Friction Free Force-Reflecting Type Bilateral Control Based on Twin Drive System Considering 2nd Resonant Frequency and Unbalance Friction

Yuzuru Ohba Student Member (Nagaoka University of Technology)
 Kiyoshi Ohishi Senior Member (Nagaoka University of Technology)
 Seiichiro Katsura Member (Nagaoka University of Technology)

Keywords: bilateral control, multi-inertia system, state-feedback, twin drive system, reaction force estimation observer, torsional vibration, force-feedback type, friction free free

This paper proposes a new friction free bilateral system based on twin drive control system considering its resonant frequency. The twin drive system consists of two motors that are coupled by the differential gear. The output torque becomes a differential torque of both motors. The nonlinear friction torque of the twin drive system is easily compensated. However, this system has the resonant frequencies and the anti-resonant frequencies which are caused by the torsional vibration. This paper proposes a new three-inertia-model of twin drive system, and identifies the resonant frequencies and its friction torque. The proposed controller can suppress the torsional vibration without high order control design. Therefore, the operability of bilateral teleoperation is improved by the proposed system.

Fig. 1 shows the proposed vibration suppression control system. Fig. 2 show the experimental results of the proposed force-reflecting type bilateral system. Fig. 2(a) is result without vibration suppression control. Fig. 2(b) is result of two mass designed vibration suppression controller. And Fig. 2(c) is result of three mass designed vibration suppression controller with two mass observer.

The conventional control method has vibration phenomenon. However, the proposed control method has no vibration phenomenon in comparison with the control method without vibration suppression control loop.

From Fig. 2, the experimental results confirm that the can proposed vibration suppression control system suppresses the torsional vibration, without reducing the bandwidth of the system.

Fig. 1. Proposed vibration suppression controller for twin drive system

(a) Result of two-mass model designed controller (broad bandwidth)

(b) Result of two-mass model designed controller (broad bandwidth)

(c) Result of three-mass model designed controller

Fig. 2. Experimental results of the bilateral response using twin drive system

ツインドライブシステムの2次共振と不平衡摩擦を考慮した 摩擦フリー力帰還型バイラテラル制御

学生員 大場 譲* 上級会員 大石 潔*
正員 桂 誠一郎*

Friction Free Force-Reflecting Type Bilateral Control Based on Twin Drive System Considering 2nd Resonant Frequency and Unbalance Friction

Yuzuru Ohba*, Student Member, Kiyoshi Ohishi*, Senior Member, Seiichiro Katsura*, Member

This paper proposes a new friction free bilateral system based on twin drive control system considering its resonant frequency. The twin drive system consists of two motors that are coupled by the differential gear. The output torque becomes a differential torque of both motors. The nonlinear friction torque of the twin drive system is easily compensated. However, this system has the resonant frequencies and the anti-resonant frequencies which are caused by the torsional vibration. This paper proposes a new three-inertia-model of twin drive system, and identifies the resonant frequencies and its friction torque. The proposed controller can suppress the torsional vibration without high order control design. Therefore, the operability of bilateral teleoperation is improved by the proposed system.

キーワード：バイラテラル制御，多慣性系，ツインドライブシステム，反力オブザーバ，力帰還，摩擦フリーシステム，係数図法

Keywords: bilateral control, multi-inertia system, twin drive system, reaction force estimation observer, force-feedback type, friction free system, coefficient diagram method

1. はじめに

ロボティクス技術の発展と共に，ロボットに作業を代行させることで，人間の負担を減らす試みが多くなされている。その試みの中にバイラテラルシステムが存在し，位置情報と力情報を相互にやり取りして，その場での作業感覚を操作者へ与えることができる。

力覚を伝達するための力情報の取得には従来力センサを用いてきた。しかしながら，力センサには取り付け位置の問題，ノイズ除去のためのフィルタによる帯域の制約などが存在する。その結果良好な力覚の伝達を阻害することになる。反力オブザーバ^{(1)~(3)}を用いた力センサレス制御を行うことで広帯域な力情報の取得が可能であるが，帯域の向上とともに非線形摩擦の影響と機械共振の影響が問題となる。

そこで，摩擦を補償するためにツインドライブシステムが既に提案されている^{(4)~(6)}。ツインドライブシステムは2つのモータを用いて1軸を駆動するシステムであり，機構的に摩擦を打ち消すことで容易な摩擦補償を実現できる。し

かしながら，ツインドライブシステムにはギア付きモータを用いている。ギアを用いているシステムは，軸ねじり振動による共振周波数を持つことが一般的に知られており⁽⁷⁾，ツインドライブシステムも共振の影響を受ける。

