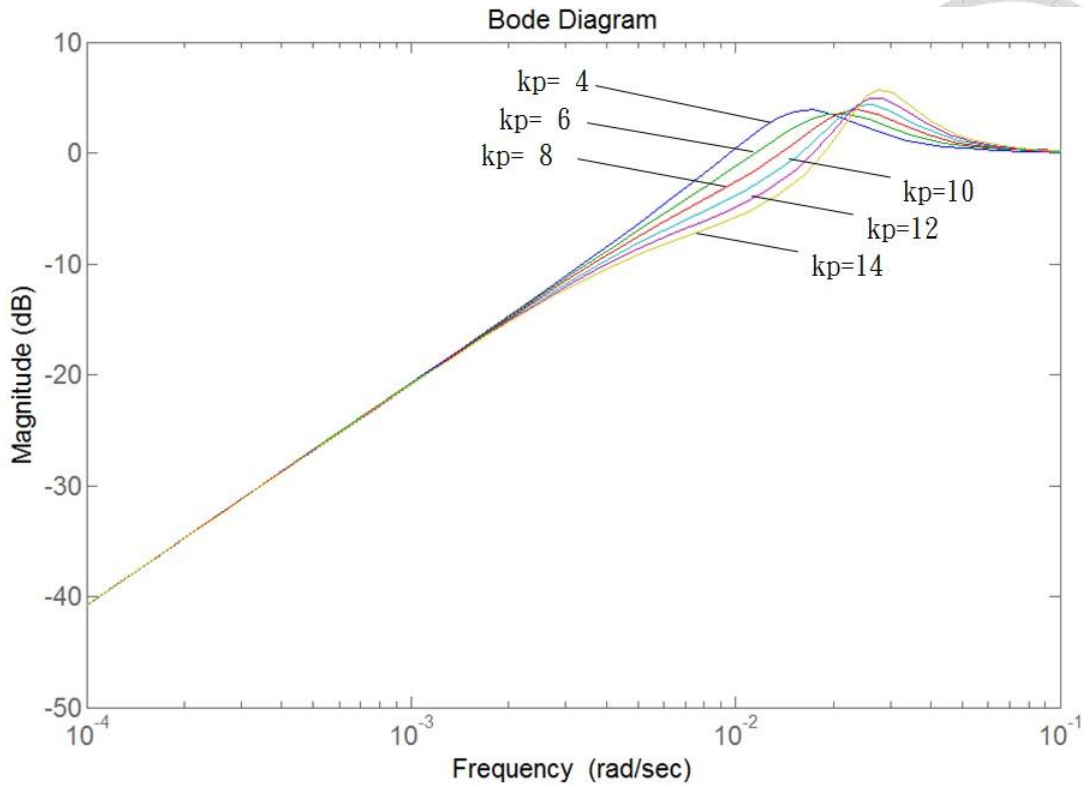


圖 3.3.5  $T_3$  對  $\tilde{G}_{22}$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$ )

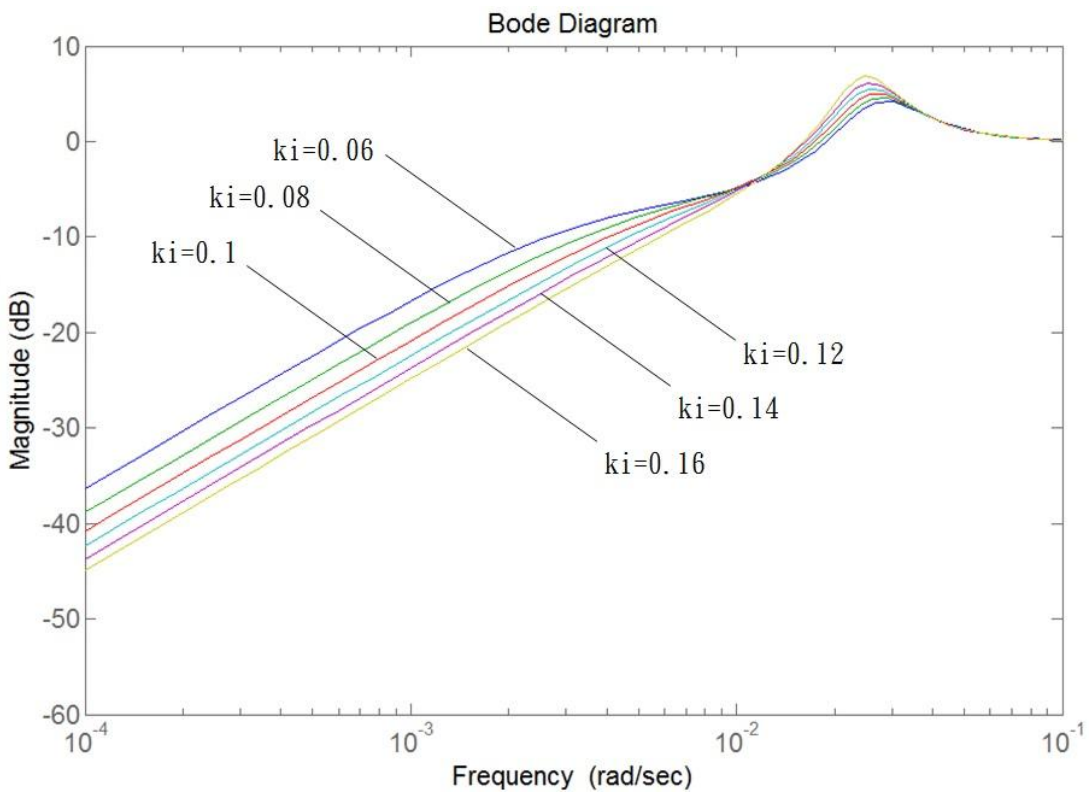


圖 3.3.6  $T_3$  對  $\tilde{G}_{22}$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $k_p=12$ 、 $k_d=60$ )

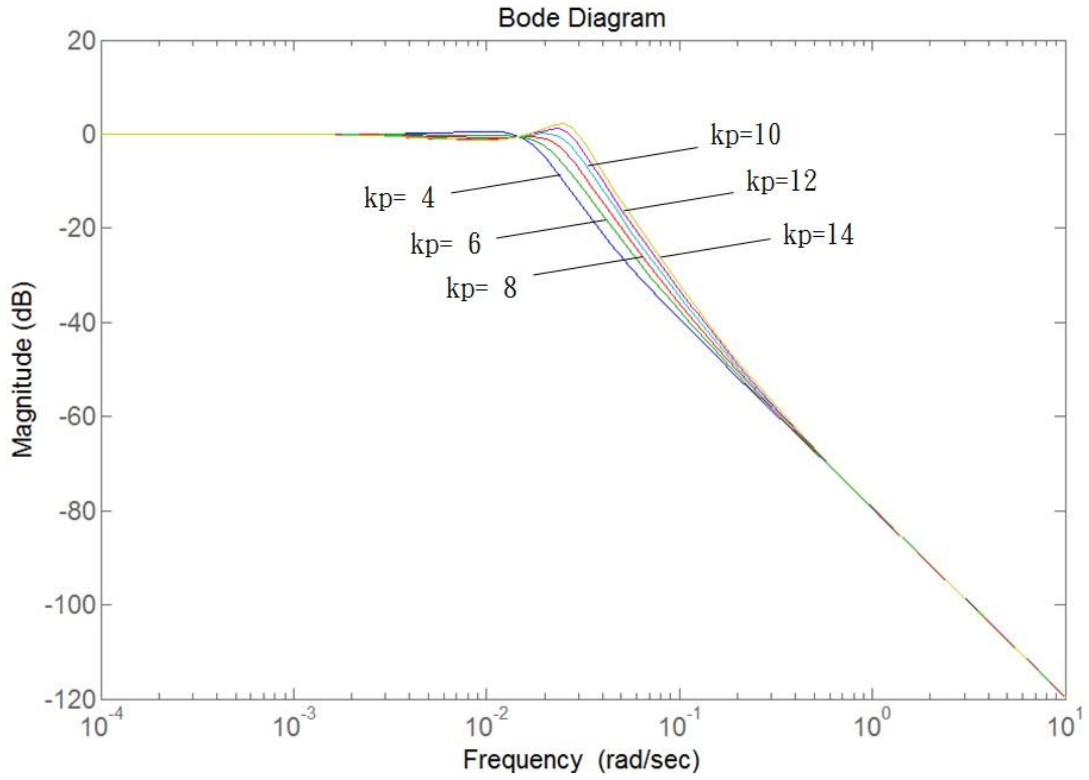


圖 3.3.7  $T_4$  對  $\tilde{G}_{22}$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $k_i=0.1$ 、 $k_d=60$ )

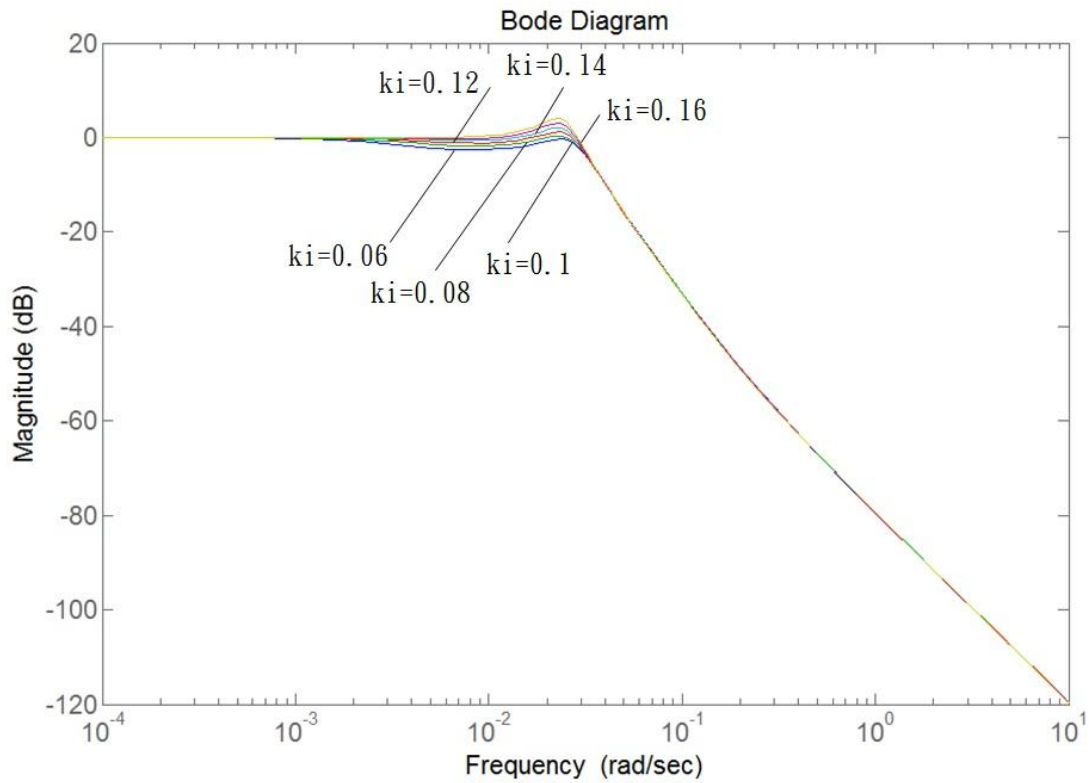


圖 3.3.8  $T_4$  對  $\tilde{G}_{22}$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $k_p=12$ 、 $k_d=60$ )

