工作機械壁面熱伝達率の推定*

(第1報, 平均熱伝達率と内部熱源の強さの推定)

李 鍾 斗^{*1}, 田 辺 郁 男^{*1}, 高 田 孝 次^{*1}

Estimation of Heat Transfer Coefficients on Machine Tool Surfaces

(1st Report, Estimation of Average Heat Transfer Coefficient and the Strength of Internal Heat Sources)

Jong-Doo LEE, Ikuo TANABE and Koji TAKADA

One of the major obstacles in testing or evaluating precisely the thermal behavior of a machine tool is the difficulty in measuring the heat transfer coefficients on the surfaces by a conventional method. This paper presents a new approach based on the inverse method to identify the values of heat transfer coefficients by using temperature changes measured on the surfaces of a machine tool during a short period in its operating. In the present method, a machine tool structure is modeled by the finite element method and the characteristic curves of the temperature change at several points on machine tool surfaces are theoretically derived in the form that they contain the heat transfer coefficient as an unfixed parameter. Using the model, first, an average heat transfer coefficient as well as the strength of internal heat source are approximated so that the theoretical characteristic curves of temperature change fit the measured ones as closely as possible.

Key Words: Machine Tool, Heat Transfer Coefficient, Inverse Method, Finite Element Method

1. 緒 言

工作機械の熱変形は, 加工精度に悪影響を与える一因であり, 現在に至るまで多くの研究が行われている⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾. 近年, 工作機械の高速化・高精度化の開発研究において, 熱的挙動の詳細な解析が重要になってきている. その際, 有限要素法は有力な解析手段であるが, その計算結果の精度は初期条件・境界条件の正確さに依存する. 境界条件の1つである熱伝達率は工作機械の表面状態や設置状況などで大きく異なり, 周辺の自然対流, 強制対流によっても著しく変化する⁽⁴⁾. したがって, 精密工作機械の熱変形解析において壁面の熱伝達率を正しく把握することの重要性が指摘され

ている⁽⁵⁾. しかし, その実測は必ずしも容易ではない.

いっぽう, 内部熱源の強さの推定に関しては, 温度測定から確からしい熱源の強さを求める方法がある⁽⁶⁾が, この場合でも, 入力値として適確な熱伝達率を与える必要がある.

そこで本報では, 比較的測定が容易な壁面温度データと有限要素法を用いて, 工作機械壁面の平均的な熱伝達率と熱源の強さを同時に推定することを試み, 単純な形状のブロックモデルと実機小径内面研削盤のコンクリートベッドの2つを用いて実験を行い, 本推定方法の評価を行った.

2. 数値計算法

対象構造物内の3次元非定常温度上昇は有限要素法により, 次式に示す離散的なマトリクス表現で示すことができる⁽⁸⁾.

* 原稿受付 1997年12月18日.

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学(☎940-2188 長岡市上富岡町1603-1).

$$[C]\left\{\frac{d\theta}{dt}\right\} + [H]\{\theta\} = \{Q\} \quad \dots \quad (1)$$

ここで, $[C]$ は比熱, 密度, 形状と大きさで決める熱慣性マトリクス, $\{\theta\}$ は温度ベクトル, $[H]$ は熱伝導率, 熱伝達率, 形状と大きさで決める熱剛性マトリクス, $\{Q\}$ は内部発熱量ベクトル, t は時刻である. ただし, $\{Q\}$ はステップ的な発熱として仮定している. $[H]$ は物体壁面の熱伝達率 α_j (j は壁面の番号) を含んでいる. もし熱伝達率 α_j が既知であれば, $[H]$ の値が求まるので $\{\theta\}$ を実測して式 (1) により $\{Q\}$ を数値計算で求めることができる. しかし, α_j も未知数として式 (1) を解くには何らかの数値解法によらざるを得ない.

本報で試みた熱伝達率推定の基本的な考え方は次のとおりである. まず, 対象とする工作機械の有限要素モデルを作成する. 次に, 工作機械を一定条件で運転し, 主要な壁面の温度上昇 $[\theta_{ij}]$ (i : 時間, j : 壁面の番号) を実測する. 内部発熱源の強さ $\{Q\}$ と各壁面の熱伝達率 α_j の初期入力値を与えて式 (1) から $[\theta_{ij}]$ を計算する. 実測温度 $[\theta_{ij}]$ と計算される温度 $[\theta_{ij}]$ の差の 2 乗和が最小となるような $\{Q\}$ と α_j を決定する. すなわち, この問題は

