減速機付 DC モータのトルク制御の研究*

(第3報, 駆動系に弾性要素を有するシステムの制御系とそのトルク制御特性)

金子 健二^{*1}, 谷 江 和 雄^{*1}, 小森谷 清^{*1}

Torque Control of a DC Motor with Reduction Gears

(3rd Report, Drive Control System with Flexible Joint and Its Torque Control Characteristics)

Kenji KANEKO, Kazuo TANIE and Kiyoshi KOMORIYA

In a previous paper, a high-stiffness torque control system for geared DC motors was proposed. Here we describe methods to identify the parameters needed to achieve that control system. Furthermore, our enhanced scheme provides a method for selecting the stiffness of the torque-sensing element to achieve an accurate torque control system. The basic idea is to use an acceleration controller based on a disturbance observer instead of a position controller as proposed in the past. The advantage is that the effects of time delays due to the system dynamics and the effects of Coulomb friction are eliminated by the observer. We present experimental results of implementing this controller.

Key Words: Robotics, Vibration Control, Torque Control, Acceleration Controller, Disturbance Observer, Geared DC Motor, Actuator, Flexible Joint

1. ま え が き

ロボットに要求される作業の多様化や高度化に伴い, 柔軟な動作を実現するトルク制御の必要性は高い⁽¹⁾. このトルク制御を減速機付 DC モータを用いて実現する場合, 出力トルクは原理的に入力電流に比例するため, 開ループである程度制御することは可能である. しかしながら, 実システムにおいては減速機の摩擦やトルクリプル等の影響により, 電流指令形の開ループ制御では精度のよいトルク制御を実現できないのが現状である.

この問題の解決方法として, 減速機の出力軸にトルクセンサを配置し, トルクフィードバックをかけトルク制御を行っているのが一般的である⁽²⁾⁻⁽⁴⁾. しかしながら, トルクセンサはねじれをトルクを変換するため, その導入は駆動系の剛性を低下させる. このため, ねじれ振動を誘発したり, 所望のトルクを遅れなくダイレクトにアーム(負荷)まで伝達させることが困難となる⁽⁵⁾⁽⁶⁾. この問題は, トルクフィードバックのゲインを高めることで軽減できるが, 一般に用いられるひずみ

ゲージ形トルクセンサを制御要素として使用する場合, 安定性や耐雑音性などに問題がある.

そこで, 我々は第1報において, トルクセンサ出力を用いずに, 剛性が低下した弾性部分(弾性体やトルクセンサ)の両端に取付けたモータ軸と負荷軸のエンコーダの位置情報のみで, 剛性の低下を補償したトルク制御システムを提案した⁽⁷⁾. この制御システムは, 弾性体の相対角を制御してトルク制御を実現しており, 原理的にはトルクセンサを用いた制御システムと等価であるものの, エンコーダ信号(デジタル信号)を用いているため耐雑音性に優れていた. 問題点としては, トルクセンサを用いた制御システムのフィードバックゲイン問題と同様に, 「制御系の最も内側に設けられた弾性体の相対角を制御するための位置制御系のサーボ剛性をいかに高めることができるか」であった.

この問題の解決方法として, 第2報において, 外乱オブザーバにより構成される加速度コントローラを用い, 負荷(アーム)の位置・速度・加速度情報, トルク指令・その一階時間微分情報・二階時間微分情報を基に, 弾性体の相対角をロバストに制御し, 剛性の低下を補償したトルク制御システムを提案した⁽⁸⁾.

本論文は, 我々が提案してきた制御手法の解析を行い, その特性の向上を計るための方法を検討すること

* 原稿受付 1996年3月25日.

^{*1} 正員, 工業技術院機械技術研究所 (〒305 つくば市並木1-2).