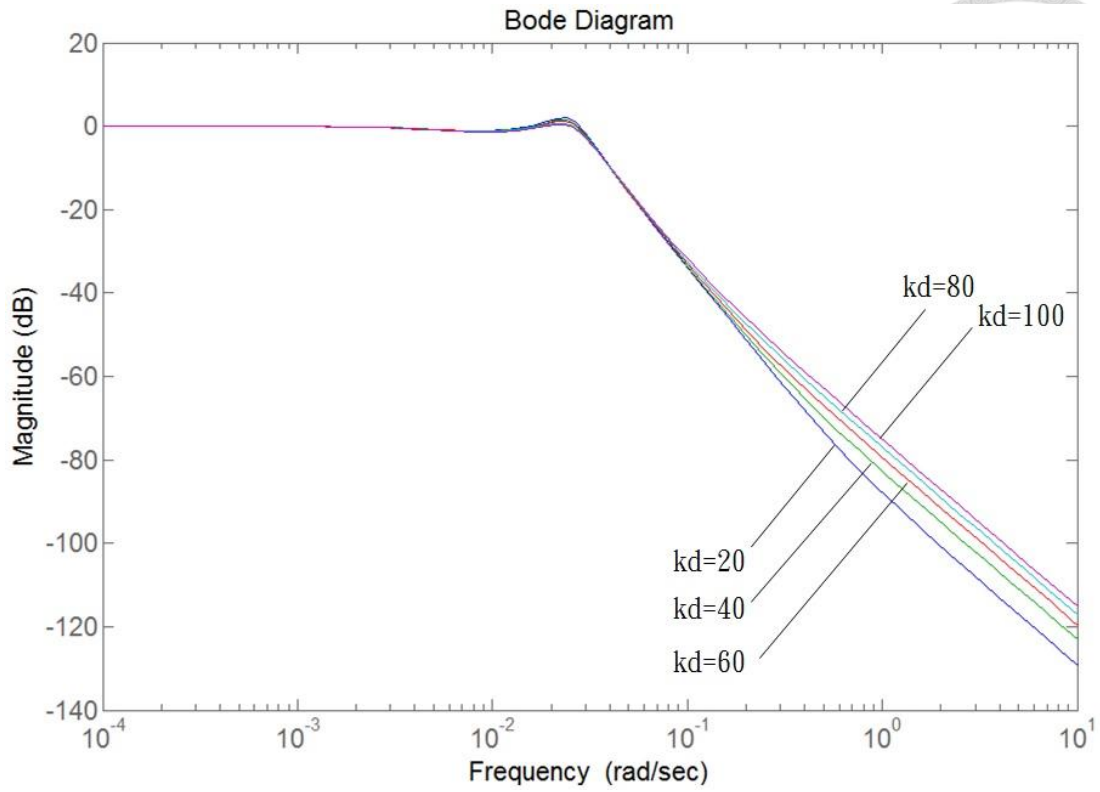


圖 3.3.9  $T_4$  對  $\tilde{G}_{22}$  在頻率響應之靈敏度分析 (@  $k_p=12$ 、 $k_i=0.1$ )

## 第四章 控制器測試



### 4.1 實驗設備

本研究之實驗地點為台大新能源中心太陽能屋，而變頻空調系統之實驗設備，主要包含兩大項目，變頻空調機組以及變頻空調控制系統。

變頻空調機組規格：

- 變頻器：AELTA-VFD037B23A
- 變頻壓縮機本體：日立 E400HHD，12kW 製冷量，30~120Hz
- 冷凝器：散熱量 22kW 冷凝溫度 35~55°C
- 蒸發器：傳熱量 18kW 蒸發溫度 4~12°C
- 室外環控回風風扇：SK162APB-11-3，6 吋 AC110V 風扇組
- 冷媒：R410A
- 電子式膨脹閥：幸鷺 UKV-18D51
- 電子式低壓壓力傳送器：幸鷺 NSK-BC030L-427
- 高壓保護器：幸鷺 ON/OFF 型-4.15Mpa
- 溫度感測器：LMEM-5CR22-10k $\Omega$

變頻空調控制系統規格：

- 變頻空調控制器-主控板：RAC 2 Ver.A-M
- 變頻空調控制器-操作面板：RAC 2 Ver.A-S

變頻空調系統透過控制器量測系統操作狀態，經回授控制運算，控制壓縮機頻率及電子式膨脹閥開度，使室內達到舒適溫度以及良好過熱度並節省電力，如圖 4.1.1 所示。



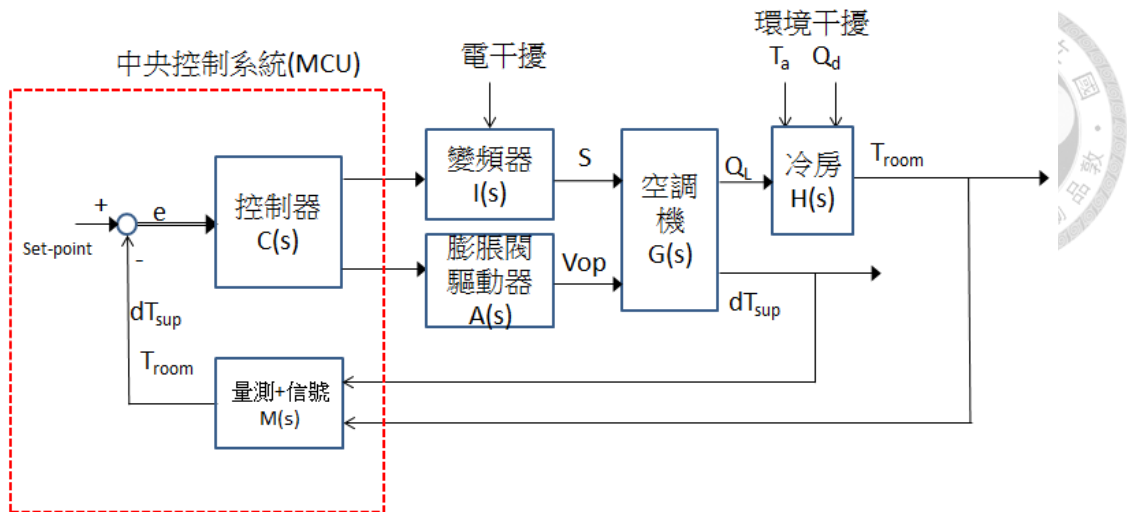


圖 4.1.1 變頻空調多變量系統控制

變頻空調控制器除變頻壓縮機以及電子式膨脹閥開度之回授控制功能外，也需考慮操作與安全保護機制。故控制器的輸出輸入訊號區分為：(1)人機介面訊號，(2)系統控制訊號。

人機介面設計如圖 4.1.2 所示，包含系統控制參數的設定及系統狀態的顯示，以按鈕觸控式執行冷氣機的開或關，溫度上升或下降，風速上升或下降，自動換氣循環或強制換氣循環等。系統狀態的顯示以 LED 指示燈及七段顯示器呈現，包含冷氣運作狀態、空氣循環狀態、換氣狀態及系統異狀警告等。

系統控制訊號可分為系統狀態的輸入及控制訊號的輸出。系統狀態包含各種量測訊號，如 CO<sub>2</sub> 濃度、壓縮機吐出溫度、壓縮機吸入溫度、室內溫度、室外回風溫度、冷媒低壓壓力以及壓縮機高壓保護等訊號。輸出的控制訊號有換氣風扇的開啟或關閉、變頻器控制指令、電子式膨脹閥開度。

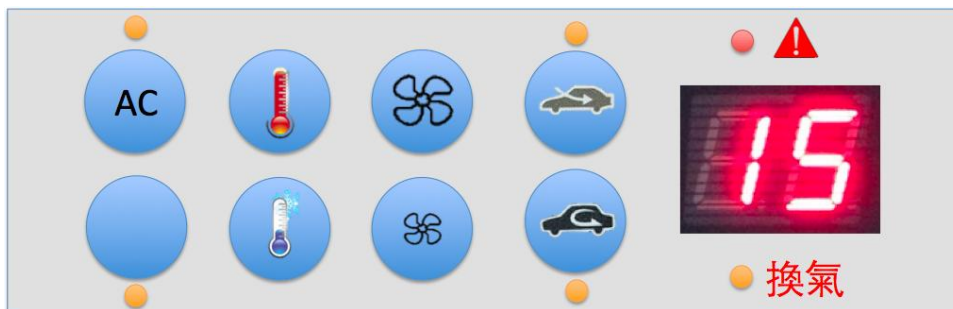


圖 4.1.2 變頻空調控制器-操作面板

變頻空調控制器電路板依據變頻空調系統之控制功能設計，本研究之控制系統採用 Microchip PIC18F66K80 微處理器，電路如圖 4.1.3 至圖 4.1.6，可分為以下幾個部分：



1. 系統供電：微處理器以 5V 為電力來源，12V 電源為供應電子式膨脹閥之驅動器。
2. 人機介面：人機介面包含設定時使用的按鈕，以及顯示設定和狀態的 LED 及七段顯示器。
3. ADC 量測：溫度的量測採用熱敏電阻式感測器，隨著溫度的不同產生不同的電阻值，利用電路產生一微小電流通過感測器，產生電壓訊號，再以微處理器內建的 ADC 轉換出溫度值。
4. 電子式膨脹閥開度控制：膨脹閥以步進馬達控制開度，設計一步進馬達的驅動控制電路，來控制膨脹閥的開度及變化的速度。
5. 通訊介面：以 RS-485 與變頻器以及電腦監控系統溝通，監控系統如圖 4.1.7。

