242 フレキシブル・マスタースレーブシステムの運動と力の制御

Motion and Force Control of Flexible Master - Slave System

○正 星野 洋平 (北大) 正 小林 幸徳 (北大)
学 古田 雄祐 (北大)

Yohei HOSHINO, Hokkaido University, N13W8, Sapporo, Hokkaido

Yukinori KOBAYASHI, Hokkaido University

Yusuke FURUTA, Hokkaido University

We study the motion, vibration and contact force control of the flexible master-slave system (FMSS). In this study, the master arm is a one-link arm that consists of a rigid body and the slave arm is a one-link arm that consists of a flexible link. The bilateral control based on passivity and the optimal control based on the linear quadratic regulator (LQR) are applied to the system. Each of those control methods has some advantages and disadvantages. We employ the state observer to construct those controllers. However, the accuracy of state estimation is deteriorated while the slave-arm contacts with objects. Therefore we improve the accuracy of the state estimation by applying the disturbance-state observer. We indicate the performance of the present method by experimental results.

Key Words : Motion Control, Vibration Control, Observer, Flexible Master-Slave System, Force Control

Fig. A1 Master arm

Fig. A2 Slave arm

危険な環境下での作業を遠隔操作により遂行する方法としてマスタースレーブタイプのマニピュレータは古くから用いられてきた。マスタースレーブシステムに関しては様々な研究が行われているが、これらの研究の多くは剛体アームを想定しており、スレーブアームを柔軟アームとした場合の研究はあまり報告されていない。しかし、宇宙用ロボットアームに代表される長大な柔軟スレーブアームの操作性などの性能向上のためには更なる研究が必要である。

本研究ではスレーブアームに柔軟アームを用い、物体への接触を伴う FMSS の運動と力の制御について研究を行った。マスターアームおよびスレーブアームの実験装置の外観をそれぞれ図 A1, A2 に示す。受動性に基づく対称型バイラテラル制御法とともに、最適 1 型デジタルサーボ系を適用した。オブザーバーを用いた状態推定を行い、状態フィードバック制御系を構築した。同次元オブザーバーを用いた場合、スレーブアームが物体への接触を伴わない場合には十分な推

Fig. A3 Estimated strain of the slave arm

Fig. A4 Estimated strain of the slave arm by the proposed method

定精度が得られたが、物体への接触中には推定精度が低下した (図 A3)。そこで、本研究では接触力による外乱を考慮してオブザーバーの設計を行い、物体への接触時の状態推定精度を向上させた (図 A4)。

また、受動性に基づくバイラテラル制御法と最適 1 型サーボ系による制御法には、即応性や振動抑制性能に対してそれぞれ利点と欠点があることを確認した。

Fig. 1 A model of the master arm

Fig. 2 A model of the slave arm

1. モデリング

マスターアームは図1に示す1リンクの剛体アームとする。マスターアームは直交座標系 $O_m - X_m Y_m$ の原点 O_m を軸に回転し、 X_m 軸からの回転角を θ_m とする。 m_m, l_m, J_m はそれぞれマスターアームの質量、アームの長さ、慣性モーメントを表す。アームの回転軸に取り付けられたアクチュエータが発生するトルクを τ_m とし、アーム先端において回転の接線方向に作用する力を F_h とすると、操作者の操作力によるトルク τ_h は $\tau_h = l_m F_h$ となる。したがって、マスターアームの運動方程式は、

