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

学生員 大場 譲* 正員 大石 潔*

Force-Reflecting Type Friction Free Bilateral System Based on Twin Drive Control System with Torsional Vibration Suppression

Yuzuru Ohba*, Student Member, Kiyoshi Ohishi*, Member

This paper proposes a new friction free bilateral system based on twin drive control system considering resonant frequency for bilateral systems. The twin drive system consists of two motors which are coupled by the differential gear. The output torque becomes a different torque of both motors. The nonlinear friction torque of twin drive system can be easily compensated. However, the resonant frequency and the anti-resonant frequency caused by the torsional vibration exist. This paper proposes a new two-mass-model of twin drive system and suppress torsional vibration by state-feedback. The proposed control method is applied to the bilateral robot, and the effectiveness of the control method is confirmed by the experimental results.

キーワード：バイラテラル制御，多慣性系，状態フィードバック，ツインドライブシステム，反力推定オブザーバ，軸ねじり振動，力帰還，摩擦フリー

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

1. 序 論

近年，ロボットの応用分野は様々な方面に広がりつつある。たとえば医療技術の分野への適用として，内視鏡手術を行うロボットが国内でも導入されてきている⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら現状のロボットでは，術者はモニタ映像を見ながら作業を行うが，視覚情報と位置情報での作業を強いられるため，高い操作性を望むことができない。そこで，双方向に位置や力情報をやり取りし，触覚の伝達が可能となるバイラテラルロボットに注目が集まっている。

一般に，触覚をフィードバックするための力情報の取得には，歪みゲージに代表される力センサが使用される。ところが，歪みゲージは構造体の歪みを利用して力を検出するので，ロボット本体を弱くするときがある。さらに，センサより得られる出力にはノイズ成分が多く含まれることが多い。その結果ローパスフィルタを使用してノイズの除去が必須となり，帯域が制約を受けることがしばしばある。

こうした力センサの問題点を改善すべく，反力推定オブザーバを用いた力センサレス検出が提案されている^{(3)~(5)}。

反力推定オブザーバを用いることで，ロボット本体の強度とセンサノイズの問題の両方を克服させることが可能になる。しかしながら，反力推定オブザーバは非線形摩擦の影響を受ける。さらに摩擦力はトルク推定のみならず，力覚の再現を行うための力制御系，動作を行うための位置制御系にも作用し，力の伝達と制御に悪影響を与える。

そこで，2つのモータを用いて1つの関節を駆動することで，摩擦フリーとなるツインドライブシステムが提案されている^{(6)~(8)}。ところが，ツインドライブシステムはギアを使用しており，一般的に電動機と負荷の間に減速機が存在するシステムにおいては，軸ねじり剛性が低下し，共振周波数を持つことが知られている⁽⁹⁾。従来までのツインドライブシステムでは，ねじり振動を考慮しない1慣性系として扱ってきたが，ねじり振動を抑えることでさらなる高速応答が望めると考える。

本論文では，共振要素を含むツインドライブシステムのモデルを新たに提案し，その妥当性を明らかにする。また軸ねじり振動を抑制する制御系を構築し，バイラテラルロボットに適用して，振動抑圧した安定状態で，力制御ができていないことを確認する。

2. ツインドライブシステム

図1にツインドライブシステムの機械イメージ図を示す。

* 長岡技術科学大学
〒940-2125 長岡市上富岡町 1603-1
Nagaoka University of Technology
1603-1 Kamitomiokamachi, Nagaoka 940-2188

図1 軸剛性を考慮したツインドライブのメカニカルモデル

Fig. 1. Mechanical model of twin drive system considering torsional vibration.

