

電液伺服閥之扭矩馬達定位特性研究

魏榮輝 張宏志

崑山科技大學機械工程系

摘要

本文第一部份係描述電液式伺服閥之數學模型,並利用 Matlab/Simulink 軟體繪出全系統數學方塊圖。第二部份則是討論伺服閥之扭矩馬達的主要操作原理,並藉由伺服閥之全系統數學方塊圖推導出扭矩馬達定位伺服系統的數學模型,並在 Matlab/Simulink 軟體環境下,模擬分析扭矩馬達定位伺服系統的時域與頻率響應特性,並針對模擬結果進行討論。

關鍵詞：伺服閥、頻寬、頻率響應、扭矩馬達

一、前言

當液壓伺服控制系統首先出現在工業界時,即被應用於多種精密產業之系統上,例如塑膠機械、工具機、汽車與材料試驗機等[1]。在塑膠射出成型機產業上,Thayer 與 Davis [2]首先應用伺服閥於射出成型機之螺桿速度的閉迴路控制。Costin 等人[3]則應用自調式控制器(self tuning regulator)於射出缸的壓力控制上,其主要係在射出過程中,讓射出缸壓力梯度保持常數。Chiu 等人[4]則是應用適應性模式追蹤控制器於伺服閥控制之射出成型機上,用以控制模穴壓力梯度。Wei 等人[5]則在伺服閥控制之射出成型機上設計 PID 自動調整控制器以控制射出速度。

電液伺服閥主要係藉著輸入微量的電流信號(如 mA)直接控制閥體之閥軸,以操縱閥軸產生極小的扭轉角度位移,進而控制流體流量及方向,使輸出量與輸入量成一定函數關係並能快速響應,是液壓伺服控制系統的重要元件。由於高功率與高響應之要求,液壓控制系統廣泛的應用在上述控制系統中。因此,吾人需選用適當的伺服閥以達到流體功率的良好控制,此時伺服閥頻率響應的動態特性必需加以考慮[6]。在伺服閥或比例閥製造商的型錄中,頻率響應的動態特性資料是最常見的,因為此種資料的存在,讓設計者更能掌握液壓系統的性能[7]。

電液伺服閥早在 1940 年代已出現,早期是一小型電動伺服馬達來驅動閥軸其時間常數較大在控制迴路裡反而是反應最慢之組件,因而限制系統性能,直到 1949 年美國

麻省理工學院為中心開始開發具有精密快速反應之永久磁鐵扭矩馬達(permanent magnetic torque motor)[8]。問世後，隨著電子技術和計算機技術的發展，使得這種元件的結構趨於成熟，電液伺服系統的性能得到顯著的改善，大大優於其他的液壓伺服系統，因而得到廣泛應用。轉矩馬達組由 2 組線圈、2 件永久磁鐵及電樞組所構成，其主要功能為接受電的信號轉換成機械信號，以驅動液壓放大器，其實體如圖一所示[9]。

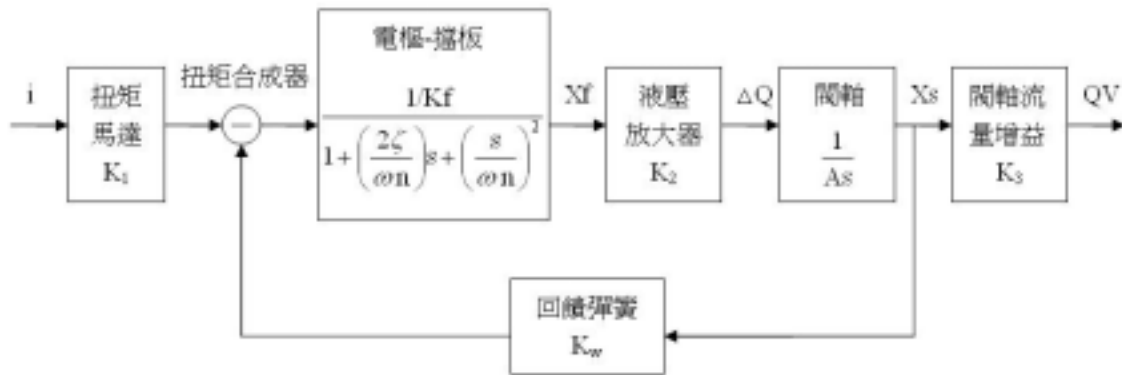


圖一 電液伺服閥之轉矩馬達實體圖[9]

