非線形摩擦を含む共振系機械モデルの オンライン同定 (第1報) *

—実用的なオンライン同定法の開発—

豊澤雪雄** 園田直人*** 原田博之† 柏木 潤†

A Method for Online Identification of Oscillatory Type Machine Model Including Nonlinear Friction (1'st Report)

- Development of a Practical Method for On-line Identification -

Yukio TOYOZAWA, Naoto SONODA, Hiroshi HARADA and Hiroshi KASHIWAGI

The linear actuator driven by a ball screw mechanism is widely used in the machine tools, since it can raise the machine speed higher. For the purpose of the stability in continuous path control of this type mechanism, it is important to identify the machine parameters, such as inertia, spring stiffness and dominant nonlinear friction. This paper presents a practical method for identifying the nonlinear parameters of the table driven by a ball screw mechanism. In the proposed method, the mechanical system is modeled as two-inertia system. Then, the two-inertia system is represented as an inverse model and the inertia and Coulomb friction of the table and the spring stiffness are identified by using the steepest descent method with a dead band. From the results of the computer simulation, the identified mechanical parameters quickly approach to the true mechanical parameters without measuring the velocity of the table.

Key words: identification, nonlinear friction, M-sequence, two-inertia system, steepest descent method

1. 緒 言

ボールねじとサーボモータを直接組み合わせた駆動方式は、高精度な軌跡動作が要求される工作機械のテーブル軸として、現在最も広く用いられている。この駆動方式はコストパフォーマンスに優れ、長い実績がある。しかし、高い生産性への要求を満たすために、工作機械はますます高速動作による加工が必要となっている。その結果、テーブルに搭載されるワーク重量や、テーブル自身の摩擦、ボールねじで生じるばね剛性を同定することは、安定に高速な軌跡制御を行う上で重要な課題である¹⁾。

ワーク重量や摩擦、ばね剛性を含んだボールねじ駆動の機械モデルとしては、モータとテーブルの2つの慣性が弾性要素で結合された二慣性系が用いられる。二慣性系は、ばね剛性を含む共振系なので、テーブルガイド部に内在する非線形摩擦は、その安定性に大きな影響を与える。したがって、これを同定することは非常に重要である。岩崎ら²⁾は、外乱オブザーバを用いた高精度位置決め制御器の研究において、ボールねじ駆動の位置決め機構を二慣性系でモデル化し、非線形摩擦モデルに対する制御器の効果を示した。その研究は非線形摩擦のモデル化とそれによる制御系の補償に着目したものである。しかし、モデルに使用するクーロン摩擦やばね剛性のパラメータは、予めオフラインで実測するものであ

た。また Elhami ら³⁾は、動作方向により非対称なクーロン摩擦に非線形フィルタを応用する事により、非線形摩擦の推定が実現できる事を示している。そこでは摩擦モデルを含めた駆動系を非線形フィルタと見なして逐次パラメータ推定を行うが、モデルの次数が高次となるためオンライン同定をする上で実装し難い点があった。

筆者らは先に、モータとテーブルが高い剛性で直接結合されたダイレクト駆動機構において、このクーロン摩擦に代表される非線形摩擦の同定方法を提案した。イナーシャを含んだ低次の逆モデルを制御ソフト中に組み込み、これらのパラメータをオンラインで同定していく実用的な方法であり、実験でその有効性を示した⁴⁾。

本研究では、その手法を二慣性系にも使えるように拡張する。二慣性系でモデル化される機械では、機構やコストなどの制約からモータ側のセンサ情報のみが使用される場合が多い。その結果テーブルの非線形摩擦をオンライン同定するために必要なテーブル側の速度情報は観測することができない。提案する方法はそのような場合でも、二慣性系の逆モデルに非線形摩擦を直接組み込み、更に同定アルゴリズムを工夫することで、十分な精度のオンライン同定が可能であることを示す。

Fig.1 Structure of the machine

* 原稿受付 平成 23 年 9 月 30 日

** 正 会 員 ファナック(株) (熊本県菊池郡菊陽町津久礼 2570-2)

*** ファナック(株)

† 正 会 員 熊本大学大学院自然科学研究科 (熊本市黒髪 2-39-1)