これに対し筆者らは3慣性系のモデル化を行い，そのモデル上で1次共振モードのみを考慮した制振制御系を設計し，結果ツインドライブシステムの位置制御系の応答は制振制御を行わない図1(a)と比較して，図1(b)と格段の性能向上を図ることができている⁽⁸⁾。

しかし実際のツインドライブシステムは2次共振モードを持つ3慣性系であり，1次共振モードのみを考慮しても図1(b)の様に振動が残る。そこで本論文では，2慣性系の状態オブザーバのフィードバックの構造のまま3慣性系の閉ループ伝達関数の周波数特性を考慮することにより，振動抑制を実現することを新しく提案する。その結果，図1(c)のように振動を完全に抑圧できる制御系を実現する。本論文では，提案する制御系の有効性とツインドライブシステムの3慣性系モデリングの妥当性を確認する。

さらにツインドライブシステムに用いる左右の2つのモータは摩擦状態に相違があるとき，反力オブザーバによる力推定に影響を与えることがある。そこで本論文では左右2つのモータの摩擦状態が異なる場合でも摩擦フリーシステ

* 長岡技術科学大学
〒940-2188 長岡市上富岡町 1603-1
Nagaoka University of Technology
1603-1, Kamitomiokamachi, Nagaoka 940-2188

(a) The controller without vibration suppression control

(b) Conventional controller using 2-mass parameter (Controller (1))

(c) Proposed controller using 3-mass parameter (Controller (3))

図1 バイラテラルシステムのスレーブ制御系の位置応答

Fig. 1. Position response of slave controller for bilateral system

ムを実現する方法も新しく提案する。

2. ツインドライブシステムの3慣性モデル

ツインドライブシステムは、2つのギア付きモータを用い

図2 ツインドライブシステム概念図

Fig. 2. Configuration of the twin drive system

て1軸のロボットアームを駆動するシステムであり、制御対象のロボットアームの速度は(3)式のように左右のモータの速度差 ω_{out} となる。

$$\omega_{out} = \omega'_- = \frac{1}{2}(\omega^{Left} - \omega^{Right}) \dots \dots \dots (3)$$

$$\omega'_+ = \frac{1}{2}(\omega^{Left} + \omega^{Right}) \dots \dots \dots (4)$$

つまり左右のモータ自身が非線形摩擦の影響を受けていても、その差分である出力には摩擦の影響が現れなくなる。またその逆に両モータの和を(4)式のように考えると、こちらにはクーロン摩擦の影響が現れてくる。すなわちツインドライブシステムでは、両モータの差のモードで出力の制御を行い、和のモードで摩擦の補償を行っていると考えることができる。両モードを「和の座標」「差の座標」として新たな座標系として考え、「差の座標」で摩擦フリーシステムを実現する⁹⁾。

しかしながら、ギアを使用するシステムでは軸ねじり剛性が低下し、共振周波数を持つことが一般的に知られている。そこで、ツインドライブシステムに存在する3つの慣性体を分離し、その間をバネ定数 K を持ったバネで結合されている図2のようなモデル化を行う。このブロック図表現が図3となり、差動機構の両側を3慣性共振系で表現する。

3慣性モデルにおける差の座標系と和の座標系の出力 ω_- 、 ω_+ は左右それぞれに加わる摩擦トルクを τ_f とすると、(1)式と(2)式となる。差の座標系は出力となる最終段(第3慣性)に、直接取り付けられたエンコーダをフィードバックするため、(1)式は最終段(第3慣性)の出力になっており、2つの共振周波数 ω_{r1} 、 ω_{r2} 及びその減衰率 ζ_{r1} 、 ζ_{r2} が存在する。和の座標系では最終段(第3慣性)の速度を直接得ることができない。よって、モータエンコーダをフィードバックしており、(2)式はモータ軸(第1慣性)の出力であり、2つの反共振周波数 ω_{a1} 、 ω_{a2} 及びその減衰率 ζ_{a1} 、 ζ_{a2}

$$\omega_- = \frac{1}{2(s + \alpha)} \frac{N_0 \tau_-}{(s^2 + 2\zeta_{r1}\omega_{r1}s + \omega_{r1}^2)(s^2 + 2\zeta_{r2}\omega_{r2}s + \omega_{r2}^2)} = \frac{1}{2} \frac{N_0 \tau_-}{s^5 + d_4s^4 + d_3s^3 + d_2s^2 + d_1s + d_0} \dots \dots \dots (1)$$