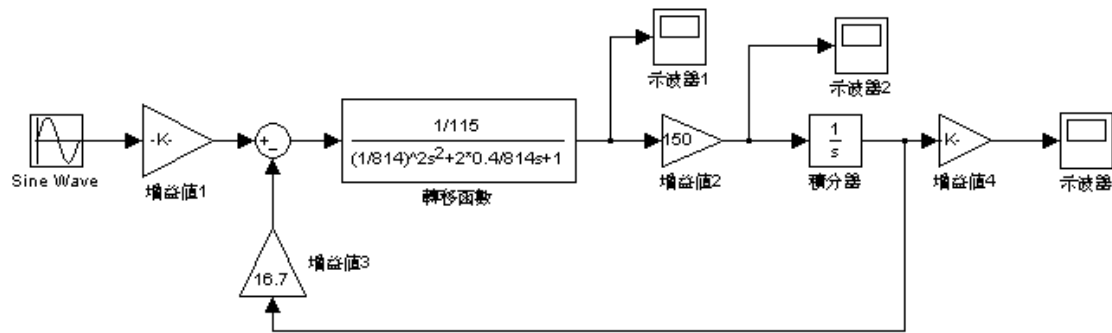
本文首先將由已知之電液式伺服閥數學模型，利用 Matlab/Simulink 軟體繪出全系統數學方塊圖，並模擬其時域特性，以找出扭矩馬達之時域特性。第二部份則是討論伺服閥扭矩馬達的主要操作原理，並藉由伺服閥之全系統數學方塊圖推導出扭矩馬達定位伺服系統的數學模型，並在 Matlab/Simulink 軟體環境下，模擬分析扭矩馬達定位伺服系統的時域及頻率響應，並針對模擬結果進行討論。

二、電液伺服閥扭矩馬達之動態模式

有關電液伺服閥的轉移函數或動態模式的推導可常見於文獻中[7,10]，其中伺服閥的非線性特性常見於其操作中，使得伺服閥成為一複雜裝置。這些非線性特性含有扭矩馬達的磁滯(hysteresis)，孔口的流阻與噴流係數(orifice discharge coefficient)與閥軸的滑動摩擦力等。相關實驗證實，在液壓系統設計方面，這些非線性特性限制了伺服閥理論分析的用途[10]。因此，簡化的電液伺服閥動態模式顯得相當有用。圖二表示 Moog 30 型機械回授式伺服閥的簡化模型[11]，此簡化之電液伺服閥數學方塊圖是一個三階的閉迴路控制系統，包含電樞-擋板的動態特性與閥軸的流量積分特性。而魏與洪[12]已利用信號流程圖中之 Mason 增益法則推導出此伺服閥的系統整體轉移函數，並利用 Matlab/Simulink 軟體建立模擬程式如圖三，用以模擬伺服閥之時域與頻域響應特性。



圖二 電液伺服閥之簡化數學方塊圖[11]



圖三 電液伺服閥之 Simulink 軟體模擬程式

電液伺服閥之永久磁鐵式扭矩馬達的動態模式，Merritt[8]與 Li [13]等已有非常詳細之分析，在其分析過程可將扭矩馬達分成三個部份：

電路部份：主要係將放大器裡的輸出電壓 E_0 轉換成扭矩馬達線圈內的電流 i ，動態方程式為

$$E_0 = \left(\frac{R_c}{2} + R_0 \right) i + L_c \frac{d(i/2)}{dt} \quad \dots\dots\dots(1)$$