を目的とする。まず駆動系にトルクセンサのような弾性要素を有するシステムでトルク制御システムを構築する場合に必要なセンサフィードバック要素について考察を行う。さらに、トルク制御精度を向上させるためのシステムパラメータ、特に弾性要素の剛性値について考察を行う。最後に、従来のトルクセンサを用いたトルク制御手法と提案するエンコーダを用いた外乱オブザーバベースのトルク制御手法の出力特性の比較実験を行い、本手法の有効性を示す。

2. 駆動系に弾性要素を有するシステムとその制御システム

駆動系に弾性要素を有するシステムのモデル図を図1の右側部分に、その制御系のブロック線図を図1の左側部分に示す。

ここで、記号は以下のとおりである。

T_g : モータの発生トルク

T_f : 減速機等に含まれるクーロン摩擦

T_o : アーム駆動トルク

T_{int} : アームに作用する負荷トルク

J_m : モータの慣性モーメント

D_m : モータ軸の粘性定数

θ_m : モータの回転角

θ_s : 減速機出力軸の回転角

J_a : 負荷(ロボットアーム)の慣性モーメント

θ_a : 負荷の回転角

k : 弾性要素(トルクセンサ)の剛性

N : 減速比 ($N > 1$)

R^{ref} : 目標指令信号(例えば, T^{ref} : 指令トルク, θ_a^{ref} : 負荷回転角指令)

I_a : 電機子電流

K_t : トルク定数

T'_{dism} : モータに作用する外乱トルク [式(4)参照]

$G_m(s)$: モータ回転角 θ_m のフィードバックゲイン関数

$G_a(s)$: アーム回転角 θ_a のフィードフォワードゲイン関数

$G_r(s)$: 目標指令信号 R^{ref} のフィードフォワードゲイン関数

$G_2^*(s)$: 外乱オブザーバの感度関数

添字

ref : 指令値

cmp : 補償値

n : ノミナル値

図1のモデル図から、駆動系に弾性要素を有するシステムの運動方程式は、ラプラス変換表現を用いて式(1)~(3)となる。

$$J_ms^2\theta_m = T_g - D_ms\dot{\theta}_m - T_f - \frac{k}{N}(\theta_s - \theta_a) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$J_as^2\theta_a = k(\theta_s - \theta_a) - T_{int} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\theta_s = \frac{\theta_m}{N} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 s はラプラス演算子である。

これらの式から、駆動系に弾性要素を有するシステムは、状態変数が $(\theta_m, \dot{\theta}_m, \theta_a, \dot{\theta}_a)^T$ [もしくは $(\theta_s, \dot{\theta}_s, \theta_a, \dot{\theta}_a)^T$]、入力が T_g 、外乱入力が (T_f, T_{int}) の四次システムであることがわかる。状態量 θ_m と θ_a が検出できれば、 $\dot{\theta}_m$, $\dot{\theta}_a$, θ_s , $\dot{\theta}_s$ 等は、時間微分関数や比例演算計算を用いて計算することは可能である。すなわち、駆動系に弾性要素を有するシステムの入力 $T_g (= K_t \times I_a)$ は、状態量 θ_m と θ_a 、制御システムの目標指令信号入力 R^{ref} 、各信号のフィードバックゲイン関数 $G_m(s)$ 、フィードフォワードゲイン関数 $G_a(s)$ 、 $G_r(s)$ を用いて決定することができる。したがって、図1のブロック線図は、駆動軸に弾性要素を有するシステムの制御系を一般化表現した図であるともいえる。

Fig. 1 A Geared DC Motor with a Torque Sensing Element and Its Control System

ただし、図1においては、我々の手法と従来の手法の比較を行いやすくするため、外乱オブザーバを θ_m , θ_a , R^{ref} , $G_m(s)$, $G_a(s)$ および $G_r(s)$ を用いて表現することをあえて避け、外乱オブザーバの外乱推定ゲイン関数が $(1-G_2^*(s))$ で与えられる形のブロック線図で表現した。

すなわち、外乱オブザーバを用いた制御系の場合は、外乱オブザーバの感度関数 $G_2^*(s)^{(6)}$ がすべての周波数において $|G_2^*(s)|=0$ であり、式(4)で定義するモータ軸に作用する外乱トルク T_{dism} を推定し、フィードバック補償していると考えればよい。

$$T_{dism} \equiv (J_m - J_{mn})s^2\theta_m + D_ms\theta_m + T_f + (K_{tm} - K_t)I_a + \frac{k}{N}\left(\frac{\theta_m}{N} - \theta_a\right) \quad (4)$$

