テーブル駆動系における GMDH による 非線形摩擦の自律モデリングと補償

正員 岩崎 誠 (名古屋工大)
学生員 柴田 知宏 (名古屋工大)
正員 松井 信行 (名古屋工大)

GMDH-Based Autonomous Modeling and Compensation for Nonlinear Friction in Table Drive System

Makoto Iwasaki, Member, Tomohiro Shibata, Student Member, Nobuyuki Matsui, Member (Nagoya Institute of Technology)

This paper presents a novel mathematical model-based compensation algorithm for the nonlinear friction in table drive systems using Group Method of Data Handling (GMDH). In the proposed compensation, the nonlinear friction can be autonomously modeled as a polynomial expression of appropriate control state variables according to the process of GMDH and, as a result, the complicated structural modeling and its parameterization, indispensable in conventional model-based strategies, can be completely eliminated. In addition, since the proposed GMDH-based model can easily achieve the generalization ability for table drive condition, the robust compensation for friction can be attained against the change of drive conditions. The proposed algorithm has been verified by experiments using a table drive system of actual machine tools and proved the significant performance improvement in the trajectory control with velocity reversal motion.

キーワード：非線形摩擦補償, 摩擦モデリング, GMDH, 汎化能力, テーブル駆動系

1. ま え が き

近年の電動サーボドライブ技術の発展は、電動機を多岐に亘る負荷機械系の駆動源とすることを可能としており、産業駆動装置の高機能・高性能化に寄与してきた。しかし、機械系には摩擦やバックラッシュに代表される種々の非線形要素が含まれることが多く、新たな問題点も指摘されている。非線形要素の一つに挙げられる非線形摩擦は、X-Y テーブル駆動の象限切換え時のトラッキングエラーや、低加速度駆動や微小送り制御時のスティック・スリップモーション等の原因となり、最終制御精度の低下を招くことは周知である⁽¹⁾。その場合、構造的に特性劣化を完全に排除することは一般に困難であるため、与えられたサーボ仕様を満足すべく非線形性のダイナミクスを考慮した制御系で補償することが必須となる。

非線形摩擦補償法は、一般に、制御理論に立脚したフィードバック補償法と、摩擦の物理現象に対する数学モデルを用いたフィードフォワード補償法に大別できよう。それぞれの代表としては、状態オブザーバによって瞬時摩擦トルクを推定して補償する方法⁽²⁾、速度方向反転時や始動時に

摩擦モデルに基づいて予め設定された補償トルクを強制印加するバンバン補償⁽³⁾が提案され、実用に供している。

前者の状態推定器ベースの補償法は、摩擦に対する厳密なモデルやパラメータの設定が不要、制御理論に基づき制御系の設計指針が明確、フィードバック制御系の持つ安定性やロバスト性といった議論が容易等の大きな特徴を有する。他方、一般に状態オブザーバの応答帯域の制限等により摩擦補償特性改善に限界がみられる等の欠点も指摘されている⁽⁴⁾。それに対して、システム外乱としてクーロン摩擦特性を考慮して構成した一種の適応推定器を用いた補償法⁽⁵⁾⁽⁶⁾が提案され、推定遅れのない高精度な摩擦補償の可能性も示されている。しかし、実際の非線形摩擦は、静特性と動特性の違い、動作の前歴や駆動状態によって特性が変化する等の複雑な現象を示すため⁽⁷⁾⁽⁸⁾、非線形摩擦補償に特化して完全な補償を実現することは困難である。

一方、後者に代表される数学モデルベースの補償法は、複雑な補償器を必要とせず、簡便にかつ効果的な補償が期待できる。その場合、より精密なモデルに立脚することが、より高精度な補償をもたらすことになるが、モデルの選択やその定数同定の煩雑さ等の問題も残されているため、複雑

