

崑山科技大學

機械工程系

Kun Shan University of Technology

Department of Mechanical Engineering

液壓伺服閥之動態模擬分析

指導教授：魏榮輝 教授

製作學生：李緯麟 4900H264

蔡明軒 4900H217

張勝喻 4900H209

曾之毅 4900H204

摘要

在這份報告中，主要分成三個部份，液壓伺服系統的簡介和功能方塊圖的建立與模擬，跟最後的討論部份。

第一部分簡介提到，液壓伺服閥做動原理、電機整合基本觀念、液壓伺服閥之型式，然而在液壓伺服閥形式中又分為兩種，電子回授式與直接驅動式。第二部份是在使用軟體撰寫程式、使用數學方塊圖轉換成功能方塊圖與各項參數的特性，還有各種方塊圖的種類形式。使用 Simulink 繪出功能方塊圖，全系統數學方塊圖之相關圖塊，模擬結果。

最後一部份，是針對模擬結果做討論，整個過程中遇到的問題與預計結果相似度，建議之後要做此相關模擬人員，大略方向與應注意事項。

目錄

一·前言	4
二·液壓伺服系統之簡介	6
三·功能方塊圖之結構及數學方塊圖之建立	14
四·液壓伺服閥之動態分析	18
五·模擬結果與討論	22
六·結論與建議	27
七·參考文獻	29
附錄：相關模擬程式	30

一 · 前言

現今的自動控制工程乃是一門跨越了許多學科領域的科學，自動控制工程整合了包括機械工程、電子工程、電機工程、資訊工程、控制工程及數理等學科，而其應用範圍可以說是相當的廣泛，例如在工業自動化方面的應用如機械人、自動倉儲系統機械手臂、無人搬運車等…；程方面的應用如有飛機自動駕駛導航系統、無人探測車；在國防科技方面的應用如無人偵察機、飛彈導航系統、火砲控射系統等…；跟隨著現代科技的日新月異，現代自動控制工程相對於以往，須要利用較微小的控制信號來控制龐大且複雜作動，因此自動控制工程對於高需求、高精準的現代的工業提供了不可忽視的貢獻。

在操作液壓伺服系統上，因為液壓伺服為非線性系統，因此在處理的方式上，以往多利用操作點將其線性化或是以系統鑑定的方法，得到一個近似於的線性的數學模式方便進行控制器之設計；亦有以過去經驗為基礎，設計一個模糊控制器應用控制此液壓伺服系統。

而吾人的在此所做的分析研究為液壓伺服系統中的液壓伺服閥，又稱液電液式伺服閥，本伺服閥結合了電氣系統及液壓系統，係利用電氣信號及液壓系統來推動機械設備之動作，屬於機電整合中的一部分，且由於液壓系統比機械系統作動的速度較為快速，因此可能得到較好的控制效果，液壓伺服閥的發展方面，應用於機械系統之控制日益普遍，尤其近年來在射出成型機上的應用有逐年增加的情形。

隨著工業系統的日漸微小化，相對的對於伺伺服閥的控制就要有更加準確的精準度，伺服閥大致上分為三大部分，第一部分為轉矩部分、第二部分為油壓放大部分、三第部分為閥軸部分。

二·液壓伺服閥之動作原理

液壓伺服閥是在伺服系統中的電氣及液壓的轉換原件，同時扮演著功率放大元件之角色，它能夠把微小的電氣信號轉換成大功率的液壓能(即流量和壓力)，因此構成氣氬與液壓介面的伺服閥，可說是電液複合化，即機電整合化之重要零組件之一。其在伺服機構所佔角色如下圖所示:

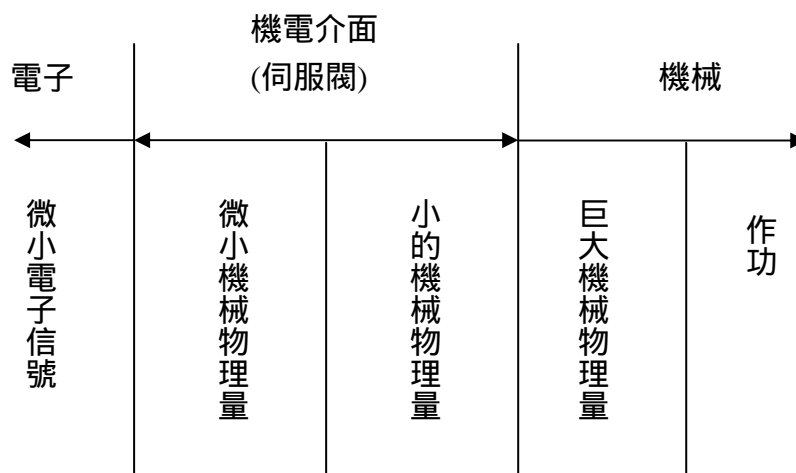


圖 2-1 機電整合

2-1 液壓伺服閥之型式：

液壓伺服閥有很多型式，如：

- (1) 按放大液壓的級數分為單級伺服閥、雙級伺服閥、三級伺服閥。
- (2) 按照其反饋形式可分為位置反饋 負載流量反饋 負載壓力反饋等...。
- (3) 按照輸出量型式可分為流量伺服閥、壓力控制伺服閥。

另一種分類係以閥軸的回授方式及驅動方式作為分類。回授方式可分成機械回授式及電子回授式兩種，其中機械回授方式係採力量回授型態，已於前節介紹完成，以下介紹電子回授方式。閥軸之驅動方式除採液壓驅動外，另有線性馬達驅動方式，又稱直接驅動方式，亦介紹於後。

1. 電子回授式：

在液壓放大器部份仍採用噴嘴—擋葉型驅動滑軸，但不具有回授彈簧，而利用位置檢出器(LVDT)回授滑軸位移，進行滑軸位移之閉回路控制，其構造如下：



圖 2-2

2.直接驅動式(Direct Drive Valve , DDV)：

在液壓放大器部份採用線性馬達或電磁鐵直接驅動滑軸，而利用位置檢出器(LVDT)回授滑軸位移，進行滑軸位移之閉回路控制，又稱為伺服比例閥(Servo solenoid valve)，構造如下：

