NC工作機械補間運動時の過渡応答誤差*

藤田 純** 羽山定治** 濱村 実*** 斯波和広*** 垣野義昭† 松原 厚†

A Study of Multi-Axis Contouring Error on the Transient State in NC Machine Tools

Jun FUJITA, Sadaji HAYAMA, Minoru HAMAMURA, Kazuhiro SHIBA, Yoshiaki KAKINO and Atsushi MATSUBARA

This paper deals with the dynamic motion errors with XY synchronous motions in NC machine tools in terms of gain tuning. By analytical calculations and computer simulations, it is shown that the differences of the velocity loop bandwidth as well as natural frequencies of feed drives cause the transient errors on linearly interpolated motions inclined from X axis by 45 degree. Compensation methods based on dynamical matching of each axis and the acceleration feedforward technique are proposed to avoid such kind of transient errors. Motion error traces are measured on several combinations of servo gains and found to be very close to the estimated ones, which suggests the effectiveness of the proposed gain tuning methods of velocity loop gains as well as acceleration feedforward gains.

Key words: NC machine tools, feed drive system, linear interpolation, contouring error, acceleration feedforward

1. 緒 言

金型の高速加工においては、複数軸の補間動作による切削加工中の加減速が頻繁に行われる。このため、工作機械の軸送り速度が変化する過渡状態での運動誤差が、加工精度、加工面品位に大きく影響する。複数軸補間動作における誤差の計測、低減に関する研究はいくつか行われている^{1)~3)}。しかしながら、加減速に伴う過渡状態の輪郭誤差については、あまり検討されていない。垣野ら⁴⁾はトータルチューニングの一環として、以下の2点により過渡状態の輪郭誤差が低減できることを示している。

(1) メカニカルパラメータチューニングにより各軸の固有振動数を可能な限りそろえる。(2) 各軸の速度ループ開ループ伝達関数が等しくなるようにサーボパラメータをチューニングする。

しかしながら、このようなチューニング方法では、固有振動数、サーボゲイン等を最も低い軸に合わせることで、外乱特性等の面で見ると不利な設定になる場合がある。

本研究では、機械系の軸ごとの特性の違い、あるいは速度制御系のパラメータの差と、過渡状態の運動誤差の関係を研究し、実用的な調整方法を検討した。

2. 過渡応答時の輪郭誤差の理論的解析

2.1 送り駆動系モデル

過渡状態として、直線補間における補間前直線加速状態を考える。移動経路を、XY平面上でX軸と角度 θ (rad)をなす直線とする。移動方向の反転は考えず、微速の予備移動により、ロストモーションを取り除いた状態からスタートするものとする。XY軸の位置指令をそれぞれ $G_x(s)$ 、 $G_y(s)$ 、位置指

令から被駆動部位置までの伝達関数をそれぞれ $G_x(s)$ 、 $G_y(s)$ とすると、各軸の位置誤差は

$$E_x(s) = C_x(s) \{1 - G_x(s)\}, E_y(s) = C_y(s) \{1 - G_y(s)\} \quad (1)$$

である。このときの移動経路に垂直方向の輪郭誤差 $E_n(s)$ は次式となる。

$$E_n(s) = E_x(s) \sin \theta - E_y(s) \cos \theta \quad (2)$$

進行方向の加速度 $A(\text{m/s}^2)$ で与えられる直線加速状態を考えると、X、Y軸の位置指令はそれぞれ

$$C_x(s) = A \cos \theta / s^3, C_y(s) = A \sin \theta / s^3 \quad (3)$$

と表される。従って、直線加速時の輪郭誤差 $E_n(s)$ は

$$E_n(s) = A \sin \theta \cos \theta \{G_y(s) - G_x(s)\} / s^3 \quad (4)$$

となる。 $G_x(s)$ と $G_y(s)$ が等しければ輪郭誤差は常に0である。しかし、通常は送り駆動機構の特性の違い、サーボ系のパラメータチューニング結果の違い等により、 $G_x(s)$ と $G_y(s)$ は一致しない。ここでは、これらの違いが輪郭誤差に及ぼす影響を検討する。1軸の送り駆動系のモデルとして、図1のブロック線図を考える。速度制御系は比例ゲイン、積分補償器、一次遅れフィルタからなる構成とする。図1においては、電流制御系は速度制御系に対して十分な帯域幅があるため、伝達関数を1とみなしている。また、スタート時には積分補償によりクーロン摩擦力と釣り合うトルクが出力されて停止している。クーロン摩擦力は移動方向が反転しない限り、速度の大きさ、加速度によらず一定であるので、クーロン摩擦の影響は補償済みとして解析を行うこととする。