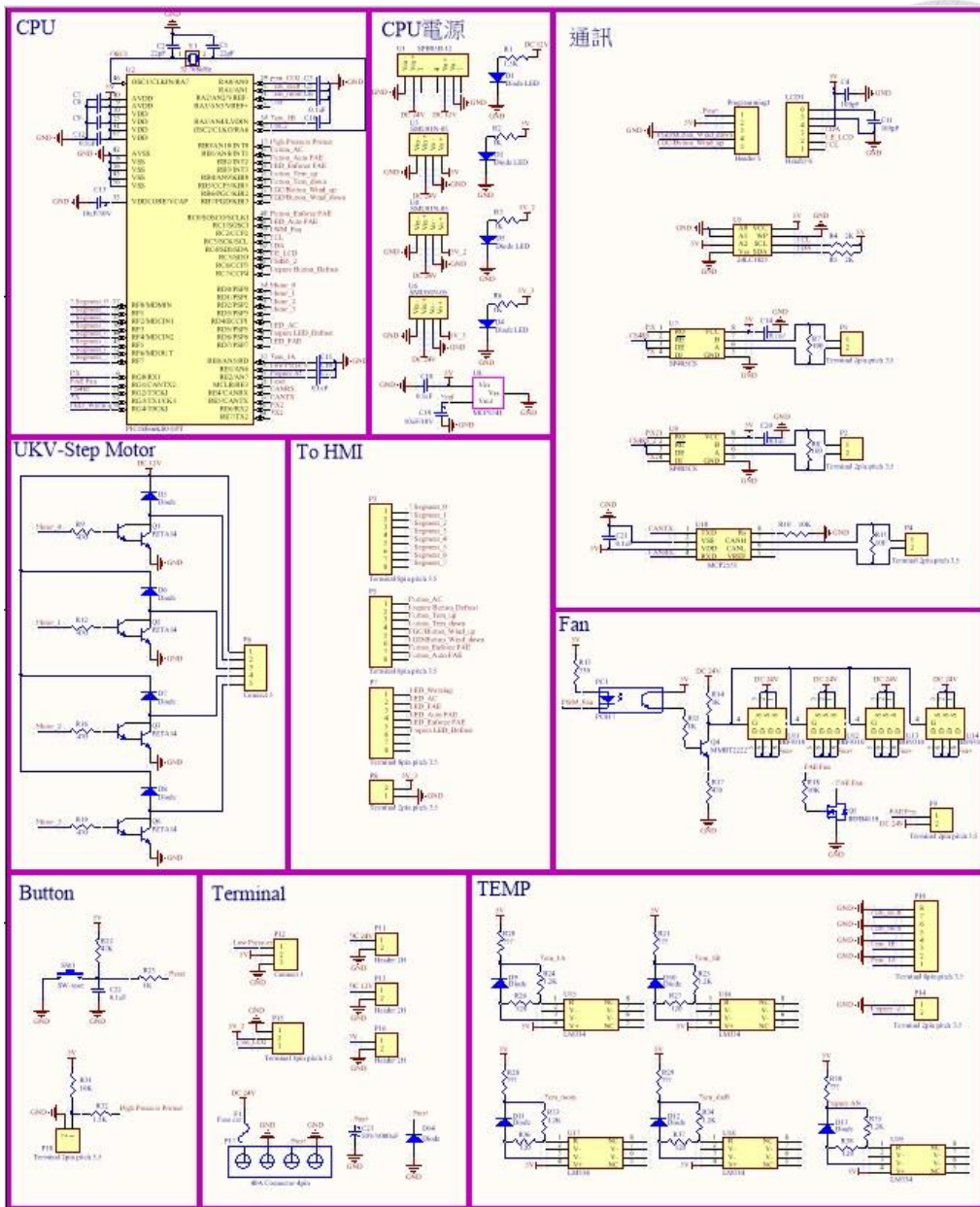


圖 4.1.3 RAC 2 Ver.A-M 電路圖

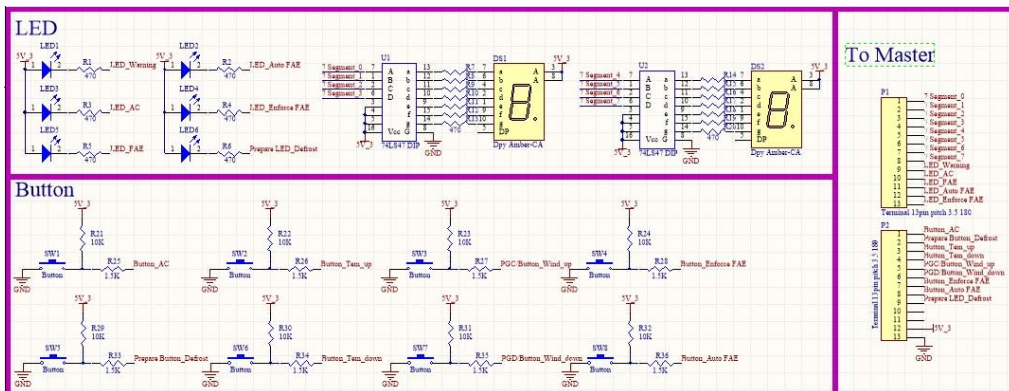


圖 4.1.4 RAC 2 Ver.A-S 電路圖

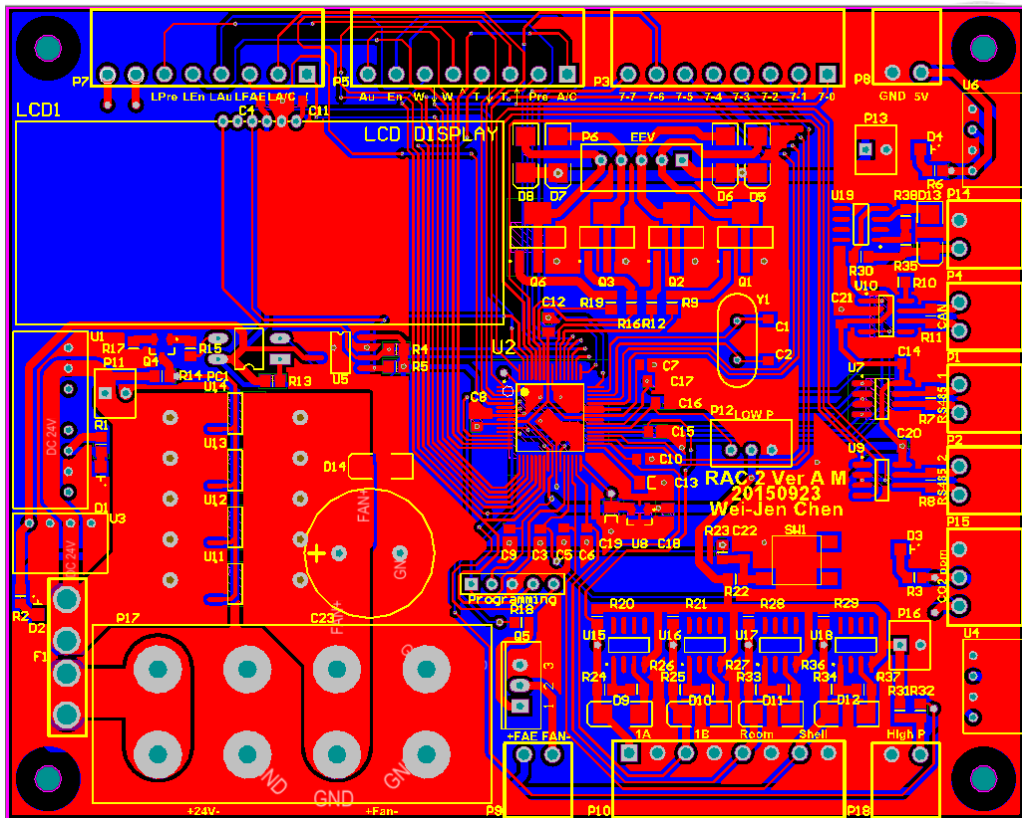


圖 4.1.5 RAC 2 Ver.A-M 佈線圖

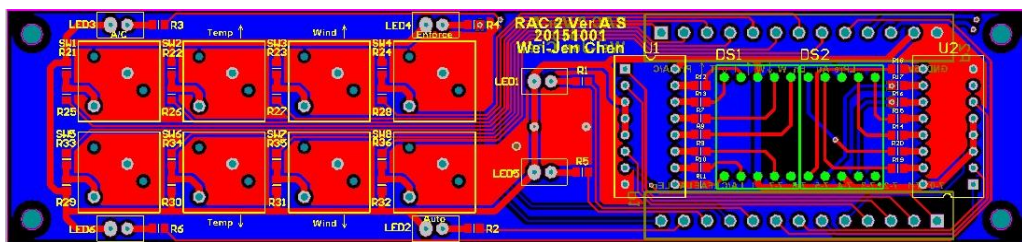


圖 4.1.6 RAC 2 Ver.A-S 佈線圖



圖 4.1.7 變頻空調監控系統

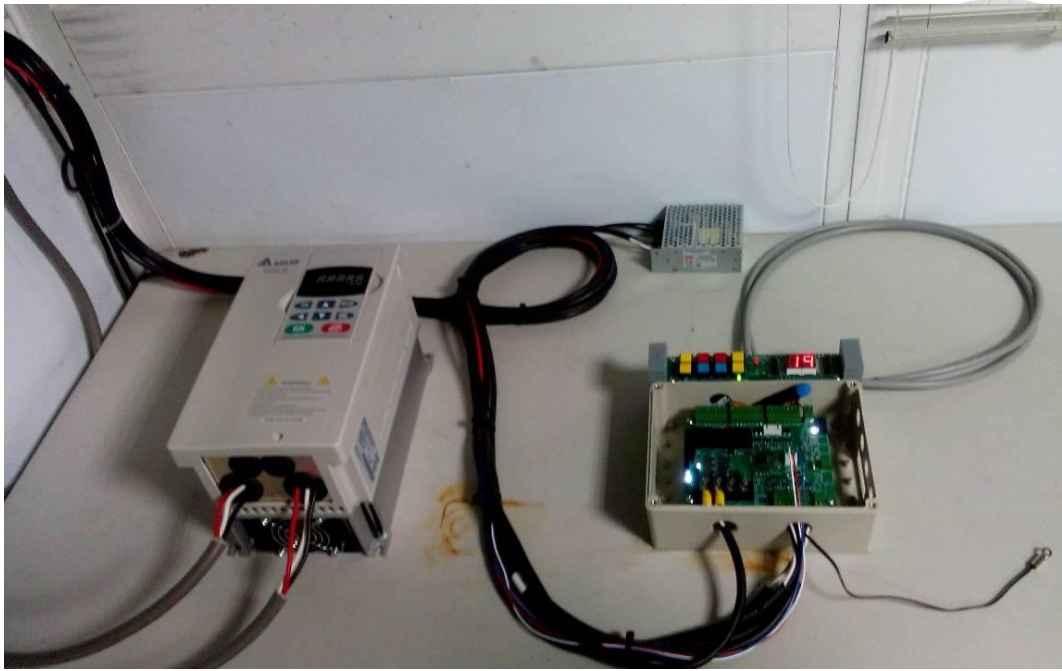


圖 4.1.8 變頻空調控制器實體圖

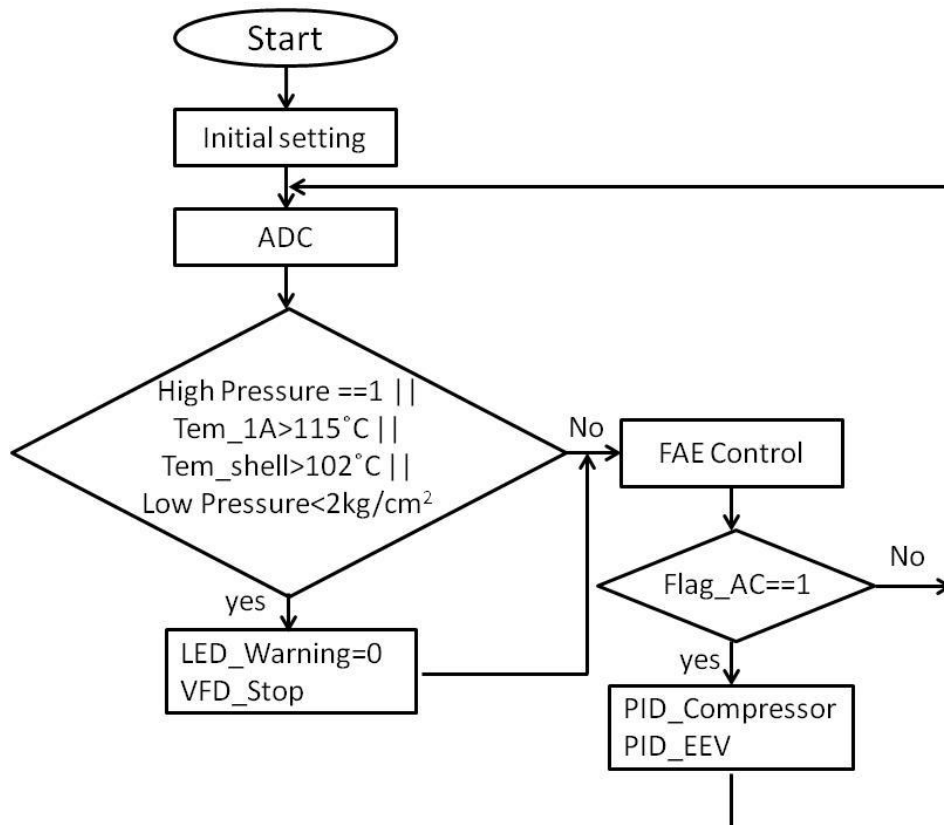


圖 4.1.9 變頻空調控制系統流程圖

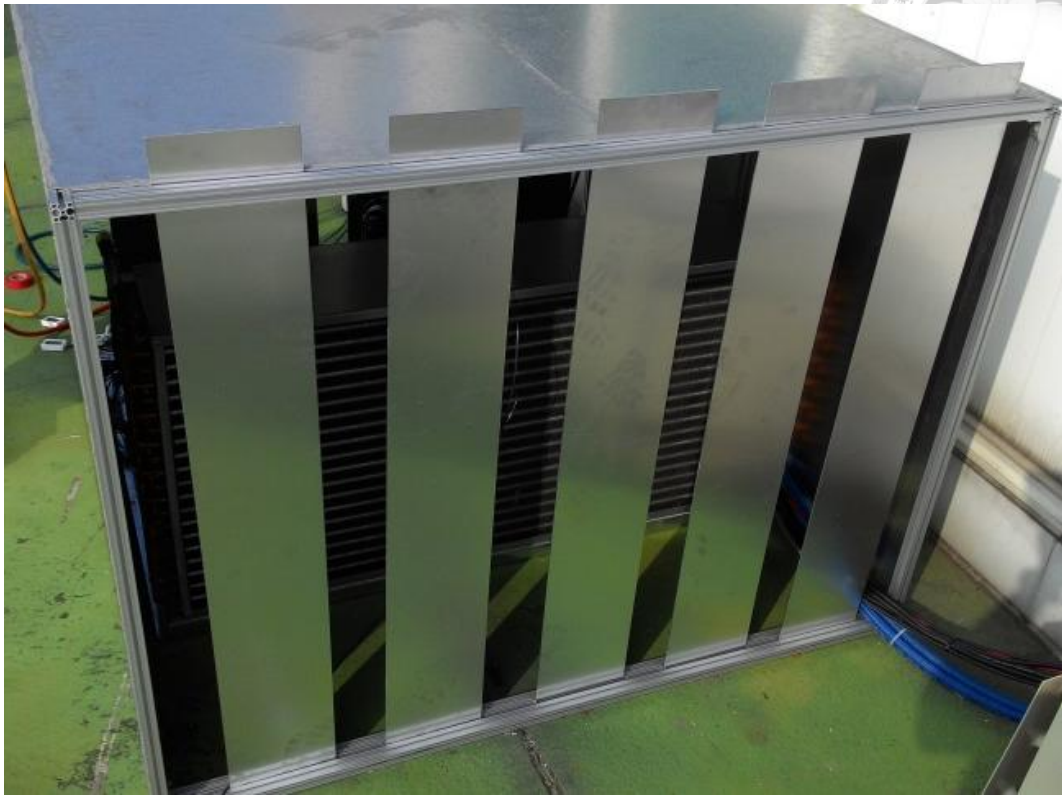


圖 4.1.10 變頻空調系統-室外機組



圖 4.1.11 變頻空調系統-室內機組



## 4.2 設定目標控制測試

本研究對設定目標控制之測試方法為設定室內溫度以及過熱度，觀察系統輸出是否達成所設定之要求，實驗步驟如下：

- (1) 依經驗開啟太陽能屋內之負載，暖氣一台(TECO-MS361V 全載約 4.8kW)、電暖爐一台(DeLonghi-KH770715 全載 1.4kW)、吹風機六支(TASHIN-ET-1 全載 1kW)
- (2) 開啟變頻器、冷凝器風扇、蒸發器風扇之電源。
- (3) 開啟變頻空調控制器，設定目標室內溫度、過熱度，並啟動變頻空調。
- (4) 開啟電腦監控系統，如圖 4.1.7。
- (5) 待系統穩定後，關閉監控系統，關閉所有電源。

設定目標控制實驗數據如圖 4.2.1 至圖 4.2.3 所示。