其中 R_c = 每個線圈的電阻，ohms
 R_0 = 放大器的輸出電阻，ohms
 L_c = 每個線圈的單電感，henrys

磁場部份：此為扭矩馬達基礎電壓的最後形式。因為在這空隙裡永久磁鐵和控制的磁通量互相影響之下，在電樞上產生的扭矩，動態方程式為

$$T_d = k_t i \quad \dots\dots\dots(2)$$

其中 T_d = 電樞裡預定電流輸入所產生的總扭矩, in-lb

k_t = 扭矩馬達的扭矩常數 (在每個線圈內), in-lb/amp

機械部份：扭矩馬達 T-bar 受磁力影響產生的角度變化，由牛頓第二運動定律，動態方程式可寫為

$$T_d = J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d \theta}{dt} + K_a \theta + T_L \dots\dots\dots(3)$$

其中 J_a = 電樞和所有負載的慣性矩

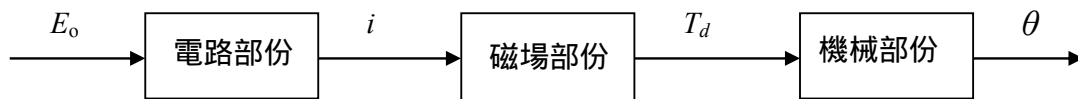
B_a = 電樞和負載的粘滯阻尼係數

K_a = 電樞軸的機械扭轉彈簧係數

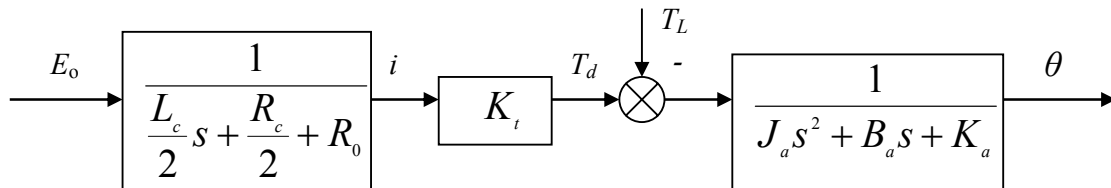
θ = 電樞的偏心角, rad

T_L = 在電樞上任何負載的扭力

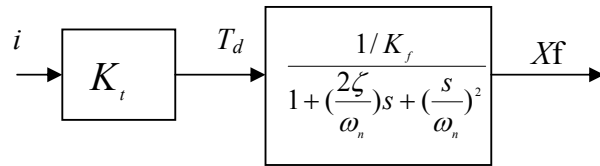
因此，電液伺服閥扭矩馬達系統的輸出入關係圖可表示如圖四。將式(1)至(3)取拉普拉斯轉換可得電液伺服閥扭矩馬達系統的數學方塊圖如圖五所示。將圖二之 Moog 30 型機械回授式伺服閥的簡化模型與圖五(其中 $T_L=0$)比較得知，圖二的扭矩馬達開迴路轉移函數可表示為圖六，其中電樞的偏心角 θ 乘以 T-bar 的旋轉半徑即可求得 T-bar 頂端的位移量 X_t 。因此，圖六即可做為本文設計永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統的數學模型。



圖四 電液伺服閥扭矩馬達的輸出入關係圖



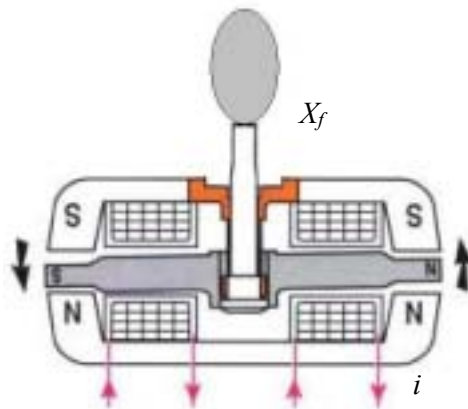
圖五 電液伺服閥扭矩馬達的數學方塊圖



圖六 Moog 30 型伺服閥的扭矩馬達數學方塊圖

三、永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統

由於圖六係永久磁鐵式扭矩馬達之開迴路數學方塊圖，因此只要在 T-bar 頂端裝上適當的位移感測器(position detector)，即可量測 T-bar 頂端的位移量，回饋至輸入端作比較，即可形成永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統，其主要結構設計圖如圖七所示。