ここで、 L : ボールねじリード(m)、 $R=L/(2\pi)$: 回転角度から直線移動量への変換係数。 ω_o : 位置ループゲイン(rad/s)、 ω_b : 一次遅れフィルタカットオフ周波数(rad/s)、 ω_s : 積分補償折れ点周波数(rad/s)、 J_l : 被駆動物モータ軸換算イナーシャ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$)、 ω_c : 速度ループゲイン(rad/s)、 J_m : 回転物イナーシャ($\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$)、 K_b : 送り駆動機構軸方向剛性(N/m)、 M_l : 被駆動物質量(kg)、 C_l : 比駆動体しゅう動面の粘性摩擦係数($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$)、 P_c : 位置指令(m)、 P_l : 被駆動物位置(m)、 θ_m : モータ回転位置(rad)、 P_m : モータ回転位置を直線位置に換算した値(m)。

このモデルを変換し、図2のように表す。ここで、

* 原稿受付 平成11年8月23日

** 正会員 東芝機械(株)沼津事業所(沼津市大岡2068-3)

*** 東芝機械(株)沼津事業所

† 正会員 京都大学工学研究科(京都市左京区吉田本町)

Fig.1 Block diagram of the feed drive system

Fig.2 Equivalent block diagram

Fig.3 Acceleration feed forward compensation block

$$G_v(s) = \frac{(s + \omega_o) \omega_o J}{s(s + \omega_o)}, \quad J = J_m + J_l$$

$$G_m(s) = \frac{K_b}{M_t s^2 + C_t s + K_b}, \quad G_n(s) = \frac{1}{J_m s + R^2 (M_t s + C_t) G_m(s)}$$

である。

2.2 送り駆動機構による誤差

送り駆動機構の影響を調べるために、速度制御系のパラメータは各軸とも等しく設定されているものとし、位置ループの帯域幅程度の周波数領域で考え、図2の P_c から P_n までの伝達関数を、カットオフ周波数 ω_o の一次遅れで近似する。この場合の全体の伝達関数 $G_p(s)$ は次式となる。

$$G_p(s) = \frac{\omega_o}{s + \omega_o} G_m(s) \quad (5)$$

位置ループゲイン ω_o が軸ごとに異なると、直線定速送りでの経路誤差、円弧補間時の楕円状の誤差等が生じる。このため位置ループゲインは X, Y 軸同じ値 ω_o とする。X, Y 軸の剛性、移動物質量、粘性摩擦係数をそれぞれ K_{bx} , K_{by} , M_{tx} , M_{ty} , C_{tx} , C_{ty} とし、直線加速動作時の輪郭誤差を求めると次式となる。

$$E_n(s) = \frac{A \sin \theta \cos \theta \omega_o \left[(M_{ty} K_{bx} - M_{tx} K_{by}) s^3 + (C_{ty} + \omega_o M_{ty}) K_{bx} - (C_{tx} + \omega_o M_{tx}) K_{by} \right] s^2 + \omega_o (C_{ty} K_{bx} - C_{tx} K_{by}) s}{a_6 s^6 + a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (6)$$

ただし $a_0 = \omega_o^2 K_{bx} K_{by}$ である。

摩擦の影響を除いて計算を簡単にするために $C_{ty} K_{bx} = C_{tx} K_{by}$ と近似すると

$$E_n(s) = \frac{A \sin \theta \cos \theta \omega_o (M_{ty} K_{bx} - M_{tx} K_{by}) (s + \omega_o)}{s (a_6 s^5 + a_5 s^4 + a_4 s^3 + a_3 s^2 + a_2 s + a_1)} \quad (7)$$

となる。最終値定理から定常偏差を求めると次式となる。

$$E_n(s) = A \sin \theta \cos \theta \left(\frac{M_{ty}}{K_{by}} - \frac{M_{tx}}{K_{bx}} \right) \quad (8)$$

加速度と $M_{ty}/K_{by} - M_{tx}/K_{bx}$ に比例する輪郭誤差が発生することが分かる。もし、各軸の送り駆動機構直線移動部の固有振動数を、一致させることができれば、 $M_{ty} K_{bx} - M_{tx} K_{by} = 0$ となり、輪

郭誤差は 0 になる。なお、 $C_{ty} K_{bx} \neq C_{tx} K_{by}$ の場合は、直線加速中に時間と共に増大する輪郭誤差が発生する。また、一定速度の直線補間において一定の輪郭誤差が現れることになる。

