量産を目的とした工作機械の主軸熱変位推定***(第2報, 主軸回転速度変動下での熱変位推定)**千田 治光^{*1}, 佐藤 礼士^{*2}, 森脇 俊道^{*3}**Estimation of Thermal Displacement of Machine Tool Spindles
for Mass Production****(2nd Report, Estimation of Thermal Displacement
Under Varying Rotational Condition of Spindle)**Harumitsu SENDA^{*4}, Reiji SATO and Toshimichi MORIWAKI^{*4} Research & Development, OKUMA Corporation,
5-25-1 Shimooguchi, Oguchi-cho, Niwa-gun, Aichi, 480-0193 Japan

The present paper deals with a method to estimate thermal deformation of spindle of a machining center based on the temperature changes measured at the spindle head. It is confirmed by experiments that the nominal time constant of the thermal deformation due to the heat input caused by the spindle rotation is much influenced by the rotational speed of the spindle as a consequence of changes in the heat transfer coefficient between the spindle and the ambient. The relation between the time constant of thermal deformation and the rotational speed of the spindle is obtained experimentally for various rotational speeds. The results are summarized as the transfer function coefficients. A method is proposed to estimate the equivalent heat input based on the temperature change at the spindle heat by utilizing the measured transfer function, and then estimate the thermal deformation of the spindle based on the equivalent heat. The validity of the proposed method is proved by experiments applied to two kinds of machining centers.

Key Words: Thermal Deformation, Machine Tools, Main Spindle, Machining Accuracy

1. 緒 言

マシニングセンタにおいては主軸回転速度が一段と高速化し, しかも工具を交換して頻繁に回転速度を変化させて使用するため, 主軸の熱変位が加工精度に及ぼす影響が大きくなっている. この観点から主軸の熱変位を補償することは重要であり, これまでに多くの研究^{1)~4)}が行われている. 筆者らは熱変位補償システムを量産するため, 主軸熱変位と相関が強い軸受温度変化を用いて精度良く熱変位を推定することを示し, 過渡状態における温度と熱変位の関係を明らかにして熱変位を推定する方法を提案した⁵⁾. しかしながら, 回転速度が変化する場合の熱変位特性については必ずしも明らかにされていない. また提案した方法では, 計測した温度を記憶し, 熱変位時定数と温度に比例した過去の時間の情報で過渡状態の熱変位を推定するため, 時間経過と共に推定に用いる温度値との時間差が大きくなるという問題がある.

本研究では, 主軸回転時に主軸—テーブル間で生じる Z 軸 (回転軸) 方向の過渡状態での熱変位特性が, 回転速度によって変化することを定量的に示し, その要因について明らかにする. さらに, その場合における熱変位量を推定するための方法を開発する. ここでは, 過渡状態の熱変位特性を一次遅れ系の時定数を用いて定量化し, 同時に回転速度との関係を明らかにする. 次に, 軸受外輪において計測した温度変化から回転速度に対応した相当熱入力を推定し, 熱変位を推定する方法を提案する.

2. 主軸回転速度と温度・熱変位特性

前報において, 定常状態では軸受温度上昇と熱変位量は比例関係にあり, 主軸構造が同じであればその関係は一定となることを示した. また, 過渡状態では軸受温度と熱変位の時定数を用いることで, 回転を止めた一条件での関係づけを示した. ここでは, 回転速度が異なる場合について回転速度と熱変位時定数の関係を明確にする.

* 原稿受付 2004 年 12 月 6 日.

^{*1} 正員, オークマ(株) (☎ 480-0193 愛知県丹羽郡大口町下小口 5-25-1).^{*2} オークマ(株).^{*3} 正員, 神戸大学工学部 (☎ 675-8501 神戸市灘区六甲台町 1-1).

E-mail: h-senda@gmx.okuma.co.jp

これから回転速度を上げた場合は、当初の回転速度に関係なく温度変化と熱変位変化は各々同じ特性変化(時定数)を示すことが確認できた。他方、回転速度を下げた場合には、温度変化は同じ時定数を示したものの、熱変位の変化割合は変速後の主軸回転速度が低くなるにしたがって、緩やかになり時定数が長くなった。なお、Y軸方向の熱変位ではこのような傾向は観察されなかった。

