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2報) *

— 2 慣性系の機械パラメータをオンラインで同定する実用的な方法 —

豊澤雪雄** 園田直人*** 原田博之† 柏木 潤†

A Method for On-line Identification of Oscillatory Type Machine Model Including Nonlinear Friction (2'nd Report)
-A Practical Method for On-line Identification of Machine Parameters Described by Two-Inertia System-

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. In the previous paper, we presented practical method for identifying the nonlinear parameters of the table driven by a ball screw mechanism and showed the effectiveness by the computer simulation. 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 a low pass filtered M-sequence is used as an input signal. The mechanical parameters are identified by using the steepest descent method with a dead band. This paper confirms effect of the proposed method from the results of the experimentation. 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

各種 NC 工作機械のテーブル軸には、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が、コストパフォーマンスに優れているため長い間用いられてきた。この実績のあるボールねじ駆動機構も、近年の工作機械への高生産性を要求する流れから、さらなる高速動作が要求されるようになってきている。高速駆動によるテーブル軸の共振励起を防ぐように安定に軌跡制御を行うためには、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が重要になってきている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2慣性系が用いられる。2慣性系はばね剛性を含む共振系なので、その安定性を保つ上でテーブルガイド部に内在する非線形摩擦の影響は大きく、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2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が、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った。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とイナーシャを低次の逆モデルとして制御ソフト中に組み込み、オンラインでこれらのパラメータを同定する実用的な方法を提案し、実験でその有効性を示した⁴⁾。

さらに本研究の第1報では、その手法を2慣性系にも使えるように拡張した。2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を使用される場合が多く、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、2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なることを数値シミュレーションで示した²⁰⁾。

本論文は本研究の第2報として、第1報において数値シミュレーションで確認した同定アルゴリズムを実験で検証する。実験における電流や角速度のノイズ除去や、サンプリングによる遅れの補償をすることで、非線形摩擦を含む簡略化された2慣性系の逆モデルでも実際の機械システムのパラメータを高い精度で同定できることを示す。

* 原稿受付 平成24年6月1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.1 Structure of the machine

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2慣性系でモデル化する^{5), 6), 7), 8)}。図2において、 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。

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、モータ側の摩擦係数 C_m は無視することにする。また、内部減衰係数 D_c は摩擦係数 C_t に含まれるとし、テーブル側の摩擦係数 C_t に関しては、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。なお、同定中は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。以上をまとめると、本研究で使用する制御対象の機械モデルは式(1)~(3)となる。

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

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

$$T_c(t) = J_t \cdot \frac{d\omega_t(t)}{dt} + C_1 \cdot \omega_t(t) + C_2 \cdot \text{sgn}(\omega_t(t)) \quad (3)$$

2.2 逆モデルの定義

本研究では、この2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 、粘性摩擦係数 C_1 、非線形摩擦係数 C_2 、及びばね定数 K_c を同定する

ので、逆モデルは式(3)と定義される。なお、テーブル角速度 ω_t は観測できないことを仮定するので、式(2)を使って観測可能なモータ角速度 ω_m から計算する。よって本研究で使用する逆モデルは式(4)のように定義される。なお、本研究ではソフトウェアによりデジタル制御されるため、式(4)は後退差分により離散化している。

$$\begin{aligned} T_c(n) = & \frac{J_t}{T} \cdot (\omega_m(n) - \omega_m(n-1)) + C_1 \cdot \omega_m(n) \\ & + C_2 \cdot \text{sgn} \left(\omega_m(n) - \frac{1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \right) \\ & - \frac{J_t}{K_c \cdot T^2} \cdot (T_c(n) - 2 \cdot T_c(n-1) + T_c(n-2)) \\ & - \frac{C_1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \end{aligned} \quad (4)$$

2.3 オンライン同定法

第1報で提案したように、本研究では式(4)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。観測可能なモータ角速度 ω_m と、同様に観測可能なモータ電流 i とモータのトルク定数 K_t から計算できる結合トルク T_c を、式(4)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(4)の逆モデルを以下の式(5)のようにおく。ここで式(4)の右辺の最後の項は、他の項から求めることができるので無視できる。

$$\hat{T}_c(n) = \sum_{m=0}^3 (h_m \cdot v_m(n)) \quad (5)$$

式(5)中の各係数 h_i および関数 v_i は以下のように定義する。

$$h_0 = \frac{J_t}{T} \quad (6)$$

$$h_1 = C_1 \quad (7)$$

$$h_2 = C_2 \quad (8)$$

$$h_3 = -\frac{J_t}{K_c \cdot T^2} \quad (9)$$

$$v_0(n) = \omega_m(n) - \omega_m(n-1) \quad (10)$$

$$v_1(n) = \omega_m(n) \quad (11)$$

$$v_2(n) = \text{sgn} \left(\omega_m(n) - \frac{1}{K_c \cdot T} \cdot (T_c(n) - T_c(n-1)) \right) \quad (12)$$

$$v_3(n) = (T_c(n) - 2 \cdot T_c(n-1) + T_c(n-2)) \quad (13)$$

なお、式(12)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_t の極性を意味する。しかしながら、式(12)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(12)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は1サンプル前の $h_0(n-1)$ と $h_3(n-1)$ から推定できるので, 式(6)と式(9)から次式(14)を得る.

