低剛性動力伝達要素を含む直流サーボ系および ダイレクトドライブサーボ系の適応制御* (速度制御および位置制御)

末 広 利 範^{*1}, 大川 不二夫^{*2}, 黒 須 顕 二^{*3}

Adaptive Control of DC Servo System and DD Servo System with a Flexible Transmission Element (Speed Control and Position Control)

Toshinori SUEHIRO, Fujio OHKAWA, and Kenji KUROSU

This paper describes the application of a Model Reference Adaptive Control System (MRACS) to the speed control and the position control of a DC servo system and a Direct-Drive (DD) servo system with a flexible transmission element. The servo systems are simply modelled as a servo mechanism with a one degree of freedom oscillatory load. After inducing the discrete-time mathematical models of the servo systems for the speed and position as a lumped parameter system, the discrete MRACS with a simple algorithm and structure is designed for each discrete model. A set of experiments has been carried out to examine the effectiveness of the MRACS. A rotary encoder was used to measure the speed and the position of loads in the experiments. Experimental results have shown that the control performance is good and the constructed MRACS is effective.

Key Words: Application of Control, Adaptive Control, DC Servo System, DD Servo System, Speed Control, Position Control, Flexible Transmission Element

1. ま え が き

今日, より高速・高精度なサーボ制御技術が要求される中, DC サーボ系に代表されるように, 一般にサーボ系では, 摩擦抵抗をはじめとするさまざまな要因の影響によるサーボ性能の低下が問題となっている⁽¹⁾. また最近, このような問題を構造的に解消するために開発されたダイレクトドライブ (DD) サーボ系が注目を集めている⁽²⁾.

ところで, 産業用ロボット, 情報機器に代表されるように最近の機械構造物では, 機械性能の向上を図る上で機械機構, 機成部材の軽量・小形化の要求が高まっている⁽³⁾. しかし, それに伴う剛性の低下, 特に動力伝達部におけるこの影響により発生する振動に対する制振技術の開発は, DC サーボ系, DD サーボ系を問わず重要である⁽⁴⁾⁽⁵⁾. またサーボ系においては, 負荷や動力伝達部などの粘性摩擦係数, 慣性モーメントなどの諸パラメータが未知または変動し, その動特性を明確

に同定することが困難である場合が多い⁽⁶⁾.

このような未知パラメータを含む制御対象に対する有効な制御方式として MRACS (モデル規範形適応制御系) がある. 特に, マイクロコンピュータの急速な進歩により, 離散時間 MRACS によるソフトウェアサーボ制御方式は最近注目を集めている. しかしながら, 離散時間 MRACS を適用した低剛性動力伝達要素 (バネ要素) を含む DC および DD サーボ系の速度制御, 位置制御に関する研究は, いまだ見当たらないようである.

本研究では, 離散時間 MRACS を適用し, 低剛性動力伝達要素を含む DC および DD サーボ系の速度制御, 位置制御についての実験を行い, その有用性について検討した. このようなサーボ機構のモデルに対する定式化を行い, 負荷の回転速度を制御量 (出力) とした 1 入力 1 出力の離散時間 MRACS を構成した. また, 負荷の位置制御についても, 同様に MRACS を構成した. 比較的簡潔な適応制御系を構成することができ, 適応制御実験を行った結果, 良好な制御性能が得られ, 構成した MRACS の有用性が確認された.

2. D C サーボ系

ここでは, MRACS による DC サーボ系の速度およ

* 平成 2 年 3 月 13 日 九州支部第 43 期総会講演会において講演, 原稿受付 平成元年 3 月 22 日.

^{*1} 正員, 福岡県工業技術センター機械電子研究所 (〒807 北九州市八幡西区則松 3 丁目 6-1).

^{*2} 九州工業大学工学部 (〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1).

^{*3} 正員, 九州工業大学工学部.