2.3 熱変位時定数の変化に対する考察 Z軸方向の熱変位は、主軸の回転軸を支える主軸頭部の熱膨張と回転軸の熱膨張が大きく関係している。主軸頭部の熱膨張はジャケット冷却の影響を大きく受け、軸受外輪の温度変化と同様に变化するため回転速度により時定数が変化することは無いと考えられる。一方回転軸に関しては、オイルエア潤滑を採用しているため各軸受に対して一定の流量のエアが流れていることから、軸受周りでは回転速度に関係なくほぼ一定の熱伝達率であると考えられるが、軸受から工具に至る部分では回転速度により外気との熱伝達率が変化し、これが時定数に影響を及ぼしていると考えられる。そこで工具フランジ部に 65 N/min のエアブローを加え回転速度に無関係の強制対流状態をつくり、前節同様の実験を行った。図8に回転速度を下げた場合の熱変位の変化割合を示す。この結果から、減速後の各回転速度に関係なく熱変位の曲線がほぼ同じとなり、時定数の変化が少なくなっていることが分かる。この場合温度上昇、熱変位ともに変化は見られなかった。また、熱伝達率の変化による影響は回転速度が上がる場合にも同様であると考えられる。なお、実用上は工具にエアブローを行うことはほとんどないため、熱伝達率の変化に影響を及ぼす周囲環境の影響を検討するため、極端な例として同じ仕様の主軸が装着された全体カバーのある機械とカバーのない機械で同様の実験を行った。その結果、両者で回転速度と熱変位時定数の関係に差異は確認できなかった。このことから工具周りの局熱伝達率が支配的になっていると考えられる。以上からZ軸方向の熱変位推定を行う場合には、回転速度で変化する熱変位特性を考慮する必要があると考える。

3. 過渡特性を考慮した熱変位推定

3.1 熱変位推定 本研究では伝達関数を使って軸受温度変化から相当熱入力を解析的に求め、それを用いて熱変位を推定する方法を提案する。なお、前報に示したように回転速度を変化させた後の軸受の温度変化とZ軸方向の熱変位変化は一次遅れ関数とは異なる

(a) Change in bearing temperature expressed in percentage

(b) Change in thermal displacement expressed in percentage

Fig.6 Change in temperature and thermal displacement when rotational speed is raised from low to highest of 25000min⁻¹

(a) Change in bearing temperature expressed in percentage

(b) Change in thermal displacement expressed in percentage

Fig.7 Change in temperature and thermal displacement when rotational speed is reduced from 25000min⁻¹ to low speeds

Fig.8 Change in thermal displacement expressed in percentage when air blow is applied

るが、時定数が異なるだけで同じ変化特性を示すため、伝達関数は一次遅れ系とした。また工業的に利用しやすくするため、演算は離散値を前提とした簡便な方法とする。

3.1.1 熱変位推定方法 一次遅れ系の伝達関数を式(1)に示す。

$$H(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{1 + Ts} \quad (1)$$

$H(s)$ は伝達関数、 $Y(s)$ は出力 (温度, 変位), $X(s)$ は入力 (相当熱入力), T は時定数である。これをラプラス逆変換して時間領域で表すと $t = t_0$ では

$$T \left. \frac{dy(t)}{dt} \right|_{t=t_0} = -y(t_0) + x(t_0) \quad (2)$$

となる。ここで、左辺の $t = t_0$ の時刻における微分に注目する。 $y(t)$ が一定間隔 Δt 秒ごとにサンプリングされるとすれば、連続時間 t も Δt 秒ごとの離散値と考えることができるので、 $t_0 = k \cdot \Delta t$ とおけば式(2)の微分部分は近似的に式(3)で表すことができる。

$$\left. \frac{dy(t)}{dt} \right|_{t=k \cdot \Delta t} \cong \frac{y_k - y_{k-1}}{\Delta t} \quad (3)$$

ただし、 $y_k = y(k \cdot \Delta t)$, $y_{k-1} = y(k \cdot \Delta t - \Delta t)$ である。よって、式(2),(3)から整理すると式(4)を得る。

$$y_k = y_{k-1} + (x_k - y_{k-1}) \cdot \beta \quad (4)$$

$$\beta = \frac{\Delta t}{\Delta t + T}$$

これより Δt 秒ごとにサンプリングされる離散値 x_k を与えれば容易な演算で出力 y_k を求めることができる。ここで相当熱入力を x_k , 時定数を T_{tem} , 軸受