Fig.2 Mechanical model of two-inertia system

2. 機械パラメータのオンライン同定方法

2.1 制御対象のモデリング

本研究の制御対象は、図1のようにサーボモータの回転運動をボールねじで直線運動に変換して、テーブルを駆動する方式の機構を想定する。このような機構は、ロストモーションとして、ボールねじとナット間の遊びであるバックラッシュと、伝達機構の剛性に依存する弾性変形がある。しかしながら、一般の工作機械ではボールねじのナットに予圧を与えるため、バックラッシュはほとんど存在しない。従って、本研究では図2のようにテーブルとモータが、ばねで結合されている二慣性系でモデル化する^{5)~8)}。この二慣性系の機械モデルの運動方程式は式(1)~(3)になる。

$$T_m(t) = J_m \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} + C_m \cdot \omega_m(t) + T_c(t) \quad (1)$$

$$T_c(t) = K_c \cdot \int (\omega_m(t) - \omega_t(t)) \cdot dt + D_c \cdot (\omega_m(t) - \omega_t(t)) \quad (2)$$

$$T_d(t) = J_t \cdot \frac{d\omega_t(t)}{dt} + C_t \cdot \omega_t(t) - T_c(t) \quad (3)$$

式中で、 J はイナーシャ、 K はばね定数、 C は摩擦係数、 D は内部減衰係数、 T はトルク、 ω は角速度を表す。また、添え字の m はモータ側、 t はテーブル側、 c はモータとテーブルの結合部を示す。さらに、 T_d は外乱トルクである。この場合、直線運動となるテーブルの速度、及び推進力はモータの回転角速度 ω_t 、及び結合トルク T_c に換算して扱うことにする。この運動方程式をブロック線図で示すと図3となる。

一般の工作機械では、テーブルのリニアガイドやボールねじのナット部分の摩擦が支配的なので、他の摩擦は無視できる。従って、この機械モデルでは、モータ側の摩擦係数 C_m は無視している。また、内部減衰係数 D_c は摩擦係数 C_t に含まれるとした。テーブル側の摩擦係数 C_t に関しては、式(4)のように粘性摩擦係数 C_1 とクーロン摩擦係数 C_2 で構成される非線形摩擦とする。非線形摩擦については、その取り扱いを容易にするために、一般に多項式による近似を用いる方法もあるが、本研究では、式(4)のように非線形のまま扱う。これは、制御ソフトでのダイナミックレンジ等を考慮すると実装上有利と考えられるからである。

$$C_t \cdot \omega_t(t) = C_1 \cdot \omega_t(t) + C_2 \cdot \text{sgn}(\omega_t(t)) \quad (4)$$

ここで $\text{sgn}()$ は式(5) を満足する符号関数とする。

Fig.3 Block diagram of machine model

Fig.4 Block diagram of simplified machine model

$$\text{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & (x > 0) \\ 0 & (x = 0) \\ -1 & (x < 0) \end{cases} \quad (5)$$

本研究では、機械モデルの各定数をオンラインで同定するが、このとき加工負荷などの外乱がない状態を想定するので外乱 T_d は無視できるものとする。

以上をまとめると、式(1)~(3)は、式(4)を使って、式(6)~(8)のように書くことができる。

$$T_m(t) = J_m \cdot \frac{d\omega_m(t)}{dt} + T_c \quad (6)$$

$$T_c(t) = K_c \cdot \int (\omega_m(t) - \omega_t(t)) \cdot dt \quad (7)$$

$$T_c(t) = J_t \cdot \frac{d\omega_t(t)}{dt} + C_1 \cdot \omega_t(t) + C_2 \cdot \text{sgn}(\omega_t(t)) \quad (8)$$

