

曳引機附掛作業機位置控制系統之設計與模擬

Design and Simulation of Position Control System for Implement Mounted on Tractor

國立臺灣大學農業機械工程學系副教授

謝志誠

Jyh-Cherng Shieh

摘要

本文擬以曳引機附掛作業機的位置控制問題為對象，研究液壓伺服驅動控制系統的模式建立與位置控制器的設計。本文採用二自由度的位置控制器以使控制系統具有良好的位置追隨與負載調節特性，並提出系統化的設計步驟，以解決控制器參數在特定操作規範與要求下的設計問題。將一組由亂數函數產生以模擬田間標的物位置變化的數據作為控制系統的輸入資料，以測試控制器的性能，模擬結果發現在合理的曳引機操作速度與響應時間要求配合下，所設計的位置控制系統對於位置的變化有良好的追隨性。

關鍵詞：位置控制，追隨，負載調節，曳引機，作業機。

ABSTRACT

In order to solve the problems of position control for implement mounted on tractor, a hydraulic servo drive position control system is modeled and designed. To obtain good dynamic responses both in the position command tracking and load regulation characteristics, a position controller with two degrees of freedom is proposed. The parameters of the controller are found by using a systematic design procedure according to the given specification. The performance of the controller is tested by some data generated by random function. The Simulation results demonstrate the effectiveness of the proposed position control system.

Keywords : Position control, Tracking, Load regulation, Tractor, Implement

一、前言

利用曳引機為基礎，透過感測器與控制系統的設

計，以控制曳引機本身或附掛於車架上的作業機具的線性或角度位移動作，已成為田間作業自動化的主要研究項目，而其中又以曳引機或作業機具的方

向或位置控制為主。在方法上，則透過感測器的設計與安排，選擇作業機具的作業標的物為對象，感測位置或斜度變化，再由控制單元，驅動單元與傳動機構，驅動曳引機轉向或作業機具的位置，以達到方向或位置控制的目的。

利用馬達或液壓伺服致動器與機械系統直接耦合，已成為機電整合控制上相當普遍的一種架構。由於機械系統慣量與負載的變化對於馬達或電氣液壓驅動系統參數的變化有直接的影響，因此，控制器的設計成為驅動系統是否能達成高性能的控制特性的重要課題。一個良好的控制器應使驅動系統具有：(1)快速的步階命令追隨 (Step Command Tracking) 且無超越(No Overshoot) 及無振盪(No Oscillation)現象發生；(2)在有步階負載干擾(Load Disturbance)時具有最小的變動量與最短的回復時間(Restore Time)；(3)在步階命令與步階負載干擾下穩態誤差(Steady State Error)為零等性能。為了使驅動系統獲得高性能的特性，已有許多控制技術被提出，包括類比控制技術中的比例積分(PI)控制器、最佳化控制器、……等，數位控制技術中的比例積分控制器、最佳化控制器、竭擊控制器(Dead-beat Controller)、……等，與近幾年來日益普及用於解決非確定性(Uncertainty)與非線性控制問題的智慧型控制等。其中，最為常用的就屬PI控制器 [Bose, 1988]，但因其僅具有一個自由度，無法同時滿足良好的命令追隨與負載調節(Load Regulation)要求，例如在步階負載干擾下能有較少變動量與較短回復時間者，往往在步階命令下產生較大的超越現象及需要較長的穩定時間。

以田間作業為例，曳引機的過量轉向或作業機的過量移位將傷及作物，影響工作品質，甚至造成機械損壞。因此，控制器的設計除了要具備良好的負載調節特性，快速的命令追隨外，更應該避免超越現象的發生。二自由度的控制器(Two Degrees of Freedom Controller)[Morari and Zafrirous, 1989]雖然可以解決上述問題，但尚缺一套有系統的設計步驟以直接由系統響應性能規範中定量求出控制器的參數。Liaw(1991, 1993)與Kung(1993)乃針對感應馬達驅動系統的控制問題，提出一套有系統的量化設計法則，並進一步針對系統響應的性能規範，如響應時間(Response Time)、無超越、無振盪、零穩態誤

差、負載干擾變動量與系統模式等，有系統的推導求得二自由度控制器的參數。

Kaminski and Zoerb(1965)利用二位置與三位置開閉控制系統(Two/Three Position On-off Control System)研製穀物收穫機割刀的高度控制。

Pask et al. (1974)設計一套割刀高度控制系統，利用感測器感測穀物高度的變化，使割刀高度與穀物高度維持一定的比例。

Nakagawa et al.(1979, 1980)利用壓力式感測板感測茶樹採摘面的高度變化，透過電氣液壓驅動系統調整採茶機的高度，以使採茶機的割刀能追隨採摘面的變化。

Jiang et al. (1992,1993)以微電為基礎，分別利用可程式控制系統(Programmable Control System)、模糊控制系統(Fuzzy Control System)與智慧型控制系統(Intelligent Control System)控制附掛在曳引機的整地作業機的高度、傾斜角度與作業負載等。

有關曳引機附掛作業機的控制系統的研究與設計，尚缺乏一套有系統的量化設計準則。由於田間作業的控制與感應馬達驅動系統的控制在性能要求上頗為相近。因此，本文乃將Liaw與Kung等人所研究出對二自由度控制器的設計法則則應用到曳引機附掛作業機的位置控制上，以使驅動作業機具的液壓伺服驅動系統能同時具有良好的命令追隨與負載調節特性。

二、系統組成

從曳引機或其所附掛作業機的位置控制方法來看，控制系統可以分解成包括感測單元、微處理機單元、電氣液壓伺服驅動單元、傳動機構與受控的附掛作業機等圖1。各單元的功能與配置概述如下：

