摩擦力を考慮した円弧補間運動の実時間逆伝達関数制御*

海野 徹** 森本 喜隆*** 市田 良夫*** 佐藤 隆之介***

Real-time Compensation of Circular Interpolation Motion Error by Inverse Transfer Function Based on Friction Analysis

Toru UNNO, Yoshitaka MORIMOTO, Yoshio ICHIDA and Ryunosuke SATO

The real-time inverse transfer function method is realized by the real-time compensation of positioning as the second regression function. The stick motion is suppressed 50% of trajectory error of the conventional PID control without identifying the parameters previously. However, the suppression of stick motion was not enough because the friction force at quadrant motion is not considered directly. In this report, we have developed a new experimental system based on the friction force measurement and analysis. The friction correction is applied to a real-time inverse transfer functional method considering the dynamic behavior of the friction. In the experimental results obtained by our method, the peak values of the stick motion are decreased 65.3% on average. In the contoured profile of the workpiece by our method, the stick motions almost despair.

Key words positioning control, stick motion, inverse transfer function, frictional correction

1. 緒 言

NC テーブルの高速化に伴い、象限切替え時におけるテーブル速度反転により生じる象限突起が、円弧補間運動における軌跡誤差として大きな問題となっている^{1)~5)}。象限突起の原因として考えられるのは、駆動機構の象限切替え時におけるボールねじ、ナット間またはガイド等によって生じる摩擦力特性である。よって象限切替え時の摩擦力をどのように補正するかが、象限突起補正における最大の焦点となっている。

そこで摩擦力の非線形特性を表す様々なモデルおよびその制御法が提案されている。二見ら⁶⁾はリニアモータによりガイドを駆動させその時の摩擦力を測定し、速度反転時のころがり摩擦力の変動モデルを提案した。また大塚ら⁷⁾は位置決め制御における転がり摩擦を、ブラシモデルを用いモデル化しそのパラメータ決定法を提案している。また垣野ら⁸⁾は速度反転時のトルク出力の遅れを補正する方法を提案している。この方法は速度反転時のトルクを測定し、象限突起と送り速度との関係を検証し、サーボモータの電流を強制的に反転させることにより象限突起の補正を行っている。堤ら¹⁰⁾¹¹⁾は摩擦力のヒステリシスを簡単な数式でモデル化し制御を行なっている。

しかし非線形特性をモデル化することは容易ではなく、またパラメータ同定に複雑な調整を必要とする場合もある。さらに既存の駆動装置を用いて摩擦力の動的挙動の解析およびそれに基づく象限突起の補正を行なう場合には、サーボモータから駆動対象であるテーブルに至るまで、カップリング、ボールねじ、ナットそして転がり案内などの中間要素が存在する。そのため象限突起における摩擦力はどの要素により生じているかを判別することは容易ではなく、また駆動機構のがた等の様々なテーブル挙動が象限突起の解析を一層複雑にしている。

著者らは象限突起の抑制と軌跡精度の向上を目的に、実時間逆伝達関数制御を提案している¹²⁾。この制御法は動作を区分線形化することにより、動作中の動特性を同定し、これを用いて制御入

力を修正する手法である^{13)~15)}。この制御法により、象限突起の改善は見られたが、速度反転時の非線形特性を正確に表現することは不十分であった。象限突起を更に抑制するには、象限突起の原因である摩擦力を解析し補正する必要があると考えられる。そこで駆動機構の摩擦力特性を考慮した補正入力と実時間逆伝達関数制御を組み合わせることにより、象限突起の更なる抑制を図る。

本研究では、NC サーボモータを摩擦力のみを付加した状態で駆動させることにより、ボールねじ等の駆動機構の中間要素を除外した、速度反転時の摩擦力を測定し、動的挙動の解析を行なった。本報では、これを基に象限突起補正值と向心加速度を用いた摩擦力補正アルゴリズムを求め、実時間逆伝達関数制御に適用し軌跡制御実験および円弧補間加工を行ない、制御効果および形状精度の評価結果について報告する。