この運動方程式をブロック図で示すと図4になり、これが本研究で制御対象とする機械モデルとなる。

2.2 逆モデルの定義

本研究では、二慣性系機械モデルの逆モデルを制御ソフト中に取り込み、この逆モデルのパラメータを短時間かつ正確にオンラインで同定する方法を提案する。同定するにあたってモータのイナーシャ J_m は既知とし、テーブルのイナーシャ J_t と非線形摩擦係数 C_2 、及びばね定数 K_c を同定することにする。ここでパラメータ同定に使用する逆モデルは、入力をテーブル角速度 ω_t とし、出力をトルク T_c とする式(8)である。本研究で同定の対象となる機械システムはソフトウェアによりデジタル制御されるため、式(8)を後退差分により離散化することにより式(9)のように表される。

$$T_c(n) = \frac{J_t}{T} \cdot (\omega_l(n) - \omega_l(n-1)) + C_1 \cdot \omega_l(n) + C_2 \cdot \text{sgn}(\omega_l(n)) \quad (9)$$

ここで、 T はサンプリング周期である。

テーブル角速度 ω_l はテーブルに検出器を付けば観測可能であるが、機構やコストなどの制約から一般には検出器がないことが多いので、ここでは観測できないものとする。そこでモータの角速度 ω_m および式(7)で与えられる結合トルク T_c を用いてテーブルの角速度 ω_l を式(10)より求める。

$$\omega_l(t) = \omega_m(t) - \frac{d}{dt} \frac{T_c(t)}{K_c} \quad (10)$$

さらに後退差分で離散化すると式(11)になる。

$$\omega_l(n) = \omega_m(n) - \frac{1}{K_c \cdot T} (T_c(n) - T_c(n-1)) \quad (11)$$

式(11)を式(9)に代入して整理すると式(12)となり、これが本研究でパラメータ同定に使用する逆モデルの定義である。ここでは結合トルク T_c について、推定トルクを $\hat{T}_c$ と表記し、実トルク T_c と区別している。

$$\begin{aligned} \hat{T}_c(n) = & \frac{J_t}{T} \cdot (\omega_m(n) - \omega_m(n-1)) + C_1 \cdot \omega_m(n) \\ & + C_2 \cdot \text{sgn} \left(\omega_m(n) - \frac{1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \right) \\ & - \frac{J_t}{K_c \cdot T^2} \cdot (T_c(n) - 2 \cdot T_c(n-1) + T_c(n-2)) \\ & - \frac{C_1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \end{aligned} \quad (12)$$

2.3 オンライン同定法

本研究では、式(12)の逆モデルの各係数を、最急降下法を使って逐次同定する実用的な方法を提案する。観測可能なモータ角速度 ω_m と、同様に観測可能なトルク T_m から式(6)を用いて計算できる結合トルク T_c を、式(12)で表される逆モデルの入力とし、逆モデルの出力である推定結合トルク $\hat{T}_c$ と、先の結合トルク T_c との差、すなわち同定誤差が最小となるように逆モデルの各係数を逐次更新しながらパラメータ同定を行う。

まず、先の式(12)の逆モデルを以下の式(13)のようにおく。

$$\hat{T}_c(n) = \sum_{m=0}^4 (h_m \cdot v_m(n)) \quad (13)$$

式(13)中の各係数 h_i および関数 v_i は以下のように定義し、この各係数 h_i を逐次更新しながら同定することにする。

$$h_0 = \frac{J_t}{T} \quad (14)$$

$$h_1 = C_1 \quad (15)$$

$$h_2 = C_2 \quad (16)$$

$$h_3 = -\frac{J_t}{K_c \cdot T^2} \quad (17)$$

$$h_4 = -\frac{C_1}{K_c \cdot T} \quad (18)$$

$$v_0(n) = \omega_m(n) - \omega_m(n-1) \quad (19)$$

$$v_1(n) = \omega_m(n) \quad (20)$$

$$v_2(n) = \text{sgn} \left(\omega_m(n) - \frac{1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \right) \quad (21)$$

$$v_3(n) = (T_c(n) - 2 \cdot T_c(n-1) + T_c(n-2)) \quad (22)$$

$$v_4(n) = (T_c(n) - T_c(n-1)) \quad (23)$$

なお、式(21)で定義した v_2 は、クーロン摩擦係数 C_2 を同定するための入力となり、テーブル角速度 ω_l に回転方向に応じて極性を付けたものである。しかしながら、式(21)は未知のばね定数 K_c を含むため、このままでは利用できない。もし、ばね定数が大きければモータ角速度 ω_m の極性として扱うことができるが、ばね定数が小さい場合は同定誤差が生じることになる。