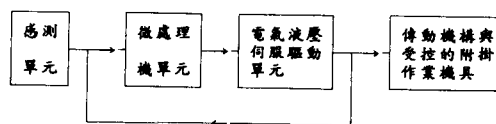


圖1 曳引機附掛作業機位置控制系統組成單元
Fig. 1 Components of position control system for implement mounted on tractor

1. 感測單元

感測單元的功能為感測標的物的位置變化。

感測單元由一可感測田間標的物位置變化的感測器，支撐感測器的調整機構與相關電路所組成。其中，支撐感測器的機構將感測器置於相對於作業機具的某一位置上，以感測測標的物的位置或斜度變化。感測器的放置位置和作業型態、標的物種類與訊號處理速度有關，並利用調整機構調整之。

2. 微處理機單元

微處理機單元的功能為擷取液壓缸位移迴授訊號與感測單元的感測訊號，並送出電氣液壓伺服驅動單元的控制訊號。其主要組成包括中央處理控制單元和數位類比(D/A)與類比數位(D/A)轉換介面卡。圖2為微處理機單元的架構圖。

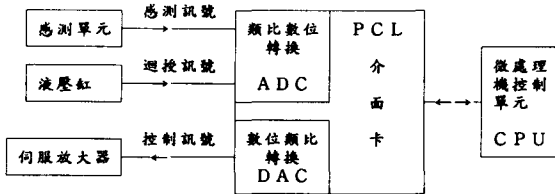


圖2 微處理機單元架構

Fig. 2 Architecture of microprocessor Unit

3. 電氣液壓伺服驅動單元

電氣液壓伺服驅動單元的功能為利用微處理機單元所送來的控制訊號，以驅動液壓缸活塞，並透過傳動機構帶動附掛作業機具的線性或角度位移。

電氣液壓伺服驅動單元的組成包括：伺服放大器(Servo Amplifier)、電氣液壓伺服閥(Electrohydraulic Servo Valve)、液壓缸、液壓源及其他的液壓迴路元件等。圖3為電氣液壓伺服驅動單元的架構圖。

4. 傳動機構與附掛的作業機

曳引機上可依作業需要附掛不同的作業機具如犁、耙、碎土機或施肥播種機等，並透過傳動機構如三點連桿(Three Point Linkage)與液壓驅動單元連接。本文並未討論作業機具與曳引機間的連接方式，而僅假設單位控制電壓可使作業機產生定額的

位移量，並假設經由作業機具與傳動機構對控制系統的負載干擾為一步階函數。

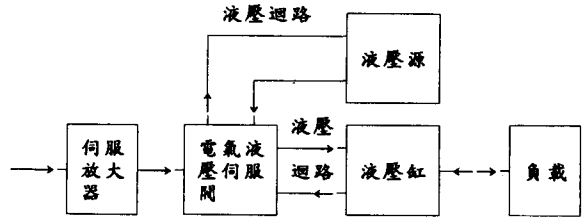


圖3 電氣液壓伺服驅動單元架構

Fig. 3 Architecture of electrohydraulic servo drive unit

三、電氣液壓伺服驅動單元動態模式的推導

電氣液壓伺服驅動單元的主要構成元件包括伺服放大器、電氣液壓伺服閥、液壓缸與負載等，各元件的數學莫式如下[Merritt,1967;Yun and Cho,1988;Hee and Cho,1992]：

1. 伺服放大器

伺服放大器的功能為將輸入電壓轉換成等比例的電流，以驅動電氣液壓伺服閥。

$$i_d = K_v v \dots\dots\dots (1)$$

其中， i_d 為伺服放大器輸出電流（伺服閥的輸入電流）[mA]

K_v 為伺服放大器增益[mA/V]

v 為伺服放大器輸入電壓[V]

2. 電氣液壓伺服閥

電氣液壓伺服閥是一個精密而複雜的元件，可藉由滑軸(Spool)的偏移控制液壓油在迴路中的流量與方向，其輸出流量 Q_1 與滑軸偏移量 X_v 及負載壓力 P_1 間的關係可以表示如下：

$$Q_1 = g(X_v, P_1) = \frac{C_d w}{\sqrt{\rho}} X_v (P_s - \text{sgn}(X_v) P_1)^{\frac{1}{2}} = K_d X_v (P_s - \text{sgn}(X_v) P_1)^{\frac{1}{2}} \text{ [cm}^3/\text{sec}] \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{sgn}(X_v) = \frac{X_v}{|X_v|}, \text{ 當 } X_v \neq 0$$

=0, 當 $X_v=0$

$$K_d = \frac{C_d w}{\sqrt{\rho}}$$

其中, C_d 為排洩係數(Discharge Coefficient)

w 為閥面積梯度(Area Gradient of Valve)

P_s 為液壓源液壓力[kgf/cm²]

P_1 為負載壓力[kgf/cm²]

ρ 為液壓油質量密度

X_v 為電氣液壓伺服閥滑軸偏移量

$$X_v = k_v i_d$$

k_v 為伺服閥增益常數[cm/mA]

為便於分析起見可將非線性的式(2)對操作點(X_{v0}, P_{10})作泰序列展開(Taylor Series Expansion), 以得到近似的線性壓力-流量曲線方程式:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \left(\frac{\partial q}{\partial X_v}\right)X_v + \left(\frac{\partial q}{\partial P_1}\right)P_1 \\ &= K_f X_v - K_g P_1 \end{aligned} \quad (3)$$

其中, K_f 為伺服閥流量增益 (Flow Gain of Servo Valve) [cm²/sec]:

$$K_f = \frac{\partial q}{\partial X_v} = K_d (P_s - \text{Sgn}(X_{v0})P_{10})^{\frac{1}{2}}$$

K_g 為伺服閥壓力增益(Pressure Gain of Servo Valve)[cm²/kgf/sec]:

$$K_g = \frac{\partial q}{\partial P_1} = K_d |X_{v0}| / (2(P_s - \text{sgn}(X_{v0})P_{10}))^{\frac{1}{2}}$$