2. 実験装置

象限突起における摩擦力の解析は、動力計により摩擦力を直接測定することにより行う。そこで象限突起におけるボールねじ等の駆動機構による挙動と摩擦挙動とを分離するため、すべり摩擦力のみによる象限突起挙動を計測できる装置を製作した。

図1に摩擦力測定に用いた実験装置を示す。通常のNCテーブルからすべての中間要素および駆動対象であるテーブルを除き、サーボモータの回転軸に直径30mmの円筒状の部品が固定されている。サーボモータ全体に下向きの荷重を加えながらサーボモ

Fig.1 Experimental setup of friction measurement system

* 原稿受付 平成 19 年 6 月 20 日

** 学生会員 宇都宮大学工学部 (宇都宮市陽東 7-1-2)

*** 正 会 員 宇都宮大学大学院 (宇都宮市陽東 7-1-2)

タを回転させる。回転した円筒部品はその下に取り付けられた摩擦板と接触し摩擦力を生じる。与えられた摩擦力は、下に設置された動力計(キスラー製 9257B)により測定される。そしてモータ回転はエンコーダで検出されフィードバックされる。

2 軸テーブルによる 1 軸を想定し、サーボモータの指令値として、正弦波を入力しモータ軸を回転させる。用いた指令値を以下に示す。

$$y = A \sin \omega t \quad (1)$$

ここで y は変位、 A は指令値振幅、 ω は角速度である。また円弧補間運動のテーブル挙動を念頭におき、 $A\omega$ を指令値の送り速度、 $A\omega^2$ を指令値の向心加速度とする。

式(1)を指令値として用いることにより、種々の指令値振幅および送り速度により測定を行う。式(1)は正弦波であるため、象限切替え点の 2 箇所、速度反転により回転方向を反転させる。その結果、応答の 2 箇所摩擦力のみによる象限突起が生じ、これにより象限切替え時に生じる摩擦力を動力計により直接測定し、かつ摩擦力のみによって生じる象限突起の動的挙動を解析することが可能となる。

3. 象限切替え時の摩擦力測定

象限突起における動的挙動を検討するために、象限切替え時における摩擦力の測定を行なう。同時にトルク、応答の偏差および軸の回転速度も測定する。

3.1 送り速度と摩擦力との関係

送り速度を変えて摩擦力を測定することにより、象限切替え時の摩擦特性の変化を検討した。モータ軸の許容曲げモーメントを考慮し、垂直抗力を 200N、指令値振幅を 1mm とした。

図 2 に送り速度 0.61m/min、向心加速度 0.1m/s^2 における摩擦力測定結果の象限突起部分を拡大した図を示す。象限切替えにおける速度反転時には、摩擦力もその符号を反転させる。しかし反転した摩擦力が最大静止摩擦力に達するまで、動作は停止したままである。そして偏差の拡大とともに、トルクは静止摩擦力とつり合いを維持したまま符号を反転させ増大していくと考えられる。その後、増大するトルクが最大静止摩擦力に達し、モータが回転を開始する。

図中に、速度反転に伴う摩擦力およびトルク反転開始点、そして反転終了時つまりモータ軸の回転動作の開始点を縦線で示す。この 2 本の縦線間における摩擦力の反転に要する時間を摩擦力反転時間と定義する。摩擦力反転が終了しモータが回転を開始する時点で、象限突起における偏差は最大となり、モータ軸の回転速度はゼロから急速に増加し、それとともに偏差は減少していき、摩擦力およびトルクともに一定の状態つまり動摩擦力となる。本実験ではモータ軸に取り付けたシャフトのイナーシャが小さいため、摩擦力とトルクはほぼ対称となっている。

次に象限切替え時における送り速度と摩擦力特性との関係を調べるために、種々の送り速度で摩擦力を測定した。

図 3 に送り速度 0.61, 0.76, 1.0, 1.5, 3.1, 6.1, 30.6m/min における象限突起部分を拡大した摩擦力反転の測定結果を示す。摩擦力が反転を開始する時間をゼロとし表示している。図中左端が最も速い送り速度 30.6m/min で、右端が最も遅い送り速度 0.61m/min である。