そこで本研究では、逐次推定されているばね定数 $\hat{K}_c$ を利用して、式(21)で定義した v_2 を推定することにした。逐次推定されるばね定数 $\hat{K}_c$ は1サンプル前の $h_0(n-1)$ と $h_3(n-1)$ から推定するので、式(14)と式(17)から以下の式(24)となる。

$$\hat{K}_c(n) = -\frac{h_0(n-1)}{h_3(n-1) \cdot T} \quad (24)$$

この1サンプル前の推定結果を再帰的に導入することにより、式(21)から式(25)を得る。

$$v_2(n) = \text{sgn}(\omega_m(n) + \frac{h_3(n-1)}{h_0(n-1)} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1))) \quad (25)$$

観測可能なトルク T_m と同じく、観測可能なモータ角速度 ω_m から結合トルク T_c は式(6)から次式(26)で求めることができる。

$$T_c(n) = T_m(n) - J_m \cdot (\omega_m(n) - \omega_m(n-1)) / T \quad (26)$$

この結合トルク T_c と逆モデルの出力である推定結合トルク $\hat{T}_c$ との差を同定誤差 $e(n)$ として、最急降下法のアルゴリズムによって、逆モデルの各係数は式(27)のように更新する⁹⁾。これにより、機械モデルのイナーシャ、非線形摩擦、および、ばね定数を同時に同定することができる。

$$h_m(n) = h_m(n-1) + \mu(n) \cdot e(n) \cdot v_m(n) \quad (27)$$

$$\text{但し, } e(n) = T_c(n) - \hat{T}_c(n)$$

ここで μ は同定速度を決める係数である。同定速度が入力の大きさに影響しないようにするために、 μ は式(28)のように逐次変更することにした^{10)~12)}。なお、筆者らは先の研究において、この係数 μ について式(28)のような不感帯を導入した。利点としては、入力の角速度がゼロクロス近傍で急激に変化する場合の離散化による遅れの影響を低減できる効果と、同定精度の制御対象や制御系パラメータ変動に対するロバスト性がある。よって本研究においても、式(28)のようなモータ角速度 ω_m の不感帯 σ を導入した。

$$\mu_m(n) = \begin{cases} \frac{\eta}{1 + \sum_{m=0}^4 v_m(n)^2} & |v_1(n)| \geq \sigma \\ 0 & |v_1(n)| < \sigma \end{cases} \quad (28)$$

Fig.5 Block diagram of proposed identification method

ここで、 η は正の定数とする。 σ はモータ角速度 ω_m に応じた不感帯を示す。なお、式(18)の係数 h_4 は $h_4 = h_1 \cdot h_3 / h_0$ と計算できるので、係数 h_4 は同定する必要がない。従って、最終的な逆モデルのオンライン同定式は式(29)となる。また、得られたオンライン同定法のブロック図は、図5のようになる。

$$h_m(n) = \sum_{m=0}^3 \mu_m(n) \cdot e(n) \cdot v_m(n) \quad (29)$$

3. シミュレーション結果

3.1 シミュレーション条件

逆モデルの各係数を同定するアルゴリズムの有効性を検証するためにシミュレーションを行った。シミュレーションに使用した制御系は図5のように、モータ角速度 ω_m を速度フィードバックとして、離散値系のPI速度制御器と電流制御器、及び制御対象である二慣性系の機械モデルから構成される。また、使用した速度制御の帯域は80Hz程度、電流制御の帯域は200Hz程度であることを考慮し、同定に使用する逆モデルのサンプリング周期 T は1msとした。式(6)~(8)で表される制御対象の二慣性系機械モデルの各係数を表1に示す。