3. 液壓缸與負載

由連續方程式得知, 來自伺服閥的流量於液壓缸所需的理論流量、洩漏量與壓縮量:

$$Q_1 = A_v \dot{X}_v + C_l P_1 + \left(\frac{V_1}{4\beta}\right)P_1 \quad (4)$$

其中, A_v 為液壓缸活塞面積

\dot{X}_v 為活塞速度

C_l 為總洩漏係數(Total Leakage Coefficient)

V_1 為總空間體積

β 為液壓油模數(Bulk Modulus of Fluid)

若忽略套筒(Sleeve)與活塞的庫倫磨擦(Column Friction), 則液壓缸的推力可表示如下:

$$F_1(s) = AP_1 = \frac{AK_f X_v - A^2 s y}{K_e + \frac{V_1}{4\beta} s} \quad (5)$$

其中, $K_e = K_g + C_l$

而活塞的運動方程式可寫成:

$$Ms^2 y + fsy = F_1(s) \pm F_d(s) \quad (6)$$

其中, M 為負載與活塞的質量

f 為黏阻係數(Viscous Damping Coefficient)

F_d 為負載干擾, 本文假設其為一步階函數。

由以上的分析可得到伺服放大器輸入電壓與活塞位移的關係如下:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{V_1}{4\beta} Ms^3 + \frac{V_1}{4\beta} fs^2 + K_e Ms^2 + K_e fs + A^2 s \right] y \\ &= AK_f k_v k_a v \pm F_d(s) \left[K_e + \frac{V_1}{4\beta} s \right] \end{aligned} \quad (7)$$

若忽略液壓油的可壓縮性下, 式(7)可寫成:

$$y(s) = G(s)(K_t v \pm F_d(s)) \quad (8)$$

其中, $b=1/M$

$$G(s) = b/(s^2 + as)$$

$$a = \frac{K_e f + A^2}{K_e M}$$

$$K_t = AK_f k_v k_a / K_e$$

由於液壓驅動系統中的遲滯現象和液壓缸與外界負荷間的連接特性, 整個系統動態難免存在有一些延遲(Delay)現象, 因此式(8)中的 $G(s)$ 將以下式取代:

$$G_d(s) = G(s)e^{-\tau s}$$

其中, τ 為延遲時間。

由於某些元件參數不易準確量測, 加上部份現象未及考慮, 所以式(8)所代表的電氣液壓伺服驅動單元動態模式並非是一個準確的模式。因此, 利用實驗的方法, 將實測得的輸入輸出資料用來估測驅動單元的模式, 並鑑定模式的參數, 成為控制器設計上的重要步驟。由於本文並未電氣液壓伺服驅動單元的模式與參數作鑑定的研究, 因此, 僅綜合液壓元件的參數並依據這些資料計算出系統模式的參數, 以作為控制器設計的基礎。

$$k_a = 1 \text{ mA/V} \quad ; \quad K_f K_g = 10.000 \text{ cm}^2/\text{sec/ma}$$

$$K_g = 5.36 \text{ cm}^2/\text{kgf/sec} \quad ; \quad C_l = 0.5 \text{ cm}^2/\text{kgf/sec}$$

$$M = 200/980 \text{ kgf/cm/sec}^2 \quad ; \quad f = 8.86 \text{ kgf-sec/cm}$$

$$A = 10 \text{ cm}^2$$

$$a = 127.03 \quad ; \quad b = 4.9 \quad ; \quad K_t = 17.06$$

圖4為液壓伺服驅動單元的方塊圖。

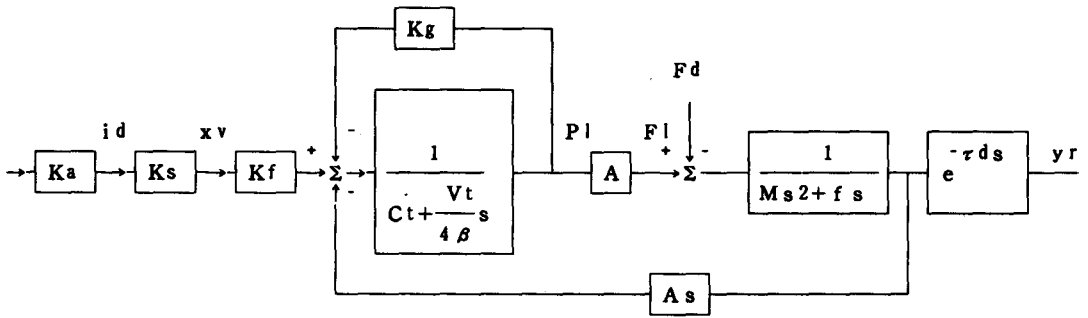


圖4 電氣液壓伺服驅動單元方塊圖

Fig. 4 Block diagram of electrohydraulic servo drive unit

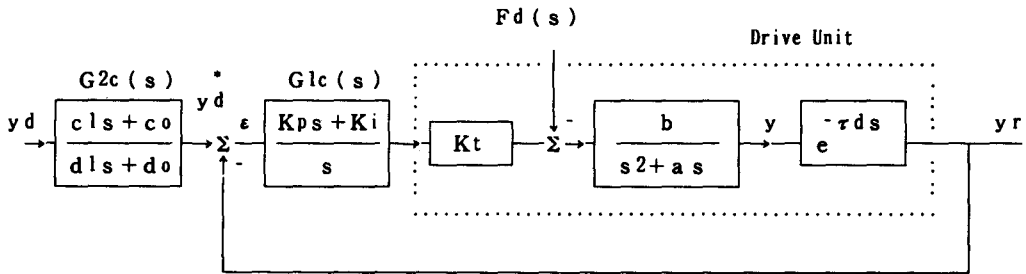


圖5 位置控制系統方塊圖

Fig. 5 Block diagram of position control system

四、系統控制模式的建立

圖5為位置控制系統的方塊圖，圖中位置控制器 $G_{1c}(s)$ 與前向控制器(Feed Forward Controller) $G_{2c}(s)$ 分別被設定成：

$$G_{1c}(s) = K_p + K_i/s \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$G_{2c}(s) = \frac{c_1 s + c_0}{d_1 s + d_0} \quad \dots\dots\dots (10)$$