送り速度が遅くなるにつれ、摩擦力反転に要する時間が増加している。送り速度 30.6m/min において、摩擦力反転時間は 0.034s である。しかし送り速度 0.61m/min においては 0.372s であり、十倍以上の違いが生じている。つまり象限突起においては送り速度

が速い方が摩擦力の反転が早く、モータ軸の停止時間が短い。通常、NC テーブルの軌跡制御実験において送り速度が大きい方が、象限突起のピーク値が高い。これは摩擦力の反転時間が短いにもかかわらず、指令値の勾配が大きいため、短い停止時間の間にも偏差が大きく拡大するからである。また送り速度が最大 50 倍になるにもかかわらず、動摩擦力自体はほとんど同一である。

Fig.2 Behavior at quadrant motion by feed rate 0.61m/min

Fig.3 Measured friction forces with various feed rates

Fig.4 Measured friction forces with various diameters

Fig.5 Comparison of stick motion with various accelerations

3.2 指令値振幅と摩擦力との関係

次に送り速度を一定とし、指令値振幅を変え摩擦力を測定した。送り速度は 6.1m/min で振幅を 1mm から 10mm 間で変化させた。

図 4 に摩擦力測定結果を示す。送り速度を変えた時と同様に摩擦力反転時間に大きな変化が見られ、指令値振幅が大きいほど摩擦力の反転時間が長くなっている。指令値振幅が小さい方が指令値勾配が大きいので、反転時間が短いにもかかわらず象限突起のピーク値は大きくなる。この結果により摩擦力反転時間は送り速度だけでは決定されないことがわかる。

3.3 向心加速度による象限突起特性の変化

象限突起における摩擦特性が、送り速度および指令値振幅によって変化することが確認された。垣野⁹⁾は象限突起と向心加速度の関係を、指令値振幅に着目し明確な関係があることを示した。そこで本研究では、さらに送り速度と円弧半径双方の情報を同時に含む向心加速度と、象限突起特性の関係を検討した。

図 5 に種々の向心加速度に対する象限突起高さのピーク値を示す。向心加速度の増加とともにピーク値が指数関数的に増加している。送り速度一定で指令値振幅を変え測定した象限突起のピーク値も、指令値振幅一定で送り速度を変え測定した象限突起のピーク値もほぼ同一曲線上に分布している。

図 6 に向心加速度とモータ軸の停止時間を示す。向心加速度の増加とともに停止時間が指数関数的に短くなっている。以上の結果により象限突起における停止時間は、向心加速度によって決定されることが確認された。

3.4 垂直抗力と摩擦力との関係

サーボモータに作用する負荷は、切削加工に用いる工作機械または切削条件により変化するものと考えられる。そこで負荷と摩擦力特性との関係を解明する必要がある。本実験では摩擦力の垂直抗力としてサーボモータ全体に下向きの荷重を掛け実験を行っている。そこで法線方向の力である垂直抗力をサーボモータの負荷とみなし、種々の垂直抗力により実験を行ない、駆動方向の摩擦力および象限突起を比較検討する。垂直抗力を 100, 150, 200, 250, 300N と変え、指令値はすべて振幅 1mm、向心加速度は 2.6m/s²である。

図 7 に反転開始時をゼロとした摩擦力測定結果を示す。垂直抗力の変化に対し動摩擦力が大きく変化していることが確認できる。それに対し速度反転時における摩擦力の立ち上がりは、垂直抗力に関わりなくまったく同一である。しかし摩擦力反転終了時における動摩擦力への移行する時間が異なり、動摩擦力の値はおおむね比例関係が見られる。これらの結果により摩擦力曲線は動摩擦力の値と摩擦力反転に要する時間により決定されることが考えられる。