図1に示すように、ツインドライブシステムは、サーボモータ、遊星ギア、及びフリクションドライブの3種類の要素に分けられ、それぞれの間にはねじり剛性が存在する。

従来は、システムに存在するバネの要素を無視し、1慣性系として扱ってきた。そのため左右のモータ出力は、(1)式及び(2)式と記述することができる。式よりそれぞれ非線形摩擦力の影響を受けることが確認できる。ツインドライブシステムでは、出力であるロボットアームはフリクションドライブと呼ばれる差動機構の両端の速度により駆動される。すなわちアームが停止している際でも、サーボモータは回転し続けられるので、静止摩擦の影響を受けないことになる。またロボットアームは(3)式で示す速度 ω_- で回転し、両モータの速度の差が出力となるので式のようにクーロン摩擦も相殺される。

ここで仮想モータ制御と呼ばれる概念を導入する、これにより摩擦フリー制御を容易にする⁽¹¹⁾。出力の制御を行う差の仮想モータは、(3)式で与えられ、前述するように摩擦の影響を受けない。摩擦の補償を行う和の仮想モータは(4)式となり、こちらには摩擦の影響が大きく出る。

$$\omega_L = \frac{1}{J_S + D} (K_t I_L^{cmd} - T_{disL} - F) \dots\dots\dots (1)$$

$$\omega_R = \frac{1}{J_S + D} (K_t I_R^{cmd} - T_{disR} - F) \dots\dots\dots (2)$$

$$\omega_- = \frac{1}{2}(\omega_L - \omega_R) = \frac{1}{J_S + D} (K_t I_- - T_{dis-}) \dots\dots\dots (3)$$

$$\omega_+ = \frac{1}{2}(\omega_L + \omega_R) = \frac{1}{J_S + D} (K_t I_+ - T_{dis+} - F) \dots\dots\dots (4)$$

$$I_- = \frac{1}{2}(I_L^{cmd} - I_R^{cmd}), \quad I_+ = \frac{1}{2}(I_L^{cmd} + I_R^{cmd})$$

$$T_{dis-} = \frac{1}{2}(T_{disL} - T_{disR}), \quad T_{dis+} = \frac{1}{2}(T_{disL} + T_{disR})$$

実際のツインドライブシステムでは、ギアを使用しているために軸剛性が低下し、ねじり要素を考える必要がある。図1の軸剛性を考慮したツインドライブシステムのメカニカルイメージモデルをブロック図表現したものが図2であり、出力を取り出す差動機構の両端を3慣性モデルで表現している。ブロック図より入力から出力までの伝達関数を計算した式を(5)式に示す。(5)式の分母の特性多項式より ω_{n1} 、 ω_{n2} の2つの共振周波数を持つことがわかり、(6)式で計算できる。

図2 3慣性系で表現したブロック図

Fig. 2. Block diagram of twin drive system modeling by three mass system.

$$\frac{\omega_-}{T^{cmd}} = \frac{N_0}{s^5 + D_4 s^4 + D_3 s^3 + D_2 s^2 + D_1 s + D_0} \dots\dots\dots (5)$$

$$N_0 = \frac{K_{s1} K_{s2} K_t}{2 J_m J_g J_L R_g^2}, \quad D_4 = \frac{D_m}{J_m} + \frac{D_g}{J_g} + \frac{D_L}{J_L}$$

$$D_3 = \frac{D_m D_g}{J_m J_g} + \frac{D_m D_L}{J_m J_L} + \frac{D_g D_L}{J_g J_L} + \frac{K_{s1}}{J_m R_g^2} + \frac{K_{s1}}{J_g} + \frac{K_{s2}}{4 J_g} + \frac{K_{s2}}{J_L}$$

$$D_2 = \frac{D_m D_g D_L}{J_m J_g J_L} + \frac{D_L K_{s1}}{J_g J_L} + \frac{D_L K_{s1}}{J_m J_L R_g^2} + \frac{D_g K_{s2}}{J_g J_L} + \frac{D_L K_{s2}}{4 J_g J_L} + \frac{D_m K_{s2}}{4 J_m J_g} + \frac{D_g K_{s1}}{J_m J_g R_g^2} + \frac{D_m K_{s2}}{J_m J_L} + \frac{D_m K_{s1}}{J_m J_g}$$