為易於控制器的設計，忽略系統延遲時間的存在，令 $\tau_d=0$ 。因此，未包括及包括前向控制器的閉迴路傳遞函數分別為：

$$T^*_{dr}(s) = \frac{y_r(s)}{y_d^*(s)} \Big|_{F_d(s)=0} = \frac{bK_1 K_p s + bK_1 K_i}{s^3 + as^2 + bK_1 K_p s + bK_1 K_i} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$T_{dr}(s) = \frac{Y_r(s)}{Y_d(s)} \Big|_{F_d(s)=0} = T^*_{dr}(s) G_{2c}(s)$$

$$= T^*_{dr}(s) \frac{c_1 s + c_0}{d_1 s + d_0} \quad \dots\dots\dots (12)$$

而負載干擾與所產生的位置變化間的傳遞函數可表示如下：

$$T_{dd}(s) = \frac{y_r(s)}{F_d(s)} \Big|_{y_d(s)=0} = \frac{-bs}{s^3 + as^2 + bK_1 K_p s + bK_1 K_i} = \left(\frac{\Gamma_1}{s + \mu_1} + \frac{\Gamma_2}{s + \mu_2} + \frac{\Gamma_3}{s + \mu_3} \right) s \quad \dots\dots\dots (13)$$

其中，

$$\mu_1 \mu_2 \mu_3 = bK_1 K_i \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\mu_1 \mu_2 + \mu_2 \mu_3 + \mu_1 \mu_3 = bK_1 K_p \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 = a \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 = 0 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$\gamma_1 (\mu_2 + \mu_3) + \gamma_2 (\mu_1 + \mu_3) + \gamma_3 (\mu_1 + \mu_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\gamma_1 \mu_2 \mu_3 + \gamma_2 \mu_1 \mu_3 + \gamma_3 \mu_1 \mu_2 = -b \quad \dots\dots\dots (19)$$

雖然選擇適當的 K_p 與 K_i 值可以使式(13)所代表的負載調節獲得良好的動態響應，但卻無法滿足式(11)

所代表的位置命令追隨動態特性。因此可將 $G_{2c}(s)$ 設計成如式(20)所示，以使整個系統具有良好的命令追隨特性[Liaw et al.,1991; Liaw et al.,1993]。

$$G_{2c}(s) = \frac{c_1 s + c_0}{bK_t K_p s + bK_t K_v} \quad (20)$$

如此一來， $T_{dr}(s)$ 可以寫成：

$$T_{dr}(s) = \frac{c_1 s + c_0}{s^3 + a s^2 + bK_t K_p s + bK_t K_v} \\ = \frac{h_1}{s + \mu_1} + \frac{h_2}{s + \mu_2} + \frac{h_3}{s + \mu_3} \quad (21)$$

其中，

$$h_1 + h_2 + h_3 = 0 \quad (22)$$

$$c_0 = h_1 \mu_1 \mu_2 + h_2 \mu_1 \mu_3 + h_3 \mu_1 \mu_2 = bK_t K_v \quad (23)$$

$$c_1 = h_1(\mu_2 + \mu_3) + h_2(\mu_1 + \mu_3) + h_3(\mu_1 + \mu_2) \quad (24)$$

$$d_0 = bK_t K_v \quad (25)$$

$$d_1 = bK_t K_p \quad (26)$$

五、設計程序

在介紹設計程序之前，首先介紹幾個與步階響應及無超越無振盪條件有關的定義與定理：

[定義一] 一個穩定的連續線性系統的傳遞函數 $T(s)$ ，若其穩態值 $T(0)=1$ ，其步階響應 $y(t)$ ：

(1)若 $y(t) \leq 1, t \geq 0$ ，則此系統具有無超越的步階響應。

(2)若 $y(t) \geq 0, t \geq 0$ ，則此系統具有無振盪的步階響應。

[定義二] 若一個穩定的 n 階單輸入單輸出(SISO)連續線性系統的傳遞函數 $T(s)$ 可以寫成下式：

$$T(s) = \frac{b_{n-1}s^{n-1} + b_{n-2}s^{n-2} + \dots + b_1s^1 + b_0}{s^n + a_{n-1}s^{n-1} + \dots + a_1s^1 + a_0} \\ = \sum_{i=1}^n \frac{h_i}{s + \mu_i}, \mu_i > 0$$

則各動態模(Dynamic Mode) μ_i 的能量散佈係數[Ouyang et al.,1987]可以寫成：

$$e_i = \sum_{j=1}^n \frac{h_j h_i}{\mu_j + \mu_i} \quad (27)$$

$$0 \leq E_0 = \sum_{i=1}^n e_i < \infty,$$

其中， E_0 為總能量散佈值。

[定義三] 步階命令追隨的響應時間 t_{re} 定義為步階響應由零值上升到99.0%所需的時間。

[定義四] 步階負載干擾的最大變動量定為 Δy_{dmax} ，而最大變動量發生的時間為 t_m 。

$$\Delta y_{dmax} = \gamma_1 e^{-\mu_1 t_m} + \gamma_2 e^{-\mu_2 t_m} + \gamma_3 e^{-\mu_3 t_m} \quad (28)$$

$$\frac{\partial \Delta y_{dmax}}{\partial t} = -\gamma_1 \mu_1 e^{-\mu_1 t_m} - \gamma_2 \mu_2 e^{-\mu_2 t_m} - \gamma_3 \mu_3 e^{-\mu_3 t_m} \\ = 0 \quad (29)$$