$$\hat{K}_c(n) = -\frac{h_0(n-1)}{h_3(n-1) \cdot T} \quad (14)$$

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 は次式(15)で求めることができる.

$$T_c(n) = T_m(n) - J_m \cdot (\omega_m(n) - \omega_m(n-1)) / T \quad (15)$$

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(16)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, 及びばね定数を同時に同定することができる.

$$h_m(n) = h_m(n-1) + \mu(n) \cdot e(n) \cdot v_m(n) \quad (16)$$

但し, $e(n) = T_c(n) - \hat{T}_c(n)$

μ は同定速度を決める係数であるが, 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(17)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(17)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, 制御系パラメータ変動に対するロバスト性がある.

$$\mu_m(n) = \begin{cases} \frac{\eta}{1 + \sum_{m=0}^4 v_m(n)^2} & |v_1(n)| \geq \sigma \\ 0 & |v_1(n)| < \sigma \end{cases} \quad (17)$$

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. 得られたオンライン同定法のブロック図は, 図3のようになる.

3. 実験結果

3.1 実験装置

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

Fig.3 Block diagram of proposed identification method

証するために図4のような実験装置を製作した. 制御対象は, 2つのモータをトーションバーでばね結合した2慣性系とした. 先に示したボールねじ駆動の機械(図1)は, 図2のようにテーブルとモータが, ばねで結合される2慣性系でモデル化できる. 実験装置ではこれを実現するために, 一方のモータを駆動側とし, 他方のモータをテーブルに相当する負荷側とした.

負荷側にも同じモータを配置したのは, クーロン摩擦に相当するトルクを発生させるため, トルク制御を行って, その大きさを変更できるようにしている. 図5はクーロン摩擦として4Nmとなるようにトルク制御をした実験装置の摩擦特性で, 角速度を変えながら繰り返しトルクを実測した結果である. これから分かるようにクーロン摩擦は指定した4Nmとなっており, 粘性摩擦はほぼ0となっている. また, わずかにヒステリシスを持つ特性となっている. これは負荷側モータのトルク制御における応答の遅れの影響である.

また, 負荷側のモータにはイナーシャを付加することができ, トーションバーも径が異なるものに変更できるようにしている. これにより, 機械の共振周波数を自由に變更できる. 今回の実験では, 負荷側イナーシャが駆動側イナーシャの約4倍になるようにしており, このイナーシャとトーションバーのねじれ剛性から共振周波数は約20Hzとしている. これは本研究が対象とする工作機械の駆動軸で発生する共振周波数と比較すると十分低い機械剛性を実現している. 共振周波数が高い場合は, 1慣性系の逆モデルで同定した場合でも推定誤差は大きくならないのでより低い共振周波数で実験を行うことにした. 実験装置における式(1)~(3)で表される2慣性系機械モデルの各係数を表1に示す.

図4に示す実験装置は, サーボコントロールを含むファナック製の数値制御装置(CNC), アンプ, モータで構成される. CNCへ入力された速度指令はサーボコントローラを経てPWM出力に変換され, アンプで電流増幅されてモータを駆動する. 同定に利用する電流フィードバックはモータを駆動するアンプに流れる電流をA/D変換して得られる. A/D変換器は14bitの分解能を持ち, 適用されるアンプでは最小分解能が約0.005Aとなる. モータは定格出力1.4kWのACサーボモータを適用した. 駆動側のモータには1回転約100万パルスの分解能を持つエンコーダが内蔵されており, このエンコーダの情報を使って, 同定に利用する速度フィードバックを得る. サーボコントローラは速度制御, 電流制御を行っている. 速度制御の帯域は80Hz程度, 電流制御の帯域は400Hz程度であることを考慮し, 逆モデルの同定を行うサンプリング周期 T は1msとした.