外乱オブザーバを用いない制御系の場合は、外乱オブザーバの感度関数 $G_2^*(s)$ がすべての周波数において $|G_2^*(s)|=1$ であり、外乱を補償するフィードバック信号が $I_{a\,cmp}=0$ であると考えればよい。

一方、従来のトルクセンサの信号をフィードバックした制御系も、図1を用いて表現することができる。なぜならば、トルクセンサ出力 T_o は、式(5)のように θ_m と θ_a を用いて表すことができる。

$$T_o = k\left(\frac{\theta_m}{N} - \theta_a\right) \quad (5)$$

したがって、トルクセンサ出力のフィードバックゲイン関数を $G_t(s)$ とした場合、 $G_t(s)$ も $G_m(s)$ と $G_a(s)$ を用いて表すことができるためである。

図1より、駆動系に弾性要素を有するシステムの制御系における負荷回転角 θ_a 、制御システムの目標指令信号 R^{ref} 、減速機等に含まれるクーロン摩擦 T_f 、アームに作用する負荷トルク T_{int} の関係は、 θ_m のフィードバックゲイン関数 $G_m(s)$ 、 θ_a のフィードフォワードゲイン関数 $G_a(s)$ 、 R^{ref} のフィードフォワードゲイン関数 $G_r(s)$ 、外乱オブザーバの感度関数 $G_2^*(s)$ を用いて、式(6)で表すことができる。ただし、トルク定数 K_t とモータの慣性モーメント J_m の変動は無視している。

$$J_a s^2 \theta_a = \frac{k}{N} G_r R^{ref} - \frac{k}{N} \frac{G_2^*}{J_m} T_f - \frac{s^2 + G_m + \frac{1}{J_m} \frac{k}{N^2} G_2^*}{H(s)} T_{int} \quad (6)$$

ここで、 $H(s)$ は次式で表される。

$$H(s) = s^2 + G_m + \frac{1}{J_m} \frac{k}{N^2} G_2^* + \frac{k}{J_a s^2} \left(s^2 + G_m - \frac{G_a}{N} \right) \quad (7)$$

以上より、駆動系に弾性要素を有するシステムの制御系の式は、いかなるケースも式(6)で表現することが可能である。したがって、式(6)を用いることにより、駆動系に弾性要素を有するシステムの制御系を任意に設計することが可能であり、また各種制御システムの比較評価を行うことも可能である。3章では、この式を用いトルク制御システムを解析しながら設計する。

3. トルク制御システムの構築とセンサ情報

目標とするトルク制御システム図を図2に示すような、慣性パラメータ J_a をもち、クーロン摩擦 T_f は補償され、負荷トルク T_{int} がシステムに作用している二次システムとする。

ここで、記号は以下のとおりである。

T^{ref} : トルク指令

α : トルク指令 T^{ref} からアーム駆動トルク T_o

までの伝達関数(理想的には α は定数値1で、時間遅れ要素を含まない)。

このシステムの運動方程式は式(8)で表される。

$$J_a s^2 \theta_a = \alpha T^{ref} - T_{int} \quad (8)$$

次に、式(6)における目標指令信号 R^{ref} をトルク指令 T^{ref} に置き換えた式と、式(8)における α を理想値1にした式を考える。この両者の式を比較することにより、駆動系に弾性要素を有するシステムに制御系を施し、理想とするトルク制御システムを構築するための条件式が得られる。その条件式は、式(9)～(11)で与えられる。

$$\left| \frac{1}{J_m} \frac{k}{N^2} G_2^* \right| \rightarrow 0 \quad (9)$$

$$\frac{k}{N} G_r = H(s) \quad (10)$$

(a) Illustration of Ideal Actuator

(b) Block Diagram of Ideal Actuator

Fig. 2 Ideal Actuator Model

$$\left| \frac{k}{Jas^2} \left(s^2 + G_m - \frac{G_a}{N} \right) \right| \rightarrow 0 \dots\dots\dots (11)$$