[定理一] 一個穩定的三階連續線性系統的傳遞函數可以表示為：

$$T(s) = \frac{h_1}{s + \mu_1} + \frac{h_2}{s + \mu_2} + \frac{h_3}{s + \mu_3} \quad (30)$$

其中， μ_1, μ_2 與 μ_3 為正實數，且 $\mu_1 < \mu_2 < \mu_3, T(0)=1$ 。

若滿足下列條件之一，則其步階響應將是無超越無振盪：

$$(1) h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 < 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_2 + h_3|$$

$$(2) h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 > 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_2|$$

$$(3) h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 < 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_3|$$

$$(4) h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 > 0$$

[定理二] 如定理一所示的系統與條件，若 μ_1, μ_2 與 μ_3 的能量散佈係數分別為 e_1, e_2 與 e_3 ，則 e_1, e_2 及 e_3 與 h_1, h_2 及 h_3 的關係為：

$$(1) \text{ 若 } h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 < 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_2 + h_3|, \text{ 則 } \\ e_1 > 0, e_2 < 0, e_3 < 0, \text{ 且 } e_1 \geq |e_2 + e_3|$$

$$(2) \text{ 若 } h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 > 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_2|, \text{ 則 } e_1 \\ > 0, e_2 < 0, e_3 < 0, \text{ 且 } e_1 \geq |e_2|$$

$$(3) \text{ 若 } h_1 > 0, h_2 > 0, h_3 < 0, \text{ 且 } h_1 \geq |h_3|, \text{ 則 } e_1 \\ > 0, e_2 < 0, e_3 < 0, \text{ 且 } e_1 \geq |e_3|$$

$$(4) \text{ 若 } h_1 > 0, h_2 < 0, h_3 > 0, \text{ 則 } e_1 > 0, e_2 < 0, e_3 > 0$$

本文選擇狀況(1)，並將 e_1, e_2, e_3 的關係設定如下：

$$e_2 = e_3 \quad (31)$$

$$e_1 = -2(k_2 + 1)^2 e_3 \quad (32)$$

依據前述的定義與定理，本文利用式(10)(16)(23)(29)(31)(32)建立下列非線性方組：

$$f_1(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) \\ = \frac{-(h_2 + h_3)}{\mu_1} + \frac{h_2}{\mu_2} + \frac{h_3}{\mu_3} - 1 = 0 \quad (33)$$

$$f_2(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) \\ = \Delta y_{dmax} - \gamma_1 e^{-\mu_1 t_m} - \gamma_2 e^{-\mu_2 t_m} - \gamma_3 e^{-\mu_3 t_m} \quad (34)$$

$$f_3(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) \\ = \gamma_1 \mu_1 e^{-\mu_1 t_m} + \gamma_2 \mu_2 e^{-\mu_2 t_m} + \gamma_3 \mu_3 e^{-\mu_3 t_m} = 0 \quad (35)$$

$$f_4(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2)$$

$$= 0.990 - \left[\frac{-(h_2 + h_3)}{\mu_1} (1 - e^{-\mu_1 t}) + \frac{h_2}{\mu_2} (1 - e^{-\mu_2 t}) + \frac{h_3}{\mu_3} (1 - e^{-\mu_3 t}) \right] \dots\dots\dots (36)$$

$$f_5(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) = e_2 - e_3 = 0 \dots\dots\dots (37)$$

$$f_6(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) = e_1 + 2(k_2^2 + 1)^2 e_3 \dots\dots\dots (38)$$

$$f_7(\mu_1, \mu_2, \mu_3, h_2, h_3, t_m, k_2) = \mu_1 + \mu_2 + \mu_3 - a = 0 \dots\dots\dots (39)$$

為滿足 $\mu_1 < \mu_2 < \mu_3$ 的條件，上列式中 μ_2 與 μ_3 可改寫成：

$$\mu_2 = \mu_1 + c_2^2 \dots\dots\dots (40)$$

$$\mu_3 = \mu_1 + c_2^2 + c_3^2 \dots\dots\dots (41)$$

因此，式(33)(34)(35)(36)(37)(38)(39)中的未知數 μ_1 、 c_2 、 c_3 、 h_2 、 h_3 、 t_m 與 k_2 可利用MATLAB軟體來求解，解出後：

$$K_p = (\mu_1 \mu_2 + \mu_2 \mu_3 + \mu_1 \mu_3) / bK_1 \dots\dots\dots (42)$$

$$K_i = \mu_1 \mu_2 \mu_3 / bK_1 \dots\dots\dots (43)$$

而 $G_2(s)$ 的參數則由式(23)(24)(25)(26)來解。

六、控制器的設計與分析

從前面的分析中可知決定控制器參數的系統響

應性能規範除了：(1)無超越；(2)無振盪；(3)穩態誤差為零外，尚包括負載干擾變動量與響應時間要求。對曳引機附掛作業機具的位置控制而言，前者以負載干擾所產生的位置或角度位移變動量不影響曳引機或作業機具的作業品質為原則。後者則和曳引機的前進速度與標的物的位置變化率有關，其關係如下：

$$\frac{\Delta y_r}{t_{r,e}} \geq \frac{\Delta y}{\Delta X} \frac{\Delta X}{t_{r,e}} \geq \tan \theta V_{c,a,r} \dots\dots\dots (44)$$

- 其中， y 為標的物的位置函數
- $t_{r,e}$ 為響應時間
- Δy 為響應時間內的標的物位置差
- Δy_r 為響應時間內受控作業機的位移量
- ΔX 為響應時間內曳引機的前進距離
- $\tan \theta$ 為標的物的位置變化率（斜率）
- $V_{c,a,r}$ 為曳引機的前進速度

