

國立臺灣大學機械工程學系研究所碩士論文

指導教授：黃秉鈞教授

採用變頻循環泵浦之液位控制技術研究

**Study of Detecting Liquid Level to Control
Inverter Circulator Pump**



研究生：許晃源 撰

中華民國九十八年六月

誌謝

兩年的碩士生涯在此畫上句點，當初抱持的努力向上的心踏入此校園，至今能無法忘記。在這兩年內所學到的東西不少，除了增加自己的內涵外，對於各個人事物的處理都有所成長，雖然磨練的過程很辛苦，但是卻增加了自己的抗壓性以及耐心。

在此感謝指導校受 黃秉鈞老師的教導，在台大這兩年中，使我獲益良多，對於各種研究的處理方法、研究的思考、學術研究的分析、報告專利的撰寫以及畢業論文等等，您不厭其煩的耐心教導，使我在碩士這兩年所學甚多，在此致上真誠的感謝您兩年內的教導。

其次要感謝的是老爸、老媽以及姊姊和妹妹的支持，對於還正在求學的我，你們包容我的忙碌，以及我的任性。雖然無法長時間跟你分享在學校內的生活，但是我知道你們的關心，此碩士生涯是獻給你們最好的禮物，未來希望可以發揮我的能力使你們幸福，在此由衷的感謝我的家人。

最後要感謝實驗室的成員，葉忠福 大哥、吳 大哥、郭小姐、周小姐、婉婷、阿湯哥、民勝、阿甘、佳鴻、博恩、志偉、柏翰、伯錚、建志、柏宇、宣如、于平、珮儀、佑星、逸軒、人豪、榮哲、丁丁、子豪、諺淇、孟樺、威庭以及仕林等。感謝你們的幫助以及大家一起相處的日子，這將會是我一輩子無法忘懷的回憶。

此論文，將獻給所有曾幫助過我的人。

許晃源 謹誌 (2009/07/02)

採用變頻循環泵浦之液位控制技術研究

許晃源* 黃秉鈞**

國立台灣大學

機械工程研究所

摘要

太陽能集熱系統結合噴射式製冷技術是一項新能源的改良方案，產生器為供應噴射式製冷系統運作的動力源，當產生器接受外部熱源時，將工作流體蒸發提供噴射器驅動製冷現象，但是同時也會減少內部的工作流體存量，所以必須藉由循環泵浦提供一個穩定的流量來供給產生器。

本研究為開發循環泵浦液位控制器，改良目前噴射式製冷系統所使用的循環泵浦，使循環泵浦更省電，同時又可以達到液位控制。因實際噴射式製冷系統過於複雜，利用一小型液位控制系統做模擬測試分析。首先對循環泵浦的性能做測試，循環泵浦在轉速 2000RPM 和 3000RPM，工作壓差為 503kPa，都可吐出 0.8LPM 以上的流量，足夠噴射式製冷系統中所使用，而循環泵浦耗電量都可控制在 50 W 以內。接著對液位系統的動態模型進行分析，找出系統的理論動態模型，並經由實驗分析得到系統的動態模型，再以 PI 控制器設計控制系統，根據系統不同的響應規格，求得最佳的控制參數使系統達到穩定。實驗結果顯示，循環泵浦可以準確的控制產生器的液位，在系統運轉中加入流量干擾為 0.5~0.9LPM 均能夠有效的抵抗，顯示所設計的液位控制器性能良好。

* 研究生

** 指導教授

英文摘要

Study of Detecting Liquid Level to Control Inverter Circulator Pump

Huang-Yuen Hsu* Bin-Juine Huang**

Abstract

Solar-collecting system with ejection-cooling technology is a meliorating project on new energy development. Generator provides power for the whole system. When generator receives external heat, it steams the working fluid which drives the cooling operation. However, this operation also reduces internal capacity of the working fluid simultaneously. Hence we use the circulator pump to provide stable flow to the generator.

This study is to develop circulator pump that controls liquid level, reform the current circulator pump on ejection-cooling system and reduce power-consuming. Owing to complicated actual ejecting-cooling system, a small liquid-control system is used for simulation experiments. First, the performance of the circulator pump is test. The result shows that while working at pressure drop 503 kPa and rotation speed from 2000 RPM to 3000 RPM, within 50 W power consumption, the circulator pump can provide the flow rate over 0.8 LPM which is enough for ejection-cooling system. Second, the dynamic model of liquid level system is analyzed to get theoretical dynamic model of liquid level system. Third, according to different condition, the

optimum control parameters are used to control system stably. Based on the results of the experiments, circulator pump can accurately control liquid level of generator, and can resist external flow turbulent from 0.5 LPM to 0.9 LPM. In general, the performance of designed liquid level controller is well.



* Graduate Student

** Advisor

目錄

誌謝.....	I
摘要.....	II
英文摘要.....	III
目錄.....	V
表目錄.....	VII
圖目錄.....	IX
符號說明.....	XIV
第一章 緒論.....	1
1.1 研究動機.....	1
1.2 文獻回顧.....	5
1.3 研究內容.....	7
第二章 液位控制系統設計與動態系統模型分析.....	8
2.1 循環泵浦性能實驗設備設計.....	8
2.2 循環泵浦性能測試分析.....	19
2.3 液位控制模擬系統設計.....	29
2.4 產生器液位變化的動態模型推導.....	34
第三章 產生器液位變化之系統識別.....	50
3.1 系統動態模型識別方法.....	50
3.2 系統識別與結果分析.....	54
第四章 液位控制系統設計分析.....	65
4.1 液位控制器設計與參數分析.....	65
4.2 液位控制器硬體製作.....	82
4.3 液位控制器軟體撰寫.....	86

4.4	系統整合測試.....	89
第五章	討論結論與未來展望.....	99
5.1	討論.....	99
5.2	結論.....	101
5.3	未來展望.....	102
參考文獻.....		103
附錄.....		105
A.	壓力傳送器校正.....	105
B.	液位控制單晶片程式.....	107



表目錄

表 2.1.1 無動件噴射器設計[9].....	8
表 2.1.2 無動件噴射式製冷系統的操作條件[9].....	9
表 2.1.3 無動件噴射器 1-D操作狀態	9
表 2.1.4 東元直立式小型壓縮機規格表.....	12
表 2.1.5 流量計規格表.....	13
表 2.1.6 流量計校正結果.....	15
表 2.1.7 流量計重現性量測結果.....	16
表 2.2.1 循環泵浦轉速為 1500 RPM測試結果	21
表 2.2.2 循環泵浦轉速為 2000 RPM測試結果	21
表 2.2.3 循環泵浦轉速為 3000 RPM測試結果	22
表 2.2.4 變頻驅動器轉速訊號最大時循環泵浦測試結果.....	22
表 2.2.5 噴射器假設操作條件.....	23
表 2.3.1 壓力式液位感測器規格.....	31
表 2.4.1 針閥a之流阻 R_o	38
表 2.4.2 針閥b之流阻 R_i	39
表 2.4.3 循環泵浦定轉速下之參數.....	40
表 2.4.4 液位控制系統物理參數表.....	48
表 2.4.5 系統轉移函數之參數.....	49
表 3.2.1 循環泵浦轉速微擾模型.....	55
表 4.1.1 分別對各個 K_p 及 K_I 值之IAE數值模擬.....	71
表 4.1.2 分別對各個 K_p 及 K_I 值之ISE數值模擬	72

表 4.1.3 分別對各個 K_p 及 K_I 值之ITAE數值模擬	72
表 4.1.4 分別對各個 K_p 及 K_I 值之ITSE數值模擬.....	72
表 4.1.5 不同控制器參數之 T_r 與 M_o	73
表A.1 壓力傳送器規格.....	105



圖目錄

圖 1.1.1 太陽能集熱器系統圖.....	1
圖 1.1.2 典型的噴射式制冷系統示意圖.....	2
圖 1.1.3 浮球式液位開關示意圖與實體圖.....	3
圖 1.1.4 交流感應馬達.....	3
圖 1.2.1 無動件噴射式製冷系統[1].....	5
圖 1.2.2 被動式液位控制開關.....	6
圖 2.1.1 循環泵浦實驗設備設計圖.....	11
圖 2.1.2 東元直立式小型壓縮機.....	11
圖 2.1.3 熱交換器和散熱風扇.....	12
圖 2.1.4 流量計實體圖.....	13
圖 2.1.4 體積式流量計校正示意圖.....	14
圖 2.1.5 手調式針閥.....	17
圖 2.1.6 循環泵浦性能實驗設備實體圖.....	18
圖 2.2.1 東元變頻驅動電路和驅動方法.....	20
圖 2.2.2 循環泵浦轉速 1500 RPM時，流量-壓差性能曲線.....	24
圖 2.2.3 循環泵浦轉速 1500 RPM時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線.....	24
圖 2.2.4 循環泵浦轉速 2000 RPM時，流量-壓差性能曲線.....	25
圖 2.2.5 循環泵浦轉速 2000 RPM時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線.....	25
圖 2.2.6 循環泵浦轉速 3000 RPM時，流量-壓差性能曲線.....	26
圖 2.2.7 循環泵浦轉速 3000 RPM時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線.....	26
圖 2.2.8 循環泵浦轉速訊號最大時，流量-壓差性能曲線.....	27
圖 2.2.9 循環泵浦轉速訊號最大時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線.....	27

圖 2.2.10 循環泵浦轉速訊號最大時，循環泵浦轉速-壓差性能曲線	28
圖 2.2.11 循環泵浦可行操作範圍說明圖	28
圖 2.3.1 噴射式系統流程示意圖	29
圖 2.3.2 液位控制實驗系統	30
圖 2.3.3 壓力式液位感測器和感測方式	31
圖 2.3.4 不鏽鋼圓筒(a)產生器(b)儲液器	32
圖 2.3.5 液位控制實驗設備 (a)液位控制系統實體圖(b)循環泵浦連結部分圖 ...	33
圖 2.4.1 液位控制之控制結構圖	34
圖 2.4.2 液位控制物理模型推導示意圖	35
圖 2.4.3 質量守恆方程式分析圖(a)產生器分析圖(b)儲液器分析圖	35
圖 2.4.3 循環泵浦、針閥a動態方程分析示意圖	37
圖 2.4.4 針閥b動態方程分析示意圖	37
圖 2.4.5 針閥a壓力流量關係圖	38
圖 2.4.6 針閥b壓差流量關係圖	39
圖 2.4.7 循環泵浦轉速 1500 RPM，流量-壓差線性迴歸圖	41
圖 2.4.8 循環泵浦轉速 2000 RPM，流量-壓差線性迴歸圖	41
圖 2.4.9 R365mfc飽和蒸氣壓力關係(20~50 °C)	44
圖 2.4.10 R365mfc飽和蒸氣壓力關係(80~110 °C)	44
圖 2.4.11 產生器液位系統的資訊流程圖	45
圖 2.4.12 系統方塊圖	48
圖 3.1.1 系統識別方塊圖	50
圖 3.1.2 步階輸入圖形	51
圖 3.1.3 步階響應系統方塊圖	51
圖 3.1.5 步階響應值 $\eta(t)$ 曲線	52
圖 3.2.1 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 1)	55

圖 3.2.2 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 2).....	56
圖 3.2.3 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 3).....	56
圖 3.2.4 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 4).....	57
圖 3.2.5 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 1).....	57
圖 3.2.6 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 2).....	58
圖 3.2.7 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 3).....	58
圖 3.2.8 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 4).....	59
圖 3.2.9 $G_{\omega}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應.....	59
圖 3.2.10 $G_{\omega}(s)$ 理論與識別之動態模型頻率響應比較.....	60
圖 3.2.11 $G_{T_0}(s)$ 理論動態模型頻率響應.....	61
圖 3.2.12 $G_{T_1}(s)$ 理論動態模型頻率響應.....	61
圖 3.2.13 $G_{T_0}(s)$ 理論動態模型與修改增益k與極點之模動態模型比較.....	62
圖 3.2.14 $G_{T_1}(s)$ 理論動態模型與修改增益k與極點之模動態模型比較.....	63
圖 3.2.15 $G_{T_0}(s)$ 理論動態模型與修改極點之模動態模型比較.....	64
圖 3.2.16 $G_{T_1}(s)$ 理論動態模型與修改極點之模動態模型比較.....	64
圖 4.1.1 加入PI 控制器之閉迴路系統方塊圖.....	66
圖 4.1.2 產生器液位高度設定.....	67
圖 4.1.3 系統模擬方塊圖.....	69
圖 4.1.4 系統步階響應模擬圖($K_p=0\sim 30$, $K_I=0.1$).....	70
圖 4.1.5 系統步階響應模擬圖($K_p=0\sim 30$, $K_I=0.1$).....	70

圖 4.1.6 加入反積分終結迴路之PI控制器系統模擬方塊圖	71
圖 4.1.7 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的轉移函數頻率響應圖	74
圖 4.1.8 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的轉移函數步階響應圖	74
圖 4.1.9 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的轉移函數頻率響應圖	75
圖 4.1.10 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的轉移函數步階響應圖	76
圖 4.1.11 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式	77
圖 4.1.12 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式	77
圖 4.1.13 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式	78
圖 4.1.14 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式	78
圖 4.1.15 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式	80
圖 4.1.16 \tilde{T}_0 對 \tilde{H}_0 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式	80
圖 4.1.17 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式	81
圖 4.1.18 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_0 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式	81
圖 4.2.1 循環泵浦變頻控制系統硬體方塊圖	82
圖 4.2.1 循環泵浦轉速控制電路設計圖	83
圖 4.2.2 循環泵浦轉速控制電路實體圖	84
圖 4.2.3 Visual Basic控制介面-量測數據面板	84
圖 4.2.4 Visual Basic控制介面-PI控制面板	85
圖 4.3.1 以梯形面積法使積分器數位化示意圖	86
圖 4.3.2 循環泵浦控制軟體流程圖	88
圖 4.4.1 系統的軟硬體整合測試設備結構圖	90

圖 4.4.2 控制參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 測試結果 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速	91
圖 4.4.3 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，干擾模擬結果.....	92
圖 4.4.4 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，干擾實驗結果 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速	93
圖 4.4.5 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，液位高度步階測試圖 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速	95
圖 4.4.6 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 模擬結果.....	96
圖 4.4.7 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 干擾模擬結果.....	96
圖 4.4.8 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 時，干擾實驗結果 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦轉速.....	97
圖 4.4.9 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 時，液位高度步階測試圖(a)產生器液位高度 (b)循環泵浦轉速.....	98
圖 5.2.1 太陽能輔助噴射式製冷系統.....	102
圖A.1 循環泵浦壓力傳送器.....	106

符號說明

COP：噴射式製冷系統性能係數

Q_e ：蒸發器製冷量

Q_g ：產生器吸收熱量

W_{pump} ：為循環泵浦所消耗的功率

P_o ：液體儲存槽內的上端壓力

P_a ：液體儲存槽底壓力

ρ ：工作流體的密度

h ：液體儲存槽內液體的高度

V_o ：產生器液體體積

A_o ：產生器桶底面積

V_1 ：儲液器液體體積

A_1 ：儲液器桶底面積

H_o ：產生器液位高度

H_1 ：儲液槽液位高度

Q_o ：循環泵浦所吐出的流量

Q_1 ：流出產生器的流量

P_H ：循環泵浦吐出端壓力

P_H ：循環泵浦吸入端壓力



P_o : 產生器內部氣體空間的壓力

P_1 : 儲液槽內部氣體空間的壓力

R_o : 針閥 a 的流阻

R_1 : 針閥 b 的流阻

T_o : 產生器溫度

T_1 : 儲液槽溫度

ω : 循環泵浦轉速

\tilde{H}_o : 產生器液位高度微擾量

\tilde{T}_o : 產生器溫度微擾量

\tilde{T}_1 : 儲液槽溫度微擾量

$\tilde{\omega}$: 循環泵浦轉速微擾量

\bar{H}_o : 產生器液位高度穩態平衡值

\bar{T}_o : 產生器溫度穩態平衡值

\bar{T}_1 : 儲液槽溫度穩態平衡值

$\bar{\omega}$: 循環泵浦轉速穩態平衡值

Δ : 系統轉移函數特性方程式

$\tilde{G}_\omega(s)$: 輸入循環泵浦轉速對輸出產生器液位高度之轉移函數

$\tilde{G}_{T_o}(s)$: 輸入產生器溫度對輸出產生器液位高度之轉移函數

$\tilde{G}_{T_1}(s)$: 輸入儲液槽溫度對輸出產生器液位高度之轉移函數

$G_C(s)$: 控制器轉移函數



k : 轉移函數之增益

P : 轉移函數之極點

b : 轉移函數之分子一階係數

a : 轉移函數之分母一階係數

e_{ss} : 穩態誤差

K_p : 比例增益常數

K_I : 積分增益常數

IAE : Integral of the Absolute Error Criterion

ISE : Integral of the Square Error Criterion

ITAE : Integral of the Time-Weighted Absolute Value of the Error

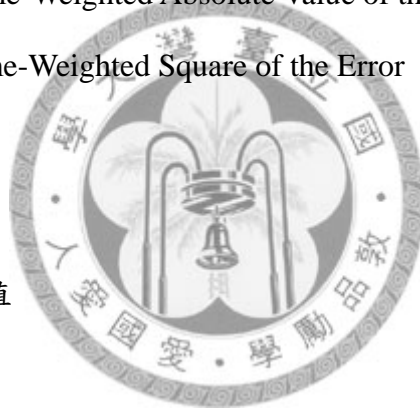
ITSE : Integral of the Time-Weighted Square of the Error

$e_r(t)$: 誤差值

n : 第 n 個取樣時間

e_n : 在時間 n 時的誤差值

Δt : 取樣時間



第一章 緒論

1.1 研究動機

隨著現今科技發展的迅速，能源的消耗相對的也增加許多，不管在民生與工業都需要大量的使用能源，如化石燃料，電力等，如何有效的利用自然的能源外，不外乎就是研究如何節省各種設備的耗電量。在自然的能源中，太陽能的應用廣注意，如圖 1.1.1 所示，為一太陽能集熱系統，為可供應家庭的熱水。

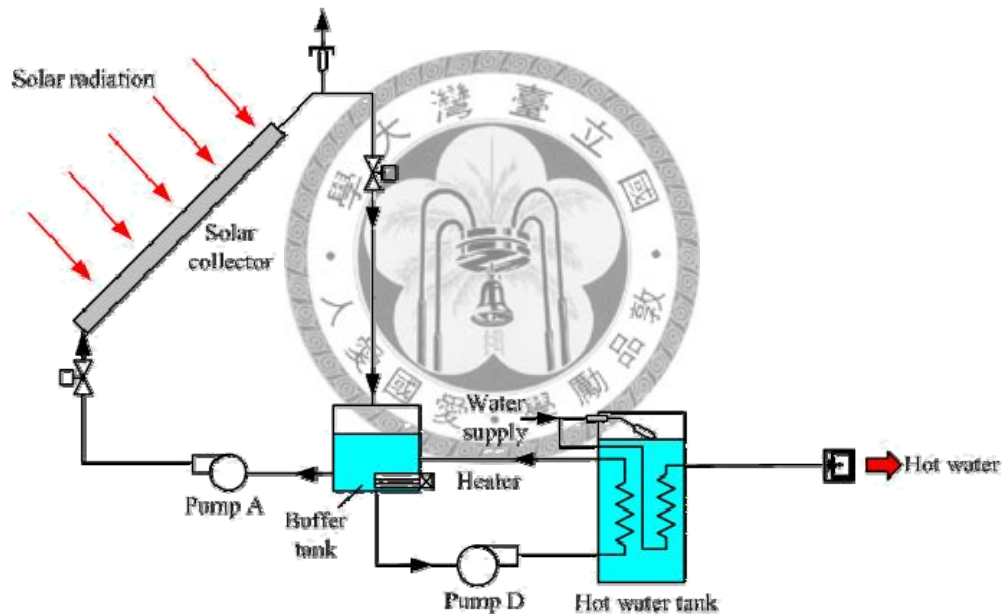


圖 1.1.1 太陽能集熱器系統圖

再者，將太陽能集熱系統結合噴射式製冷技術也是一項能源的改良方案，主要是在夏天利用太陽能集熱器集熱系統所收集的多餘熱能進而轉化成冷氣提供民生使用。噴射式製冷系統的構造除了噴射器外，並包含了產生器、冷凝器、蒸發器、膨脹閥、及循環泵浦，圖 1.1.2 為典型的噴射式制冷系統示意圖。當產生器接受外部的熱源時，將工作流體蒸發提供噴射器驅動製冷現象，但是同時也會

減少內部的工作流體存量，所以必須藉由循環泵浦提供一個穩定的流量來供給產生器，一旦產生器接受之熱源較多時，產生器內工作流體無法再維持一定的液位高度，這將會導致噴射式製冷系統的失效。所以產生器的液位控制在噴射式製冷系統上是一個重要的關鍵。良好的液位控制除了可以節省循環泵浦的電能外，亦可以提供一個穩定的製冷量供給冷房使用。

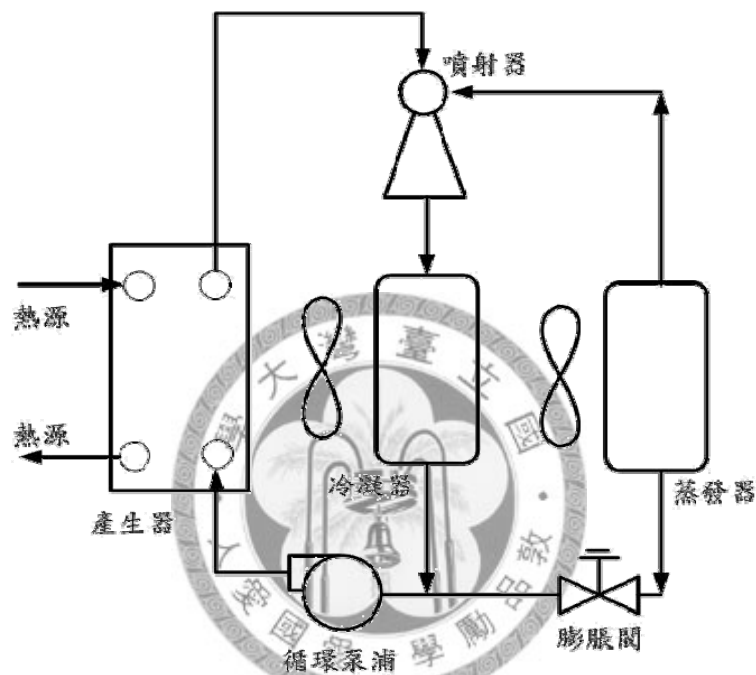


圖 1.1.2 典型的噴射式製冷系統示意圖

現今的液位控制科技大部分都是使用浮球式液位開關連結泵浦來控制桶內的液位高度，如圖 1.1.3 所示，浮球式液位開關使用簡單而且價格便宜，使用方式為類似繼電器的操作模式，當達到液面時浮球式液位開關為常開，此時泵浦就不會動作，當浮球下降至所設定的液位以下，浮球式液位開關就會變為常閉，使得泵浦開始運轉，雖然使用簡單，但是泵浦的啟動電流很大會導致能源的浪費以及控制的不連續。

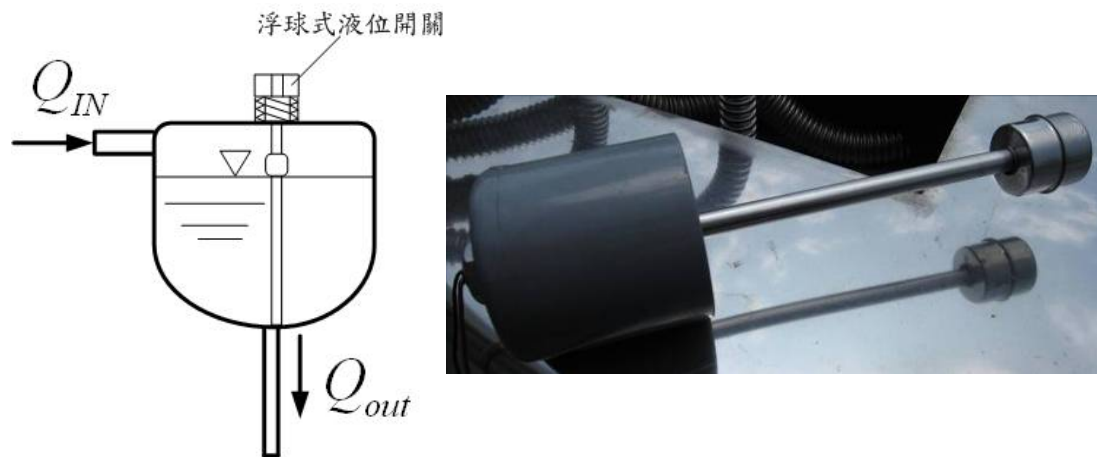


圖 1.1.3 浮球式液位開關示意圖與實體圖

另外，泵浦的選用也是一個很重要的因素，必須針對不同的系統去選用泵浦，目前市面上都是使用一馬力的泵浦，如圖 1.1.4 所示，但是缺點就是非常耗電。噴射式製冷系統中，循環泵浦、控制電路及散熱裝置是少數耗電的元件，如何降低循環泵浦耗電是重要的課題。



圖 1.1.4 交流感應馬達

綜合以上結論，發現液位控制的重要性，在進行液位控制的同時，泵浦的耗電量與性能也必須一起考量，設計上必須包括：

- (1) 泵浦的變頻控制

- (2) 泵浦的耗電量
- (3) 液位控制的準確度
- (4) 液位控制的抗干擾能力

本研究將開發一套用於噴射式製冷系統的產生器液位控制系統。



1.2 文獻回顧

太陽能輔助噴射式製冷系統，有一工作流體循環泵浦，如其耗電太大將會降低經濟效益，因此 B. J. Huang et al. [1] 設計出無動件噴射式製冷系統，如圖 1.2.1 所示之無動件噴射式製冷系統，可以減少耗電量，但系統性能係數 COP(Coefficient of performance) 會降低。因此最佳方法是採用循環泵浦之噴射式製冷，由液位控制連結循環泵浦的變頻控制將泵浦耗電量減至最低，方能使太陽能輔助製冷系統提供最佳省能效果。

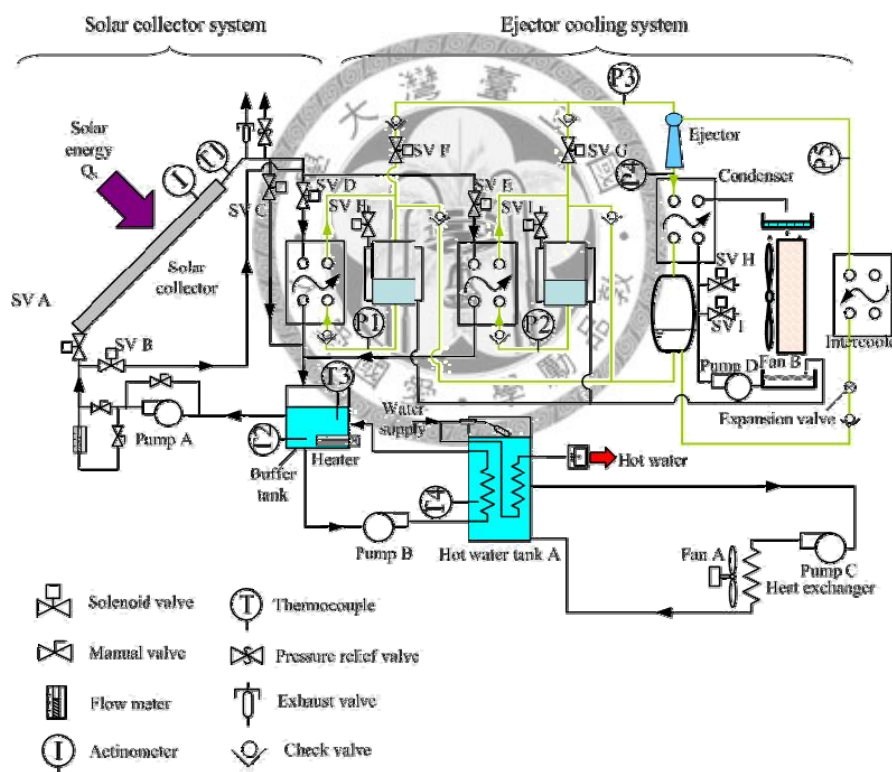


圖 1.2.1 無動件噴射式製冷系統[1]

液位控制包含了主動式控制和被動式控制，被動式控制是利用一浮球連結一閥門，控制閥門的開度大小則供給的流量會變化，如圖 1.2.2 所示，水位的高度也會跟著改變，這個技術是利用無外加動力的方式來控制水位的高度。

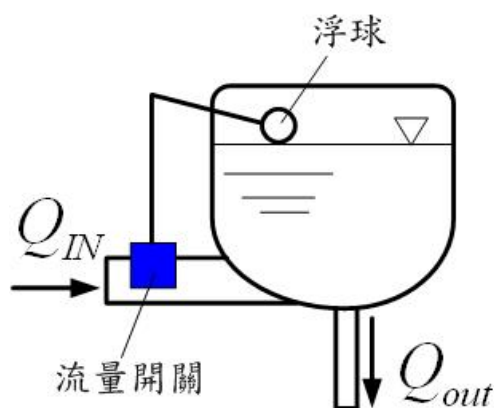


圖 1.2.2 被動式液位控制開關

主動式控制技術，則是利用電子式閥門或者是泵浦來達到液位控制，電子式閥門可以分為兩種型式：(一) 無壓力補償式及(二) 壓力補償式，前者當流體通過控制閥，壓力降量流量的平方成正比，而後者能在壓力變化的情況下保持流量不變。然而流量控制閥在相同的回授訊號下啟動，都會有不同的流量和壓力的變化，因此就是在不同的初始值下，流量控制閥在相同的輸入訊號下，控制流量的結果也會有些微的差異 [2]。

另一泵浦控制技術，則是利用液位感測器或者壓力感測器當作一回授訊號，控制泵浦的轉速來達到液位控制，液位控制技術有許多種控制理論可以應用，如模型預測控制(Model predictive control) [3-4]，適應性控制(adaptive control) [5-7]，最佳化控制(Optimal control) [8]等技術。

綜合以上，有不少文獻針對液位控制的控制理論探討有很深入的分析，對於這些需要高精密控制技術的產業必須確保系統的安全性，在控制器的設計上必須非常的嚴謹，除了使用上述的控制方法外還必須對整個系統進行調整和進行偵測其狀態變數，有了狀態變數就能轉化為狀態空間方程式，有了狀態空間方程式變能進行上述的控制方法。但是上述控制技術相當複雜，工業界中較常使用的控制方法就是 PID 控制器，除了簡單便宜以外，如小心設計其誤差均在容許範圍內。

1.3 研究內容

噴射式製冷系統的性能係數 COP(Coefficient of performance)如(1.3.1)式 [10]：

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_{pump}} \quad (1.3.1)$$

其中

Q_e ：蒸發器製冷量

Q_g ：產生器吸收熱量

W_{pump} ：為循環泵浦所消耗的功率

由上述的式子，要增加噴射式製冷系統的效能指數 COP(Coefficient of performance)，必須降低循環泵浦所消耗的功率，為了要同時達到產生器的液位控制和循環泵浦的節能效果，液位和泵浦控制是重要的關鍵。本研究主要內容，包括以下幾點：

- (1) 如何控制產生器的液位高度，不受產生器的壓力和噴射器製冷系統運轉中的干擾因素所影響。
- (2) 如何降低循環泵浦的消耗功率以提高噴射式製冷系統的效能指數。
- (3) 如何設計控制系統以提高抗干擾能力，不受管路阻抗、產生器的壓力、產生器溫度、冷凝器溫度和噴射器的流量變化所影響。

第二章 液位控制系統設計與動態系統模型分析

本章主要介紹本研究之實驗設備與測試方法，以及探討循環泵浦的性能與液位控制系統的動態模型。因為實際噴射式製冷系統構造複雜體積龐大，所以先利用一個小型液位控制系統來模擬循環泵浦的實際運轉情形，以便將來應用於噴射式製冷系統產生器之液位控制。

2.1 循環泵浦性能實驗設備設計

本研究旨在探討噴射式製冷系統的產生器液位控制技術，以確保穩定噴射式製冷系統的穩定運作。所以在此前提必須先了解噴射器的運作情形，參考 Wang[9] 的無動件噴射式製冷系統可以得知噴射器的設計和無動件噴射式製冷系統的操作條件，其設計規格如表 2.1.1 和 2.1.2 所示：

表 2.1.1 無動件噴射器設計[9]

噴嘴		等截面段與擴散段		噴射器
喉部直徑 (mm)	出口直徑 (mm)	等截面段直徑 (mm)	入口角度 (degree)	面積比
2.93	4.46	8.84	67	9.1

表 2.1.2 無動件噴射式製冷系統的操作條件[9]

元件	溫度 (°C)	壓力 (kPa)	熱傳量 (KW)
產生器	90	458	2.93
冷凝器	36.7	83	3.75
蒸發器(製冷量)	8	22	0.82

根據噴射器設計尺寸，使用 1-D 分析[11]便可得到無動件噴射器的主噴流流量和抽吸比，如表 2.1.3 所示。噴射器運作所需要的主噴流流量也就是產生器提供的工作流體量。由表 2.1.3 知道主噴流的質量流率為 0.01318 kg/s，此系統所選用的工作流體為 R365mfc，而 R365mfc 在室溫 25°C 下的密度為 1257 kg/m³，如此便能換算出主噴流體積流率為 0.629 LPM。因此當噴射器運轉時，產生器必須每分鐘供應噴射器 0.629 公升的工作流體，否則噴射器製冷系統會失效。

表 2.1.3 無動件噴射器 1-D 操作狀態

噴射器	主噴流流量 (kg/s)	0.01318
	次噴流流量 (kg/s)	0.00299
	抽吸比	0.227

由 1-D 分析的結果可以知道在噴射器運作的主噴流量為 0.629LPM，所以循環泵浦所供給的量必須大於等於此流量。此外當 R365mfc 噴射器製冷系統的冷凝溫度若為 36°C，其壓力約為 83 kPa (-0.188 kg/cm²)(Gage)、產生器溫度若為 100°C 其壓力約為 587 kPa (4.87 kg/cm²)(Gage)，則兩者間的壓力差約為 503.2 kPa (5 kg/cm²)(Gage)，循環泵浦除了可以抵抗管路阻抗外，還必須克服此壓差，循環泵浦設計必須依下列噴射器製冷系統中的操作條件：

1. 噴射器運作在產生器溫度為 100°C (587 kPa) 至 90°C (458 kPa) 的範圍內和固定冷凝器溫度為 36°C 時，其產生器和冷凝器壓差為 503.2 kPa 和 374.2 kPa 間變化。
2. 噴射器主噴流流量為 0.629 LPM。

前面所述的條件係針對 Wang[9] 的無動件噴射式製冷系統的設計，將來針對不同的噴射式製冷系統也必須做同樣的分析估算，有了產生器壓力、冷凝器壓力和噴射器主噴流流量才能決定循環泵浦的規格。因此本研究設計一循環泵浦的性能實驗設備，利用此設備可以簡單的測出泵浦上述的操作變化情況下，不同的壓差與流量下循環泵浦的性能，再對照噴射器的操作條件便可得知此循環泵浦是否適用於噴射式製冷系統。

循環泵浦性能實驗設備設計，如圖 2.1.1 所示，其中循環泵浦性能實驗設備包含了循環泵浦、液位視窗、熱交換器、風扇、針閥、體積式流量計、儲液桶以及高、低壓力錶。為了模擬壓力的變化我們選用針閥當一個干擾源，控制閥的開度大小可以改變循環泵浦所打出的壓力和流量，這就形同如循環泵浦打入一高壓空間內，而熱交換器和風扇的作用為防止工作流體受到循環泵浦的運作而升高工作流體的溫度，儲液桶係用以囤積工作流體給循環泵浦使用，視窗則是為了判斷此時流過的工作流體是否為液體和液位指示。

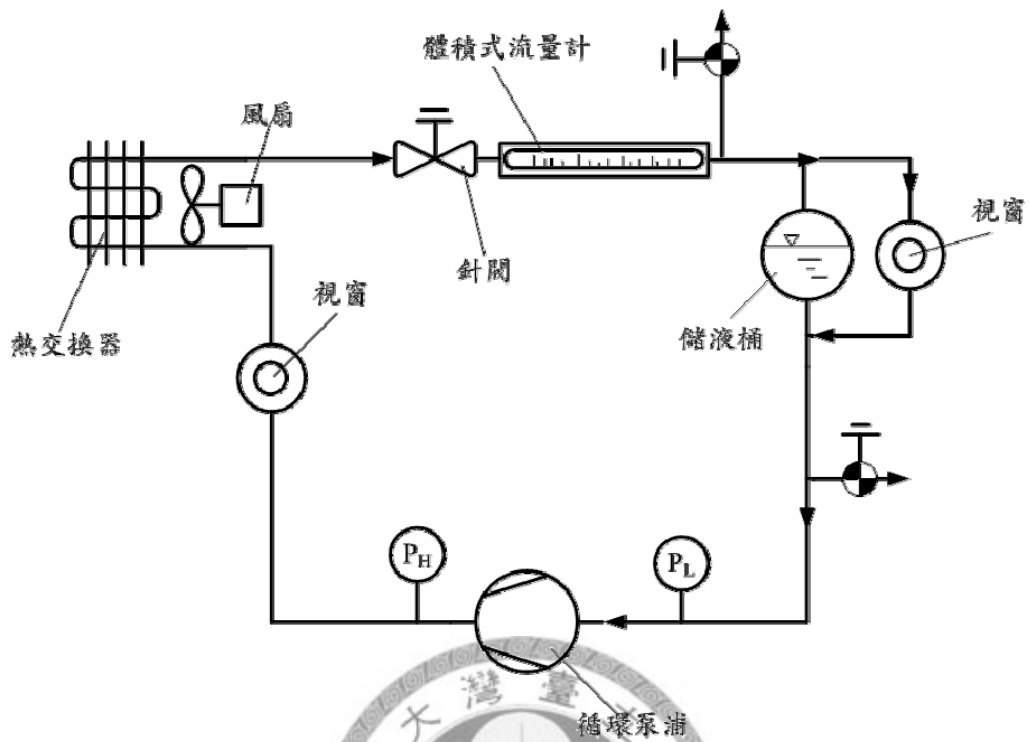


圖 2.1.1 循環泵浦實驗設備設計圖

本研究所選用的循環泵浦係由東元直立式小型壓縮機改裝，如圖 2.1.2 所示，規格如表 2.1.4 所示。



圖 2.1.2 東元直立式小型壓縮機

表 2.1.4 東元直立式小型壓縮機規格表

廠商	東元電機股份有限公司
型號	KSDC010LJCKXY
驅動電壓	DC 12V
最大消耗功率	50W
排氣量	1 mL/min
壓縮機變頻範圍	1000~4200RPM