$$\omega_+ = \frac{N'_0(s^2 + 2\zeta_{a1}\omega_{a1}s + \omega_{a1}^2)(s^2 + 2\zeta_{a2}\omega_{a2}s + \omega_{a2}^2)(\tau_+ - 2\tau_f)}{2(s + \alpha)(s^2 + 2\zeta_{r1}\omega_{r1}s + \omega_{r1}^2)(s^2 + 2\zeta_{r2}\omega_{r2}s + \omega_{r2}^2)} = \frac{1}{2} \frac{N'_0(s^4 + n_3s^3 + n_2s^2 + n_1s + n_0)(\tau_+ - 2\tau_f)}{s^5 + d_4s^4 + d_3s^3 + d_2s^2 + d_1s + d_0} \dots \dots \dots (2)$$

$$\tau_- = K_t I^{Left} - K_t I^{Right}, \quad \tau_+ = K_t I^{Left} + K_t I^{Right}, \quad N_0 = \frac{K_2 K_1 K_t}{R_2 R_1 J_3 J_2 J_1}, \quad N'_0 = \frac{1}{J_3}$$

と 2 つの共振周波数が存在する。

図 3 のモデルの妥当性を確認するために、ツインドライブシステムの差の座標系のトルク入力 τ_- から、リンク出力 (ω_-) までの周波数特性を計測した。その開ループ周波数特性を図 4 に示す。周波数応答には、50 [Hz] と 80 [Hz] の 2 点に共振周波数が現れており、3 慣性系であることが確認できる。

$$\omega_{r1} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\Omega_r - \sqrt{\Omega_r^2 - 4X_r}} \dots\dots\dots (5)$$

$$\omega_{r2} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\Omega_r + \sqrt{\Omega_r^2 - 4X_r}} \dots\dots\dots (6)$$

$$\omega_{a1} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\Omega_a - \sqrt{\Omega_a^2 - 4X_a}} \dots\dots\dots (7)$$

$$\omega_{a2} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\Omega_a + \sqrt{\Omega_a^2 - 4X_a}} \dots\dots\dots (8)$$

$$\tau_- = \tau_m^{\text{Left}} - \tau_m^{\text{Right}}, \quad \tau_+ = \tau_m^{\text{Left}} + \tau_m^{\text{Right}} \dots\dots\dots (9)$$

図 3 3 慣性系で表現したツインドライブシステム
Fig. 3. Block diagram of twin drive system expressed by 3mass system

図 4 ツインドライブシステムの開ループ周波数特性
Fig. 4. Frequency characteristic of twin drive system by open-loop system

$$\Omega_r = \frac{K_1}{J_1 R_1^2} + \frac{K_1}{J_2} + \frac{K_2}{J_2 R_2^2} + \frac{K_2}{J_3},$$

$$X_r = \frac{K_1 K_2}{J_1 J_3 R_1^2} + \frac{K_1 K_2}{J_2 J_3} + \frac{K_1 K_2}{J_1 J_2 R_1^2 R_2^2}$$

$$\Omega_a = \frac{K_2}{J_3} + \frac{K_2}{J_2 R_2^2} + \frac{K_1}{J_2}, \quad X_a = \frac{K_1 K_2}{J_2 J_3},$$

$$N_0 = \frac{K_1 K_2}{J_1 J_2 J_3 R_1 R_2}$$

3. 2 慣性状態オブザーバによる 3 慣性システムの制振制御

〈3・1〉 制振制御系の構成 ツインドライブシステムでは、和と差の仮想モータと呼ばれる座標変換を用いることで、出力の制御を行う差の成分と、摩擦の補償を行う和の成分に分けて考えることができる。摩擦の補償を行う和の座標では、両モータが回転し続けることで、非線形な静止摩擦が出力に現れないようにして、差の座標では線形的に扱える粘性摩擦だけになるように制御を行う。よって、制振制御系は各仮想座標形上に速度制御系として構成する。

制振制御系は、(10) 式で示すように PI 速度制御系と状態フィードバック制御系を用いて、図 5 のように実現する⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

状態フィードバック制御系に用いるオブザーバは、1 次共振のみを考慮する 2 慣性系のパラメータを用いて設計し、制御系の構成を簡易化している。そのためフィードバックする状態量は、(10) 式で示すように、モータ速度 ω_m 、負荷速度 ω_L 、軸ねじり角 θ_s となる。

$$I^{cmd} = \left(\frac{K_p s + K_i}{s} \right) \omega^{err} - Fx \dots\dots\dots (10)$$

$$F = [F_m, F_L, F_s], \quad x = [\omega_m, \omega_L, \theta_s]^T$$

これを 3 慣性系で考えると、それぞれ第 1 慣性の速度 ω_1 、第 3 慣性の速度 ω_3 、第 1-2 慣性間のねじり角と第 2-3 慣性間のねじり角の総和となる $R_1 \theta_{12} + R_1 R_2 \theta_{23}$ をフィードバックしていることと同等になる。