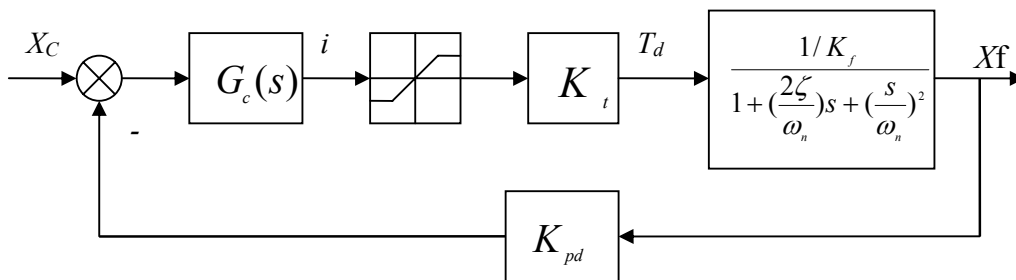


圖七 永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統結構圖

由圖七可進行設計永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統，其數學方塊圖如圖八所示。圖八中之 K_{pd} 為位移感測器的增益值，可設為 1。而 $G_C(s)$ 則為系統補償器的轉移函數，可為傳統之 PID 控制器或其他形式之補償器。

設計步驟為首先模擬出扭矩馬達之開迴路響應(即圖六)，得知輸入電流與 T-bar 頂端位移輸出量間之關係，由於 Moog 30 型伺服閥的最大輸入電流僅為 10 mA，故進行伺服定位系統設計時需加入電流限制器，以保護扭矩馬達的線圈。

再者進行無補償($G_C(s)=1$)時，伺服定位系統的步階響應，再由此結果求出相關之 PID 參數值，並找出其頻率響應時之頻寬值。



圖八 永久磁鐵式扭矩馬達之伺服定位系統數學方塊圖

四、最佳 PID 控制器設計

由於圖八係非線性控制系統並具有 PID 控制器的三個調整參數，通常設計者係使用嘗試錯誤法(try and error method)尋找系統的適當參數值，其控制性能的表現不一定能滿足預期的時間響應需求，要克服這項不利因素，本文在時域設計方面採用最小平方法的觀念設計一個最理想的 PID 控制器，此方法說明如下。

為了有一個良好的閉迴路時間響應，在 PID 控制器設計過程中，下列性能函數需要加以考慮：

在連續時間情況下，

$$J(K_p, K_i, K_d) = \int_0^{\infty} (y_{step}(t) - y_{step}^d(t))^2 dt \dots\dots\dots(4)$$

或

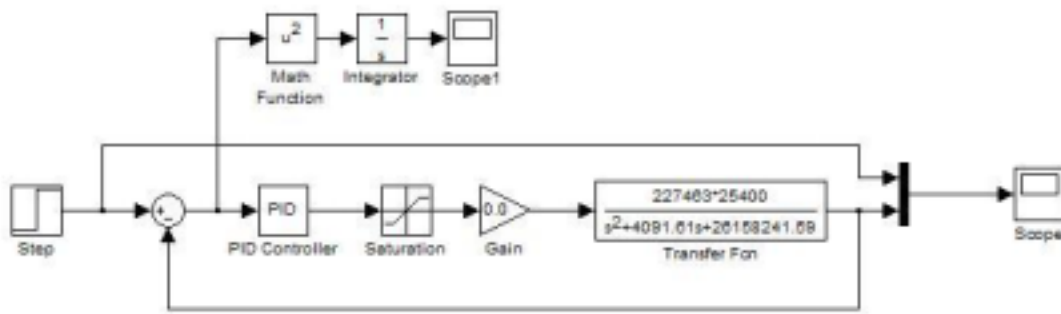
在離散時間的情況下

$$J(K_p, K_i, K_d) = \sum_{t=0}^{\infty} (y_{step}(t) - y_{step}^d(t))^2 \dots\dots\dots(5)$$