於實驗設備中熱交換器，必須另外加裝風扇，如圖 2.1.3 為熱交換器和散熱風扇，使得熱交換器可以增加散熱效果，因為在循環泵浦啟動的情況下會加壓工作流體，導致工作流體因為循環泵浦的加壓而生熱而改變壓力。

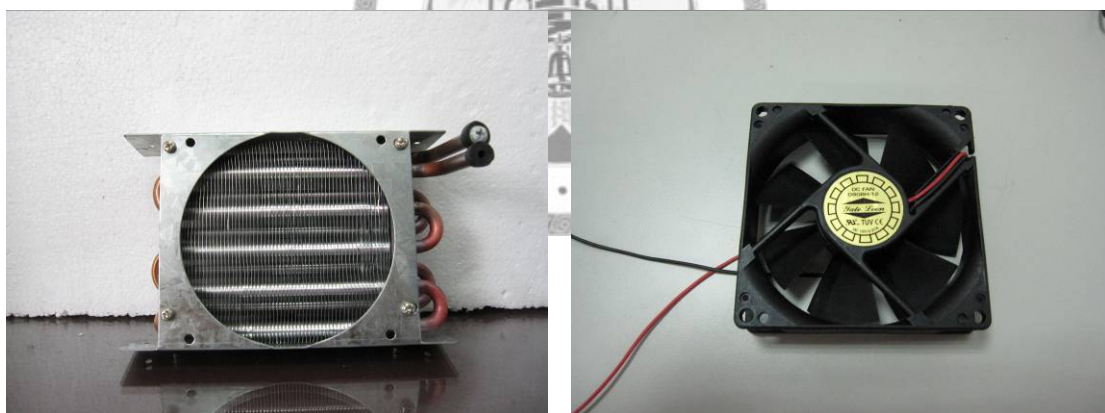


圖 2.1.3 熱交換器和散熱風扇

循環泵浦性能的重要量測之一就是流量量測，本研究選用一般機械式流量計做為流量量測。根據前面敘述無動件噴射器 1-D 分析的結果，知道噴射器的主噴流流量為 0.629 LPM，其中考慮未來可以模擬更大的範圍，我們選用的體積式流量計為 0.1 LPM 至 2 LPM 的面積式流量計，相當於噴射式製冷系統製冷量為 0.7 kW，如圖 2.1.4 所示，流量計規格如表 2.1.5 所示。而在進行循環泵浦性能測試

時，只使用單獨一具循環泵浦做測試。



圖 2.1.4 流量計實體圖

表 2.1.5 流量計規格表

廠商	新政儀器股份有限公司
最大量測流量	2LPM
最小量測流量	0.1LPM
浮球	錐型式浮球

流量計量受工作流體密度的影響，必須校正。所以先使用簡單的迴路作校正，利用循環泵浦的吸入端和排出端各自連接冷媒儲存桶和量杯，接著再利用碼錶計時，當量杯容量增加至 250 ml 附近左右立刻停止計時，接著換算成體積流率，再跟流量計刻度比較誤差值，圖 2.1.5 為測試元件和測試示意圖。

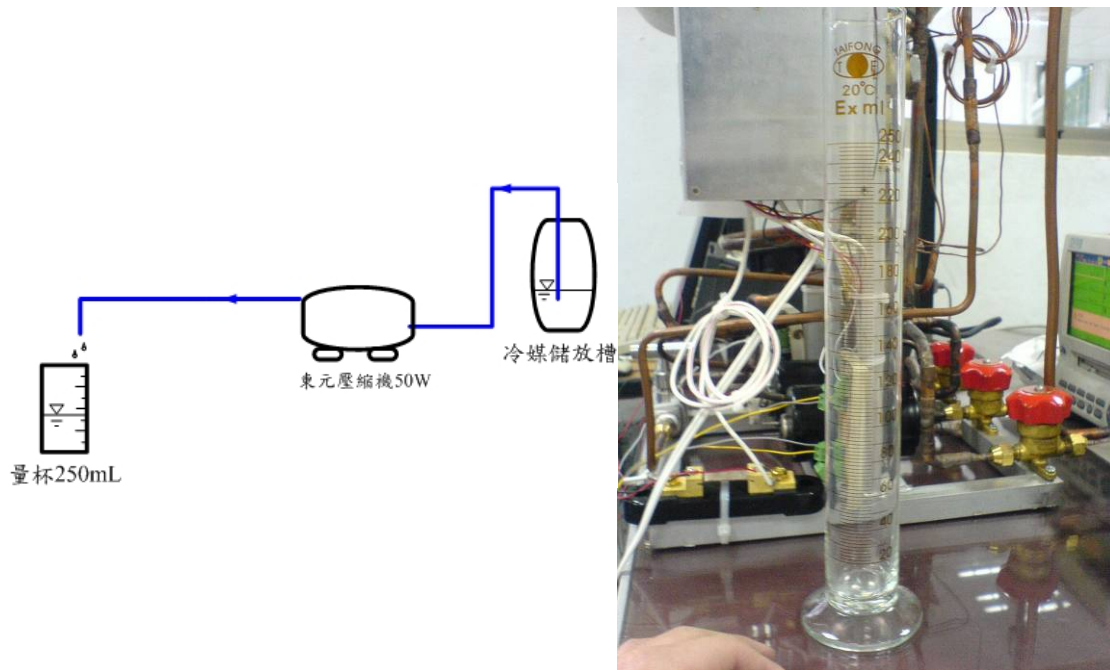


圖 2.1.4 體積式流量計校正示意圖

流量計校正測試方法：

- (1) 首先讓循環泵浦啟動，先讓工作流體流動一段時間，使液體流動沒產生任何氣泡或流動不順等。
- (2) 調整循環泵浦的轉速，當轉速固定時觀察流量計的流量值並且記錄。
- (3) 利用管線將循環泵浦吸入端連接至冷媒儲存槽中吸入冷媒，再由排出端連接至量杯，並且開始計時測試。

利用上述的測試方法，取三個循環泵浦的轉速進行測試，根據不同轉速有不同的量測值，再進行誤差值的計算。每筆實驗均量測四次，量測四次的結果再取平均值並且與流量計所顯示的流量值進行比對，表 2.1.6 為誤差比對的結果，表 2.1.7 為重現性的測試，測試時的室溫為 23.5°C；誤差皆不到 1%。

表 2.1.6 流量計校正結果

循環泵浦轉速 (R.P.M)	循環泵浦排出量 (mL)	測試時間 (s)	流量量測值 (L/min)	流量計流量顯示值 (L/min)	誤差
2900	248	11.0	1.35	1.35	0.7%
	248	11.2	1.33	1.35	
	247	11.1	1.34	1.35	
	248	11.0	1.35	1.35	
2000	238	12.8	1.116	1.1	0.6%
	252	13.8	1.095	1.1	
	238	13.0	1.098	1.1	
	250	13.4	1.116	1.1	
1550	243	16.3	0.896	0.9	0.3%
	255	17.1	0.892	0.9	
	250	16.6	0.903	0.9	
	243	16.3	0.896	0.9	

表 2.1.7 流量計重現性量測結果

循環泵浦 轉速 (R.P.M)	重覆量測循環 泵浦排出量 (mL)	重覆測 試時間 (秒)	重覆量測流量 (L/min)	第一次校正流 量量測平均值 (L/min)	重現性 誤差
2900	249	11.1	1.344	1.34	0.8%
	248	11.3	1.314		
2000	248	12.8	1.116	1.10	0.6%
	250	13.4	1.098		
1550	252	16.9	0.894	0.896	0.2%
	250	16.7	0.894		

根據校正實驗結果可以知道，流量計在此溫度範圍內的誤差很小。

針閥在循環泵浦性能實驗設備也是一個重要元件，本實驗所選用的針閥規格為節流孔直徑 2.5 mm，如圖 2.1.5 所示。利用針閥可以控制其開度的變化，操作不同大小的針閥開度可以控制循環泵浦的流量與吐出壓力，也可以同等為一壓力源。這個壓力源相當於循環泵浦打入一高壓空間內，因為噴射器製冷系統在運作時，產生器溫度的變化為 90°C 到 100°C 之間，其壓力為 587 kPa 至 458 kPa 之間變化，所以可以利用針閥模擬這種情形。



圖 2.1.5 手調式針閥

綜合前述的循環泵浦性能實驗設備設計，將其組裝架設，圖 2.1.6 為為循環泵浦性能實驗設備實體圖，循環泵浦實驗設備外型尺寸 32 cm × 32 cm × 56 cm。此原型機製作流程包含初始設計、零件採購、加工、組立、洩露及耐壓測試。本研究的循環泵浦性能實驗設備，係使用 R365mfc 作為工作流體，系統運轉壓力預估為真空狀態到約 460 kPa 的壓力變化，所以，洩露及耐壓測試需要以 800 kPa 加壓，確保系統以後運轉不會發生洩漏。

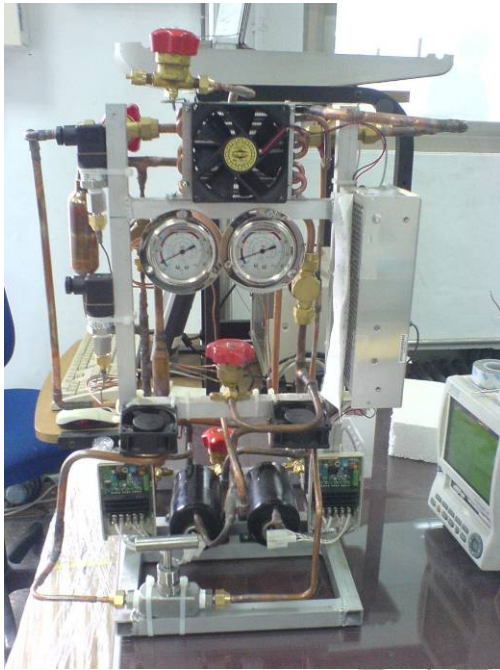


圖 2.1.6 循環泵浦性能實驗設備實體圖

2.2 循環泵浦性能測試分析

由前一章節循環泵浦的實驗設備，循環泵浦的測試操作流程如下：

- (1) 排出循環泵浦內的冷凍油，因為是使用壓縮機來改裝為循環泵浦，壓縮機內含冷凍油，必須先排出，否則一旦與工作流體混合，可能會導致工作流體的變化，最後導致量測流量的不準。
- (2) 循環泵浦內部連接管路的清洗，係利用 R141b 工作流體循環運轉 2 小時，沖洗循環泵浦管路內的殘存冷凍油。
- (3) 測試不同轉速下，循環泵浦的揚程，也就是循環泵浦吐出端和吸入端的壓力差，在此設定針閥調整的壓力差範圍為 18.1~688.6 kPa (0~6 kg/cm²)，並且觀察在此壓差下其流量的變化(環境溫度約 28°C)。
- (4) 因循環泵浦轉速會隨著揚程增加而降低，為統一測試，以揚程為零的轉速作為測試基準。
- (5) 在進行實驗時每調整一次不同的測試狀態，需等待系統穩定後再作測量。
- (6) 每個狀態點，至少測量二次以上。
- (7) 測試時，循環泵浦的啟動電路板溫度會過高，因而造成循環泵浦停止運轉，所以，需增加一散熱風扇以防止循環泵浦的停機。
- (8) 紀錄循環泵浦的消耗功率。

依照上述操作流程可進行兩種循環泵浦性能曲線測試，第一個為流量對壓力，另一為循環泵浦消耗功率對壓力，本研究採用的控制循環泵浦轉速的驅動電路為東元公司生產的變頻驅動器，利用控制可變電阻的電阻值，改變輸入給晶片的電壓訊號，晶片根據電壓訊號來改變驅動循環泵浦的轉速。當轉速訊號為 4 V 時循環泵浦可以輸出最大轉速為 4200 RPM，當訊號低於 1 V 時循環泵浦則會自動停

止，如圖 2.2.1 所示。

在循環泵浦如圖 2.2.1 測試時，調整可變電阻即可得到需要的轉速，其變化量為線性關係。

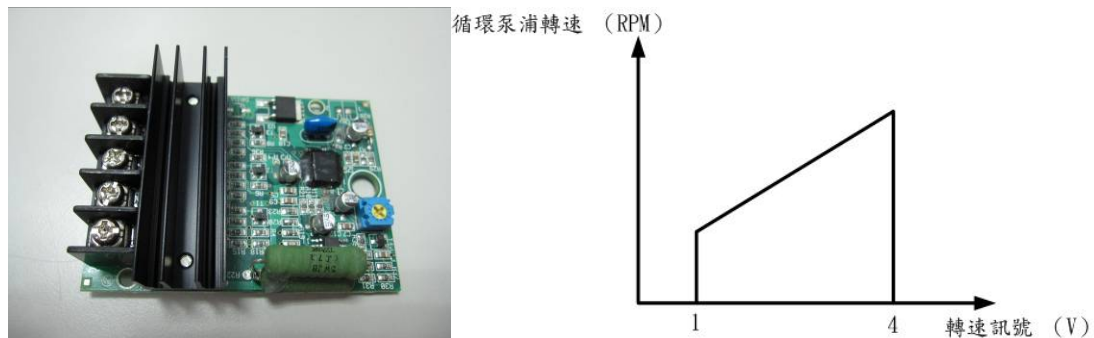


圖 2.2.1 東元變頻驅動電路和驅動方法

表 2.2.1~2.2.4 為性能測試結果，圖 2.2.2~2.2.10 為循環泵浦特性曲線，由圖可以發現重現性誤差並不大，其中當循環泵浦轉速為 3000 RPM 時，在壓差為 100 kPa 至 300 kPa 時有 0.5 LPM 的變化，係因在低壓時泵浦的運轉受到內部機械閥片的干擾而產生空蝕現象，導致流量的不穩。當循環泵浦的轉速分別為 1500 RPM、2000 RPM、及 3000 RPM，可以觀察出隨著壓差的增加循環泵浦吐出流量逐漸減少。由圖 2.2.2、2.2.4 和 2.2.6 可以明顯得知此結果；另外，當循環泵浦的轉速分別為 1500 RPM、2000 RPM、及 3000 RPM，可以觀察出隨著壓差的增加循環泵浦所消耗的功率也增大，另一方面在變頻驅動器轉速訊號最大時(4.3 V)，由圖 2.2.3、2.2.5 和 2.2.7 可以明顯看出，隨著壓力的增加轉速從 4060 RPM 降至 3080 RPM，證明隨著負載的增加變頻驅動器會自動的降低轉速以保護驅動電路，同時消耗功率已經突破壓縮機本身的額定消耗功率 50W。因此針對循環泵浦滿載操作狀況，雖然對系統的流量供應量仍很足夠，但是卻處於循環泵浦的工作極限因此若是以最大驅動信號工作時，其工作壓差最高限制可設定為 495 kPa。綜合以上討論可以得知當循環泵浦的轉速為固定時，隨著壓差的增加流量就會減少，但是消耗功率會增加。

表 2.2.1 循環泵浦轉速為 1500 RPM 測試結果

循環泵浦壓差 (kPa)	體積流率 (LPM)	循環泵浦消耗功率 (W)
117.6	0.85	8.9
203.9	0.75	12.2
300.1	0.65	17.1
394.3	0.6	23.6
502.2	0.5	30
601.6	0.42	36.2



表 2.2.2 循環泵浦轉速為 2000 RPM 測試結果

循環泵浦壓差 (kPa)	體積流率 (LPM)	循環泵浦消耗功率 (W)
148	1.1	14.7
199	1	15.3
314.8	0.92	22.1
405	0.85	27.8
497.3	0.76	33.7
607.1	0.67	41.1

表 2.2.3 循環泵浦轉速為 3000 RPM 測試結果

循環泵浦壓差 (kPa)	體積流率 (LPM)	循環泵浦消耗功率 (W)
131.3	1.3	19.2
203	1.25	25.6
298.9	1.2	31.4
401.1	1.17	41.9
493.3	1.15	50.4
590.5	1.1	61.3

表 2.2.4 變頻驅動器轉速訊號最大時循環泵浦測試結果

循環泵浦壓差 (kPa)	體積流率 (LPM)	循環泵浦消耗功率 (W)	循環泵浦轉速 (R.P.M)
135.3	1.35	28.1	4060
201	1.3	32.9	4000
302	1.26	39	3830
397.2	1.25	45.1	3670
495.3	1.17	51.9	3520
605.2	1.15	61.5	3300

若此循環泵浦將來能運用在噴射式製冷系統上，選出一般噴射器的操作條件做為循環泵浦的選用參考點，如表 2.2.5 所示：

表 2.2.5 噴射器假設操作條件

元件	溫度 (°C)	壓力 (kPa)
產生器	100	587
冷凝器	36	83.7
蒸發器	8	22

由第一章的圖 1.1.2 典型的噴射式製冷系統示意圖，可以知道未來循環泵浦要輸入工作流體的地方為產生器，由表 2.2.5 噴射器操作條件，當產生器壓力為 587.5 kPa (4.969 kg/cm^2)和冷凝器壓力 83.7 kPa (-0.188 kg/cm^2)時，循環泵浦必須克服此壓差的阻抗將工作流體打入產生器內部，所以由上述循環泵浦性能實驗結果，可以找出在壓差為 503.3 kPa 附近的流量和消耗功率，如圖 2.2.11 所示。利用這個循環泵浦系統性能表便能找出當壓差為 503.3 kPa 附近的轉速、流量和循環泵浦消耗功率的關係值，由此關係也可以知道當壓差維持在 503.3 kPa 附近時轉速越大流量越大，但是耗電也變大，為了將循環泵浦應用在噴射式製冷系統，循環泵浦的壓力差 503.3 kPa 和流量 0.8LPM 為最低操作條件。另外由表 2.2.2 可以發現當轉速為 3000 RPM 和壓差為 587.5 kPa 時，循環泵浦所消耗的功率為 59.2 W，已經超出循環泵浦的額定消耗功率 50 W，若將此循環泵浦應用在噴射式製冷系統上，則循環泵浦最佳的操作範圍為 2000~3000 RPM 之間為最佳的轉速。