な処理を必要とせず人手を介さない自律的な摩擦モデル生成が望まれるところである。そこで、ニューラルネットワーク等のソフトコンピューティング技法の適用により、摩擦に対する物理的解釈を介することなく、システムの入出力関係のみから非線形数学モデルを構築する手法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾が提案されている。しかし、モデルの内部構造の不明確さ、演算量の多さによるリアルタイム処理の困難さ等の問題が残されている。

以上のように、2つのアプローチはそれぞれの特徴・位置付けを有しており、実際の制御対象に応じて選択されるべきである。すなわち、状態推定器ベースの場合には、フィードバック制御系の特徴を活かして、摩擦補償のみならず制御系全体のトータル設計実現を目指すべきであり、また、数学モデルベースでは、非線形摩擦補償に重点を置いた、より精密な補償実現を目指すべきである。このような背景の下、本研究ではモデルベースのアプローチ導入を前提に、運動方向反転時の軌跡制御特性の改善を目指すものである。ここでは、進化的計算手法の一つである発見的自己組織化法(GMDH; Group Method of Data Handling)⁽¹¹⁾によって、前歴や駆動状態に対して汎化能力をもった非線形摩擦モデルを自律的に構築し、そのモデルを用いた摩擦補償法を提案する⁽¹²⁾。GMDHの特徴としては、推定モデルを部分多項式の階層構造として表現するため、モデルの多項式構造とそのパラメータ同定が一括して実現できることが挙げられる。すなわち、既存のトライボロジ理論に基づく摩擦モデルの選択や摩擦数学モデルの構造決定、そしてその定数同定といった煩雑な処理を経ることなく、コントローラが自律的にモデリングを実現可能である。さらに、GMDHによって作成されたモデルは、多項式として内部構造が明確であり、制御用プロセッサによるリアルタイムでの高速演算処理にも適している。本論文では、CNC旋盤に使用されているテーブル駆動装置に提案手法を適用し、既存のモデルベースアプローチの代表であるバンバン補償法との比較検討を通じて、駆動状態変化に対する汎化能力を有する非線形摩擦補償特性を示し、本手法の有効性を確認する。

2. GMDH の概要

GMDH は、種子の品種改良を参考に、種蒔き、育成と交配、種子の選択と廃棄の一連の操作を、入力変数の決定、モデルの構成とパラメータ同定、終了判定によるモデルの選択にそれぞれ対応させた進化的計算手法である⁽¹¹⁾。図1に、実際の工学的応用に際した GMDH による推定システム構築フローを示す。GMDH では、一般に2変数の入力に対する2次の部分多項式を階層的に組み合わせることによって、非線形プラントに対する推定式を構築する。第一層では、 n 個のシステム入力変数 x_i ($i = 1, \dots, n$) から2変数を選択し、次式の部分多項式を構成する。

$$a_k = c_0 + c_1 x_p + c_2 x_q + c_3 x_p^2 + c_4 x_q^2 + c_5 x_p x_q \quad (1)$$

ここで、 $k \leq n(n-1)/2$ は部分多項式の番号であり、多項

図1 GMDH による推定システム構築フロー

Fig. 1. Design flowchart of regression system using GMDH.

式係数 $c_0, \dots, c_5$ は実際のプラント出力 y と各入力 x_p, x_q の時系列データを用いた線形回帰分析 (例えば最小二乗法) によって決定される。但し、この階層化は各部分多項式が線形なものであっても、最終推定モデル出力には非線形項 (べき乗や積) を含ませることが可能であることを意味していること、さらに、階層数が大きくなる程推定モデル式に高次の項が現われ、モデル出力が不安定、発散的になる傾向があるため、部分多項式の構造や階層数の適切な選択が重要であることに留意されたい。

この部分多項式は、入力変数の組み合わせにより複数構築されるが、その中から評価の高いものが選択され、その出力の組み合わせが次層への入力となる。ここで、 y と部分多項式出力との比較によって出力の評価を行う。この一連の操作をアルゴリズムの終了判定 (前層の最適出力に対して次層の最適出力の評価が低くなる場合) まで繰り返し、終了後、得られた部分多項式の階層的組み合わせが推定出力 $\hat{y}$ となる。

GMDH の特長としては、2変数の多項式構造のみを指定すれば入出力間に非線形性を容易に導入でき、少ない入出力データでも複雑な多変数系や非線形系の同定、予測が可能となる点が挙げられる。従って、トライボロジ理論等に立脚した複雑な数学モデルを前提とすることなく、単純な線形回帰手法の繰り返しによって、自律的に非線形摩擦モデルを構築可能と期待される。

図2 供試テーブル駆動システム
Fig. 2. Prototype of table drive system.