圖 4.2.1 為先將室內溫度以負載加溫至 28°C，待室內環境穩定後，開啟變頻空調，觀察系統輸出是否達成目標溫度設定 25°C、過熱度設定 5°C。結果顯示室內溫度之安定時間 300 秒、穩態誤差 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 、最大超越量 1.6%，皆符合設定規格。過熱度之安定時間約 1500 秒、穩態誤差 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ，符合設定規格，但最大超越量過大。因此本實驗測試結果，室溫相當理想，過熱度則是為了反應速度快而犧牲了最大超越量。

圖 4.2.2 為先將室內溫度穩定於 25°C 後，改變目標溫度設定為 24°C，目標過熱度設定不變。結果顯示室內溫度之安定時間 300 秒、穩態誤差 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 、最大超越量 1%，皆符合設定規格。過熱度之安定時間約 1200 秒、穩態誤差 $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，符合設定規格，但最大超越量過大。因此本實驗測試結果，室溫相當理想，過熱度則是為了反應速度快而犧牲了最大超越量。




圖 4.2.3 為先將室內溫度穩定於  $26^{\circ}\text{C}$  後，改變目標溫度設定為  $25^{\circ}\text{C}$ ，目標過熱度設定不變。結果顯示室內溫度之安定時間 300 秒、穩態誤差  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 、最大超越量 1%，皆符合設定規格。過熱度之安定時間約 1500 秒、穩態誤差  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，符合設定規格，但最大超越量過大。因此本實驗測試結果，室溫相當理想，過熱度則是為了反應速度快而犧牲了最大超越量。

對設定目標的控制，系統最終的室內溫度穩態誤差可控制於  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；過熱度誤差值可控制於  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，皆符合設定規格。