$$J_m \ddot{\theta}_m = \tau_h + \tau_m \quad (1)$$

と表すことができる。また、マスターアーム全体の力学的エネルギーは

$$T_m = \frac{1}{2} J_m \dot{\theta}_m^2 \quad (2)$$

となる。

スレーブアームは図2に示す先端に集中質量を取り付けた1リンク柔軟アームとする。空間に固定された直交座標系を $O-XY$ とし、原点 O には半径 r_h 、慣性モーメント J_h のハブが取り付けられ、このハブ上の点 O' に長さ l 、密度 ρ 、縦弾性係数 E 、断面2次モーメント I 、断面積 A の一様な柔軟はりが固定されている。また、はりの先端には、半径 r_p 、質量 m_p 、慣性モーメント J_p の先端質量を有するものとする。 $O'-xy$ は O' を原点としたハブに固定された座標系である。ハブの回転角を θ 、 x 軸上の位置 x におけるはりのたわみ変位を $v(x, t)$ 、ハブに作用するトルクを τ とする。 $O'-xy$ 座標系から $O-XY$ 座標系への座標変換行列を T_s とすると、次のような関係が成り立つ。

$$\begin{bmatrix} X & Y & 1 \end{bmatrix}^T = T_s \begin{bmatrix} x & y & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

$$T_s = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & r_h \cos \theta \\ \sin \theta & \cos \theta & r_h \sin \theta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

である。したがって、位置 x における柔軟アームの微小要素の位置ベクトル $\mathbf{p}(x, t)$ は

$$\mathbf{p}(x, t) = T_s \begin{bmatrix} x & v(x, t) & 1 \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

と表される。また、ペイロードの重心の位置ベクトル $\mathbf{p}_p$ は、

$$\mathbf{p}_p(t) = T_s \begin{bmatrix} l + r_p & v_e(t) & 1 \end{bmatrix}^T \quad (5)$$

となる。ただし、 $v_e(t)$ はペイロード重心の y 軸方向の変位を表しており、柔軟はりの変形が微小であると仮定して、

$$v_e(t) = v(l, t) + r_p v'(l, t) \quad (6)$$

と近似する。式(4)から(6)までの関係を用いて、スレーブアーム全体の運動エネルギー T は

$$T = T_{arm} + T_{hub} + T_{payload} \quad (7)$$

ただし、

$$T_{arm} = \frac{1}{2} \int_0^l \rho A \dot{\mathbf{p}}^T \dot{\mathbf{p}} dx, \quad T_{hub} = \frac{1}{2} J_h \dot{\theta}^2,$$

$$T_{payload} = \frac{1}{2} m_p \dot{\mathbf{p}}_p^T \dot{\mathbf{p}}_p + \frac{1}{2} J_p \left[\frac{d}{dt} (\theta + v'(l, t)) \right]^2$$

であり、ポテンシャルエネルギー U は

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l E I v''^2(x, t) dx \quad (8)$$

となる。また、アクチュエータがトルク τ を発生するとき、スレーブアームに対する仮想仕事 δW は、

$$\delta W = \tau \delta \theta \quad (9)$$

となる。式(7)から(9)を用いてスレーブアームに対するラグランジュ関数 $L = T - U$ を求め、ハミルトンの原理を適用すると、ハブに関する運動方程式

$$\begin{aligned} & \left[J_h + J_p + m_p L_r^2 + \int_0^l \rho A (x + r_h)^2 dx \right] \ddot{\theta} \\ & + \int_0^l \rho A (x + r_h) \ddot{v} dx + J_p \ddot{v}'(l, t) \\ & + m_p L_r (\ddot{v}(l, t) + r_p \ddot{v}'(l, t)) = \tau \end{aligned} \quad (10)$$

柔軟リンクの振動に関する運動方程式

$$\begin{aligned} & \rho A \left[(x + r_h) \ddot{\theta} + \ddot{v}(x, t) \right] \\ & + E I v''''(x, t) + C E I \dot{v}'''(x, t) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

ならびに柔軟リンク両端の境界条件式

$$\begin{aligned} & m_p \left[L_r \ddot{\theta} + \ddot{v}(l, t) + r_p \ddot{v}'(l, t) \right] = E I v'''(l, t), \\ & J_p \ddot{\theta} + J_p \ddot{v}'(l, t) + E I v''(l, t) + r_p E I v'''(l, t) = 0, \\ & v(0, t) = 0, \quad v'(0, t) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