3.2 同定用信号

逆モデルの各係数を同定する場合、速度指令に同定用の適切な信号を入力する必要がある。筆者らは先の研究で同定用信号としてローパスフィルタを通したM系列信号を使用することを提案した⁴⁾。この信号を同定入力として用いることにより、ゼロクロス部分の角速度 ω の動きを遅くして逆モデルの離散化による遅れの影響を低減すると共に、制御系の物理的なトルク制限を回避することができた。本研究では、式(30)に示す10次の特性多項式を持つM系列に遮断周波数3Hzの1次ローパスフィルタを通して使用した^{13)~15)}。

$$f(x) = x^{10} + x^3 + 1 \quad (30)$$

Table 1 Parameters for machine

Motor Inertia J_m	0.0023 kgm ²
Viscous friction C_t	0.01 Nm.s/rad
Coulomb friction C_2	1.5415 Nm
Table Inertia J_t	0.0119 kgm ²
Torsion K_c in resonant frequency 20Hz	30.43 Nm/rad
Torsion K_c in resonant frequency 10Hz	7.61 Nm/rad

ここで、M系列信号のクロック周期を100msとし、振幅はモータの動作領域を考慮して適切に選んだ^{16) 17)}。

3.3 同定結果

二慣性系の機械モデルの共振周波数 f は式(31)で計算される。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_c \cdot (J_m + J_t)}{J_m \cdot J_t}} \quad (31)$$

ばね定数 K_c が大きい、すなわち機械剛性が高いと共振周波数は高くなるが、機械剛性が低いと共振周波数は低くなる。

図6と図7は、クーロン摩擦係数 C_2 を同定するための入力 v_2 として、式(25)の推定テーブル角速度の極性を使わず、代わりに観測されるモータ角速度の極性を使った場合の同定結果を示す。ここでは逆モデルの各係数を同定している様子を示しており、縦軸は1が真値となるように各係数を正規化して表示させている。また、横軸は時間を示している。なお、ここでは値が小さい粘性摩擦を示す係数 C_1 は除外している。

図6は共振周波数20Hzにおける同定結果である。各係数は時間と共に真値に向かって逐次更新され、最終的に各係数は真値に対し $\pm 10\%$ の精度に収束している。図7は共振周波数10Hzにおける同定結果である。図6の結果に対しクーロン摩擦係数の同定精度が著しく悪化していることが分かる。次にその理由を考察する。

図8と図9は、M系列の速度指令を与えたときのモータ角速度とテーブル角速度を比較している。縦軸は各速度で、横軸は時間を示す。図8は共振周波数20Hzにおける角速度を示す。比較的機械剛性が高いと、両者の速度差は小さい。一方、図9は共振周波数10Hzにおける角速度を示す。機械剛性が低くなると、両者の速度差は大きくなる。つまりクーロン摩擦係数の同定に本来テーブル角速度を使うべきところを、代わりにモータ角速度を使うと、共振周波数10Hzと低い機械剛性では両者の速度差が大きいため、大きな精度誤差が発生してしまうことを示している。

従って、機械剛性が低い場合にも高い同定精度を得るためには、テーブルの角速度を用いる必要がある。しかしながら、ここではテーブルの角速度は観測できないものとしている。そこで本研究では、テーブルの角速度を式(25)で推定している。テーブルの角速度推定においては、未知のばね定数が必要となるが、本研究では、逐次推定されている逆モデルの係数を利用して、式(24)のようにばね定数を推定する方法を提案する^{18) 19)}。

図10と図11は、クーロン摩擦係数 C_2 を同定するため

Fig.6 Coefficients estimated in resonant frequency 20Hz by using motor velocity as v_2

Fig.10 Coefficients estimated in resonant frequency 20Hz by using estimated table velocity as v_2

Fig.7 Coefficients estimated in resonant frequency 10Hz by using motor velocity as v_2

Fig.11 Coefficients estimated in resonant frequency 10Hz by using estimated table velocity as v_2

Fig.8 Angular velocity in resonant frequency 20Hz

Fig.9 Angular velocity in resonant frequency 10Hz

の入力 v_2 として、式(25)の推定テーブル角速度の極性を使った結果を示している。図10は共振周波数が 20Hz における同定の様子を示し、図11は共振周波数が 10Hz における同定の様子を示す。いずれの共振周波数においてもクーロン摩擦係数はほぼ真値に収束していることが分かる。