上兩式中之 $y_{step}^d(t)$ 是步階響應的輸入信號， $y_{step}(t)$ 為受控系統加入 PID 控制器後之步階響應。因為往往不得不嘗試不同的 PID 控制器參數對這受控系統的影響，因此，最理想的 PID 控制器設計可指定為，

$$\min_{K_p, K_i, K_d} J(K_p, K_i, K_d) \dots\dots\dots(6)$$

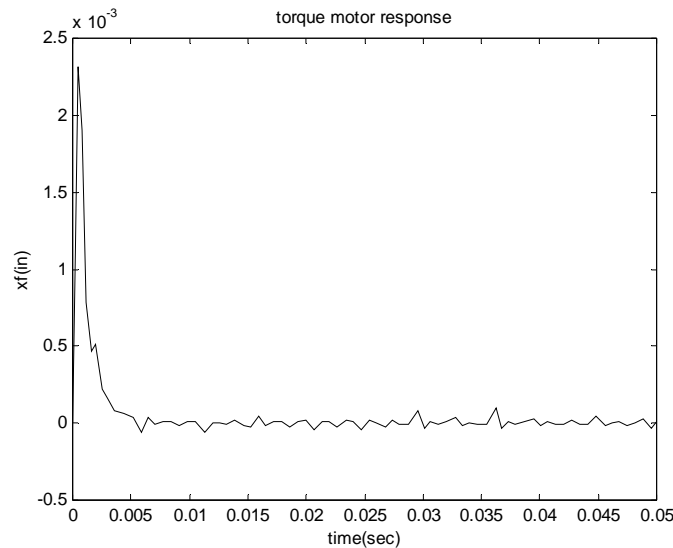
有一些優化方法可以用來解決上述問題。許多優化算法，現在存在於優化軟體的標準元件庫中[14]。而本文則利用圖八的扭矩馬達伺服定位系統的 Simulink 模擬程式，計算輸入響應 $y_{step}^d(t)$ 與補償後輸出響應 $y_{step}(t)$ 的差值(即誤差信號)，再利用式(4)計算性能函數 J ，計算之方式如圖九所示。



圖九 性能函數 J 之計算方式

五、模擬結果與討論

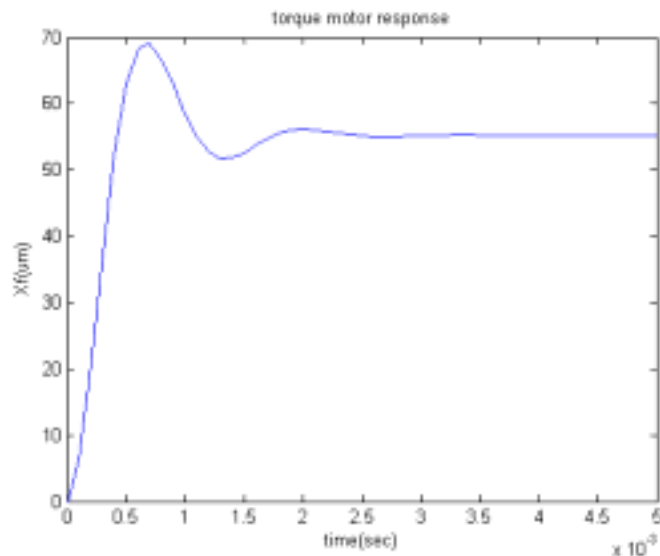
圖十表示Moog 30型電液伺服閥扭矩馬達的T-bar位移響應圖，此圖主要係輸入電流最大值(10 mA)時，由圖三的模擬方塊圖求得。由圖知，此閥之扭矩馬達的T-bar最大位移約為0.0023 in(58.42 μm)。此位移量相當微小，故扭矩馬達之伺服定位系統屬於微米等級。



圖十 扭矩馬達的T-bar位移響應圖

圖十一表示 Moog 30 型電液伺服閥扭矩馬達在輸入電流為 10 mA 時之開迴路響應圖，此由圖六的模擬方塊圖求得。由圖知扭矩馬達的過射量過大，其阻尼比約 0.4[11]，如欲改善其定位特性，可加大扭矩馬達內部的阻尼值而改善之，此技術已為學者廣泛討論[13]，而本文則是利用伺服定位技術加以改善。輸入電流與 T-bar 頂端位移輸出量間之關係可計算如表一。由模擬結果知，Moog 30 型扭矩馬達的線性度相當好。而圖十二則顯示圖六的 Moog 30 型扭矩馬達的頻率響應圖，由圖知扭矩馬達的-3dB 頻寬為 1120Hz, -90°頻寬為 814Hz, 與 Moog 30 型電液伺服閥所提供之扭矩馬達自然頻率(814Hz)