そこで、オブザーバ推定値の妥当性を確認するために、シ

図 5 ツインドライブシステムの数値制御系の構成
Fig. 5. Speed controller for twin drive system

図6 2慣性オブザーバのシミュレーション結果
Fig. 6. Simulation results of the observer using 2-mass parameter

シミュレーションを行った。3慣性系のプラントの状態量を2慣性系で設計を行ったオブザーバにて推定した状態量を図6に示す。定常値においていずれも実状態量と推定値が一致しているのが確認できる。特に負荷側の速度は過渡応答においても完全に一致している。

(10)式をフィードバックすることで、制御系全体の伝達関数は(11)式となる。

$$G = \frac{b_1 s + b_0}{s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad \dots \quad (11)$$

$$b_1 = K_p n_{a0}, \quad b_0 = K_I n_{a0}, \quad a_5 = -n_{g3} F_m + c_4$$

$$a_4 = -n_{g2} F_m - \frac{n_{g3}}{R_1} F_s + c_3, \quad a_3 = -n_{g1} F_m - \frac{n_{g2}}{R_1} F_s + c_2$$

$$a_2 = -n_{g0} F_m - \frac{n_{g1}}{R_1} F_s + c_1, \quad a_0 = n_{a0} K_I$$

$$a_1 = -n_{a0} R_2 R_1 F_m - \frac{n_{g0}}{R_1} F_s - n_{a0} F_L + n_{a0} K_p + c_0$$

$$c_4 = \frac{D_1}{J_1} + \frac{D_2}{J_2} + \frac{D_3}{J_3},$$

$$c_3 = \frac{D_1 D_2}{J_1 J_2} + \frac{D_2 D_3}{J_2 J_3} + \frac{D_1 D_3}{J_1 J_3} + \frac{K_1}{J_1 R_1^2} + \frac{K_1}{J_2} + \frac{K_2}{J_2 R_2^2} + \frac{K_2}{J_3}$$

$$c_2 = \frac{K_1 D_1}{J_2 J_1} + \frac{K_2 D_2}{J_3 J_2} + \frac{K_2 D_3}{J_3 J_2 R_2^2} + \frac{K_2 D_1}{J_2 J_1 R_2^2} + \frac{K_2 D_1}{J_3 J_1}$$

$$+ \frac{K_1 D_2}{J_2 J_1 R_1^2} + \frac{D_3 D_2 D_1}{J_3 J_2 J_1} + \frac{K_1 D_3}{J_3 J_2} + \frac{K_1 D_3}{J_3 J_1 R_1^2}$$

$$c_1 = \frac{K_2 K_1}{J_2 J_1 R_2^2 R_1^2} + \frac{K_2 K_1}{J_3 J_2} + \frac{K_2 K_1}{J_3 J_1 R_1^2} + \frac{K_1 D_3 D_2}{J_3 J_2 J_1 R_1^2}$$

$$+ \frac{K_1 D_3 D_1}{J_3 J_2 J_1} + \frac{K_2 D_2 D_1}{J_3 J_2 J_1} + \frac{K_2 D_3 D_1}{J_2 J_2 J_1 R_2^2}$$

$$c_0 = \frac{K_2 K_1 D_1}{J_3 J_2 J_1} + \frac{K_2 K_1 D_2}{J_3 J_2 J_1 R_1^2} + \frac{K_2 K_1 D_3}{J_3 J_2 J_1 R_2^2 R_1^2}$$

$$n_{g3} = \frac{K_t}{J_1}, \quad n_{g2} = \frac{D_2 K_t}{J_2 J_1} + \frac{D_3 K_t}{J_3 J_1}$$

$$n_{g1} = \frac{K_1 K_t}{J_2 J_1} + \frac{D_3 D_2 K_t}{J_3 J_2 J_1} + \frac{K_2 K_t}{J_2 J_1 R_2^2} + \frac{K_2 K_t}{J_3 J_1}$$

$$n_{g0} = \frac{D_3 K_1 K_t}{J_3 J_2 J_1} + \frac{D_3 K_2 K_t}{J_3 J_2 J_1 R_2^2} + \frac{D_2 K_2 K_t}{J_3 J_2 J_1},$$

$$n_{a0} = \frac{K_2 K_1 K_t}{R_2 R_1 J_3 J_2 J_1}$$

なお、差の座標系のオブザーバでは一つの状態変数として反力を推定し、バイラテラル制御の際に使用する。状態オブザーバは -600 [rad/s]の重根として設計を行った。