図 8 上段に垂直抗力と摩擦力の関係を示す。図には測定した動摩擦力の定常状態の値をプロットした。垂直抗力と摩擦力は直線的な関係になっていることが確認できる。図 3.4 より向心加速度に対して定常状態における動摩擦力に変化がなかったことから、動摩擦力は垂直抗力によって決定されることがわかる。

次に垂直抗力と速度反転時の軸停止時間の関係を図 8 下段に示す。縦軸が反転時間である。垂直抗力と軸停止時間においても直線的な関係があることが確認できる。垂直抗力の増加に対して最大静止摩擦力も増加するため、駆動トルクが最大静止摩擦力に達するまでの時間が長くなるためと考えられる。

4. 摩擦力モデルの構築

速度反転時の摩擦力特性を補償するために、摩擦力のモデル化を行なった。図 6 に示すように、モータ軸の停止時間と向心加速

度には一定の関係が存在する。向心加速度と停止時間は位置決め実験により、容易に同定することが可能なため、この関係式から摩擦モデルを導く。

4.1 向心加速度と摩擦力反転時間のモデル化

摩擦力反転時間と動摩擦力の値を用い摩擦力曲線をモデル化する。動摩擦力の値は垂直抗力により決定されるため、ここでは摩擦力の立ち上がり曲線のモデル化を検討する。反転時の摩擦力

Fig.6 Comparison of reversing time with various accelerations

Fig.7 Comparison of friction with various vertical forces

Fig.8 Measured friction and reversing time with various vertical forces

Fig.9 Parameter T_i with various accelerations

および反転開始時をゼロとし、摩擦力 $f_i(t)$ を以下の式でモデル化する。

$$f_i(t) = K \{ \exp(T_i \cdot t) - 1 \} \quad (2)$$

ここで K は力の次元を持つ係数であり、 T_i は摩擦曲線の立ち上がり決定する係数、 t は時間、 i はその時の垂直抗力に対応する指標である。図 7 より垂直抗力を変化させた場合にも、向心加速度が一定であれば摩擦力の立ち上がりには変化はないことが分かったため、摩擦力の立ち上がり係数 T_i は向心加速度によって決定されたと考えられる。また垂直抗力に変化がなければ、摩擦力の立ち上りの角度により反転時間が決定されることになる。反転時間は前述のように向心加速度によって指数関数的に変化する。したがって係数 T_i は指数関数でモデル化できると考えられる。よって摩擦力の立ち上がり係数 T_i を、向心加速度をパラメータとし次式のようにモデル化した。

$$T_i = T(a) = K_1 a^{-T_1} \quad (3)$$

ここで a は向心加速度、 K_1 は振幅の係数、 T_1 は指数関数の曲線を決定する係数である。図 9 に種々の向心加速度における、実測した係数 T_i と式(3)から計算した係数 T_i を示す。両者は良く一致していることが確認できる。

ここで式(2)の T_i を $T(a)$ に改め、変形すると以下の式となる。

$$f_i(t) / K + 1 = \exp(T(a) \cdot t) \quad (4)$$

よって時間 t は次式により表される。

$$t = \frac{\log(f_i(t) / K + 1)}{T(a)} \quad (5)$$

ここで式(5)に式(3)を代入し、 $f_i(t)$ を摩擦力反転終了の摩擦力つまり動摩擦力 f_d とすると、時間 t は摩擦力反転終了の時間、つまり速度反転に要する時間 $T_r(a)$ となり次式となる。

$$t = T_r(a) = \frac{\log(f_d / K + 1)}{K_1} a^{-T_1} \quad (6)$$

4.2 パラメータの決定方法

図 6 に示した向心加速度と摩擦力反転時間を、指数関数を用い以下の式によりモデル化する。

$$T_r(a) = K_2 \cdot a^{-T_2} \quad (7)$$

ここで K_2 は振幅係数を、 T_2 は摩擦力反転時間の低下具合を示すパラメータである。式(6)と式(7)はともに摩擦力反転時間を表しているため係数は同一となるはずである。よって二式を比較すると、 $T_1 = T_2$ となり係数 K_1 は次式となる。