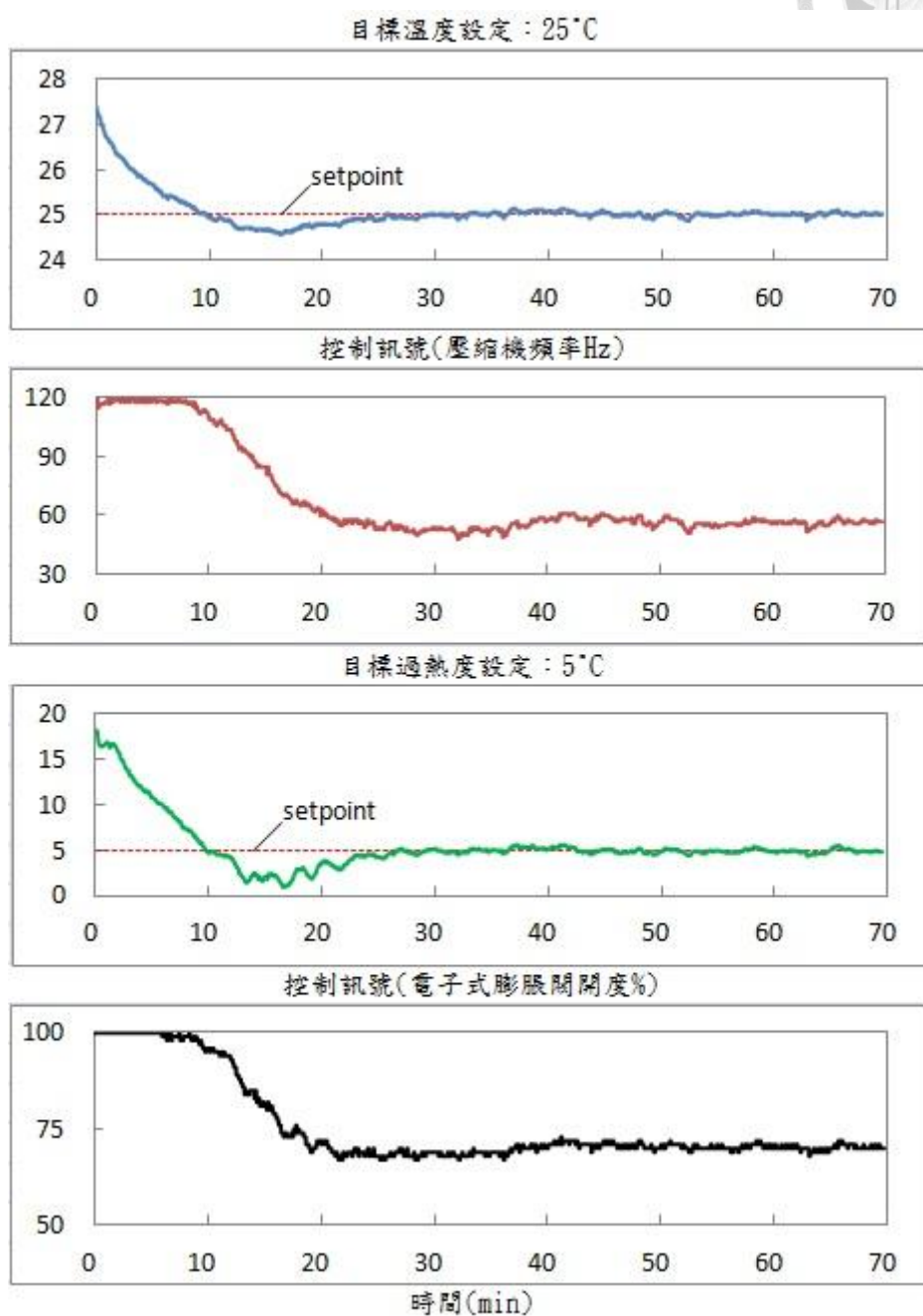


圖 4.2.1 設定目標控制實驗一

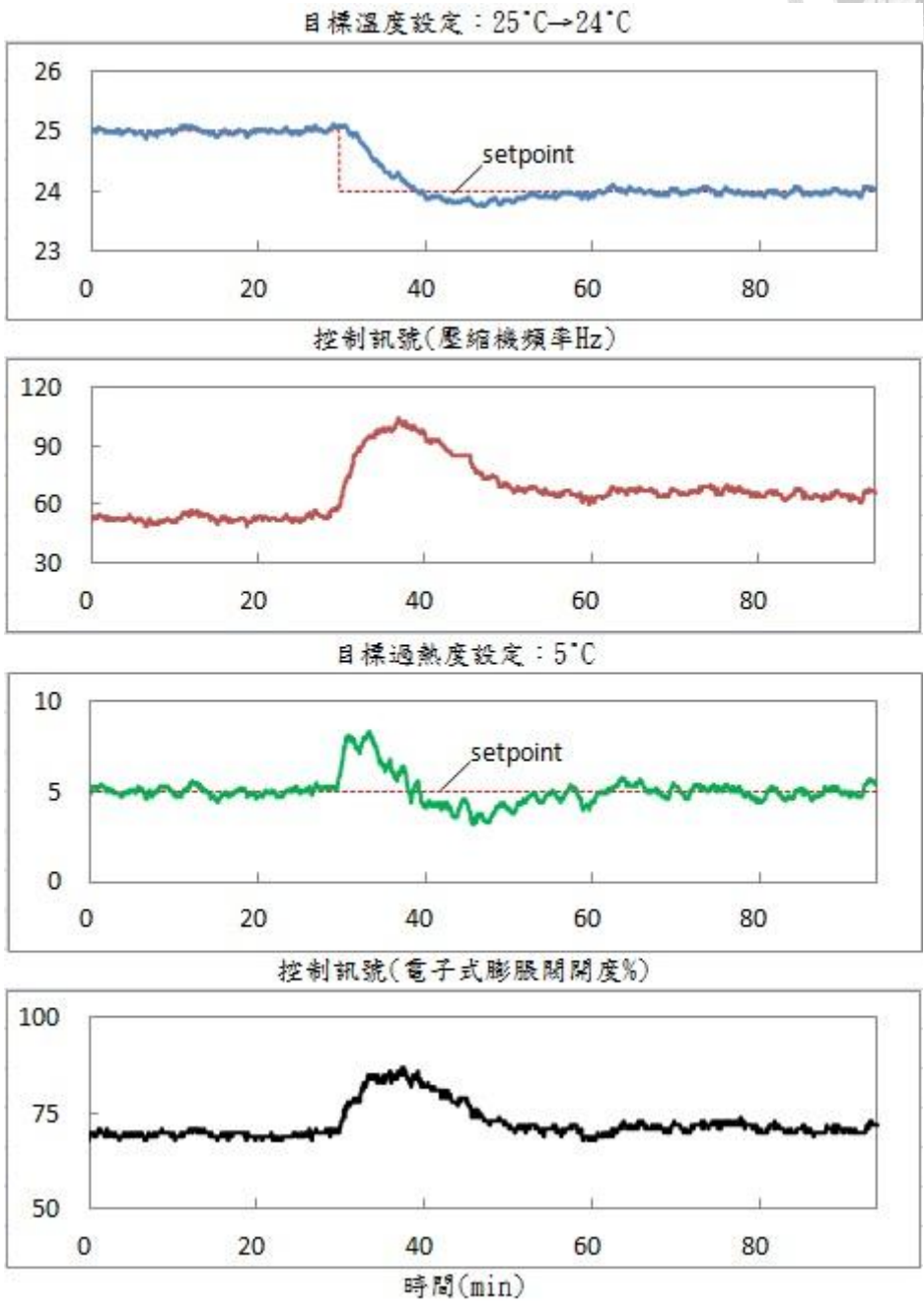


圖 4.2.2 設定目標控制實驗二

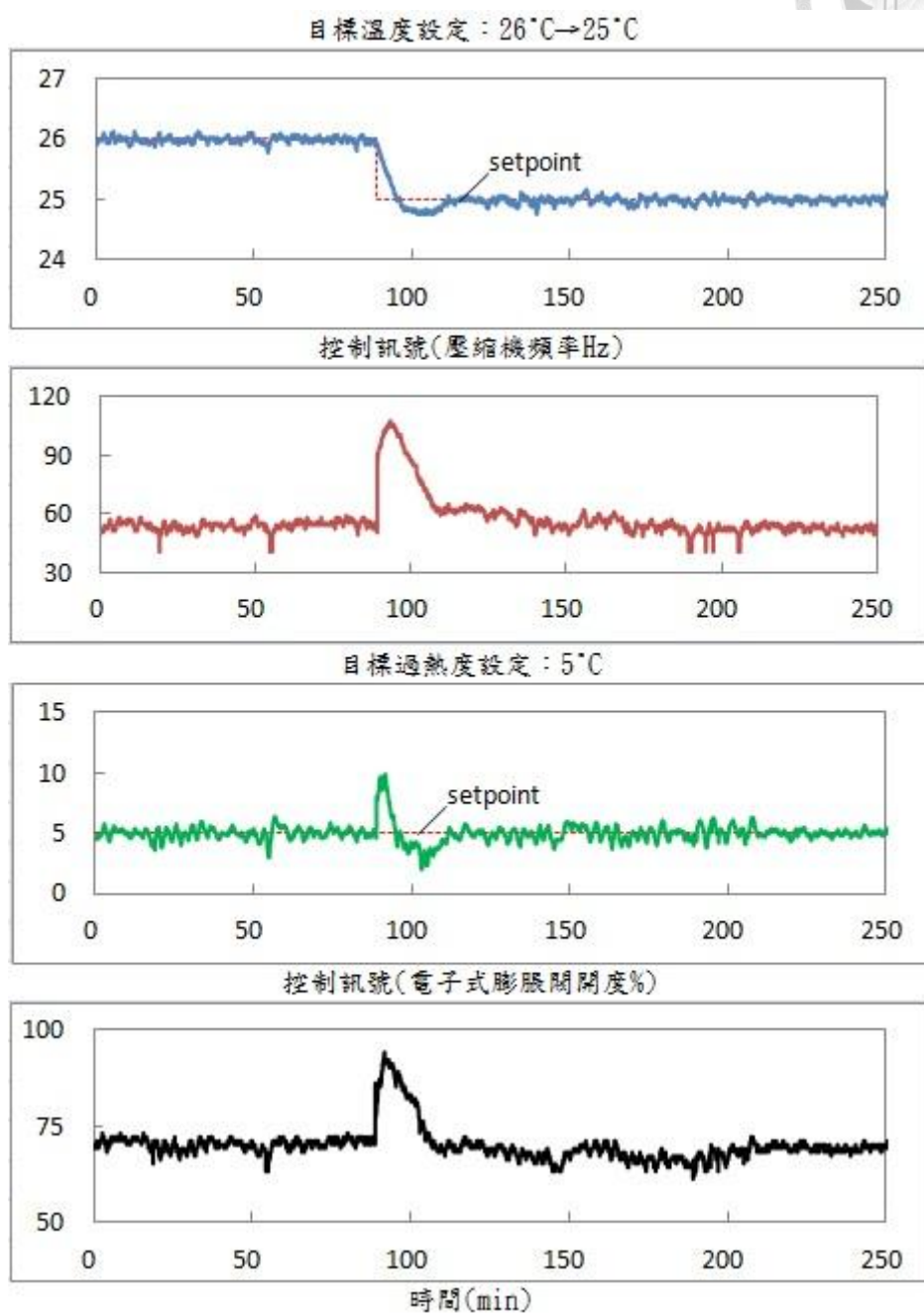


圖 4.2.3 設定目標控制實驗三

### 4.3 干擾排斥控制測試

對變頻空調系統而言，負載之干擾排斥控制也是重要性能之一，因此分別進行以下之干擾排斥控制測試，如圖 4.3.1 至圖 4.3.5 所示。



- (1) 1kW 外加負載，時間 1min、3min、45min。
- (2) 2kW 外加負載，時間 1min、3min、60min。
- (3) 3kW 外加負載，時間 1min、3min、55min。
- (4) 5kW 外加負載，時間 1min、3min、30min。
- (5) 1kW~3kW 外加負載，每次間隔 5min。

圖 4.3.1 為先將室內溫度穩定於 24°C，此時壓縮機頻率約 60~65Hz，接著外加 1kW 負載，時間 1min、3min、45min，觀察室內溫度以及過熱度受到干擾期間，室內溫度最高上升至 24.42°C，最低降至 23.59°C；過熱度最高上升至 7.9°C，最低降至 2.9°C，過程中壓縮機頻率以及電子式膨脹閥開度皆無飽和狀態。實驗最後，室內溫度穩態誤差±0.1°C 內，過熱度穩態誤差±1°C 內，皆符合設定規格。

圖 4.3.2 為先將室內溫度穩定於 25°C，此時壓縮機頻率約 55~60Hz，接著外加 2kW 負載，時間 1min、3min、60min，觀察室內溫度以及過熱度受到干擾期間，室內溫度最高上升至 25.81°C，最低降至 24.18°C；過熱度最高上升至 10.3°C，最低降至 0.6°C，在負載開啟時間 60min 過程中壓縮機頻率以及電子式膨脹閥開度皆達飽和狀態，且在實驗第 133 分鐘時，有 25 秒系統達成異常控制之條件(過熱度小於 1°C 時，電子式膨脹閥開度每五秒關閉 5%)。實驗最後，室內溫度穩態誤差±0.1°C 內，過熱度穩態誤差±1°C 內，皆符合設定規格。

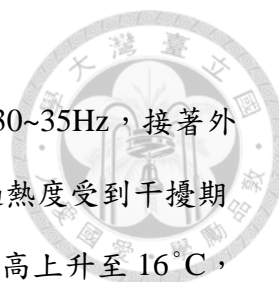


圖 4.3.3 為先將室內溫度穩定於  $25^{\circ}\text{C}$ ，此時壓縮機頻率約  $30\sim 35\text{Hz}$ ，接著外加  $3\text{kW}$  負載，時間  $1\text{min}$ 、 $3\text{min}$ 、 $55\text{min}$ ，觀察室內溫度以及過熱度受到干擾期間，室內溫度最高上升至  $26.24^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $24.06^{\circ}\text{C}$ ；過熱度最高上升至  $16^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $0.5^{\circ}\text{C}$ ，在負載開啟時間  $55\text{min}$  過程中壓縮機頻率以及電子式膨脹閥開度皆達飽和狀態，且在實驗第  $125$  分鐘時，有  $19$  秒系統達成異常控制之條件。實驗最後，室內溫度穩態誤差  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  內，過熱度穩態誤差  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，皆符合設定規格。

圖 4.3.4 為先將室內溫度穩定於  $25^{\circ}\text{C}$ ，此時壓縮機頻率約  $30\sim 35\text{Hz}$ ，接著外加  $5\text{kW}$  負載，時間  $1\text{min}$ 、 $3\text{min}$ 、 $30\text{min}$ ，觀察室內溫度以及過熱度受到干擾期間，室內溫度最高上升至  $27.24^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $24.7^{\circ}\text{C}$ ；過熱度最高上升至  $14.7^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $0.2^{\circ}\text{C}$ ，在負載開啟時間  $3\text{min}$ 、 $30\text{min}$  過程中壓縮機頻率以及電子式膨脹閥開度皆達飽和狀態，且在實驗第  $13$ 、 $35$ 、 $91$  分鐘時，有  $38$ 、 $29$ 、 $9$  秒系統達成異常控制之條件。實驗最後，室內溫度穩態誤差  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  內，過熱度穩態誤差  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，皆符合設定規格。

圖 4.3.5 為先將室內溫度穩定於  $25^{\circ}\text{C}$ ，此時壓縮機頻率約  $35\sim 40\text{Hz}$ ，接著外加  $1\sim 3\text{kW}$  隨機負載，每次間隔  $5\text{min}$ ，觀察室內溫度以及過熱度受到干擾期間，室內溫度最高上升至  $25.91^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $24.39^{\circ}\text{C}$ ；過熱度最高上升至  $11.8^{\circ}\text{C}$ ，最低降至  $1.6^{\circ}\text{C}$ ，過程中僅電子式膨脹閥開度短暫達飽和狀態。實驗最後，室內溫度穩態誤差  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  內，過熱度穩態誤差  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  內，皆符合設定規格。