式(9)に関しては, 外乱オブザーバを適用した場合, 所望の動作周波数領域において, 式(12)がほぼ満たされているので, 式(9)は満足される。

$$|G_2^*| = 0 \dots\dots\dots (12)$$

外乱オブザーバを適用していないシステムに関しては, 4章の考察に述べるような回避策を必要とする。

式(10)と(11)を満足する一般解は, 式(13), (14)で表される。

$$G_a = (s^2 + G_m)N \dots\dots\dots (13)$$

$$G_r = \frac{(s^2 + G_m)N}{k} \dots\dots\dots (14)$$

式(13), (14)から, アーム回転角フィードフォワードゲイン関数 $G_a(s)$, および目標指令信号フィードフォワードゲイン関数 $G_r(s)$ と, モータ回転角フィードバックゲイン関数 $G_m(s)$ のほかに, 加速度項 (s^2) が必要であることがわかる。

すなわち, 所望とするトルク制御システムを構築するための一般解は, 式(12)~(14)となる。

次に, 式(12)~(14)の条件式が具体的にどのような物理的意味をもつのか考察を行う。考察の簡略化, および上記で示した「ゲイン関数 $G_a(s)$ と $G_r(s)$ に, 加速度項 (s^2) が必要である」ことの妥当性を明確化するために, 式(13)と(14)の一番シンプルな解である式(15)と, (12)を用いて考察を行う。

$$G_m = 0 \dots\dots\dots (15\cdot a)$$

$$G_a = s^2 N \dots\dots\dots (15\cdot b)$$

$$G_r = \frac{s^2 N}{k_n} \dots\dots\dots (15\cdot c)$$

ここで, k_n は弾性要素のノミナル値である。

式(12), (15)に示すゲイン関数を用いた場合, トルク制御システムのブロック線図は図3となる。式(12)を用いる(= 外乱オブザーバを適用する)ことにより, モータ軸に作用する外乱トルク T_{dism} を補償している。ただし, T_{dism} は T'_{dism} を定義した式(4)中の I_a を, 式(16)のように電流指令 I_a^{ref} に置き換えた式で定

義される⁽⁸⁾。

$$T_{dism} = (J_m - J_{mn})s^2 \theta_m + D_m s \theta_m + T_f + (K_m - K_t)I_a^{ref} + \frac{k}{N} \left(\frac{\theta_m}{N} - \theta_a \right) \dots\dots\dots (16)$$

外乱トルク T_{dism} を補償することにより, 図3のドットで囲った部分に示す加速度コントローラが構成される。このとき, 加速度コントローラのダイナミクスは次式で表される。

$$\frac{\theta_m}{\dot{\theta}_m^{ref}} = \frac{1}{s^2} \dots\dots\dots (17)$$

すなわち, 式(12)はモータ軸に作用する外乱トルク T_{dism} [減速機等のクーロン摩擦 T_f や弾性要素のねじれによる反力 $k(\theta_m/N - \theta_a)/N$ 等] を補償する働きのほかに, モータ軸の加速度コントローラを作る働きがある。加速度コントローラの必要性については, 後述の G_a と G_r の加速度項 (s^2) の必要性を説明するとき述べる。

式(15・b)と式(15・c)における s^2 は, 加速度コントローラの逆システムと考えることが出来る。したがって, 式(15・b)で与えられるアーム回転角フィードフォワードゲイン関数 G_a は, 加速度コントローラの逆システム (s^2) を通し, アームの回転角 θ_a を正帰還していることになる。この正帰還は, 図3からもわかるように, 駆動系に弾性要素をもつシステム自身をもつアームの回転角 θ_a のループ(Loop 2)を補償し, ねじれ振動を抑制する効果をもつ。式(15・b)を採用し Loop 2 を補償した状態で, 式(15・c)で与えられるトルク指令フィードフォワードゲイン関数 G_r を採用することにより, アーム駆動トルク T_o はトルク指令 T^{ref} に遅れなしに追従する。もし, 加速度コントローラが構成されていない場合は, Loop 2 を効果的に補償できない可能性や, トルク指令に対し遅れなくアームを駆動することが出来なくなる可能性が出てくる。図3より, このトルクシステムのダイナミクスは式(18)で表される。