2.3 加速度フィードフォワードによる補正

各軸の送り駆動機構直線移動部の固有振動数を一致させれば、直線加速時の定常偏差が抑えられることが前節で示されたが、機械構造によっては、軸ごとの移動物質量がかなり異なり、この条件を満たすのは容易ではない。そこで、NC の機能により、この誤差を補正することを検討する。この誤差は慣性力に起因するため、図3に示すように、位置指令の2階微分に係数 K_a をかけた値で補正を行う。各軸の係数を K_{ax} , K_{ay} として、輪郭誤差定常偏差を求めると次式となる。

$$E_n = \frac{A \sin \theta \cos \theta \{ M_{ty} K_{bx} - M_{tx} K_{by} + K_{bx} K_{by} (K_{ax} - K_{ay}) \}}{K_{bx} K_{by}} \quad (9)$$

ここで $K_{ax} = M_{tx}/K_{bx}$, $K_{ay} = M_{ty}/K_{by}$ または $K_{ax} = 0$, $K_{ay} = M_{tx}/K_{bx} - M_{ty}/K_{by}$ とすれば $E_n = 0$ となる。これにより、各軸の固有振動数が異なっても、加速度フィードフォワードにより、直線加速時の定常偏差を 0 にできることが分かる。前者の補正係数の選び方では、それぞれの軸で誤差をうち消している。後者では、一方の軸のみに補正をかけ、2軸間の差を補正している。後者の方が少ない補正量で補正できる。

2.4 速度制御部による誤差

サーボパラメータチューニングにより軸ごとに最適な調整を行うと、各軸の速度制御部のパラメータは必ずしも一致しない。ここでは速度制御部のパラメータが異なる場合の、過渡状態における輪郭誤差を検討する。

2.4.1 摩擦を無視する場合

駆動機構部のモデルを簡略化して $C_t = 0$, $G_v(s) = 1$ とすると $G_m(s) = 1/(J_m + R^2 M_t) s$ となり、全体の伝達関数は

$$G_p(s) = \frac{\omega_o \omega_b \omega_c s + \omega_o \omega_a \omega_b \omega_c}{s^4 + \omega_b s^3 + \omega_b \omega_c s^2 + \omega_b \omega_c (\omega_a + \omega_o) s + \omega_o \omega_a \omega_b \omega_c} \quad (10)$$

となり、サーボパラメータのみで表される。従って、パラメータ値が各軸で一致していれば、輪郭誤差は常に 0 となる。この式を元に、X, Y 2 軸で ω_c が異なる場合、 ω_a が異なる場合、および ω_b が異なる場合の直線加速時の輪郭誤差を求めると、それぞれ $E_{n1}(s) \sim E_{n3}(s)$ のようになる。

$$E_m(s) = \frac{A \sin \theta \cos \theta \omega_o \omega_c (s + \omega_a)(s + \omega_b)(\omega_{cx} - \omega_{cy})}{B_1(s)} \quad (11)$$

$$E_{n2}(s) = \frac{A \sin \theta \cos \theta \omega_o \omega_c (s + \omega_b)(\omega_{ax} - \omega_{ay})}{B_2(s)} \quad (12)$$

$$E_{n3}(s) = \frac{A \sin \theta \cos \theta \omega_o \omega_c (s + \omega_a)(\omega_{bx} - \omega_{by})s}{B_3(s)} \quad (13)$$

$B_1(s)$, $B_2(s)$, $B_3(s)$ は定数項が 0 でない s の 8 次の多項式である。これらはいずれも定常偏差 0 となる。以上から、速度制御部のパラメータ設定が軸により異なっている、直線補間の直線加速において定常的な輪郭誤差は発生しないといえる。しかし、過渡的な誤差は発生しうる。

2.4.2 摩擦を考慮する場合

$C_f \neq 0$ の場合は $G_a(s) = 1 / \{ (J_a + R^2 M_f) s + R^2 C_f \}$ となり、直線加速時に以下のような輪郭定常偏差が発生する。 E_{n1} , E_{n2} , E_{n3} はそれぞれ ω_{cx} , ω_{ax} , ω_{bx} が異なる場合の、直線補間の直線加速動作の輪郭誤差定常偏差である。

$$E_{n1} = \frac{A \sin \theta \cos \theta R^2 \left(\frac{C_{fy}}{J_y \omega_{cy}} - \frac{C_{fx}}{J_x \omega_{cx}} \right)}{\omega_o^2 \omega_a} \quad (14)$$

$$E_{n2} = \frac{A \sin \theta \cos \theta R^2 \left(\frac{C_{fy}}{J_y \omega_{ay}} - \frac{C_{fx}}{J_x \omega_{ax}} \right)}{\omega_o^2 \omega_c} \quad (15)$$

$$E_{n3} = \frac{A \sin \theta \cos \theta R^2 \left(\frac{C_{fy}}{J_y} - \frac{C_{fx}}{J_x} \right)}{\omega_o^2 \omega_a \omega_c} \quad (16)$$

