数値制御工作機械送り駆動系の摩擦補償器の設計*

山崎 敬則** 瀬戸 将城*** 堤 正臣†

Design of Friction Compensator for Feed Drive Systems of NC Machine Tools

Takanori YAMAZAKI, Masaki SETO and Masaomi TSUTSUMI

This paper presents a design method of friction compensator for a feed-drive system of NC machine tools. The feed-drive mechanism consisting of motors, ball-screws and a table, in circular motion, yields large quadrant glitch at the position changing the direction of each axis. It is well-known that this phenomenon is caused by static friction acting upon feed-drive mechanism. As the quadrant glitch can be simulated with friction model proposed by one of authors, a friction compensator based on the model and its control algorithm are newly designed. From the experiment using an actual XY-table, it is confirmed that the quadrant glitch is diminished effectively whenever feed-rate and radius in the circular motion are changed.

Key words: machine tool, feed-drive system, quadrant glitch, friction compensation, circular motion

1. 緒 言

モータとボールねじを用いたXYテーブルで円運動を行うと、各軸が反転する象限切替え時に突起を生じてしまう¹⁾。この現象は、静止摩擦の影響で機構が一定時間停止してしまうことが原因である²⁾。この突起は、目標軌跡と実際の軌跡との差として現れるので、PID制御の比例ゲインを上げれば突起を小さくできるものの、この操作は系の発振を招くために限界がある。そのため、従来のPID制御とは別の方法で突起を補償する必要がある。

送り駆動系の象限切替え時の突起を補償する研究は行われてきた。例えばTungら³⁾は繰返し制御を用いた方法を、垣野らは速度ループ積分要素の符号を反転させる方法⁴⁾と送り駆動機構に付加した軸から、適当なトルクを印加する方法⁴⁾とを提案しているが、いずれも送り速度および半径と補償パラメータとの関係は示されていない。また、中村ら⁵⁾は、開発した形状認識象限切替え補正が、あらゆる送り速度および半径に対して有効としているが、具体的な補償法は示されていない。

本研究では、著者の一人が提案した摩擦モデル²⁾を基に摩擦補償器を設計し、この補償器を組み込んだ送り駆動系を用いて象限切替え時の突起を補償し、送り駆動系の運動精度向上を図ることを目的としている。また、提案する摩擦補償器の補償パラメータと送り速度および半径との関係も明らかにする。提案した摩擦補償器の有効性を示すために、摩擦補償を行った場合と行わない場合とを実験で比較し、送り速度および半径を変えた場合の実験も行っている。

2. 実験装置と送り駆動機構のモデル

実験装置および送り駆動系の数学モデルは、著者らの報告⁶⁾と同じものを用いる。実験装置の概略を図1を示す。使用する装置は、工作機械の送り駆動機構だけを抽出した装置(テストスタンド)に、所望の加減速指令が実現できるパソコンにDSPボードを組み込んだ制御装置を適用した送り駆動系で、パソコ

ンの能力に依存せずサンプリング時間300 μ sでXYテーブルを制御することができる。実際の位置はリニアスケールを用いて検出しており、以下で述べる測定値はすべてリニアスケールの出力値である。

制御対象である送り駆動機構のブロック線図を図2に示す。ここで、 V_{rg} :速度指令調整ゲイン(rad/Vs), K_{vp} :速度ゲイン(A/s/rad), K_{cp} :電流ゲイン(A/V), L :モータのインダクタンス(H), R_e :モータの抵抗(Ω), K_t :モータのトルク定数(N $\cdot$ m/A), K_e :モータの逆起電力定数(Vs/rad), J :回転系の全慣性モーメント(N $\cdot$ m $\cdot$ s²), K_{bs} :ボールねじ定数(m/rad), K :直線系のばね定数(N/m), K_{cl} :直線系の粘性係数(N $\cdot$ s/m), M :テーブル質量(kg), F_f :摩擦力(N)である。使用した各パラメータを表1に示す。ただし、X軸とY軸とで値が異なるものは添字によって区別している。なお、モータの回転角 θ は図中の x_3 、テーブル変位 x は x_5 である。実験のフィードバック補償はすべてP制御で行い、比例ゲインはX軸:200, Y軸:200.8としている。

