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*
(物体との接触時における状態推定精度の改善)星野 洋平^{*1}, 小林 幸徳^{*1}, 古田 雄祐^{*2}Motion and Force Control of Flexible Master-Slave System
(Improvement of State Estimation During Contacting with Objects)Yohei HOSHINO^{*3}, Yukinori KOBAYASHI and Yusuke FURUTA^{*3} Graduate School of Engineering, Hokkaido University,
N13W8, Sapporo-shi, Hokkaido, 060-8628 Japan

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

1. 序 論

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おり、通信遅れ⁽¹⁾⁽²⁾、安定性についての問題⁽³⁾、人間の制御特性に関する研究^{(4)~(6)}、各分野への応用^{(7)~(9)}などが報告されている。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。

そこで、本研究では、1 リンクの剛体アームをマスターアームとし、1 リンクの柔軟アームをスレーブアームとするフレキシブル・マスター—スレーブシステム (FMSS) を対象とし、柔軟なスレーブアームが物体に接触する場合を扱う。そして、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して、運動制御と力制御に関する研究を行

う。オブザーバーを用いて状態フィードバックを行うが、同次元オブザーバーを用いた場合は物体への接触中に状態推定精度が低下する。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 の状態推定精度を改善する。

2. 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 はマスターアームのパラメータでありそれぞれ質量、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

* 原稿受付 2007 年 7 月 5 日。

^{*1} 正員, 北海道大学大学院工学研究科 (〒060-8628 札幌市北区北 13 西 8)。^{*2} 学生員, 北海道大学大学院工学研究科 [現: 三菱重工 (株)]。
E-mail: hoshinoy@eng.hokudai.ac.jp

Fig. 1 A model of the master arm

Fig. 2 A model of the slave arm

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。

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

ただし、

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

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。ただし、次のような演算子

$$v'(x, t) = \frac{\partial v(x, t)}{\partial x}$$

を新たに定義して用いており、式(6)中の $v'(l, t)$ は、

$$v'(l, t) = \left. \frac{\partial v(x, t)}{\partial x} \right|_{x=l}$$

を表している。式(4)から式(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

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

柔軟リンクの振動に関する運動方程式

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

ならびに柔軟リンク両端の境界条件式

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

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

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

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

Fig. 3 The master arm

Fig. 4 The slave arm

Fig. 5 Experimental setup

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、

$\mathbf{W}(x) = [\phi_1(x) \cdots \phi_n(x)]$, $\mathbf{q}(t) = [q_1(t) \cdots q_n(t)]^T$ である。式 (14) を式 (10), (11) に代入し振動モードで直交化すると、次の有限次元の運動方程式

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

が導かれる。ただし、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} P & \mathbf{Q} \\ \mathbf{Q}^T & \mathbf{I} \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} C_0 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{R} \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{S} \end{bmatrix},$$

$$P = J_h + J_p + \int_0^l \rho A (x + r_h)^2 dx + m_p L_r^2,$$

$$\mathbf{Q} = [Q_1 \cdots Q_n], \mathbf{R} = [R_{ij}], \mathbf{S} = \text{diag}[\omega_1^2 \cdots \omega_n^2],$$

$$\mathbf{D} = [1 \mid 0 \cdots 0]^T, \mathbf{z} = [\theta \mid q_1 \cdots q_n]^T, \mathbf{u} = \tau,$$

$$Q_i = \int_0^l \rho A (x + r_h) \phi_i dx + m_p L_r \phi_i(l) \\ + (m_p r_p L_r + J_p) \phi_i'(l) \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

$$R_{ij} = \int_0^l C_p A \omega_j^2 \phi_i(x) \phi_j(x) dx \quad (i, j = 1, 2, \dots, n)$$