が得られる。ただし、 $L_r = r_h + l + r_p$ であり、式(11)中のパラメータ C はひずみ速度比例型の減衰を考慮して導入した減衰係数である。

本研究では拘束モード法を用いてたわみ変位をモード展開する。先端質量を有する片持ちはりの第 i 次の固有振動モードと第 i 次円固有振動数をそれぞれ $\phi_i(x)$, ω_i とすると

$$\phi_i''''(x) - k_i^4 \phi_i(x) = 0, \quad k_i^4 = \frac{\rho A}{EI} \omega_i^2 \quad (13)$$

という関係が成り立つ。対象とする周波数帯域において十分な精度を持つ近似系として第 n 次振動モードまでを考慮すると、たわみ変位 $v(x, t)$ は時間関数 $q_i(t)$ を用いて、

$$v(x, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(x) q_i(t) = \mathbf{W}(x) \mathbf{q}(t) \quad (14)$$

と展開できる。ただし、

$$\mathbf{W}(x) = [\phi_1(x) \quad \cdots \quad \phi_n(x)],$$

$$\mathbf{q}(t) = [q_1(t) \quad \cdots \quad q_n(t)]^T$$

である。式(14)を式(10), (11)に代入すると、次の有限次元の運動方程式

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{z}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{z}} + \mathbf{K}\mathbf{z} = \mathbf{D}u \quad (15)$$

が導かれる。ただし、

$$\mathbf{z} = [\theta \quad q_1 \quad \cdots \quad q_n]^T, \quad u = \tau$$

である。これを状態方程式で表現すれば

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \quad (16)$$

となる。ただし、

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{z}^T \quad \dot{\mathbf{z}}^T]^T$$

である。紙面の制約上、係数行列の詳細は省略する。また、本研究では低周波数帯域の挙動に注目することとし、 $n=1$ として1次振動モードのみを考慮する。

2. 実験装置

装置の構成を図3に示す。マスターアームはアクリル製の直方体であり、アルミ製の基礎に設置された30[W]のDCサーボモータ(多摩川精機, TS1983)の軸に、これを取り付けることにより製作した。また、スレーブアームは先端に質量を取り付けたステンレス製の片持はりであり、スチール製の基礎に設置された60[W]のDCサーボモータ(多摩川精機, TS1904)のモータ軸と繋がれた回転軸に、フレキシブルアームとして取り付けた。製作したマスターアームとスレーブアームの諸元をそれぞれ表1および表2に示す。制御系はPC上に搭載したDSP(エムティティ, DSP6031)および、I/Oボード(エムティティ, DSP6000-EB)上に搭載したカウンターモジュール(エムティティ, UDCM-3)を用いて実装した。スレーブアームの柔軟リンクのひずみはひずみゲージをハブ側固定端から l_{st} の位置

Fig. 3 Experimental setup

Table 1 Parameters of the master arm

m_m	1.90×10^{-1}	[kg]
l_m	1.50×10^{-1}	[m]
J_m	1.07×10^{-3}	[kg · m ²]

Table 2 Parameters of the slave arm

ρ	7.70×10^3	[kg/m ³]
A	1.80×10^{-5}	[m ²]
E	200	[GPa]
I	5.40×10^{-13}	[m ⁴]
l	2.50×10^{-1}	[m]
h	6.00×10^{-4}	[m]
l_{st}	5.00×10^{-2}	[m]
r_h	4.20×10^{-2}	[m]
J_h	7.29×10^{-5}	[kg · m ²]
r_p	2.00×10^{-2}	[m]
m_p	6.60×10^{-2}	[kg]
J_p	1.44×10^{-5}	[kg · m ²]
C	2.00×10^{-2}	[1/s]

に貼り付け、動ひずみアンプ(共和電業, SGI-100A)を用いて計測し、ローパスフィルタを用いて高周波成分を取り除いた後に電圧信号としてDSPに取り込んだ。

3. 制御系

この研究では、FMSSに対して受動性に基づく対称型バイラテラル制御法とともに最適1型デジタルサーボ系を適用する。

製作した実験機に対して、受動性に基づく制御法、最適1型サーボ系を用いた制御法を適用した。ここでは、マスターアームを初期角度 0° から手動で $40^\circ \sim 50^\circ$ 程度動かし、各制御法を用いてスレーブアームを追従させた。