引用文献 4) ではサーボパラメータチューニングにより

$$\omega_{cx} = \omega_{cy} \quad (17)$$

$$\omega_{ax} = R^2 C_{fx} / J_x, \quad \omega_{ay} = R^2 C_{fy} / J_y \quad (18)$$

とすることを提案している。これにより、サーボパラメータの影響による過渡状態の輪郭誤差を常に 0 にできる。

3 シミュレーションによる過渡的輪郭誤差の解析

3.1 送り駆動機構の影響

図 1 のモデルを X, Y の 2 軸分組み合わせて、45° 方向へ直線補間動作させた場合の輪郭誤差を求める。送り速度 10m/min, 各軸方向加速度 1.667m/s² とし、パラメータは表 1 の設定とする。この場合についてシミュレーションした結果を図 4 に示す。進行方向に対して右側にずれた時に、誤差がマイナスになるように表示している。この場合は、加減速時に約 7 μm の輪郭誤差が発生している。

Table 1 Simulation parameter

	X axis	Y axis	unit
L	0.01	0.01	m
ω_o	50	50	rad/s
ω_c	250	250	rad/s
ω_a	60	60	rad/s
ω_b	900	900	rad/s
J_m	0.0273	0.0249	Nms ²
J_l	0.0023	0.0052	Nms ²
K_b	2.4×10^8	2.2×10^8	N/m
M_t	892	2052	kg
C_t	10000	10000	N·s/m

3.2 加速度フィードフォワード

2.3 節で示した加速度フィードフォワードを行った場合の、シミュレーション結果を図 5 に示す。加減速に伴う輪郭誤差が、0.2 μm 程度と非常に小さくなる。

3.3 速度制御系の影響

図 6 に、各軸の摩擦係数を $C_{fx}=1000$, $C_{fy}=10000$ のように極端に設定し、各軸の積分補償値を合わせた場合①②③と、式(18)を適用した場合④のシミュレーション結果を示す。この結果、 ω_a をそろえた場合、 ω_a の値が大きくなるほど誤差が小さく、収束も早くなるが、式(18)の条件を適用した場合が最も誤差が小さいことが分かる。しかしながら、式(18)のような ω_{ax} , ω_{ay} の設定は、摩擦の特性を含むため、送り速度、移動パターン等の動作条件で変化し、実現が困難である。また、 ω_a は大きいほどサーボ剛性が高くなるため、可能な限り大きくしたい。さらに、通常は各軸の摩擦係数はほぼ等しく、図 6 のような顕著な誤差は現れない。むしろ軸ごとの ω_a の設定値が異なる影響の方が大きい。図 7 に $C_{fx}=C_{fy}=10000$ とし、 ω_{ax} , ω_{ay} に差がある時のシミュレーション結果を示す。 ω_a に差があると大きな輪郭誤差が発生

Fig.4 Simulated result of contouring error

Fig.5 Effect of Acceleration feed forward (Simulation)

Fig.6 Simulated influence of ω_a on contouring error

する。これらの内容から、 ω_s には式(18)を適用するよりも、できるだけ大きな値で、各軸等しく設定する方が実用的であるといえる。

次に、速度制御系の閉ループ帯域幅に対応する ω_{ax} 、 ω_{ay} に差がある場合のシミュレーション結果を図8に示す。 ω_c に差があると、やはり大きな誤差が発生する。従って、補間動作を行う軸では速度ループゲイン ω_c もそろえる必要がある。

図9は高周波成分を除去する、一次遅れフィルタのカットオフ周波数 ω_b に差がある場合であるが、輪郭誤差にはほとんど差が見られない。 ω_b に関しては各軸で一一致させる必要性は少ない。