Fig.9 Estimation method

温度を $ya_k = y_k$ とおいて入出力を逆にすれば式(5)を得る。

$$xa_k = ya_{k-1} + (ya_k - ya_{k-1}) \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (5)$$

$$\gamma = \frac{\Delta t}{\Delta t + T_{tem}}$$

Z 軸方向の熱変位推定値は、実験により求めた温度時定数 T_{tem} と測定した軸受温度 ya_k から、式(5)により相当熱入力 xa_k を求め、回転速度が変化した後の熱変位時定数 $T_{zdis}(=T)$ と xa_k に温度変位変換係数を乗じた $xz_k(=z_k)$ を入力として式(4)による出力 $yz_k(=y_k)$ として得ることができる。以上の手順を模式的に表すと図9のようになる。Y 軸方向の熱変位は主軸頭の温度変化による熱変形に起因することから、推定値は主軸頭の温度に温度変位変換係数を乗じた $xy_k(=x_k)$ を入力とし、式(4)による出力 $yy_k(=y_k)$ をもとに Y 軸測定結果との相関で時定数 $T_{ydis}(=T)$ を与えて得ることができる。

3.1.2 熱変位時定数変化の考慮 Z 軸方向の熱変位を推定するためには、回転速度に依存する熱変位特性を考慮する必要がある。そこで図6,7の熱変位変化とそれ以外の回転速度条件を与えて得られた結果から、一次遅れ系の応答式にあてはめて各回転速度での時定数を求め、回転速度と時定数の関係でまとめた結果を図10に示す。回転速度を上げた場合と下げた場合いづれも、熱変位時定数は当初の回転速度に関係なく回転速度が低くなると長くなるが高くなつて一定となる傾向を示した。ここで、回転速度と熱変位時定数

(a) When rotational speed is increased from low speeds

(b) When rotational speed is decreased from 13,000 and 25,000 min⁻¹

Fig.10 Relationship between spindle speed and time constant of displacement

の関係は熱変位推定で考慮しやすくするために式(6)で一般化することとする。曲線にあてはめて各係数を求めた温度時定数を表1に、またあてはめた曲線を図10に示す。

$$TC_{dis} = A + B \cdot e^{\left(-\frac{N}{C}\right)} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、回転速度 N 、熱変位時定数 TC_{dis} である。

Table 1 Time constants of displacement and temperature

	Displacement Fitted coefficient			Temperature Time constant (H)
	A (H)	B (H)	C (min^{-1})	
Increase	0.13	0.17	2000	0.081
Decrease	0.11	0.18	2000	0.086

32 熱変位推定と結果 提案した手法を用いて図5に示すZ軸方向の熱変位推定を試みる。定常状態では軸受温度上昇と熱変位量は比例関係にあるため、軸受温度変化と熱変位変化が安定した定常状態に着目して、熱変位量をコラム下部の温度に対する軸受温度上昇で除して温度変位換算値を求めると-4.4となる。相当熱入力は軸受温度上昇から温度時定数と式(5)で算出することができ、実際に求めた結果を図11に示す。この結果に温度変位換算値を掛け式(4)への入力とし、式(6)と表1から求めた各回転速度での熱変位時定数を用いて熱変位量を導く。また、Y軸方向の熱変位は、主軸頭の温度変化と熱変位変化に対して、式(4)を用い

Fig.11 Change of equivalent heat estimated by inverse method

Fig.12 Residual error of estimated thermal displacement by proposed method

てあてはめを行い、時定数 0.14、温度変位換算値-8.8を得て推定する。なお、X軸方向もY軸方向と同様に推定可能であるが、今回は熱変位量が小さいため省略した。以上のようにして求めた熱変位推定結果と図5の測定された主軸-テーブル間の相対熱変位との差を図12に示す。これから推定誤差はZ軸方向で $8\mu\text{m}$ 、Y軸方向で $4\mu\text{m}$ であった。

33 別仕様の主軸での熱変位推定結果 汎用性を考えた場合、本提案の手法が他の仕様の主軸についても同等に適用できるか検討する必要がある。また部品加工では、一般に主軸が一定回転速度で回転する時間は短く、主軸熱変位が過渡的に変化している内に回転速度が変化することが多いことから、回転速度が変化する場合でも熱変位を正確に推定する必要がある。そこで別の小型立形マシニングセンタ（オークマ製MB-46VA、最高回転速度 $15,000\text{ min}^{-1}$ ）に搭載された主軸を用いて確認を行った。実験方法はこれまでと同様で予め測定により主軸の温度と熱変位の時定数特性同定を行った。その結果を表2に示す。推定精度を確認する主軸運転条件は、主軸の急速立ち上げ、停止、並びに過渡状態が継続するため温度と熱変位の時定数の違いから推定誤差が拡大しやすい頻繁な回転速度の断続的变化とした。運転条件を図13に示す。測定された温度変化を図14に主軸-テーブル間の相対熱変位を図15に示す。Z軸方向の熱変位推定にあたっては、温度変位換算係数を-5.5とし、表2の同定結果を用いた。Y軸方向については予め行った実験から前節同様に時定数 0.14、温度変位換算値-5.0で同定し、熱変位を推定した。以上の結果と図14の測定結果に遠心力に起因した変化を取り除いた熱変位変化との差を