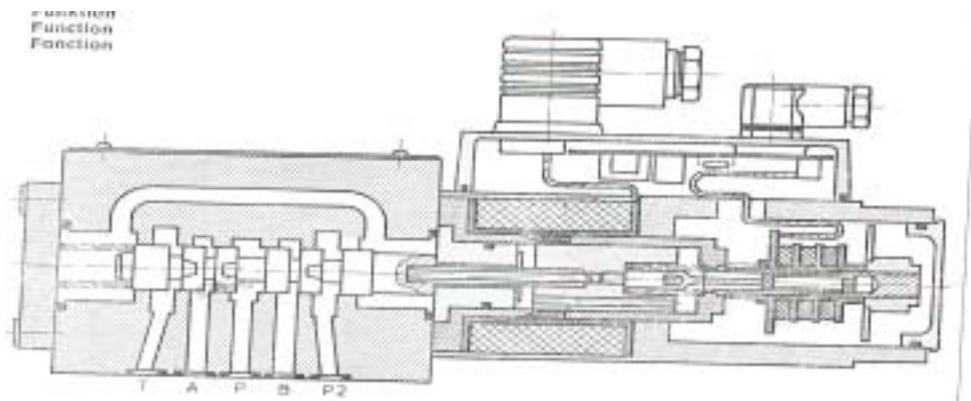


圖 2-3 射出成型機之伺服閥

本文所用的伺服閥構造如圖 2-4，所示其構造包括電力轉換器、力位轉換器、前置放大器、功率放大器四大部分。

其中：

(一) 電力轉換器是主要是由永久磁鐵轉矩馬達組成 它是由永久磁鐵、導磁體、線圈等元件構成。

(二) 力位移轉換器是由彈簧管、反饋以及擋板組成。

(三) 前置放大器則是由噴嘴擋葉放大器組成，其由噴嘴、擋板、固定節流孔。

(四) 功率放大器是由圓柱滑閥放大器組成。

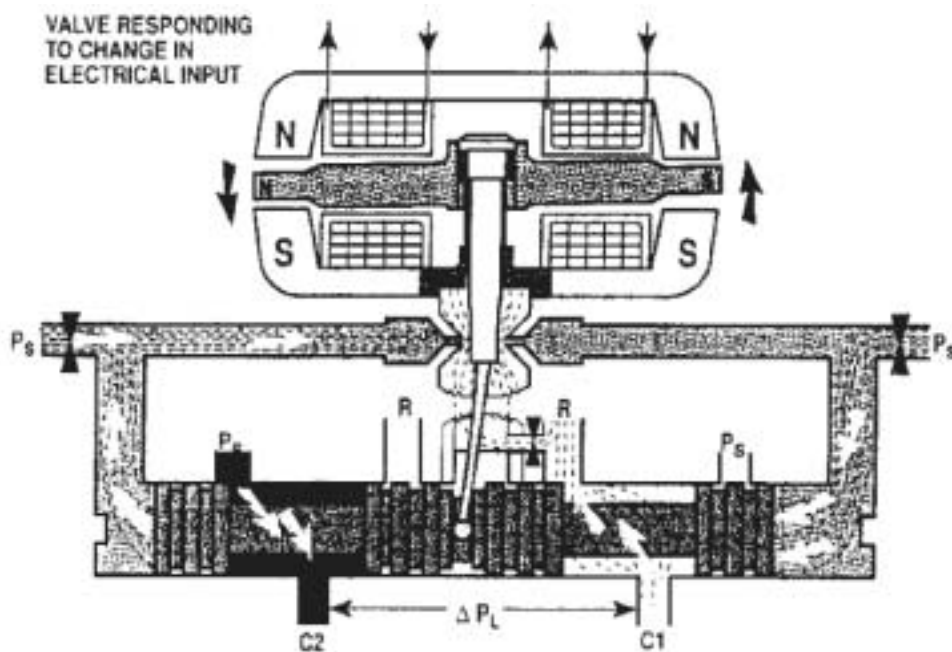


圖 2-4 伺服閥基本構造

2-2 液壓伺服閥基本工作原理：

液壓伺服閥基本工作過程為當輸入信號為零時(即線圈中的控制電流為零)，永久磁鐵在 P_s 、 P_g 、 C_2 、 C_1 氣閥中產生的磁通量亦是相同的，故被彈簧支撐的銜鐵是呈平衡的狀態，與銜鐵連接的反饋桿則是呈垂直狀態，噴嘴兩側的壓力相等，滑閥無位移，也無流量輸出，當線圈中的信號電流不為零時，則產生控制磁通，此時設左邊的電磁鐵的合成磁通量減少，而右邊的電磁鐵的合成磁通量增加，於是，在銜鐵上產生逆時針方向的偏差，在此同時，反饋桿彎曲時噴嘴與擋板間間隙產生了變化，右邊間隙減小，左邊間隙增大，在噴嘴腔內的壓力也產生了變化，右腔的壓力增高，左腔的壓力降低，使得滑閥兩側的壓力不平均，因此，滑閥會往壓力較小的左腔移動，在移動的同時又帶動反饋桿的頂部的球體運動，使得噴嘴、擋板間間隙趨於一致，此時噴嘴兩腔的壓力幾乎相等，滑閥停止運動，以一定的流量輸出，當輸入信號電流相反時，則銜鐵的轉向、各氣隙的大小、彈簧管的彎曲、噴嘴擋板間間隙、滑閥的位移、均與前述的情況相反、但與信號電流仍呈一定比例。

轉矩馬達組由電樞、擋葉和回授彈簧組成一個 T-bar，
如圖 2-3 圖。在電樞上有纏繞有線圈，當線圈通上電流後會
在電樞上產生磁場，而感應成電磁鐵，T-bar 會與磁極形成異
者相吸同者相斥的磁力，在 T-bar 上就產生旋轉力矩，而依
據電流多寡來決定力矩的大小，並且線圈作動的方向可跟據
電通量的方向和電流量的方向按照右手定則來判斷向上或
向下旋轉，在固定磁通量不變的情況下，線圈旋動的方向決
定於線圈上的電流方向，線圈所受的電磁力克服了彈簧力和
負載力，使線圈產生一個與控制電流成比例的位移，而與線
圈骨架相連的的第一級滑閥的閥蕊也會產生相同的位移量。

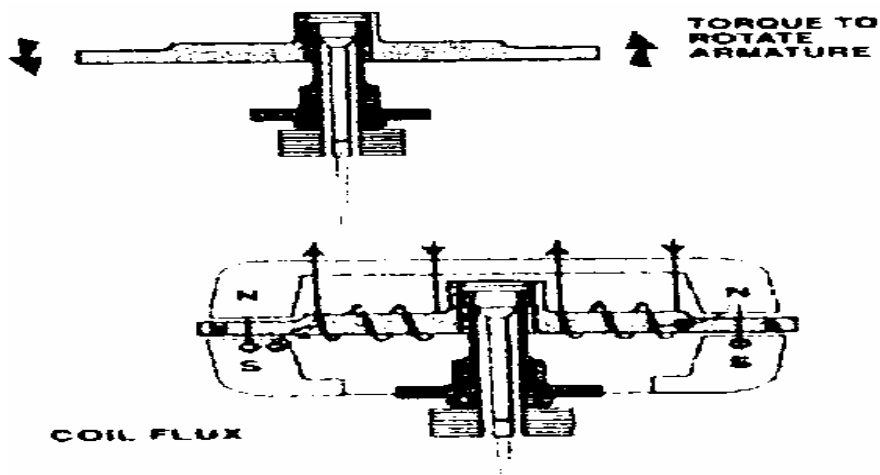


圖 2-5 轉矩馬達組

液壓放大部如圖 2-6。當 T-bar 旋轉時，檔片會將油壓噴孔堵住，此時在油路中的壓力作用不平衡，在油壓較大的一端會將滑軸推向油壓較小的一邊，油壓較大端的油從作用油壓端回流到回油端，油壓較小端的則從提供油壓端流到作用油壓端。