なお、状態フィードバックを行うために直接観測で

きない状態変数についてはオブザーバを用いて推定する。

(a) 受動性に基づく対称型バイラテラル制御

マスターアームの回転角 θ_m とスレーブアームの回転角 θ が一致し、系が完全に静止した状態を目標の状態とする。この状態でのマスターアームの回転角 θ_m の目標値を θ_d とするとき、マスターアームの回転角、スレーブアームの回転角および曲げ変位の定常値をそれぞれ θ_{md} , θ_d および $v_d(x)$ とすると、

$$\theta_{md} = \theta_d = \Theta_d, \quad v_d(x) = 0$$

となる。ここで、リアプノフ関数

$$V(s(t)) = \kappa_1 T_m + \kappa_2 (T + U) + \frac{1}{2} \kappa_3 (\theta_m - \theta)^2 \quad (17)$$

を考える。ただし、

$$s(t) = [\theta_m(t) \quad \dot{\theta}_m(t) \quad \theta(t) \quad \dot{\theta}(t) \quad v(x, t) \quad \dot{v}(x, t)]^T$$

であり、右辺第1項はマスターアームの全エネルギーに対して κ_1 の重み付けをした項、右辺第2項はスレーブアームの全エネルギーに対して κ_2 の重み付けをした項、最終項は $\theta_m(t) \rightarrow \theta(t)$ となるような制御側を導くために付け加えた仮想ポテンシャル項である。ここで、目標状態を $s_d(t) = [\Theta_d(t) \quad 0 \quad \Theta_d(t) \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$ とおくと、

$$\begin{cases} V(s(t)) = 0 & (s(t) = s_d(t)) \\ V(s(t)) > 0 & (s(t) \neq s_d(t)) \end{cases}$$

を満たすことが分かる。いま、式(17)を式(1)および式(10)から(12)の解軌道に沿って時間微分すると、

$$\begin{aligned} \frac{dV(s(t))}{dt} &= \dot{\theta}_m \{ \kappa_1 (\tau_h + \tau_m) + \kappa_3 (\theta_m - \theta) \} \\ &\quad + \dot{\theta} \{ \kappa_2 T + \kappa_3 (\theta - \theta_m) \} \\ &\quad - CEI \int_0^l \dot{v}''''(x, t) \dot{v}(x, t) dx \end{aligned} \quad (18)$$

となる。柔軟アームのひずみをフィードバックする受動性に基づく制御法⁽¹⁾も提案されているが、ここでは、入力トルク τ_m , τ を、

$$\tau_m = \frac{\kappa_3}{\kappa_1} (\theta - \theta_m), \quad (19)$$

$$\tau = \frac{\kappa_3}{\kappa_2} (\theta_m - \theta) \quad (20)$$

とする。したがって、

$$\begin{aligned} \frac{dV(s(t))}{dt} &= \kappa_1 \tau_h \dot{\theta}_m \\ &\quad - CEI \int_0^l \dot{v}''''(x, t) \dot{v}(x, t) dx \end{aligned} \quad (21)$$

が導かれる。式(21)中の $\dot{v}''''(x, t)$ は、式(13)と(14)から、

$$\dot{v}''''(x, t) = \mathbf{W}''''(x) \dot{\mathbf{q}}(t) = \mathbf{W}(x) \mathbf{N} \dot{\mathbf{q}}(t)$$

ただし、 $\mathbf{N} = \text{diag}[k_1^4 \quad \dots \quad k_n^4]$ と表すことができるので、式(21)の最終項は次式に示すように正となる。

$$\begin{aligned} CEI \int_0^l \dot{v}''''(x, t) \dot{v}(x, t) dx \\ = CEI \int_0^l \dot{\mathbf{q}}^T(t) \mathbf{N}^T \mathbf{W}^T \mathbf{W} \dot{\mathbf{q}}(t) dx (\equiv \Psi) \geq 0 \end{aligned} \quad (22)$$