び位置制御実験を行い、その有効性について検討した。

2.1 数式モデル 低剛性動力伝達要素を含む DC サーボ系を図 1 のようにモデル化する。ここでは、マイクロコンピュータを用いた簡潔な適応制御系を構成するため、離散時間集中定数系数式モデルを誘導する。

この系の動特性方程式は次式によって表せる。

$$J_M \ddot{\theta}_M + D_M \dot{\theta}_M + (K_s \theta_s + D_s \dot{\theta}_s) \eta / R_G = K_T \eta I_A \quad (1)$$

$$J_L \ddot{\theta}_L + D_L \dot{\theta}_L - K_s \theta_s - D_s \dot{\theta}_s = 0 \quad (2)$$

$$\theta_s = \theta_M / R_G - \theta_L \quad (3)$$

$$L_A \dot{I}_A + R_E I_A = K_A u - K_E \dot{\theta}_M \quad (4)$$

$$R_E = R_A + K_A K_{AF}$$

ここで、 θ_M はモータの回転角、 θ_L は負荷の回転角、 θ_s はバネ要素のひずみ量、 I_A は電機子電流、 u は入力電圧、 J_M はモータの慣性モーメント、 D_M はモータの粘性摩擦係数、 K_s はバネ定数、 D_s はバネ要素のダンピング係数、 J_L は負荷の慣性モーメント、 D_L は負荷の粘性摩擦係数、 R_G は減速比、 η は減速機効率、 L_A は電機子インダクタンス、 R_A は電機子抵抗、 K_T はトルク定数、 K_E は逆起電力定数、 K_A は電流アンプゲイン、 K_{AF} は電流フィードバックゲインである。なお厳密には、減速機（ハーモニックドライブギア）のバネ特性を考慮する必要があるが⁽⁷⁾、挿入したバネ要素に比べると小さく、さらに適応制御により補償できると考え、簡単化のためにここでは、この特性を無視した。

また、一般に L_A は R_E に比べて十分小さく無視できるので、式(4)は次式のように近似できる。

$$I_A = (K_A u - K_E \dot{\theta}_M) / R_E \quad (5)$$

$\dot{\theta}_M$, θ_M , $\dot{\theta}_L$, θ_L を状態変数にとり、出力を y とすると、式(1)～(3)および式(5)より、状態方程式および出力方程式は、それぞれ式(6)、(7)となる。

$$\dot{x} = A_c x + B_c u \quad (6)$$

$$y = C_c x \quad (7)$$

$$A_c = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

図 1 低剛性動力伝達要素を含む DC サーボ系モデル

$$B_c = \begin{bmatrix} b_{11} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$x = [\dot{\theta}_M \ \theta_M \ \dot{\theta}_L \ \theta_L]^T$$

$$C_c: \text{観測行列} \in R^{1 \times 4}$$

$$a_{11} = -\frac{1}{J_M} \left(\frac{K_T \eta K_E}{R_E} + \frac{D_s \eta}{R_G^2} + D_M \right)$$

$$a_{12} = -K_s \eta / (J_M R_G^2)$$

$$a_{13} = D_s \eta / (J_M R_G)$$

$$a_{14} = K_s \eta / (J_M R_G)$$

$$a_{31} = D_s / (J_L R_G), \quad a_{32} = K_s / (J_L R_G)$$

$$a_{33} = -(D_L + D_s) / J_L, \quad a_{34} = -K_s / J_L$$

$$b_{11} = K_T \eta K_A / (J_M R_E)$$

式(6)を差分近似的に離散化すると⁽⁸⁾、次式を得る。

$$x(k+1) = A x(k) + B u(k) \quad (8)$$

$$y(k) = C x(k) \quad (9)$$

$$A = I + T A_c, \quad B = T B_c, \quad C = C_c$$

$$x(k) = [\dot{\theta}_M(k) \ \theta_M(k) \ \dot{\theta}_L(k) \ \theta_L(k)]^T$$

ここで、 k はサンプリング時点、 I は単位行列、 T はサンプリング周期である。

$\dot{\theta}_L(k)$ を出力、すなわち C を $[0 \ 0 \ 1 \ 0]$ とすると、式(8)、(9)より $u(k)$ から $y(k)$ 間のパルス伝達関数は次式となる。

$$W_s(z) = Y(z)/U(z) = \frac{d_1 z + d_2}{z^3 - c_1 z^2 - c_2 z - c_3} \quad (10)$$

また、同様に $\theta_L(k)$ を出力、すなわち C を $[0 \ 0 \ 0 \ 1]$ とすると、次式が得られる。

$$W_p(z) = Y(z)/U(z) = \frac{d'_1 z + d'_2}{z^4 - c'_1 z^3 - c'_2 z^2 - c'_3 z - c'_4} \quad (11)$$

ここで、 $c_i (i=1 \sim 3)$, $d_j (j=1,2)$, $c'_p (p=1 \sim 4)$, $d'_q (q=1,2)$ は、 $a_{st} (s=1,3, \ t=1 \sim 4)$, b_{11} , T によって決まる定数である。