由於受到滑軸的移動，使得回授彈簧對 T-bar 產生一個反抗的力矩來與 T-bar 平衡，當兩者之力相等時滑軸回到中間位置，兩端油壓相等，流量保持一定的流量。

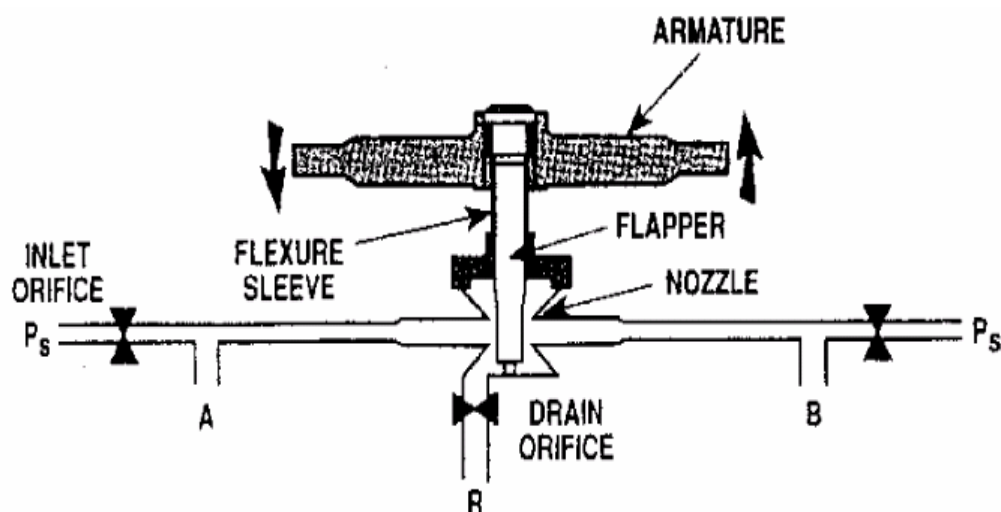


圖 2-6 液壓放大部

滑軸與滑套組如圖 2-7。滑軸在滑套中的移動是受到兩端的油壓大小來決定，而滑軸則決定提供油壓端或回油端與作用油壓端的連接路徑。

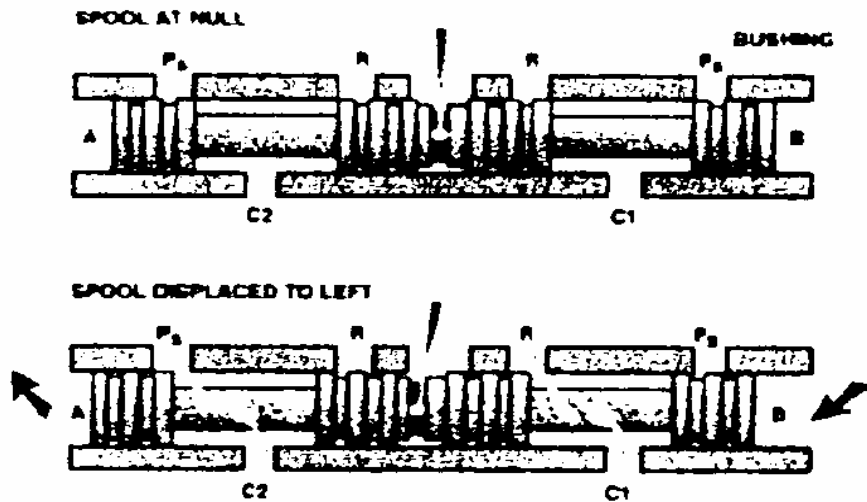


圖 2-7 滑軸與滑套組

三·功能方塊圖之結構及數學方塊圖之建立

1. 伺服閥之基本構成的功能方塊圖如下圖：

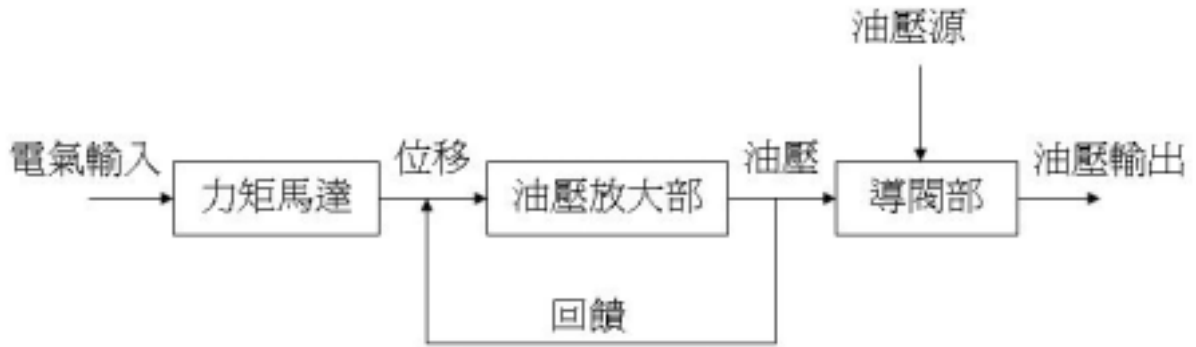


圖 3-1 基本功能方塊圖

2. 伺服閥之全系統功能方塊圖：

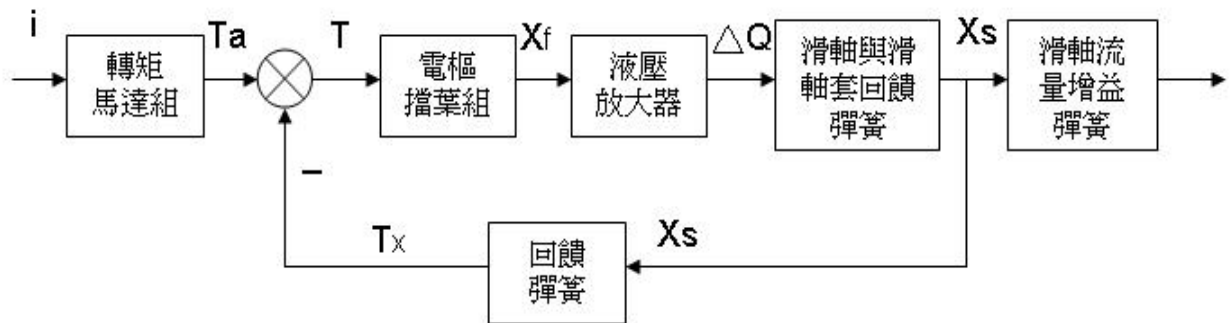


圖 3-2 全系統功能方塊圖

伺服閥基本構成之元件包含轉矩馬達組、液壓放大器、滑軸與滑軸套組等三大部份。伺服閥整體構成如下圖：

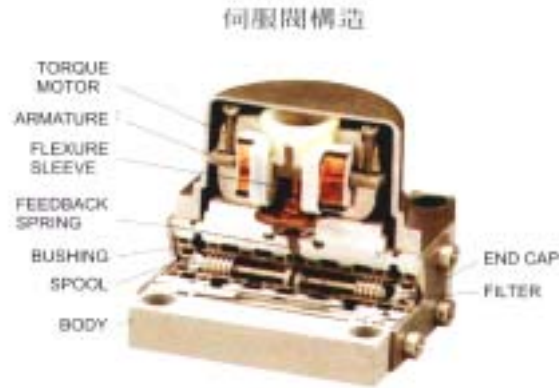


圖 3-3 伺服閥整體內部構造

(2-1)轉矩馬達組(TMA)之功能方塊圖：

電樞、擋葉、回授彈簧三者剛性組合成 T-bar，並在電樞上纏繞線圈在線圈通直流電流則電樞將會感應成電磁鐵。T-bar 在磁極化的極片中造成吸斥相對的磁力，形成轉矩。輸入線圈的電流決定轉矩的大小。

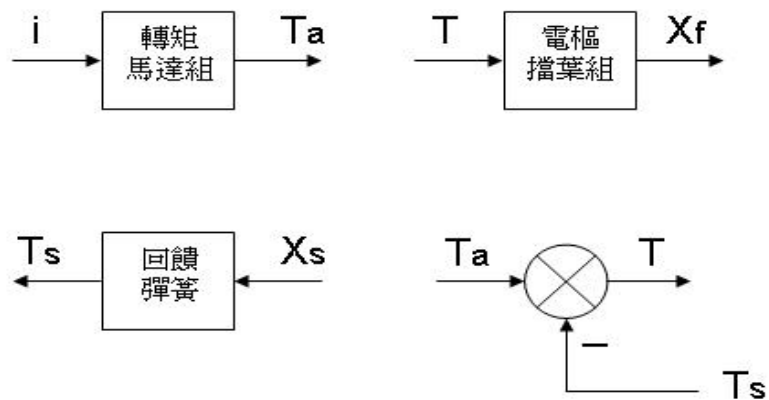


圖 3-4 TMA 功能方塊圖

(2-2)液壓放大器之功能方塊圖：

提供液壓放大器的油流，持續而穩定的經由兩端的噴孔將流體噴入擋片室。

受到轉矩的作用，擋片擺動而堵塞噴孔，造成回路中壓力不平衡。

回路中壓力大的一端推動滑軸，伺服閥開始作動，並將兩控制端分別與輸入、回油端相接。

受到滑軸移動而變形的回授彈簧對整個 T—b a r 施與抗衡的轉矩。當兩者轉矩相等時 T—b a r 回到中立位子，兩端壓力平衡，滑軸停止移動，流量固定，伺服閥動作完成。