したがって、式(21)より、入力 τ_h から出力 $\kappa_1 \dot{\theta}_m$ までの受動性が

$$\begin{aligned} \int_0^t \tau_h \kappa_1 \dot{\theta}_m dt &= \int_0^t \frac{dV(s(t))}{dt} dt + \int_0^t \Psi dt \\ &= V(s(t)) - V(s(0)) + \int_0^t \Psi dt \\ &\geq -V(s(0)) \geq (\text{const.}) \end{aligned} \quad (23)$$

と示される。

この制御法では、式(19)と(20)中の係数 κ_1 , κ_2 および κ_3 を変更することで容易に操作性や追従性を調整することが可能である。

(b) 最適1型サーボ系を用いた制御法

この制御法では、マスターアームへフィードバックされるトルクの計算に式(19)を用い、スレーブアームの制御入力是最適1型サーボ系を適用して決定する。スレーブアームの状態方程式(16)を離散時間系に変換したシステム

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d u(k)$$

$$y(k) = \mathbf{C}_e \mathbf{x}(k), \quad \mathbf{C}_e = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \quad (24)$$

に対し、次のような拡大エラーシステムを導入する。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} e(k+1) \\ \Delta \mathbf{x}(k+1) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & -\mathbf{C}_e \mathbf{A}_d \\ 0 & \mathbf{A}_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e(k) \\ \Delta \mathbf{x}(k) \end{bmatrix} \\ &\quad + \begin{bmatrix} -\mathbf{C}_e \mathbf{B}_d \\ \mathbf{B}_d \end{bmatrix} \Delta u(k) + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta \theta_d(k+1) \end{aligned} \quad (25)$$

ただし、目標角度 θ_d に対する誤差信号を

$$e(k) = \theta_d(k) - \theta(k) = \theta_d(k) - \mathbf{C}_e \mathbf{x}(k) \quad (26)$$

とし、 Δ は一階差分オペレータである。ここで新たな状態変数ベクトル $\mathbf{X} = [e(k) \quad \Delta \mathbf{x}^T(k)]^T$ を導入し、式(25)を

$$\mathbf{X}(k+1) = \Phi \mathbf{X}(k) + \mathbf{G} \Delta u(k) + \mathbf{G}_R \Delta \theta_d(k+1) \quad (27)$$

と書き改める。目標値信号 θ_d がステップ信号または一定値であるとする、値が変化する時間以外では $\Delta \theta_d(k) = 0$ なので、式(27)は次式ようになる。

$$\mathbf{X}(k+1) = \Phi \mathbf{X}(k) + \mathbf{G} \Delta u(k) \quad (28)$$

このシステムに対して次の評価関数を定義する。

$$J_s = \sum_{k=1}^{\infty} [\mathbf{X}^T(k) \mathbf{Q}_s \mathbf{X}(k) + \Delta u^T(k) H_s \Delta u(k)] \quad (29)$$

ここで $\mathbf{Q}_s$ と H_s は設計者が決める重みである。式(28)のエラーシステムに対し、式(29)の評価関数を最小とする最適制御入力 $\Delta u(k)$ は、最適レギュレータ理

論により定常 Riccati 方程式の解を用いて次のように求める。

$$\Delta u(k) = F_s X(k) = \begin{bmatrix} F_e & F_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e(k) \\ \Delta x(k) \end{bmatrix} \quad (30)$$

本研究では人間の操作するマスターアームの角度の変化速度は、サンプリング周期に比べはるかに遅いと言えるので、マスターアームの角度の1サンプル周期の変化量 $\Delta\theta_m$ は十分小さいと仮定し、制御の目標値信号に θ_m を与えた。