$$K_1 = \frac{\log(f_d / K + 1)}{K_2} \quad (8)$$

ここで向心加速度と摩擦力反転時間の関係を実測すると式(7)により K_2 、 T_2 が決定され、そして動摩擦力の大きさ f_d / K が摩擦力反転時のトルクから実測されると式(8)により K_1 が決定される。よってこれら式により、摩擦力を決定することが可能となる。図 10 に計算より求めた 4 種類の向心加速度における摩擦力と実測値を示す。動摩擦力に達するまでの摩擦曲線をよく表現していることがわかる。

5. 摩擦力を考慮した象限突起補正

摩擦力反転時間の推定に基づき象限突起の補正を行なう。速度反転時の駆動トルクは摩擦力と同一である。すなわちトルク反転時間を短縮することにより摩擦力の補正が可能となり、より現象として理解しやすい。しかしトルクを入力し摩擦力の補正を行なうことは新たな装置を必要とし、簡便な方法とはいえない。そこで本研究ではトルクに替わり位置指令値を用い摩擦力補正を検討する。

5.1 補正項算出アルゴリズム

摩擦力補正のため半周期の正弦波指令値を修正指令値に付加する。半周期正弦波を採用する理由として、指令値にこれを付加してもその前後において、速度、加速度が不連続とならず、動作に悪影響を及ぼさないことが挙げられる。摩擦補正値は振幅および周期の 2 つの値により決定される。

そこで種々の指令値に対する摩擦力補正値を決定するためのアルゴリズムを次に示す。まず摩擦力モデルを基にトルクの反転時間を推測し補正を行なう。補正値として用いる算出式を以下に示す。

$$\begin{aligned} A &= K_A \cdot a^{T_1} \\ T &= K_T \cdot a^{-T_1} \end{aligned} \quad (9)$$

ここで A は補正値振幅、 T は半周期の時間である。係数 T_1 は摩擦モデルより同定した値である。まず補正値振幅を図 5 に示した象限突起高さを参照し、半周期の時間を図 6 に示した反転時間の約半分に設定し試行を行ない、式(9)より係数 K_A 、 K_T を決定する。これによりすべての向心加速度において補正が可能となる。図 11 に補正値振幅 A と半周期の時間 T の計算値と、試行により決定した値および次節以降で実際に摩擦力補正として与える値を示す。3 回の試行によりパラメータを決定した。図中破線が式(9)による値である。その後、破線上の値 10 点を用い実際に補正を行なった。

5.2 実時間逆伝達関数法への適用

象限突起の摩擦力補正を実時間逆伝達関数制御に適用する。摩擦補正により、象限突起におけるトルク反転を早め、そして補正により改善しきれなかった部分を逆伝達関数制御によって補う。まず初めに、図 1 に示す装置を用い制御実験を行なった。

図 12 に向心加速度 1.04m/s²、振幅 10mm の正弦波を指令値として用いた軌跡制御結果を示す。従来の PID 制御、実時間逆伝達関数法のみによる制御および提案する制御の 3 種類の制御法において比較検討した。図上段に象限突起部分における制御結果を、

Fig.10 Comparison of friction between experiments and calculated

Fig.11 Amplitude and half cycle time of compensated input between experiments and calculated

下段には象限突起部分の偏差を示す。ここで修正指令値には、指令値に摩擦補正值および実時間逆伝達関数法による補正值が付加されているため、摩擦力による遅れを改善する方向に大きく補正值が出力されている。従来の PID 制御による応答に対し、提案する制御は象限突起が著しく抑制されていることが確認できる。また実時間逆伝達関数制御法のみを用いた制御より、動作開始が早まっている。