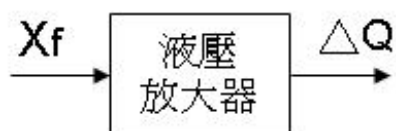


圖 3-5 液壓放大器功能方塊圖

(2-3)滑軸與滑套組(BSA)之功能方塊圖：

滑軸在滑軸套中的移動決定控制端的輸入、回油端的連接途徑。

滑軸上有輸入、回油端相接的孔道。

滑軸在滑軸套位置相配合即可決定通路途徑。



圖 3-6 B S A 之功能方塊圖

3.其他類型伺服閥之系統功能方塊圖：

下列為伺服閥中之電子式回授型及直接驅動式的功能方塊圖：

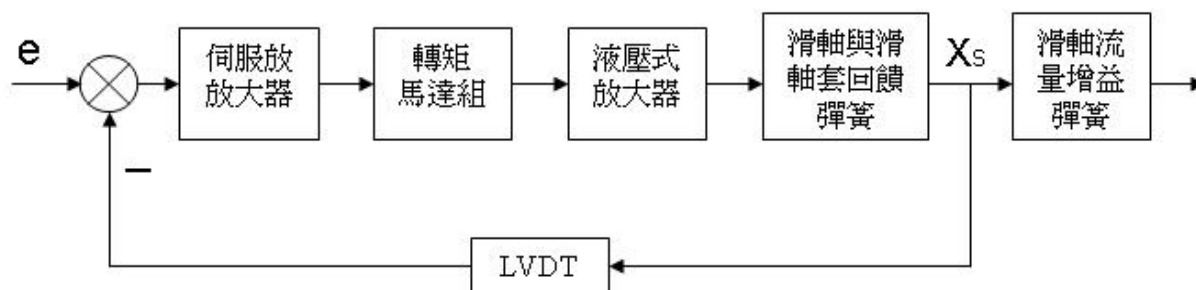


圖 3-7 電子式回授型伺服閥之功能方塊圖

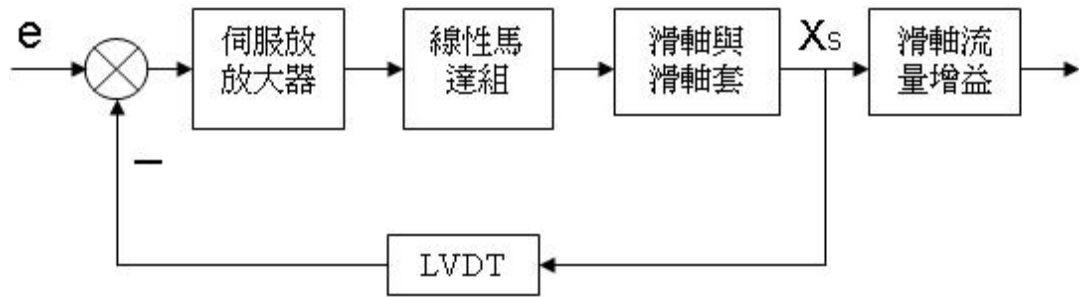


圖 3-8 直接驅動式伺服閥之功能方塊圖

四 · 液壓伺服閥之動態分析

將伺服閥之全系統功能方塊圖中的每一個元件方塊利用數學式來表示每一元件的方塊，稱為數學方塊圖，如圖 4-1。

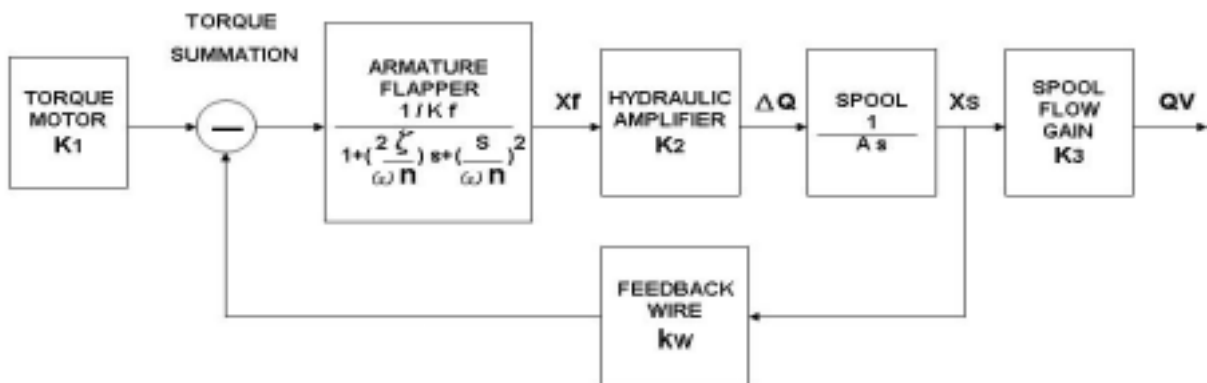


圖 4-1 伺服閥之全系統功能方塊圖

1. 伺服閥之全系統 Simulink 方塊圖

利用 Matlab/Simulink 軟體建一個伺服閥之全系統數學方塊圖來模擬伺服閥系統之作用情況，圖 4-2 為輸入參數之伺服閥 model。

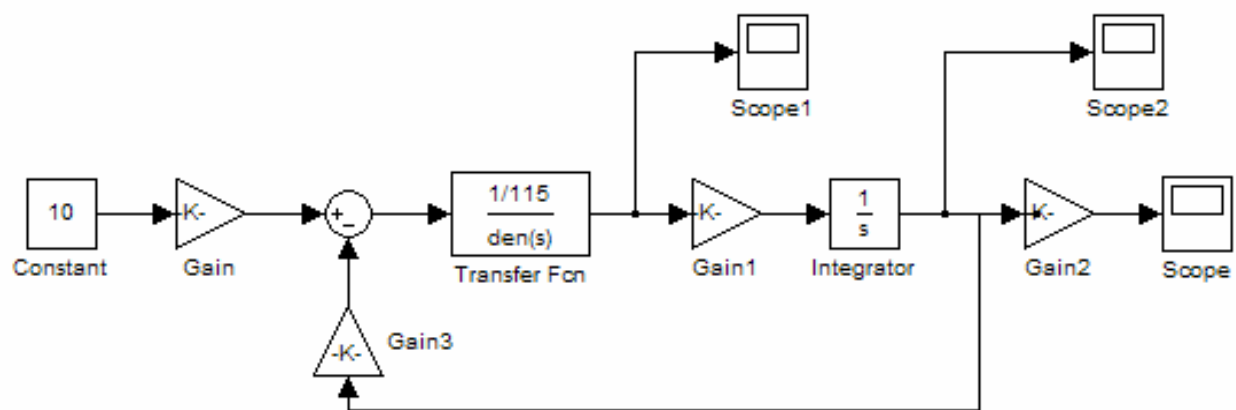


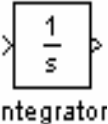
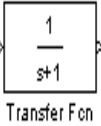
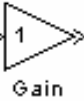




圖 4-2 輸入參數之伺服閥系統 model

2. 全系統數學方塊圖之相關圖塊

圖示	方塊名稱	目的
	Constant	常數
	Scope	示波器
	Integrator	積分器
	Transfer Fun	轉移函數(多項式形式)
	Gain	增益
	Sum	加法器
	Outport	輸出埠

3. 建立全系統之數學方塊圖參數表

Typical Parameters for Series 31*

i = torque motor current.....	± 10 ma
x_s = spool displacement.....	± 0.015 in max
Q_v = servovalve control flow.....	± 4 gpm
K_1 = torque motor gain.....	0.025 in-lbs/ma
K_2 = hydraulic amplifier flow gain.....	150 $\frac{\text{in}^3/\text{sec}}{\text{in}}$
K_3 = flow gain of spool/bushing.....	1030 $\frac{\text{in}^3/\text{sec}}{\text{in}}$
A = spool end area.....	0.026 in ²
k_f = net stiffness on armature/flapper.....	115 in-lbs/in
k_w = feedback wire stiffness.....	16.7 in-lbs/in
b_f = net damping on armature/flapper.....	0.016 $\frac{\text{in-lbs}}{\text{in/sec}}$
I_f = rotational mass of armature/flapper.....	4.4×10^{-6} $\frac{\text{in-lbs}}{\text{in/sec}^2}$
$\omega_n = \sqrt{\frac{k_f}{I_f}}$ natural frequency of first stage.....	814 Hz
$\zeta = \frac{1}{2} \frac{b_f}{k_f}$ ω_n damping ratio of first stage.....	0.4
$K_v = \frac{K_2 k_w}{k_f A}$ servovalve loop gain.....	840 sec ⁻¹

*Consult Moog Sales for parameters of other series valves.

五·模擬結果與討論

(1) 擋葉位移量

結果說明：

如圖 5-1，當輸入電流為等值，且擋葉於初始時間為零時開始作動，並在時間約在 0.5 秒之內由約 2.5×10^{-2} 的位置作動至 0 的位置，之後保持在零位移之位置。