表1 供試システム諸元
Table 1. Specifications of prototype.

機械定数 (電動機側換算値)		
電動機定格出力	1.8	[kW]
電動機定格速度	1200	[rpm]
電動機定格トルク	14.7	[Nm]
ボールねじピッチ	12	[mm]
システムイナーシャ	9.27×10^{-3}	[kgm ²]
システム粘性摩擦係数	7.42×10^{-3}	[kgm ² ·s]
制御定数		
速度制御周期	200	[μs]
位置制御周期	1.0	[ms]
速度制御応答周波数	200	[rad/s]
位置制御応答周波数	20	[rad/s]

3. GMDHによる非線形摩擦モデルの自律生成

〈3・1〉 システム構成 本研究の実験検証には、図2に示すCNC旋盤の刃物台X軸テーブル駆動装置を供試システムとして用いた。システム諸元を表1に、システムの摩擦静特性(電動機側換算値)を図3に示す。本システムの場合、主にテーブル摺動面に摩擦が存在するが、それは静止摩擦から動摩擦に変化する際に速度に対して負勾配を持つ静特性を示している。

電動機速度及び位置の各制御処理は、DSP(TMS320C52, 40MHz)を用いて表1の制御周期で行われ、電動機トルク指令が50 μs毎に駆動用ドライバに出力される。電動機位置検出は、分解能100,000 pulse/rev.(テーブル側換算分解能0.12 μm/pulse)のエンコーダによって行い、電動機速度はその差分によって計算される。また、テーブル位置は分解能0.1 μm/pulseのリニアスケールによって検出され、位置比例制御に用いられている。

〈3・2〉 非線形摩擦モデルの構築 図4に、位置比例(P)補償-速度比例積分(PI)補償(以下P-PI補償)によるテーブル位置制御システムブロック線図を示す。ここで、 θ_L^* : テーブル位置指令、 θ_L : テーブル位置、 θ_M : 電動機位置、 ω_L : テーブル速度、 ω_M^* : 電動機角速度指令、 ω_M : 電動機角速度、 τ_M : 電動機発生トルク、 τ_f : 非線形摩擦、 K_{PP} : 位置Pゲイン、 K_{PV} 、 K_{IV} : 速度PIゲイン(全て電動機換算)である。また、図中の“ボールねじ”は θ_M から θ_L までの伝達特性を表わし、約2 μmのロストモーションが含まれているが、通常の運転中における低剛性によるねじれの問題は特に見受けられない。さらに、図中では、 τ_f は主に ω_L に依存すると

図3 システム摩擦静特性
Fig. 3. Measured static friction characteristic.

考えて、便宜上 τ_f を非線形関数 $f(\cdot)$ によって表している。摩擦推定モデル構築に際しては、GMDHで用いる入力変数を予め選択しなければならない。前述の通り、非線形摩擦はテーブル駆動状態等により変化するため、 τ_M 、 ω_M 並びに駆動状態を支配する ω_M^* の3変数を入力として選んだ。ここでは、前述の“ボールねじ”の不確かさもモデルに含ませることを目的に、非線形摩擦が発生するテーブルの角速度 ω_L ではなく、 ω_M を選択している。従って、GMDH推定出力である摩擦トルク $\hat{\tau}_f$ は、非線形関数 $\hat{f}$ を用いて