$$D_1 = \frac{D_g D_L K_{s1}}{J_m J_g J_L R_g^2} + \frac{K_{s1} K_{s2}}{J_g J_L} + \frac{D_m D_L K_{s1}}{J_m J_g J_L} + \frac{D_m D_g K_{s2}}{J_m J_g J_L} + \frac{D_m D_L K_{s2}}{4 J_m J_g J_L} + \frac{K_{s1} K_{s2}}{J_m J_L R_g^2} + \frac{K_{s1} K_{s2}}{4 J_m J_g R_g^2}$$

$$D_0 = \frac{D_L K_{s1} K_{s2}}{4 J_m J_g J_L R_g^2} + \frac{D_g K_{s1} K_{s2}}{J_m J_g J_L R_g^2} + \frac{D_m K_{s1} K_{s2}}{J_m J_g J_L}$$

$$\omega_{n1,2} = \sqrt{\frac{B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}} \dots\dots\dots (6)$$

$$A = 4 J_m J_g J_L R_g^2$$

$$B = K_{s1} (4 J_g J_L + 4 J_m J_L R_g^2)$$

$$+ K_{s2} (4 J_m J_g R_g^2 + J_m J_L R_g^2)$$

$$C = K_{s1} K_{s2} (4 J_m R_g^2 + 4 J_g + J_L)$$

$$\omega_- = \frac{1}{2}(\omega_{Load}^L - \omega_{Load}^R) = \frac{\frac{K_s}{J_m J_L R_g} (K_T I_{cmd}^-) - \frac{\frac{K_s^2}{J_L^2 R_g J_m}}{s^2 + \frac{D_L}{J_L} s + \frac{K_s}{J_L}} T_{Load}^-}{s^3 + (\frac{D_m}{J_m} + \frac{D_L}{J_L}) s^2 + (\frac{D_m D_L}{J_m J_L} + \frac{K_s}{J_m R_g^2} + \frac{K_s}{J_L}) s + \frac{D_m K_s}{J_m J_L} + \frac{K_s D_L}{J_m R_g^2 J_L}} \dots (7)$$

$$I_{cmd}^- = \frac{1}{2}(I_{cmd}^L - I_{cmd}^R), \quad T_{Load}^- = \frac{1}{2}(T_{Load}^L - T_{Load}^R)$$

$$\omega_+ = \frac{1}{2}(\omega_{Motor}^L + \omega_{Motor}^R) = \frac{(\frac{1}{J_m} s^2 + \frac{D_L}{J_L J_m} s + \frac{K_s}{J_L J_m})(K_T I_{cmd}^+ - F) - \frac{K_s}{R_g J_L J_m} T_{Load}^+}{s^3 + (\frac{D_m}{J_m} + \frac{D_L}{J_L}) s^2 + (\frac{D_m D_L}{J_m J_L} + \frac{K_s}{J_m R_g^2} + \frac{K_s}{J_L}) s + \frac{D_m K_s}{J_m J_L} + \frac{K_s D_L}{J_m R_g^2 J_L}} \dots (8)$$

$$I_{cmd}^+ = \frac{1}{2}(I_{cmd}^L + I_{cmd}^R), \quad T_{Load}^+ = \frac{1}{2}(T_{Load}^L + T_{Load}^R)$$

提案するモデリングの妥当性を確認するために、実機のツインドライブシステムの周波数特性を図3、図4に示す。これらの図より2つの共振点が確認でき、モデルの妥当性が確認できる。

しかしながら3慣性のモデルは複雑であり、そのパラメータ同定は困難である。そこで、図3と図4の周波数特性の結果より、2次共振の影響は小さいので、図の破線に示す1次共振のみの2慣性系のモデルに近似することを本論文で