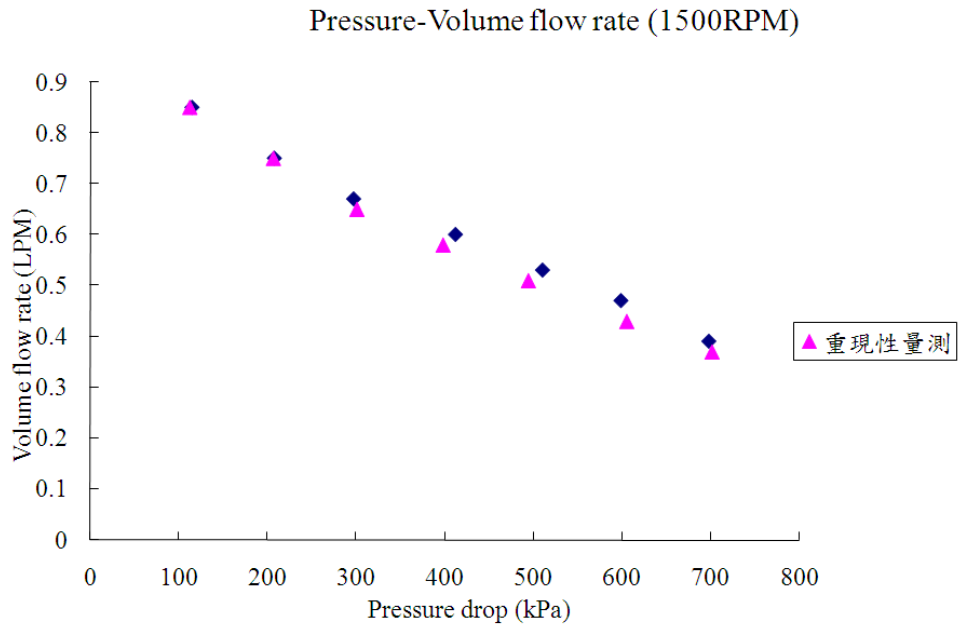


圖 2.2.2 循環泵浦轉速 1500 RPM 時，流量-壓差性能曲線

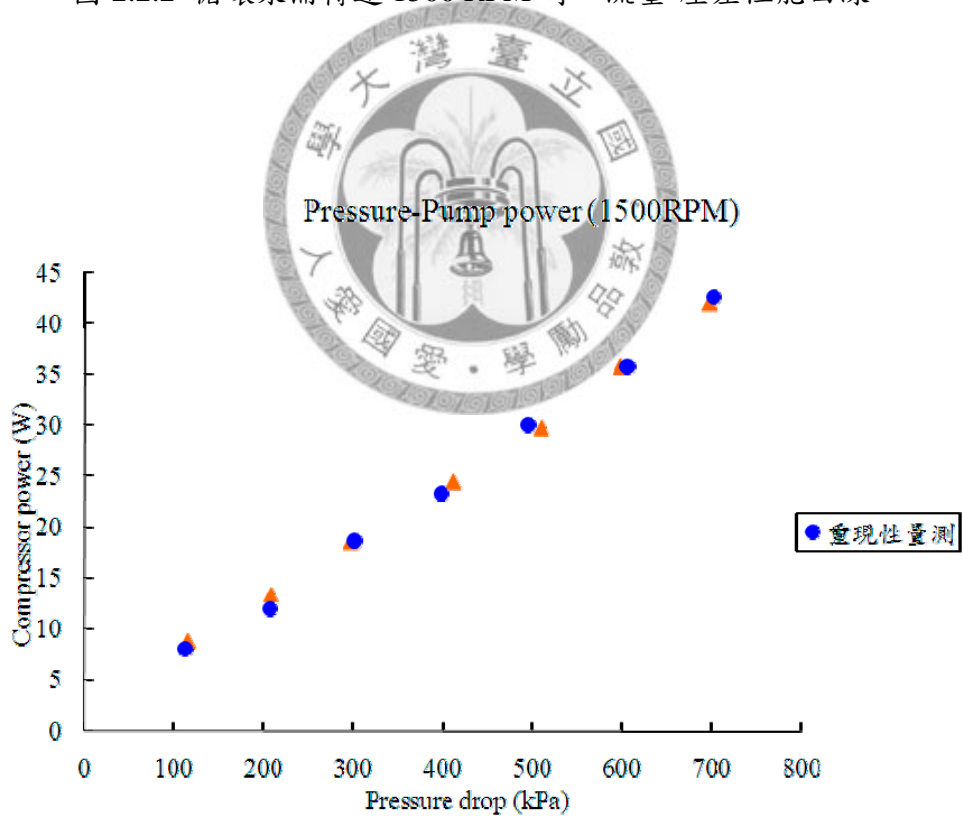


圖 2.2.3 循環泵浦轉速 1500 RPM 時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線

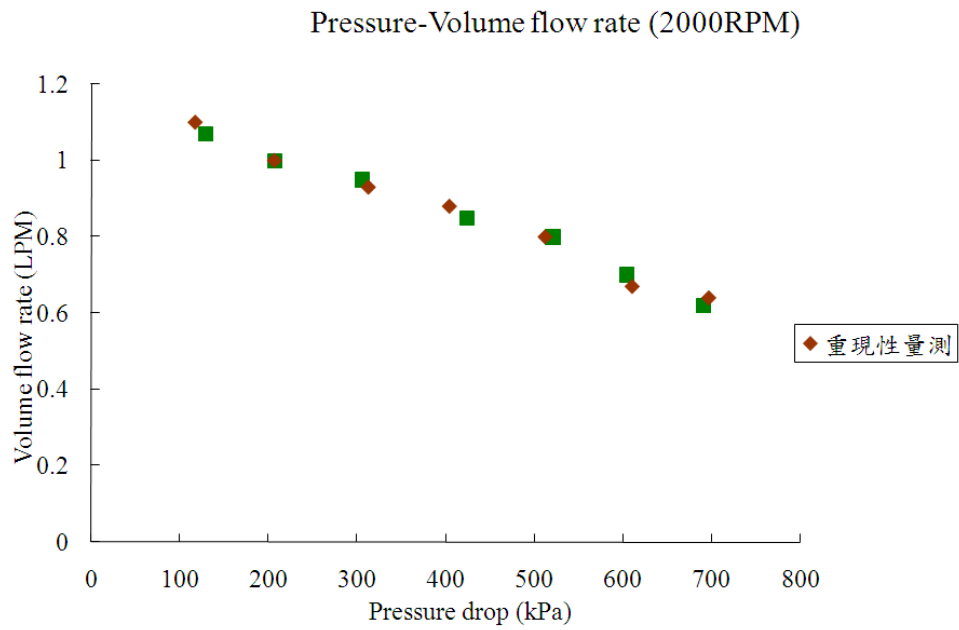


圖 2.2.4 循環泵浦轉速 2000 RPM 時，流量-壓差性能曲線

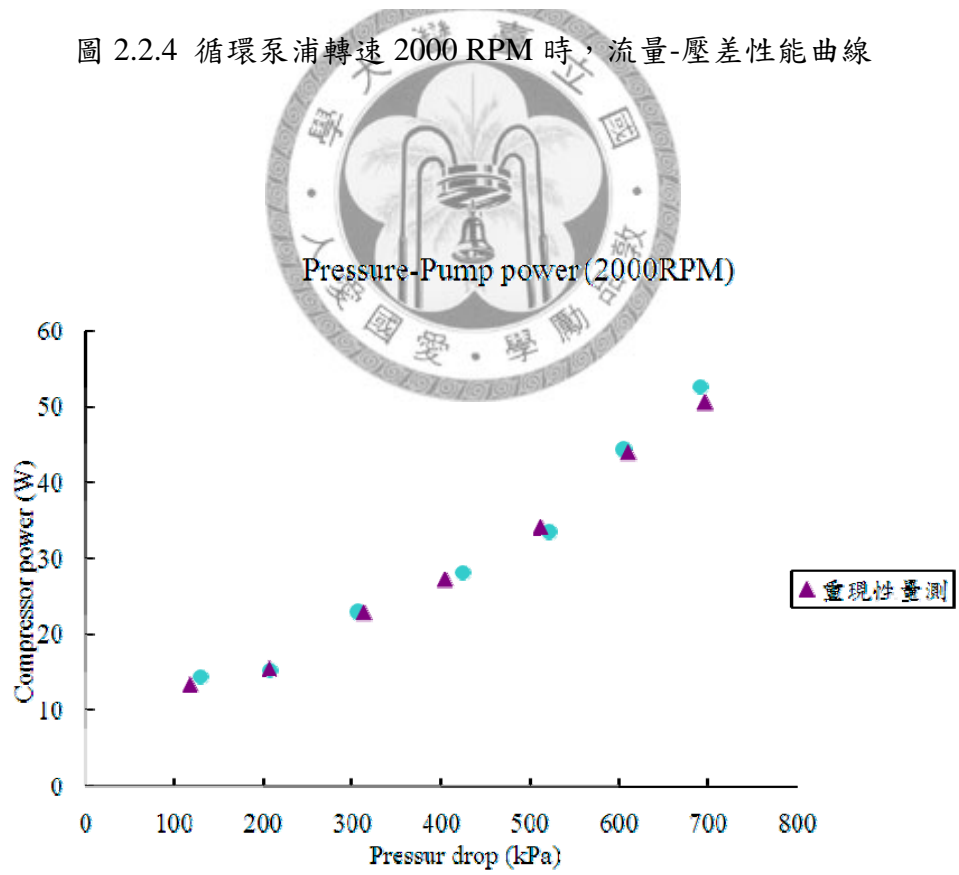


圖 2.2.5 循環泵浦轉速 2000 RPM 時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線

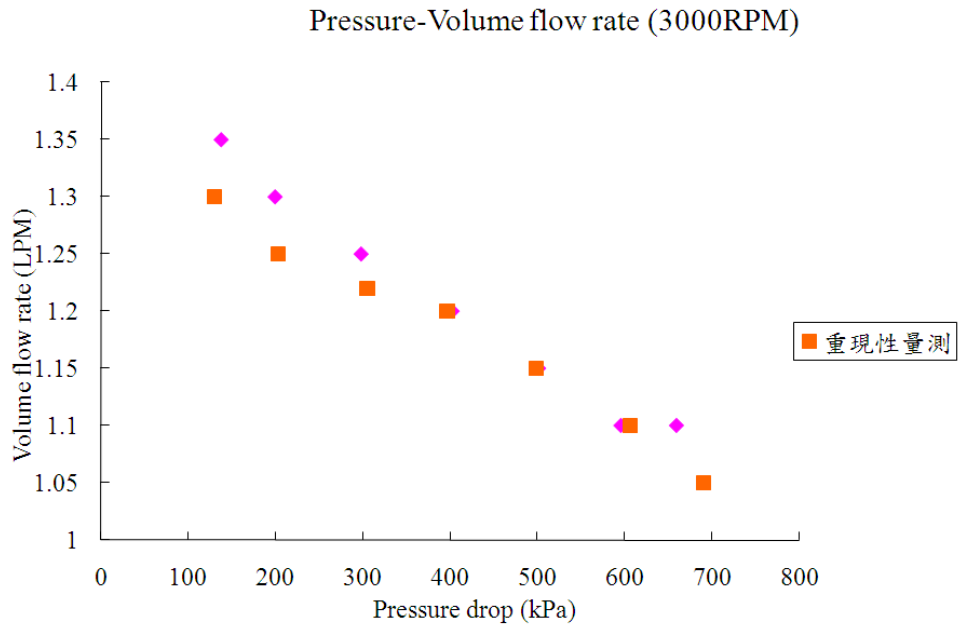


圖 2.2.6 循環泵浦轉速 3000 RPM 時，流量-壓差性能曲線

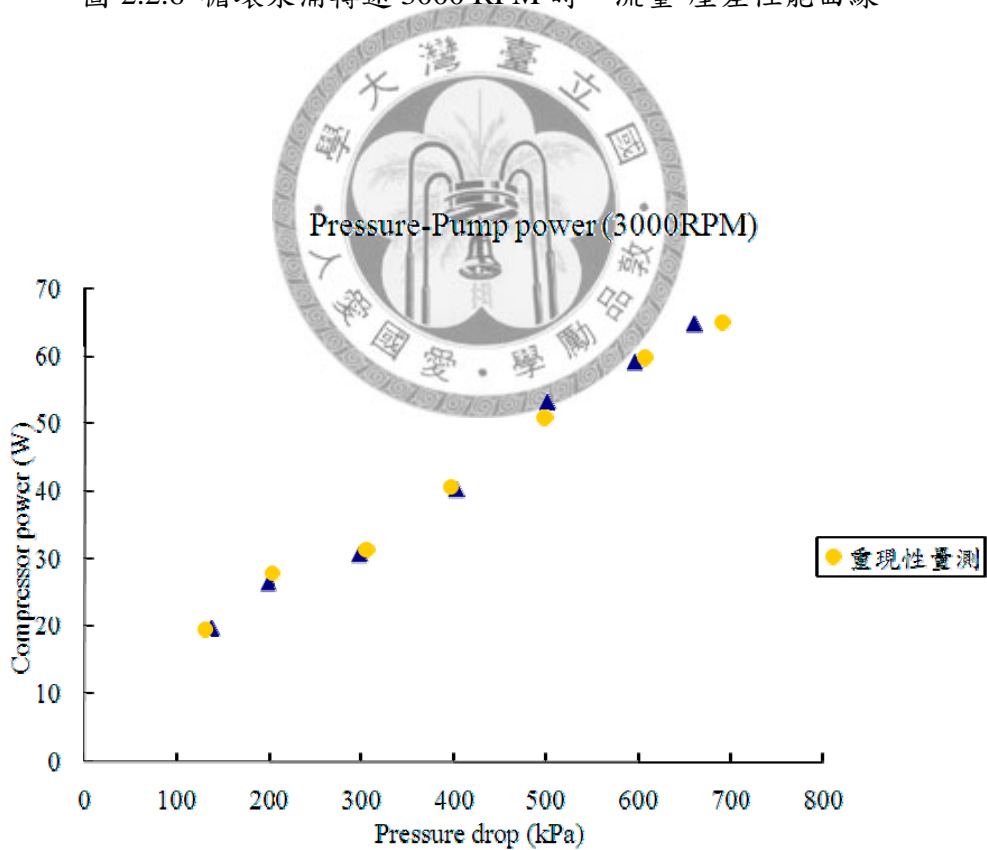


圖 2.2.7 循環泵浦轉速 3000 RPM 時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線

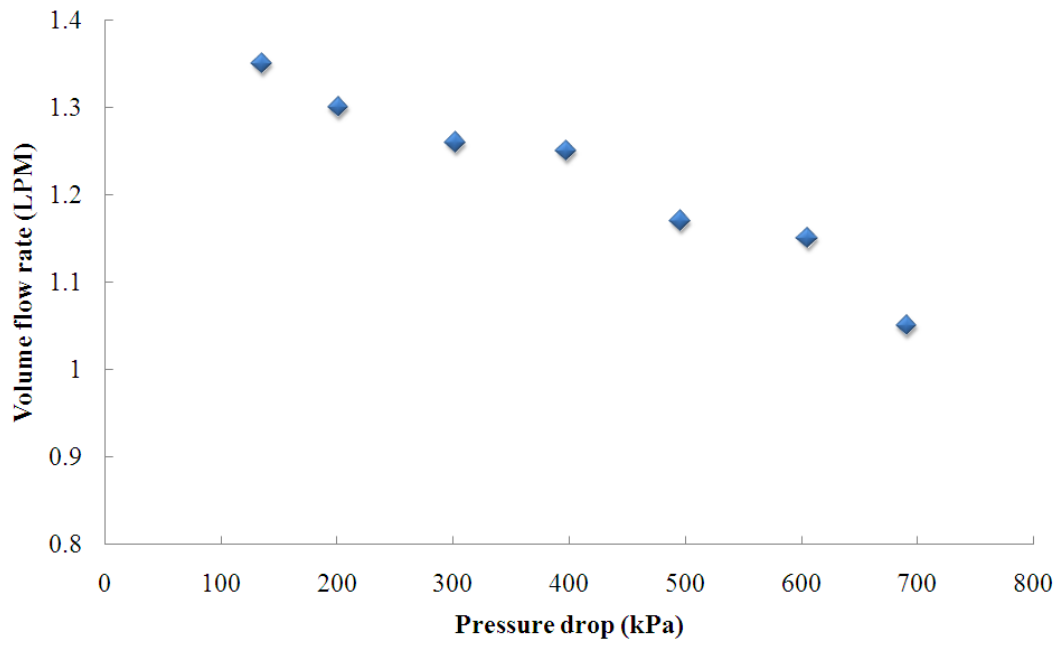


圖 2.2.8 循環泵浦轉速訊號最大時，流量-壓差性能曲線

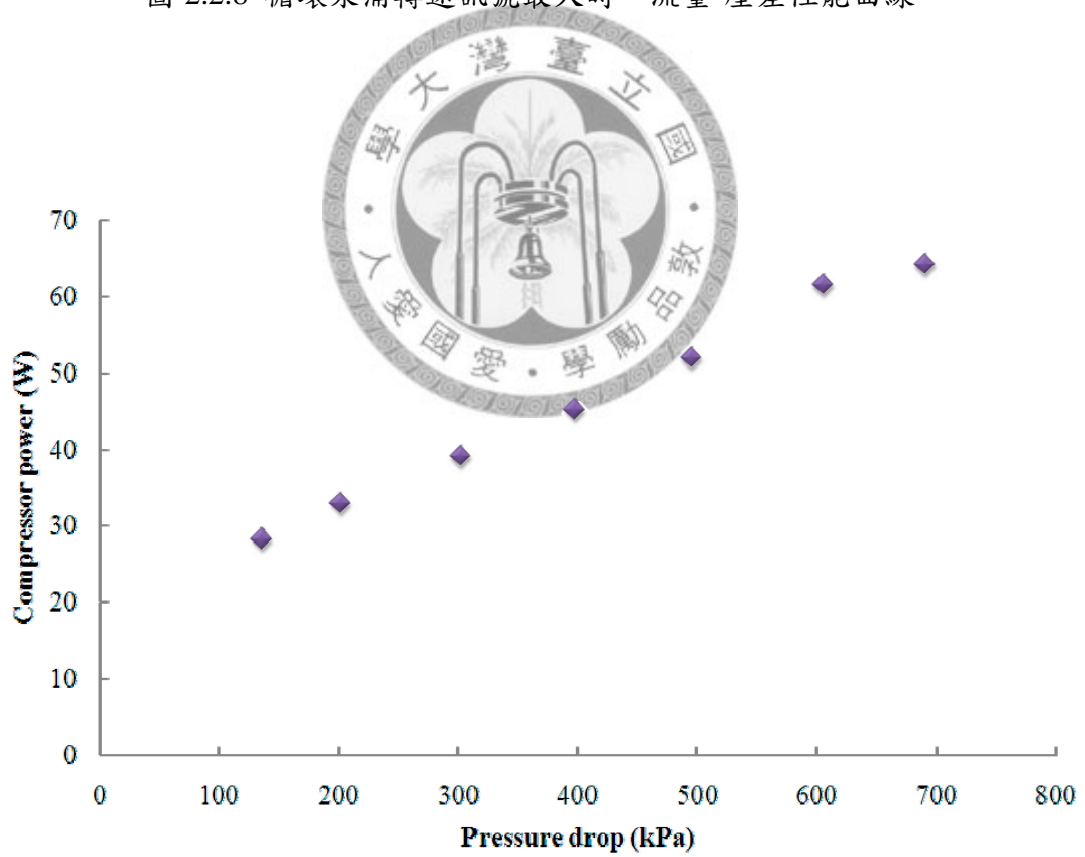


圖 2.2.9 循環泵浦轉速訊號最大時，循環泵浦消耗功率-壓差性能曲線

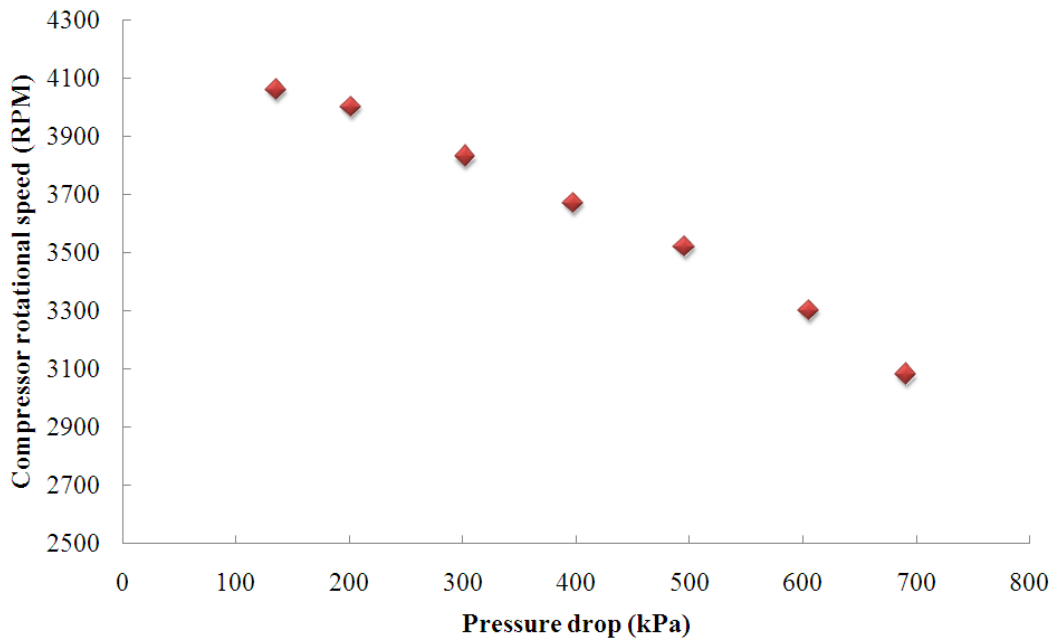


圖 2.2.10 循環泵浦轉速訊號最大時，循環泵浦轉速-壓差性能曲線

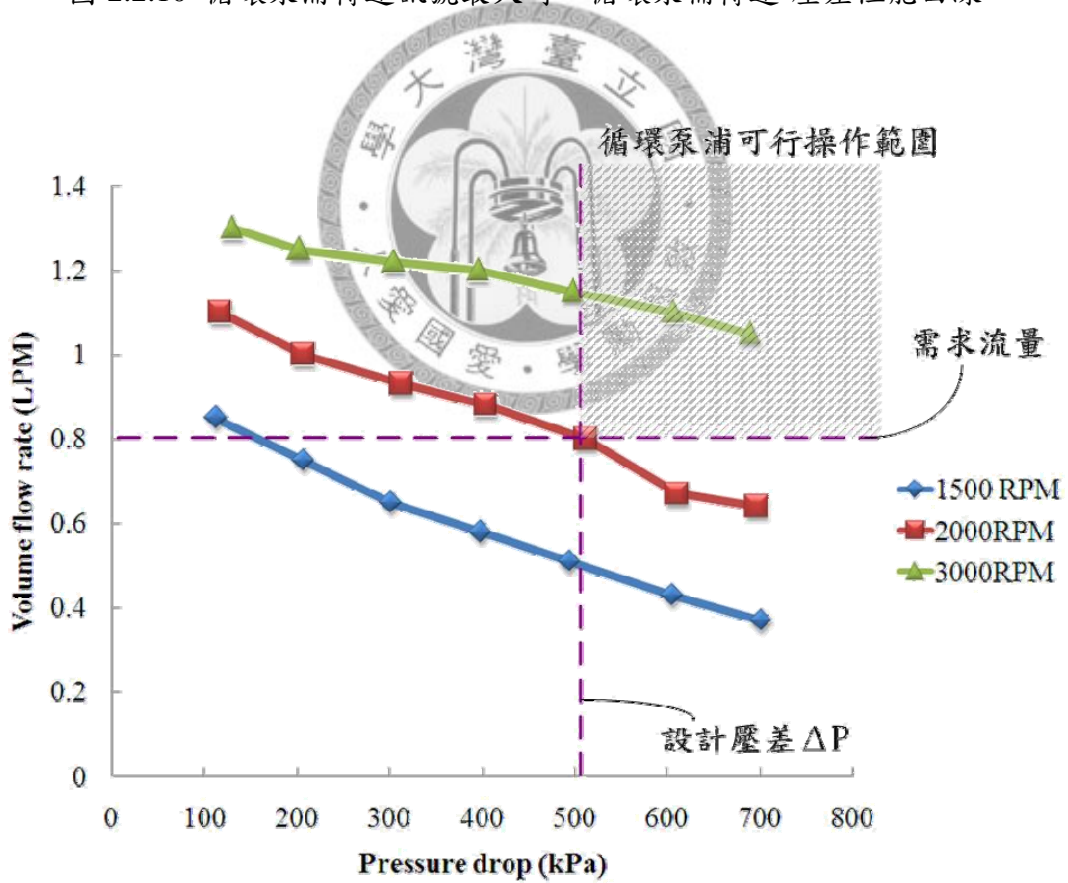


圖 2.2.11 循環泵浦可行操作範圍說明圖

2.3 液位控制模擬系統設計

根據 2.2 節循環泵浦的性能測試結果，此循環泵浦可以適用於 Wang [9] 無動件噴射式製冷系統上，噴射器的主噴流流量為 0.629 LPM，當循環泵浦操作在轉速 3000 RPM 和壓差 493.38 kPa 時，其循環泵浦吐出的流量為 1.15 LPM，足夠供應無動件噴射式製冷系統，循環泵浦耗電量為 50.4 W，因此可以增加噴射式製冷系統的性能係數 COP (Coefficient of performance)。

根據循環泵浦的實驗結果，便可以針對未來噴射式製冷系統中的產生器做液位控制設計，但是噴射式冷氣系統過於複雜，必須先利用一小型液位控制模擬系統做模擬測試分析，以開發完整的液位控制技術。圖 2.3.1 為噴射式製冷系統在液位控制上的路徑，由虛線的路徑可以知道，工作流體由產生器產生，進入噴射器的噴嘴再藉由噴射器將工作流體導入冷凝器和儲液桶。最後有兩條流路一是供給蒸發器用，另外一是由循環泵浦打回產生器，故可以根據這個流程做出一個小型的模擬系統。

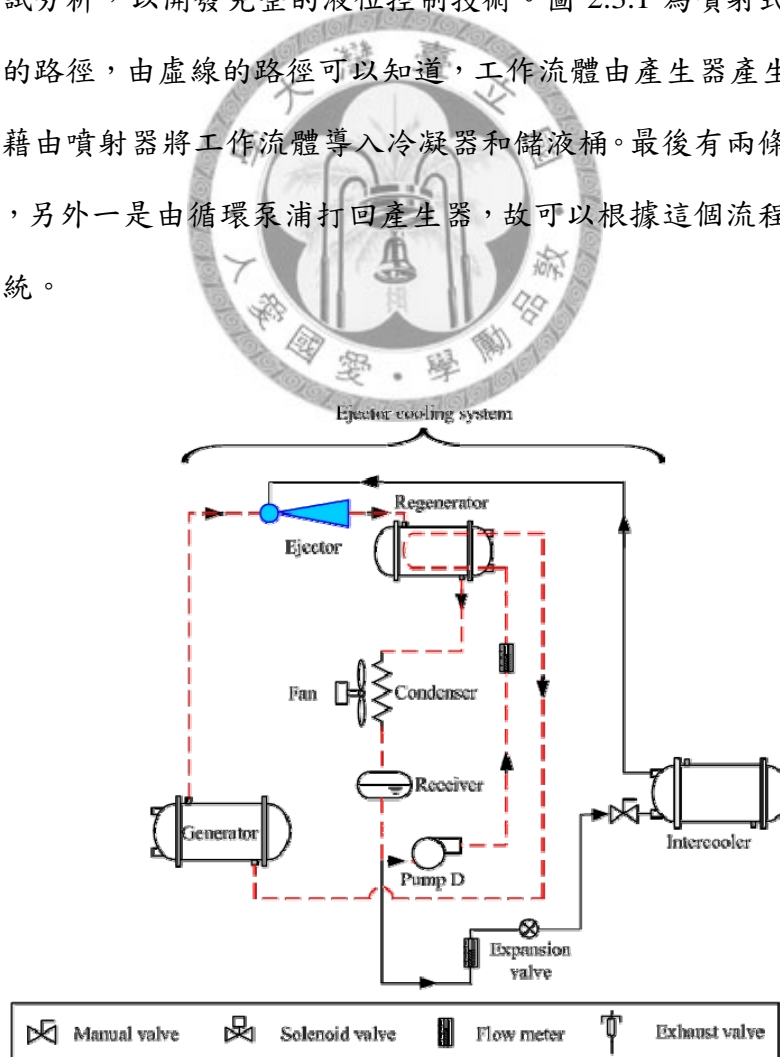


圖 2.3.1 噴射式系統流程示意圖

根據上述內容，可以設計一液位控制實驗以模擬噴射式系統循環泵浦的流程。利用 2.1 節的系統圖加以改良，如圖 2.3.2 所示。將循環泵浦的出入口端連接兩個液體儲存槽，而在系統中的元件保留循環泵浦、針閥、流量計、和液位視窗，移除熱交換器和散熱風扇，因為已經連接兩個液體儲存槽，循環泵浦加壓產生熱量，會被這兩個液體儲存槽所吸收，因此不會造成工作流體密度的變化。液位控制模擬系統最重要的是兩個液體存放槽，一個模擬產生器，另一個模擬冷凝器含儲液槽。在這兩個液體儲存槽上裝設壓力表和液位感測器、液位視窗、機械式流量計和針閥等，其中壓力錶示用以偵測液體的壓力，液位感測器感測液位的高度，針閥則是用來模擬控制兩桶間的壓力差，這兩儲液桶的液體流動形同產生器到冷凝器的儲液槽，系統示意圖如圖 2.3.2 所示。

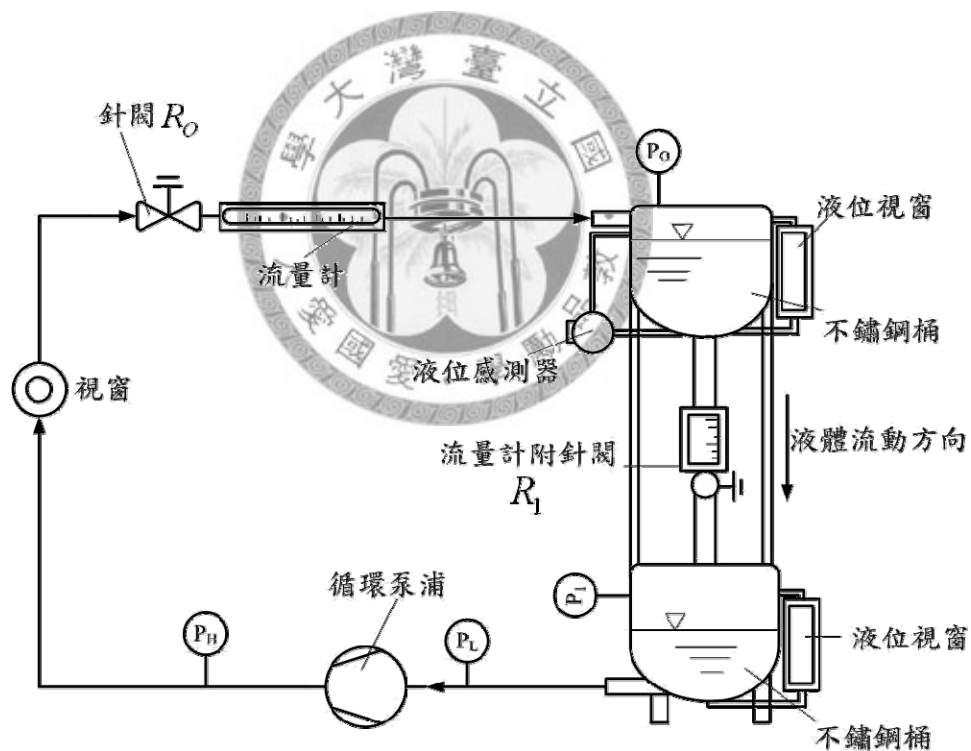


圖 2.3.2 液位控制實驗系統

本研究的重點為液位控制，選用的液位感測器是壓力感測式，圖 2.3.3 說明了液位感測器的感測方法，係由 2.3.1 式偵測出桶內的液位高度。

$$P_a = P_o + \rho gh \quad (2.3.1)$$

上式中， P_0 為桶內的上端壓力， P_a 為桶底壓力， ρ 為工作流體的密度， h 為桶內液體的高度，其中工作流體取 R365mfc 在室溫 25°C 下的密度為 1257 kg/m^3 。液位感測器規格如表 2.3.1 所示。

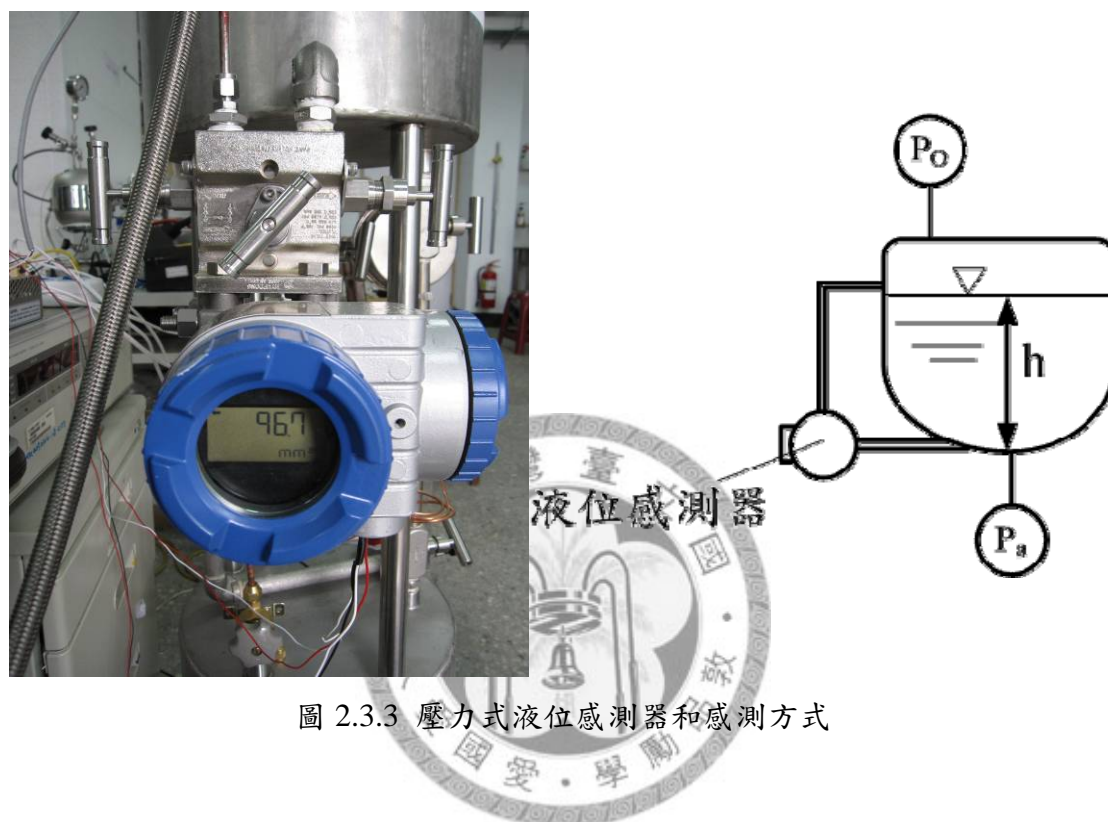


圖 2.3.3 壓力式液位感測器和感測方式

表 2.3.1 壓力式液位感測器規格

廠商	新政儀器股份有限公司
量測範圍	0~300mm
輸出訊號	4~20mA

另外根據未來噴射式製冷系統中的產生器和冷凝器儲液槽的規格，其中產生器內容積為 25.4 公升，儲液槽內容積 13.2 公升，其為當產生器和冷凝器液體全滿時的容積。為了模擬液位控制變化的情形，以及製作上的方便把儲液槽的規格放大成跟產生器一樣的大小，並且在此文章中定義系統上端為產生器，底下的為

冷凝器的儲液槽，其規格為桶高 30 cm，桶底直徑 30 cm 的不鏽鋼圓桶，其實體圖如圖 2.3.4 所示。

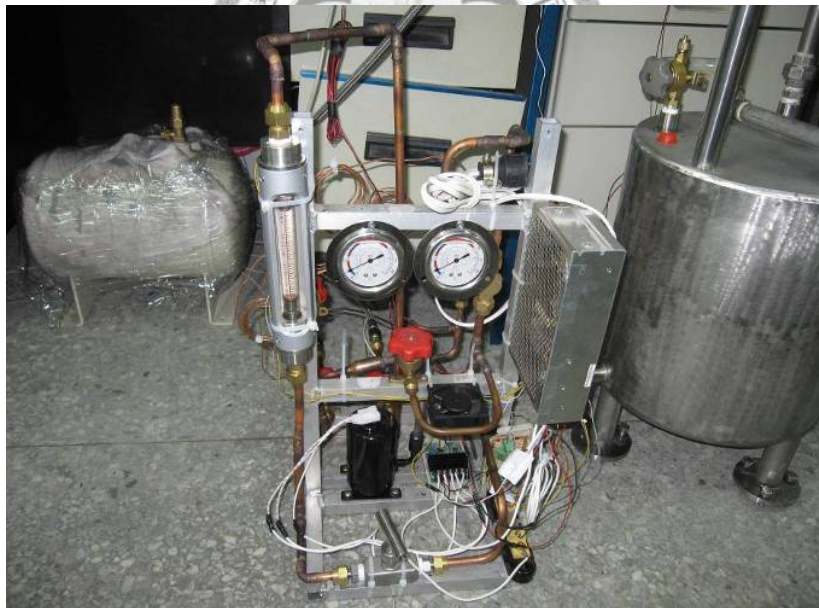


(a)產生器

(b)儲液器

圖 2.3.4 不鏽鋼圓筒(a)產生器(b)儲液器

依前述的液位控制實驗設備設計來架設原型機，圖 2.3.5 為液位控制系統實體圖，外型尺寸 32 cm × 32 cm × 130 cm，此原型機製作流程包含初始設計、零件採購、加工、組立、洩露及耐壓測試。本研究的液位控制，係以 R365mfc 作為工作流體，系統運轉壓力預估為真空狀態到約 460 kPa，所以，洩露及耐壓測試需要經由 800 kPa 與真空狀態加壓，確保系統以後運轉不會發生洩漏的問題。



(b)

圖 2.3.5 液位控制實驗設備 (a)液位控制系統實體圖(b)循環泵浦連結部分圖

2.4 產生器液位變化的動態模型推導

由前一節所設計的模擬液位控制系統，此節針對液位控制系統的動態模型進行分析。針對循環泵浦控制系統的液位高度 H_o ，如圖 2.4.1 所示，在設計控制器之前必須先找出液位系統的轉移函數，可以利用物理模型來推導，以獲得液位控制系統之動態模型，再進行系統識別。本研究利用質量與動量守恆理論進行數學模型的推導。將此液位控制系統可分為五大元件，分別為：循環泵浦、針閥 a、產生器、針閥 b 和儲液器。其中針閥 a 介於循環泵浦和產生器之間，針閥 b 介於產生器和儲液器之間。接著定義物理變數，由循環泵浦所吐出的流量為 Q_o ，介於循環泵浦的兩端壓力分別為，高壓 P_H 和低壓 P_L ，針閥 a 的流阻為 R_o ，產生器的液位高度為 H_o ，產生器內部氣體空間的壓力為 P_o ，流出產生器的流量為 Q_1 ，針閥 b 的流阻為 R_1 ，儲液槽內部的液位高度為 H_1 ，儲液槽內部氣體空間的壓力為 P_1 。令產生器溫度為 T_o ，儲液槽溫度為 T_1 。綜合以上，可以統計出此液位控制系統含有九個物理變數分別為： Q_o 、 P_H 、 P_L 、 R_o 、 H_o 、 P_o 、 Q_1 、 R_1 、 H_1 、 P_1 、 T_o 和 T_1 。圖 2.4.2 為液位控制模型，由圖可以觀察各個元件互相對應的關係。

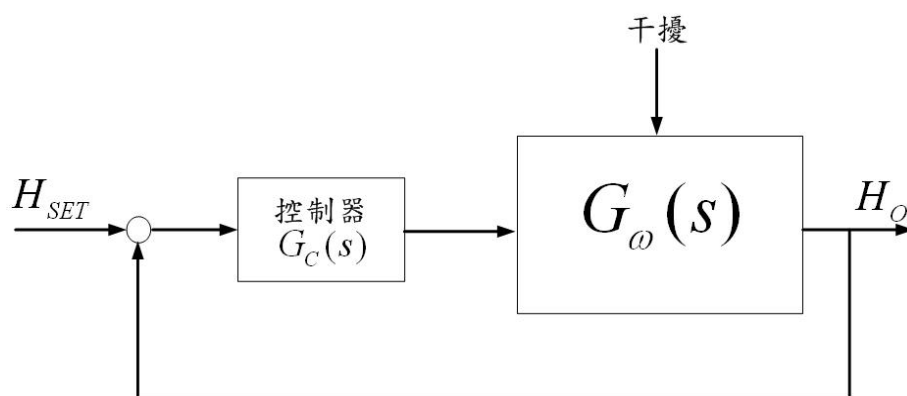


圖 2.4.1 液位控制之控制結構圖

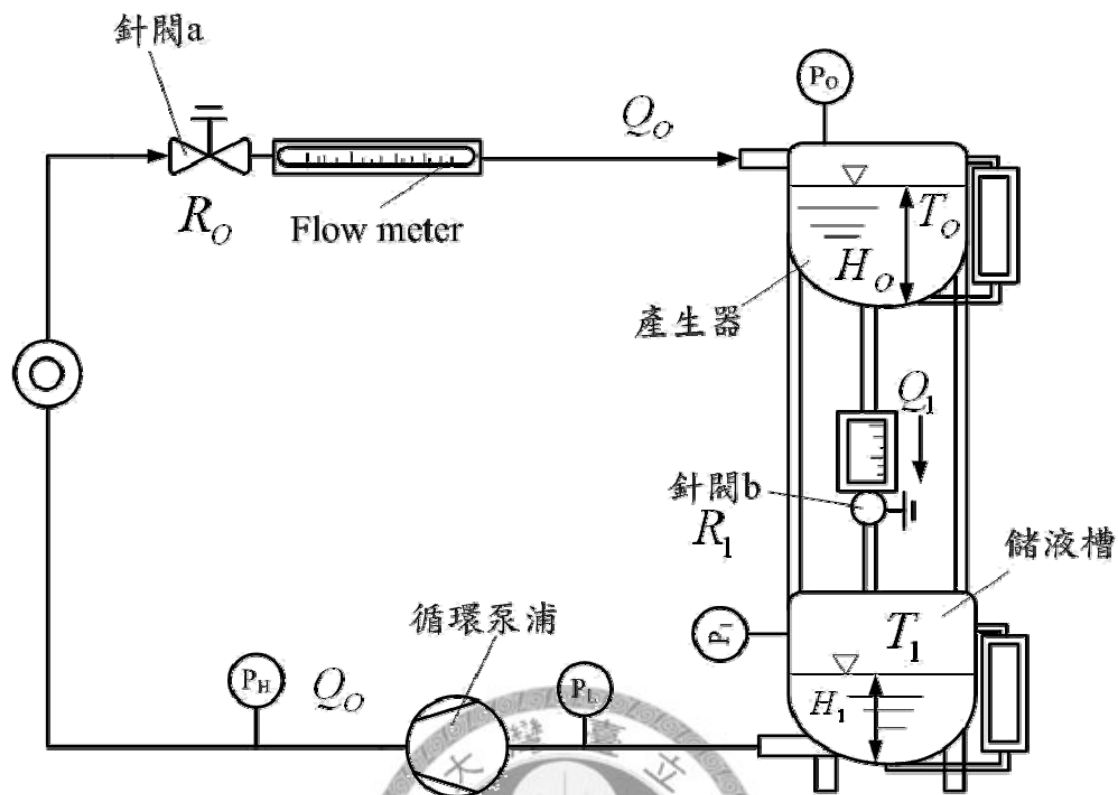


圖 2.4.2 液位控制物理模型推導示意圖

以下將對各個元件進行分析，首先利用質量守恆方程式進行推導，由圖 2.4.3，產生器和儲液槽的液體體積變化都受到流量 Q_o 和 Q_1 影響。

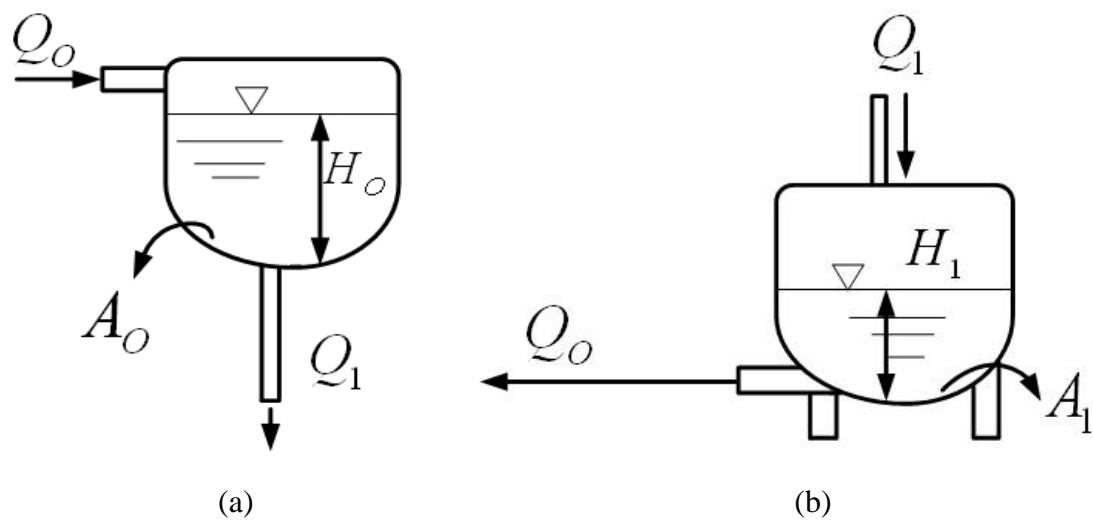


圖 2.4.3 質量守恆方程式分析圖(a)產生器分析圖(b)儲液器分析圖

1. 系統質量守恆：

產生器質量守恆：

$$V_o = A_o \cdot H_o \quad (2.4.1)$$

$$\frac{dV_o}{dt} = Q_o - Q_1 \quad (2.4.2)$$

$$A_o \frac{dH_o(t)}{dt} = Q_o - Q_1 \quad (2.4.3)$$

儲液槽質量守恆：

$$V_1 = A_1 \cdot H_1 \quad (2.4.4)$$

$$\frac{dV_1}{dt} = Q_1 - Q_o \quad (2.4.5)$$

$$A_1 \frac{dH_1(t)}{dt} = Q_1 - Q_o \quad (2.4.6)$$

其中

V_o ：產生器液體體積

A_o ：產生器桶底面積

H_o ：產生器液位高度

V_1 ：儲液器液體體積

A_1 ：儲液器桶底面積

H_1 ：儲液器內部液位高度

Q_o ：流入產生器流量

Q_1 ：流入儲液器流量



2. 動量平衡：

由圖 2.4.3 和圖 2.4.4 分析針閥 a、針閥 b、循環泵浦動態方程式和各點壓力溫度的關係式。

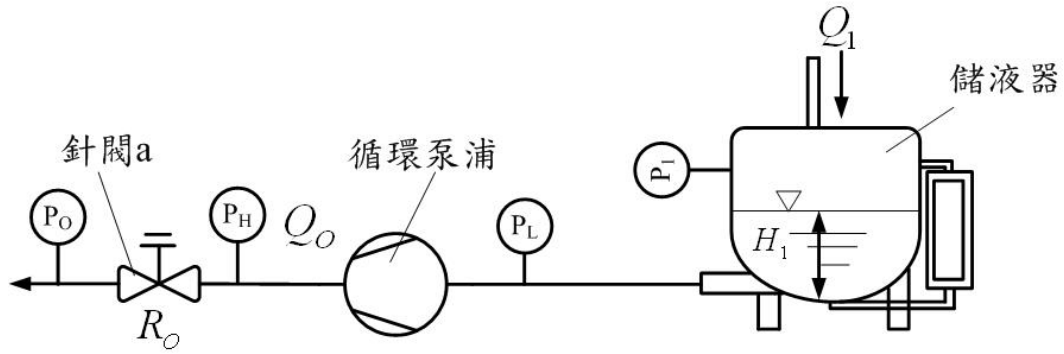


圖 2.4.3 循環泵浦、針閥 a 動態方程分析示意圖

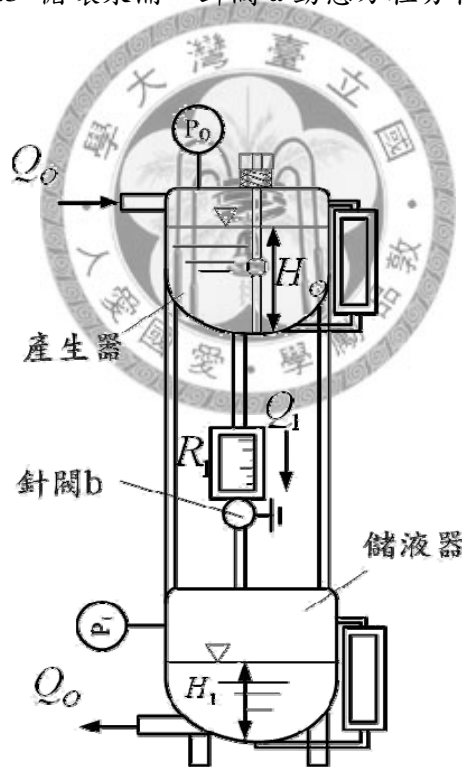


圖 2.4.4 針閥 b 動態方程分析示意圖

依流阻的關係如下：

針閥 a：

$$R_o = \frac{P_H - P_o}{Q_o} \quad (2.4.7)$$

針閥 b :

$$R_1 = \frac{\rho g H_o + P_o - P_1}{Q_1} \quad (2.4.8)$$

由(2.4.7)式和(2.4.8)式的流阻關係式，可以由實驗來驗證其線性度。實驗方法是固定針閥 a 和針閥 b 的開度，改變針閥兩端的壓力差，記錄壓力和流量並將其繪製成壓力流量特性曲線，如圖 2.4.5 和圖 2.4.6 所示。實驗結果代入(2.4.7)式和(2.4.8)式中求出流阻值，如表 2.4.1 和 2.4.2 所示。

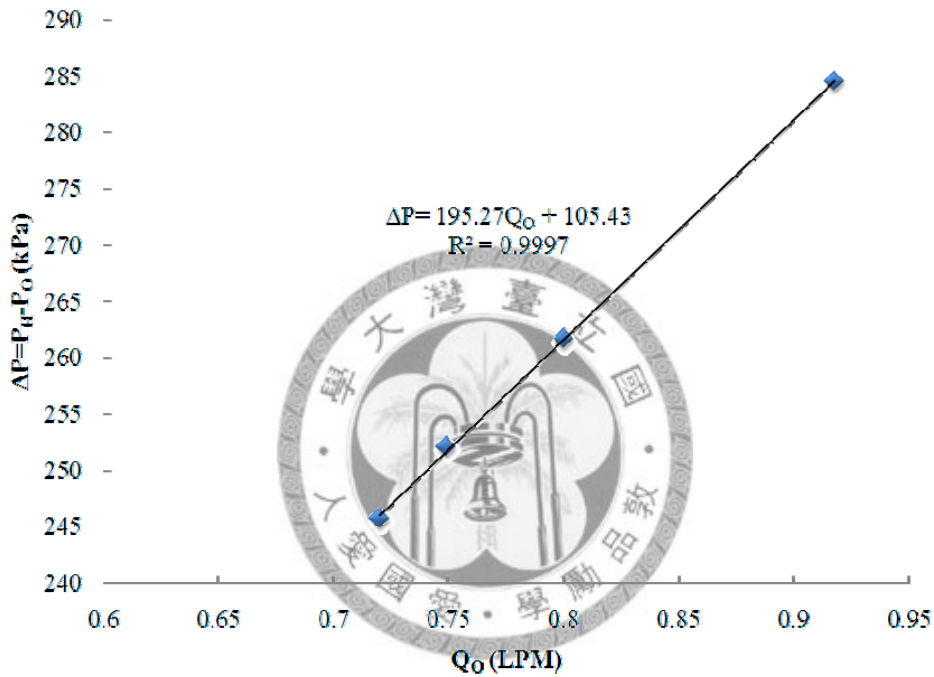


圖 2.4.5 針閥 a 壓力流量關係圖

表 2.4.1 針閥 a 之流阻 R_o

Q_o (LPM)	$\Delta P = P_H - P_O$ (kPa)	R_o ($kg \cdot s / cm^5$)
0.72	245.6	2.06
0.75	252.0	2.07
0.80	261.6	2.06
0.92	284.5	2.05

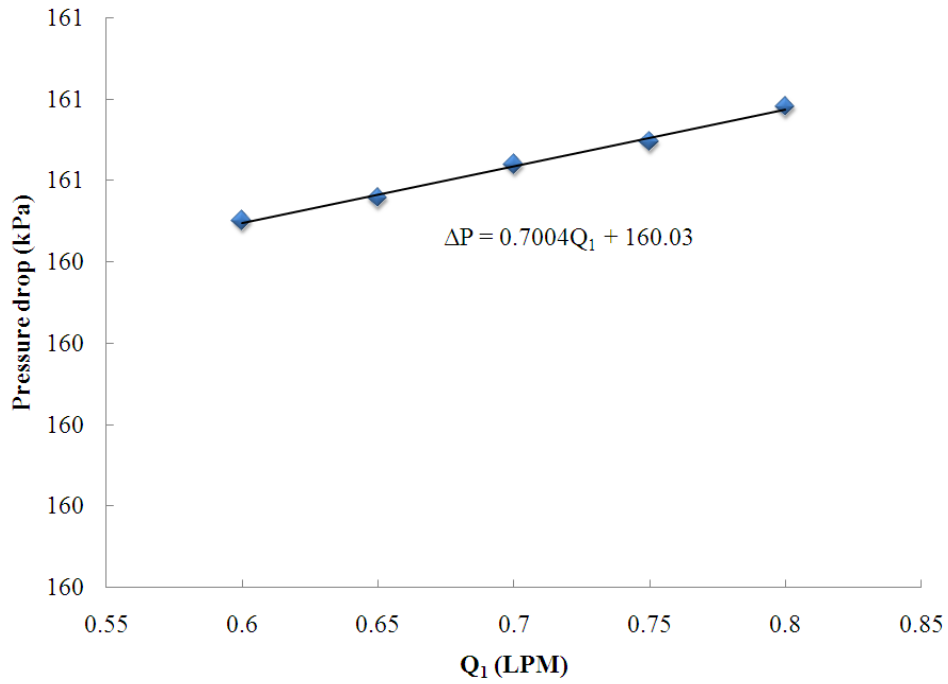


圖 2.4.6 針閥 b 壓差流量關係圖

表 2.4.2 針閥 b 之流阻 R_1

Q_1 (LPM)	$\Delta P = \rho g H_o + P_o - P_1$ (kPa)	R_1 ($kg \cdot s / cm^5$)
0.80	160.5	0.76
0.75	160.5	0.81
0.70	160.5	0.86
0.65	160.4	0.93
0.60	160.4	1.01

綜合以上，將上列表格中 R_o 、 R_1 係數結果平均如下：

$$R_o = 2.06 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^5$$

$$R_1 = 0.874 \text{ kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^5$$

循環泵浦：

循環泵浦轉速跟流量相關[12]，由 2.2 節循環泵浦性能測試分析，可以知道當循環泵浦轉速固定時，壓差越大循環泵浦的流量會減少，故根據 2.2 節的實驗結果，將循環泵浦的方程式簡化為(2.4.9)式。

$$Q_o = C_0 \omega - C_1 \Delta P \quad (2.4.9)$$

其中 C_0 、 C_1 為常數， $\Delta P = P_H - P_L$ 。

由 2.2 節循環泵浦性能測試結果，可知循環泵浦在 1500~2000 RPM 時，循環泵浦最大轉速 ω_{\max} 為 3000 RPM，循環泵浦最大吐出流量 $Q_{o_{\max}}$ 為 1.35 LPM，循環泵浦最大測試壓差 ΔP_{\max} 為 607.1 kPa。將循環泵浦轉速為 1500 RPM 和 2000 RPM 的測試結果如表 2.2.1 和表 2.2.2 所示，將循環泵浦最大壓差 ΔP_{\max} 與最大吐出流量 $Q_{o_{\max}}$ 帶入表 2.2.1 和表 2.2.2 中相除，找出循環泵浦的測試關係，即無因次化，以符合(2.4.9)式的實驗公式。最後將實驗結果利用線性迴歸方式可得 C_0 與 C_1 ，如表 2.4.3 和圖 2.4.7~2.4.8 所示。