3. 象限突起の補償方法

3.1 送り速度および半径と象限突起との関係

本稿で示す円運動軌跡は目標円から測定半径の平均値(基準円)を引いて誤差を拡大表示したもので、加減速の影響を除くために2回転させた1回転分の測定データを用いている。象限切替え時の突起、すなわち象限突起の大きさは、象限切替え付近で、基準円から最も離れた円軌跡と基準円との差である。図3は送り速度12m/min, 半径50mmの円運動実験の結果で、図3によると、+Xおよび-X, +Yおよび-Y方向の象限突起は、それぞれ大きさがほぼ等しいことがわかる。象限突起の大きさは軸に依存して回転の向きに依存しないことは、送り速度および半径を変えた実験で確認しているため、本稿ではX軸の象限突起は+Xおよび-X方向の大きさの平均値、Y軸の突起は+Yおよび-Y方向の大きさの平均値としている。

図4は送り速度および半径と象限切替え突起との関係を示した結果で、円運動実験を3回行った平均値である。図4によると、半径が小さいほうが突起が大きいことがわかる。また、送り速度が高くなるにつれて突起の大きさは指数関数状に変化しているのがわかる。なお、半径10mmでは送り速度が10m/minを超えると機構が発振して実験を行うことができなかった。

* 原稿受付 平成12年1月4日

** 学生会員 東京農工大学大学院 (東京都小金井市中町2-24-16)

*** キヤノン(株) (取手市白山7-5-1)

† 正会員 東京農工大学大学院

Fig. 1 Experimental system

Table 1 Parameters of model

Symbol	Unit	Value	Symbol	Unit	Value
V_{rg}	rad/Vs	250	J_x	$N \cdot ms^2$	2.93×10^{-2}
K_{vp}	As/rad	45	J_y	$N \cdot ms^2$	1.55×10^{-2}
K_{cp}	A/V	2	K_x	N/m	1.3×10^7
L	H	5.27×10^{-3}	K_y	N/m	3.2×10^7
R_e	Ω	1.04	K_{clx}	$N \cdot s/m$	2.5×10^4
K_t	$N \cdot m/A$	0.82	K_{cly}	$N \cdot s/m$	1.05×10^5
K_e	Vs/rad	0.18	M_x	kg	48.8
K_{bs}	m/rad	1.59×10^{-3}	M_y	kg	512

Fig. 2 Feed drive mechanism (Plant)

Fig. 3 Circular trajectory

Fig. 4 Relationship between feed-rate and quadrant glitch

3.2 摩擦補償器の設計法

考案した摩擦補償器を含む制御系のブロック線図を図5に示す。図中の K_{ppx} および K_{ppy} はX軸およびY軸の比例ゲイン、プラントは図2に示したものである。図5に示すように、この補償器は、摩擦モデルを基に算出された補正値をサーボアンプの指令電圧に加え、補正値を印加するタイミングの指定には、もう一方の軸の変位を用いている。

図6は時計回り円運動時の摩擦補償器の出力で、(a)はX軸、(b)はY軸の補正値を示している。この補正値は既に提案されている摩擦モデル²⁾を基に、加速過程では静止摩擦力を超える駆動力 K_{fx} を設定し、動摩擦力を補正する K_{fx} まで指数関数で減少するものとし、減速過程では K_{fx} を常に維持するものとしている。なお、X軸とY軸とは添字で区別する。

補正値は、X軸の方向が反転する場合には、Y軸テーブル変位 y が円運動指令中心のY座標 y_0 を通過した時に印加し、Y軸の方向が反転する場合には、X軸テーブル変位 x が円運動指令中心のX座標 x_0 を通過した時に印加する。これらを考慮すると、X軸およびY軸の補正値は次のようになる。

X軸の方向が反転する場合の補正値

y が y_0 から離れる場合(加速過程)：

$$K_{fx}(y) = -K_{fky} \operatorname{sgn}(x - x_0) - (K_{fsx} - K_{fky}) \exp \left\{ - \left(\frac{y - y_0}{K_{gy}} \right)^2 \right\} \operatorname{sgn}(x - x_0) \quad (1)$$

y が y_0 に近づく場合(減速過程)：

$$K_{fx}(y) = K_{fky} \operatorname{sgn}(x - x_0) \quad (2)$$

Y軸の方向が反転する場合の補正値

x が x_0 から離れる場合(加速過程)：

$$K_{fy}(x) = -K_{fjx} \operatorname{sgn}(y - y_0) - (K_{fsy} - K_{fjx}) \exp \left\{ - \left(\frac{x - x_0}{K_{gx}} \right)^2 \right\} \operatorname{sgn}(y - y_0) \quad (3)$$

Fig. 5 Control system with friction compensator

Fig. 6 Output pattern of friction compensator

Fig. 7 Circular trajectories at different compensation parameters K_{fx} and K_{fsy}
($K_{qx}=0.0042$, $K_{qy}=0.0035$)