$$\hat{\tau}_f = \hat{f}(\tau_M, \omega_M^*, \omega_M) \dots\dots\dots (2)$$

で与えられる。

GMDH推定システムによるモデリングでは、部分多項式による回帰モデル構造や階層数の適切な選択も必須である。本研究で対象とする非線形摩擦モデリングの場合、階層化による推定モデル次数の急激な上昇は、入力データに含まれる高周波ノイズに起因する摩擦推定出力のノイズ成分を忠実に再現することとなる。これは、物理的に存在しない摩擦の高周波成分を出力することとなり、かえってモデルを複雑にすることにほかならない。従って、本システムではモデルの次数抑制を目的に、各部分多項式に対する線形回帰モデルには次式を、また、図5に示す3層構造と制限を加えた。

$$a_k = c_0 + c_1 x_p + c_2 x_q + c_3 x_p x_q \dots\dots\dots (3)$$

線形回帰分析により、(3)式の各部分多項式の係数 $c_0, \dots, c_3$ のパラメータ同定並びに各部分多項式に対する出力評価を行うためには、実プラント出力である摩擦トルク τ_f の情報が必要となる。しかし、 τ_f を直接検出することは困難であるため、システムパラメータと検出可能な入力から学習用教師データとして計算することとした。すなわち、本システムでは τ_f 及び粘性摩擦は主にテーブル摺動面で発生して ω_L に依存することを前提に、システム全体の慣性モーメント J と粘性摩擦係数 D 及び τ_M, ω_L を用いて、次式の離散値運動方程式から時系列データ $\hat{\tau}_f(n)$ を計算し、代用する。

$$\hat{\tau}_f(n) = \tau_M(n) - J \frac{\omega_L(n) - \omega_L(n-1)}{T_s} - D \omega_L(n) \quad (4)$$

図 4 テーブル位置制御システムブロック線図
Fig. 4. Block diagram of table position control system.

図 5 非線形摩擦推定システム
Fig. 5. Estimation system of nonlinear friction.

図 6 GMDH による摩擦モデル製作用学習データ
Fig. 6. Input/Output training data of GMDH for friction model.

ここで、 T_s ; サンプル時間 (1 ms) である。また、ボールねじのロストモーションによる振動及び速度情報の量子化に起因する高周波ノイズを、良く知られている外乱オブザーバと同様の考え方でフィルタリングするため、 ω_L に関して複数サンプル周期の移動平均 $\bar{\omega}_L$ を用いている。その場合、システムの機械的時定数よりも十分短い 5 ms (5 サンプルに相当) を移動平均時間を選んだ。本摩擦学習用時系列データを用いて、線形回帰分析により各部分多項式係数を決定した後、同じ入力に対する多項式出力 $\hat{\tau}_f$ と学習用データ $\hat{\tau}_f$ の偏差二乗積分によって、次層で用いる多項式候補を選択するための評価を行っている。

GMDH による摩擦モデル作成に際しては、動作の前歴や駆動状態に対する汎化能力を考慮して、2 種類の加減速度による電動機速度指令を与えた場合の入出力データを用いた。速度指令の加減速度は 98, 188 rpm/s² (テーブル側換算値 71, 135 m/min²) 一定で、それぞれ正回転、負回転時における、 $\omega_M^*, \omega_M, \omega_L, \tau_M$ の時系列データを採取した。図 6 は、加減速度 188 rpm/s² で正回転時に採取した GMDH 用入出力データの一例である。