また、他の係数に関しても同様にほぼ真値に収束している。このように本研究が提案する同定アルゴリズムは、二慣性系機械モデルにおいて、機械剛性が低い場合においても、高い精度の同定が可能であることをシミュレーションで示した。各パラメータは同定誤差 $\pm 5\%$ 以内で、実用上十分な精度を得ることができた。

4. 結 言

本研究では、ボールねじとサーボモータを直接組み合わせてテーブルを駆動する機構において、テーブル側のパラメータをオンラインで同定する実用的な方法を提案した。テーブル側のイナーシャや非線形摩擦だけでなく、ばね剛性も含めて同定する方法を示し、シミュレーションによりその効果を確認した。得られた結果を以下に要約する。

- (1) テーブルのイナーシャと非線形摩擦、ばね剛性を二慣性系でモデル化し、逆モデルの係数パラメータとして、逐次推定を行う方法を提案した。
- (2) テーブル速度情報を得ることができない二慣性モデルにおいて、逐次推定されるパラメータを使ってテーブル速度を推定しながら、テーブル側の非線形摩擦を精度良く同定する方法を提案した。
- (3) 提案したテーブル速度推定手法で、機械剛性の低い二慣性系でも逐次推定値は収束し、十分な同定精度を得ることができることを示した。

次の課題はこれらシミュレーションで確認された同定アルゴリズムを実験で検証し、シミュレーション結果と比較することにより、本提案の実用性を確認する事である。

参 考 文 献

- 1) 大塚二郎：位置決め制御技術の現状と動向，計測と制御 **41**,11 (2001) 769.
- 2) 岩崎誠・前田佳弘・川福基裕・平井洋武：非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化，電気学会D論，**126**,6 (2006) 732.
- 3) M. R. Elhami, D.J.Brookfield : Sequential Identification of Coulomb and Viscous Friction in Robot Drives, Automatica,**33**, (1997) 393.
- 4) 豊澤雪雄・園田直人・原田博之・柏木潤：非線形摩擦を含む機械モデルの同定，精密工学会論文，**77**,7 (2011) 688.
- 5) 大石潔：環境の不確かさや変動に対応した柔軟性のあるモーションコントロール，精密工学会特集，(2011) 443.
- 6) 涌井伸二：回想の半導体露光装置用ウェハーステージ，精密工学会特集解説，(2011) 447.
- 7) 上田真大・下田博一：ボールねじの玉挙動とロストモーション，精密工学会論文，**76**,12 (2010) 1371.
- 8) 前田佳弘・岩崎誠：直動転がり案内を有する精密位置決め機構に対する転がり摩擦モデルの比較評価，精密工学会論文，**77**,2 (2011) 194.
- 9) A. S. Morse : Global stability of parameter-adaptive control system, IEEE Trans. on Automatic Control, AC-25-3, (1980) 433.
- 10) サイモン・ヘイキン：適応フィルタ入門，現代工学社，(1987) 94.
- 11) 新誠一：適応制御理論の現状と将来，システム制御情報チュートリアル講座'89，(1989) 105.
- 12) 寺尾満，金井喜美：ロバスト適応制御入門，オーム社，(1989) 129.
- 13) H.Harada, Y.Toyozawa, M.Shigaki, H.Kashiwagi and .Yamaguchi : Identification of Nonlinear Parameters by Using M-sequence and Harmonic Probing Method, Journal of System Design and Dynamics, **2**,1 (2008) 209.
- 14) 原田博之，豊澤雪雄，志柿雅彦，柏木潤，山口晃生：M系列信号とボルテラ核を用いる非線形系のパラメータ推定，日本機械学会論文集 C 編，**74**,740 (2008) 766.
- 15) Y.Toyozawa,H.Kashiwagi,T.Yamaguchi : "Identification of Wiener-type Nonlinear Systems by Using M-sequence Correlation Method", SICE Annual Conference (2008) 2666.
- 16) 柏木潤：M系列とその応用，昭晃堂(1996)
- 17) 足立修一：制御のためのシステム同定，東京電機大学出版局(2002)
- 18) 戸川隼人：マトリクスの数値計算，オーム社，(1971) 64.
- 19) R.S バーガ：大型行列の反復解法，サイエンス社，(1972) 52.