將五次實驗統整如表 4.3.1 所示，室內溫度除了壓縮機頻率達飽和的兩次實驗外，可控制於設定溫度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內。過熱度則是可由異常控制將其控制在 $0^{\circ}\text{C}$ 以上，避免壓縮機液壓縮，實驗最後之穩態誤差皆符合設定規格。



表 4.3.1 干擾排斥控制實驗統整

負載干擾 (kW)	最高 室內溫度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )	最低 室內溫度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )	最高 過熱度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	最低 過熱度 ( $^{\circ}\text{C}$ )	異常控制 總時間 (s)
1	0.42	-0.41	7.9	2.9	0
2	0.81	-0.82	10.3*	0.6	25
3	1.24*	-0.94	16.0*	0.5	19
5	2.24*	-0.30	14.7*	0.2	76
1~3	0.91	-0.61	11.8*	1.6	0

\*為實驗過程中壓縮機頻率達飽和 120Hz 或電子式膨脹閥開度達飽和 100%

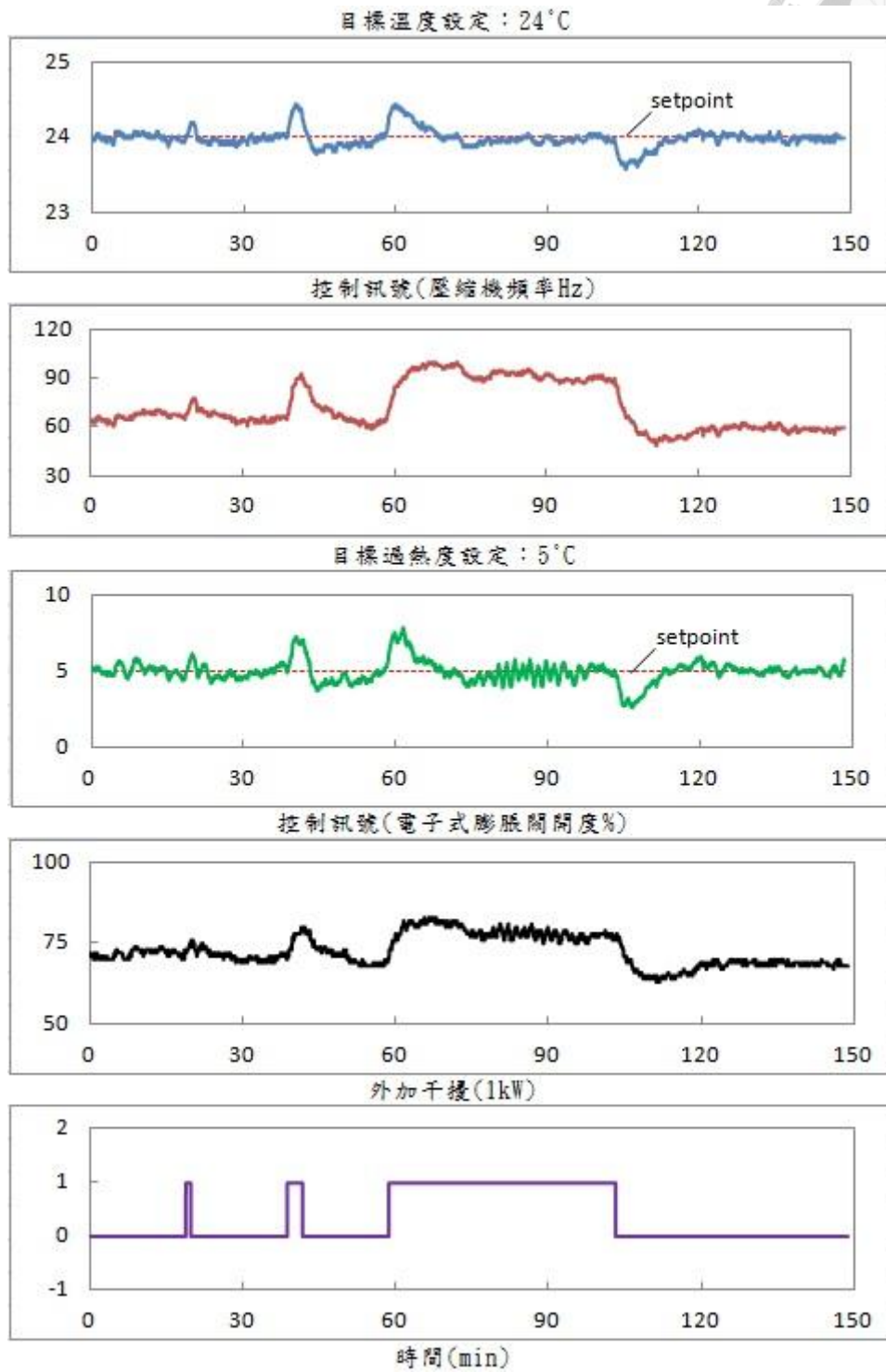
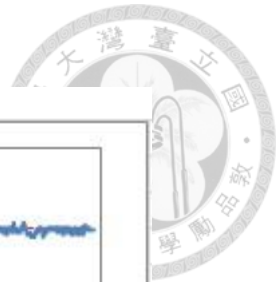


圖 4.3.1 干擾排斥控制實驗一

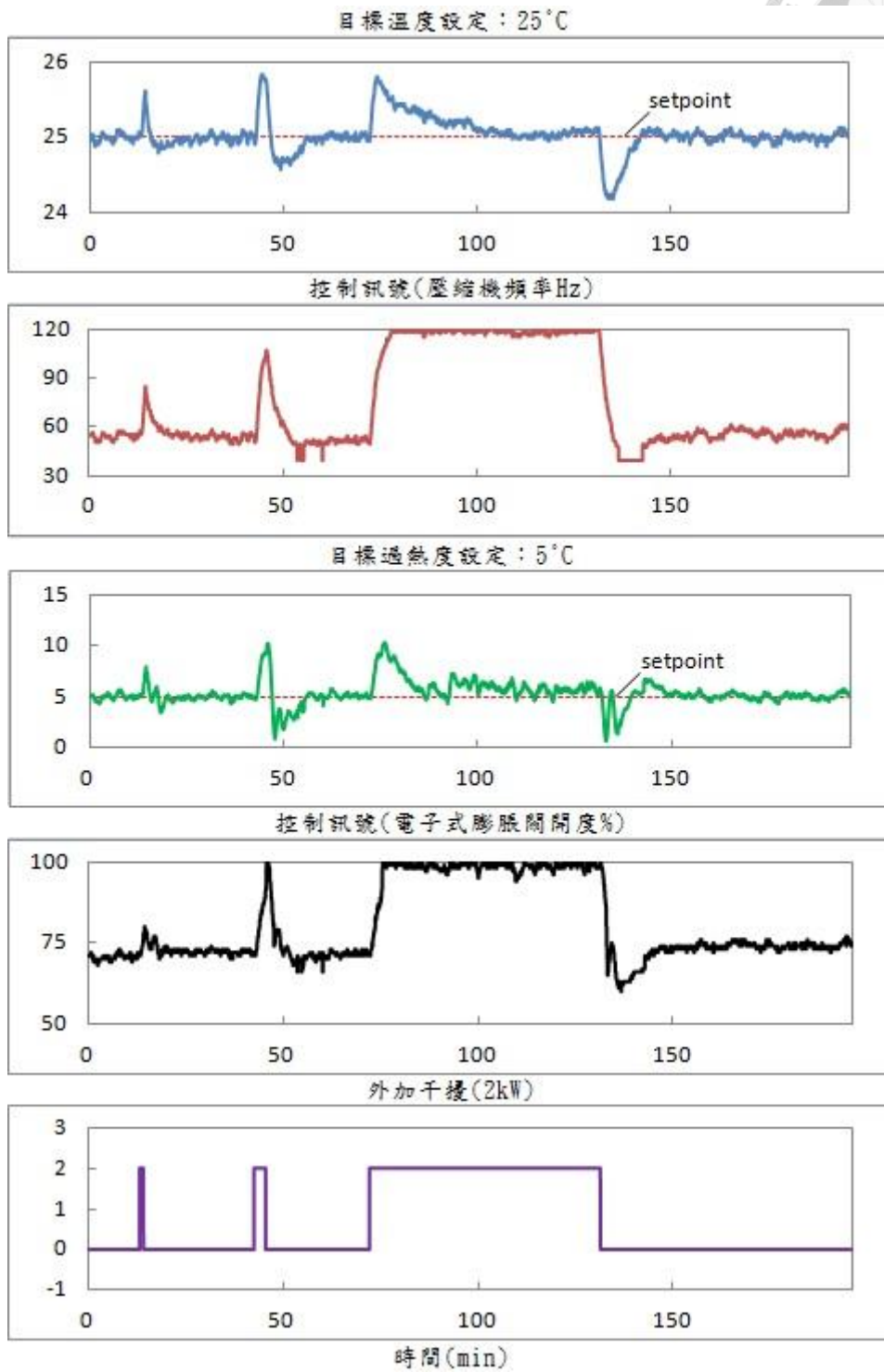
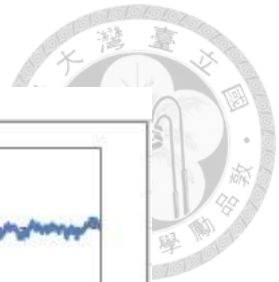