(c) 状態推定精度の改善 次章で実験によって示すが、(a) と (b) のいずれの制御法についても、スレーブアームが物体への接触を伴わない場合には、同一次元オブザーバーによって十分な状態推定精度が得られるが、物体への接触中には十分な状態推定精度が得られない。これはオブザーバーに用いた制御モデルには物体への接触力が考慮されていないことに起因する。そこで、この研究では外乱を考慮したオブザーバー⁽²⁾を採用し、状態推定の精度を改善する。ここでは簡単に概要を述べる。

システムに入力される外乱 $d(k)$ を考慮して状態方程式を次のように表す。

$$\begin{aligned} x(k+1) &= A_d x(k) + B_d u(k) + E_d d(k) \\ y(k) &= \begin{bmatrix} \theta & \dot{\theta} & \epsilon \end{bmatrix}^T = C_c x(k) \end{aligned} \quad (31)$$

ただし、入力される外乱が状態変数に与える影響を考慮して、この研究では $E_d = \text{diag}[1 \ 1 \ 0 \ 0]$ とした。このシステムに対し、次のような1型デジタルサーボ系をオブザーバとして用いることができる。

$$\begin{aligned} \hat{x}(k+1) &= A_d \hat{x}(k) + B_d u(k) + E_d \hat{d}(k) \\ \hat{y}(k) &= C_c \hat{x}(k), \quad e(k) = y(k) - \hat{y}(k) \\ \hat{d}(k) &= K_e \sum_{i=1}^k e_i + K_x (\hat{x}(k) - \hat{x}(0)) + \hat{d}(0) \end{aligned}$$

K_e および K_x はそれぞれ推定誤差の積分および推定誤差に対するオブザーバーへのフィードバックゲインであり、最適レギュレータ理論等を用いて決定することができるが、本研究では、直接フィードバックゲインを調整してオブザーバーが安定となるよう試行錯誤を行い、以下の値を用いた。

$$K_e = \begin{bmatrix} -0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 13.31 \\ 0_{2 \times 3} \end{bmatrix}, \quad K_x = \text{diag}[-1 \ -1 \ 0 \ 0]$$

4. 実験結果

はじめに、同一次元オブザーバーを用いて状態推定を行い、障害物を設置せずに FMSS を動作させた場

Fig. 4 Results of experiment by control law (a)

Fig. 5 Results of experiment by control law (b)

合の実験結果を図4 および図5 に示す。

図4は受動性に基づく制御法 (a) による結果であり、追従性を重視して係数を調整した場合の実験結果を示す。このとき式 (19) と (20) 中の各係数は $\kappa_1=1.0$, $\kappa_2=1.0$, $\kappa_3=1.0$ とした。角度の応答 (図4 (A)) では、マスターアーム角度 θ_m とスレーブアーム角度 θ の推定結果 $\hat{\theta}$ を示し、ひずみの応答 (図4 (B)) では、ひずみの推定結果 ϵ を示す。追従性を重視して調整を行うと、図4 (B) に見られるようアーム移動後に振動が生じることが分かる。係数を調整して追従性を落とすことで振動を抑制することは可能だが、制振をアクティブには行っていないため、大きな振動抑制効果は得られなかった。

図5は最適1型サーボ系 (b) による結果である。ここでは、式 (19) 中の各係数は $\kappa_1=1.0$, $\kappa_3=1.0$ とし、式 (29) 中の重みは $Q_s=I$, $H_s=10^4$ とした。図4 (A)

Fig. 6 Results of experiment by control law (a) during contacting with a object

と図 5 (A) を比較すると、角度に関しては (a) の制御法に比べ (b) の制御法は即応性では劣っている。この場合には、 θ と θ_m の差が大きくなり、 θ と θ_m の差をもとに式 (19) で計算される τ_m が大きくなるため、マスターアームの操作感が重く感じられるようになる。しかしオーバーシュートが見られず追従性が良いことが分かる。また、図 5 (B) に示すように、アームの移動後に速やかに振動が抑制されているのが分かる。