制御系のフィードバック定数の設計には、係数図法⁽¹²⁾⁽¹³⁾を用いた。提案する手法は3慣性パラメータを用いて、特性が良好となるように(12)式で示される安定度指標が(13)式で示す標準系に近づくように、(11)式の特性多項式の係数 a_i をチューニングしている。その際、状態変数は直接フィードバックできるとして仮定して設計を行っている。

$$\gamma_i = a_i^2 / (a_{i+1} a_{i-1}), \quad i = 1 \sim n-1 \dots \dots \dots (12)$$

$$\gamma_i^{std} = [\gamma_{n-1}, \dots, \gamma_2, \gamma_1] = [2.0, \dots, 2.0, 2.5] \dots \dots \dots (13)$$

今回は比較のため

制御器(1) : 1次共振モードだけを考慮した制御器 (広帯域)

制御器(2) : 1次共振モードだけを考慮した制御器 (狭帯域)

制御器(3) : 2次共振モードも1次と同様に考慮した制御器 (広帯域)

制御器(4) : 3慣性系オブザーバによる完全状態フィードバック制御器 (広帯域)

の4つの制御器を構築した。

制御器(1)および(2)は制御対象を2慣性系へ近似し、安定度指標が(14)式、それぞれの時定数を $\tau = 0.01$ と $\tau = 0.02$ となるように設計を行った制御器である。

表 1 3 慣性系の安定度指標

Table 1. Parameter of the stability indices

Design method	γ_5	γ_4	γ_3	γ_2	γ_1	τ
Controller (1)	1.60	1.43	1.63	1.43	4.17	0.02
Controller (2)	1.65	1.41	1.58	1.38	4.56	0.04
Controller (3)	1.90	1.05	2.47	1.88	2.05	0.02
Controller (4)	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	0.02
Controller (5)	2.0	2.0	2.0	1.0	2.5	0.02
Controller (6)	2.0	1.0	2.0	2.0	2.5	0.02

$$\gamma_i = [2.0, 2.0, 2.5] \dots \dots \dots (14)$$

しかしながら実際の制御対象は2 慣性系ではなく3 慣性系であるため、実現された制御系の安定度指標は表 1 に示す値となる。そのため3 慣性系の伝達関数では安定度指標標準系より値が大きく離れる。これにより所望の応答を得られなくなる。

制御器 (3) が提案手法であり、2 慣性系の状態オブザーバを用いたまま安定度指標が真鍋多項式の標準系に近づくようにゲインをチューニングしている。制御器 (4) は3 慣性系のオブザーバを構成し、完全状態フィードバックを行うことで安定度指標をすべて (13) 式で示す標準系にした制御器である。

なお、提案法である制御器 (3) の設計の際には、安定度指標の低次の項に重みを置いて設計を行っている。これは安定度指標の低次の項の方が制御器の応答に影響を与えるためである。

それを示すために γ_2 を標準系より半分にした制御器 (5) と γ_4 を標準系より半分にした制御器 (6) のボード線図とシミュレーション結果を図 7 に示す。 γ_2 を半分にした制御器 (5) はボード線図の低周波域でゲイン特性が 1 を超えており、その影響により図 7(b) のように振動が残る結果になっている。それに対し制御器 (6) では、速度ステップ応答には振動がほとんどなく、安定度指標の低次の項が応答に影響を与えていることが確認できる。

今回設計した制御器の閉ループ周波数特性を図 8(a) に示す。また図 8(b) には、設計した制御器の速度ステップシミュレーション結果を示す。2 慣性設計を行った制御器 (1) は共振の影響を完全に取り切れておらず、ゲイン特性が 1 を超えているところが見られるため、ステップ応答も振動が残っている。提案する制御器 (3) はゲイン特性もなだらかなり、シミュレーション結果にも振動は見られない。

〈3・2〉 実験結果 図 9 に設計した制御器の実機実験の結果を示す。以前の構造の設計法による制御器 (1) の応答は、1 次共振モードだけを考慮して設計しているので3 慣性系で考えると、安定度指標は表 1 に示すように標準系から離れ、図 9(a) に示す応答も振動が残る。そのため制御器 (2) のように帯域を狭くする必要がある。