さて、高精度位置決め 軌跡制御を実現するためには、特に速度方向反転前後での制御遅れのない摩擦補償が必須となる。そのためには、テーブル速度が零に達した直後に速度

反転を実現可能な補償トルク印加が実現されなければならない。その意味から、本摩擦モデルとしては正回転用と負回転用の 2 種類を用意し、速度符号によってそれらを切替える構造としている。さらに、摩擦モデル構築に必要な摩擦情報としては、速度反転特性中のテーブルが動き出した直後から停止するまでの値のみを用いるべきである。すなわち、テーブル停止区間中の $\hat{\tau}_f$ は単に τ_M と釣り合っているだけの状態で、真の摩擦値とは異なるからである。良く知られているように、摩擦の影響による零速度時間 (静止状態から動き出すまでの時間) は駆動加減速度に依存し、一般的には、加減速度が低いほど零速度時間は長大する⁽⁴⁾。本入力データ採取に当たっては、2 種類の加減速度に対して、共に合計 500 サンプル長の速度指令となるよう最高速度を調整しているが、それぞれで最初の零速度期間が異なっている。ここでは、図 6 の縦点線で区切られた 470 サンプルと、加減速度 98 rpm/s² 一定の正回転時において、上述の条件を満たす 450 サンプルのデータを直列に組み合わせ、合計 920 サンプルのデータを正回転時の摩擦モデル作成に用い

図7 提案補償システムブロック線図

Fig.7. Block diagram of velocity control system using proposed compensation.

図8 バンバン補償システムブロック線図

Fig.8. Block diagram of velocity control system using bang-bang compensation.

た。負回転時にも同様のデータ設定で行っている。

一例として、正回転時の摩擦モデル多項式を(5)式に示す。ここで、電動機トルク・速度に対する応答速度仕様を満足すべく、摩擦モデルには高速応答性の具備が要求される。従って、(5)式によるオンライン摩擦推定では、トルク、速度、速度指令には移動平均を導入していない。

$$\begin{aligned} \hat{\tau}_{fp} = & 1.27 + 1.65 \tau_M + 8.26 \tau_M^2 - 2.36 \omega_M \\ & - 1.02 \tau_M \omega_M + 0.03 \omega_M^2 + 2.41 \omega_M^* \\ & + 1.56 \tau_M \omega_M^* - 0.09 \omega_M \omega_M^* + 0.07 \omega_M^{*2} \quad (5) \end{aligned}$$

上式は、本制御システムで用いた DSP によって 2.5 μ s 未満で計算可能であり、トルク制御周期である 50 μ s 間でのリアルタイム演算処理による摩擦推定は十分可能である。

本摩擦モデルはテーブル駆動状態を反映する各状態量を用い、さらにモデル作成データを異なる 2 種類の加減速状態から採取している。従って、駆動状態によって変化する非線形摩擦に対して汎化能力を有する推定が実現できることが期待される。

4. テーブル駆動系の摩擦補償実験結果

ここでは、従来から数学モデルベースの非線形摩擦補償法の代表として多用されているバンバン補償法と提案手法の制御特性を、実験により比較検討する。その際、駆動条件変化に対する汎化能力に着目し、提案のモデル作成手法の有効性を検証する。

〈4・1〉 摩擦補償法 図7は、前章で作成した摩擦モデルを用いた速度制御システムブロック線図である。 ω_M^* 、 ω_M 、 τ_M を摩擦モデルに入力して計算された $\hat{\tau}_f$ を、速度PI補償器出力に重畳することで非線形摩擦補償としている。

(a) 非線形摩擦補償なし (P-PI 補償)

(b) バンバン補償法

(c) 提案補償法

図9 位置軌跡制御特性 (最大送り速度 767 mm/min)

Fig.9. Trajectory control characteristics (maximum feed rate of 767 mm/min).

図8に、バンバン補償を用いた速度制御システムブロック線図を示す。バンバン補償は、システム摩擦を速度方向のみに依存したクーロン摩擦としてモデル化することを前提に、速度方向反転時に予め設定したバンバン補償トルク T_{BB} を強制印加するものである。ここで、 T_{BB} は摩擦静特性から得られるクーロン摩擦値を設定すればよいという報告がなされている⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾。本実験では、図3より $T_{BB} = 1.3$ Nm と与えた。

