

京大工 松原 厚, 茨木 創一, 垣野 義昭, 遠藤 雅也, 梅本 雅資

1. 緒言

フレキシブルなマシニングセンタで、より高い生産性を実現するために、主軸と送り駆動系の高速化が進んでいる。回転モータ+ボールねじ送り駆動系(ボールねじ送り系と略す)は既存技術の延長であり、送り系の設計と製造がリーズナブルなコストで実現できる。また、切削外乱に対してロバストであるために、現在のところ高速・高加減速マシニングセンタにおいてはボールねじ送り系の採用が主流である。しかし、ボールねじ送り系では、ボールねじやカップリングを介して駆動力を伝達するため、駆動系には軸振動やねじり振動が内在してしまう。高速送り系には転がり案内が用いられることが多いので、このような振動に十分な減衰が付加できずサーボ特性や運動誤差に悪影響を与えてしまう。

今城らは、ボールねじ送り系においてモータとテーブルの相対位置・相対速度をモータトルクへフィードバックする方法を提案し、放電加工機において振動特性の改善がなされることを報告している¹⁾。東本らは粘性流体を用いたパッシブダンパを軸回転系に付加し、送り系の固有振動ピークが下がることを検証している²⁾。また、リニアモータをボールねじ送り系のテーブルに付加し制振器として使用する方法については文献³⁾に紹介されている。しかし、これらの方法において、フィードバック情報とアクチュエーション及び制振効果の関係について論じた文献は見あたらない。そこで本論文ではモード解析の手法を用いて、種々の制御手法の性能を比較する。

2. 送り駆動系のモデル

図1にボールねじ送り系の力学モデル(2慣性モデル)を示す。ただし、図1中において、 X_t : テーブル変位(m), θ_m : モータシャフト回転角度(rad), T : モータトルク(Nm), F_t : テーブル直動力(N), M_t : テーブル質量(kg), J : 回転体のイナーシャ(kgm²), K : 送り方向剛性(N/m), C_t : しゅう動面の減衰定数(Ns/m), D : 回転系の減衰定数(Nsm/rad), P : ボールねじのリード(m), $R=P/2$: 回転から直動への変換係数(m/rad)である。

図1のモデルを運動方程式で表現すると次式ようになる。

$$\begin{bmatrix} J & 0 \\ 0 & M_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D & 0 \\ 0 & C_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_m \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R^2 K & -RK \\ -RK & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_m \\ x_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \\ F_t \end{bmatrix} \quad (1)$$

回転座標 m とトルク T を直線運動と直動力に変換すると次式のようにになる。

$$[M] \ddot{x} + [C] \dot{x} + [K] x = [F] \quad (2)$$

ここで、行列とベクトルは以下の通り。

$$[M] = \begin{bmatrix} M_r & 0 \\ 0 & M_t \end{bmatrix}, [C] = \begin{bmatrix} C_r & 0 \\ 0 & C_t \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} K & -K \\ -K & K \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$x = \begin{bmatrix} x_r \\ x_t \end{bmatrix}, [F] = \begin{bmatrix} F_r \\ F_t \end{bmatrix} \quad (4)$$

ただし次式の関係を用いている。

$$M_r = J/R^2, C_r = D/R^2, x_r = R\theta_m, F_r = T/R \quad (5)$$

3. 制御則の比較

3.1 モード座標形への変換

振動モードに対しての減衰制御を検討するために式(2)をモード座標に変換する。 $C_r=C_t=0$ とした非減衰形の振動モード行列を用いた次のようなモード座標変換を考える。

$$[x] = [T][z] \quad (6)$$

ただし、

$$[T] = \begin{bmatrix} 1 & \alpha \\ 1 & -1 \end{bmatrix}, z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\alpha = M_t / M_r \quad (8)$$

である。モード座標変換後の運動方程式は次式となる。

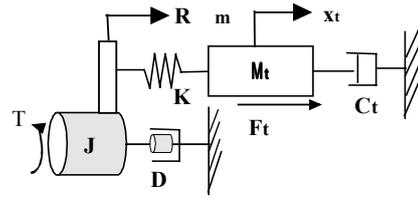


Fig.1 Dynamic model of feed drive

Table 1 Comparison of feedback rules

| Feedback rule | Physical domain [F] | Modal domain [T] ^T [F] |
|-----------------------------------|--|---|
| Relative velocity to Dual force | $-\begin{bmatrix} C_z & -C_z \\ -C_z & C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{x}_t \end{bmatrix}$ | $-(1+\alpha)^2 \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix}$ |
| Relative velocity to Direct force | $-\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -C_z & C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{x}_t \end{bmatrix}$ | $-(1+\alpha) \begin{bmatrix} 0 & -C_z \\ 0 & C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix}$ |
| Relative velocity to Motor torque | $-\begin{bmatrix} C_z & -C_z \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{x}_t \end{bmatrix}$ | $-(1+\alpha) \begin{bmatrix} 0 & C_z \\ 0 & \alpha C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix}$ |
| Motor velocity to Motor torque | $-\begin{bmatrix} C_z & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{x}_t \end{bmatrix}$ | $-\begin{bmatrix} C_z & \alpha C_z \\ \alpha C_z & \alpha^2 C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix}$ |

$$\begin{bmatrix} M_t + M_r & 0 \\ 0 & (1+\alpha)M_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & (1+\alpha)^2 K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = [T]^T [F] \quad (9)$$

z_1 が剛体モード、 z_2 が振動モード変位を表す。

3.2 制御則の比較

表1に種々の速度フィードバック制御則(物理座標系)を式(7)の変換を用いてモード座標系で表現した結果について示す。モード座標系での減衰行列の2行2列目の要素がモード減衰に相当する。

モータとテーブルの相対速度をモータトルクとテーブル直動力両方にフィードバックする場合は、振動モードを独立に制御できることがわかる。相対速度をモータトルクかテーブル直動力のどちらかにフィードバックする場合においてもモード減衰を制御できるが、振動モードから剛体モードへの干渉が発生しており、システムの零点に影響を与える。

また従来の速度フィードバック(モータ速度→モータトルクフィードバック)ではモードに相互干渉が発生していて、振動モードを独立に制御できない。従って速度アンプゲインの調整によってモーション制御と減衰制御が同時にできないという制御構造上の問題がある。

4. 結言

モード解析の手法を用いて様々な速度制御系の制振効果について解析を行った。

参考文献

- 1) A. Imagi, M. Iezawa, M. Tomisawa, A. Taneda, T. Kanaya and K. Akamatsu: Vibration Suppression Control for Electrical Discharge Machine by Using Relative Displacement and Velocity Feed Back, Proc. of IECON, Vol.1, (1997) 15-20.
- 2) 東本 暁美, 渡辺 俊明, 垣野 義昭, 黎子 椰, 中野 義平, 丸山 寿一, 粘性粘性可変流体を用いた位置制御系の動特性改善に関する研究(第1報, 磁性流体を用いた補助質量粘性ダンパによるボールねじ送り駆動機構の動特性の改善), 機械学会論文集(C編), 64, 618 (1998-2), 683-689.
- 3) モーションコントロールの最新技術, 電気学会技術報告, 554, 7(1995), 63.