2.2 適応制御⁽⁹⁾ システムが次式のような推移方程式で表現される場合の MRACS を設計する。

$$y(k+1) = \sum_{j=1}^n a_j y(k+1-j) + \sum_{j=d}^n b_j u(k+1-j) \quad (12)$$

ここで、 a_j , b_j は未知パラメータ、 d は既知無駄時間である。

式(12)は、逐次代入することにより次式のように変形できる。

$$y(k+1) = \sum_{j=1}^n \{ a_j y(k+2-d-j) + \dots \}$$

表 1 バネの特性

Spring	Length [mm]	Outside diameter [mm]	Diameter of wire [mm]	Compressive spring constant [N/mm] (Specified value)	Torsional spring constant [N/rad] (Calculated value)	Natural frequency [rad/sec] (Experimental value)	Material
Spring 1	100	40	3	2.24	114.44	21.98	SWP-A
Spring 2	120	40	3	1.79	91.89	20.35	
Spring 3	97	26	2	1.14	24.61	11.18	

$$+\beta_j u(k+2-d-j)\} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 α_j , β_j は a_j , b_j によって表される未知パラメータである。

規範応答を $x_m(k)$ とし、出力誤差方程式を

$$e(k) = x_m(k) - y(k) \dots\dots\dots (14)$$

とする。

いま、適応制御入力 $u(k)$ を

$$u(k) = \{x_m(k+d) - \sum_{j=1}^n f_j(k)y(k+1-j) - \sum_{j=2}^n g_j(k)u(k+1-j)\} / g_1(k) \dots\dots\dots (15)$$

で合成する。ここで、 $f_i(k)$ および $g_j(k)$ は適応ゲインで、式(16)の適応アルゴリズムにより逐次修正を行う。なお、適応アルゴリズムは、収束性の観点より種々のものが提案されているが、ここでは演算時間などを考慮して最も簡単なものを用いた。

$$\begin{aligned} \Phi(k+1) &= \Phi(k) \\ &\quad - \frac{\rho \epsilon(k+1) W(k+1-d)^t}{\gamma + W(k+1-d)^t W(k+1-d)} \end{aligned} \dots\dots\dots (16)$$

$$0 < \rho < 2, \gamma > 0$$

ここで、

$$\begin{aligned} \Phi(k) &= [f_1(k) - \alpha_1, \dots, f_n(k) - \alpha_n, \\ &\quad g_1(k) - \beta_1, \dots, g_n(k) - \beta_n] \\ \Phi(k) &\in R^{1 \times 2n} \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

$$\epsilon(k+1) = e(k+1) - \delta(k) \dots\dots\dots (18)$$

$$\delta(k) = \{\Phi(k+1-d) - \Phi(k)\} W(k+1-d) \dots\dots\dots (19)$$

$$W(k) = [y(k), \dots, y(k+1-n), u(k), \dots, u(k+1-n)]^t$$

$$W(k) \in R^{2n} \dots\dots\dots (20)$$

である。

適応アルゴリズム式(16)より、 $k \rightarrow \infty$ に対して、 $e(k) \rightarrow 0$ が保証される。

2・3 実験 実験装置の構成を図2に示す。負荷の回転速度および位置はロータリエンコーダ(12 bit)によって検出する。適応アルゴリズムは、コントローラであるマイクロコンピュータ NEC PC-9801vm によ

図 2 実験装置の構成

って演算する。その演算結果をD/A変換し、サーボ(電流)アンプを通し、アクチュエータであるDCサーボモータ(定格0.314 [N・m])が制御される。さらに、減速比80:1のハーモニックドライブギアおよびコイルバネを介して負荷を駆動する。実験で使用したコイルバネは3種類で、その特性を表1に示す。なおバネ定数に関しては、仕様値が圧縮方向値で与えられていたので、参考のため計算により⁽¹⁰⁾、ねじり方向値を求めた。また負荷については、図3のように取り外し可能な円盤で構成し、負荷条件を変化させることが可能なものを試作した。