〈4・2〉 摩擦補償結果 図9は、テーブル位置振幅 50 mm、周波数 0.041 Hz(最大送り速度 767 mm/min)の正弦波位置指令 θ_L^* を与えた時の、(a) P-PI 制御系のみで摩擦補償を行わない場合、(b) バンバン制御による摩擦補償、(c) 提案の摩擦モデルを用いた摩擦補償の、それぞれによるテーブル位置軌跡制御特性を示したものである。図中 $\Delta\theta$ は、軌跡制御誤差 ($\theta_L^* - \theta_L$) を拡大して表示したものである。(a) の P-PI 制御のみの場合、速度方向反転時の摩擦による電動機トルク応答遅れに起因する速度停止期間によって、最大約 10 μ m の位置軌跡制御誤差がみられる。(b) では、(a) に

(a) 非線形摩擦補償なし (P-PI 補償)

(b) バンバン補償法

(c) 提案補償法

図 10 位置軌跡制御特性 (最大送り速度 1534 mm/min)

Fig. 10. Trajectory control characteristics (maximum feed rate of 1534 mm/min).

(a) 非線形摩擦補償なし (P-PI 補償)

(b) バンバン補償法

(c) 提案補償法

図 11 位置軌跡制御特性 (最大送り速度 2301 mm/min)

Fig. 11. Trajectory control characteristics (maximum feed rate of 2301 mm/min).

比べて速度反転時のトルク応答遅れがなくなった結果、制御特性は大幅に改善されているものの、最大で $4 \mu\text{m}$ 程度の軌跡制御誤差が残っている。それに対し、(c) では誤差 $2 \mu\text{m}$ 以下の極めて良好な軌跡制御特性が得られていることがわかる。

図 10, 11 は、モデルの駆動条件に対する汎化能力を検証するため、図 9 で用いた正弦波位置指令の周波数をそれぞれ $0.081, 0.122 \text{ Hz}$ (最大送り速度 $1534, 2301 \text{ mm/min}$) と変化した場合の軌跡制御特性を見たものである。但し、何れの場合も、送り速度が速くなるにつれ、位置制御系の位相遅れが目立つようになっているが、これは摩擦補償とは直接関係がないことに留意されたい。両図 (a) では、図 9(a) と同様のトルク応答遅れに起因する最大約 $15 \mu\text{m}$ の位置軌跡制御誤差がみられる。また、両図 (b) からは、最大送り速度を大きくするにつれ軌跡精度が低下しており、 $6 \mu\text{m}$ 程度の制御誤差が発生している。すなわち、駆動条件の変化に対して最適な T_{BB} の値が異なるため、バンバン補償は汎化能力を備えていないことを示している。それに対して、(c)

の提案補償法の場合は、駆動条件が異なる場合においても位置軌跡制御誤差は最大 $3 \mu\text{m}$ 以内に抑えられている。

5. あとがき

本論文では、GMDH による非線形摩擦モデルの自律生成と、その推定モデル出力を用いた非線形摩擦の補償法を提案し、供試テーブル駆動システムによる実験結果によって提案法の有効性を示した。本研究で得られた成果をまとめると、以下ようになる。

- (1) 提案の GMDH による非線形摩擦モデリングは、従来別々の問題として扱われてきた摩擦モデル構造の決定とそのパラメータ同定を、入出力学習データに基づいて一括して処理可能とするものである。その結果、トライボロジー理論等による摩擦に対する知識を必要とせず、コントローラが自律的に摩擦モデルを獲得可能となった。
- (2) 作製された摩擦モデルは、最終的に入力変数の多項式表現として与えられるため、その内部構造は明確であり、かつ制御用プロセッサによるリアルタイム処理に適したもので

ある。モデリングに際しては、テーブルの駆動状態を支配する電動機トルク、電動機速度、電動機速度指令を入力変数として選択した結果、テーブル駆動条件変化に対する汎化能力を具備した摩擦モデルが実現された。この特長は、モデルベース補償の代表であるバンバン制御はもとより、簡便なクーロン摩擦モデルに基づいて設計された非線形適応外乱オブザーバ併用型補償でも実現が困難なものである。

(3) 本法は、供試テーブル駆動システムを用いた、速度反転動作を含む軌跡制御特性の評価によってその有効性が確認された。その際、軌跡指令中の送り速度を変化させても軌跡誤差は $3\ \mu\text{m}$ 程度に抑制することができ、駆動条件に対するモデルの汎化性を実験的に確認した。