そこで、本論文では状態フィードバックと状態オブザーバは2 慣性系の時と同じとし、フィードバック定数を3 慣性系の安定度指標を見ながら決める。制御器 (3) では、(1)

(a) Bode diagram

(b) Speed step response

図 7 安定度指標標準系からはなれた際のボード線図及びシミュレーション結果

Fig. 7. Simulation results and bode diagram of speed control system using miss match stability indices

(a) Bode diagram

(b) Speed step response

図 8 速度制御系のシミュレーション結果

Fig. 8. Simulation results of speed control system

(a) Controller (1)

(b) Controller (2)

(c) Controller (3)

(d) Controller (4)

図 9 速度ステップ応答

Fig. 9. Experimental results of the speed response using twin drive system

に比べて安定度指標をより標準系に近づけてあり、図 9(c)に示す応答も振動が抑圧できている。また提案法の応答は、3 慣性系オブザーバを用いた全状態フィードバックの制御器 (4) の図 9(d) と比較しても遜色がない。なお、図 8(b) のシミュレーション結果と図 9 の実験結果とで応答に微妙な差異が生じているのは、実プラントモデルと状態オブザーバのモデルのパラメータを、完全一致させることができなかったためによるものと思われる。

4. ツインドライブシステムの不平衡摩擦補償

図 10 は、ツインドライブシステムの出力である差の座標軸の速度出力 ω_- を横軸にとり、縦軸にそのときの駆動トルク τ_- をプロットしたグラフである。図において、和の座標軸の速度 ω_+ を 200 [rad/s] にすると、差動軸の出力速度 $\omega_- = 0$ [rad/s] 付近で非線形摩擦の影響が現れないことが確認できる。

しかしながら $\omega_+ = -200$ [rad/s] の場合に、和の座標軸の速度指令値によってオフセットが存在することがある。これは実際の左右のモータのクーロン摩擦の大きさが異なり、その大きさは回転方向によって大きさが異なるため、(15) 式に示すように摩擦差がオフセットとして現れてくると考

図 10 定速度試験結果

Fig. 10. Constant speed test result

図 11 反力推定結果

Fig. 11. Experimental results of the reaction torque estimation

えられる。

$$\begin{aligned}\tau_{\text{Left}} - \tau_{\text{Right}} &= D\omega_{\text{Left}} - D\omega_{\text{Right}} - (\tau_f^{\text{Left}} - \tau_f^{\text{Right}}) \\ \tau_- &= D\omega_- (\tau_f^{\text{Left}} - \tau_f^{\text{Right}}) \dots\dots\dots (15)\end{aligned}$$

図 11 はツインドライブシステムに外よりステップ上の反力を入力した際の反力推定結果を和の仮想モータの速度指令値を変化させて取得したものである。 $\omega_+ = 200 [\text{rad/s}]$ の時は差の座標軸上のクーロン摩擦，すなわち摩擦差のオフセットが少ないので良好な力制御が行える。それに対し， $\omega_+ = -200 [\text{rad/s}]$ の時は推定誤差が生じている。摩擦差のオフセットより和の座標の速度指令値を本論文では $\omega_+ = 200 [\text{rad/s}]$ に設定している。

図 12 力帰還型バイラテラル制御系
Fig. 12. Bilateral control system

図 13 マスタ制御系の力応答
Fig. 13. Force response of master controller

(a) Without vibration suppression controller

(b) Controller (1)

(c) Controller (2)

(d) Controller (3)

図 14 ツインドライブシステムを用いたバイラテラル応答結果

Fig. 14. Experimental results of the bilateral response using twin drive system

5. バイラテラルシステム

〈5・1〉 力帰還型バイラテラルシステム 本論文では提案する制振制御系をバイラテラルシステムへ適用する。提案法の有効性を確認するために、力帰還型バイラテラルシステムを構築する⁽¹⁴⁾。力帰還型バイラテラルシステムは、マスタを力制御としてスレーブの作業反力を操作者へ伝え、スレーブの位置制御系で操作者の望む動作を実現する方式である。

マスタ・スレーブ制御系は図 12 として、それぞれ提案する制振制御系をマイナーループとする制御系として構築した⁽¹⁵⁾。軸ねじり振動を抑圧することで帯域の向上が望め、さらに反力オブザーバの推定値も軸ねじりトルクの影響を受けないため、良好な力情報が得られる。これは、反力オブザーバの極を $-600[\text{rad/s}]$ という比較的広帯域に実現できたことによるものである。そのためよりよい操作感が得られると考えられる。