次に、スレーブアームの角度 θ が可動範囲内である約 10° の位置にスチール製の直方体の物体を障害物として設置し、マスターアームを操作することによりスレーブアームを物体に接触させ、接触後も一定時間物体にスレーブアームを押し付けた後マスターアームを戻してスレーブアームを物体から離す実験を行った。図 6 (A) は同次元オブザーバーを用いて状態推定を行った制御法 (a) による結果である。ここでは、追従性と操作性を調整し、式 (19) と (20) 中の各係数は $\kappa_1=1.0$ 、 $\kappa_2=2.0$ 、 $\kappa_3=1.0$ とした。このときスレーブアームが物体に接触した感覚がマスターアームを通して感じられ、操作性についても良好であった。冒頭で示した図 A3 は同次元オブザーバーを用いて状態推定を行った制御法 (b) による結果である。このとき式 (19) 中の各係数は $\kappa_1=1.0$ 、 $\kappa_3=1.0$ とし、式 (29) 中の重みは $\mathbf{Q}_s=\mathbf{I}$ 、 $H_s=10^4$ とした。物体にスレーブアームを押し付けた後、マスターアームを操作してスレーブアームを離そうとした際、スレーブアームがすぐに物体から離れずマスターアームの操作性も重くなり悪化した。これは、スレーブアームが物体に接触中に最適サーボ系の誤差の積分項が過剰に増大し、その

結果、スレーブアームへの入力が増大したことが原因である。また、これらの結果から (a) と (b) のいずれの制御法についても、同次元オブザーバーを用いた場合には、物体への接触中に十分な状態推定精度を確保できないことが分かる。これはオブザーバーに用いた制御モデルには物体への接触力が考慮されていないことに起因する。

それぞれの制御法について、(c) で述べた方法を用いて状態推定を行った場合の結果を図 6 (B) と冒頭の図 A4 に示す。図 6 (B) は式 (19) と (20) 中の各係数を $\kappa_1=1.0$ 、 $\kappa_2=2.0$ 、 $\kappa_3=1.0$ とした場合の制御法 (a) による結果であり、図 A4 は式 (19) 中の各係数を $\kappa_1=1.0$ 、 $\kappa_3=1.0$ とし、式 (29) 中の重みを $\mathbf{Q}_s=\mathbf{I}$ 、 $H_s=10^4$ とした場合の制御法 (b) による結果である。いずれの制御法についても、実測値と推定値はよく一致しており、物体への接触中に正確な状態推定値が得られていることが分かる。

5. 結 論

本研究ではマスタースレーブシステムのスレーブアームの軽量化に伴う問題を研究するため、スレーブアームに柔軟アームを用い、物体への接触を伴う FMSS の運動と力の制御について研究を行った。

オブザーバーを用いた状態推定を行い、フィードバック制御系を構築した。同次元オブザーバーを用いた場合、スレーブアームが物体への接触を伴わない場合には十分な推定精度が得られたが、物体への接触中には推定精度が低下した。そこで、本研究では接触力による外乱を考慮してオブザーバーの設計を行うことで、物体への接触を伴う FMSS の状態推定精度を向上できることを示した。

受動性に基づくバイラテラル制御法と最適 1 型サーボ系による制御法にはそれぞれ利点と欠点がある。現在はこれらの制御法をファジィ制御によって併用することによって制御性能を向上する手法の研究を進めている。

文 献

- (1) Mori, T., Morita, Y., Ukai, H. and Kando, H., Bilateral Control Based on Passivity for Flexible Master-slave Manipulators, *Proceedings of the JSME Robotics Mechatronics Conference 2004*, No.04-4 (2004-6), 2A1-L1-39.
- (2) Hoshino, Y., Kobayashi, Y. and Yamada, G., Vibration Control Using a State Observer that Considers Disturbances of a Golf Swing Robot, *JSME International Journal, Series C*, Vol.48, No.1 (2005), pp.60-69.