今後は、より高精度な摩擦補償を目指した、GMDH 内部構造の最適化に対する検討を行いたい。なお、本研究は(財)名古屋産業科学研究所「創発型ソフトコンピュータの開発」プロジェクトの一部として遂行された。多くの議論に参加頂いたプロジェクト関係者各位に、紙面を借りて謝意を表す。

(平成 11 年 4 月 12 日受付, 同 11 年 8 月 19 日再受付)

文 献

- (1) B. Armstrong-Hélouvy: "Control of Machines with Friction", Kluwer Academic Publishers, 1991
- (2) 清水, 猪岡: 「カルマンフィルタによる固体摩擦の推定 (第 1 報)」, 日本機械学会論文集 C 分冊, vol.53, No.496, pp.2608-2612, 1987
- (3) 是田, 沖友, 津村, 竹内, 江川: 「バンバン制御による工作機械送りの高精度化に関する研究」, 精密工学会誌, Vol.60, No.3, pp.427-431, 1994
- (4) 岩崎, 鬼頭, 松井: 「非線形摩擦を有する電動機速度制御系の特性解析と摩擦補償」, 電学論 116-C, 1, pp.96-102, 1996
- (5) 山田: 「オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用」, 計測自動制御学会論文集, 24, pp.162-169, 1988
- (6) 岩崎, 鬼頭, 松井: 「外乱オブザーバによる電動サーボ系の非線形摩擦補償」, 電学論 117-D, 4, pp.456-452, 1997
- (7) 岡村, 松原, 野呂: 「摩擦振動系に関する実験的解析」, 精密機械, Vol.34, No.12, pp.774-779, 1968
- (8) 岩崎, 竹居, 柴田, 松井: 「ニューラルネットワークによる非線形摩擦動特性に関する考察」, 平 11 電学全大, No.904, pp.4-279-280
- (9) C. Schäffner, D. Schröder, and U. Lenz: "Application of Neural Networks to Motor Control", Proc. of IPEC'98, pp.46-51, 1998
- (10) M. K. Ciliz and M. Tomizuka: "Modeling and Compensation of Friction Uncertainties in Motion Control A Neural Network Based Approach", Proc. of ACC'95, pp.3269-3273, 1995
- (11) 林: 「GMDH」, 日本ファジィ学会誌, Vol.7, No.2, pp.270-274, 1995
- (12) 柴田, 岩崎, 松井: 「GMDH による非線形摩擦の自律モデリングと補償」, 電学研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-99-12, pp.75-80, 1999
- (13) C. C. de Wit, H. Olsson, K. J. Åström, and P. Lischinsky: "A New Model for Control of Systems with Friction", IEEE Trans. on Automatic Control, 40, pp.419-425, 1995
- (14) 岩崎, 柴田, 松井: 「外乱オブザーバによる非線形摩擦補償とテーブル駆動系への適用」, 電学論 118-D, 1, pp.51-57, 1998

岩 崎 誠 (正員) 昭和 39 年 1 月 15 日生。平成 3 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月名古屋工業大学助手, 現在に至る。工学博士。運動制御の研究に従事。精密工学会, IEEE 会員。

柴 田 知 宏 (学生員) 昭和 49 年 10 月 18 日生。平成 11 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士前期課程修了。在学中, テーブル駆動系の摩擦補償に関する研究に従事。同年 4 月オークマ株式会社に入社。

松 井 信 行 (正員) 昭和 18 年 5 月 7 日生。43 年 3 月名古屋工業大学大学院修士課程修了。同年 4 月名古屋工業大学助手, 講師, 助教授を経て, 60 年 4 月同電気情報工学科教授, 現在に至る。工学博士。パワーエレクトロニクスおよびモーションコントロールの研究と教育に従事。計測自動制御学会, 日本ロボット学会, IEEE 会員。