〈5・2〉 実験結果 提案するバイラテラル制御系を構築して、提案法の有効性を確認する実機実験を行った。

最初にマスタ側に用いられる力制御系の応答を確認する。2 慣性系パラメータで設計を行う制御器 (1) と、3 慣性系パラメータを考慮する制御器 (3) のそれぞれを用いて、ロボットアームにて一定力でスチール缶を押しつける指令を与えた。その結果を図 13 に示す。従来法では振動が残りあまり良くない過渡特性であるが、提案法では改善されている。

次にスレーブ制御系においても、先に示した図 1 のように良好な制御が行えている。

最後に、マスタ・スレーブ型バイラテラルロボットを用いて、実際に人間がマスタロボットを操作し、スレーブロボットでプラスチック片に複数回接触する試験を行った。図 14(a) に制振制御を行わない PI 制御系の結果、図 14(b) に 2 慣性系設計の結果、図 14(d) に 3 慣性系設計の結果を示す。PI 制御系の結果では、非常に大きな振動が残ってしまっているのが確認できる。それに対して 2 慣性系設計では、多少改善ができてはいるが、位置、力共に振動が見られるため、図 14(c) のように帯域を下げる必要がある。そのため、応答が鈍くなってしまう。ところが、3 慣性系設計を行うことでその振動を抑圧できている。また、実際の操作感も振動のない提案法の方が良くなっている。

6. 結 論

本論文では、ツインドライブシステムを 3 慣性モデルでモデリングし、その妥当性を検証した。また、モータの個体差によるクーロン摩擦の特性差も考慮することにより、よりシステムに摩擦の影響を受けにくい指令値について検討した。ツインドライブシステムの詳細モデルに対して、従来用いていた 2 慣性系で設計を行ったオブザーバを用いて、制御系を複雑にすることなく制振特性を向上できることを示した。最後に提案する制御系をバイラテラル制御系

へ応用することで、従来以上に制御帯域が向上し、マスタ・スレーブ間でより良好な触覚を伝達できることを確認した。本手法を応用することで、ギアを使用したバイラテラル制御系の性能を改善できると考えられる。

(平成 17 年 7 月 4 日受付, 平成 18 年 5 月 15 日再受付)