下段に示す象限突起による偏差はPID制御により $41.3\mu\text{m}$ を示したのに対し、逆伝達関数のみによって $24.3\mu\text{m}$ 、そして摩擦補正を付加すると $4.7\mu\text{m}$ まで減少している。PID 制御と比較し逆伝達関数制御法は 41.2% 、さらに摩擦補正を用いた制御法により、逆伝達関数法に対し 80.7% 低下している。その結果従来の PID 制御法に対し、摩擦補正を用いた場合には 88.6% 象限突起が減少している。

次に種々の向心加速度により制御実験を行なった。前述の実験装置で実験を行ない、指令値は正弦波とした。正弦波には 2 箇所の速度反転による象限突起が生じるため、二つの象限突起の平均を象限突起高さのピーク値とした。図 13 上段に制御結果を示す。PID 制御のみの結果と比較して、提案する制御法による結果は、象限突起のピーク値が改善されていることがわかる。下段に象限突起のピーク値の減少率を示す。ピーク値は $69.2\% \sim 82.4\%$ 減少している。向心加速度の増加とともに象限突起の減少率が低下しているが、向心加速度の違いによる動摩擦力の変動は存在しないため、摩擦補正值への追従性が悪化したためと考えられる。

5.3 NC テーブルへの適用

図 1 に示した実験装置を用い、象限突起補正において良好な結果が得られたことから、NC テーブルに本手法を適用する。NC テーブルへの適用においては、サーボモータから制御対象であるテーブルまでの機械要素が存在する。そのため象限切替時の誤差は、ガイドの転がり摩擦や弾性変形によるロストモーション等により複雑な現象を示す。

しかしテーブルなどの駆動機構による個々の摩擦力を、提案する制御システムにおける負荷と等価的にみなせば、上述の制御方法および解析結果は NC テーブルを持つ駆動系に適用可能であると考えられる。これにより象限突起の最大の原因として考えられる摩擦力による制御遅れを補正することができるため、中間の機械要素がどのような構造であっても一定の効果が得られると考えられる。なお実験に用いた NC テーブルは、ボールねじにより駆動し、テーブルは転がり案内によって支持されている。

図 14 上段に制御結果を、下段にピーク値の減少率を示す。制御結果は図 13 と同じ特性を示し、象限突起のピーク値は $58.5\% \sim 74.5\%$ 減少している。モータ軸のみによる実験結果と比較すると、約 10% 制御効果が低下している。これは転がり案内等の中間要素の影響と考えられるが、すべり摩擦のみを考慮した摩擦補

正によっても一定の効果が得られることが確認された。

6. 加工実験による輪郭形状の評価

制御実験により良好な結果が得られたため、次に加工した工作物の輪郭形状を測定することにより、提案する手法の有効性を確認する。NC テーブル上に工作物を固定し、送り速度 0.199m/min 、

Fig.12 Comparison of control result around quadrant motion

Fig.13 Deviation and reduction ratio with various accelerations

Fig.14 Deviation and reduction ratio with various accelerations at NC table

Fig.15 (a) Contoured profile by conventional (b) Contoured profile by proposed method

Fig.16 Profile of workpiece at quadrant motion

切り込み $500\mu\text{m}$ で、エンドミルによる円弧補間加工を行った。工作物の材質は A2017 である。形状精度の測定は真円度測定機(テラーホブソン製 TR300)により測定し、円弧補間加工の切削開始点を 0 度として輪郭形状を評価する。

図 15(a) は従来の PID 制御法、(b) は新たに提案する制御法による輪郭形状である。PID 制御法による加工には 4 箇所に見限突起が見られ、ピーク値の平均高さはロストモーションを除き $9.5\mu\text{m}$ である。しかし提案する制御法においては象限突起はほとんど見られない。また 0 度において大きな食い込みが発生しているのは、エンドミルが切削開始時に一時停止するため生じていると考えられる。

図 16 に図 15 の輪郭軌跡の 270 度付近を拡大した輪郭形状を示す。PID 制御法において象限突起は約 $9.1\mu\text{m}$ 生じている。しかし提案する制御法において象限突起は存在せず、エンコーダには検出されないため補正効果を期待できない約 $1.5\mu\text{m}$ のロストモーションが見られるだけである。これら円弧補間加工結果により、提案する手法の有効性が確認された。