4. 検証実験

縦型マシニングセンタのX-Y軸を用いたテストスタンドにより、2軸直線補間の直線加速状態での運動誤差を測定した。表1以外のテストスタンドの諸元を表2に示す。Y軸はベッドの上ののっているサドルの移動であり、X軸はサドル上のテーブルの移動である。位置制御はセミクローズドループ方式で行い、X、Y軸機械位置の測定を、交差格子法⁹⁾により行う。すなわち、テーブル上に取り付けた交差格子と、コラムに取り付けた測定ヘッドにより、テーブルとコラム間の運動を測定する。あらかじめX、Y軸を+方向へ1mmずつ送り、バックラッシュの影響を除いておく。次に、直線補間指令によりX、Y軸を同時に90mm、+方向へ送る。したがって、合成の移動量は約127.3mmである。

4.1 加速時の誤差

加減速の設定を、シミュレーションと同一にして測定した結果を図10に示す。図4のシミュレーション結果と同様の輪郭誤差が現れている。

4.2 加速度フィードフォワードによる補正

加速度フィードフォワード制御を用いて、加速時の定常偏差を補正した例を図11に示す。図中の①が通常の状態、②③が加速度フィードフォワード制御を用いた場合である。加速度フィードフォワード制御により、加速中の定常的な輪郭

Fig.10 Measured contouring error

Fig.7 Simulated influence of ω_s on contouring error

Fig.8 Simulated influence of ω_c on contouring error

Fig.9 Simulated influence of ω_b on contouring error

Table 2 Specification of the X-Y table

	X axis	Y axis
Distance of support point m	1630	1130
Support method	Double anchor	
Guide	Linear ball guide	

Fig. 11 Measured effect of acceleration feed forward on contouring error

誤差が小さくなっている。②は、補正係数の設定が各軸の誤差をうち消すようになっており、③は2軸の差を補正するようになっている。加速度フィードフォワードを行うと、指令の高周波成分を補正係数により増幅するため、振動が増加する恐れがある。②に比べて補正量が少ない③の方が、振動が少なく良好な結果となっているのはこのためと考えられる。

4.3 速度制御パラメータの影響

積分補償折れ点周波数 ω_a 、速度ループゲイン ω_v 、一次遅れフィルタカットオフ周波数 ω_b を変えて測定した結果を、それぞれ図 12, 13, 14 に示す。図 7, 8, 9 のシミュレーション結果とほぼ一致した傾向を示している。過渡応答時の輪郭誤差を抑えるためには ω_a 、 ω_v をそろえる必要があることが、実測でも確認された。

5. 結 論

工作機械の補間送り時の過渡応答運動誤差について、45°方向直線補間動作に着目して、直線加速に伴う輪郭誤差を検討した。この結果、以下のことが分かった。

- (1) 送り駆動機構の軸ごとの特性の違いにより、加速中に定常偏差を生じ輪郭誤差となる。
- (2) この輪郭誤差は、NC の加速度フィードフォワードにより、ある程度補正できる。
- (3) 積分補償折れ点周波数および、速度ループゲインの軸ごとの設定が、輪郭誤差に大きく影響する。

特に、速度制御系のパラメータは、軸ごとに異なっているも一定送り時には定常偏差を生じないため、見過ごされがちであるが、実際は直線加速時にかなりの輪郭誤差が発生する場合があることに注意すべきである。

参 考 文 献

- 1) 垣野義昭, 井原之敏, 林 書鼎, 羽山定治, 河上邦治, 濱村 実: 交差格子スケールを用いた超精密 NC 工作機械の運動精度の測定と加工精度の改善, 精密工学会誌, 62, 11 (1996) 1612.
- 2) Y. Kakino, Y. Ihara, S. Lin, K. Kimoto, and S. Hayama: Measurement of Contouring Motion Accuracy of the NC Machine Tool by the Cross Grid Encoder Test, Proc. of Japan-USA Symp. on Flexible Automation, Boston, USA, July (1996) pp1201-1208.

Fig. 12 Measured influence of ω_a on contouring error

Fig. 13 Measured influence of ω_v on contouring error

Fig. 14 Measured influence of ω_b on contouring error

- 3) 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.
- 4) 垣野義昭, 松原 厚, 茨木創一, 中川秀夫, 竹下虎男, 丸山寿一: NC 工作機械における送り駆動系のトータルチューニングに関する研究(第4報) - 多軸チューニング -, 精密工学会誌, 63, 3 (1997) 368.
- 5) W. Knapp, J. Vicha, A. Moergeli u. G. Jager: Kreisformtest für hohe Bahngeschwindigkeiten, Werkstatt u. Betrieb, 127, 10 (1994) 790.