因此，若要使作業機具能完全追隨標的位置變化，則曳引機的前進速度應滿足下式：

Simulated Responses for Unit Step Load Disturbance

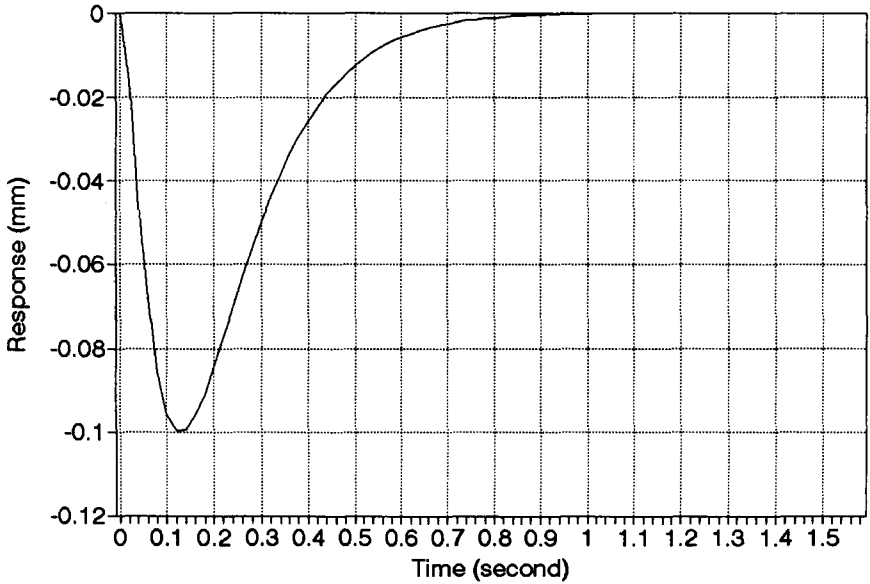


圖6 單位步階負載干擾下的變動響應模擬
Fig.6 Simulated responses for step load Disturbance

Simulated Responses for Unit Step Position Command

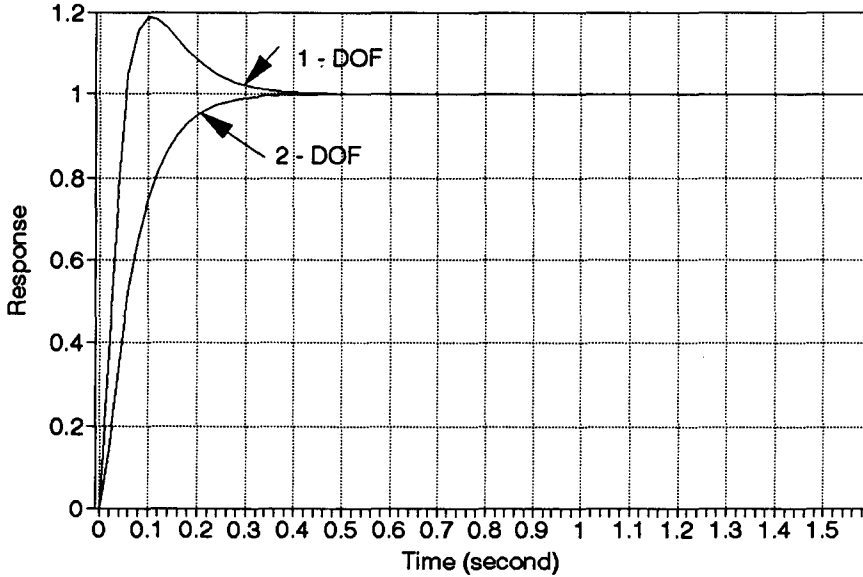


圖7 單位步階位置命令下的位移響應模擬

Fig.7 Simulated responses for step position command

Simulated Random Position Command

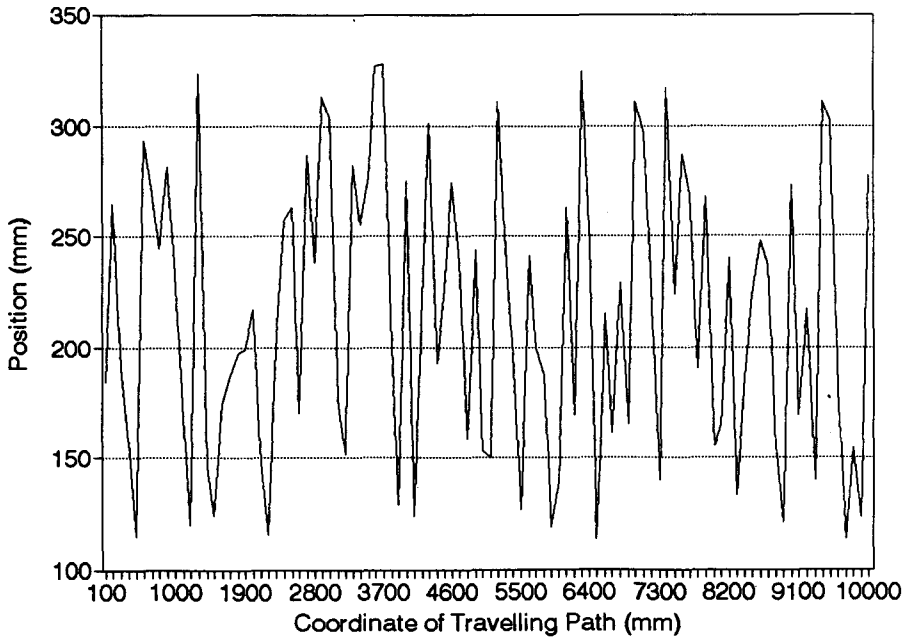


圖8 標的物位置變化模擬數據

Fig.8 Simulated random position command

Simulated Tracking for Random Position Command