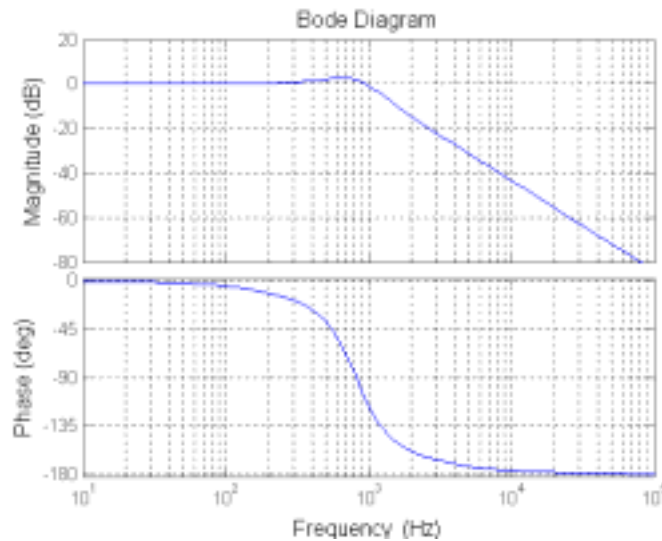
相當接近[11]。因此，利用 Moog 30 型電液伺服閥的扭矩馬達，以形成本文研究之微米伺服定位系統，相當具有可靠性。



圖十一 輸入電流 10 mA 時之扭矩馬達開迴路響應圖

輸入電流(mA)	10	5	1
T-bar 位移 (μ m)	55.22	27.61	5.52

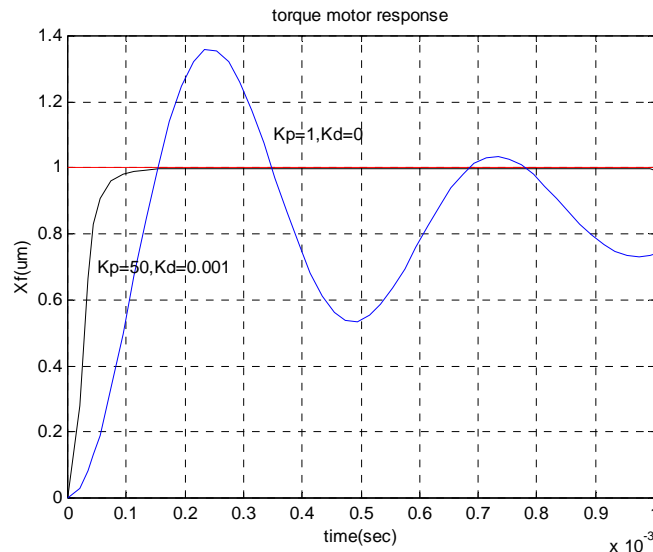
表一 輸入電流與 T-bar 位移關係



圖十二 扭矩馬達的頻率響應圖

圖十三係本文之微米伺服定位系統在無補償($G_c(s)=1$)與有 PID 補償器時的步階響

應，由圖知在定位 $1\mu\text{m}$ 時，無補償系統明顯有相對穩定度問題。利用第四節方法最小化性能函數 J ，求得圖十三的相關性能函數 J 列於表二。表二表示不同 PID 調整參數時的性能函數 J ，表中顯現加入微分控制器可明顯改善此系統穩定度問題。由表二知，此系統的最佳 PID 參數為 $K_p = 50, K_i = 0, K_d = 0.001$ 。而圖十三之補償後步階響應的上升時間約為 $100\ \mu\text{s}$ 與 CTI 公司的 XY Galvoscaner[15]規格(上升時間= $100\ \mu\text{s}$)相當吻合。



圖十三 $1\ \mu\text{m}$ 定位時微米伺服定位系統響應圖

K_p	1	10	25	50
K_d	0	0.0005	0.001	0.001
J	$1.2\text{e-}4$	$3.0\text{e-}5$	$2.6\text{e-}5$	$1.7\text{e-}5$