表 2.4.3 循環泵浦定轉速下之參數

泵浦轉速 ω (RPM)	C_0	C_1
1500	1.383	0.3885
2000	1.343	0.4067

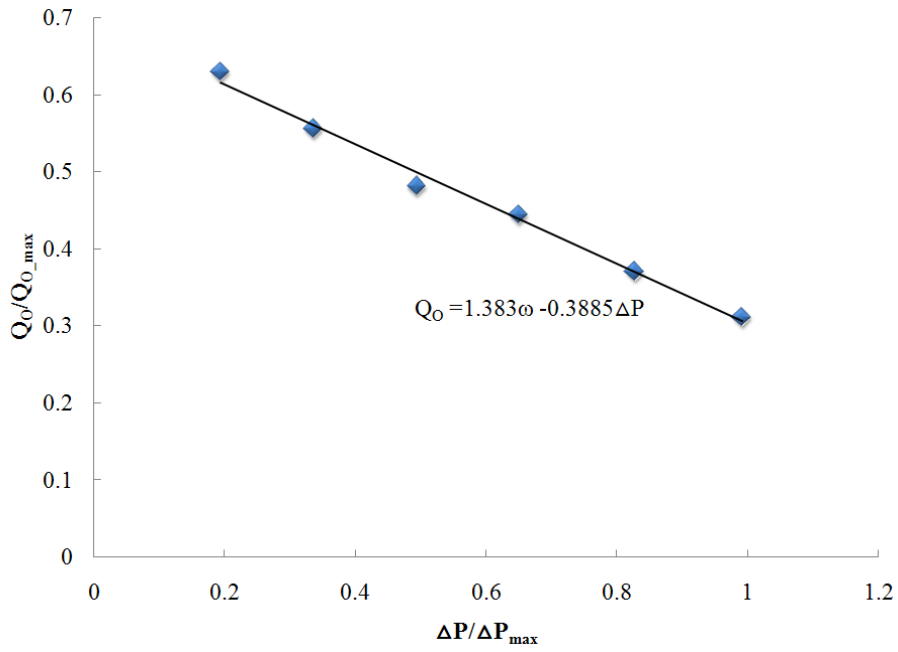


圖 2.4.7 循環泵浦轉速 1500 RPM，流量-壓差線性迴歸圖

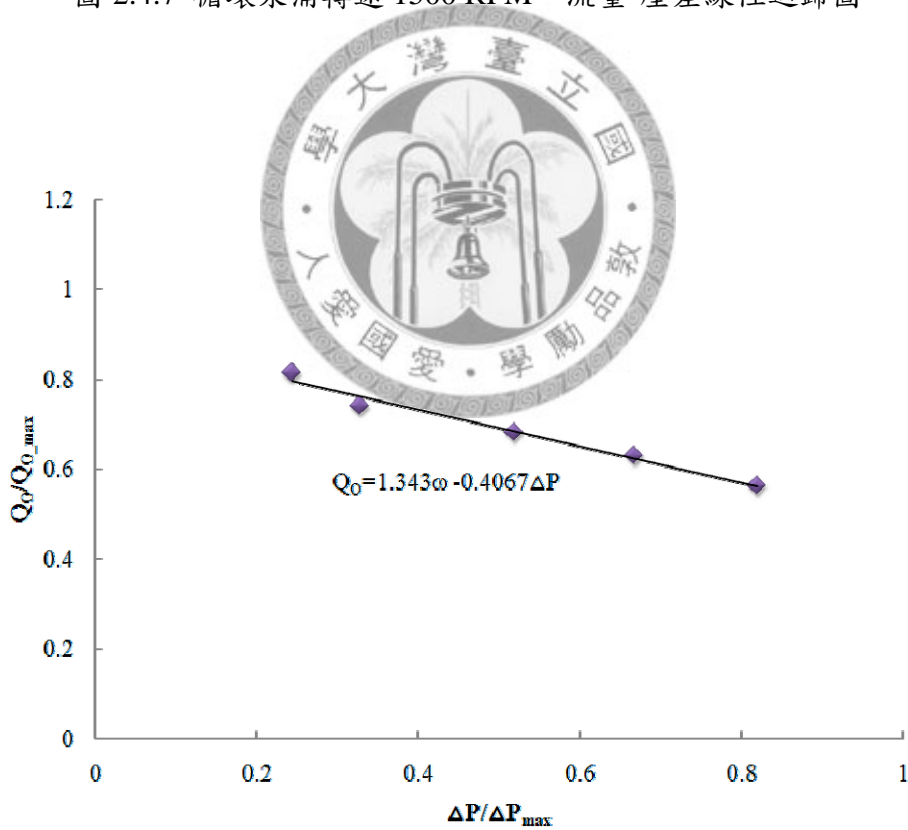


圖 2.4.8 循環泵浦轉速 2000 RPM，流量-壓差線性迴歸圖

綜合以上，將上列表格中 C_0 、 C_1 係數結果平均，其最後循環泵浦方程式如(2.4.10)所示。

$$C_0 = 1.363$$

$$C_1 = 0.3976$$

$$Q_o = 1.363\omega - 0.3976\Delta P \quad (2.4.10)$$

3. 重力影響：

由循環泵浦的工作流體吸入端壓力，和產生器液位與儲液器體內部氣體壓力有關，可以寫為(2.4.11)式。

$$P_L = P_1 + \rho g H_1 \quad (2.4.11)$$



4. 產生器和冷凝器溫度影響：

液位控制系統為密閉式，系統內部液體本身具有熱力平衡壓力，氣體則是工作流體所蒸發出來的蒸氣，故其壓力為飽和蒸汽壓力，此壓力與空間的變化無關，只會隨著溫度改變，因此藉由工作流體 R365mfc 的熱力平衡表，可以找出飽和壓力與溫度的關係如圖 2.4.9 和圖 2.4.10 所示。其對應的壓力溫度線性方程式為(2.4.12)式和(2.4.13)式。

溫度 20°C 到 50°C 的飽和蒸氣壓力-溫度方程式：

$$P_1 = 3.42T_1 - 32.54 \quad (2.4.12)$$

溫度 80°C 到 110°C 的飽和蒸氣壓力-溫度方程式：

$$P_o = 12.98T_o - 701.34 \quad (2.4.13)$$

在此為了方便將(2.4.12)式和(2.4.13)式的係數用代數化簡，其化簡式如(2.4.14)式和(2.4.15)式。

$$P_o = a_o T_o + b_o \quad (2.4.14)$$

$$P_1 = a_1 T_1 + b_1 \quad (2.4.15)$$

其中

R_o : 針閥 a 流阻

R_1 : 針閥 b 流阻

P_H : 循環泵浦排出口壓力, (kPa)

P_L : 循環泵浦吸入口壓力, (kPa)

P_1 : 儲液槽蒸氣壓力, (kPa)

P_o : 產生器蒸氣壓力, (kPa)

T_1 : 儲液槽溫度, (°C)

T_o : 產生器溫度, (°C)

ω : 循環泵浦轉速

Q_o : 流入產生器流量

Q_1 : 流入儲液器流量

H_o : 產生器液位高度

H_1 : 儲液器內部液位高度



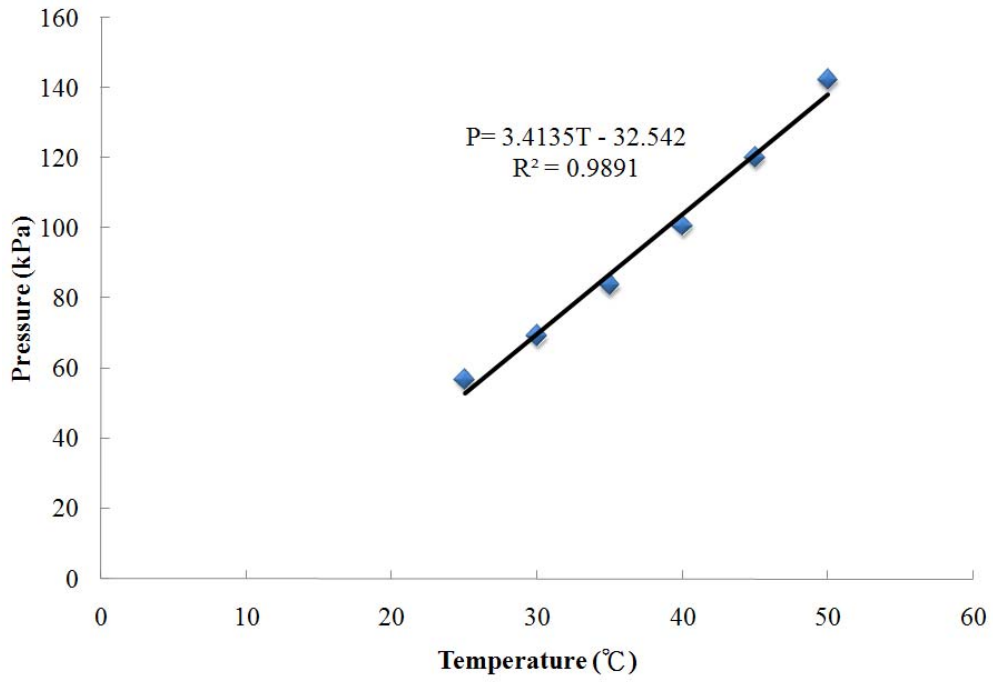


圖 2.4.9 R365mfc 飽和蒸氣壓力關係(20~50 °C)

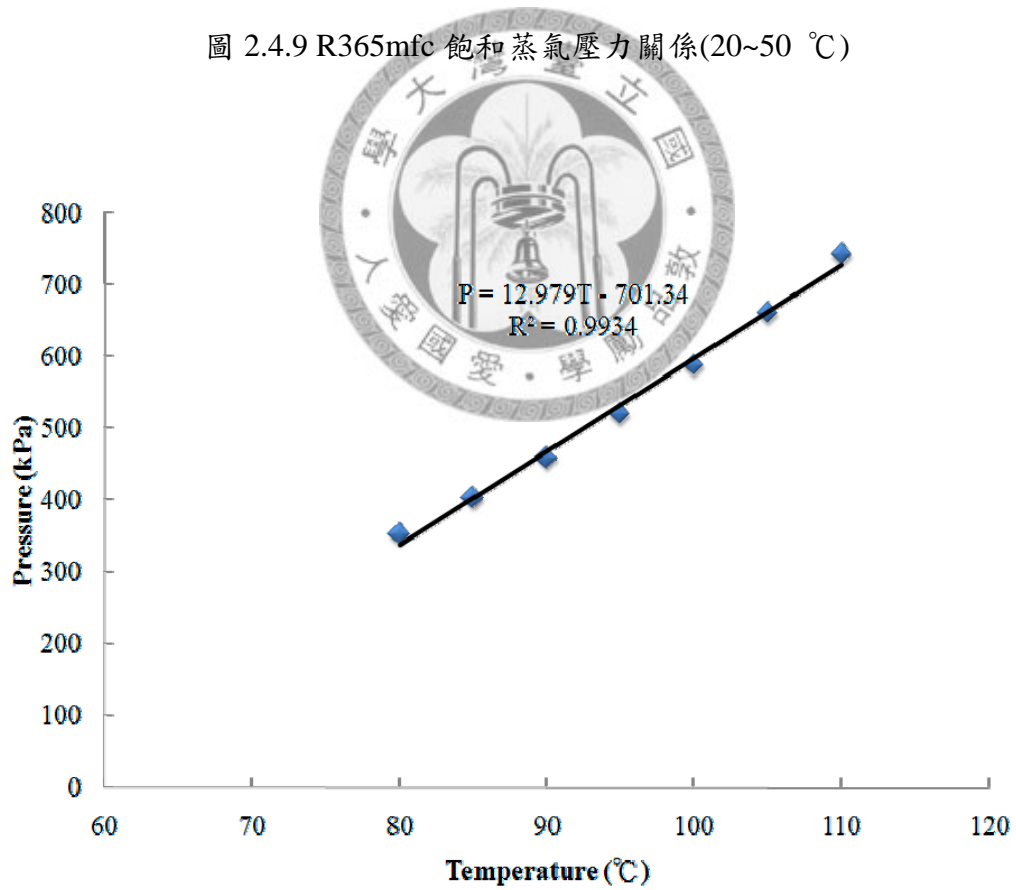


圖 2.4.10 R365mfc 飽和蒸氣壓力關係(80~110 °C)

5. 產生器液位變化動態模型

綜合上述的質量方程式和動量方程式，可以推導產生器液位變化動態模型。為瞭解產生器液位變化的系統動態行為，可透過圖 2.4.11 的系統資訊流程 (information flow) 來充分掌握系統中各元件的如何連結及其相互間的輸入與輸出關係，最後可以得到系統的輸入變數。

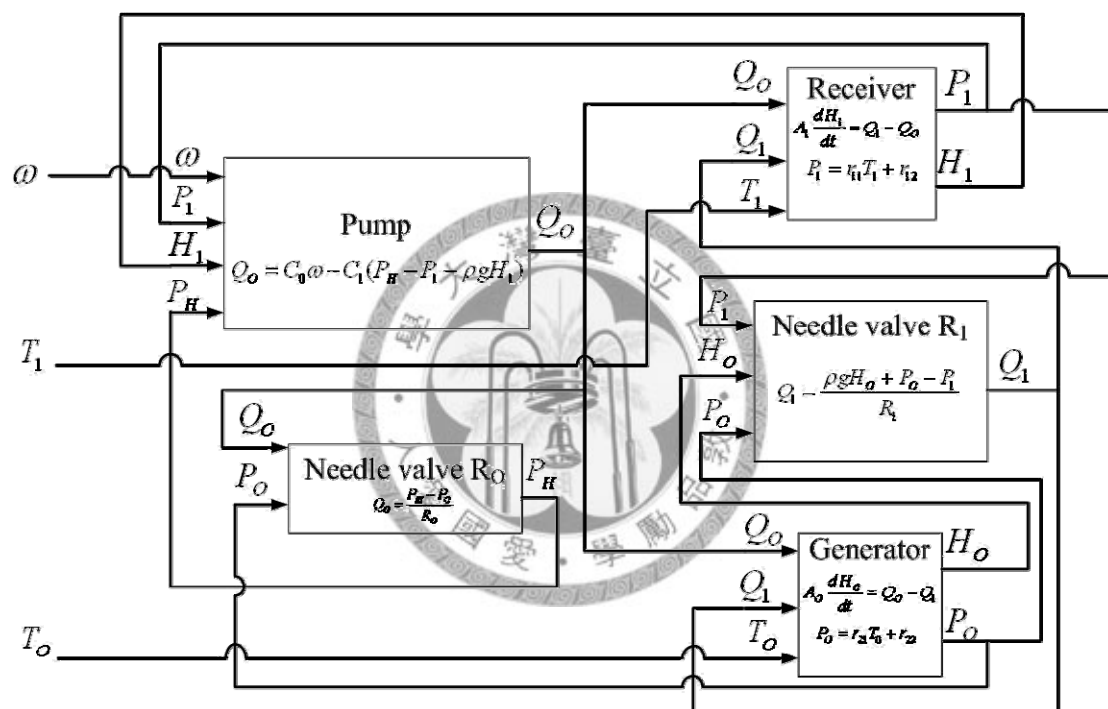


圖 2.4.11 產生器液位系統的資訊流程圖

由圖 2.4.7 為液位系統的資訊流程圖，我們找出系統的輸入有三個：循環泵浦轉速 ω 、產生器溫度 T_o 、冷凝器溫度 T_1 。將動態方程式(2.4.7)~(2.4.15)式帶入(2.4.3)式求出產生器液位高度的系統的狀態方程式，如(2.4.16)式所示；

$$\begin{aligned}
& \frac{dH_o}{dt} + \left[\frac{C_1 \rho g}{A_1(1+R_o C_1)} + \frac{\rho g}{A_o R_1} \right] H_o \\
&= \frac{C_o}{A_o(1+R_o C_1)} \omega + \left[\frac{a_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] T_1 - \left[\frac{a_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right] T_o \\
&+ \left[\frac{b_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 b_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] - \left[\frac{b_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 b_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right]
\end{aligned} \quad (2.4.16)$$

為了避免非線性問題，將(2.4.16)式內部的物理變量取線性微擾，：

$$H_o(x,t) = \bar{H}_o + \tilde{H}_o(x,t) \quad (2.4.17)$$

$$T_o(x,t) = \bar{T}_o + \tilde{T}_o(x,t) \quad (2.4.18)$$

$$T_1(x,t) = \bar{T}_1 + \tilde{T}_1(x,t) \quad (2.4.19)$$

$$\omega(x,t) = \bar{\omega} + \tilde{\omega}(x,t) \quad (2.4.20)$$

其中 \bar{H}_o 、 \bar{T}_o 、 \bar{T}_1 、 $\bar{\omega}$ 為各變量之平衡狀態，滿足(2.4.21)式。

$$\begin{aligned}
0 = & \frac{C_o}{A_o(1+R_o C_1)} \bar{\omega} + \left[\frac{a_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \bar{T}_1 \\
& - \left[\frac{a_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \bar{T}_o - \left[\frac{C_1 \rho g}{A_1(1+R_o C_1)} + \frac{\rho g}{A_o R_1} \right] \bar{H}_o \\
& + \left[\frac{b_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 b_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] - \left[\frac{b_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 b_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right]
\end{aligned} \quad (2.4.21)$$

將 2.4.17 式至 2.4.21 式帶入 2.4.16 式中，整理可得系統線性為擾模型如(2.4.22)

式所示。

$$\begin{aligned}
& \frac{d\tilde{H}_o}{dt} + \left[\frac{C_1 \rho g}{A_1(1+R_o C_1)} + \frac{\rho g}{A_o R_1} \right] \tilde{H}_o \\
&= \frac{C_o}{A_o(1+R_o C_1)} \tilde{\omega} + \left[\frac{a_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \tilde{T}_1 - \left[\frac{a_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \tilde{T}_o
\end{aligned} \quad (2.4.22)$$

有了線性微擾模型，將(2.4.22)式取 Laplace transform，便可得到其狀態方程式，

如(2.4.23)式所示：

$$\begin{aligned}
& \left\{ s + \left[\frac{C_1 \rho g}{A_1(1+R_o C_1)} + \frac{\rho g}{A_o R_1} \right] \right\} \tilde{H}_o(s) \\
&= \frac{C_o}{A_o(1+R_o C_1)} \tilde{\omega}(s) \\
&+ \left[\frac{a_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_1}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \tilde{T}_1(s) - \left[\frac{a_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \tilde{T}_o(s)
\end{aligned} \tag{2.4.23}$$

根據上式定義系統轉移函數 $\tilde{G}(s)$ ，如(2.4.24)式和(2.4.25)式所示：

$$\tilde{H}_o(s) = \frac{a_{11}}{\Delta} \tilde{\omega}(s) + \frac{a_{12}}{\Delta} \tilde{T}_1(s) + \frac{a_{13}}{\Delta} \tilde{T}_o(s) \tag{2.4.24}$$

$$\tilde{G}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{G}_\omega(s) & \tilde{G}_{T_o}(s) & \tilde{G}_{T_1}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{a_{11}}{\Delta} & \frac{a_{12}}{\Delta} & \frac{a_{13}}{\Delta} \end{bmatrix} \tag{2.4.25}$$

在(2.4.25)式中，

$$\Delta = s + \left[\frac{C_1 \rho g}{A_1(1+R_o C_1)} + \frac{\rho g}{A_o R_1} \right] \tag{2.4.26}$$

而在(2.4.25)式中， $a_{11}(s) \sim a_{13}(s)$ 如(2.4.27)~(2.4.29)式所示：

$$a_{11}(s) = \frac{C_o}{A_o(1+R_o C_1)} \tag{2.4.27}$$

$$a_{12}(s) = \frac{a_1}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_1}{A_o(1+R_o C_1)} \tag{2.4.28}$$

$$a_{13}(s) = - \left[\frac{a_0}{A_o R_1} + \frac{C_1 a_0}{A_o(1+R_o C_1)} \right] \tag{2.4.29}$$

由上列所推導出的轉移函數可以了解有三個輸入會影響液位高度，其中可控制輸入為循環泵浦的轉速 ω ， T_o 與 T_1 皆為系統的干擾輸入，故液位控制系統為三輸入一輸出系統，其系統方塊圖如圖 2.4.12 所示。

由前述的液位控制系統硬體設計，動態模型(2.4.24)式之參數，可依據模擬系統設計來估算如表 2.4.4：

表 2.4.4 液位控制系統物理參數表

項目	數值	單位
產生器桶底面積， A_o	706.85	cm^2
儲液器桶底面積， A_1	706.85	cm^2
流阻， R_o	2.06	$kg \cdot s / cm^5$
流阻， R_1	0.874	$kg \cdot s / cm^5$
25°C 工作流體密度， ρ	1257×10^{-3}	kg / cm^3

將表 2.4.3 參數帶入(2.4.24)式可求得系統轉移函數，如(2.4.30)式所示：

$$\tilde{H}_o(s) = \frac{1.14 \times 10^{-3}}{s + (2.38 \times 10^{-3})} \tilde{\omega}(s) + \frac{6.6 \times 10^{-3}}{s + (2.38 \times 10^{-3})} \tilde{T}_1(s) - \frac{25.082 \times 10^{-3}}{s + (2.38 \times 10^{-3})} \tilde{T}_o(s) \quad (2.4.30)$$

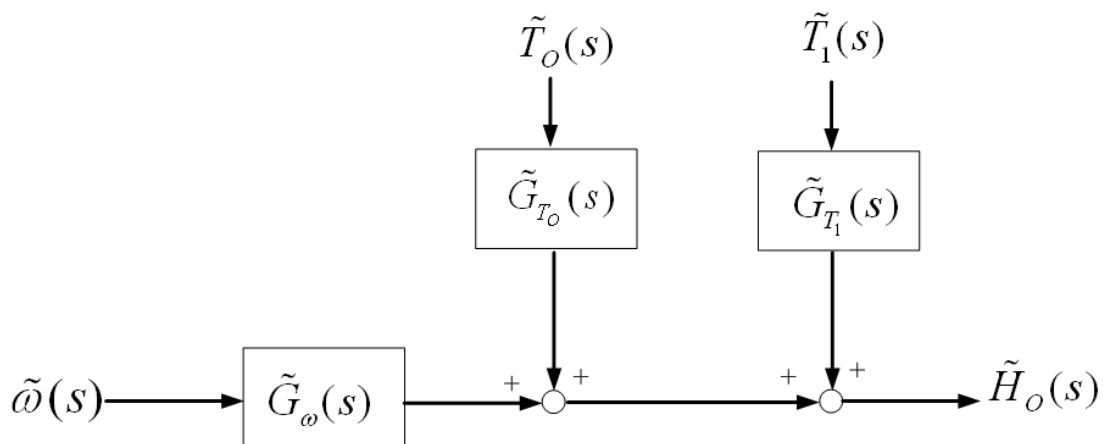


圖 2.4.12 系統方塊圖

由(2.4.30)式可以觀察產生器液位會受循環泵浦的轉速、產生器溫度和儲液槽溫度影響。若輸入為循環泵浦轉速時，隨著轉速增加液位高度也會增加，輸入為產生器溫度 T_o 時，當溫度上升時液位高度會減少，因其工作流體蒸發速度變快，輸入為儲液槽溫度 T_1 時，當溫度上升時液位高度會升高，因其產生器壓力和儲液槽壓力的壓差降低，導致工作流體的流速降低，使得液位上升。將(2.4.30)式分別展開成各項輸入對應液位的標準轉移函數，(2.4.31)式為轉移函數標準式，其中 k 為轉移函數增益， p 為系統之極點，系統展開分別為(2.4.32)~(2.4.34)式所示，轉移函數的特性如表 2.4.5 所示。

$$G(s) = \frac{k}{s+p} \quad (2.4.31)$$

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{\omega}(s)} = \frac{1.14 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (2.4.32)$$

$$\tilde{G}_{T_o}(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_o(s)} = -\frac{25.082 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (2.4.33)$$

$$\tilde{G}_{T_1}(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_1(s)} = \frac{6.6 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (2.4.34)$$

表 2.4.5 系統轉移函數之參數

系統轉移函數 $G(s)$	轉移函數增益 k	時間常數 τ (sec)
$\tilde{G}_\omega(s)$	1.14×10^{-3}	420.1
$\tilde{G}_{T_o}(s)$	-25.082×10^{-3}	420.1
$\tilde{G}_{T_1}(s)$	6.6×10^{-3}	420.1

第三章 產生器液位變化之系統識別

第二章最導出的液位變化轉移函數係理論推導，必存有誤差。本研究對液位系統做動態系統識別，由實驗加以驗證並修正理論模型。

3.1 系統動態模型識別方法

本研究中受控系統為產生器液位，動件是 50W 循環泵浦，由前一章得知系統有三個輸入泵浦轉速、產生器溫度和儲液槽溫度，系統的輸出為產生器的液位。所以輸入系統之三種變量 ω 、 T_o 、 T_1 均會影響產生器液位高度 H_o 。本研究所建立的模擬液位控制系統，操作溫度均在室溫，即產生器溫度和儲液器溫度相同，所以這兩個輸入對液位不會影響。所以只由實驗識別泵浦轉速對液位變化的動態模型。識別的方式利用步階響應為輸入信號，其作法是在當系統處在穩態操作時給予一步階輸入，此步階輸入可正可負，觀察系統步階響應，由前一章可知系統輸出 \tilde{H}_o 如示 3.1.1 所示：

$$\tilde{H}_o(s) = \tilde{\omega}(s) \cdot \tilde{G}_\omega(s) + \tilde{T}_o(s) \cdot \tilde{G}_{T_o}(s) + \tilde{T}_1(s) \cdot \tilde{G}_{T_1}(s) \quad (3.1.1)$$

因操作溫度均在室溫，這兩個輸入對液位不會影響，故示 3.1.1 可簡化為：

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{\omega}(s)} \quad (3.1.2)$$

系統單輸入單輸出系統，如圖 3.1.1 所示。

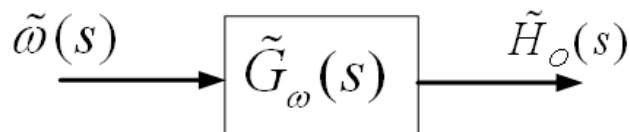


圖 3.1.1 系統識別方塊圖

當系統在穩態操作時給予固定大小的步階輸入轉速 $\tilde{\omega}(t) = A \cdot u_s(t)$ ，其中 A 為步階

大小值， $u_s(t)$ 為單位步階函數，步階輸入圖形如圖 3.1.2 所示：

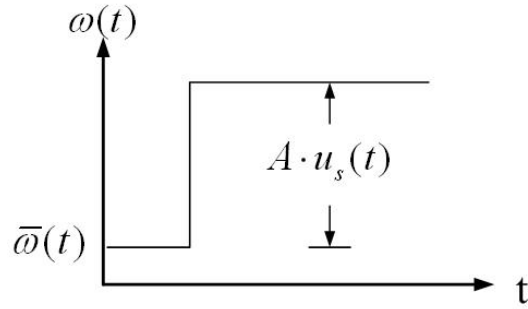


圖 3.1.2 步階輸入圖形

重新定義系統輸入及輸出項：

$$u_\omega(t) = \frac{\tilde{\omega}(t)}{A} = u_s(t) \quad (3.1.4)$$

$$y_\omega(t) = \frac{\tilde{H}_o(t)}{A} \quad (3.1.5)$$

系統轉移函數可寫為 3.1.6 式，且系統方塊圖如圖 3.1.3。

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{\tilde{Y}_\omega(s)}{\tilde{U}_\omega(s)} \quad (3.1.6)$$

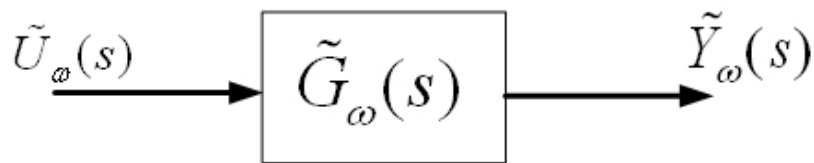


圖 3.1.3 步階響應系統方塊圖

由於 $u_\omega(t)$ 為單位步階函數，可以把 3.1.6 式改寫為：

$$\tilde{G}_\omega(s) = s \cdot \tilde{Y}_\omega(s) \quad (3.1.7)$$

假設 $\tilde{G}_\omega(s)$ 為 3.1.8 式所示，其中 $a_1, a_2 \dots a_n$ 及 $b_0, b_1, b_2 \dots b_m$ 均為未知之常系數：

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{\tilde{Y}_\omega(s)}{\tilde{U}_\omega(s)} = \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2 + b_3s^3 + \dots + b_ms^m}{1 + a_1s + a_2s^2 + a_3s^3 + \dots + a_ns^n} \quad (3.1.8)$$

使用 Rake's 分析法[13]，利用時域的步階響應量測數據，即可推得 $a_1, a_2 \dots a_n$

及 $b_0, b_1, b_2 \dots b_n$ 。

首先定義 $\eta(t)$ ：

$$\eta(t) = \frac{\tilde{H}_o(t)}{Au_s(t)} \equiv \frac{H_o(t) - \tilde{H}_o}{Au_s(t)} \quad (3.1.9)$$

由終值定理及式 3.1.9，

$$\begin{aligned} K_0 &\equiv \lim_{t \rightarrow \infty} \eta(t) = \frac{\Delta H_o(t)}{Au_s} \quad (\text{steady-state gain}) \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \tilde{Y}_\omega(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \tilde{G}_\omega(s) = b_0 \end{aligned} \quad (3.1.10)$$

如圖 3.1.5 所示：

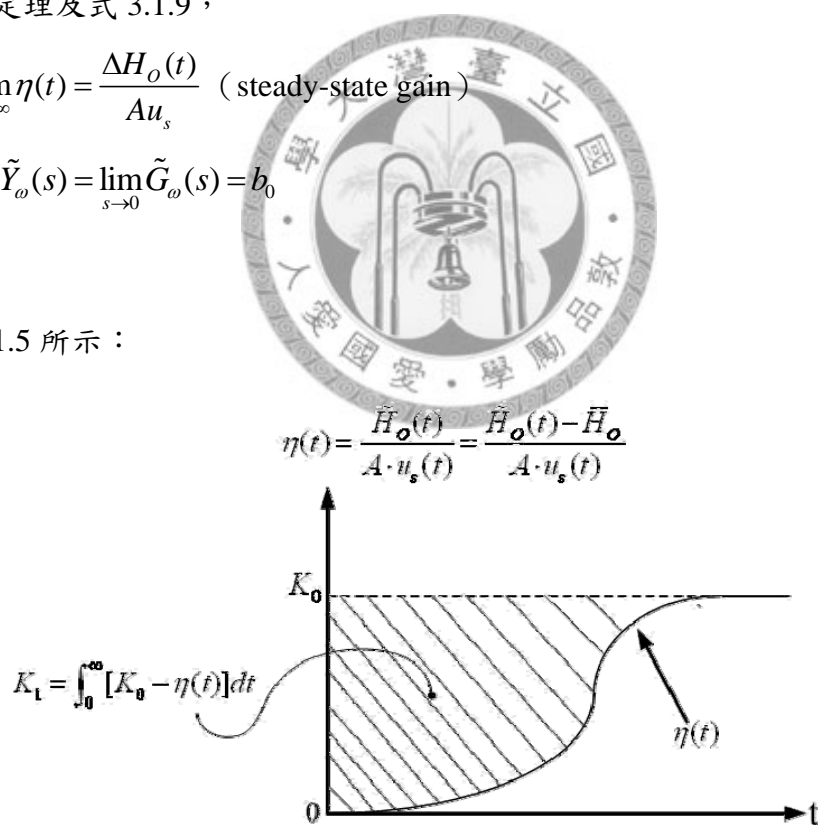


圖 3.1.5 步階響應值 $\eta(t)$ 曲線

$$\text{定義 } \eta_1(t) \equiv \int_0^t [K_0 - \eta(\tau)] d\tau \quad (3.1.11)$$

上式取拉式轉換，並將 3.1.7 式代入得：

$$L[\eta_1(t)] = L\left[\int_0^{\infty} [K_0 - \eta(\tau)] d\tau\right] = \frac{1}{s} \left[\frac{K_0}{s} - Y(s) \right] = \frac{1}{s} \left[\frac{K_0}{s} - \frac{\tilde{G}_\omega(s)}{s} \right] \quad (3.1.12)$$

將 $\eta_1(t)$ 取終值定理，

$$K_1 \equiv \lim_{t \rightarrow \infty} \eta_1(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot L[\eta_1(t)] = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \frac{1}{s} \left[\frac{K_0}{s} - \frac{\tilde{G}_\omega(s)}{s} \right] = b_0 a_1 - b_1 = K_0 a_1 - b_1 \quad (3.1.13)$$

對於 n 個極點系統，可重複推導得 K_2 、 $K_3 \dots K_n$ 。

$$\left\{ \begin{array}{l} b_0 = K_0 \\ -b_1 + K_0 a_1 = K_1 \\ b_2 + K_1 a_1 - K_0 a_2 = K_2 \\ \vdots \\ (-1)^n b_n + K_{n-1} a_1 - K_{n-2} a_2 + \dots + (-1)^{n-1} K_0 a_n = K_n \end{array} \right\} \quad (3.1.14)$$

其中

$$K_n \equiv \int_0^{\infty} [K_{n-1} - \eta_{n-1}(t)] dt \quad (3.1.15)$$

假設模型 $\tilde{G}_\omega(s)$ 之極點與零點數目，再透過步階響應的輸出曲線，便可求出

(3.1.14)之聯立方程式，進而求得輸入轉速 ω 對輸出液位高度 H_o 的轉移函數所有係數，此法即為 Rake's 分析法[13]。

而本研究所識別的線性微擾模型中的係數，會因穩態操作點而變動，無法代表整體模型。因此在系統識別時，會取多個不同操作點的微擾模型，再做平均，來代表產生器的動態系統模型。

3.2 系統識別與結果分析

識別循環泵浦轉速對產生器液位變化之模型 $G_{\omega}(s)$ 時，固定針閥的流阻值 R_0 、 R_1 使其不變，當循環泵浦轉速固定系統穩定時，改變循環泵浦的轉速做系統的步階響應，並記錄液位變化的情形。而本實驗設定為循環泵浦轉速從 2000 RPM 至 3000 RPM 內做變化，將操作分為四點來進行系統識別，其中流阻 R_0 、 R_1 分別固定 $2.06 \text{Kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^5$ 、 $0.874 \text{Kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^5$ 。利用 Rake's 分析法進行系統模型識別前，必須先進行動態模型階數的判斷，才能估計出轉移函數適當的模型；由 2.3 節理論模型，可以判斷出液位對循環泵浦轉速的關係為一階系統，由 3.1 所述的系統識別分析，可得 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(Bode Plot)[14][15]，如圖 3.2.1 至圖 3.2.4 所示。在大小圖中可以看出，大於轉角頻率之斜率約為 -20dB/decade ，而在相位圖，其相位由 0° 收斂至 -90° ，所以我們可以確定 $G_{\omega}(s)$ 之模型為一階，系統轉移函數定義為 3.2.1 式。

$$\tilde{G}_{\omega}(s) = \frac{\tilde{H}_O(s)}{\tilde{\omega}(s)} = \frac{b}{as+1} = \frac{k}{s+p} \quad (3.2.1)$$

表 3.2.1 為識別結果，其實驗操作係由循環泵浦轉速達到 2000 RPM 時，等待系統穩定時，給予一步階輸入至轉速 2500 RPM，並量測液位的微擾變化，依此方式量測到最高轉速 3000 RPM，最後再反向的量測回到轉速 2000 RPM 觀察其液位變化的情形圖 3.2.1 至 3.2.4 為 $G_{\omega}(s)$ 之頻率響應，可看出系統可假設為一階系統，圖 3.2.5 至 3.2.8 為所有識別模型輸出和實際輸出的比較，可觀察出實際輸出和模型輸出十分吻合。

表 3.2.1 循環泵浦轉速微擾模型

操作點	轉速步階輸入(RPM)	a	b	k	P
1	2000~2500	187.9	0.5	0.0027	0.0053
2	2500~3000	214.2	0.75	0.0035	0.0047
3	3000~2500	189.6	0.46	0.0024	0.0053
4	2500~2000	198.3	0.68	0.0034	0.005
平均值		197.5	0.59	0.00299	0.00507

各個微擾模型僅適用於對應的穩態操作點，各模型參數會隨著不同的穩態操作點而有所變動，故將其取平均模型來代表整個受控系統，則得到 3.3.2 式：

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{0.00299}{s + 0.00507} \quad (3.2.2)$$

由式(3.2.2)可看出，系統之極點在左半面，為一穩定系統(Stable)，而且為一極小相位系統(Minimum Phase)，在圖 3.2.9 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的頻率響應。

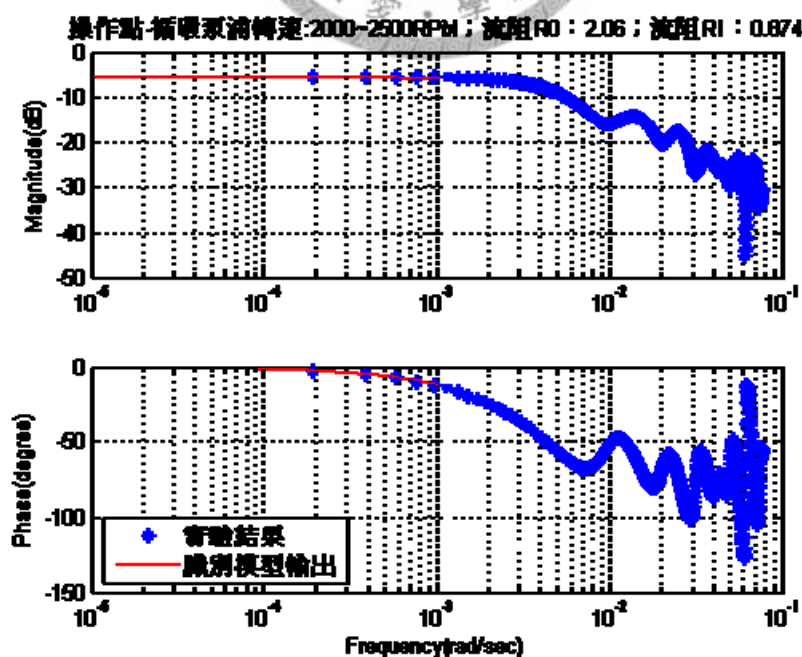


圖 3.2.1 $G_\omega(s)$ 頻率響應圖(操作點 1)