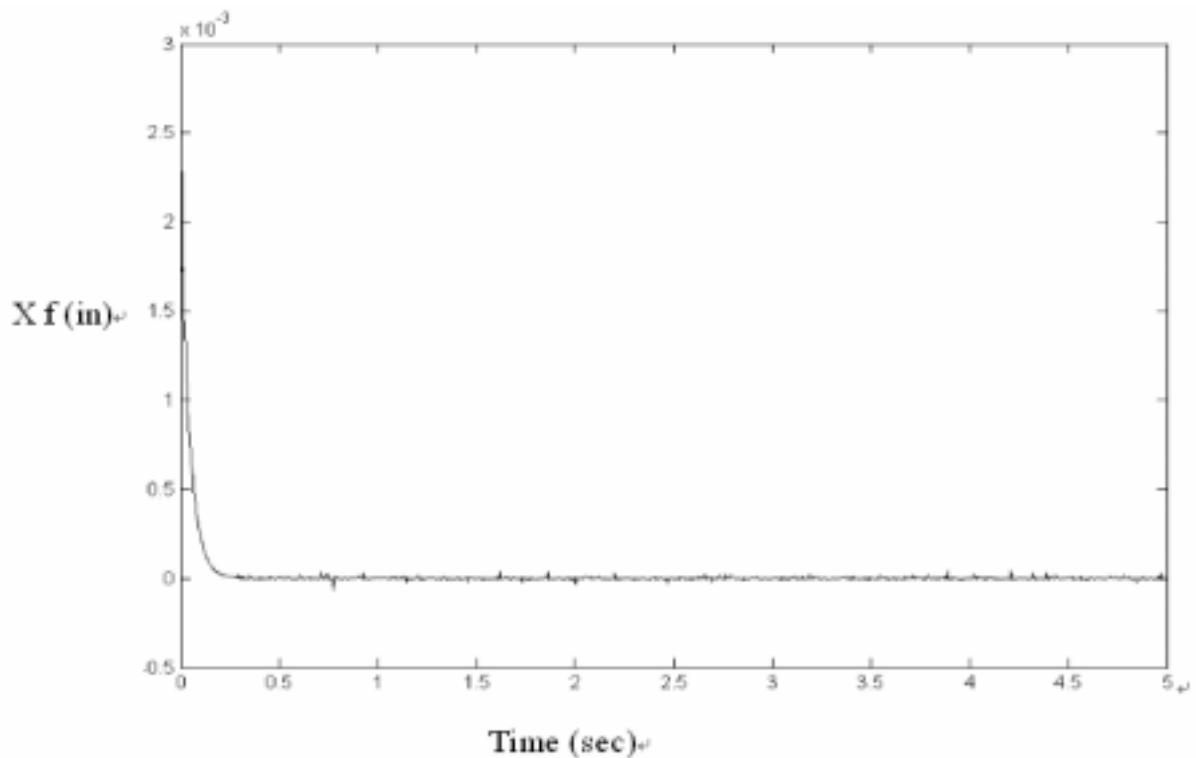


圖 5-1 輸入電流值為 constant 之擋葉位移量

(2) 電流值為定值滑軸位移量

結果說明：

如圖 5-2，當輸入電流為等值時，滑軸於時間為零時開始作動，並且在作動的 0.5 秒之內由原本的初始位置的 0 mm 作為動至約 0.015mm 的末末置，之後保持在 0.015mm 置。