Fig. 8 Comparison of velocity curves changing compensation parameter K_{fsy}
($R=100\text{mm}$, $F=12\text{m/min}$, Y-axis: 90° , $K_{qy}=0.0035$)

x が x_0 に近づく場合(減速過程):

$$K_{fy}(x) = K_{fy} \operatorname{sgn}(y - y_0) \quad (4)$$

ここで, x , y : X軸およびY軸のテーブル変位(m), K_{fx} , K_{fy} : X軸およびY軸の摩擦補正値(V), K_{fsx} , K_{fsy} : X軸およびY軸の静止摩擦補正パラメータ(V/m), K_{fpx} , K_{fpy} : X軸およびY軸の動摩擦補正パラメータ(V/m), K_{qx} , K_{qy} : X軸およびY軸の減衰指定パラメータ(m)で, $\operatorname{sgn}(\ast)$ は符号関数である。

3.3 静止摩擦補正パラメータの効果

これらの条件を用いて, 摩擦補償器を制御装置に組み込み, その効果を確認する。図7は半径100mm, 送り速度12m/minの円運動を $K_{qx}=0.0042$, $K_{qy}=0.0035$ で固定し, K_{fsx} および K_{fsy} を変化させた実験の結果である。なお, 実験で動摩擦補正パラメータは円運動軌跡に影響を与えないことを確認している。本稿で述べる円運動実験はすべて K_{fpx} , K_{fpy} を0として行っている。図7によると, X軸およびY軸ともに K_{fsx} , K_{fsy} が小さ

い場合は象限突起を補正しきれず, 逆に大きい場合は補正しすぎて円運動軌跡が内側に切れ込んでしまうことがわかる。

この挙動を詳細に観察するために, 図7に示した円運動の 90° 付近におけるY軸の指令速度, 測定速度, および摩擦補正値入力の様子を調べた。その結果を図8に示す。ここで, 測定速度は位置の測定値を時間微分したものである。測定速度は提案した補償方法に基づいて補正された値であるが, 図8(a)に示す測定速度は, 指令速度のように直線とはならず, 速度が0を過ぎた辺りで上に凸の形になっており, その後下に凸の形に変化して指令速度と平行になっている様子がわかる。同図(b)の場合には, 測定速度は指令速度とほぼ平行になっている。一方, 同図(c)に示すように K_{fsy} を大きくすると, 速度が0を過ぎた辺りで, やや下に凸の形になった後に上に凸の形に変化して, 指令速度と平行になっている。このようなわずかな速度変化が円運動軌跡の象限突起および内側への切れ込みの原因になっていると考えられる。

Fig. 9 Circular trajectories at different compensation parameters K_{qx} and K_{qy}
($K_{fsx}=0.0045$, $K_{fsy}=0.0035$)

Fig. 10 Comparison of velocity curves changing compensation parameter K_{qy}
($R=100\text{mm}$, $F=12\text{m/min}$, Y-axis: 90° , $K_{fsy}=0.0035$)

3.4 減衰指定パラメータの効果

図9は半径100mm, 送り速度12m/minの円運動を $K_{fsx}=0.0045$, $K_{fsy}=0.0035$ で固定し, K_{qx} および K_{qy} を変化させた実験の結果である。図9によると, X軸およびY軸ともに K_{qx} , K_{qy} が小さい場合は象限突起を補正しきれず, 大きい場合は補正しすぎて円運動軌跡が内側に切れ込んでしまうことがわかる。

図9に示した円運動軌跡の 90° 付近におけるY軸の指令速度, 測定速度, および摩擦補正值入力を図10に示す。この場合も, 測定速度は位置の測定値を時間微分したものである。図10(a)によると, 測定速度は0を過ぎた辺りで上に凸の形になり, その後下に凸の形に変化して指令速度と平行になっている。同図(b)の場合には, 測定速度は指令速度とほぼ平行になっている。また, 同図(c)に示すように K_{qy} を大きくすると, 速度は0を過ぎた辺りで, わずかではあるが上に凸の形になり, その後下に凸の形に変化している。これらの結果から, 象限切替時のわずかな速度変化が円運動軌跡の象限突起および内側への切れ込みの原因と考えられる。