7. 結 言

本研究では駆動機構の中間要素を省き、サーボモータに摩擦力を与え、象限突起部分における速度反転時の摩擦力特性を検討した。また補正值算出アルゴリズムを考案し、実時間逆伝達関数制御に適用することにより、軌跡制御実験および円弧補間加工を行ない制御効果を検証し、以下の結論を得た。

- (1) 速度反転時におけるモータ軸の停止時間と向心加速度の関係を求めることにより、摩擦力の形状を推定する摩擦力モデルを考案した。
- (2) 考案した摩擦力モデルに基づき摩擦補正值算出アルゴリズムを開発し、速度反転時のトルクを考慮した摩擦力補正を実時間逆伝達関数制御に適用した。その結果象限突起におけるピーク値は平均で 76.6% 減少した。
- (3) 摩擦力補正值を追加した実時間逆伝達関数制御を、ボー

ルねじ駆動機構により構成される NC テーブルに適用した結果、象限突起におけるピーク値は平均で 65.3% 減少した。

- (4) 加工した工作物の輪郭形状における象限突起は、提案する制御法により抑制することに成功した。これにより工作機械における円弧補間加工においても本手法が有効であることが確認された。

参 考 文 献

- 1) 垣野義昭, 伊原之敏, 中津善夫, 篠原章翁: NC 工作機械の運動精度に関する研究(第 6 報), 精密工学会誌, **56**, 4, (1990)739.
- 2) 藤田純, 羽山定治他: NC 工作機械の円弧象限切換時運動誤差の理論解析, 精密工学会誌, **67**, 1, (2001)152.
- 3) 羽山定治, 伊東正頼他: NC 工作機械送り駆動系における漸増形ロストモーションの生成機構とその補正に関する研究, 精密工学会誌, **62**, 2, (1996)247.
- 4) 山崎敬則, 瀬戸将城, 堤正臣: 数値制御工作機械送り駆動系の摩擦補償器の設計, 精密工学会誌, **66**, 11, (2000)1781.
- 5) 長島一男, 勝木雅秀他: NC 工作機械の象限切替え突起量の理論解析と入力適応系による補正, 日本機械学会論文集(C 編), **66**, 648, (2000)2877.
- 6) 鶴田和寛, 村上輝夫, 二見茂: 転がり案内における速度反転時の非線形摩擦挙動, 精密工学会誌, **69**, 12, (2003)1759.
- 7) 田中淑晴, 大岩孝彰, 大塚二郎: 精密位置決め制御のためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究, 精密工学会誌, **72**, 4, (2006)470.
- 8) 田中淑晴, 大岩孝彰, 大塚二郎: 精密位置決め制御のためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究(第 2 報), 精密工学会誌, **73**, 4, (2007)465.
- 9) Y. Suzuki, A. Matsubara, Y. Kakino and K. Tsutsui: A Stick Motion Compensation System with a Dynamic Model, JSME Int. J., Series C, **47**, 1, (2004)168.
- 10) 堤正臣, 大友誠司他: 摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル, 精密工学会誌, **61**, 10, (1995)1458.
- 11) 佐藤隆太, 堤正臣, 長島一男: 円運動象限切替え時における送り駆動系の動的挙動, 精密工学会誌, **72**, 2, (2006)208.
- 12) 森本喜隆, 市田良夫他: 逆伝達関数制御法を用いたレーザ加工機の位置決め制御, 精密工学会誌, **67**, 4, (2001)602.
- 13) 中尾陽一, 安田智宏, 浦田暎三: 回転形円筒工具を使用した CNC 自由曲面加工機の開発, 日本機械学会論文集(C 編), **62**, 12, (1996)604.
- 14) M. Tomizuka: Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, **109** (1987), 65.
- 15) T. C. Tsao, M. Tomizuka: Adaptive Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control, Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control, **109** (1987), 349.