$$Jas^2 \theta_a = \frac{k}{k_n} R^{ref} - T_{int} \dots\dots\dots (18)$$

この式は, 理想とするトルク制御システムの式(8)の α を k/k_n にした式と同じである。すなわち, 図2に示

Fig. 3 Torque Control System based on an Acceleration Controller

Fig. 4 Real Torque Control System based on an Acceleration Controller

すトルク制御システムが構築できていることがわかる。

上記のシンプルなケースの場合の考察は、一般解(式(9), (13), (14))に対しても適用できる。すなわち、条件式(9)または(12)は、モータ軸の加速度コントローラを作り、ゲイン関数 G_a と G_r を通ってきた信号を効果的にフィードフォワードするために必要な条件式である。また、条件式(13)は Loop 2 を補償し、ねじれ振動を抑制する効果をもつ。さらに、条件式(14)は、式(13)を採用し Loop 2 を補償した状態で、トルク指令を遅れなしにアームまで伝達するために必要な条件式である。ここで強調しておきたいことは、「ねじれ振動を抑制し、トルク指令を遅れなしにアームに伝達するのに、加速度コントローラ ($1/s^2$)、アームの加速度信号 $\ddot{\theta}_a$ 、トルク指令の二階時間微分 $\ddot{T}^{ref}$ は、非常に重要な役割を果たしている」ということである。

しかしながら、実際のシステムでは、外乱オブザーバには推定遅れが存在するため、感度関数 $G_2^*(s)$ をすべての周波数領域で完全に零にすることは不可能である。そのため、加速度コントローラは補償しきれなかった外乱加速度 $T_{dism}G_2^*/J_{mn}$ (補償しきれなかった外乱トルク $T_{dism}G_2^*$) を受ける。したがって、外乱トルク T_{dism} に対する外乱抑圧特性をさらに向上させることができれば、より高精度なトルク制御システムを構成できることが期待される。そこで、外乱抑圧特性を向上させるため、式(19)に示す G_m , G_a , G_r を採用した。

$$G_m = K_v S + K_p \dots\dots\dots (19 \cdot a)$$

$$G_a = (s^2 + K_v s + K_p)N \dots\dots\dots (19\cdot b)$$

$$G_r = \frac{(s^2 + K_v s + K_p)N}{k_n} \dots\dots\dots (19\cdot c)$$

ここで、 K_v は速度フィードバックゲイン、 K_p は位置フィードバックゲインである。

これにより、外乱トルク T_{dism} からアーム駆動トルク T_o までの伝達関数は式(20)とすることができ、外乱抑圧特性を向上させることができる。

$$\frac{T_o}{T_{diam}} = -\frac{1}{s^2 + K_v s + K_p} \frac{G_2^*}{I_{mn}} \frac{k}{N} \dots \dots \dots (20)$$

また、実システムの構成では、式(19)中の微分演算

を避け、高域のノイズを低減せしめるため、式(21)に示す二次遅れ要素 G_e を G_m , G_a , G_r に挿入する。

$$G_e = \frac{g_{e2}}{s^2 + g_{e1}s + g_{e2}} \dots\dots\dots (21)$$

その構成図を図4に示す。この図より、負荷回転角 θ_a 、トルク指令 T^{ref} 、クーロン摩擦 T_f 、アームに作用する負荷トルク T_{int} の関係は、式(22)で表される。

$$J_{as^2}\theta_a = \frac{k}{k_n} \frac{G_e(s^2 + K_{vs} + K_p)}{H'(s)} T^{ref} - \frac{\frac{k}{N} \frac{G_2^*}{J_m}}{H'(s)} T_f - \frac{s^2 + G_e(K_{vs} + K_p) + \frac{1}{J_m} \frac{k}{N^2} G_2^*}{H'(s)} T_{int} \dots\dots\dots (22)$$

ただし, $H'(s)$ は次式で表される.

$$H'(s) = s^2 + G_e(K_v s + K_p) + \frac{1}{J_m} \frac{k}{N^2} G_2^* + \frac{k}{J_a} (1 - G_e) \dots \dots \dots (23)$$

実システムでは、所望の動作周波数帯域で、感度関数が $|G_2^*(s)|=0$ 、二次遅れ要素が $|G_e(s)|=1$ となるようにパラメータを設計し、実験を行った。このとき、式(22)は理想とするトルク制御システムの式(8)の α を k/k_n にした式と等価である。