3.5 送り速度および半径と減衰指定パラメータとの関係

3.3節および3.4節から, K_{fsx} , K_{fsy} と K_{qx} , K_{qy} とはほとんど同じ効果があることがわかったので, K_{fsx} , K_{fsy} は十分静止摩擦を補正できる値で固定して, K_{qx} , K_{qy} を変えて象限突起の補償を行うことにした。なお, 図7の結果から, $K_{fsx}=0.0045$, $K_{fsy}=0.0035$ とした。図11は K_{fsx} , K_{fsy} を固定して, 送り速度と半径とを変えて円運動実験を行い, 象限突起が最も小さくなるように K_{qx} , K_{qy} を試行錯誤して決定した結果である。図11によると, どの半径でも送り速度と K_{qx} , K_{qy} とはほぼ比例していることがわかる。すなわち, K_{qx} , K_{qy} をある定数と送り速度との積で表して補正值を決めれば, 送り速度および半径によらず象限

Fig. 11 Relationship between feed-rate and K_{qx} , K_{qy}
($K_{fsx}=0.0045$, $K_{fsy}=0.0035$)

突起を補償できることになる。

3.6 摩擦補償器の効果

図12は半径100mm, 送り速度12m/minの円運動軌跡で, (a)は摩擦補償を行わない場合, (b)は摩擦補償を行った場合の結果である。図12によると, 摩擦補償を行った場合は, 行わない場合に比べて象限突起の大きさを, X軸およびY軸ともに大幅に小さくできており, 特にY軸では突起を特定することができないほどである。しかし, X軸では突起が残っており, その大きさが70%小さくなったに過ぎないが, これは K_{qx} を大きくすると円運動軌跡が内側に切れ込み, 逆に円運動精度が悪くなるからである。図13は送り速度および半径と象限突起の大きさとの関係を示した結果で, (a)はX軸, (b)はY軸である。図13は摩擦補償を行うと, X軸およびY軸のほぼすべての送り速度および半径で, 象限突起を補償しない場合の30%以下に

Fig. 12 Circular trajectories

(a) X-axis

(b) Y-axis

Fig. 13 Effect of friction compensation

できることを示している。ただし、この結果は象限突起を最も小さくできた K_{qx} , K_{qy} で円運動実験を行った結果であるので、補正値を図11の近似直線で決めた場合は突起が若干大きくなることがある。

4. 結 言

本研究では、すでに提案されている摩擦モデルを基に摩擦補償器を設計し、この補償器を組み込んだ送り駆動系で象限切替え時の突起を補償して送り駆動系の運動精度向上を図ることおよび提案する摩擦補償器の補正パラメータと送り速度および半径との関係を明らかにすることを目的として実験を行った結果、次のような結論が得られた。

- (1) 静止摩擦補正パラメータ K_{fsx} , K_{fsy} を固定して、象限切替え時の突起が最も小さくなるように減衰指定パラメータ K_{qx} , K_{qy} を決めた場合、送り速度と K_{qx} , K_{qy} とはほぼ比例関係になる。
- (2) (1)の結果、 K_{qx} , K_{qy} をある定数と送り速度との積で表して補正値を決めれば、送り速度および半径によらず象限切替え時の突起を補償できる。
- (3) 提案した摩擦補償を行うと、補償しない場合に比べて、送り速度および半径によらず象限切替え時の突起を30%以下にできる。

なお、今後は摩擦モデルを修正することによって、象限切替え時の突起を完全になくす予定である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり、実験に協力して頂いた東京農工大学大学院生物システム応用科学研究科篠宮克宏君に、ここに深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 垣野義昭, 井原之敏, 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)―円弧補間送り時のスティックモーションの生成機構とその補正―, 精密工学会誌, **56**, 4, (1990) 739.
- 2) 堤 正臣, 大友誠司, 岡崎裕一, 酒井浩二, 山崎和雄, 葛 東方: 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) 1459.
- 3) E. D. Tung, G. Anwer and M. Tomizuka: Low Velocity Friction Compensation and Feedforward Solution Based on Repetitive Control, ASME J. Dyn. Sys. Meas. Contr., **115**, (1993) 279.
- 4) 垣野義昭, 井原之敏, 林 書鼎, 羽山定治, 濱村 実, 藤田 純: 駆動力付加によるNC工作機械送り系のスティックモーション補正, 1998年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1998) 209.
- 5) 中村和人, 山本英明: 立形金型加工機「M-V60E-FM」, 機械と工具, **43**, 4, (1999) 33.
- 6) 山崎敬則, 栗原知弘, 堤 正臣: モデルマッチング法を用いた数値制御工作機械送り駆動系の多軸制御, 精密工学会誌, **65**, 5, (1999) 704.