である。ここで、ハブの回転に関する減衰を考慮し、粘性減衰係数 C_0 を導入した。これを状態方程式で表現すれば

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

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]	l	250	[mm]
A	1.80×10^{-5}	[m ²]	h	0.6	[mm]
E	200	[GPa]	l_{st}	50	[mm]
I	5.40×10^{-13}	[m ⁴]	r_h	42	[mm]
J_h	7.29×10^{-5}	[kg·m ²]	r_p	20	[mm]
J_p	1.44×10^{-5}	[kg·m ²]	m_p	66	[g]
C	0.02	[1/s]	C_0	0.02	[N·m·s]

Table 3 Parameters of the motors

Type	TS1904	TS1983
Power [W]	60	30
Max. torque [N·m]	1.23	5.30×10^{-1}
Inertia [kg·m ²]	2.84×10^{-5}	4.90×10^{-6}
Damping coeff. [N·m·s]	2.00×10^{-2}	1.00×10^{-5}

となる。ただし、

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

である。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。

3. 実験装置

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 3, 4 に示す。装置の構成を図 5 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 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 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した。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 に示し、使用したモータの仕様を表 3 に示す。スレーブアームの 1 次、2 次および 3 次の固有振動数は、それぞれ、2.39 Hz, 28.1 Hz, 80.7 Hz であった。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共和電業製ひずみゲージをハブ側固定端から l_{st} の位置に貼り付け、実験用の動ひずみアンプ (共和電

業, SGI-100A) を用いて計測し, ローパスフィルター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。

4. 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, マスタースレーブアームを初期角度 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

マスタースレーブアームの回転角 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スレーブアームの回転角 θ_m の目標値を θ_d とするとき, マスタースレーブアームの回転角, 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 項はマスタースレーブ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,

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

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⁽¹⁰⁾も提案されているが, ひずみのフィードバックによる操作性の劣化が考えられる⁽⁴⁾ため, ここでは, 標準的な受動性に基づく制御法を適用して, 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,

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

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, $\mathbf{N} = \text{diag}[k_1^4 \dots k_n^4]$ 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。

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

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, マスタースレーブアームへフィードバックされるトルクの計算に式 (19) を使い, 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

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d u(k) \\ y(k) &= \mathbf{C}_e \mathbf{x}(k), \quad \mathbf{C}_e = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \end{aligned} \quad (24)$$

に対し, 次のような拡大エラーシステムを導入する。

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

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。制御の目標値信号 θ_d には θ_m を与える。本研究では人間の操作するマスタースレーブの角度変化は、サンプリング周期に比べ十分遅いものとし、マスタースレーブの角度の1サンプル周期の変化量 $\Delta\theta_m$ は十分小さいと仮定する。このとき、 θ_m はほぼ一定とみなすことができるため、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 $\Delta\theta_d = 0$ なので、式 (27) は次式のようになる。

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

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まる。

$$\Delta u(k) = \mathbf{F}_s\mathbf{X}(k) = [\mathbf{F}_e \quad \mathbf{F}_x] \begin{bmatrix} e(k) \\ \Delta\mathbf{x}(k) \end{bmatrix} \quad (30)$$

(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⁽¹¹⁾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 $\mathbf{d}(k)$ を考慮して状態方程式を次のように表す。

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}_d\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_d\mathbf{u}(k) + \mathbf{E}_d\mathbf{d}(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}_c\mathbf{x}(k), \quad \mathbf{C}_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{2}\phi_1''(l_{st}) & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (31)$$

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

$$\mathbf{E}_d = \text{diag}[1 \ 1 \ 0 \ 0]$$

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。

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}(k+1) &= \mathbf{A}_d\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}_d\mathbf{u}(k) + \mathbf{E}_d\hat{\mathbf{d}}(k) \\ \hat{\mathbf{y}}(k) &= \mathbf{C}_c\hat{\mathbf{x}}(k), e(k) = \mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}(k) \\ \hat{\mathbf{d}}(k) &= \mathbf{K}_e \sum_{i=1}^k e_i + \mathbf{K}_x(\hat{\mathbf{x}}(k) - \hat{\mathbf{x}}(0)) + \hat{\mathbf{d}}(0) \end{aligned}$$