文 献

- (1) K. Ohishi, M. Miyazaki, and M. Fujita: "Hybrid Position and Force Control without Force Sensor", *Journal of RSJ*, Vol.11, No.3, pp.468-476 (1993-3) (in Japanese)
大石 潔・宮崎 勝・藤田昌弘:「力センサを用いない位置と力のハイブリッド制御」, 日本ロボット学誌, **11**, 3, pp.468-476 (1993-3)
- (2) K. Ohishi, M. Miyazaki, and M. Fujita: "Sensorless Force Control Based on H^∞ Control Theory", *T. IEE Japan IA*, Vol.112-D, No.9, pp.852-861 (1992-9) (in Japanese)
大石 潔・宮崎 勝・藤田昌弘:「 H^∞ 制御に基づくセンサレス力制御」, 電学論 D, **112**, 9, pp.852-861 (1992-9)
- (3) T. Murakami, R. Nakamura, F. Yu, and K. Ohnishi: "Force Sensorless Compliant Control Based on Reaction Force Estimation Observer in Multi-Degree-of-Freedom Robot", *Journal of RSJ*, Vol.11, No.5, pp.765-768 (1993-5) (in Japanese)
村上俊之・中村 亮・郁 方銘・大西公平:「反作用力推定オブザーバに基づいた多自由度ロボットの力センサレスコンプライアンス制御」, 日本ロボット学誌, **11**, 5, pp.765-768 (1993-5)
- (4) N. Hayashida, T. Yakoh, T. Murakami, and K. Ohnishi: "A Sensorless Force Control in Twin Drive System", *Proc. of IEEE. IES. IECON'2000*, pp.2231-2236 (2000)
- (5) K. Shibata, T. Murakami, and K. Ohnishi: "Torque Sensorless Control of Twin Drive System by Virtual Motor Model", *Proc. of JSME. International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC)*, Vol.2, pp.669-674 (1994)
- (6) N. Hayashida, T. Yakoh, T. Murakami, and K. Ohnishi: "A Friction Compensation in Twin Drive System", 6th International Workshop on Advanced Motion Control (AMC), pp.187-192 (2000)
- (7) T. Miyazaki, K. Ohishi, A. Hashimoto, and T. Nakatsuka: "Robust Speed Control for Robot Arm Considering Angular Transmission Error of Gear", *T. IEE Japan IA*, Vol.118-D, No.12, pp.1427-1434 (1998-12) (in Japanese)
宮崎敏昌・大石 潔・橋本敦実・中塚 隆:「ギアの角度伝達誤差を考慮したロボットアームのロバスト速度制御系の一構成法」, 電学論 D, **118**, 12, pp.1427-1434 (1998-12)
- (8) Y. Ohba and K. Ohishi: "Force-Reflecting Type Friction Free Bilateral System Based on Twin Drive Control System with Torsional Vibration Suppression", *IEEE Trans. IA*, Vol.125, No.6, pp.575-581 (2005-6) (in Japanese)
大場 譲・大石 潔:「軸ねじり振動を抑制したツインドライブシステムによる力帰還型摩擦フリーバイラテラルシステム」, 電学論 D, **125**, 6, pp.575-581 (2005-6)
- (9) S. Katsura and K. Ohnishi: "Transmission and Reproduction of Force Sensation by Bilateral Control", *IEEE Trans. IA*, Vol.123, No.11, pp.1371-1376 (2003-11) (in Japanese)
桂誠一郎・大西公平:「バイラテラル制御による力覚の伝達と再現」, 電学論 D, **123**, 11, pp.1371-1376 (2003-11)
- (10) Y. Hori, H. Iseki, and K. Sugiura: "Basic Consideration of Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control of Multi-inertia System using SFLAC (State Feedback and Load Acceleration Control)", *IEEE Trans. Industry Appl.*, Vol.30, No.4, pp.889-896 (1994-4)
- (11) T. Miyazaki, S. Otaki, S. Tungpataratanaon, and K. Ohishi: "High Speed Motion Control Method of Industrial Robot Based on Dynamic Torque Compensation and Two-Degree-of-Freedom Control System", *IEEE Trans. IA*, Vol.123, No.5, pp.525-532 (2003-5) (in Japanese)
宮崎敏昌・大瀧 栄・ソムサワッス・タンパタラタナウォン・大石 潔:「動力学トルク補償と 2 自由度制御系に基づく産業用ロボットの高速モーション制御法」, 電学論 D, **123**, 5, pp.525-532 (2003-5)
- (12) S. Manabe: "The Application of Coefficient Diagram Method to ACC Benchmark Problem", *Proc. of 2nd Asian Control Conference*, II-135-138 (1997)
- (13) S. Manabe: "Controller Design of Two-Mass Resonant System by Coefficient Diagram Method", *T. IEE Japan*, Vol.118-D, No.1, pp.58-66 (1998-1) (in Japanese)
真鍋舜治:「係数図法による 2 慣性共振系制御器の設計」, 電学論 D, **118**, 1, pp.58-66 (1998-1)
- (14) D. Kwon, K. Woo, and H. Cho, "Haptic Control of the Master Hand Con-

troller for a Microsurgical Telerobot System", *Proc. of IEEE. International Conference on Robotics & Automation (ICRA'1999)*, pp.1722-1727 (1999)

- (15) 大石 潔:「1 自由度系のモーションコントロール (メカ, アクチュエータ, 電力変換器, マイナーループ, メインループ)」, 計測と制御, Vol.39, No.10, pp.608-614 (2000-10)

大 場 譲 (学生員) 1980 年 1 月 11 日生。2002 年 3 月長岡技術科学大学電子機器工学課程卒業。2004 年 3 月同大学電気・電子システム工学専攻修了。同年 4 月同大学院エネルギー・環境工学専攻博士課程入学。現在主として、モーションコントロールとロボティクスに関する研究に従事。

大 石 潔 (上級会員) 1957 年 10 月 14 日生。1986 年 3 月, 慶應義塾大学大学院工学研究科博士課程修了。大阪工業大学講師, 助教授を経て, 1993 年 4 月長岡技術科学大学電気系助教授, 2003 年より長岡技術科学大学大学電気系教授, 現在に至る。工学博士。主として制御工学, パワーエレクトロニクス, ロボティクスに関する研究に従事。IEEE Member など。

桂 誠一郎 (正員) 1978 年 9 月 23 日生。2001 年 3 月慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科卒業。2004 年 9 月同大学大学院工学研究科総合デザイン工学専攻後期博士課程修了。2003 年 4 月から 2005 年 3 月まで日本学術振興会特別研究員。2005 年 4 月より長岡技術科学大学電気系助手, 現在に至る。主としてモーションコントロール, ハプティクス, ロボティクスの研究に従事。博士 (工学)。