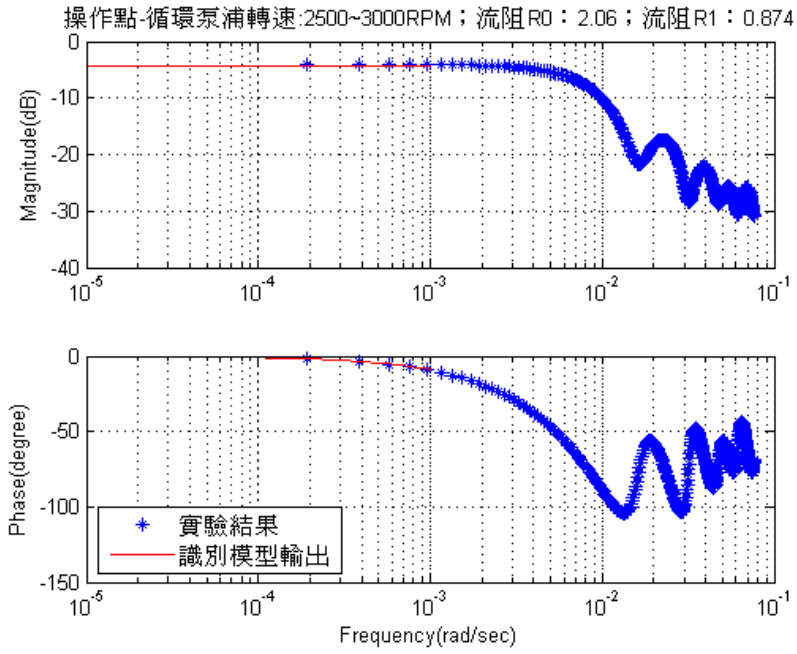


圖 3.2.2 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 2)

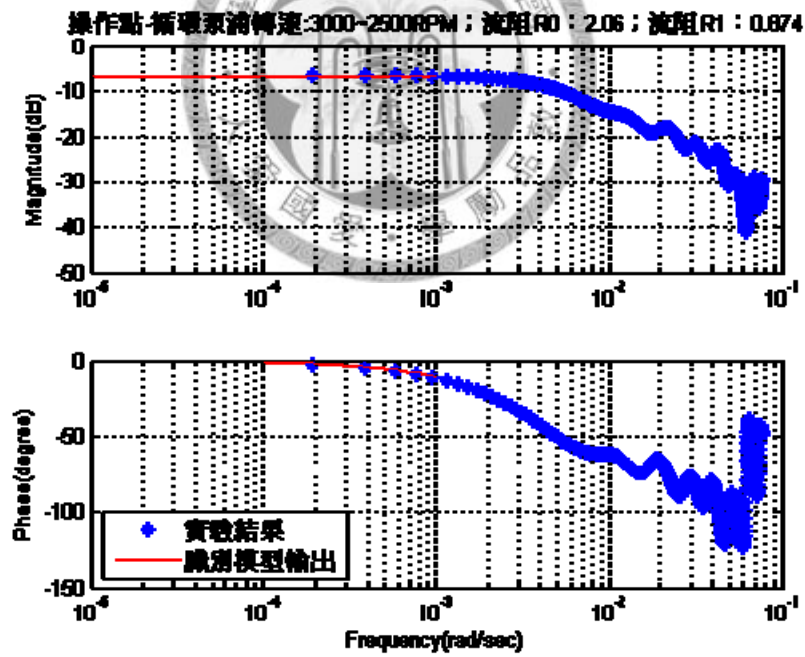


圖 3.2.3 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 3)

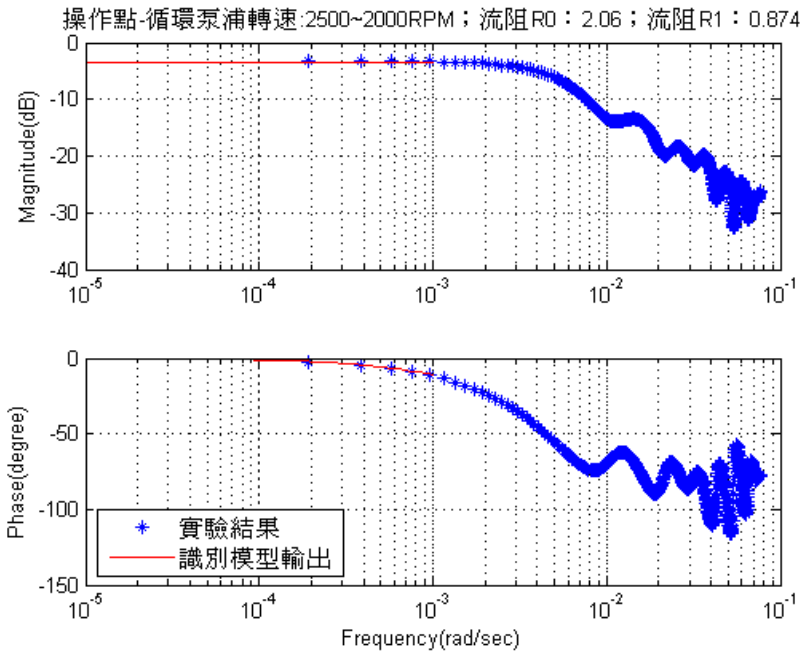


圖 3.2.4 $G_{\omega}(s)$ 頻率響應圖(操作點 4)

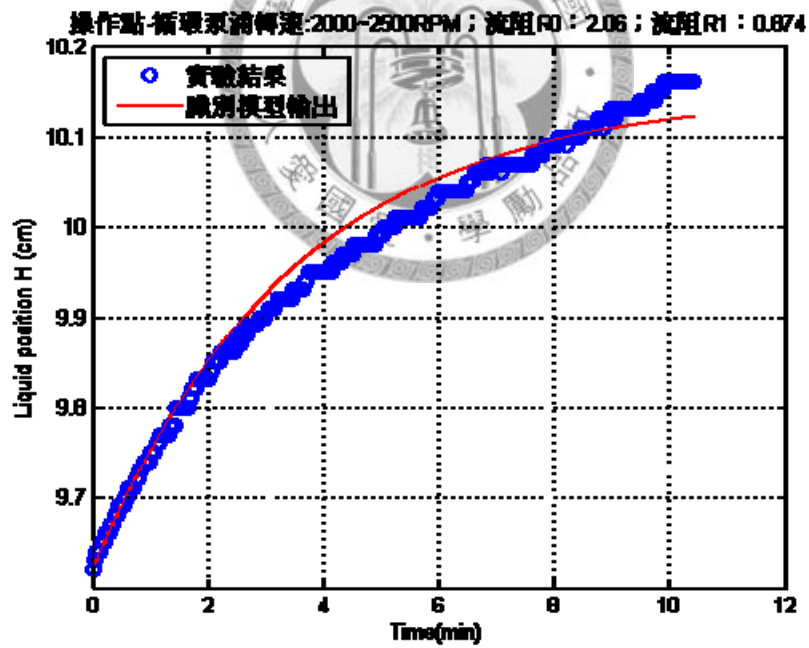


圖 3.2.5 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 1)

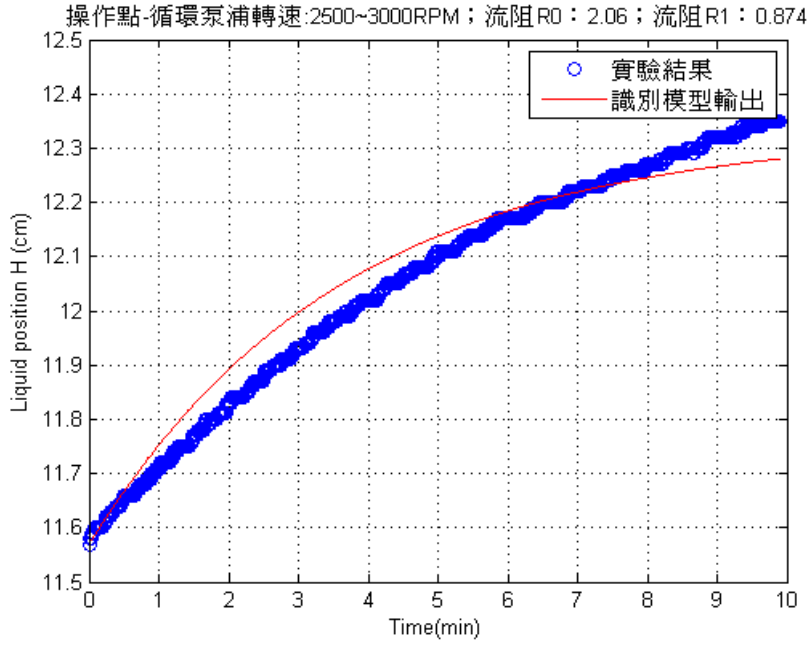


圖 3.2.6 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 2)

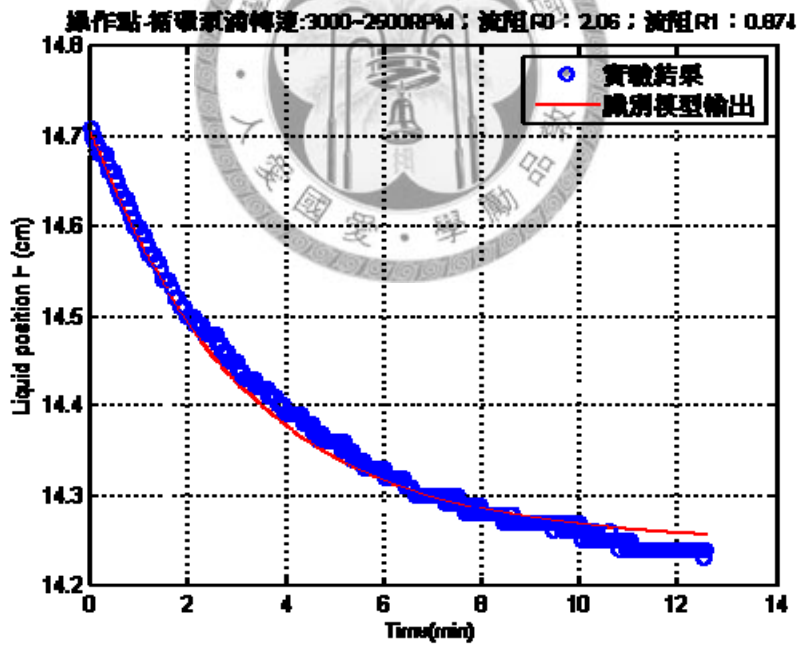


圖 3.2.7 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 3)

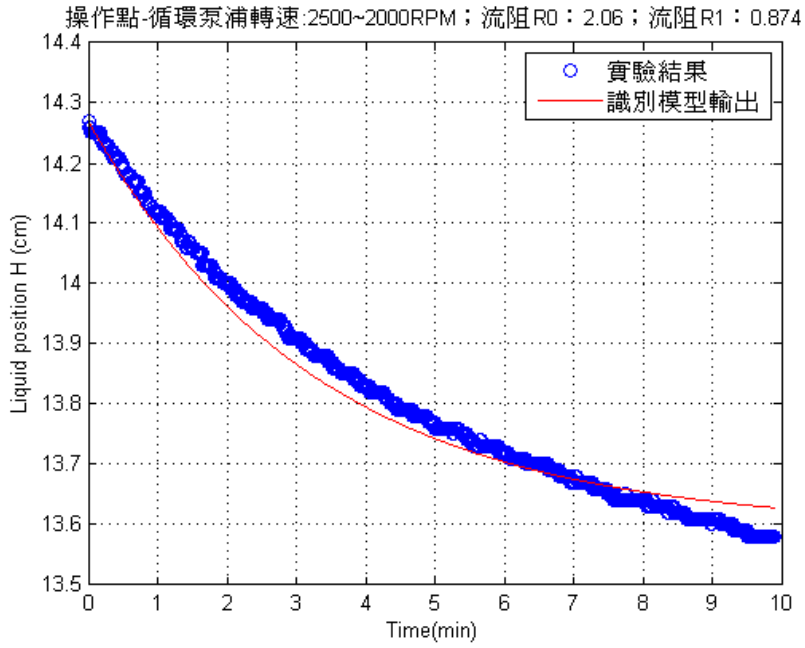


圖 3.2.8 $G_{\omega}(s)$ 步階響應比較(操作點 4)

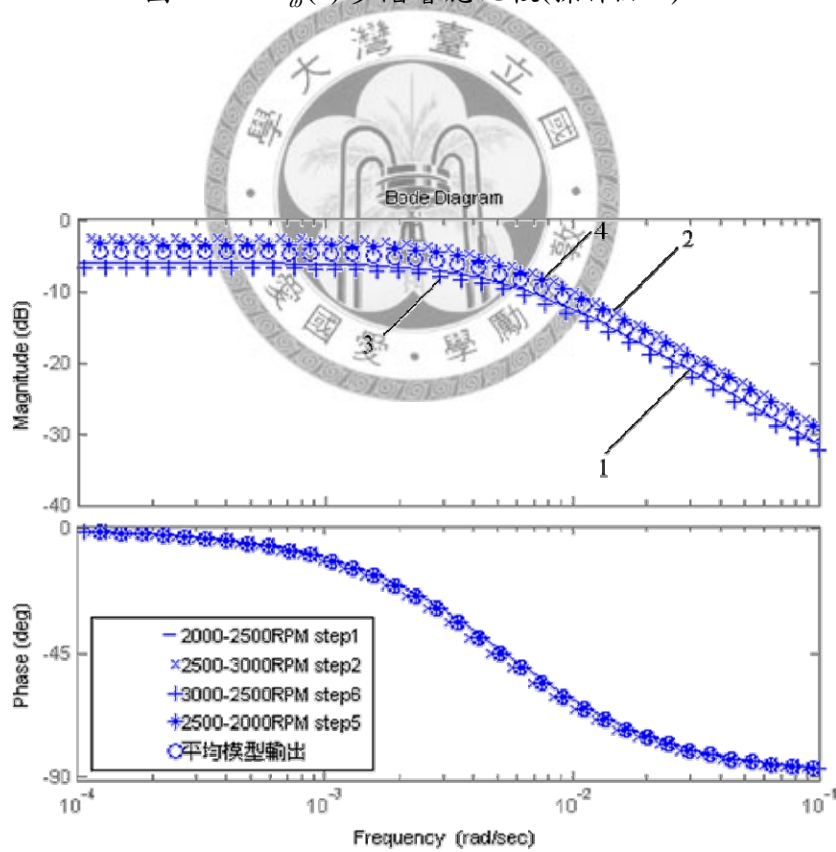


圖 3.2.9 $G_{\omega}(s)$ 各微擾模型與平均微擾模型頻率響應

根據 2.4 節所推出的理論系統動態模型為(2.4.30)式，循環泵浦轉速對液位變化之動態模型如(3.2.3)式所示。

$$\tilde{G}_\omega(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{\omega}(s)} = \frac{1.14 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (3.2.3)$$

將(3.2.2)式和(3.2.3)式轉成頻率響應圖，如圖 3.2.10 所示，發現在大小圖的誤差約為 2~3 dB 左右，推測原因為，理論推導模型為經過簡化，沒有詳細的考慮系統的管阻磨擦以及管徑的變化壓損。

由(2.4.30)式理論模型包括 T_o 與 T_i 對液位變化之動態模型 $G_{T_o}(s)$ 、 $G_{T_i}(s)$ ，如(3.2.4)式和(3.2.5)式所示：

$$\tilde{G}_{T_o}(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_o(s)} = -\frac{25.082 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (3.2.4)$$

$$\tilde{G}_{T_i}(s) = \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_i(s)} = \frac{6.6 \times 10^{-3}}{s + 2.38 \times 10^{-3}} \quad (3.2.5)$$

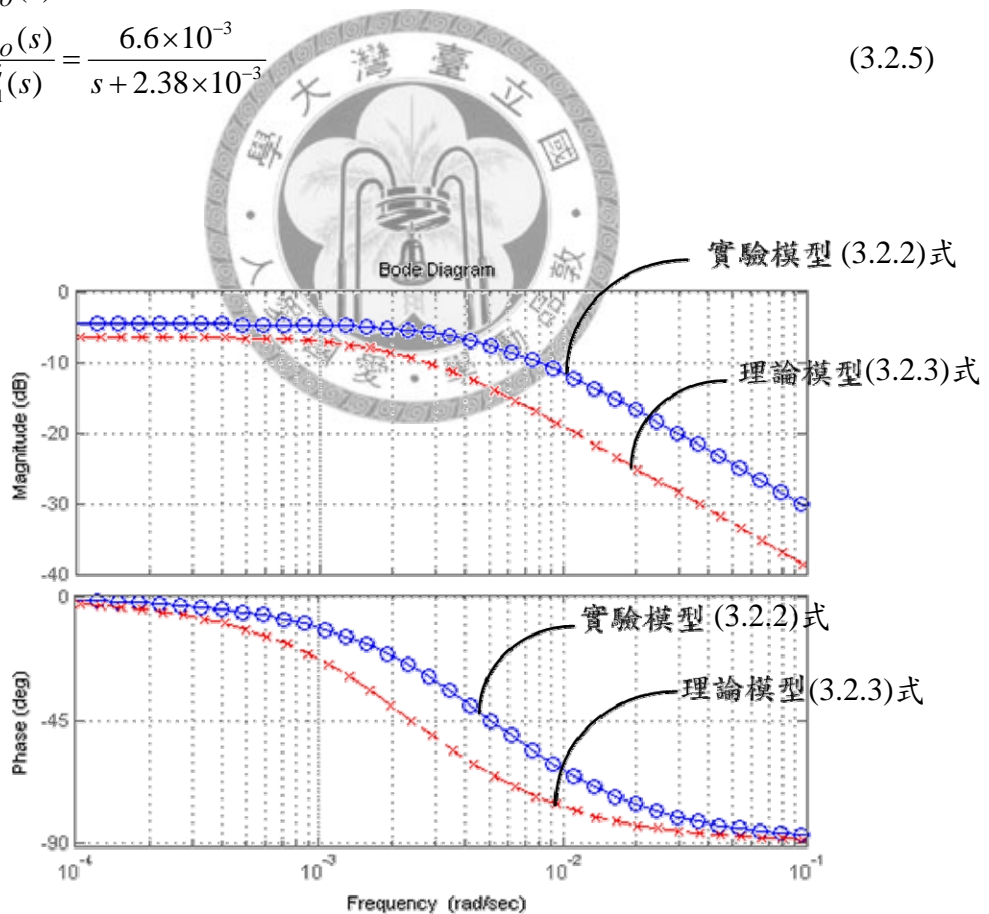


圖 3.2.10 $G_\omega(s)$ 理論與識別之動態模型頻率響應比較

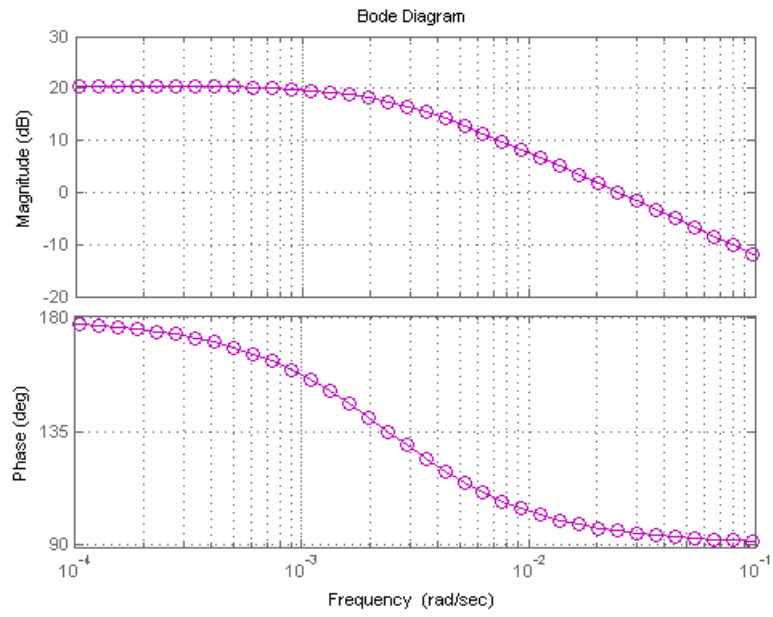


圖 3.2.11 $G_{T_0}(s)$ 理論動態模型頻率響應

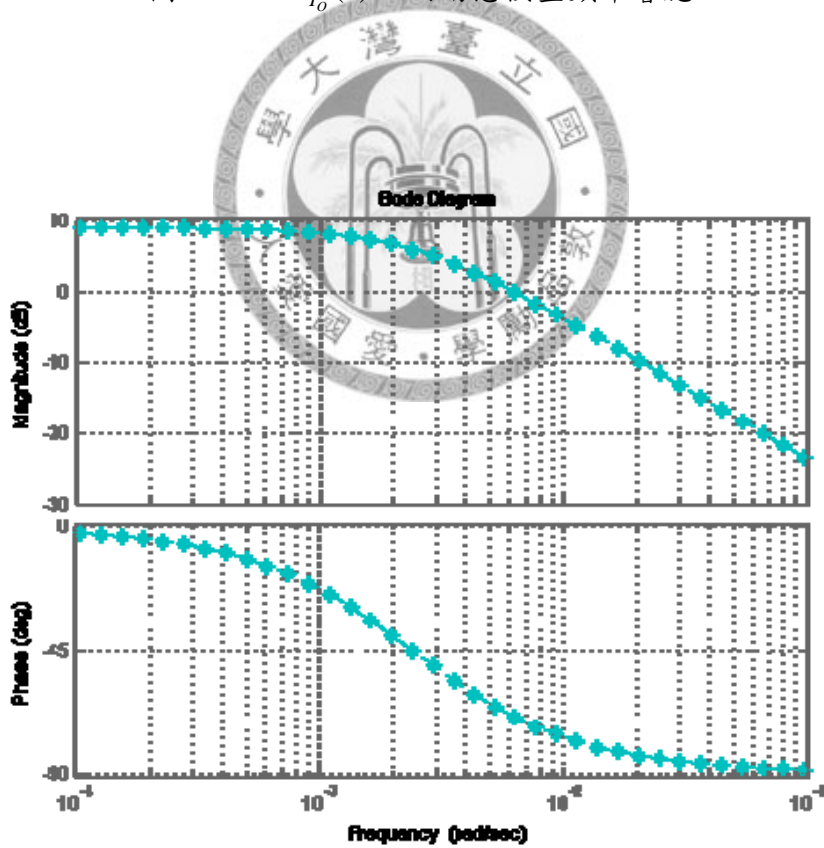


圖 3.2.12 $G_{T_1}(s)$ 理論動態模型頻率響應

由理論系統動態模型中可知 \tilde{G}_ω 、 \tilde{G}_{T_o} 和 \tilde{G}_{T_i} 的極點均相同，故修正 \tilde{G}_{T_o} 與 \tilde{G}_{T_i} 理論動態模型，將實驗求得的 \tilde{G}_ω 極點取代 \tilde{G}_{T_o} 、 \tilde{G}_{T_i} 理論模型的極點。而在理論系統轉移函數的部分，因為極點的改修正改變，從頻率響應的變化可以知道轉角頻率和頻率響應的大小值會改變，時域的改变為時間常數和系統轉移函數的終值。在更改 \tilde{G}_{T_o} 與 \tilde{G}_{T_i} 之極點時，同時必須將其直流增益保持不變原理論的頻率響應直流增益，由(3.2.1)轉移函數標準式，改變轉移函數增益 k 即可改變直流增益。因此將理論轉移函數分為直流增益有改變和無改變進行分析，雖然在終值上有差異，但在系統轉移函數的時間常數是不變的。(3.2.6)式為修改後的系統轉移函數，其中轉速模型 \tilde{G}_ω 以實驗模型取代，系統極點均改為同 \tilde{G}_ω 實驗模型的極點，在轉移函數直流增益部分則保留為理論模型的直流增益值， \tilde{G}_{T_o} 直流增益為 10.52， \tilde{G}_{T_i} 直流增益為 2.76，圖 3.2.13 和 3.2.14 為理論模型與修改後模型比較圖，由圖可以觀察出系統頻率響應只有在轉角頻率上有差異並不改變其低頻大小值。

$$\tilde{H}_o(s) = \frac{0.00299}{s+0.00507} \tilde{\omega}(s) + \frac{0.014036}{s+0.00507} \tilde{T}_i(s) - \frac{0.053343}{s+0.00507} \tilde{T}_o(s) \quad (3.2.6)$$

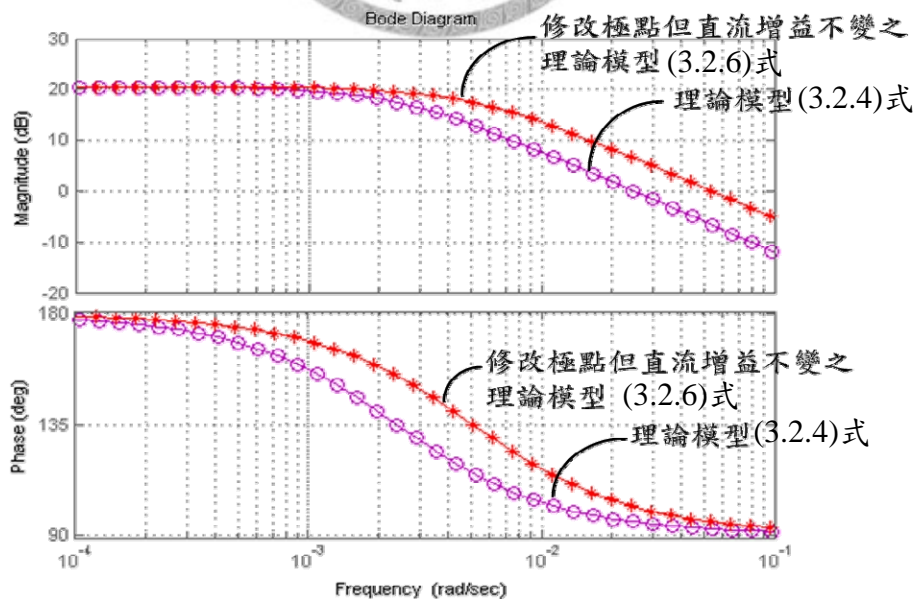


圖 3.2.13 $G_{T_o}(s)$ 理論動態模型與修改增益 k 與極點之模動態模型比較

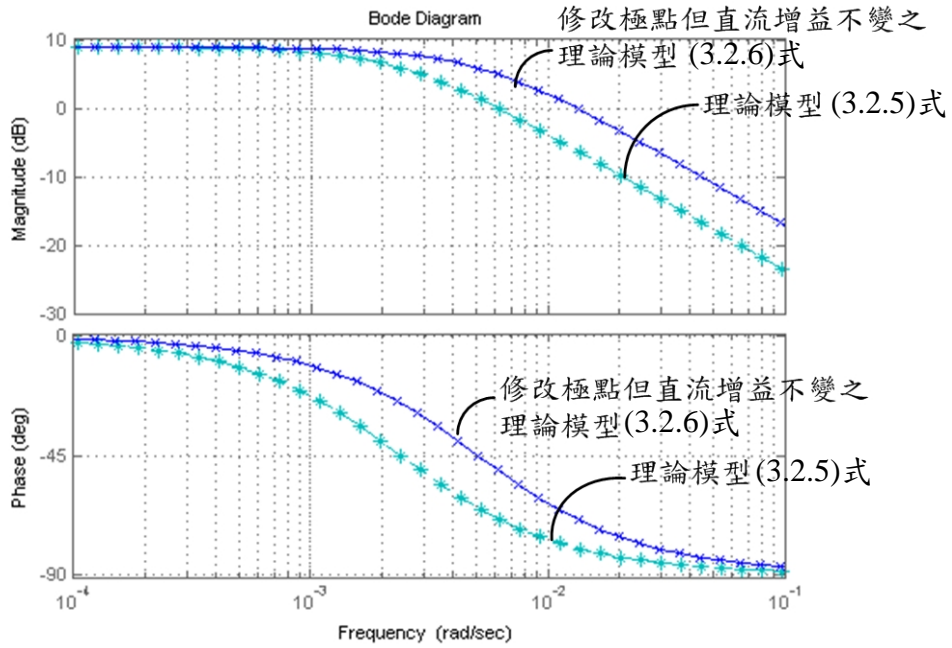


圖 3.2.14 $G_T(s)$ 理論動態模型與修改增益 k 與極點之模動態模型比較

另外探討改變理論模型的極點但 k 值不變因此直流增益也改變了，如(3.2.7)式所示，其中轉速模型 \tilde{G}_ω 以實驗模型取代， \tilde{G}_{T_o} 、 \tilde{G}_{T_i} 極點均改為 \tilde{G}_ω 的極點。圖 3.2.15 和 3.2.16 為理論模型與修改後模型比較圖，由圖可以觀察出系統頻率響應在大小值和轉角頻率都有改變，其原因為系統改變其極點並無改變系統增益之緣故。由圖 3.2.15 和圖 3.2.16 可以觀察大小值誤差約為 5~6 dB 和 7~8 dB 左右，其理論模型與修改後模型誤差並不大。

$$\tilde{H}_o(s) = \frac{0.00299}{s+0.00507} \tilde{\omega}(s) + \frac{6.6 \times 10^{-3}}{s+0.00507} \tilde{T}_1(s) - \frac{25.082 \times 10^{-3}}{s+0.00507} \tilde{T}_o(s) \quad (3.2.7)$$

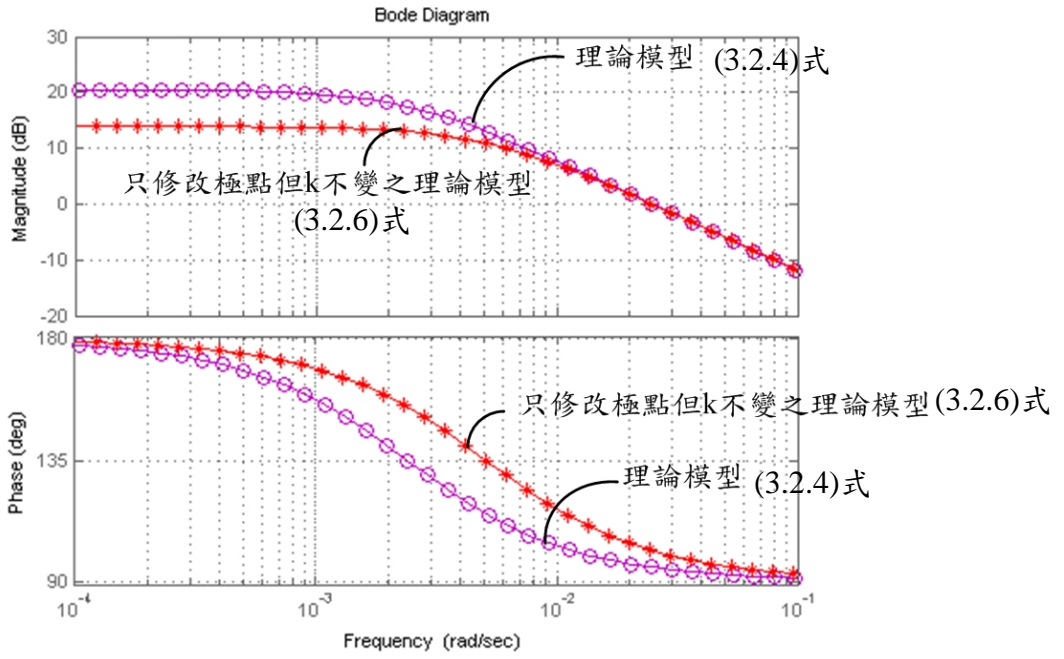


圖 3.2.15 $G_{T_0}(s)$ 理論動態模型與修改極點之模動態模型比較

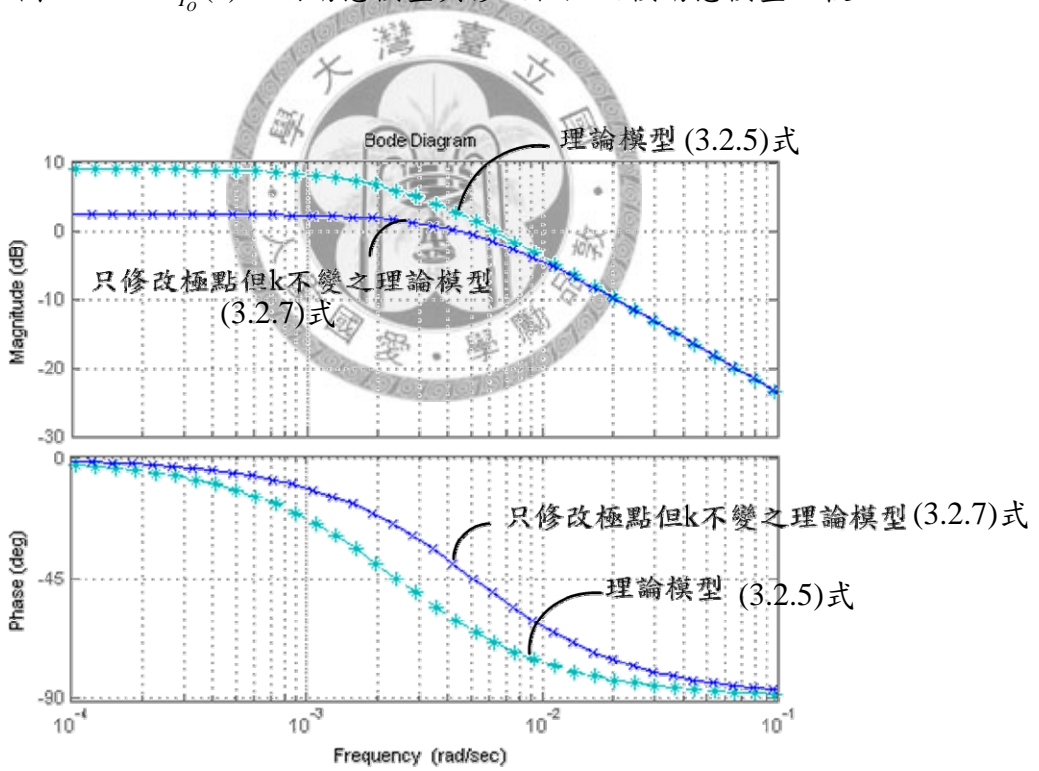


圖 3.2.16 $G_{T_1}(s)$ 理論動態模型與修改極點之模動態模型比較

第四章 液位控制系統設計分析

利用前一章所識別的系統轉移函數，本章將對液位系統做控制系統設計分析，並設計一控制器驅動循環泵浦做液位控制，最後對循環泵浦變頻控制系統做一完整測試。

4.1 液位控制器設計與參數分析

根據前一章所識別出系統的動態模型，對此動態模型進行系統的設計，控制目標為產生器的液位高度，由於液位控制與循環泵浦的運作有關，而循環泵浦容易受到流阻改變而影響其排出量，故為了能夠體抗各個干擾的影響，所以希望所設計的控制器一方面能抑制外界干擾影響，另一方面能縮短系統反應時間，且降低穩態時的誤差。最後希望能在符合系統規格下，找出一組最適的控制器參數。為了達到以上的目的，本研究選用工業界常用的PI控制器[14-15]，如(4.1.1)式，演算法如式(4.1.2)所示。

$$G_C(s) = K_p + \frac{K_I}{s} \quad (4.1.1)$$

$$\omega(t) = e_r(t)K_p + K_I \int_0^t e_r(\tau) d\tau \quad (4.1.2)$$

利用調整其比例常數 K_p 與積分常數 K_I ，即可調整系統之極點至所要的位置。

其中

$G_C(s)$ ：控制器轉移函數

$e_r(t)$ ：誤差值， $e_r(t) = \tilde{H}_{SET} - \tilde{H}_o$

K_p ：其比例控制常數

K_I ：積分增益常數

PI 控制器由時域(time-domain)的角度來看，相當於在開路轉移函數中加入一個零點及 $s = 0$ 之極點，此極點增加開路轉移函數的階數(type)一次，若閉迴路系統為穩定，則穩態誤差(e_{ss})能有效被改善，加入一零點也可縮短系統上升時間。另外從頻域(frequency-domain)的觀點，PI 控制器的頻率轉移函數為 $G_C(j\omega) = K_p + \frac{K_I}{j\omega}$ ，當頻率越高， $|G_C(j\omega)|$ 越小，所以 PI 控制器在頻域上為一低通濾波器(low-pass-filter)，因此對於系統中出現的高頻雜訊有抑制的作用。

由式(3.2.2)可得未加控制前，系統為 Type 0 系統，若要消除穩態誤差，則系統開路轉移函數要利用控制器增加為 Type 1 系統，所以選擇 PI 控制器來達到液位控制的目的，加入 PI 控制器後，閉迴路系統方塊圖如圖 4.1.1 所示，將依訂定的控制器規格，對系統做模擬分析，找出控制器參數 K_p 及 K_I 的最佳值。

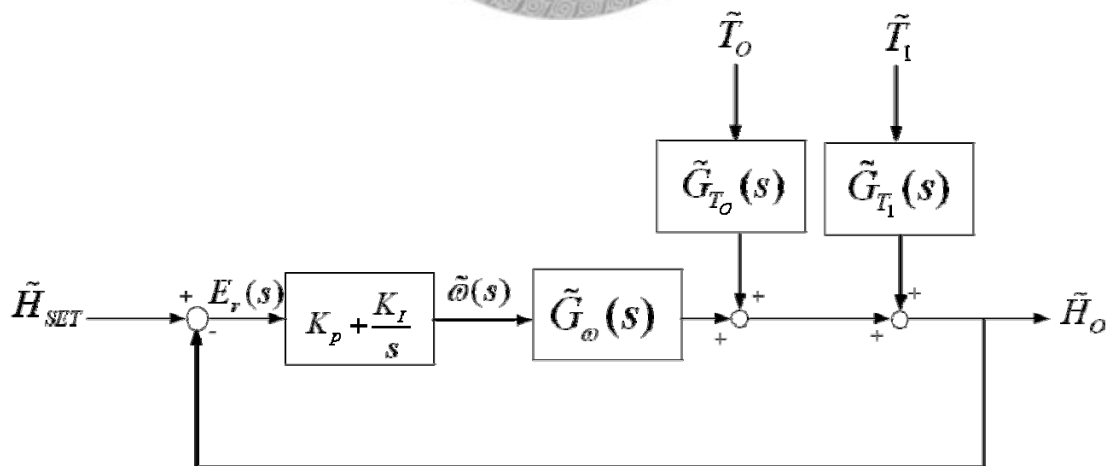


圖 4.1.1 加入 PI 控制器之閉迴路系統方塊圖

根據上述，在決定控制器參數前，必須先設定控制器的規格，而本研究所設計的控制器規格是依照最終使用在噴射式製冷系統上的需求，噴射式製冷系統中的產生器維持液位高度的設定為 15 cm，則其容許的範圍為，產生器液位高度設定值上下 2 cm 的範圍為標準，如圖 4.1.2 所示。為了不使液位高度高出產生器設定的容許範圍，其液位高度的響應之最大超越量不得超過 17 cm，即其最大超越量不得超過控制輸入之 $[(17-15)/15] \times 100\% = 13.33\%$ ；而在上升時間部分，因為系統的反應時間很快，所以控制器本身的上升時間只要在 20 分鐘以內達到目標值即可。