は採用する。図5に2慣性に近似したモデルによるブロック図を示す。

モデルを2慣性系として考えることで、差の仮想モータ、和の仮想モータの式はそれぞれ(7)式、(8)式となり、2慣性系でモデルしても差の仮想モータでは摩擦フリーで出力の制御を行え、和の仮想モータで摩擦補償を行うことが確認できる。また、両式の分母多項式には共振要素を含み、その共振周波数は(9)式で表現される。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_s}{J_m R_g^2} + \frac{K_s}{J_L}} \dots (9)$$

3. 軸ねじり振動を抑制する制御系

本論文では制振制御系として、産業機器の分野で一般的に用いられているPI速度制御系と状態フィードバック制御の結合系の構成を提案する⁽¹²⁾⁽¹³⁾。ツインドライブシステムでは、図6に示すように、両仮想モータに対して状態フィードバックを行い、制振制御を実現する。フィードバックする各状態変数は状態オブザーバにより推定する。和の仮想モータは2次の状態オブザーバを構成する。差の仮想モータは、状態変数としてステップ状の外乱トルクを追加し、3次の状態オブザーバを構成する。2慣性系の状態オブザーバとして設計するために、推定した外乱トルクへは1次共振の影響が現れなくなり、良好な反力トルク推定値がえられる。設計したPI制御系と状態フィードバック制御系のパ

図3 開ループ周波数特性 $(\frac{\omega_{m}^{res}}{I_{cmd}^-})$

Fig. 3. Frequency characteristic of twin drive system by open-loop system $(\frac{\omega_{m}^{res}}{I_{cmd}^-})$.

図4 閉ループ周波数特性 $(\frac{\omega_{out}}{\omega_{ref}})$

Fig. 4. Frequency characteristic of twin drive system by closed-loop system $(\frac{\omega_{out}}{\omega_{ref}})$.

図5 2慣性系で表現したツインドライブのブロック図

Fig. 5. Block diagram of simplified twin drive system.

図 6 制振制御系の構成

Fig. 6. The force controller of master system using twin drive system.

表 1 制御系のパラメータ

Table 1. Parameters of tested controller.

poles of differential controller	-120,-110,-100,-90	[rad/sec]
poles of sum controller	-120,-110,-100,-90	[rad/sec]
poles of differential observer	-300,-300,-300	[rad/sec]
poles of sum observer	-300,-300	[rad/sec]

表 2 ツインドライブシステムのパラメータ

Table 2. Parameters of twin drive system.

spring constant	K_s	2.04×10^2	$[N \cdot m/rad]$
inertia of load	J_L	4.34×10^{-3}	$[N \cdot m \cdot s^2]$
viscosity of load	D_L	0.124	$[N \cdot m \cdot s/rad]$
inertia of motor	J_M	2.6×10^{-6}	$[N \cdot m \cdot s^2]$
viscosity of motor	D_M	0	$[N \cdot m \cdot s/rad]$
1st resonant frequency	f_1	50	[Hz]
2nd resonant frequency	f_2	80	[Hz]

図 7 各制御系のボード線図

Fig. 7. Bode diagram of each controller.

ラメータを表 1 に示す。

提案する制御系の有効性を確認するために、提案法と産業界で主として用いられている PI 速度制御系だけの場合の比較実験を行った。PI 速度制御系は交差角周波数を共振周波数以下にし、共振の影響が出力に現れないようにした帯域の狭いものと、提案法と同程度の交差角周波数にして、交差角周波数と共振周波数が近くなるように設計した帯域

図 8 従来法の数値応答 (狭帯域)

Fig. 8. Speed response of conventional PI controller (narrow bandwidth).

図 9 従来法の数値応答 (広帯域)

Fig. 9. Speed response of conventional PI controller (broad bandwidth).

の広いもの、それぞれ 2 つを構成した。表 2 に今回の供試機のツインドライブシステムのパラメータを示す。このパラメータを用いて制御系の設計を行った。設計した制御系のボード線図を図 7 に示す。図 8 に示すように、狭い帯域の PI 速度制御系の結果では振動が起きていないが、広い帯域の図 9 では、50 [Hz] の軸ねじり振動が起きてしまっている。それに対し、図 10 の提案法では、振動が抑圧でき図 8 に比べて応答速度も向上している。

図 10 提案法の実速度応答

Fig. 10. Speed response of vibration suppression controller.