表二 不同 PID 參數時的性能函數 J

六、結論

本文說明如何在使用 Matlab/Simulink 模擬軟體的環境下，分析電液伺服閥扭矩馬達伺服定位系統的定位特性。首先由模擬結果知，當電液伺服閥在最大輸出流量時，此閥的扭矩馬達的 T-bar 最大位移約為 $2.3\text{e-}3\ \text{in}$ ($58.42\ \mu\text{m}$)，證明電液伺服閥扭矩馬達之位移量屬於微米等級。

再者利用永久磁鐵式扭矩馬達動態模式的推導，並與 Moog 30 型電液伺服閥的數學方塊圖比較，得出扭矩馬達的數學模式。本文之微米伺服定位系統則利用前述之扭矩馬達加裝位置感測器後形成，並經由最小化性能函數而求得最佳 PID 調整參數。而補償後步階響應的上升時間與 CTI 公司的 XY Galvoscaner 規格(上升時間= $100\ \mu\text{s}$)相當吻合。由以上研究知，本文之微米伺服定位系統的定位特性，相當具有可靠性。至於本文

後續研究之重點，將以實驗方式驗證此模擬結果。

參考文獻

- [1]. E. Urata (2004) , One-Degree-of-Freedom Model for Torque-Motor Dynamics , International Journal of Fluid Power , 5(2) : 35-42.
- [2]. W. J. Thayer and M. A. Davis (June 1980) , Controls for Injection Molding of Thermoplastics, Moog Technical Bulletin 145.
- [3]. Costin M. H. , Okonski D. A. and Ulicny J. C. (June 1987) , Control of an Injection Molding Machine : Adaptive Regulation During Filling , American Control Conference , 711-716.
- [4]. Chiu C. P. , Wei J. H. , and Shih M. C. (Mid-August 1991) , Adaptive Model Following Control of the Mold Filling Process in an Injection Molding Machine , Polymer Engineering and Science , 31(15), 1123 - 1129.
- [5]. Wei J. H. , Chiu C. H. , Yeh F. K. and Lian F. J. (November 1999) , The Auto-Tuning Technology of the Pressure Compensated Injection Speed Control in the Servovalve Controlled Injection Molding Machine , The 16th National Conf. on Mech. Eng. of CSME , 311-318.
- [6]. Urata E. , Miyakawa S. , Yamashina C. and Nakao Y. (1995) , Frequency Response of a Water Hydraulic Servovalve , IEEE International Conference on Robotics and Automation , 2212-2217.
- [7]. D. Gordic , M. Babic and N. Jovicic (2004), Modelling of Spool Position Feedback Servovalves , International Journal of Fluid Power , 5(1), 37-50.
- [8]. Merritt , H. E. (1967) , Hydraulic Control Systems , John Wiley & Sons, Inc .
- [9]. Moog J661—561 Servovalves Catalog.
- [10]. Thayer W. J. and Davis M. A. (January 1965) , Transfer Functions for MOOG Servovalves , Moog Technical Bulletin 103.
- [11]. Moog Type 30 Nozzle-Flapper Flow Control Servovalves Catalog.
- [12]. 魏榮輝與洪至謙(2006年11月),(電液伺服閥之動態模擬分析),機械月刊,流體機械專輯,376, 30-38.
- [13]. S. Li and Y. Song (2007) , Dynamic response of a hydraulic servo-valve torque motor with magnetic fluids , Mechatronics 17 , 442-447.
- [14]. G. P. Liu and S. Daley (2000) , Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems , Control Engineering Practice , 1045-1053.
- [15]. Cambridge Technology , Technology Report , Choosing the Right Galvanometer and Servo for the Job.

The Position Servosystem Design of the Torque Motor in the Electro-Hydraulic Servovalve

Jong-Hwei Wei and Hung-Chih Chang

Department of Mechanical Engineering, Kun Shan University

ABSTRACT

In this study, the electrohydraulic servovalve mathematical block diagram via the Matlab/Simulink software was firstly presented. Secondly, the main operation principles of torque motor in the servovalve was discussed and the position servosystem of the torque motor was designed in the Matlab/Simulink software environment. The performances of the step and frequency responses of the torque motor also were discussed in this paper.

Keywords: servovalve, bandwidth, frequency response, torque motor