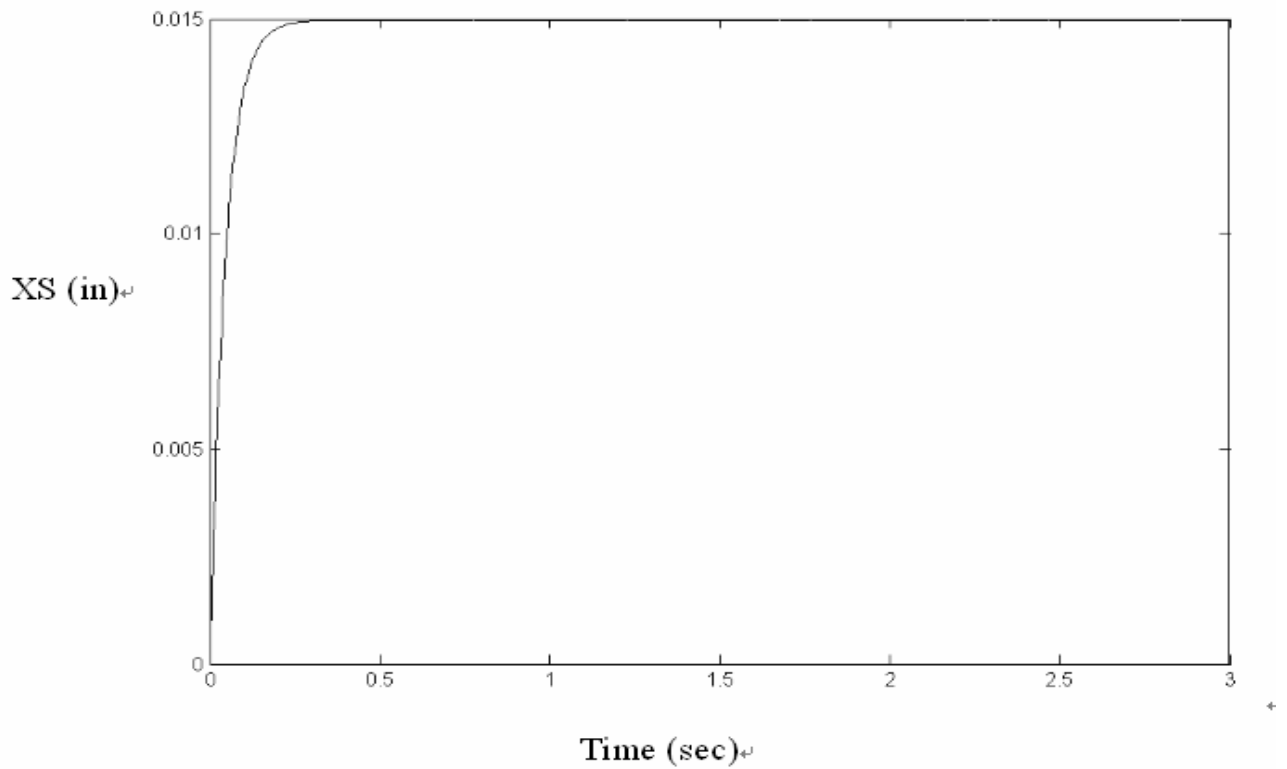


圖 5-2 輸入電流值為 constant 之滑軸位移量

(3) 輸出流量

結果說明：

如圖 5-3，相同的當輸入電流為等值時，輸出流量在初始值為零，而在大約 0.5 秒之內輸入流量由原本的 0 pm 上升至 15 pm 的位置，而後保持平衡狀態。

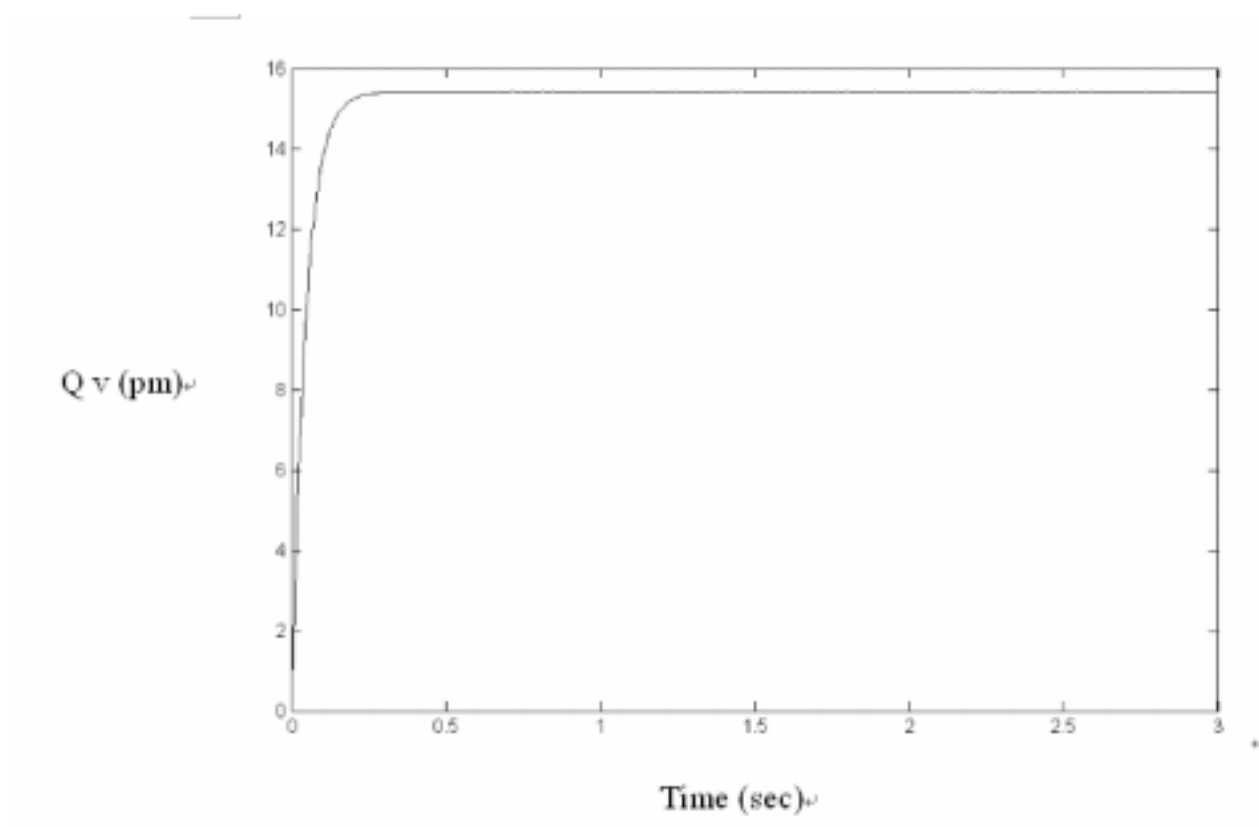


圖 5-3 輸入電流值為 constant 之輸出流量

(4) 電流輸入值不為均值滑軸位移量

結果說明：