各実験におけるMRACSの設計パラメータおよび実験条件は、以下のように設定した。

(I) 速度制御

$$n=3, d=3, \rho=\gamma=1$$

$$\text{サンプリング周期 } T: 0.1[\text{s}]$$

適応ゲイン初期値:

$$f_1(0)=1.5, f_2(0)=0.5, f_3(0)=0$$

$$g_1(0)=1.5, g_2(0)=-1, g_3(0)=-1$$

(II) 位置制御

$$n=4, d=4, \rho=\gamma=1$$

$$\text{サンプリング周期 } T: 0.1[\text{s}]$$

適応ゲイン初期値:

$$f_1(0)=1, f_2(0)=f_3(0)=f_4(0)=0$$

$$g_1(0)=-1, g_2(0)=g_3(0)=g_4(0)=0$$

他の必要な初期値はすべて零とした。無駄時間は計算機の演算処理時間等を考慮し、導入した。

図4に開ループ応答を示す。図4より、バネおよび負荷条件により開ループ応答はかなり異なり、またバ

ネの弾性のため、出力の減衰特性が悪く、制御が困難であることがわかる。速度についてのPI制御実験結果および適応制御実験結果をそれぞれ図5、図6に示す。また、位置についての適応制御実験結果を図7に示す。なお、PI制御実験に用いたP, Iゲイン K_P , K_I は図5(a)に示す条件のもとで同図に示すような応答が得られるようにゲイン調整を行い、 $K_P = -2.19$, $K_I = 5.31$ とした。実験結果よりPI制御では、バネおよび負荷条件が図5(b)のように変わると、出力は規範応答に追従できなくなるが、適応制御では条件が変わっても速度、位置ともに規範応答に良好に追従していることがわかる。

3. DDサーボ系

ここでは、MRACSによるDDサーボ系の速度および位置制御実験を行い、その有効性について検討し

図3 負荷

(a) Spring 1, Load ①
(b) Spring 2, Load ①+②+④
(c) Spring 3, Load ①+②+③+④+⑤

図4 開ループ応答 ($u = 1.5V$)

た。

3.1 数式モデル ここでは、図1において減速要素を除き、アクチュエータをDDモータとしたものを低剛性動力伝達要素を含むDDサーボ系モデルとして考える。また、本章においても2章同様、離散時間集中定数系数式モデルを誘導する。

(a) Spring 3, Load ①
(b) Spring 3, Load ①+②+③+④+⑤

図5 PI制御実験結果 (速度制御)

(a) Spring 3, Load ①
(b) Spring 3, Load ①+②+③+④+⑤
(c) Spring 1, Load ①+②+④
(d) Spring 2, Load ①

図6 適応制御実験結果 (速度制御)

まず減速機がないことを考慮すると、角度変位の関係は

$$\theta_s = \theta_M - \theta_L \quad \dots\dots\dots (21)$$

となる。

また、負荷部の動特性方程式は次式で表わせる。

$$J_L \ddot{\theta}_L + D_L \dot{\theta}_L - K_S \theta_S - D_S \dot{\theta}_S = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

さらに、DD モータに電流制御および速度フィードバック（補償）を施すサーボアンプを併用した場合、モータの時定数は無視できるほど小さく、応答性が良いので⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、入力電圧とモータの回転速度の関係は、次式のように近似できる。

$$\dot{\theta}_M = K_1 u \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここで、 K_1 は比例定数である。

$\dot{\theta}_L(t)$ を出力 $y(t)$ にとると、式(21)～(23)より $u(t)$ から $y(t)$ 間の伝達関数は次式となる。

$$G_S(s) = Y(s)/U(s) = \frac{\mu_1 s + \mu_2}{s^2 + \lambda_1 s + \lambda_2} \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$\lambda_1 = (D_L + D_S)/J_L, \quad \lambda_2 = K_S/J_L$$

$$\mu_1 = K_1 D_S/J_L, \quad \mu_2 = K_1 K_S/J_L$$

したがって、パルス伝達関数は、次式となる。

$$W_S(z) = Y(z)/U(z) = Z \left\{ \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \cdot G_S(s) \right\} = \frac{\xi_1 z + \xi_2}{z^2 - \nu_1 z - \nu_2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

一方、 $\theta_L(t)$ を出力 $y(t)$ にとると、伝達関数およびパルス伝達関数は、それぞれ次式となる。

$$G_P(s) = Y(s)/U(s) = \frac{\mu_1 s + \mu_2}{s(s^2 + \lambda_1 s + \lambda_2)} \quad \dots\dots\dots (26)$$

(a) Spring 2, Load ①+②+③+④+⑤
(b) Spring 3, Load ①

図 7 適応制御実験結果（位置制御）

$$W_P(z) = Y(z)/U(z)$$

$$= \frac{\xi_1' z^2 + \xi_2' z + \xi_3'}{z^3 - \nu_1' z^2 - \nu_2' z - \nu_3'} \quad \dots\dots\dots (27)$$