4. 弾性要素の剛性値とトルク精度

本章では、まず、我々が提案してきたトルク制御手法と、トルクセンサフィードバックを用いたトルクPI制御手法の比較を行う。次に、トルク制御の精度を向上するためのパラメータ、特に弾性要素の剛性値について検討を行う。

トルクセンサフィードバックを用いたトルク PI 制御手法を、図 1 のシステムを用いて表現する場合、各ゲインパラメータは次式で表される。

$$G_2^* = 1 \quad (\text{: 外乱オブザーバ適用なし}) \quad \dots\dots\dots (24 \cdot a)$$

$$G_m = K_v s + K_p + \frac{K_i}{s} \dots\dots\dots (24 \cdot b)$$

$$G_a = \left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) N \dots\dots\dots (24 \cdot c)$$

$$G_r = \frac{\left(K_p + \frac{K_i}{s} \right) N}{k_n} \dots\dots\dots (24 \cdot d)$$

ここで、 K_i は積分ゲインである。トルクセンサフィードバックゲイン： $G_{tp} N/N$ 、トルクセンサ積分ゲイン： $G_{ti} N/N \cdot s$ で考えた場合、これらのゲインは K_p と K_i を用いて次式で表される。

$$G_{tp} = \frac{J_{mn} N}{k} K_p \dots\dots\dots (25 \cdot a)$$

$$G_{ti} = \frac{J_{mn} N}{k} K_i \dots\dots\dots (25 \cdot b)$$

このとき、トルクセンサフィードバックを用いたトルク PI 制御システムの外乱トルク T_{dism} からアーム駆動トルク T_o までの伝達関数は式(26)となる。

$$\frac{T_o}{T_{dism}} = -\frac{s}{s^3 + K_v s^2 + K_p s + K_i} \frac{1}{J_{mn}} \frac{k}{N} \dots\dots\dots (26)$$

式(20)と(26)を比較すると、我々が提案する制御手法のほうが、PI 制御手法より、外乱トルク T_{dism} に対する抑圧特性が優れていることがわかる。トルク制御精度の向上を計る場合、「減速機などに含まれるクーロン摩擦 T_f をいかに補償できるか」が重要な課題である。式(16)にも定義されているように、クーロン摩擦 T_f は外乱トルク T_{dism} の一要素である。そのため、提案するトルク制御システムにおけるクーロン摩擦 T_f からアーム駆動トルク T_o までの伝達関数、およびトルク PI 制御システムにおける伝達関数も、同じく式(20)と(26)で表せられる。したがって、外乱トルク T_{dism} (クーロン摩擦 T_f) 抑圧特性が優れている我々が提案する外乱オブザーバベースのトルク制御手法のほうが、従来のトルク PI 制御手法より高精度なトルク制御を実現できる。

次に、提案するトルク制御手法の制御精度を、さらに向上させようとした場合のパラメータ、特に弾性要素の剛性値について考える。外乱トルク T_{dism} の影響をアーム駆動トルク T_o に与えないためには、外乱オブザーバの適用 (G_z^*) と制御系の最も内側に設けられた弾性体の相対角を制御するための位置制御系 (K_v , K_p) が有効であり、このことは式(20)からもわかる。同様に式(20)から、これらのパラメータで補償しきれない外乱トルク T_{dism} の影響は、剛性値の低い弾性要素により除去できることがわかり、剛性が低い弾性要素はトルクの制御精度の向上に有効であることがわかる。

この弾性要素の剛性値については、式(9)や(23)か

らも説明することができる。外乱オブザーバの感度関数をすべての周波数帯域において $|G_z^*(s)|=0$ とすることはできない。したがって、式(9)の条件式を満たすようにするためには、弾性要素の剛性値は低いほうがよいことになる。また、外乱オブザーバを採用しない場合やトルク P 制御システムの場合(すなわち、外乱オブザーバの感度関数がすべての周波数帯域において $|G_z^*(s)|=1$ の場合)、トルク制御の精度を向上させるためには、式(23)からわかるように、 $H'(s)$ の定数項を比較し、式(27)に示すように弾性体の剛性値が低ければよいことになる。

$$|K_p| \gg \left| \frac{1}{J_{mn}} \frac{k}{N^2} \right| \dots\dots\dots (27)$$

すなわち、提案する手法のトルク制御精度を向上させようとした場合や、外乱オブザーバを適用していない制御システムでは、式(27)を満足するように弾性要素の剛性値を低く設定したほうが有効であることがわかる。