圖 4.3.2 干擾排斥控制實驗二



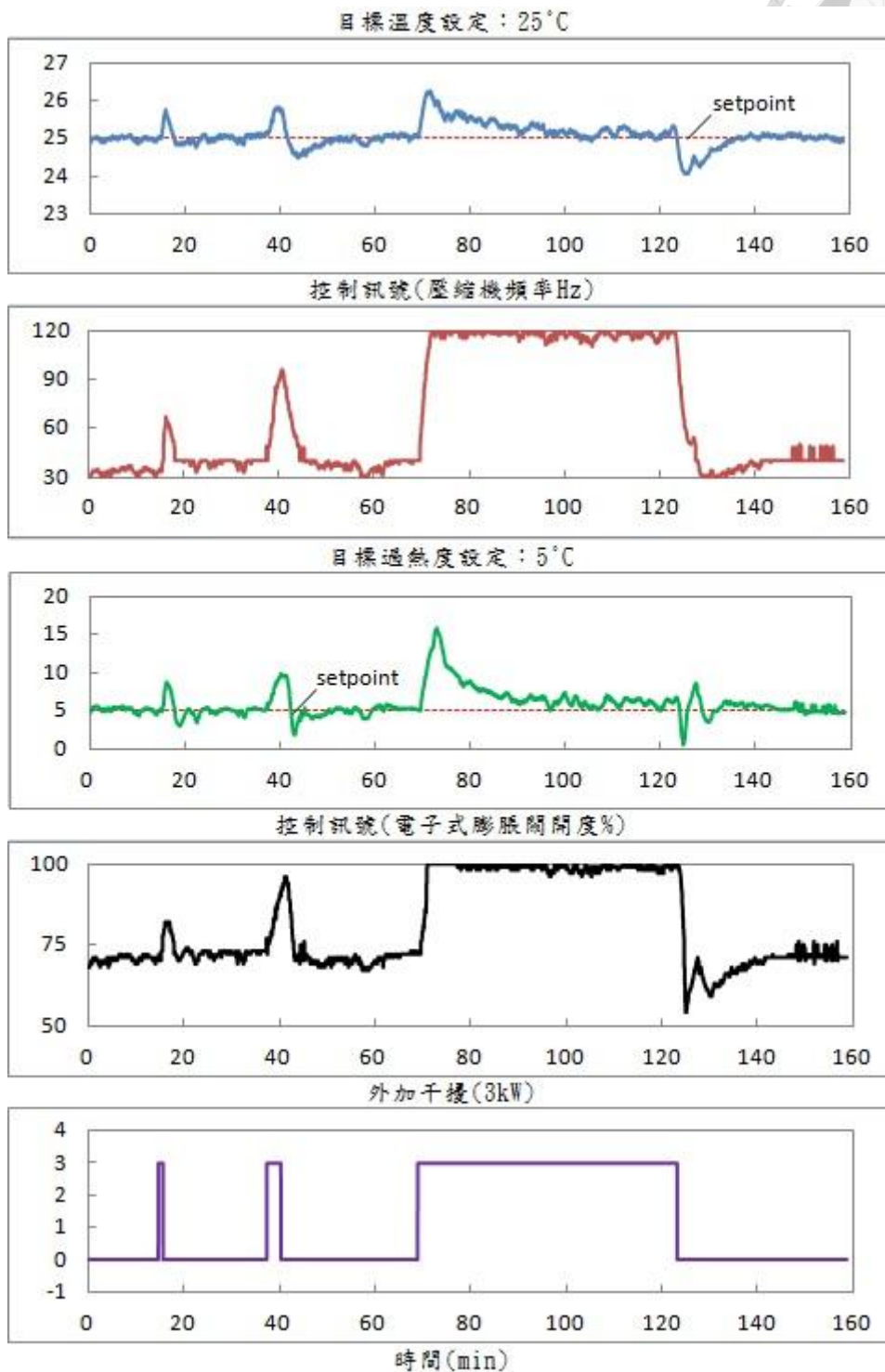
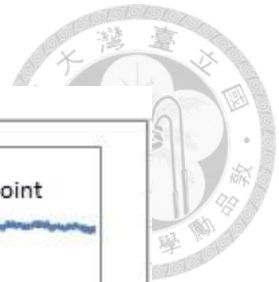


圖 4.3.3 干擾排斥控制實驗三

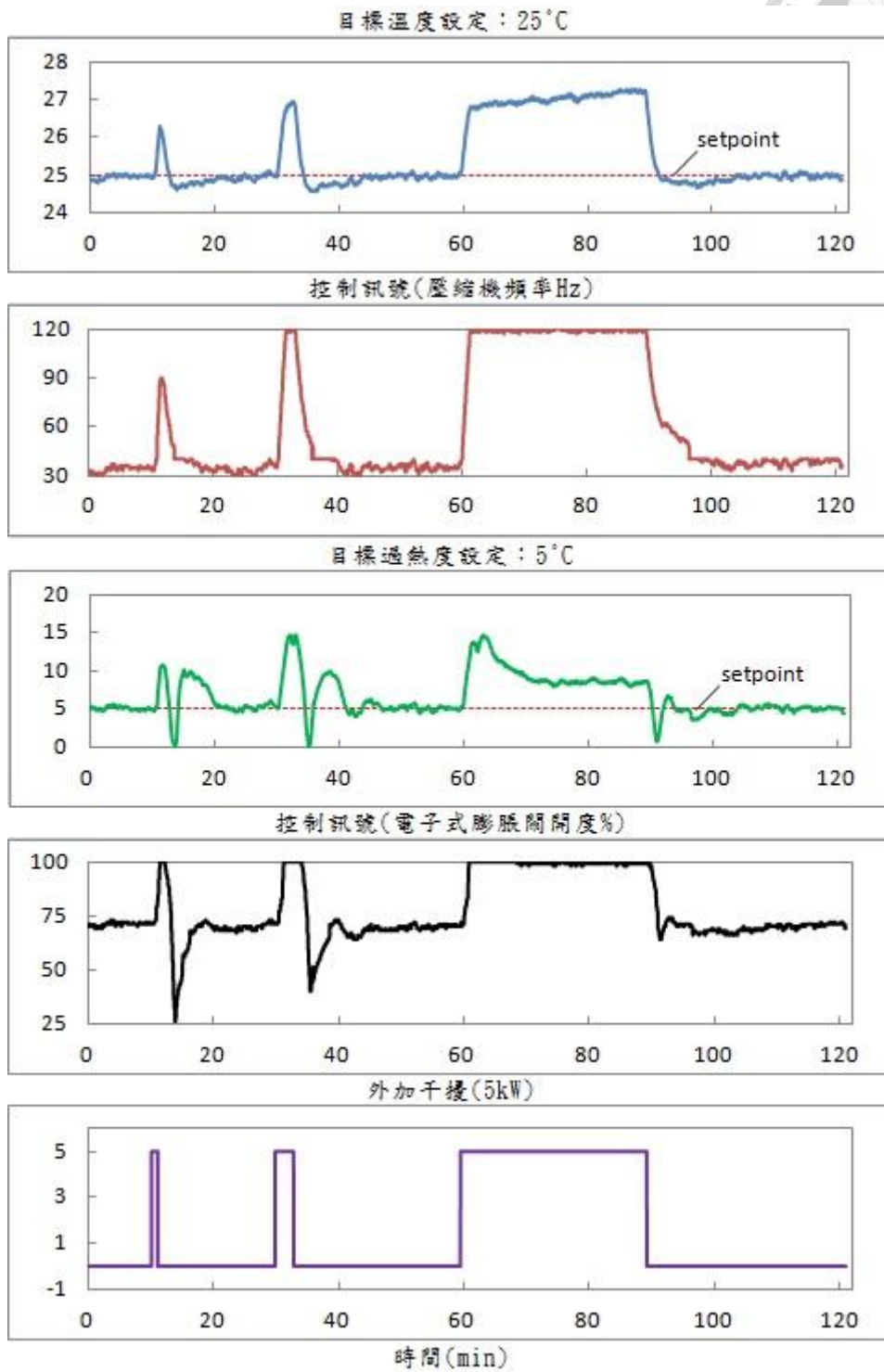
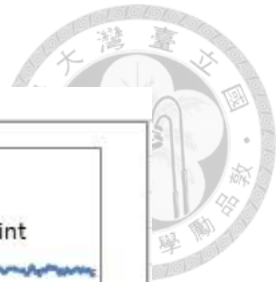


圖 4.3.4 干擾排斥控制實驗四

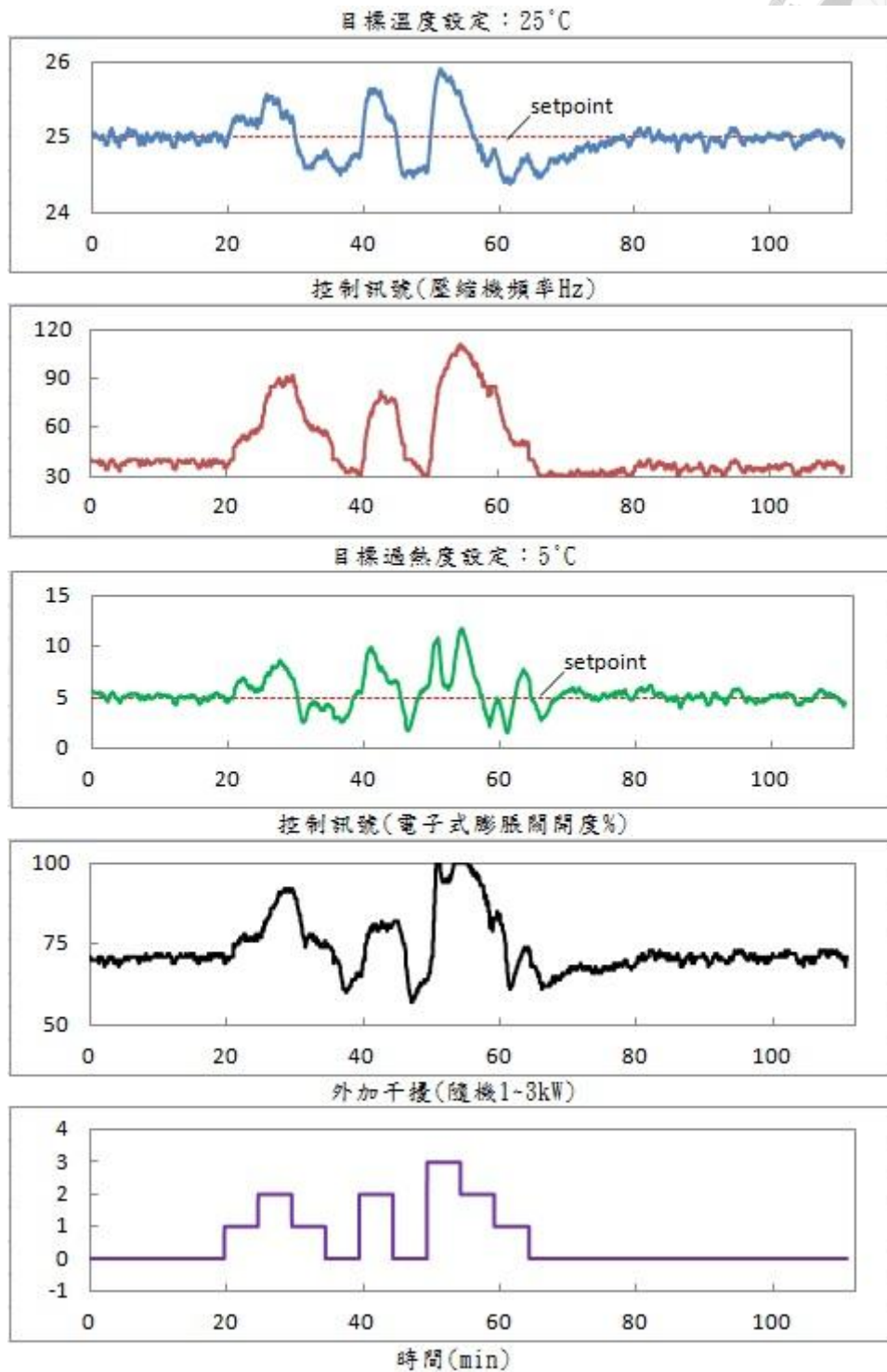
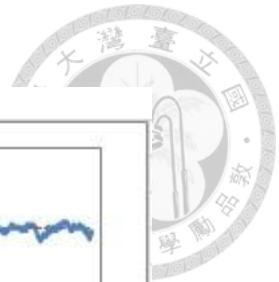


圖 4.3.5 干擾排斥控制實驗五



## 4.4 節電比較

變頻空調系統本身即可比一般的定頻空調系統節電許多，但是如果變頻空調控制器設計得當，更是能將變頻空調的耗電，再降低一些。因此分別進行以下之節電比較實驗，如圖 4.4.1 至圖 4.4.2 所示。

圖 4.4.1 為兩個不同的室內溫度控制器之壓縮機耗電比較，實驗的條件為讓系統穩定於  $26^{\circ}\text{C}$ ，接著由變頻空調控制器-操作面板將室內設定溫度改變為  $25^{\circ}\text{C}$ ，記錄其耗電至系統穩定於  $25^{\circ}\text{C}$  為止。由圖 4.4.1 可知實驗第 0~10 分鐘，虛線的室內溫度控制器使壓縮機上升至較高的頻率，因此耗電較高，雖然更快使室內溫度達到  $25^{\circ}\text{C}$ ，而使耗電於實驗第 10~15 分鐘耗電較低，但是於實驗後段因壓縮機頻率不斷地震盪，使整體之耗電較實線的控制器多 41Wh，為整段耗電量的 3.31%。