如圖 5-4，為輸入電流不為均值及滑軸位移量的相對位置關係圖，由圖吾人可得知電流於 0v 至 10v 之間時，滑軸會由原本的 0in 的位置作動至約 0.013in 之位置，這說明了當電流輸入值不為均值時，則滑軸的位移量也會因而變之。

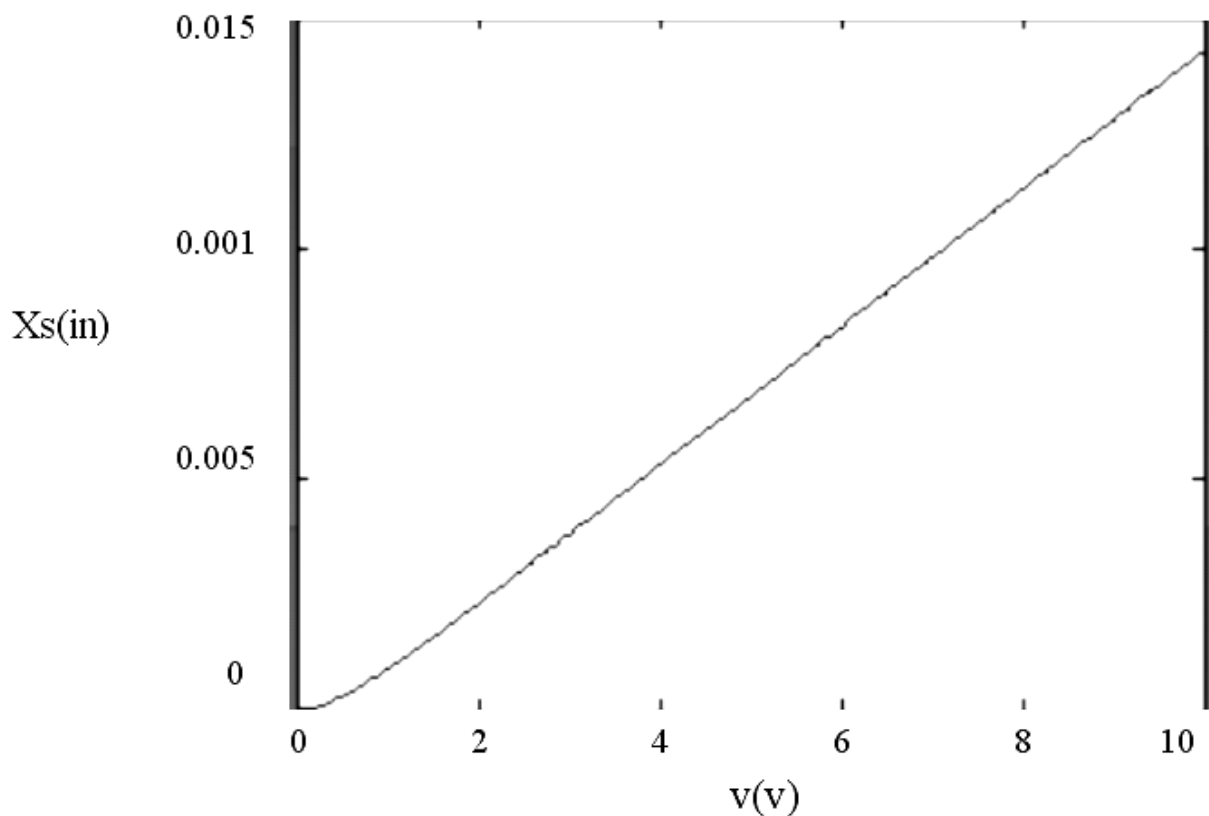


圖 5-4 輸入電流與滑軸位移量

(5) 頻率響應

結果說明：

如圖 5-5 中，當 Magnitude = - 3(dB) 時 Frequency = 43.3543 (Hz)，Phase= - 90(deg) 時 Frequency = 149.9079 (Hz)。