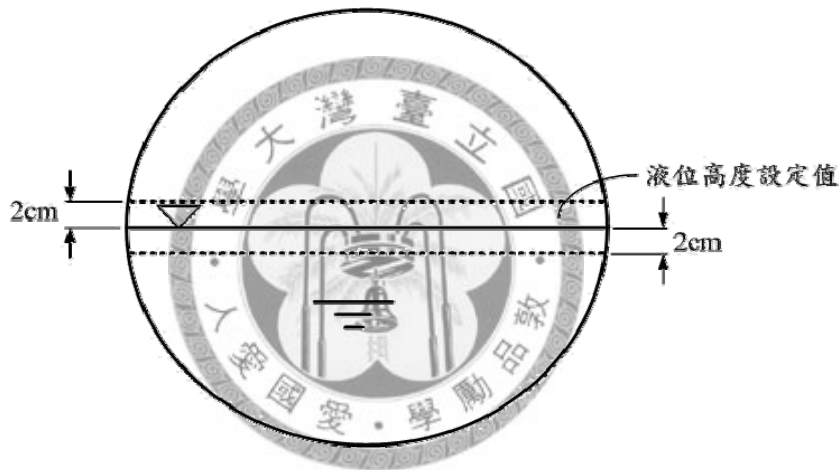


圖 4.1.2 產生器液位高度設定

在此，先由圖 4.1.1 可求出回授系統之閉迴路轉移函數如 4.1.3 式所示。

$$T(s) = \frac{H_o(s)}{H_{SET}(s)} = \frac{G_C(s)G_\omega(s)}{1 + G_C(s)G_\omega(s)} \quad (4.1.3)$$

將(3.2.2)式和(4.1.1)式代入(4.1.3)式可得：

$$T(s) = \frac{0.00299(K_p s + K_I)}{s^2 + (0.00507 + 0.00299K_p)s + 0.00299K_I} \quad (4.1.4)$$

在設計控制器參數時，要先確認閉迴路控制器的穩定性，首先利用 Routh's Stability Criterion[14]，判斷系統穩定之 K_p 及 K_I 值之範圍，由(4.1.4)式可得閉迴路轉移函數的特性方程式 $\Delta(s)$ 為：

$$\Delta(s) = s^2 + (0.00507 + 0.00299K_p)s + 0.00299K_I \quad (4.1.5)$$

由 Routh's Stability Criterion 可知系統穩定的條件為：

$$K_p > -1.69 \quad (4.1.6)$$

$$K_I > 0 \quad (4.1.7)$$

故在設計控制器參數時必須依據羅斯準則的條件去設計，否則系統會不穩定。由(4.1.6)式和(4.1.7)式的結果可知，此時控制器參數可調整之範圍相當大，為了有利於控制參數最佳化設計，利用 IAE(Integral of the Absolute Error Criterion)、ISE(Integral of the Square Error Criterion)、ITAE(Integral of the Time-Weighted Absolute Value of the Error)及 ITSE(Integral of the Time-Weighted Square of the Error)做為控制品質之準則，其數學式分別於 (4.1.7) 式、(4.1.8)式、(4.1.9)式與 (4.1.10)式，利用此四個設計準則，找出能使得誤差(Error)最小的最適控制器參數組合，並利用數學軟體 Matlab 之 Simulink 做模擬分析，希望能找出一最佳參數值，Simulink 模擬圖形於圖 4.1.3 所示。

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt = \sum_{n=0}^{\infty} |e(n)| \Delta t \quad (4.1.7)$$

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) dt = \sum_{n=0}^{\infty} e^2(n) \Delta t \quad (4.1.8)$$

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |e(t)| dt = \sum_{n=0}^{\infty} n |e(n)| \Delta t \quad (4.1.9)$$

$$ITSE = \int_0^{\infty} t e^2(t) dt = \sum_{n=0}^{\infty} n e^2(n) \Delta t \quad (4.1.10)$$

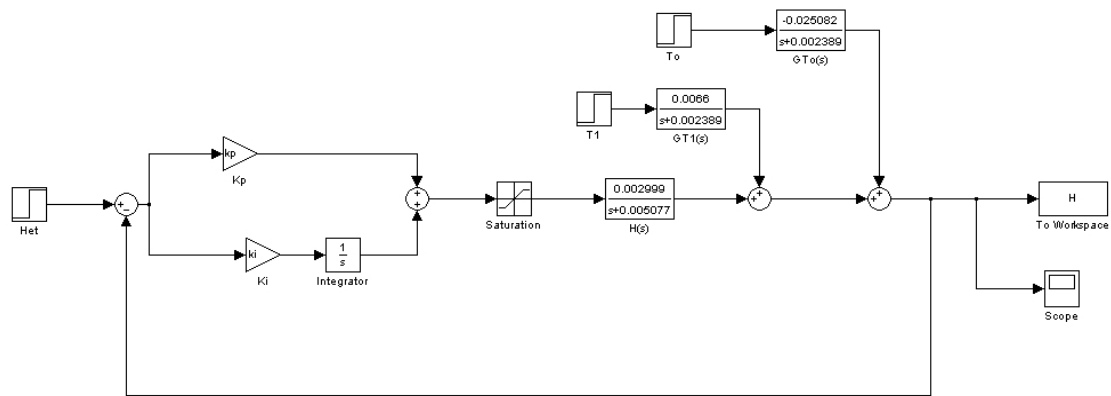


圖 4.1.3 系統模擬方塊圖

先令 $K_i = 0.1$ ，分析當 K_p 值改變時，系統之時域步階響應輸出。由圖 4.1.4 可看出，當 K_p 值大於 15 時，輸出液位高度的變化量已不明顯。 K_p 值若調整過大則易使致動器飽和，故設定 K_p 值為於 15~18 間調整。

由圖 4.1.4 可以看出，系統尚有穩態誤差值。故加入積分控制，並逐步調整 K_i 值，再對不同 K_i 值繪出其步階響應圖形，模擬圖形於圖 4.1.5 所示。由圖 4.1.5 中可以看出，當 K_i 大於 0.5 時，最大超越量會超過 19.3%，不只會造成系統進入積分終結，且已超過系統最大超越量於 13.33% 以內的控制目標。再由 K_i 介於 0.1 和 0.3 之間，系統反應開始變慢，不會超過設定之最大超越量，所以選定 K_i 範圍在 0.1~0.3 之間，然後利用上述誤差準則求得最佳之參數值。

利用上述方式求出 K_p 及 K_i 之範圍僅係理想狀態，但是實際上設計 K_p 及 K_i 時，必需要考慮到致動器飽和現象。積分控制系統因飽和現象而影響控制性能，稱之為積分終結。須要利用反積分終結來改善積分終結的現象，則圖 4.1.3 之 Simulink Block 之系統模擬圖形改為圖 4.1.6 之系統模擬圖形，加入一反積分終結迴路，此迴路可抑制飽和現象。在反積分終結迴路之增益值應選擇夠大，使得有

足夠的回授值來降低積分器之輸入誤差值。

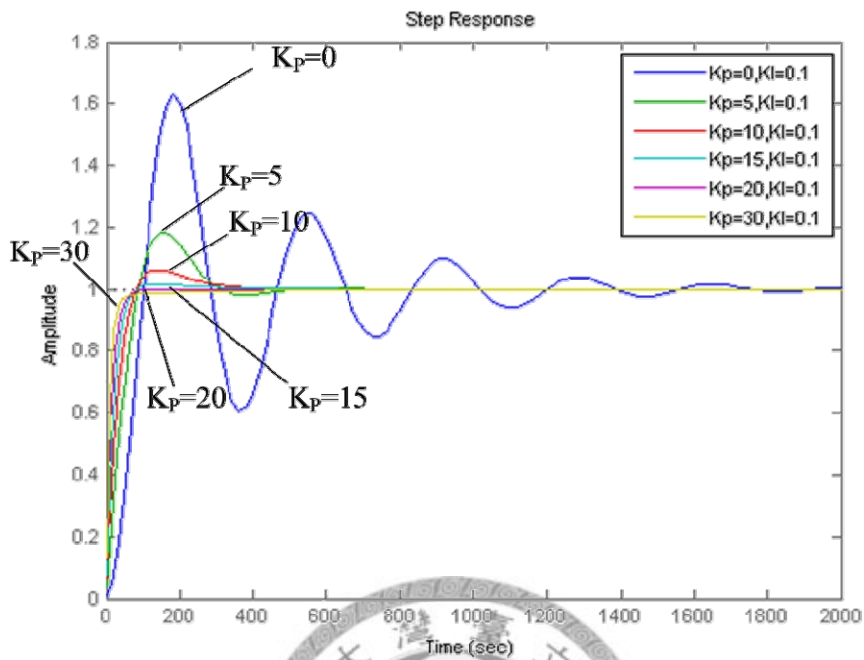


圖 4.1.4 系統步階響應模擬圖 ($K_p=0\sim 30$, $K_i=0.1$)

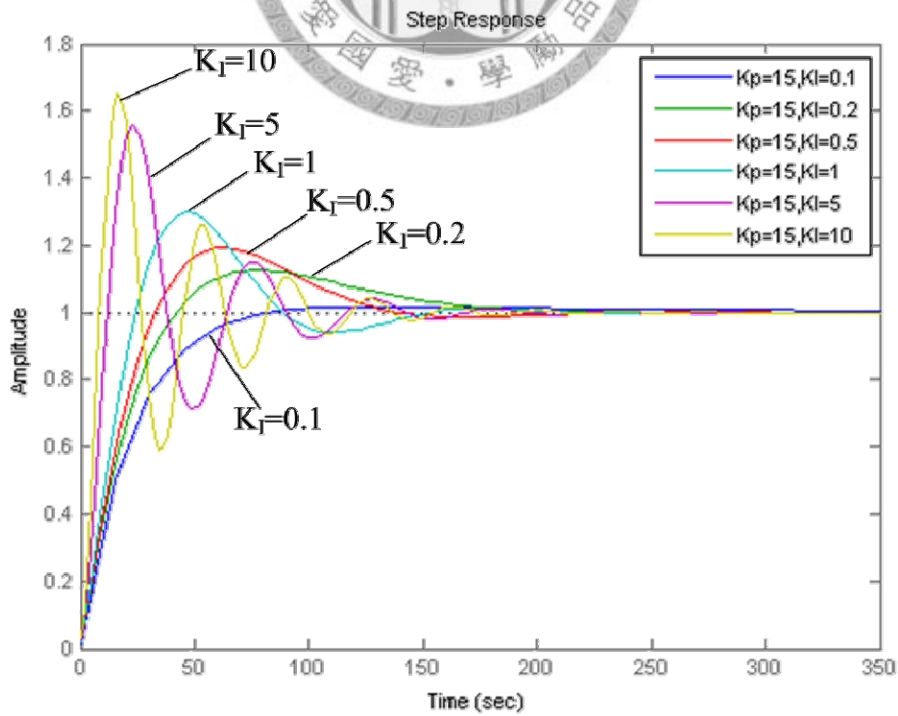


圖 4.1.5 系統步階響應模擬圖 ($K_p=0\sim 30$, $K_i=0.1$)

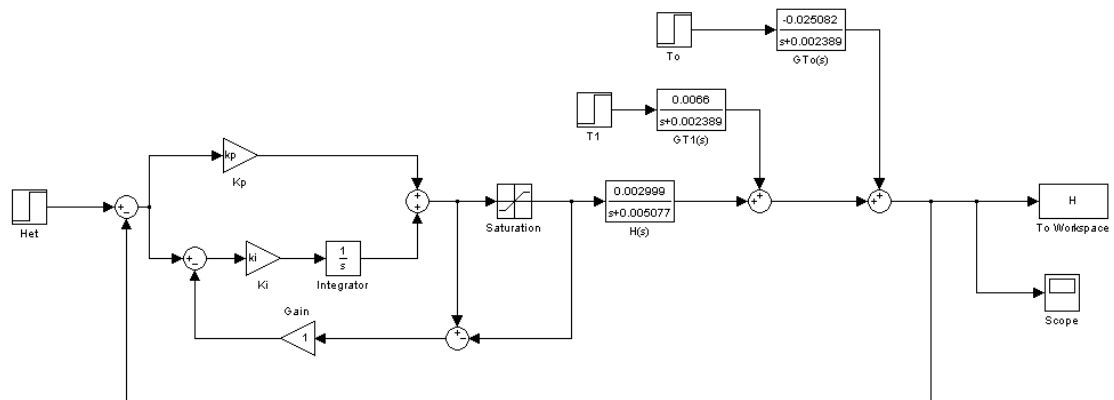


圖 4.1.6 加入反積分終結迴路之 PI 控制器系統模擬方塊圖

以下表 4.1.1 至表 4.1.4 為分別對各個 K_p 及 K_i 值之 IAE、ISE、ITAE 及 ITSE 模擬結果，並於表 4.1.5 列出不同參數的 Rise Time(T_r) 與 Maximum Overshoot(M_o)。



表 4.1.1 分別對各個 K_p 及 K_i 值之 IAE 數值模擬

$K_i \backslash K_p$	15	16	17	18
0.1	1.1057e+003	1.0359e+003	0.974e+003	0.919 e+003
0.2	1.2556e+003	1.1805e+003	1.1122e+003	1.0499e+003
0.3	1.2937e+003	1.2280e+003	1.1670e+003	1.1105e+003

表 4.1.2 分別對各個 K_p 及 K_I 值之 ISE 數值模擬

$K_I \backslash K_p$	15	16	17	18
0.1	514.1738	485.1229	459.1677	435.8426
0.2	520.7124	491.2645	464.9863	441.3934
0.3	542.2053	511.8158	484.6173	460.1294

表 4.1.3 分別對各個 K_p 及 K_I 值之 ITAE 數值模擬

$K_I \backslash K_p$	15	16	17	18
0.1	3.0585e+004	2.5786e+004	2.1709e+004	1.8283e+004
0.2	5.7159e+004	5.1638e+004	4.6710e+004	4.2292e+004
0.3	5.9153e+004	5.5249e+004	5.1620e+004	4.8244e+004

表 4.1.4 分別對各個 K_p 及 K_I 值之 ITSE 數值模擬

$K_I \backslash K_p$	15	16	17	18
0.1	5.7985e+003	5.1557e+003	4.6254e+003	4.1828e+003
0.2	6.9295e+003	6.0208e+003	5.2698e+003	4.6441e+003
0.3	7.8379e+003	6.8666e+003	6.0515e+003	5.3623e+003

表 4.1.5 不同控制器參數之 T_r 與 M_o

$K_p \backslash K_I$		15	16	17	18
0.1	T_r (sec)	44.9	43.1	41.4	39.8
	M_o (%)	1.72	1.22	0.804	0.45
0.2	T_r (sec)	35.6	34.5	33.5	32.5
	M_o (%)	7.9	7	6.2	5.2
0.3	T_r (sec)	30.7	30	29.2	28.5
	M_o (%)	12.5	11.4	10.4	9.44

由上述數據，四個控制系統規格其 $K_p=18$ 及 $K_I=0.1$ 時之誤差量，都為最小值；根據表 4.1.5 的最大超越量，可以知道上列參數都可達到實際設定的範圍 13.33% 之內，則最後控制器選擇為：

$$G_c(s) = 18 + \frac{0.1}{s} \quad (4.1.11)$$

考慮輸入干擾 T_o 對系統影響來做控制器參數分析，首先，由理論模型(2.4.30)式探討產生器溫度 \tilde{T}_o 的微擾量對輸出液位高度微擾量 \tilde{H}_o 的影響，加入控制器後， \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的閉迴路轉移函數如 4.1.12 式：

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_o(s)} &= \frac{G_{T_o}(s)}{1 + G_c(s)G_w(s)} \\ &= \frac{-10.5214s(196.96s + 1)}{82620.78s^3 + (247.5K_p + 616.4)s^2 + (1 + 0.59K_p + 247.5K_I)s + 0.59K_I} \end{aligned} \quad (4.1.12)$$

將符合規格之 K_p 及 K_I 值帶入(4.1.12)式中，轉移函數頻率響應圖如圖 4.1.7 所示，其步階響應如 4.1.8 所示，其中步階為 1°C 。從頻率響應的大小圖可看出在各種參數搭配下其大小值皆在 -10 dB ($\text{cm}/^\circ\text{C}$) 以下，頻率響應採用對數刻度，隨著頻率的增加曲線會逐漸衰減，而由步階響應圖可看出其干擾都可以有效的將

其收斂至零，表示加入控制器之閉迴路系統對各種頻率下的干擾可有效抑制。

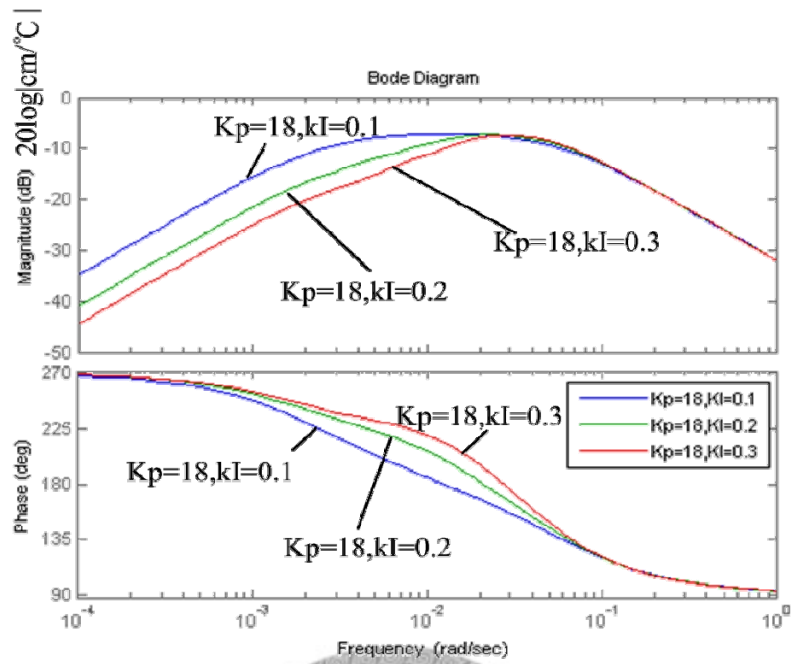


圖 4.1.7 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的轉移函數頻率響應圖

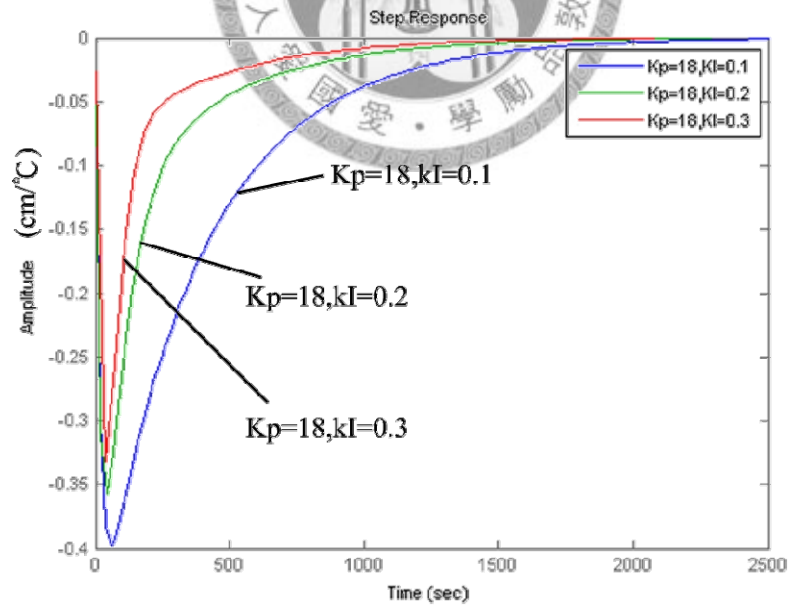


圖 4.1.8 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的轉移函數步階響應圖

接著考慮輸入干擾 T_1 對系統影響來做控制器參數分析，由理論模型(2.4.30)

式探討儲液槽溫度 \tilde{T}_1 的微擾量對輸出液位高度微擾量 \tilde{H}_O 的影響，加入控制器後，

\tilde{T}_1 對 \tilde{H}_O 的閉迴路轉移函數如 4.1.13 式：

$$\frac{\tilde{H}_O(s)}{\tilde{T}_1(s)} = \frac{G_{T_1}(s)}{1 + G_c(s)G_\omega(s)} \quad (4.1.13)$$

$$= \frac{2.77s(196.96s + 1)}{82620.78s^3 + (247.5K_p + 616.4)s^2 + (1 + 0.59K_p + 247.5K_I)s + 0.59K_I}$$

將符合規格之 K_p 及 K_I 值帶入(4.1.13)式中，轉移函數頻率響應圖如圖 4.1.9 所示，步階響應圖如 4.1.10 所示，其中步階為 1°C 。從頻率響應的大小圖可看出在各種參數搭配下其大小值皆在 $-20 \text{ dB (cm/}^\circ\text{C)}$ 以下，而由步階響應圖可看出其干擾都可以有效的將其收斂至零，表示加入控制器之閉迴路系統對各種頻率下的干擾 T_1 可有效抑制。

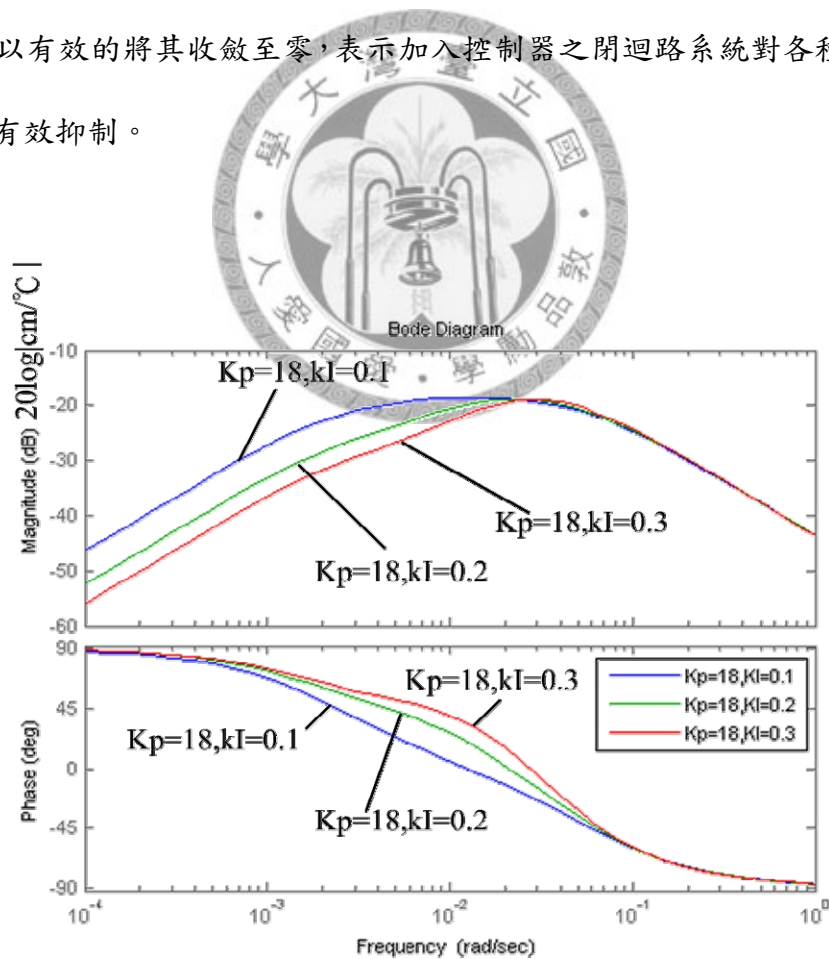


圖 4.1.9 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_O 的轉移函數頻率響應圖

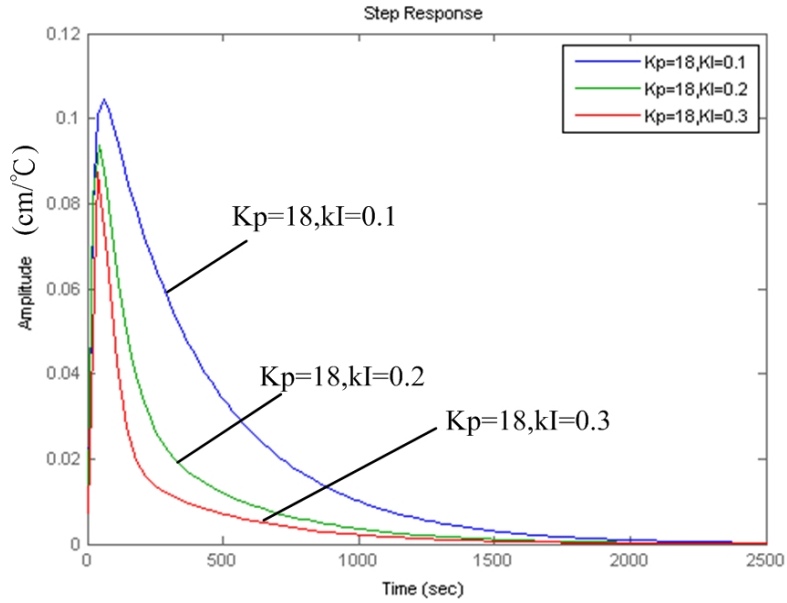


圖 4.1.10 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的轉移函數步階響應圖

利用前一章系統轉移函數(3.2.6)式，輸入干擾 T_o 和 T_1 對系統影響來做控制器參數分析，由(3.2.6)式探討產生器溫度 T_o 和 T_1 的微擾量對輸出液位高度微擾量 \tilde{H}_o 的影響。加入控制器後， \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的閉迴路轉移函數如(4.1.14)式， \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的閉迴路轉移函數如(4.1.15)式。

$$\frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_o(s)} = \frac{G_{T_o}(s)}{1 + G_c(s)G_\omega(s)} = \frac{-10.50679s(196.96s + 1)}{38793.24s^3 + (98.48K_p + 393.92)s^2 + (1 + 0.59K_p + 98.48K_I)s + 0.59K_I} \quad (4.1.14)$$

$$\frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_1(s)} = \frac{G_{T_1}(s)}{1 + G_c(s)G_\omega(s)} = \frac{2.76462s(196.96s + 1)}{38793.24s^3 + (98.48K_p + 393.92)s^2 + (1 + 0.59K_p + 98.48K_I)s + 0.59K_I} \quad (4.1.15)$$

將符合規格之 K_p 及 K_I 值帶入(4.1.14)式和(4.1.15)式中，轉移函數頻率響應圖如圖 4.1.11 和圖 4.1.13 所示，步階響應圖如 4.1.12 和圖 4.1.14 所示，其中步階為 1°C 。從頻率響應的大小圖可看出在各種參數搭配下其大小值皆在 0 dB (cm/

°C)以下，而由步階響應圖可看出其干擾都可以有效的將其收斂至零。

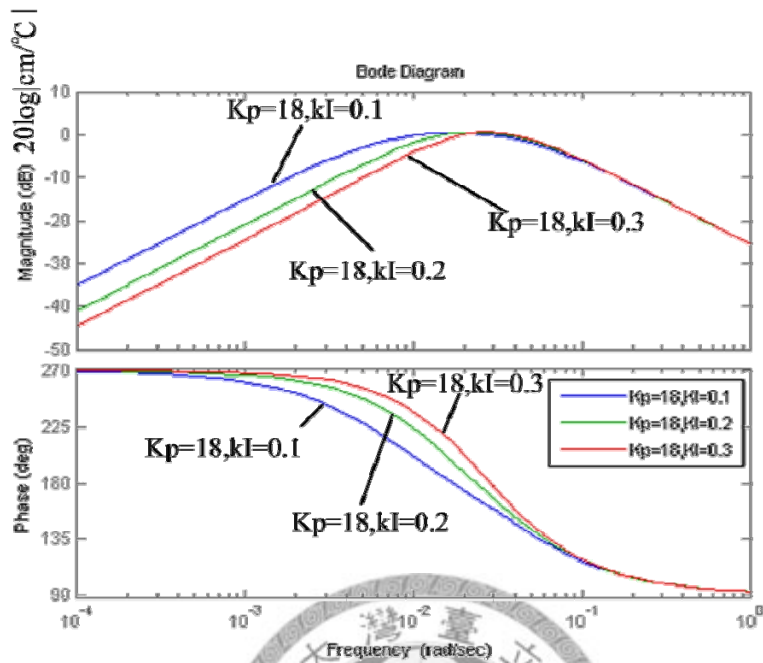


圖 4.1.11 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式

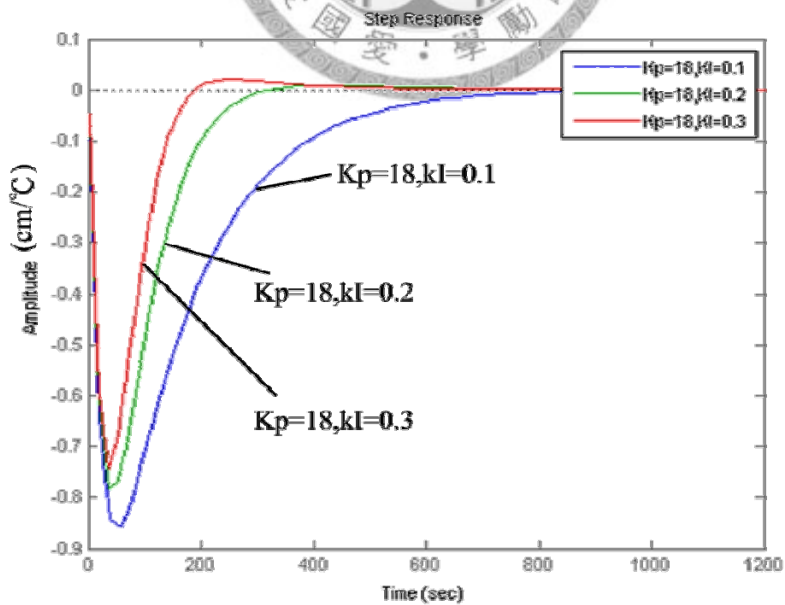


圖 4.1.12 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式

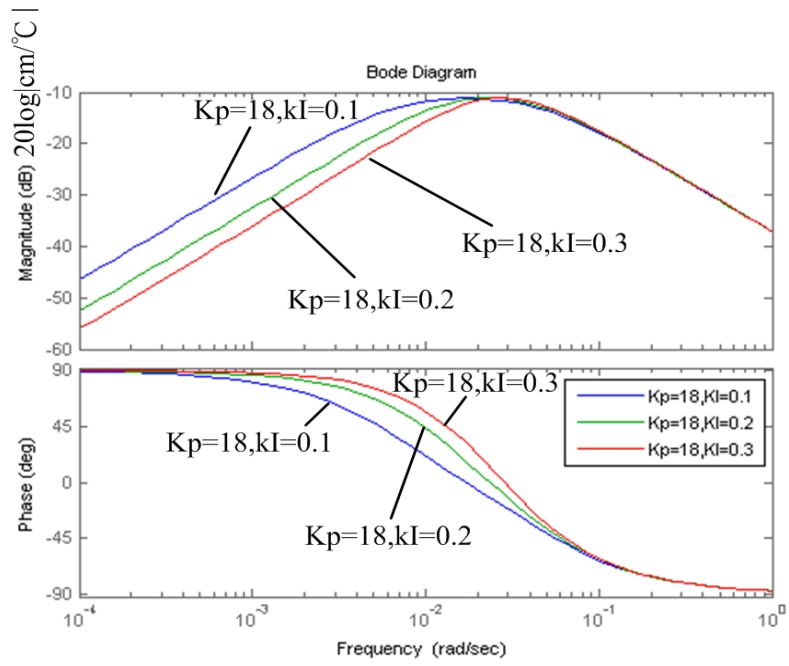


圖 4.1.13 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式

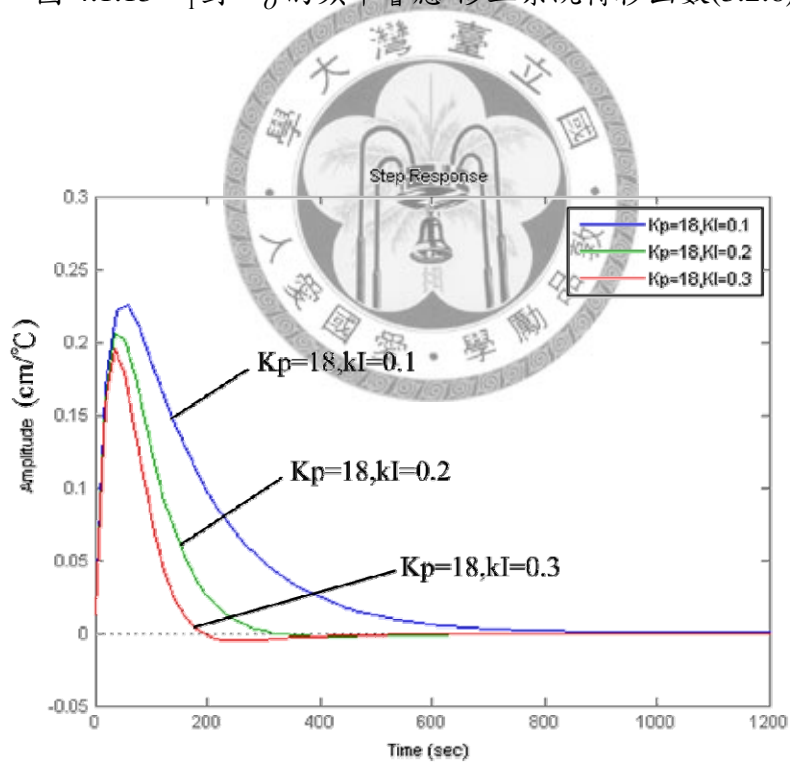


圖 4.1.14 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.6)式

最後考慮轉移函數(3.2.7)式，輸入干擾 T_o 和 T_i 對系統影響來做控制器參數分析，由(3.2.7)式探討產生器溫度 \tilde{T}_o 和 \tilde{T}_i 的微擾量對輸出液位高度微擾量 \tilde{H}_o 的影響，加入控制器後， \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的閉迴路轉移函數如(4.1.16)式， \tilde{T}_i 對 \tilde{H}_o 的閉迴路轉移函數如(4.1.17)式。

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_o(s)} &= \frac{G_{T_o}(s)}{1+G_c(s)G_\omega(s)} \\ &= \frac{-4.9403s(196.96s+1)}{38793.24s^3+(98.48K_p+393.92)s^2+(1+0.59K_p+98.48K_I)s+0.59K_I} \end{aligned} \quad (4.1.16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\tilde{H}_o(s)}{\tilde{T}_i(s)} &= \frac{G_{T_i}(s)}{1+G_c(s)G_\omega(s)} \\ &= \frac{1.299s(196.96s+1)}{38793.24s^3+(98.48K_p+393.92)s^2+(1+0.59K_p+98.48K_I)s+0.59K_I} \end{aligned} \quad (4.1.17)$$

將符合規格之 K_p 及 K_I 值帶入(4.1.16)式和(4.1.17)式中，轉移函數頻率響應圖如圖 4.1.15 和圖 4.1.17 所示，步階響應圖如 4.1.16 和圖 4.1.18 所示，其中步階為 1°C 。從頻率響應的大小圖可看出在各種參數搭配下其大小值皆在 $-10\text{ dB (cm/}^\circ\text{C)}$ 以下，而由步階響應圖可看出干擾都可以有效的抑制。由圖比較，發現只有修正極點和 k 不變的轉移函數與理論轉移函數的曲線最接近，在 k 沒有改變下，可以推論實驗轉移函數接近(3.2.7)式。

綜合上述，用理論模型(2.4.30)式和用(3.2.6)~(3.2.7)式之修正模型來設計回授系統，控制器均可以有效的抑制干擾達到控制器設計目的。

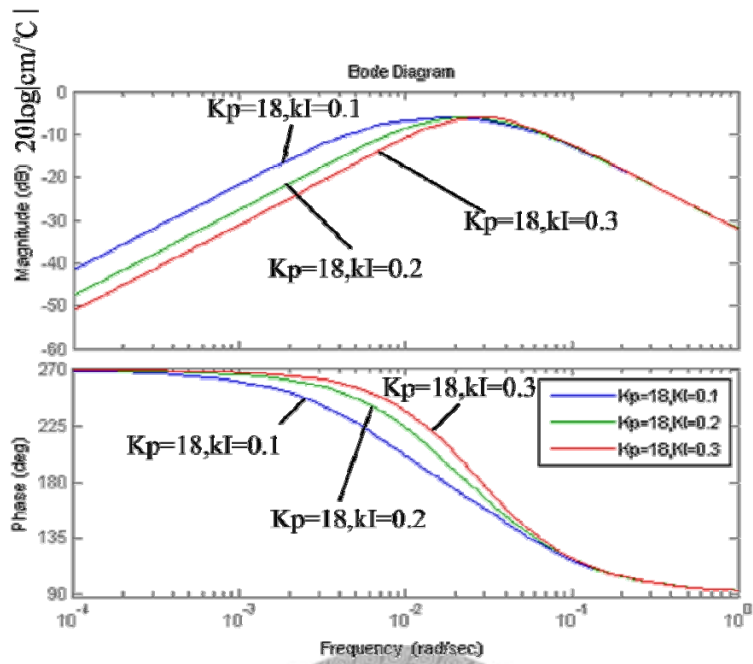


圖 4.1.15 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式

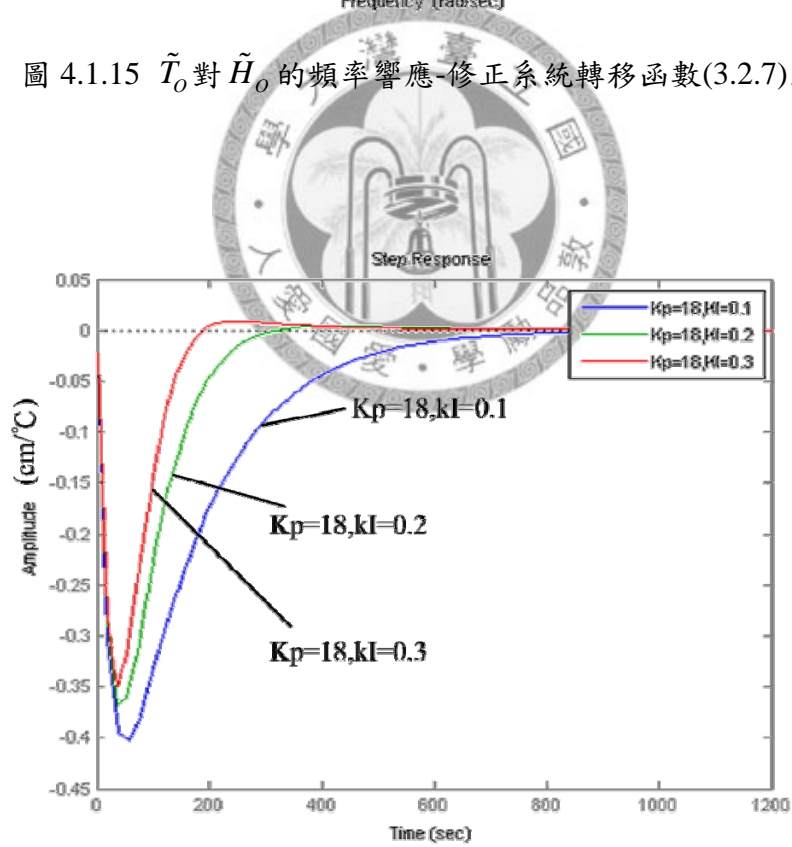


圖 4.1.16 \tilde{T}_o 對 \tilde{H}_o 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式