図 11 実制御系の周波数特性

Fig. 11. Bode diagram of actual controller.

図 12 速度-トルク特性 (制振制御有り)

Fig. 12. Characteristic of friction torque with proposed method.

図 13 速度-トルク特性 (制振制御無し)

Fig. 13. Characteristic of friction torque without conventional method.

それぞれの制御系のボード線図の実測値を図 11 に示す。図 7 と同様の特性を示すが、設計の際に無視した 2 次共振が存在する。すなわち、3 慣性系であることが確認される。さらに、実測したボード線図には図 7 と異なり 0 dB を越える部分があるので、図 10 にはオーバーシュートがあらわれている。これは、正確なパラメータの同定が困難だったためと考えられる。

図 12 に提案する制振制御系の差の仮想モータの速度-トルク特性を示す。速度ゼロ付近で静止摩擦の影響を受けずに、駆動できていることが確認できる。また図 13 に制振制御無しの結果も示す。これより、制振制御を導入しても摩擦フリーであり、定常特性に変化を与えていないことが確認できる。

4. 力帰還型摩擦フリーバイラテラルシステム

提案する軸ねじり振動を抑制したツインドライブシステムをマスタ・スレーブ型バイラテラルロボットへ応用する。提案法を用いることで非線形摩擦を補償したまま、軸ねじり振動の影響を抑圧できるので、位置制御系、力制御系の帯域を向上できる。その結果、力覚の再現性が良く、システムの透明性を向上したロボットが期待できる。今回、図 14 に示す力帰還型のバイラテラル制御系を構築した⁽¹⁵⁾。

マスタ制御系は人間の手により操作され、スレーブの位置指令を生成すると同時に、両ロボット間の力誤差が最小になるように制御し、スレーブの力覚を再現する。よって、

図 14 力帰還型コントローラ

Fig. 14. force-reflecting type bilateral system.

図 15 マスタ制御系の構成

Fig. 15. Master control system using twin drive.

図 16 スレーブ制御系の構成

Fig. 16. Slave control system using twin drive.

マスタロボットには力制御系を構築し、図 15 のコントローラを設計する。力制御系は速度制御系をマイナーループとし、(10) 式で指令値が与えられる⁽¹⁶⁾。制振制御系により、

(a) 制振制御有り

(b) 制振制御無し

図 17 マスタ制御系の応答

Fig. 17. Force response of master system.

(a) 制振制御有り

(b) 制振制御無し

図 18 力帰還型バイラテラル制御系の応答

Fig. 18. Position response of slave system.

従来振動していた帯域においても振動を抑えスレーブの力覚を伝えることが可能となる。

$$\omega_{-}^{ref} = K_{PF}(\tau_M^{ref} - \hat{\tau}_{hand}) \dots\dots\dots (10)$$

スレーブ制御系は、両ロボット間の位置誤差が最小となるように動作させることで、操作者の思う通りの動作を可能とする。さらに動作の際に受けた外力を反力推定オブザーバにより検出し、マスタの力指令を生成する。そこでスレーブには位置制御系を組み、図 16 のシステムを適用する。スレーブも速度制御系をマイナーループとしており、(11) 式で速度指令値が計算される。スレーブもマスタ同様に、軸ねじり振動を抑えることで安定な動作が可能である。

$$\omega_{-}^{ref} = K_{PP}(\theta_S^{ref} - \theta_S^{res}) \dots\dots\dots (11)$$

5. 実験結果及びシミュレーション結果

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。

まずマスタ制御系、スレーブ制御系のステップ応答をそれぞれ提案法である制振制御系をマイナーループとするものと、同程度の応答となるよう設計した PI 速度制御系の場合において観測した。制振制御を行った場合はマスタ制御系の力応答、スレーブ制御系の位置応答共に、行わない場合と比べて振動を抑制できていることが図 17 と図 18 より確認できる。また、定常特性も悪化させていない。次に、マスタ～スレーブでの実験を行った。動作条件として、

(a) 制振制御有り

(b) 制振制御無し

図 19 力帰還型バイラテラル制御系の応答

Fig. 19. Experimental result of bilateral response.