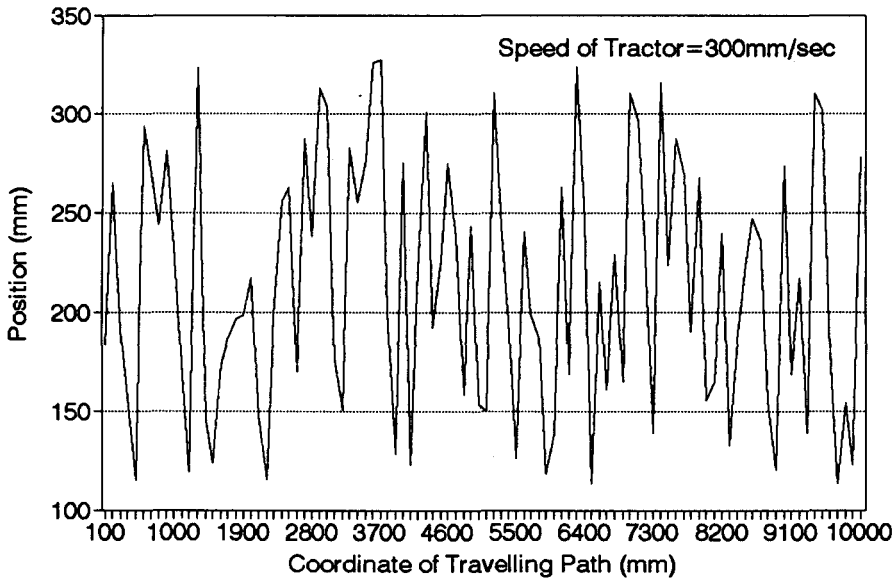


圖9 控制系統追隨性能模擬測試 (曳引機前速度=300mm/sec)

Fig.9 Simulated tracking for random position command (speed=300mm/sec)

Simulated Tracking for Random Position Command

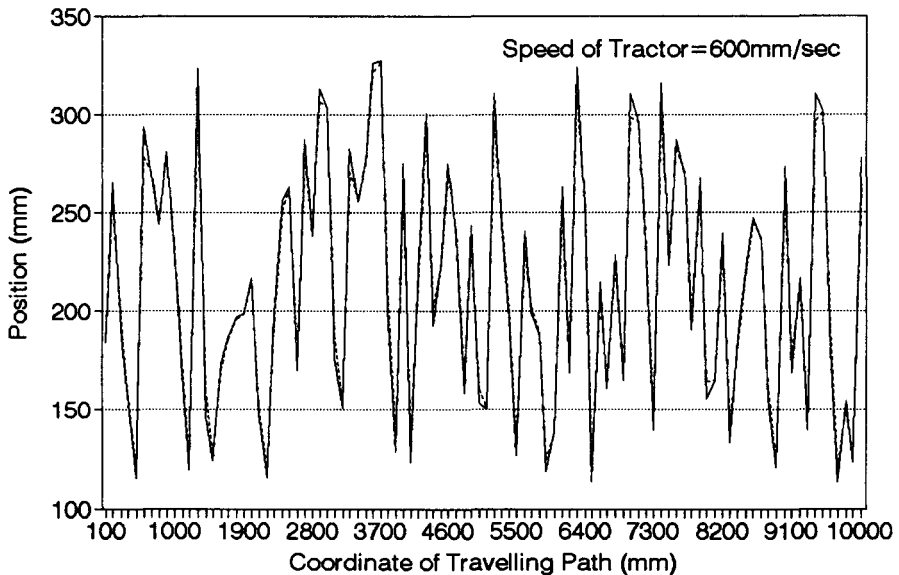


圖10 控制系統追隨性能模擬測試 (曳引機前速度=600mm/sec)

Fig.10 Simulated tracking for random position command (speed=600mm/sec)

Simulated Tracking for Random Position Command

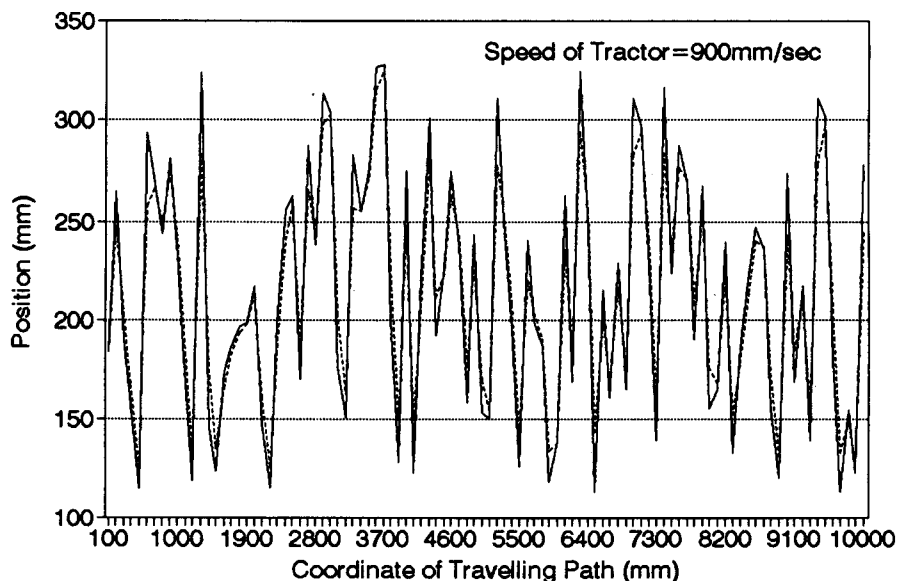


圖11 控制系統追隨性能模擬測試 (曳引機前速度 = 900mm/sec)

Fig.11 Simulated tracking for random position command (speed=900mm/sec)