しかしながら、弾性要素の剛性値 k をあまりにも小さく設定し過ぎると、サーボアンプの飽和を招き、所望の特性を得られなくなる問題が生じる。従って、弾性要素の剛性値とトルク精度の関係にはあるトレードオフの関係が存在する。

5. 実験と考察

提案する制御手法の有効性を確認するために実験を行った。実験に用いたシステムは前報⁽⁸⁾と同じで、各システムパラメータの値は

$$J_m = 5.0 \times 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_a = 0.3244 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$N = 100$$

である。弾性要素は

$$k = 117.6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

$$k = 1321.0 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

の2種類を用いた。

最初の実験は、弾性要素の剛性値が $k = 117.6 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$ で、負荷(アーム)を固定し、式(28)に示すトルク指令： T^{ref} に対するトルクセンサ出力(アームを駆動するトルク)： T_o を測定し、 x - y テーブル上にプロットした。横軸に T^{ref} を、縦軸に T_o をプロットしている。

$$T^{ref} = T_{\max} \sin\left(\frac{\pi}{30} t\right) \dots\dots\dots (28)$$

また、比較実験として、トルクセンサフィードバックを用いた PI 制御システムにおける結果も測定し、両者の結果を比較評価した。

図5は、何も制御を施していない場合のトルク指令

と出力トルクの結果をプロットしたものである。減速機の中に含まれるクーロン摩擦による典型的なヒステリシスや不感帯を含む特性が伺える。

図6は、 $T_{\max}=12.0\text{ N}\cdot\text{m}$ のときの結果で、図6(a)が提案するトルク制御手法、図6(b)が従来のトルクPI制御手法の結果である。両者とも図5と比較すると、明らかにトルク指令と出力トルクの関係がほぼリニアになっていることがわかる。

図7は、 $T_{\max}=0.096\text{ N}\cdot\text{m}$ のときの結果で、図7(a)が提案するトルク制御手法、図7(b)がトルクPI制御手法の結果である。この結果、提案する制御手

法の結果の方がPI制御手法の結果より、トルク指令と出力トルクの関係がリニアであることがわかる。これは、式(20)と式(26)からもわかるように、提案する制御手法の方が、PI制御手法より、外乱トルク T_{dism} (クーロン摩擦 T_f) に対する抑圧特性が優れているためである。したがって、提案する制御システムは、PI制御システムより高精度トルク制御に適していることがわかる。

次に弾性要素の剛性値がトルク精度に与える影響について実験的検討を行うため、提案する制御システムにおいて2種類の弾性要素 ($k=117.6\text{ N}\cdot\text{m/rad}$, $k=1321.0\text{ N}\cdot\text{m/rad}$) を用いて実験を行った。

図8は、 $T_{\max}=0.48\text{ N}\cdot\text{m}$ のときの結果で、図8(a)の剛性が $k=117.6\text{ N}\cdot\text{m/rad}$ 、図8(b)の剛性が $k=1321.0\text{ N}\cdot\text{m/rad}$ の弾性要素を用いたときの実験結果である。両者には明らかに違いがあり、弾性要素の剛性値が低いシステムを用いた実験結果[図8(a)]のほうが、剛性値が大きいシステムを用いた実験結果[図8(b)]よりも、トルク指令と出力トルクの関係がリニアである。これは、式(20)からもわかるように、外乱オブザーバ (G_2^*) や、制御系の最も内側に設けられた弾性体の相対角を制御するための位置制御系 (K_p , K_d) で補償しきれない外乱トルク T_{dism} (クーロン摩擦 T_f)

Fig. 5 Open Loop System

(a) Proposed System

(b) PI-Controller System

Fig. 6 $T_{\max}=12.0\text{ N}\cdot\text{m}$ ($k=117.6\text{ N}\cdot\text{m/rad}$)