Table 1 Block diagram of proposed identification method

Motor Inertia J_m	0.0079 kgm ²
Viscous friction C_l	0 Nm.s/rad
Coulomb friction C_2	4 Nm
Table Inertia J_t	0.03 kgm ²
Torsion K_c	92.7 Nm/rad
In case of 20Hz resonance

Fig.4 Experimental equipment for the two-inertia system

Fig.5 Characteristic of Coulomb friction in experimental equipment

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⁾。これは、周波数成分を均一に含み、同定速度に優れているM系列信号にローパスフィルタを作用させることにより、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ためである。本研究では、式(18)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)}。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20 rad/sに選んだ^{16) 17)}。

$$f(x) = x^{10} + x^3 + 1 \quad (18)$$

3.3 同定結果

実験は先の第1報の数値シミュレーションと以下の点で異なる。

- 1) クーロン摩擦特性がヒステリシスを持つ(図5)。
- 2) 電流及び角速度のフィードバック信号にノイズが含まれる。
- 3) 電流及び角速度のフィードバック信号にサンプリングの遅れが生じる。

これらは同定の精度を大きく悪化させる原因となるため、実験による同定では、上記の問題に対し、それぞれ以下の対策を行った。

- a) 式(17)の不感帯幅を3 rad/s (振幅の15%)に設定
- b) ノイズ除去のためのローパスフィルタを適用

c) 遅れ補償器を適用

図5でも示したように、実験装置のクーロン摩擦は、モータのトルク制御によって作り出した擬似的な摩擦であるため、トルク制御の応答性の影響で、わずかなヒステリシスを持ち、この特性が安定していない。この影響を除くために、角速度が0近傍での動きを同定計算から除くために式(17)のような不感帯を導入した。

電流フィードバックはアンプに流れる電流をA/D変換しているためPWMのスイッチングノイズ等が含まれる。一方、速度フィードバックはエンコーダからシリアル通信で転送されるためノイズは含まれないが、エンコーダ内部のアナログ回路のノイズや電気的な内挿誤差がノイズとなる。図6では同定に使用した実際の電流フィードバックを示しており、信号にノイズが含まれることが分かる。同定計算ではこれらの信号の2階差分値を用いるので、その影響は無視できない。よって、対策として図9のように数Hzの帯域を持つローパスフィルタを適用してノイズ分を除去した。

図7は、式(17)の不感帯幅は適当に設定しているが、ノイズ除去のローパスフィルタを適用しない場合の結果である。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いる。縦軸は各係数を正規化したもので、1が真値となる。また、横軸は時間を示している。なお、ここでは値がほぼ0である粘性摩擦を示す係数 C_1 は除外している。ばね定数 K_c は最終的に負の値に収束し、正しい結果が得られない。これに対し図8はノイズ除去のローパスフィルタを適用した場合の結果である。ばね定数 K_c が負の値に収束する現象は改善するが、なお真値の2倍程度と誤差を持つ。またクーロン摩擦 C_2 も真値の70%程度と実用レベルの精度には至っていない。

Fig.6 Measured current during identification

Fig.7 Coefficients estimated without low-pass filter for noise

Fig.8 Coefficients estimated with low-pass filter for noise

電流フィードバックや速度フィードバックは、そのデータをアンプやエンコーダでラッチして、コントローラへ転送し利用するまでには遅れが発生し、その遅れは電流と速度で異なっており、また前記した差分計算でも遅れが生じるため、これを補償する必要がある。図9はコントローラが取り込んだ電流と速度から同定器の入力信号を計算するまでの処理に於ける遅れ補償のブロック図を示している。図10はノイズ除去に加えて、さらに遅れ補償を行った場合の結果である。同定精度は大幅に改善できていることが分かる。

次に同定アルゴリズムの信頼性を確認するために、負荷側モータのトルク指令を変更して、クーロン摩擦特性を変化させた。ここでは、2Nm, 4Nm, 6Nm, 8Nmと変化した場合の各係数の推定結果を図11に示す。結果が示すようにクーロン摩擦が変化しても、各係数は精度良く同定できていることが分かり、提案する同定アルゴリズムの信頼性が確認できる。

このように本研究が提案する同定アルゴリズムは、2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実験で示した。各パラメータは同定誤差 $\pm 10\%$ 以内で、実用上十分な精度を得ることができた。本研究では同定中に外乱が加わらないものと仮定しているが、実際にはモータのコギングやアンプの不感帯などによるトルクリップの影響があり、これらは外乱とみなされる。これらの外乱の影響を除くことができれば、さらに同定精度の向上が期待できることから、今後の研究課題とする。

Fig.10 Coefficients estimated with both low-pass filter for noise and delay compensation

Fig.11 Coefficients estimated with various Coulomb frictions

Fig.9 Block diagram for delay compensation

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、テーブル側のイナーシャや非線形摩擦、ばね剛性の機械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、実験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2慣性系でモデル化し、逆モデルの係数をパラメータとして、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2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) ノイズ除去のローパスフィルタや、サンプリング遅れの補償器を適用することで、実験による同定精度を改善した。
- (4) 提案したテーブル速度推定手法やノイズ対策などで、機械剛性の低い2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。

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.
- 20) 豊澤雪雄・園田直人・原田博之・柏木潤：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)，精密工学会誌論文，**78**,6 (2012) 488.