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ポリウレタン樹脂に複数回接触する試験を行った。

図 19(a) に制振制御有り，図 19(b) に制振制御無しの場合の位置応答と力応答を示す。制振制御を行わない結果は，位置，力応答共に振動的な応答であるが，制振制御を行うことで振動が抑圧できており，良好な力伝達が行えている。

6. ま と め

本論文では，ツインドライブシステムの軸剛性を考慮した 3 慣性のモデリングを提案し，周波数特性よりその妥当性を検証した。さらに 3 慣性のモデリングを 2 慣性モデルへ近似し，近似モデルに対する制振制御系を設計する方法を示し，状態フィードバックを有した速度制御系で，軸ねじり振動を抑制できることを実験により確認した。最後に提案するシステムを力帰還型バイラテラルシステムへ応用し，従来軸ねじりの影響があらわれる領域でも，振動を抑制して動作が可能であり，良好な位置応答，力応答を実現できている。これよりマスタロボットを操作する人間へ良好に力伝達が可能であることを確認した。

今後は 3 軸マニピュレータへの本制御系の適用についての研究を進める予定である。

(平成 16 年 7 月 2 日受付，平成 16 年 11 月 26 日再受付)

文 献

- (1) 森川康英 他：「内視鏡外科におけるロボティックスサージェリー」小児外科，Vol.33，No.8，pp.25-31 (2001)
- (2) 光石 衛：「医療用マニピュレーション技術」日本ロボット学誌，20 巻，2 号，pp.145-146 (2002)
- (3) 大石 潔 他：「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 巻，3 号，pp.468-476 (1993)
- (4) 大石 潔 他：「 H^∞ 制御に基づくセンサレス力制御」電学論 D，Vol.112，No.9，pp.852-861 (1992)
- (5) 村上俊之 他：「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 巻，5 号，pp.765-768 (1993)
- (6) N. Hayashida, et al.: "A Sensorless Force Control in Twin Drive System", Proc. of IEEE. IES. IECON 2000, pp.2231-2236 (2000)
- (7) K. Shibata, et al.: "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)

- (8) N. Hayashida, et al.: "A Friction Compensation in Twin Drive System", 6th International Workshop on Advanced Motion Control (AMC), pp.187-192 (2000)
- (9) 宮崎敏昌 他：「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構成法」電学論 D，Vol.118，No.12，pp.1427-1434 (1998)
- (10) 大石 潔 他：「ロバスト速度コントローラに基づく多関節ロボットの一モーション制御」電学論 D，Vol.116，No.2，pp.144-149 (1996)
- (11) 桂誠一郎 他：「バイラテラル制御による力覚の伝達と再現」電学論 D，Vol.123 巻，No.11，pp.1371-1376 (2003)
- (12) Y. Hori, et al.: "Basic Consideration of Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control of Multi-inertia System using SFLAC (State Feedback and Load Acceleration Control)", IEEE Trans. Industry Applications, Vol.30, No.4, pp.889-896 (1994)
- (13) 宮崎敏昌 他：「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，Vol.123，No.5，pp.525-532 (2003)
- (14) D. Kwon, K. Woo, and H. Cho: "Haptic Control of the Master Hand Controller for a Microsurgical Telerobot System", Proc. of IEEE. International Conference on Robotics & Automation (ICRA 1999), pp.1722-1727 (1999)
- (15) 日本ロボット学会編：ロボット工学ハンドブック，コロナ社 (1990)
- (16) 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)

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 (正員) 1957 年 10 月 14 日生。1986 年 3 月，慶応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。