圖 4.4.2 為兩個不同的室內溫度控制器之壓縮機耗電比較，實驗的條件為讓系統穩定於  $25^{\circ}\text{C}$ ，接著由變頻空調控制器-操作面板將室內設定溫度改變為  $24^{\circ}\text{C}$ ，記錄其耗電至系統穩定於  $24^{\circ}\text{C}$ ，由圖 4.4.2 可知實驗第 0~12 分鐘，虛線的室內溫度控制器使壓縮機上升至較高的頻率，因此耗電較高，雖然更快使室內溫度達到  $24^{\circ}\text{C}$ ，而使耗電於實驗第 12~20 分鐘耗電較低，整體之耗電較實線的控制器多 82Wh，為整段耗電量的 6.35%。如果僅考慮實驗第 0~20 分鐘之耗電，虛線控制器較實線多 11.48%。

如果以實驗一中較好的控制器(耗電 1.237kWh)與實驗二中較差的控制器(耗電 1.380kWh)相比，較差的控制器耗電多出 11.56%。

由第二章的壓縮機頻率對製冷量之步階響應得知，壓縮機頻率改變後約 120 秒，製冷量才改變完全，因此室內溫度控制器不宜使壓縮機頻率改變過快甚至產生震盪，才能達到節電之功能。

不同室內溫度控制器之壓縮機耗電比較  
(室內溫度 $26^{\circ}\text{C}\rightarrow 25^{\circ}\text{C}$ )

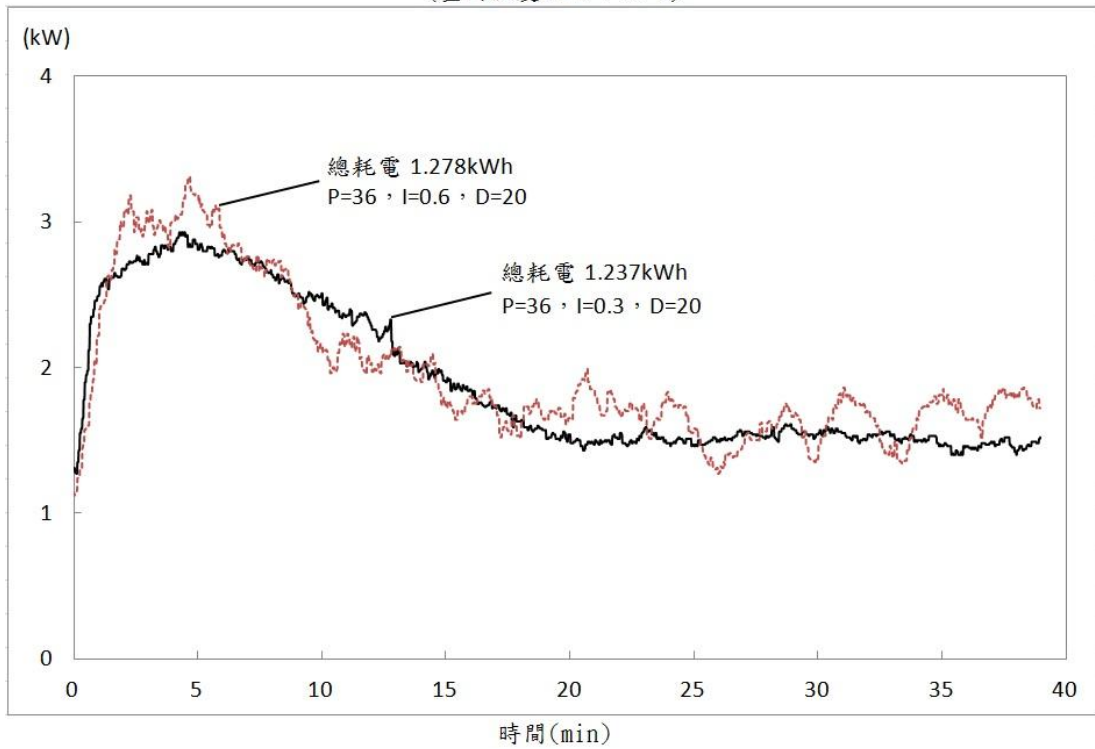


圖 4.4.1 節電比較實驗一

不同室內溫度控制器之壓縮機耗電比較  
(室內溫度 $25^{\circ}\text{C}\rightarrow 24^{\circ}\text{C}$ )

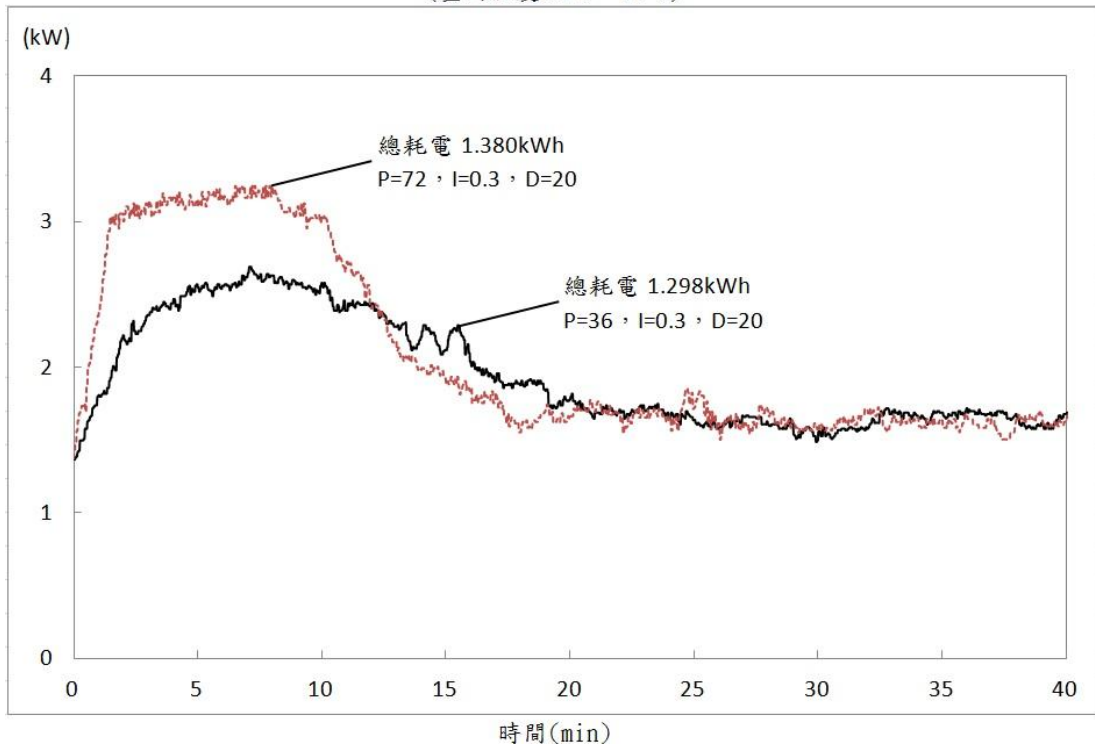


圖 4.4.2 節電比較實驗二

## 第五章 討論、結論與未來展望



### 5.1 討論與結論

本研究之變頻空調系統對於室內溫度、過熱度的控制相當穩定，且符合所設定的規格。

- (1) 對設定目標的控制，系統的室內溫度誤差值可控制於 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；過熱度誤差值可控制於 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內。
- (2) 對負載干擾排斥的控制，對系統施加熱負載 1kW、2kW、3kW、5kW，除了壓縮機頻率達飽和的情形之外，室內溫度誤差值可控制於 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內，過熱度則是可由異常控制將其控制在 $0^{\circ}\text{C}$ 以上，避免壓縮機液壓縮產生。系統的室內溫度誤差值可控制於 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ ；過熱度誤差值可控制於 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內，因此實驗顯示此變頻空調系統抗干擾之能力佳。
- (3) 對變頻壓縮機的節電比較，在同樣的條件下，利用室內溫度控制器之好壞，比較實驗期間之耗電量，較差的控制器會使耗電量多出 3% 以上。

本研究由上述之實驗結果，獲得以下結論：

- (1) 將雙輸入、雙輸出的多變量系統，簡化為兩個單變量系統，而其中一個迴路中的耦合關係當作是閉迴路控制系統的干擾，經證明是可行的，且得到良好的效果。
- (2) 本研究實地開發一變頻空調系統，經自行研發之微處理機實測的結果顯示，室內溫度誤差值可控制於 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 內；過熱度誤差值可控制於 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 內，且變頻空調系統抗干擾能力佳，能迅速將室內恢復舒適的溫度，並節省電力。

## 5.2 未來展望

根據本研究的經驗，提供下列發展方向，以期待變頻空調系統能有更好的性能與應用性：



- (1) 將冷凝器風扇與蒸發器風扇改為可變速，以降低其耗電量。
- (2) 熱力學原理可證明，過熱度為零的飽和蒸汽循環效率(COP)最高，因此可降低過熱度目標設定值，使過熱度更接近0，以獲得更好的效率。
- (3) 反覆測試變頻空調系統之性能，必要時加入更多的異常控制，使其具有可靠度。
- (4) 為使變頻空調系統可應付電動車變化多端的惡劣環境，可加大熱負載或利用開啟大門來測試其抗干擾能力，並增加其應用性。
- (5) 自製變頻器以節省整套變頻空調系統之成本。
- (6) 將系統擴增為一對多的分離式空調系統，增加系統活用性。

## 參考文獻



- [1] 經濟部能源局：建築節能技術手冊，2012
- [2] 柯明村博士：空調系統節能技術改善實務，國立台北科技大學能源與冷凍空調工程系，2013
- [3] 經濟部能源效率分級標示管理系統：<https://ranking.energylabel.org.tw/>
- [4] 黃秉鈞等：「電動巴士空調系統性能提升技術開發」，台大慶齡工業研究中心產學計畫報告，2015/7/31
- [5] Carlos A. Smith, Armando B. Corripio, Principles and Practice of Automatic Process Control, 1985
- [6] Bin-Juine Huang, Chun-Wei Chen, Chin-Dian Ong, Bo-Han Du, Po-Chien Hsu, Development of constant-power driving control for LED luminaire, Applied Thermal Engineering 50 (2013) 645-651
- [7] 郭丁嘉：“迷你環控箱之研發”，國立台灣大學機械工程研究所碩士論文，2003
- [8] B.J. Huang, Y.C. Liao, T.C. Kuo, Study of a new environmental chamber design, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1967–1977
- [9] Shabnam Rasoulia, Luis A. Ricardez-Sandoval, Robust multivariable estimation and control in an epitaxial thin film growth process under uncertainty, Journal of Process Control 34 (2015) 70–81
- [10] 黃秉鈞等：「電動巴士空調系統性能提升技術開發」，台大慶齡工業研究中心產學計畫報告，2015。
- [11] 黃秉鈞，“系統識別(課程講義)”，台大機械系，2005。
- [12] 黃秉鈞，“自動控制一(課程講義)”，台大機械系，2001。