Fig. 6 Rotating angles of master and slave arms by controller (a)

Fig. 7 Estimated strain of slave arm by controller (a)

Fig. 8 Torque of master arm by controller (a)

$\mathbf{K}_e$ および $\mathbf{K}_x$ 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。

$$\mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} -0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 13.31 \\ \mathbf{0}_{2 \times 3} \end{bmatrix}, \mathbf{K}_x = \text{diag}[-1 \ -1 \ 0 \ 0]$$

5. 実験結果

この章では、マスタースレーブアーム角度 θ_m とスレーブアーム角度 θ の定常偏差の収束性を追従性と呼ぶ。また、マスタースレーブの操作に対するスレーブアームの応答の速さを即応性、マスタースレーブの操作時の操作の軽さを操作性と呼ぶ。そして、制御法 (a) と (b) の特徴の比較を行い、提案するオブザーバー (c) によって状態推定精度が大きく改善することを示す。

はじめに、同一次元オブザーバーを用いて状態推定を用い、障害物を設置せずに FMSS を動作させた場合の実験結果を図 6 から 11 に示す。図 6 から 8 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 6) では、マスタース

Fig. 9 Rotating angles of master and slave arms by controller (b)

Fig. 10 Estimated strain of slave arm by controller (b)

Fig. 11 Torque of master arm by controller (b)

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7)では、ひずみの推定結果 $\hat{\epsilon}$ 、反力の応答(図8)では、マスターアームにフィードバックされる反力 τ_m の応答を示す。追従性を重視して調整を行うと、図7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9から11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 $\mathbf{Q}_s = \mathbf{I}$, $H_s = 10^4$ とした。図6と図9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。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10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。図11を見ると(a)の制御法を用いた場合より反力が大きくなっている。これは即応性が低下した結果 θ と θ_m の差が大きくなり、式(19)で計算される τ_m が大きくなったためである。この場合マスターアームの操作感が重く感じられるようになる。

次に、スレーブアームの角度 θ が可動範囲内である

Fig. 12 Rotating angles by controller (a) and full-order observer during contacting with a object

Fig. 13 Estimated strain by controller (a) and full-order observer during contacting with a object

Fig. 14 Input torques by controller (a) and full-order observer during contacting with a object

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12から14は、同一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。図15から17は、同一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は物体から離れずマスターアームの操作が重くなり操作性が悪化した。図17に示すように、制御法(b)では、例えば制御法(a)の図14で見られるような物体への接触中に正負が逆転した作用・反作用を表すトルクの関係が満足されなくなることが分かり、約7

Fig. 15 Rotating angles by controller (b) and full-order observer during contacting with a object

Fig. 16 Estimated strain by controller (b) and full-order observer during contacting with a object

Fig. 17 Input torques by controller (b) and full-order observer during contacting with a object

Fig. 18 Rotating angles by controller (a) and observer (c) during contacting with a object

Fig. 19 Estimated strain by controller (a) and observer (c) during contacting with a object

Fig. 20 Input torques by controller (a) and observer (c) during contacting with a object