(a) Proposed System

(b) PI-Controller System

Fig. 7 $T_{\max}=0.096\text{ N}\cdot\text{m}$ ($k=117.6\text{ N}\cdot\text{m/rad}$)

Fig. 8 $T_{\max}=0.48 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Proposed System)

の影響を、剛性値の低い弾性要素により抑制しているからである。したがって、この図8より、剛性が低い弾性要素を使用することは、トルク制御精度を向上する上で有効であることが実験的にもわかる。

さらに、図7(b)の結果と図8(b)の結果の比較を行う。図7(b)は先にも述べたように、弾性要素の剛性値が小さいシステムにPI制御手法を適用し $T_{\max}=0.096 \text{ N}\cdot\text{m}$ の指令を与えた結果であり、図8(b)は弾性要素の剛性値が大きいシステムに提案する制御手法を適用し $T_{\max}=0.48 \text{ N}\cdot\text{m}$ の指令を与えた結果である。外乱オブザーバの採用 (G_2^*) やトルク指令の振幅 ($T_{\max}$) の面で考えれば、図8(b)の結果のほうがリニアになると思われる。しかしながら、実際には、図7(b)の結果のほうが図8(b)よりもリニアな特性結果となった。これは、PI制御システムにおいても、式(26)からもわかるように、制御系のパラメータ (K_v , K_p , K_i) で補償しきれない外乱トルク T_{dism} (クーロン摩擦 T_f) の影響を、剛性値の低い弾性要素により抑制しているからである。この結果から、外乱オブザーバ (G_2^*) を適用するソフトウェア的な解決のほかに、剛性値 (k) が低い弾性要素の適用を行うハードウェア的な解決も、トルク制御精度の向上を計る一手段であるといえる。しかし、剛性値 (k) が低い弾性要素を選定する際、前述のように精度とのトレードオフが存在することを忘れてはならない。

以上より、弾性要素の剛性値 k のパラメータ設定を、サーボアンプの飽和を招かず、かつ式(27)を満たすようにある程度小さめにし、さらに外乱オブザーバを適用 ($|G_2^*(s)| \rightarrow 0$) すれば、高精度なトルク制御システムを構築しやすい状況となることがわかる。

6. む す び

本論文は、駆動系にトルクセンサのような弾性要素

を有するシステムのトルク制御系の解析を行った。その結果、弾性要素に起因する振動の抑制を行い、トルク指令を遅れなくアームまで伝えるためには、アーム(負荷)の加速度項とトルク指令の二階時間微分項が重要であることがわかった。また、提案する制御手法では外乱(摩擦)抑圧特性に優れている外乱オブザーバを採用しているため、従来のPI制御手法より高精度なトルク制御システムを構築できることがわかった。さらに、提案する制御システムのパラメータの選定、特に剛性値が小さい弾性要素の採用は、トルク制御精度に効果があることがわかった。提案するトルク制御手法やシステム解析の有効性は、1自由度のアクチュエータ系を用いた実験により確認した。

終わりに本研究は機械技術研究所特別研究の一部として行われた。研究遂行に際しご支援いただいた、機械技術研究所ロボット工学部野崎武敏部長、ならびに、実験装置の製作に有益な助言、助力をいただいた、シチズン時計(株)技術研究所平石久人氏、中川康洋氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Whitney, D. E., *Int. Journal of Robotics Research*, 6-1 (1987), 3-14.
- (2) Pfefer, L. E., ほか2名, *IEEE Trans. on Robotics and Automation*, 5-4 (1989), 418-425.
- (3) Luh, J. Y. S., ほか2名, *IEEE Trans. on Automatic Control*, AC-28-2 (1983), 153-161.
- (4) Wu, C. H., *Int. Journal of Robotics Research*, 4-3 (1985), 55-71.
- (5) Elosegui, P., ほか2名, *Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, 1 (1990), 246-251.
- (6) 古荘純次・ほか2名, 機論, 56-526, C (1990), 1462-1469.
- (7) 谷江和雄・ほか3名, 機論, 54-503, C (1988), 1515-1519.
- (8) 金子健二・ほか3名, 機論, 58-546, C (1992), 484-491.