Simulated Tracking for Random Position Command

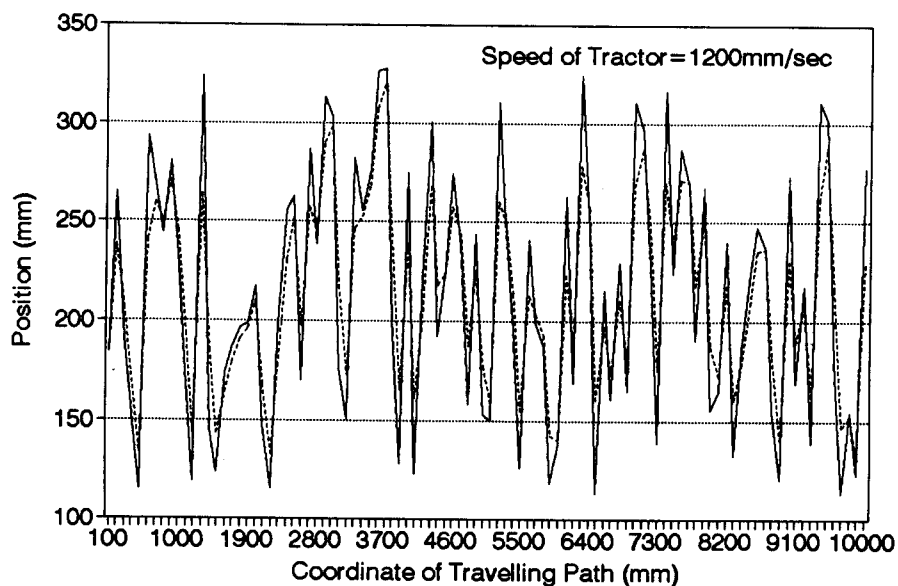


圖12 控制系統追隨性能模擬測試 (曳引機前速度 = 1200mm/sec)

Fig.12 Simulated tracking for random position command (speed=1200mm/sec)

$$V_{c.a.r} \leq \frac{\Delta X}{t_{r.e}} \dots\dots\dots (45)$$

為配合測試模擬數據的追隨效果，本文將負載干擾變動量與響應時間等性能規範設定如下：

負載干擾最大變動量 Δy_{dmax}

=0.1mm(=0.001v，設每單位的控制電壓下作業機可產生100.00mm的位移) $\dots\dots\dots (46)$

響應時間 $t_{r.e}$ = 0.3 Seconds

依據前節的設計程序可得知 $G_{1c}(s)$ 與 $G_{2c}(s)$ 分別為：

$$G_{1c}(s) = 228.84 + 2009.94/s \dots\dots\dots (47)$$

$$G_{2c}(s) = \frac{1330.14s + 34289.5}{3904.00s + 34289.5} \dots\dots\dots (48)$$

圖6為單位步階負載干擾下的位移響應模擬，結果與式(46)的設定值十分接近。圖7為單位步階位移命令下的追隨性能模擬，結果顯示：只有位置控制器 $G_{1c}(s)$ 時，仍存有超越的現象，但加上前向控制器 $G_{2c}(s)$ 後的二自由度控制器則符合無超越、無振盪與良好追隨特性的要求。

為進一步測試位置控制器的性能，本文以亂數函數產生一組模擬田間標的物位置變化的數據 ($\Delta X = 100\text{mm}$)，如圖8所示。並分別在曳引機前進速度為 300mm/sec，600mm/sec，900mm/sec，1200mm/sec 下測試控制系統的追隨性能，測試結果如圖9、10、11、12所示。依據結果顯示：所設計的控制系統在合理的曳引機前進速度下，對於位置的變化有良好的追隨性能。

七、結 論

本文以曳引機附掛作業機的位置控制問題為對象，建議以二自由度的控制器控制電氣液壓伺服驅動單元，以使控制系統同時滿足負載調節與快速的命令追隨性能，並避免超越現象的發生。此外，更進一步有系統的介紹二自由度控制器的設計原理與程序，使得控制器的參數很容易可以在系統響應性能規範下求得。

文中所設計的控制系統經單位步階負載干擾與單位步階位置命令測試後十分符合性能要求。並經模擬數據測試，顯示在合理的曳引機操作速度下，控制系統具有良好的追隨性能。

八、致 謝

感謝工業研究院機械工業研究所龔應時博士提供資料與寶貴意見，謹此致謝。

九、參考文獻

1. Bose, B. K., 1988, Technology Trends in Microcomputer Control of Electrical Machines, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 35(1):160-177.
 2. Hee, J. P. and H. S. Cho, 1992, On the Realization of an Accurate Hydraulic Servo Through an Iterative Learning Control, Mechatronics, 2(1):75-88.
 3. Jiang, Y., N. Honami and S. Umeda, 1992, Microcomputer Control System for Tractor Implements (Part 1), Journal of the Society of Agricultural Machinery, 54(3):5-13.
 4. Jiang, Y., N. Honami and S. Umeda, 1992, Microcomputer Control System for Tractor Implements (Part 2), Journal of the Society of Agricultural Machinery, 54(4):3-10.
 5. Jiang, Y., N. Honami and S. Umeda, 1993, Microcomputer Control System for Tractor Implements (Part 3), Journal of the Society of Agricultural Machinery, 55(4):115-122.
 6. Jiang, Y., N. Honami and S. Umeda, 1992, Microcomputer Control System for Tractor Implements (Part 4), Journal of the Society of Agricultural Machinery, 55(5):93-101.
 7. Kaminski, T. L. and G. C. Zoerb, 1965, Automatic Header Height Control for Grain Crops, Transactions of the ASAE, 8(2):284-287.
 8. Kung, Y. S., 1993, Design and Implementation of Neural Adaptive Controller for Induction Motor Drives, Ph. D. Dissertation, Hsinchu: Department of Electrical Engineering, National Tsing Hua University.
 9. Liaw, C. M., Y.S.Kung and C. M. Wu, 1991, Design and Implementation of a High-Performance Field-Oriented Induction Motor Drive, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 38(4):275-282.
 10. Liaw, C. M., Y.S.Kung and C. M. Wu, 1991, Design
- (文轉第43頁)