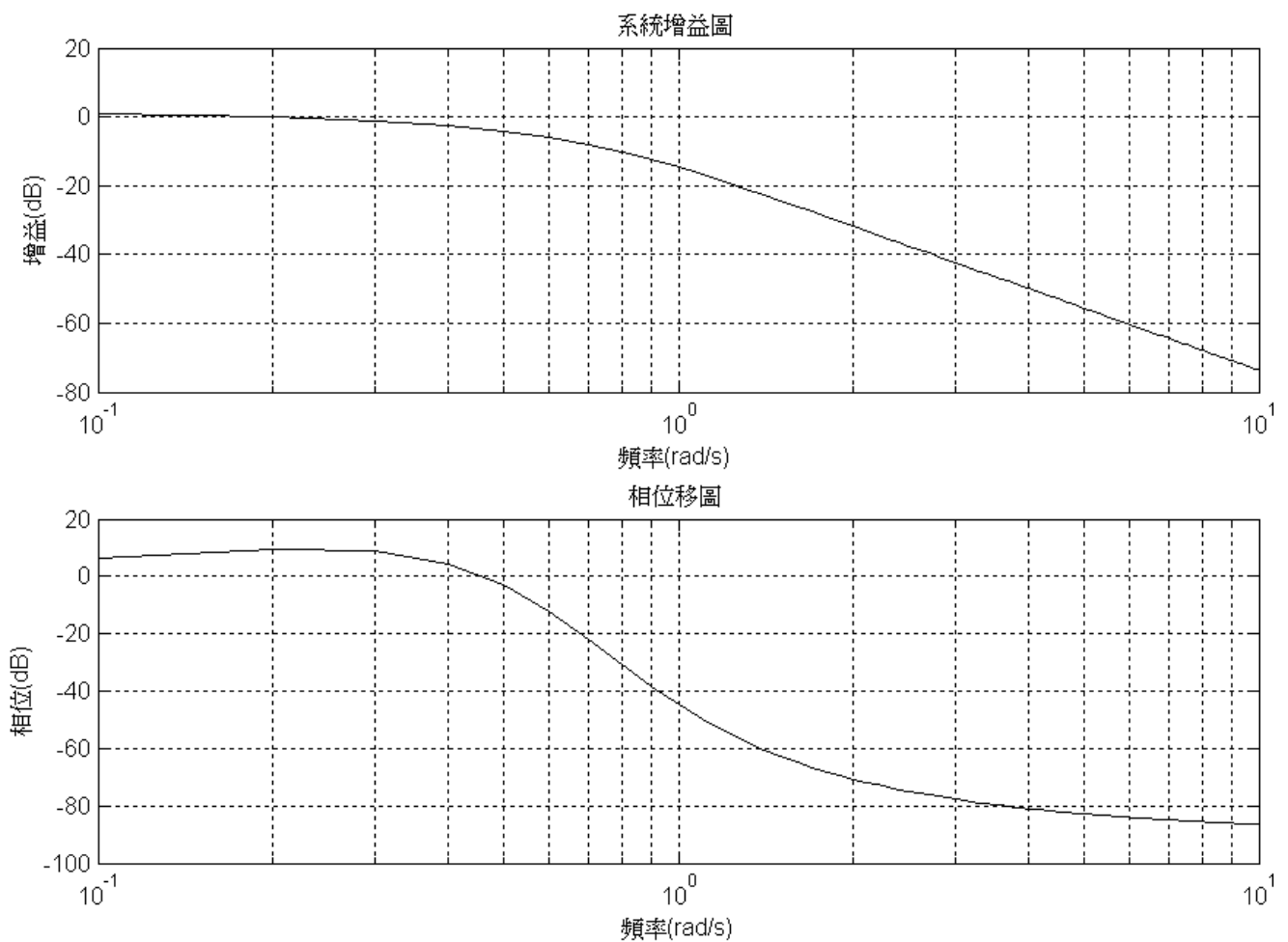


圖 5-5 伺服閥系統 model 之頻率響應

六·結論與建議

伺服閥的種類有多，在本次的報告中吾人藉由設計一個控制器，運用電壓來控制電流大小並且決定滑軸的位移量，將電流式伺服閥變成為一個電壓式的伺服閥，使得電流式和電壓式的伺服閥能夠得到相同的效果，最主要是由電壓來控制不再是由電流來控制，因此建議往後的研究的方面可以朝向研討如何控制在電壓之大小及穩定度，以達成符合在工業界中所要求的以微小的控制量作動巨大之位移量，之後，方能應用在實際之用途上。

另一方面吾人也利用另外一種控制器的回饋訊號來控制電流的多寡，藉此得以控制滑軸的位移量之大小，並且在經過套裝軟體之模擬後，所得到之結果與電流式伺服閥有相同的結果。

七·參考文獻

- [1] Merritt, H. E., "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- [2] WEI, Jong-Hwei, SHIH, Ming-Chang, CHIU, Ching-Ping, "Model -Following PID Control using Hyperstability Theory," JSME International Journal, Series III, Vol. 34, No. 3, pp. 337-381, 1991.
- [3] 魏榮輝, "適應性模式追蹤控制理論之介紹", 新新雙月刊, 第二十一卷, 第四期, pp. 170-178, 民國 82 年 7 月 1 日
- [4] C.F Chen "Elements of Control Systems Analysis : Classical and Modern Approaches"
- [5] 陳朝光、陳介力、楊錫凱 自動控制 高立圖書公司
- [6] 吳駢 MATLAB 6.X 與基礎自動控制 松崗電腦圖書公司

附錄：相關模擬程式

```
num=[1.347];den=[3.926*10^-8 2.556*10^-5 0.026
22.378];
sys=tf(num,den);
w=0:0.1:10;
R=freqresp(sys,w);
mag=abs(R);
phase=angle(R)
[Mr,i]=max(mag);
wn=814; zeta=0.4;
wb=wn*sqrt(1-2*zeta^2+sqrt((1-2*zeta^2)^2+1));
fprintf('系統頻寬為%g(rad/s)n' ,wb );
fprintf('階振峰值為% g\n' ,Mr );
fprintf('階振頻率為% g(rad/s)\n' ,w(i));
subplot(211)
semilogx(w(:, :), 20*log10(mag(:, :)))
title('系統增益圖 ')
xlabel('頻率(rad/s)')
```

```
ylabel('增益(dB)')  
  
grid  
  
subplot(212)  
  
semilogx(w(:, :), 57.3*phase(:, :))  
  
title('相位移圖')  
  
xlabel('頻率(rad/s)')  
  
ylabel('相位(dB)')  
  
grid
```