Table 2 Time constants of displacement and temperature

	Displacement Fitted coefficient			Temperature Time constant (H)
	A (H)	B (H)	C (min^{-1})	
Increase	0.083	0.083	3000	0.042
Decrease	0.15	0.10	3000	0.050

Fig.13 Change of rotational speed of main spindle

Fig.14 Temperature variation at column, bearing, headstock and ambient

Fig.15 Relative displacement between main spindle and table in X,Y and Z-directions

Fig.16 Residual error of estimated thermal displacement by proposed method

図 16 に示す。Z 軸方向の推定誤差は熱変位 $36\mu\text{m}$ に対して停止時が $3\mu\text{m}$ 、過渡状態が連続する場合 $5\mu\text{m}$ であった。ここで過渡状態の推定誤差が $5\mu\text{m}$ 発生している原因は、回転速度が変化した直後の推定誤差が大きくなっていることから、軸受に対する温度センサの取付け位置と温度センサの熱時定数による計測温度の時間遅れによるものと考えられる。Y 軸方向の推定誤差は、熱変位 $10\mu\text{m}$ に対して停止時が $2\mu\text{m}$ 、過渡状態が連続する場合で推定誤差 $3\mu\text{m}$ であった。なお、X 軸方向は、熱変位が $2\mu\text{m}$ と小さいことから省略している。以上から、主軸の仕様が変った条件と、過渡状態が連続する条件において、熱変位を正確に推定できていることが確認できた。

4. 結 言

量産している工作機械の主軸熱変位を推定して補償することを実用化するため、実務的な検討を行い、下記の結果を得た。

- (1) 主軸の熱変位時定数は主軸回転速度が異なると変化する。これは回転速度の変化によって主軸端や工具周囲の空気との熱伝達率が変化するためと考えられる。他方、軸受温度時定数は主軸回転速度の変化による影響を受けない。
- (2) 軸受温度上昇の変化から一次遅れ系の伝達関数を用いて相当熱入力を解析的に推定し、その変化を入力として伝達関数を用いて熱変位を推定する方法を提案した。
- (3) 前記の手法で主軸熱変位の推定を行った結果、過渡状態から定常状態まで高精度で主軸の熱変位を推定することができた。
- (4) 前記の手法を仕様異なる主軸に適用してその効果を確認した。また、回転速度をランダムに変化させ、熱変位が過渡状態の連続である場合でも高精度に熱変位推定ができることを確認した。
- (5) 軸受温度上昇を用いて熱変位を推定する本提案の方法は、計算も容易であることから、量産機に対して広く使用できる可能性があると考えられる。

文 献

- (1) 森脇, 社本, 河野: ニューラルネットワークによる工作機械の熱変形予測—機械表面温度の時間履歴を考慮することによる予測精度の向上, 日本機械学会論文集 C 編, 61-584(1995), 1691-1696.
- (2) 堀, 西脇: 基礎特性データによる工作機械構造の熱変位量推定, 日本機械学会論文集 C 編, 64-621(1998), 360-365.
- (3) 長島, 上田, 百地: 熱と遠心力により生じる工作機械主軸の変位とその補償方法, 日本機械学会論文集 C 編, 65-636(1999), 406-411.
- (4) 社本, 樋野, 富江, 松原, 森脇: CNC 装置の内部情報を利用した工作機械の熱変形推定, 日本機械学会論文集 C 編, 69-686(2003), 2775-2782.
- (5) 千田・佐藤・森脇: 量産を目的とした工作機械の主軸熱変位推定 (第 1 報, 主軸温度と主軸熱変位の関係), 日本機械学会論文集 C 編, 70-698(2004), 2961-2965.
- (6) 横山: エアスピンドルの遠心力による変形の解析, 精密工学会誌, 64-1(1998), 137-141.
- (7) 三谷: 信号解析のための数学, 森北出版, (1998)