ここで、 $\nu_i (i=1,2)$, $\xi_j (j=1,2)$, $\nu_p' (p=1\sim3)$, $\xi_q' (q=1\sim3)$ は、 $\lambda_s (s=1,2)$, $\mu_t (t=1,2)$, T によって決まる定数である。

3・2 実験 実験装置の構成は図 2 において、アクチュエータがサーボアンプを併用した DD モータ（定格 34.32 [N・m]）であり、減速機（ハーモニックドライブギア）を取り除いたものである。

各実験における MRACS の設計パラメータおよび実験条件は、以下のように設定した。

(I) 速度制御

$$n=3, d=1, \rho=\gamma=1$$

$$\text{サンプリング周期 } T: 0.05[\text{s}]$$

適応ゲイン初期値：

$$f_1(0)=1.5, f_2(0)=-2$$

$$g_1(0)=2, g_2(0)=g_3(0)=0$$

(II) 位置制御

$$n=4, d=2, \rho=\gamma=1$$

$$\text{サンプリング周期 } T: 0.1[\text{s}]$$

適応ゲイン初期値：

$$f_1(0)=1, f_2(0)=f_3(0)=0$$

$$g_1(0)=1, g_2(0)=-0.5$$

$$g_3(0)=g_4(0)=g_5(0)=0$$

他の必要な初期値はすべて零とした。無駄時間は計算機の演算処理時間等を考慮し、導入した。

本実験においては、バネおよび負荷に関しては、2章で示したものと同一ものを用いたため、開ループ応答は、図 4 と同様にその条件によりかなり異なり、また出力の減衰特性が悪いことが確認された。速度および位置の適応制御実験結果をそれぞれ図 8, 図 9 に示す。実験結果より、バネ、負荷に関する条件が変わっても出力が規範応答に良好に追従していることがわかる。

4. あとがき

ここでは、MRACS を適用した低剛性動力伝達要素を含む DC サーボ系および DD サーボ系の速度制御、位置制御について考察した。各サーボ系における速度、位置それぞれについての離散時間集中定数係数モデルを誘導し、それらに対する 1 入力 1 出力の離散時間 MRACS を構成した。MRACS は比較的簡単に設計でき、適応制御実験を行った結果、負荷やバネ要素に関する条件が変化しても良好な結果が得られ、MRACS の有用性が確認された。また、離散時間モデルに基づ

(a) Spring 2, Load ①+②+③+④+⑤

(b) Spring 3, Load ①

図 8 適応制御実験結果 (速度制御)

(a) Spring 1, Load ①+②+③+④+⑤

(b) Spring 2, Load ①+②+④

図 9 適応制御実験結果 (位置制御)

き適応制御系を設計したため、比較的長いサンプリング周期にもかかわらず、良好な制御性能が得られた。このことより、ロボットアームのような負荷変動のあるサーボ機構を軽量・小形化するためにその動力伝達部を軽量化する際、MRACS がその有効な制御手法として期待できることが明らかとなった。

文 献

- (1) 井澤, 超精密位置決め現状と将来, 機械の研究, 40-10 (1988), 1069-1075.
- (2) 浅田, DD ロボット入門, (1987), 7-8, 工業調査会.
- (3) 佐藤・ほか 11 名, 振動のセンシングとアクティブ制御, 機誌, 89-811 (1986), 41-91.
- (4) 久良・ほか 2 名, インテリジェントサーボ系の開発, 46-4 (1982), 266-269, 安川電機.
- (5) 高瀬, DD ロボットの制御, 日本ロボット学会誌, 5-1 (1987), 55-60.
- (6) アドバンス制御, 日経メカニカル, 232 (1986), 49-55.
- (7) 坂和・松野, フレキシブル・アームのモデリングと制御, 計測と制御, 25-1 (1986), 64-70.
- (8) 嘉納, 倒立振子の適応制御, Computrol, No. 2 (1983), 69-75.
- (9) Ohkawa, F. and Yonezawa, Y., A discrete model reference adaptive control system for a plant with input amplitude constraints, Int. J. Control, 36-6 (1982), 747-753.
- (10) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 4-92/4-94 (1968).
- (11) 浅田・ほか 12 名, DD モータの新展開と最近の応用設計, 機械設計, 31-13 (1987), 30-37.
- (12) 浅田, DD ロボットの機構設計, 文献(5)の 48-54 ページ.