秒以降はマスターアームの操作方向とは逆向きのトルクがマスターアームにフィードバックされていることが分かる。スレーブアーム先端と物体が接触中には、スレーブアームへの入力トルク τ と物体から受けるスレーブアーム先端への反力とが釣り合った状態で、マスターアーム角度 θ_m とスレーブアームのハブ角度 θ の定常偏差を減少するように 1 型サーボ系の誤差の積分項が増大して入力 τ が増大する。スレーブアーム先端を物体から離すようにマスターアームを操作しても積分項はすぐには減少せず、物体に押し付け力を作用させた状態を維持し、マスターアームとスレーブアームのハブの角度の差 $(\theta - \theta_m)$ の符号が反転して初めて積分項が減少し、押し付け力が減少していくこととなる。このとき、式 (19) で計算されるマスターアームへのフィードバックトルク τ_m がマスターアームの操作を妨げる方向に作用することとなり操作性が悪化したと考えられる。ただし、マスターアームの操作速度が十分小さい場合にはこのような現象の影響は小さくなる。また、図 13 と 16 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 18 から 23 に示す。図 18 から 20 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 21 から 23 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。提案するオブザーバーによる状態推定精度については、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。提案するオブザーバーの推定値を用いた制御法 (a) および制御法 (b) の制御性能については、同次元オブザーバーを用いた場合と大きな差は見られない。制御法 (a) では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り、制御法 (b) では図 23 に示すように、図 17 と同様に、マスターアームの操作性が悪化していることが分かる。

制御法 (a) および (b) の利点と欠点は以下のとおりである。制御法 (a) ではスレーブアームの振動の収束が

Fig. 21 Rotating angles by controller (b) and observer (c) during contacting with a object

Fig. 22 Estimated strain by controller (b) and observer (c) during contacting with a object

Fig. 23 Input torques by controller (b) and observer (c) during contacting with a object

遅いが、物体への接触直後もマスターアームの操作が重くならず操作性が良好である。一方、制御法 (b) ではスレーブアームの振動の収束が早く、スレーブアームがマスターアームに定常偏差なく追従するが、動作速度が大きい場合にマスターアームの操作が重くなる特徴があり、物体への接触時にこの傾向が顕著となる。したがって、マスターアームの動作速度が大きい場合には制御法 (a)、マスターアームの動作後のアーム動作速度が小さい場合には振動抑制の観点から制御法 (b) が適していると考えられる。いずれの制御法についても、提案するオブザーバーによって物体への接触時の状態推定精度が大きく改善する。

6. 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。同一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おり、良好な結果が得られている。これについては別報での報告を予定している。

文 献

- (1) Sirouspour, S. and Shahdi, A., Model Predictive Control for Transparent Teleoperation Under Communication Time Delay, *IEEE Transactions on Robotics*, Vol.22, No.6(2006-12), pp.1131-1145.
- (2) Lee, D. and Spong, M. W., Passive Bilateral Teleoperation with Constant Time Delay, *IEEE Transactions on Robotics*, Vol.22, No.2(2006-4), pp.269-281.
- (3) Hannaford, B. and Ryu, J. -H., Time Domain Passivity Control of Haptic Interfaces, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol.18, No.1(2002-2), pp.1-10.
- (4) Mori, T., Morita, Y., Ukai, H. and Kando, H., Operation Assist and Evaluation for Flexible Master-Slave Manipulators, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.72, No.719(2006-7), pp.2162-2168.
- (5) Abe K., Yamakawa S., and Fujimoto H., Measurement of the Differential Limen of the Time Derivative of Force for Master-Slave System Design, *Proceedings of Robotics and Mechatronics Conference 2004* (2004), 2A1-H1 (CD-ROM).
- (6) Kanamori, N., Tanaka, T. and Tanaka, K., Subjective Evaluation of Operating Feeling in a Haptic Interface, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.68, No.669(2002-5), pp.1467-1473.
- (7) Shao H. and Nonami K., Bilateral Control of Tele-Hand System with Neuro-Fuzzy Scheme, *The Industrial Robot*, Vol.33, No.3 (2006), pp.216-227.
- (8) Kitamura T., Tsujiuchi N. and Koizumi T., Motion Discrimination and Joint Angle Estimation of an Arm using EMG Signals, *Proceedings of the Dynamics and Design Conference 2005* (2005-8), 410 (CD-ROM).
- (9) Ashida S., Sugie T., and Osuka K., Master Slave Control of Two Armed Rescue Manipulator, *Proceedings of Robotics and Mechatronics Conference 2004* (2004), 2A1-H41 (CD-ROM).
- (10) 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.
- (11) 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.