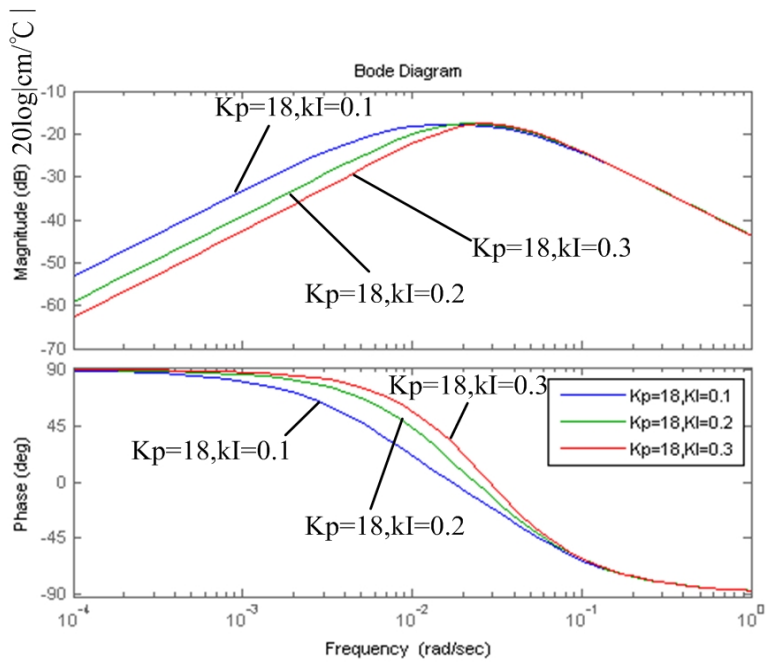


圖 4.1.17 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的頻率響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式

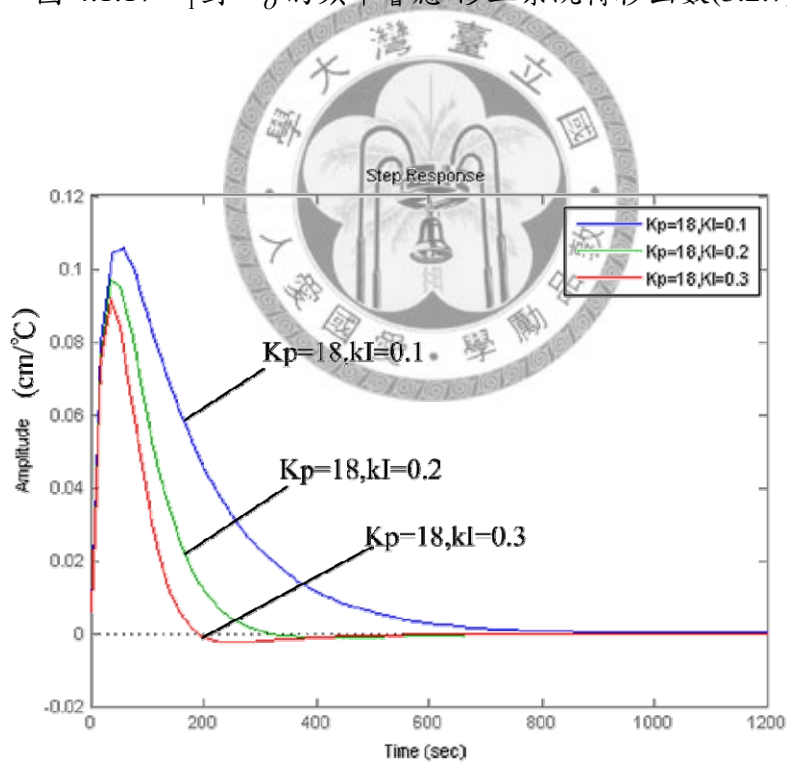


圖 4.1.18 \tilde{T}_1 對 \tilde{H}_o 的步階響應-修正系統轉移函數(3.2.7)式

4.2 液位控制器硬體製作

循環泵浦變頻控制系統硬體方塊圖如圖 4.2.1 所示，主要是利用單晶片 PIC16F877A 和電腦為運算核心，利用液位感測器，將產生器內液位高度回授給電腦，電腦計算完畢後傳回給單晶片，以數位類比轉換器 DAC0800 輸出電壓訊號給變頻驅動器改變循環泵浦的轉速，以達到液位高度控制的目的。

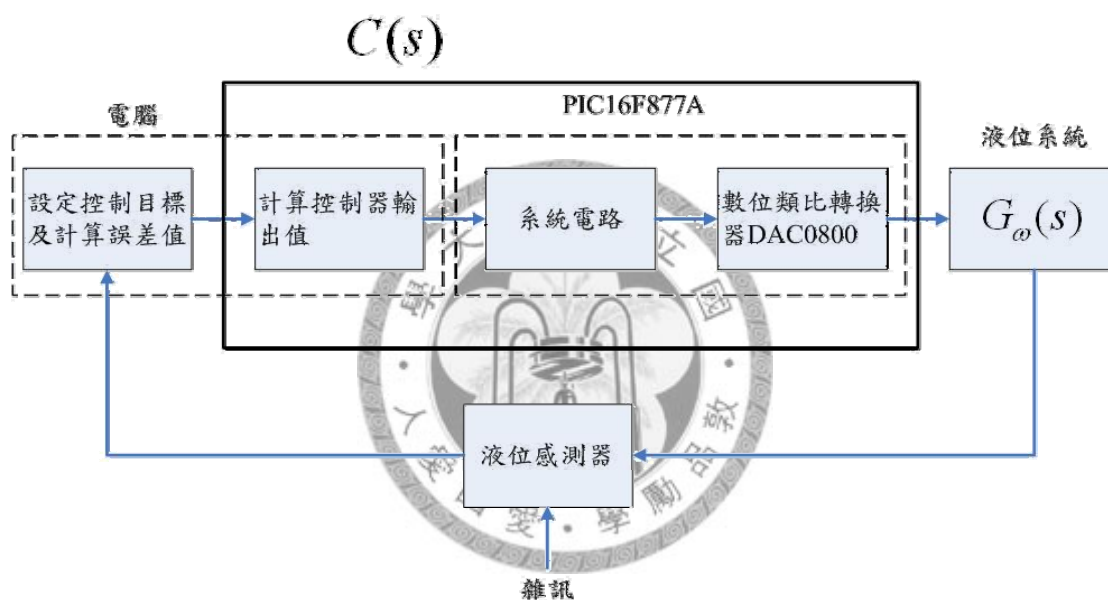


圖 4.2.1 循環泵浦變頻控制系統硬體方塊圖

控制器硬體和軟體部分包含下列主要元件，詳細電路圖及製作完成圖如圖 4.2.1 及圖 4.2.2 所示：

(1) 單晶片 PIC16F877A：

為 Microchip 所推出之 8 位元微處理機，包含 8 組 10bit 之 ADC(Analog to Digital Converter)，可直接量測電壓，在 5V 參考電壓值，量測精度可達 0.005V。

(2) 類比轉換器 DAC0800 :

將由電腦計算後的轉速訊號傳送至單晶片，單晶片在發送數位訊號給 DAC0800 轉換成類比信號給變頻驅動器進行改變循環泵浦轉速，此晶片具有 8 位元 CMOS 連續近似的 A/D 轉換器。

(3) LCD 液晶顯示器 :

主要顯示目前溫度值與壓縮機轉速，及方便程式除錯。

(4) Visual Basic 程式語言 :

使用 Visual Basic 程式語言建構電腦與單晶片溝通的橋梁，電腦端負責接收紀錄器所傳回的量測值，由電腦計算完成傳至單晶片做執行動作，圖 4.2.3 和圖 4.2.4 為電腦控制介面。

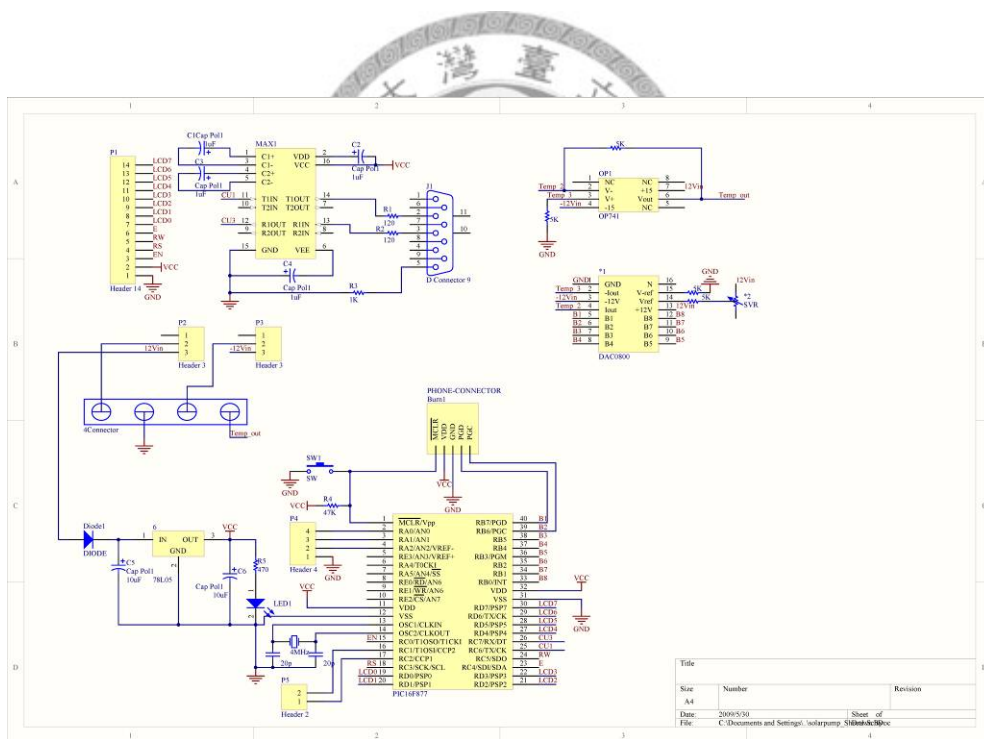


圖 4.2.1 循環泵浦轉速控制電路設計圖

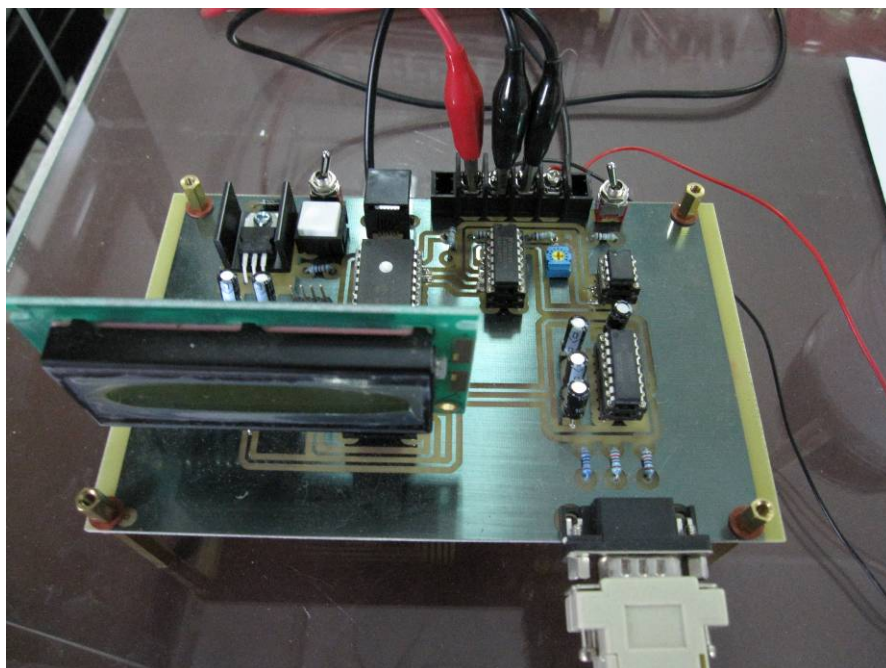


圖 4.2.2 循環泵浦轉速控制電路實體圖

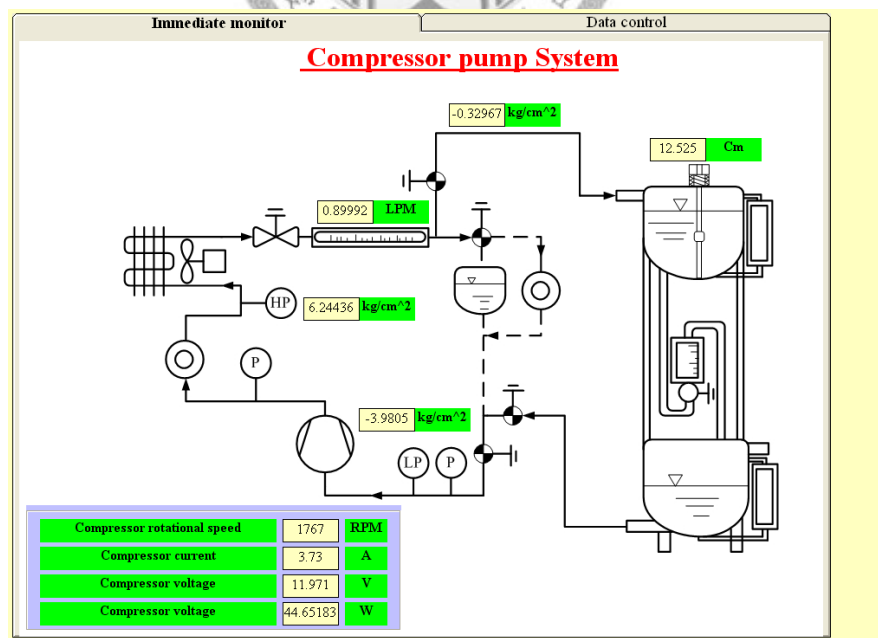


圖 4.2.3 Visual Basic 控制介面-量測數據面板

Immediate monitor		Data control	
Compressor rotational speed Control			
Compressor rotational speed signal	4.3	V	
Compressor rotational speed signal (DAC)			
Compressor rotational speed		RPM	
Start change compressor rotational speed			
16:50:09 05/30/09 2: 178.68 HZ ALM:15 DIO:255 TC		16:50:09 05/30/09 2: 178.68 HZ ALM:15 DIO:255 TOTAL:0	
-3E0E0DATE190530TIME164948N V 0		-3 E0 E0 DATE190530 TIME164948 N V 001,+11975E-3 N mV 002,+00383E-2 N V 003,+00422E-3 N V 004,+02668E-3 N V 005,+02707E-3 N V 006,+00002E-3 N V 007,+00927E-3	
		Liquid position target	13 Cm
		Liquid position	12.51
		DAC	169.52441
		err	0.4899999
		err_old	0.4825
		err_new	3.8899999
		err_sum	183.12209
		Stop	

圖 4.2.4 Visual Basic 控制介面-PI 控制面板



4.3 液位控制器軟體撰寫

(1) PI 控制器

PI 控制器之演算法如下

$$I(t) = K_p \times e_r(t) + K_I \times \int_0^t e_r(\tau) d\tau \quad (4.3.1)$$

其中 $I(t)$ ：電源供應器輸出電流

$e_r(t) = H_{SET} - \tilde{H}_O$ ：誤差值

K_p ：比例增益函數

K_I ：積分增益函數

當以軟體實現時，需將式 4.3.1 中的積分項數位化，利用梯型面積法如圖 4.3.1 並導出式 4.3.2。

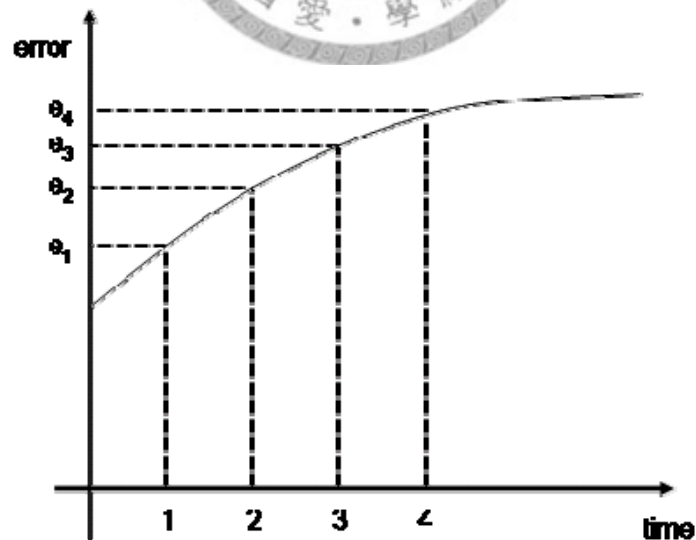


圖 4.3.1 以梯形面積法使積分器數位化示意圖

$$K_I \times \int e dt = K_I \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{e_n + e_{n-1}}{2} \right) \Delta t = K_I \left[\left(\frac{e_2 + e_1}{2} \right) + \left(\frac{e_3 + e_2}{2} \right) + \dots \right] \Delta t \quad (4.3.2)$$

其中 n ：第 n 個取樣時間

e_n ：在時間 n 時的誤差值

Δt ：取樣時間

(2) 控制軟體流程圖

圖 4.3.2 為循環泵浦控制軟體流程圖，控制過程中須考慮循環泵浦轉速的飽和現象，因控制初期誤差值極大，積分器持續累加誤差值，當達到功率目標值時，累加誤差過大使驅動器持續輸出飽和轉速訊號給循環泵浦，導致超越循環泵浦的機械極限，此時必須關閉積分器，使循環泵浦達到安全的操作範圍內，稱為 integrator antiwindup [14]。



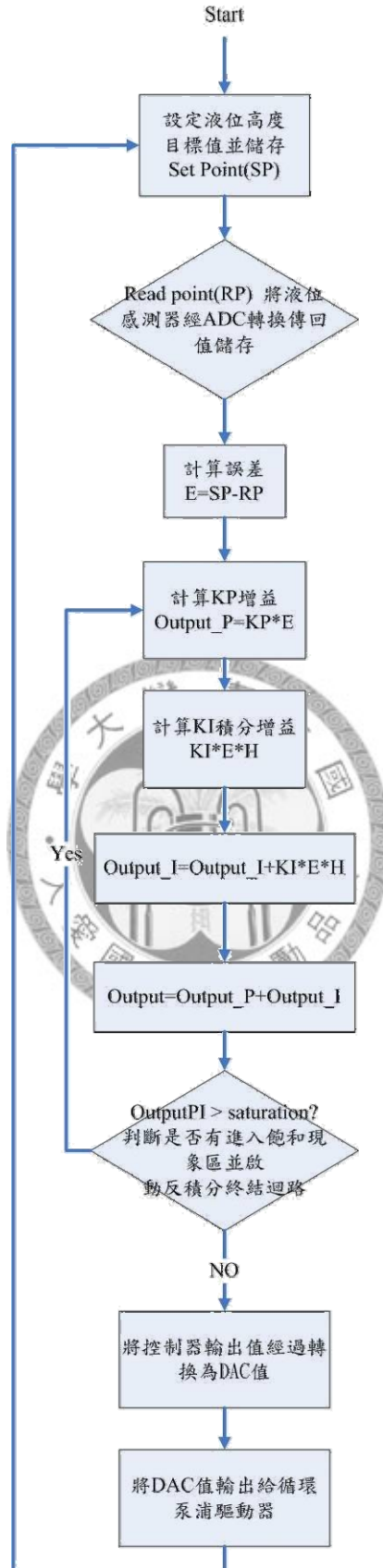


圖 4.3.2 循環泵浦控制軟體流程圖

4.4 系統整合測試

將液位控制器、循環泵浦、液位系統及電源供應器做系統的軟硬體整合測試，如圖 4.4.1 所示。利用針閥 b 來模擬當產生器溫度升高時，噴射器所噴出之流量，以動態記錄器記錄液位高度、流量及循環泵浦輸出功率改變的情況，系統加入控制器測試的結果如圖 4.4.2 所示。利用數學軟體 Matlab 之 Simulink 做模擬，模擬條件為液位高度從 7 cm 至 13 cm，控制器參數選擇 $K_p=18$ 及 $K_I=0.1$ ，其中流阻 R_o 為 $2.05 \text{ Kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^5$ ，流阻 R_1 端的流量為 0.5 LPM，過了 1 個多小時，將流阻 R_1 端的流量從 0.5 LPM 變至 0.9 LPM，接著在接近 2 小時將流阻 R_1 端的流量從 0.9 LPM 在變回至 0.5 LPM，可以觀察出在 1 小時和 2 小時的地方系統均會被干擾所影響，但是最後還是因為控制器的關係而恢復成原先的設定值，圖 4.4.3 為液位模擬結果。實驗結果如圖 4.4.4 所示。系統的步階測試，如圖 4.4.5 所示。由圖 4.4.1 可知，系統加入控制器後，可準確的控制液位的高度，圖 4.4.3 顯示出再加入干擾源後，雖然會造成系統的震盪，但是藉由控制器的抗干擾的能力，可以證明此液位控制性能良好；由圖 4.4.5 步階測試圖可以發現系統在初始狀態下因電腦的計算可以有效的控制最大超越量，但是在後面液位高度設定時，會有小幅度的最大超越量發生，推測原因是系統反應很快，而電腦取樣時間又不夠，所造成的累積誤差不足所造成，但是此幅度對系統影響很低。

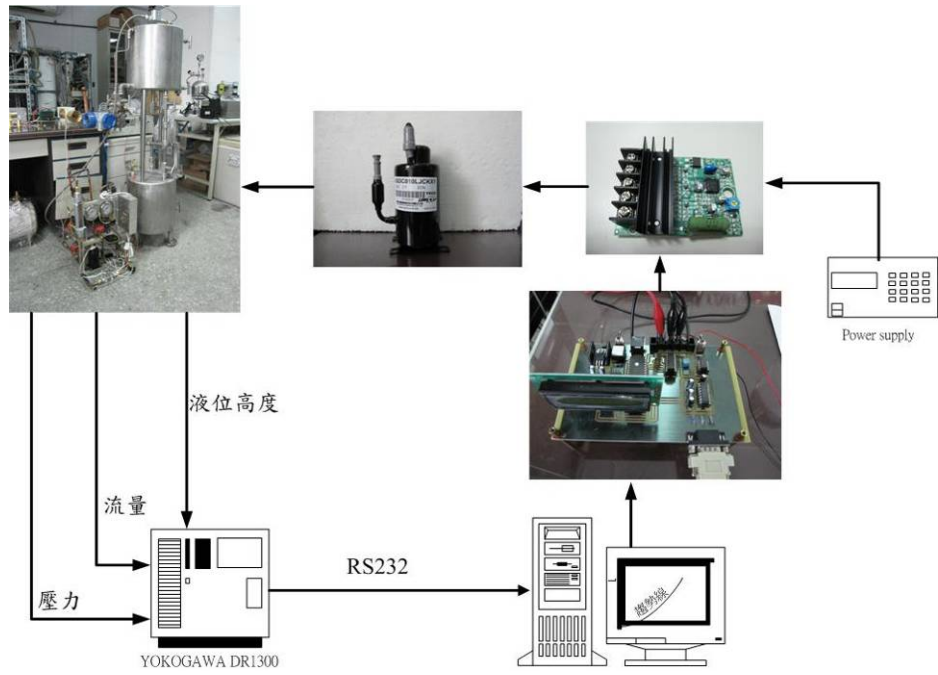
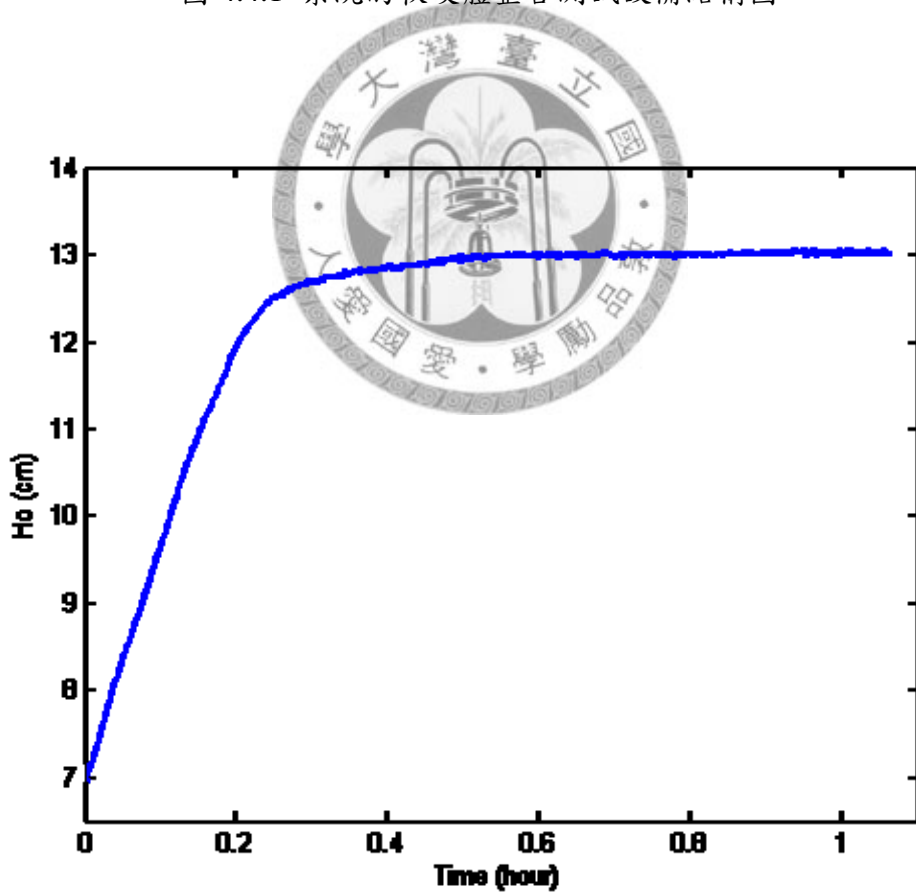
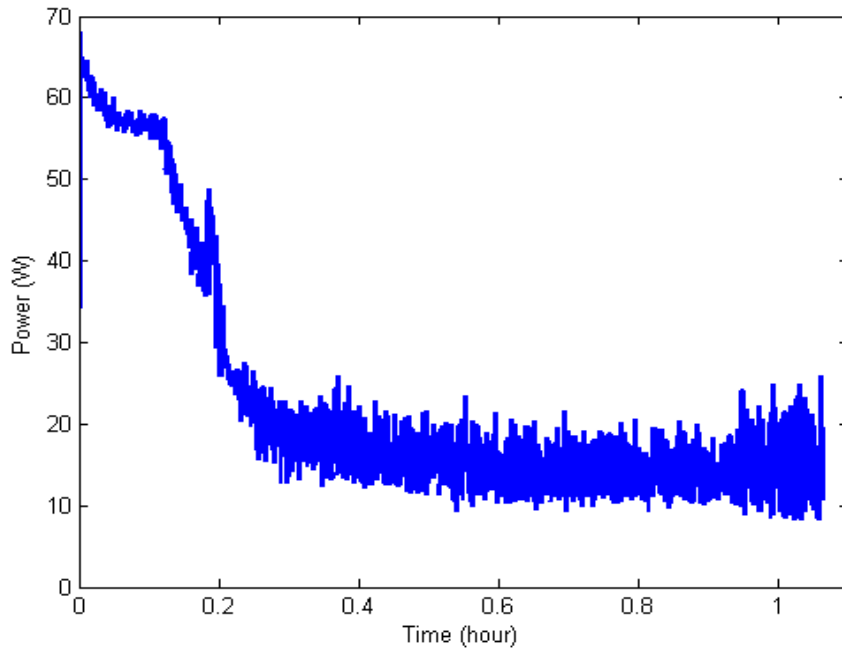


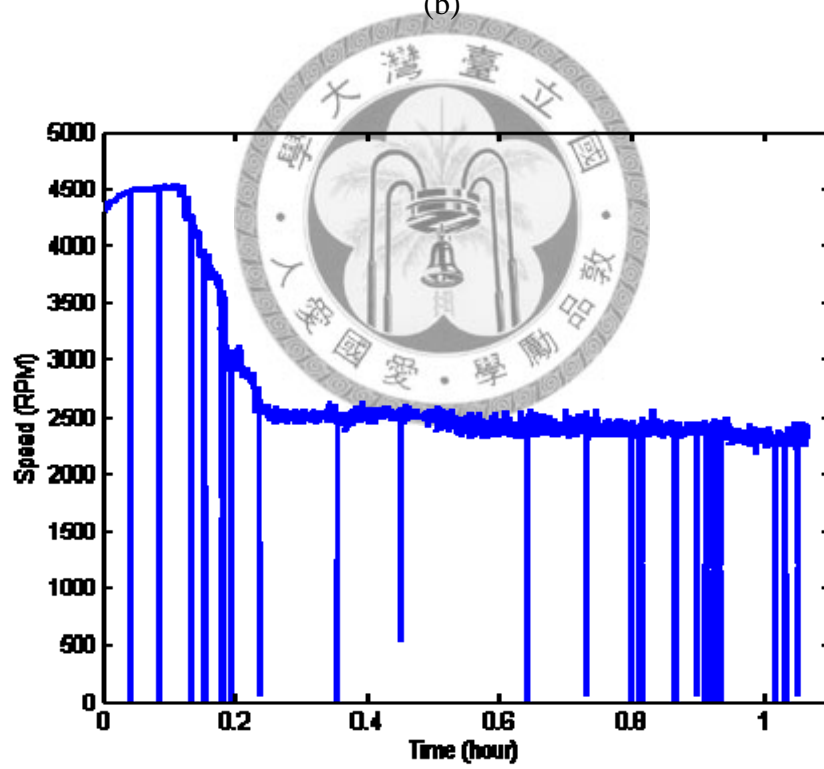
圖 4.4.1 系統的軟硬體整合測試設備結構圖



(a)



(b)



(c)

圖 4.4.2 控制參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 測試結果 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速

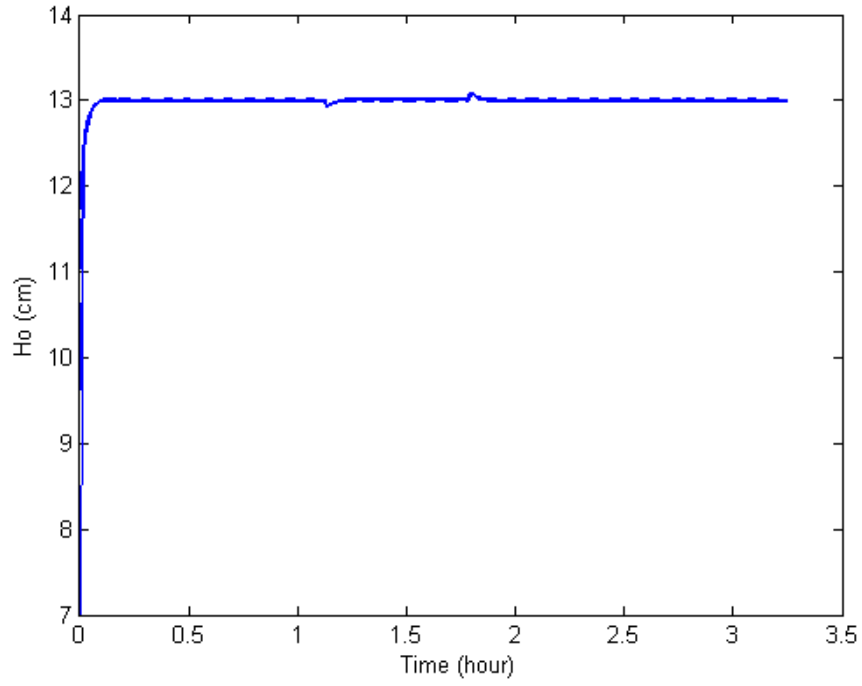
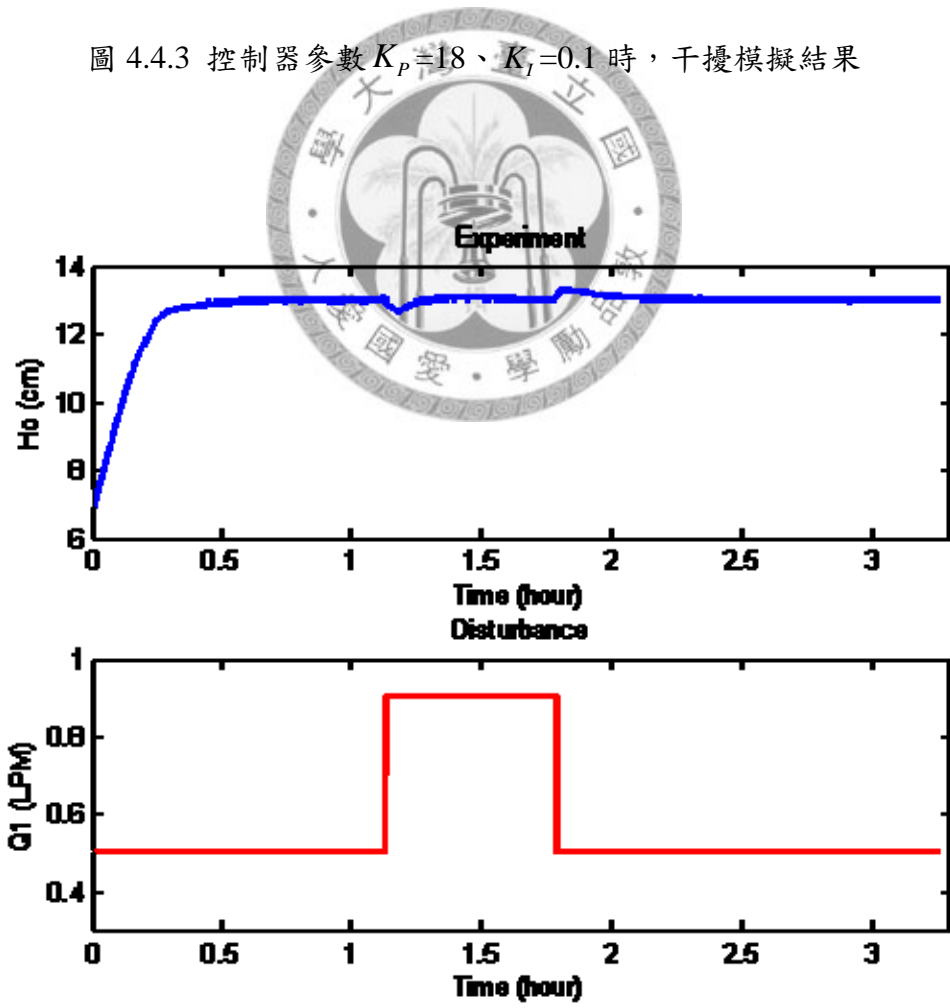
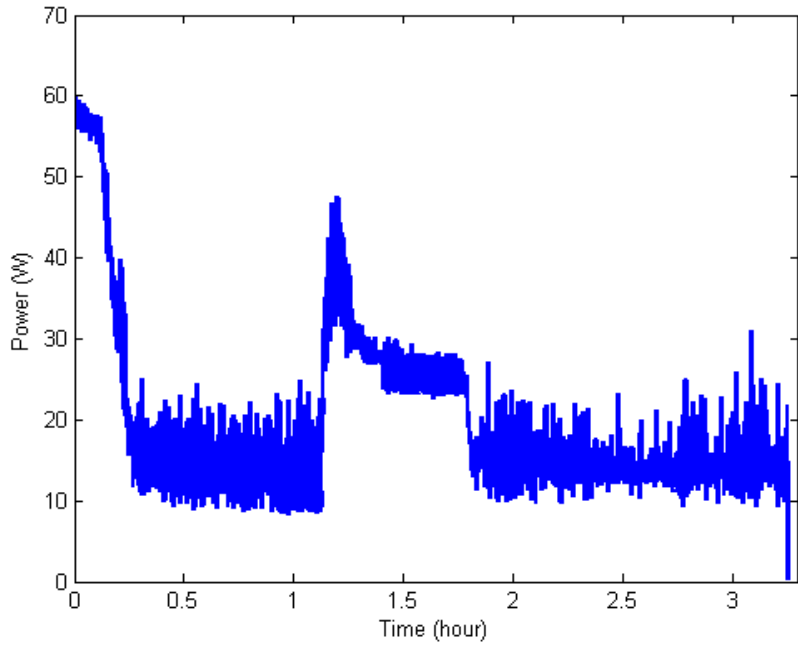


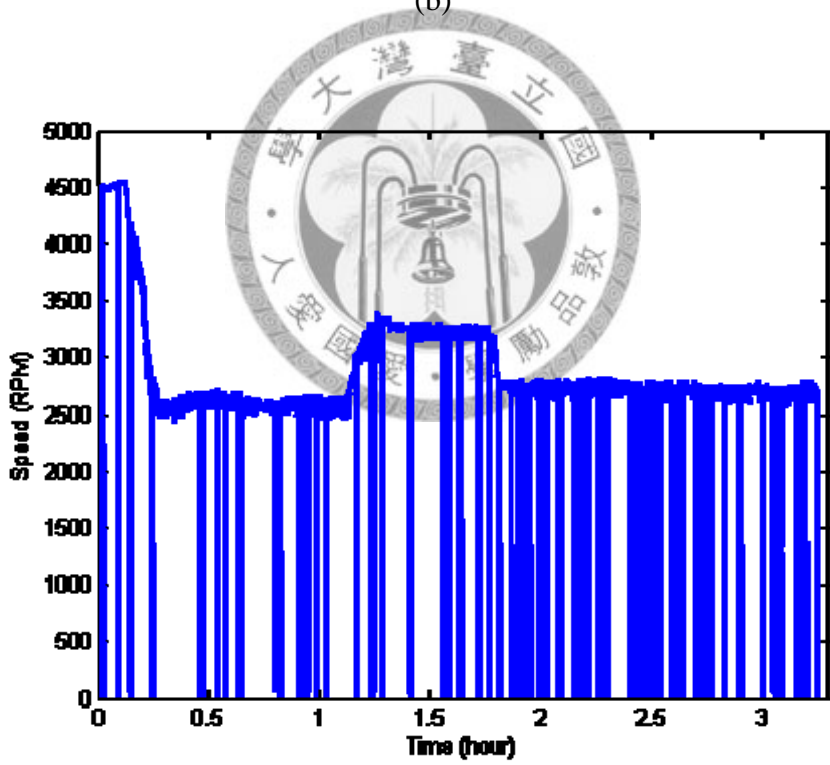
圖 4.4.3 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，干擾模擬結果



(a)

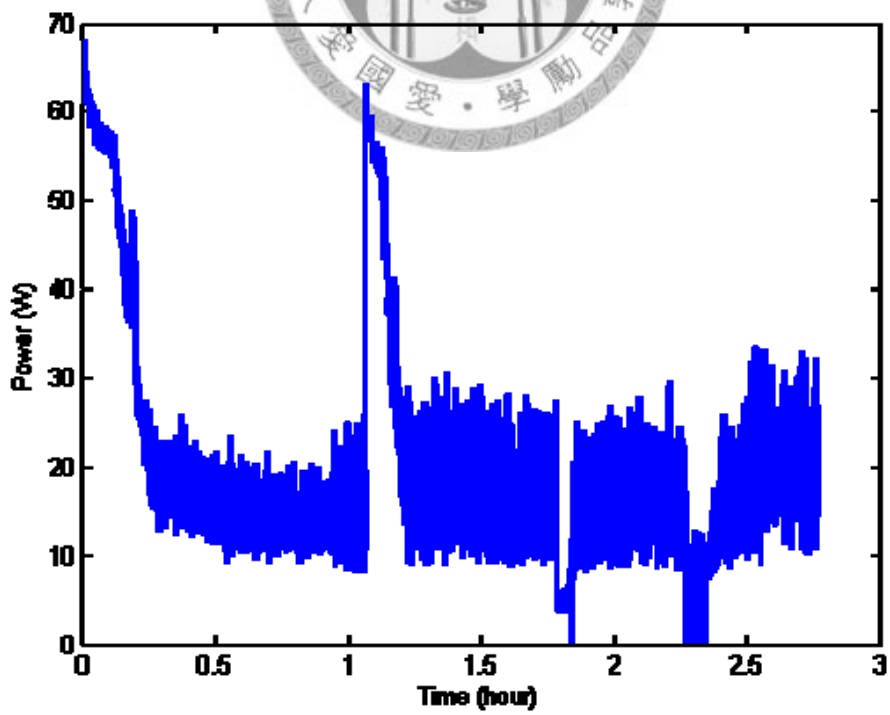
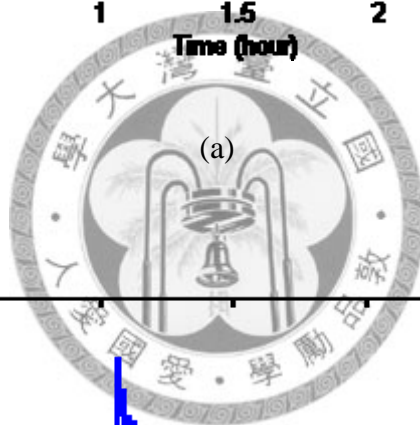
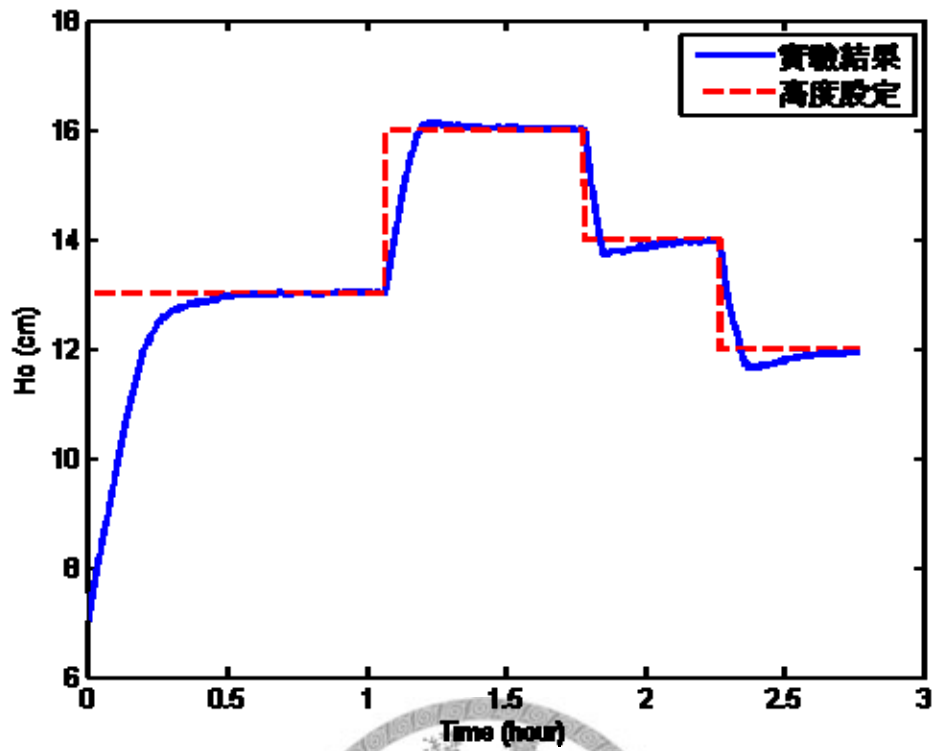


(b)

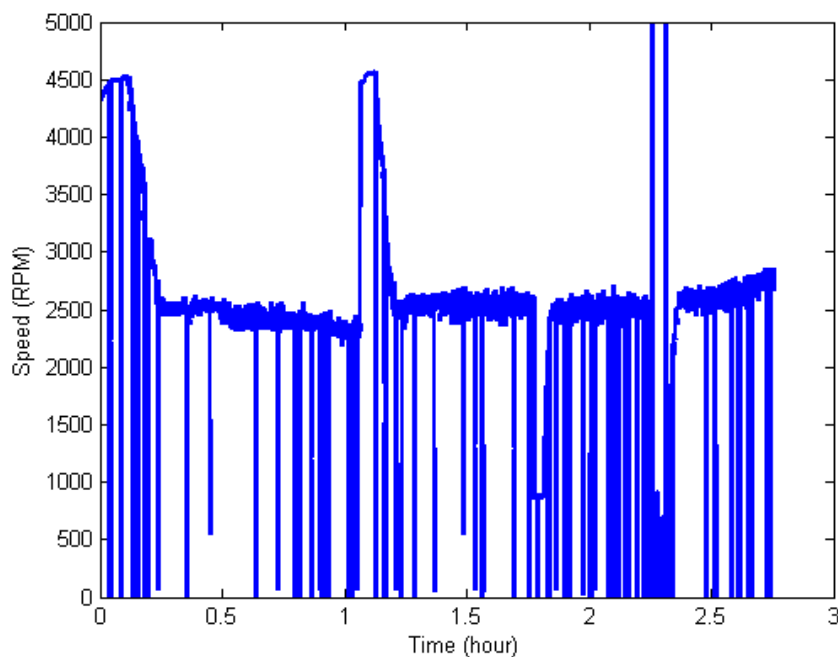


(c)

圖 4.4.4 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，干擾實驗結果 (a)產生器液位高度 (b) 循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速



(b)



(c)

圖 4.4.5 控制器參數 $K_p=18$ 、 $K_I=0.1$ 時，液位高度步階測試圖 (a)產生器液位高度 (b)循環泵浦消耗功率 (c)循環泵浦轉速

另外，為了觀察不同控制參數對系統響應的情形，在此選用了控制參數為 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 做為控制器的參數，將控制參數代入 Matlab 模擬出系統的步階響。如圖 4.4.6 所示，結果為上升時間為 41.3 秒，其最大超越量為 14.9%，比預估的 13.33% 還高，利用此參數來觀察系統變化的情形；圖 4.4.7 為模擬液位高度從 7 cm 至 13 cm，模擬時間 2.5 個小時，控制器參數選擇 $K_p=10$ 及 $K_I=0.2$ 的模擬結果，實驗結果如圖 4.4.8 為針閥 b 流阻 R_1 加入干擾，流量由 0.5LPM 突然升至為 0.9LPM，由圖可發現系統的反應加快，最大超越量在合理的範圍內，但是在穩態部分上下跳動的很明顯，推測其原因為，動態記錄器在回授給電腦計算其誤差，再傳至單晶片做處理，最後由於 DAC0800 的解析度不高輸出的轉速訊號並不是變化很靈敏，而導致系統的震盪明顯，但是對於穩態誤差來講，還算是在容許範圍之內。而在加入干擾的測試發現雖然沒辦法馬上把目標值拉回至預先設定值，

但是其偏差量卻在合理的範圍內，故此參數對於系統的應用也是可行的，圖 4.4.9

為控制參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 時，液位高度步階測試圖。

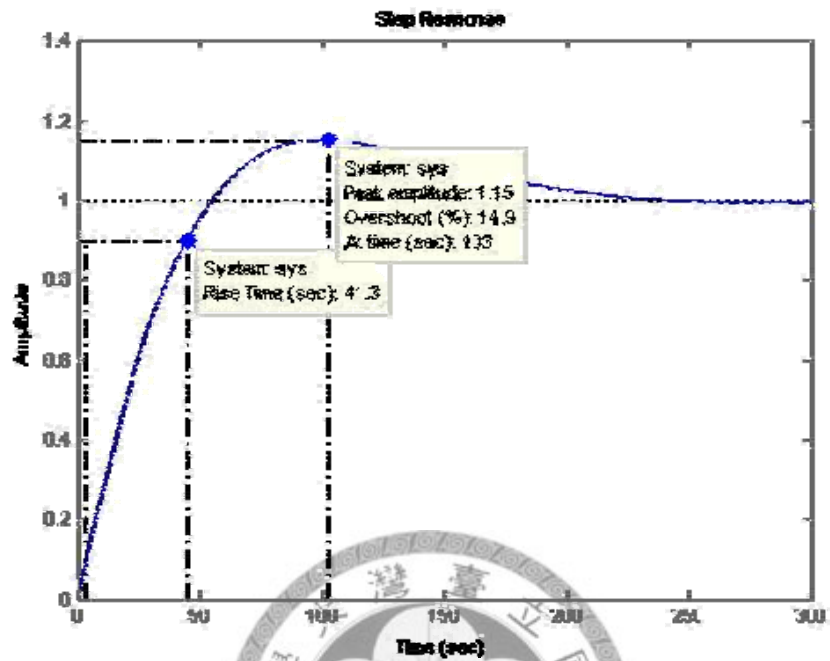


圖 4.4.6 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 模擬結果

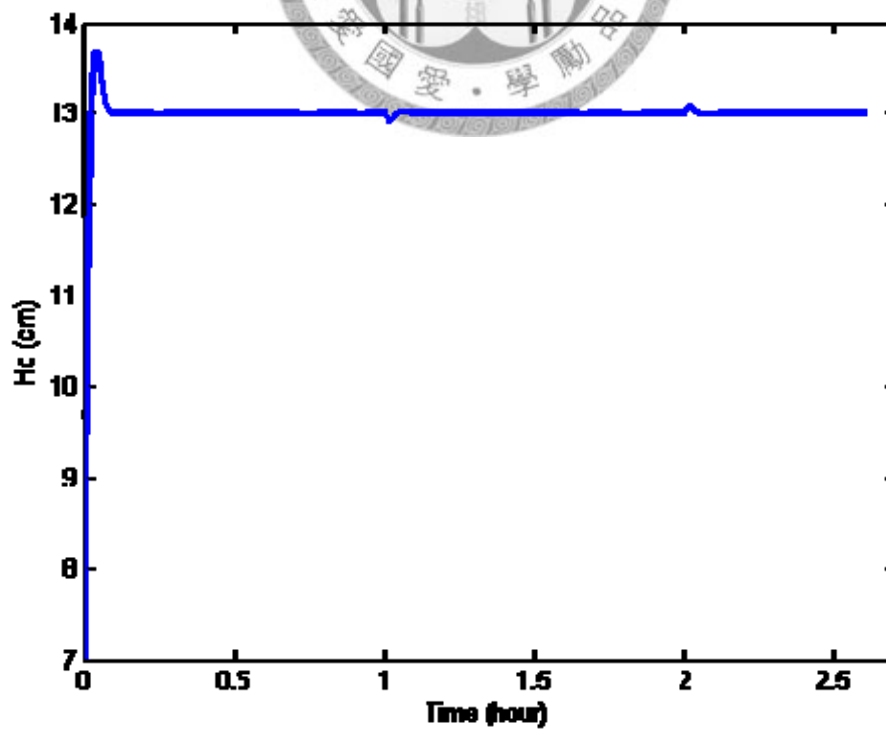
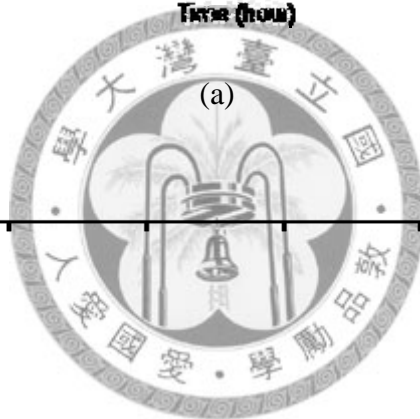
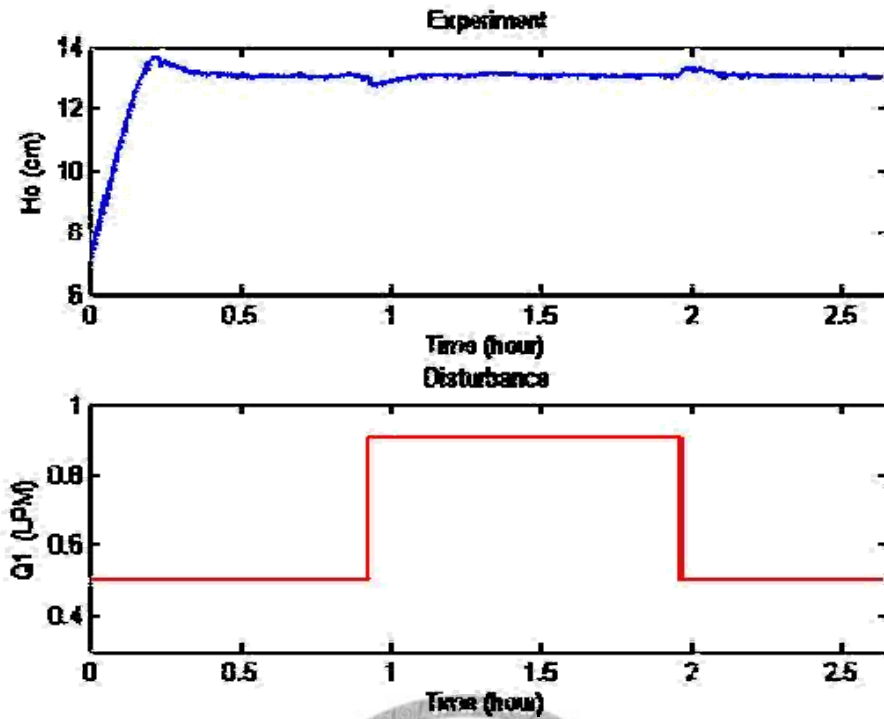
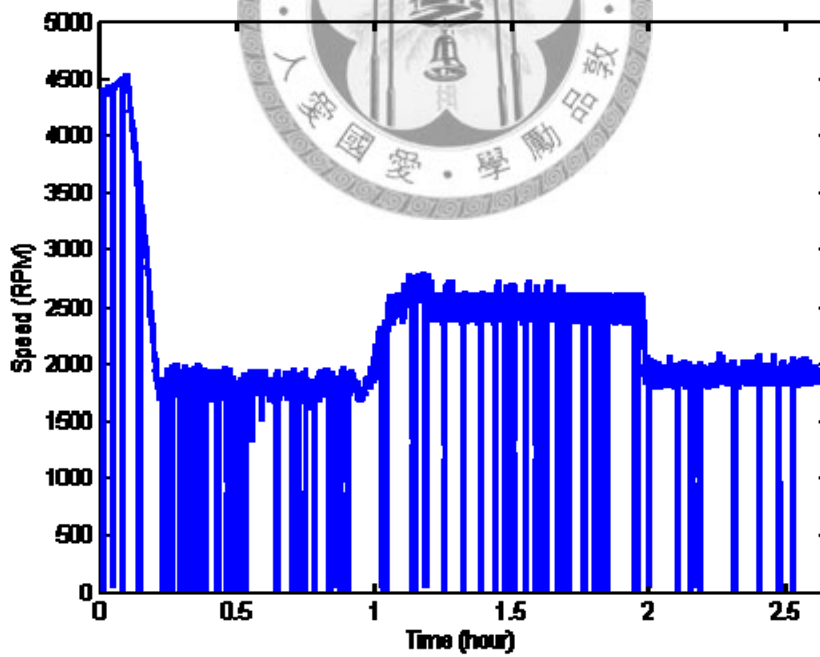


圖 4.4.7 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 干擾模擬結果



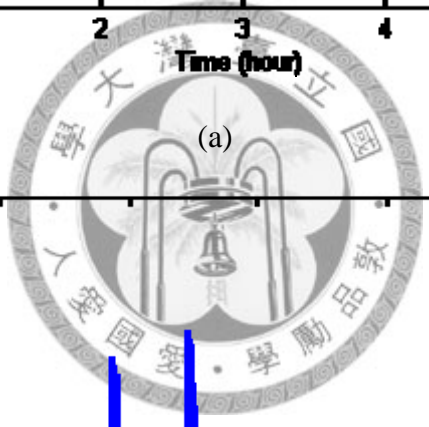
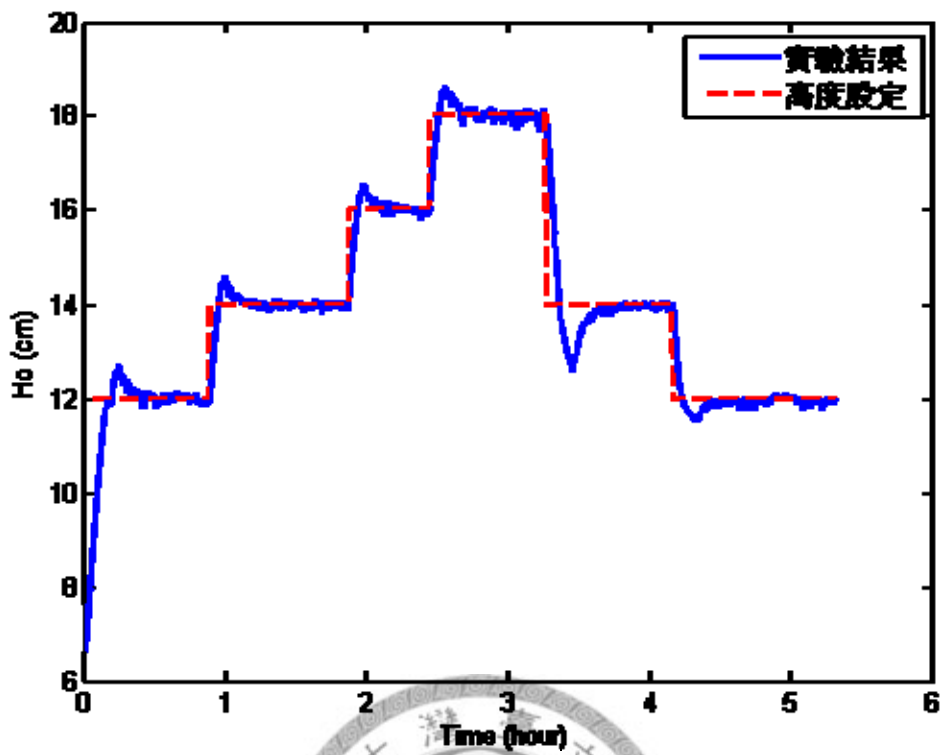
(a)



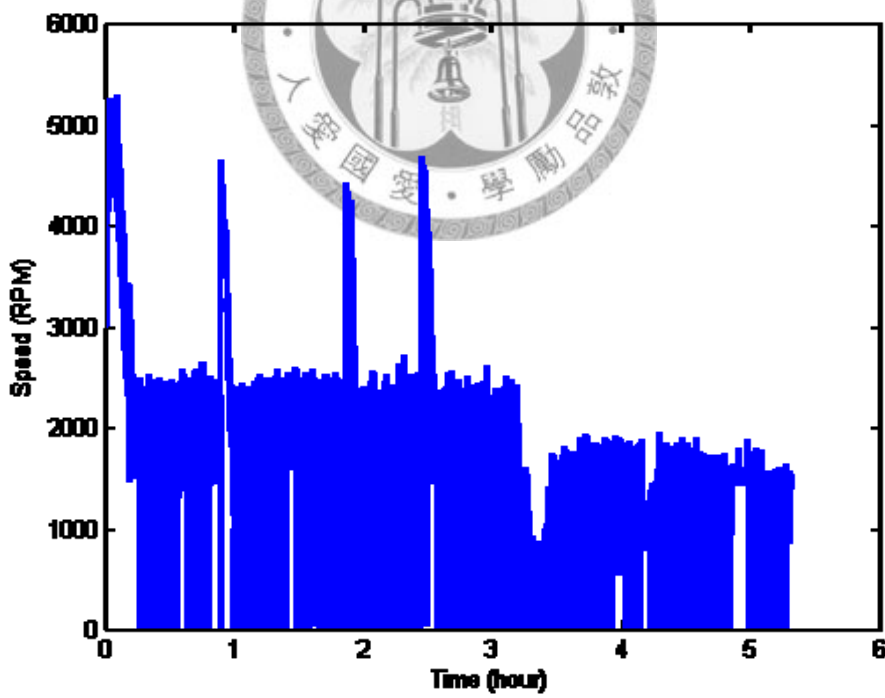
(b)

圖 4.4.8 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 時，干擾實驗結果 (a)產生器液位高度 (b)

循環泵浦轉速



(a)



(b)

圖 4.4.9 控制器參數 $K_p=10$ 、 $K_I=0.2$ 時，液位高度步階測試圖(a)產生器液位高度 (b)循環泵浦轉速

第五章 討論結論與未來展望

5.1 討論

太陽能輔助噴射式製冷系統因有動件(循環泵浦)，為了提升效率並節省電力，本研究設計開發液位控制循環泵浦，使用 PI 控制器來控制循環泵浦的轉速，以控制產生器的液位高度，其中變頻的功能還能節省循環泵浦的消耗功率，更加能提升噴射式製冷系統的效能。本研究得到以下結論：

- (1) 所採用循環泵浦額定消耗功率為 50 W，在其為變頻，用來控制循環泵浦流量配合液位控制，可大大增加系統的效能，而且又省電。
- (2) 在測試循環泵浦的轉速對應壓力的關係，可以發現循環泵浦在 1500 RPM 和壓差在 600 kPa 的操作點運作時，其流量會降低至 0.3 LPM 左右，雖然循環泵浦還能夠持續的輸出流量，但是循環泵浦的機械結構可能會有影響，對單閥片的機構上會導致機械結構的鬆脫，使得循環泵浦失效。所以循環泵浦轉速的控制範圍為 2000 RPM~3000 RPM 內為最佳的操作範圍。
- (3) 而在測試循環泵浦的壓力對應流量的關係，可以發現轉速為 3000 RPM 時所發揮的效果最好，平均供應的流量都有 1.1 LPM，可用於噴射式製冷系統；對於 1 RT 左右的噴射式製冷系統，其啟動噴射器的工作流體需要 2 LPM 以上，這時泵浦增加為兩具才足夠供應再此大型的噴射式製冷系統上。循環泵浦的並聯可以增加流量外，並不會增加揚程的大小。故對大流量場合，只要並聯多具循環泵浦即可，控制器並不需要更變。
- (4) 在液位控制方面，控制器對抗干擾的反應非常良好，當干擾加入時液位變化的範圍並不超過系統設計的最大超越量。

- (5) 由控制器參數設計，可看出在不同設計之系統均會穩定操作，但兩種控制器設計最大超越量不同，在系統整合測試時，發現液位控制目的都可達到，控制器的反應良好。



5.2 結論

本研究主要探討循環泵浦用於噴射式製冷系統的可行性與液位控制技術，由循環泵浦的性能測試，循環泵浦在轉速 2000RPM 和 3000RPM，工作壓差為 503kPa，都可吐出 0.8LPM 以上的流量，足夠噴射式製冷系統中所使用，而循環泵浦耗電量都可控制在 50 W 以內。接著對液位系統的動態模型進行分析，找出系統的理論動態模型，並經由實驗分析得到系統的動態模型，再以 PI 控制器設計控制系統，根據系統不同的響應規格，求得最佳的控制參數使系統達到穩定。由於產生器溫度與儲液槽溫度無法藉由實驗測試，故利用理論模型與修正模型進行控制器分析，由頻率響應與步階響應分析可看出干擾都可以有效的抑制。最後系統整合測試，由實驗結果顯示，循環泵浦可以準確的控制產生器的液位，在系統運轉中加入流量干擾為 0.5~0.9LPM 均能夠有效的抵抗，顯示所設計的液位控制器性能良好。



5.3 未來展望

本研究的結果，證明變頻式循環泵浦，可以用於無動件噴射式製冷系統，除了節省電能外，液位控制也非常準確，可確保噴射式製冷系統時的穩定運作。

未來會將此實驗結果架設於太陽能輔助噴射式製冷系統上做應用，如圖 5.2.1 所示(pump B)。

此外，對於應用在更高流量的系統，可採並聯式循環泵浦的設計，不影響循環泵浦的揚程，但是相關技術尚需進一步研究。

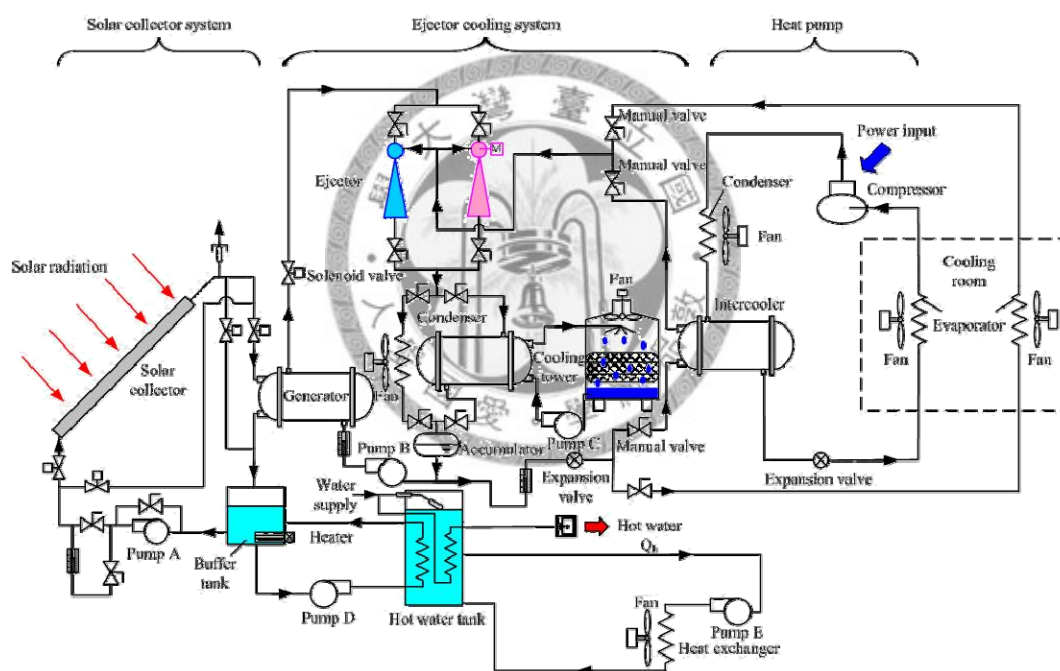


圖 5.2.1 太陽能輔助噴射式製冷系統

參考文獻

- [1]胡勝雄,“先進噴射式製冷系統研發”,台灣大學機械工程研究所碩士論文 2005 年
- [2]陳世偉,“雙輸入雙輸出模糊控制於泵浦控制之研究”,中央大學機械工程研究所碩士論文 2004 年
- [3]Man Gyun Na, “Auto-Tuned PID Controller Using a Model Predictive Control Method for the Steam Generator Water Level,” IEEE TRANSACTIONS ON NUCLEAR SCIENCE, VOL. 48, NO. 5, OCTOBER 2001
- [4]Peter J. Campo, Manfred Morari, “Model Predictive Optimal averaging level control” AiChE J. 35(4) (1989) 579-591
- [5]E. Irving, C. Miossec, and J. Tassart, “Toward efficient full automatic operation of the pwr steam generator with water level adaptive control,” in 2nd Int. Conf. Boiler Dynamics and Control in Nuclear Power Stations, Bournemouth, U.K., Oct. 1979, pp. 309–329
- [6]M. G. Na and H. C. No, “Design of an adaptive observer-based controller for the water level of steam generators,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 135, no.3, pp. 379–394, July 1992.
- [7]David Cartes, Lei Wu, “Experimental evaluation of adaptive three-tank level control” ISA Transactions 44 (2005) 283-293
- [8]K. A. McDonald, T. J. McAvoy, A. Tits, “Optimal averaging level control” , AiChE J. 32 (1) (1986) 75 – 86.
- [9]汪金華,“熱能輔助熱泵製冷供熱系統研究”,台灣大學機械工程研究所碩士論文 2008 年

- [10]張俊民,“噴射式冷氣系統之研究”,台灣大學機械工程研究所碩士論文 1998 年
- [11]B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko, “A 1-D analysis of ejector performance”, International Journal of Refrigeration 22 (1999) 354-364
- [12]Daniel Sbarbaro, Romeo Ortega, “Averaging level control: An approach based on mass balance”, Journal of Process Control 17 (2007) 621-629
- [13] 黃秉鈞：『系統識別講義』，國立臺灣大學機械工程學系
- [14]黃秉鈞：『自動控制(一)講義』，國立臺灣大學機械工程學系
- [15]Richard C. Dorf, Robert H. Bishop：『MODERN CONTROL SYSTEMS』,9th Edition, Prentice Hall



附錄

A. 壓力傳送器校正

本研究使用 TECSIS 公司生產的壓力傳送器(pressure transmitter)量測壓力，為增加量測壓力的準確度，使用兩種不同量測範圍的壓力傳送器，其量測位置及壓力傳送器的規格，參考表 A.1。

表 A.1 壓力傳送器規格

型號	TECSIS 3296
量側壓力範圍	0~600kPa
量測位置	循環泵浦吐出端與吸入端
驅動電壓	24VDC
輸出訊號	1~5VDC

利用美國 HAWK 實驗室級壓力錶(Accuracy Grade 3A)作為校正工具，校正壓力範圍 0~600kPa(儀器不準度 2kPa)。校正方法採用壓力錶與壓力傳送器串聯的方式，利用真空泵浦測試真空壓力，利用空壓機測試正壓力，使用記錄器 YOKOGAWA DR130 讀取壓力傳送器的輸出訊號。

校正步驟如下：

- (1) 將串聯的壓力錶及壓力傳送器，藉由真空泵浦或是空壓機調整內部壓力。
- (2) 調整壓力後，等待記錄器的數值穩定，再紀錄壓力傳送器的輸出訊號。
- (3) 重新調整壓力，重複上述步驟。

校正後的壓力傳送器，可得到壓力與輸出訊號之間的關係式：

循環泵浦吐出端的壓力傳器： $P = 390.84 \times VDC - 399.55$

循環泵浦吸入端的壓力傳器： $P = 388.16 \times VDC - 394.19$

比較量測值(measure)及利用關係 (A.1) 式及(A.2) 式計算的預測值(predit)，如圖 A.1 所示。

由圖 A.1 得知，-100~900kPa 壓力傳送器的不準度為 $\pm 4\text{kPa}$ ，計算壓力範圍 0~600kPa 與 -100~150kPa 的總和不準度：

壓力範圍 0~600kPa 的不準度 = $\pm\sqrt{6^2 + 2^2} = \pm 6.3\text{kPa}$

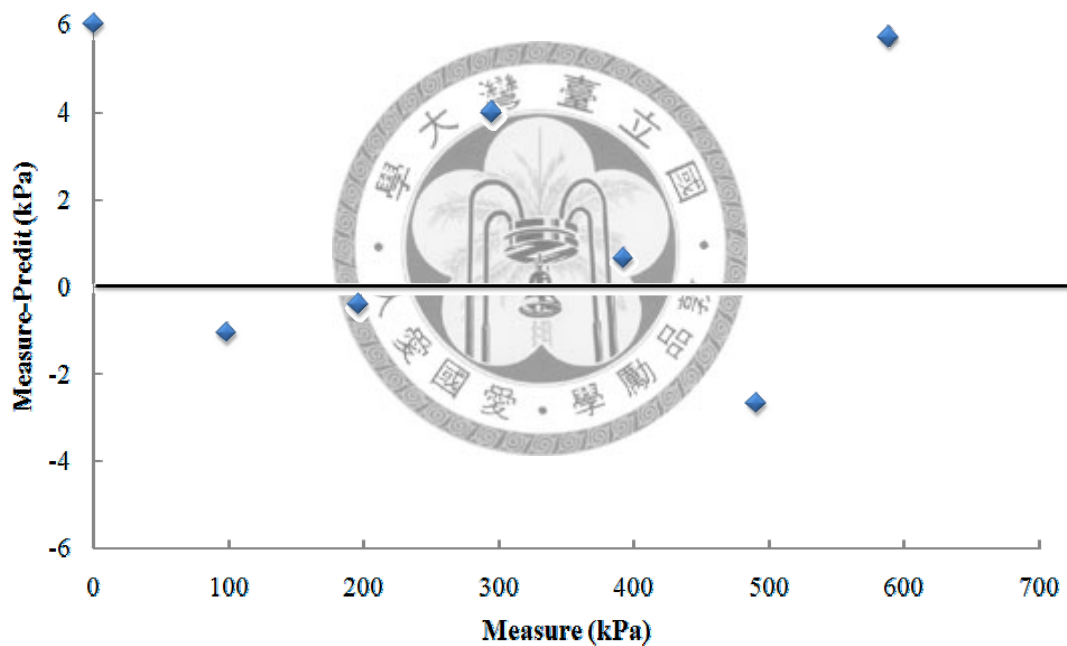


圖 A.1 循環泵浦壓力傳送器

B. 液位控制單晶片程式

```
#include<16F877A.h>

#device ADC=10

#use delay(clock=4000000)

#use rs232(baud=9600, xmit=PIN_C6, rev=PIN_C7)           //設定 RS232

#fuses HS,NOWDT,PUT,NOPROTECT,NOBROWNOUT,NOLVP,NOCPD,NOWRT

#define VL PIN_C0

#define RS PIN_C3

#define RW PIN_C5

#define E PIN_C4

int dvr,dvr1,dvr2,dvr3,dvh1,dvh2,dvh3,value1,value2,value3;

int pwmv;

char dvrr;

void SET_LCD(char set,delay) //LCD 設定副程式
{
    output_d(set);

    output_low(RS);

    output_low(RW);

    output_high(E);

    delay_us(delay);

    output_low(E);
}
```



```

void WRITE_LCD(char write)    //LCD 字元顯示副程式
{
    output_d(write);
    output_high(RS);
    output_low(RW);
    output_high(E);
    delay_ms(1);
    output_low(E);
}

```

```

void LCD_INITIALIZED(void)    //LCD 顯示設定副程式

```

```

{
    output_low(VL);
    SET_LCD(0x38,20);
    delay_ms(5);
    SET_LCD(0x38,5);
    SET_LCD(0x38,1);
    SET_LCD(0x0f,1);
    SET_LCD(0x01,1);
    SET_LCD(0x06,1);
    SET_LCD(0x82,1);

    delay_us(10);
}

```



```

void GET_TEMP_LCD_DISPLAY()           //LCD 顯示執行數值副程式
{
    SET_LCD(0xC0,20);
    WRITE_LCD(dvr1);
    WRITE_LCD(dvr2);
    WRITE_LCD(dvr3);
}

void main()
{
    LCD_INITIALIZED();                //LCD 初始化設定
    while(1)
    {
        dvr1=getc();                  //RS232 抓取電腦數值
        delay_us(10);
        dvr2=getc();                  //RS232 抓取電腦數值
        delay_us(10);
        dvr3=getc();                  //RS232 抓取電腦數值
        delay_us(10);
        dvr=(100*(dvr1-0x30))+10*(dvr2-0x30)+1*(dvr3-0x30); //計算 DAC 數值
        output_b(dvr);                //輸出 8 bit DAC 數值
        GET_TEMP_LCD_DISPLAY();       //讀取 LCD 顯示副程式
    }
}

```