$$J = \sum_i \sum_j (c\theta_{ij} - \theta_{ij})^2 \quad \dots \quad (2)$$

を評価関数として J を最小にするように $\{Q\}$ および

Fig.1 Algorithm of the present method

α_j を決定する最適化問題として考える. しかし, 実際の工作機械では未知数の数 (熱源と熱伝達率が複数) が多くなり, 上述した最適化問題を直ちに解くことは実用的ではない. そこで, この解法のプロセスを 2 段階に分割する方法を採用した. 第 1 段階は工作機械の全ての壁面が一様に平均熱伝達率 α_0 を持つと仮定し, α_0 と $\{Q\}$ を推定する部分である. 熱源に近い点の温度測定値を用いれば, この方法によりかなり正確に $\{Q\}$ を推定できるものと考えられる⁽⁷⁾. 第 2 段階は第 1 段階で得た α_0 と $\{Q\}$ を用いて各壁面の熱伝達率 α_j を推定する部分である. ここでは, 各面での温度測定値 $[\theta_{ij}]$ と温度推定値 $[c\theta_{ij}]$ がより一致するように α_j を決定する. なお, 熱伝達率は時間および壁面温度のそれぞれの変動に依存しないものと仮定した. この解法の流れを図 1 に示す.

第 1 段階では数値解法として Gauss-Newton 法⁽⁹⁾ を用い, 第 2 段階では特異値分解法を用いた. 本報 3 節以後では第 1 段階について述べ, 第 2 段階については次報で詳述する.

3. 単純なモデル実験による本手法の評価

3・1 単純な形状のブロックモデルの概略 単純な形状のモデルを用いて, 本手法の有効性を検討する. 実験に用いたモデルを図 2 に示す. 大きさが 240 (L) × 128 (W) × 155 (H) (mm) の鋼製直方体ブロックを 2 つ重ね, その間に 105 (L) × 100 (W) (mm) のラバーヒータを挟んで熱源とした. 熱源の強さを正しく求めるためラバーヒータを挟んで上下のブロックを熱的に対称とし, ラバーヒータに供給した電力は 100

Fig.2 Block model used in experiment

%熱に変換され、その1/2づつが上下のブロックに等しく流入すると仮定した。図中の S_1 はブロックの上面、 S_2 は背面、 S_3 は左面、 S_4 は右面、 S_5 は前面を示す。また、 P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 はそれぞれ S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 面の中央の温度測定点を示す。

供給された熱源の強さは各ブロックとも 2.1 kW/m^2 である。この熱流束はラバーヒータの消費電力をワットメータで測定して得たものである。また、図2の S_3 面をファンで強制対流としてこの面の熱伝達率が他の面よりとくに大きくなるようにした。 S_3 面以外の面はファンの影響を受けないように S_3 面の外周部に遮断板を設け、ほぼ自然対流面になるようにした。温度上昇は各壁面の中央点 $P_1 \sim P_5$ とラバーヒータの端点の近くの P_6 に貼り付けたT型熱電対により実測した。さらに、熱流計を各壁面の中央付近に張り付けて熱伝達率も実測した。

なお、ここで取り扱う熱伝達率は真の熱伝達の分と熱放射の分の2つを合わせて見かけ上の熱伝達率として取り扱うものであり⁽⁶⁾、以後これを単に熱伝達率と記す。

実験は $20 \pm 1^\circ\text{C}$ で制御された恒温室で12時間行った。各面の中央点の温度経過曲線を図3に示す。また、各面の熱伝達率及び熱源の強さの実測値を表1に示す。

Fig.3 Temperature change measured on block surfaces

Table 1 Measured value of α_j and Q_1

Surfaces	Heat transfer coefficient $\alpha_j \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$			Strength of internal heat source $Q_1 \text{ kW/m}^2$
	Ave.	Min.	Max.	Measured Value
S1	6.6	6.2	6.9	2.1
S2,S5	5.8	5.5	6.0	
S3	39.0	36.1	41.3	
S4	6.2	5.7	6.5	

3・2 推定結果 熱源に近い点 P_6 の温度測定値を用いて、平均熱伝達率 α_0 及び熱源の強さ Q_1 をGauss-Newton法により推定する。熱源に近い点 P_6 の温度測定値を用いた理由は、前節に述べたように熱源の影響を直接に受ける箇所の温度を使うことで、精度よく熱源の強さが推定できると考えたためである⁽⁷⁾。推定には、加熱開始から0.5～5時間までの間の温度データを使用した。

平均熱伝達率 α_0 と熱源の強さ Q_1 を推定した結果は表2に示すように、 $\alpha_0 = 10.6 \pm 0.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 、 $Q_1 = 2.2 \pm 0.3 \text{ kW/m}^2$ であった。数値計算の初期値として熱伝達率は1.0から50.0 $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 、熱源の強さは0.5から5.0 kW/m^2 の間の値をいろいろ組合わせて与えたが、いずれも表2に示す結果に収束した。このように熱源に関しては測定結果と推定結果は良く一致しており、壁面の熱伝達率を一樣と仮定しても熱源の強さが割合良く推定できることを示している。この α_0 と Q_1 を用いて式(1)により各点の温度を計算したものが図4の実線である。強制対流になっている S_3 面では、 α_0 が実際の熱伝達率より小さいので温度の計算結果は実測値より高くなっている。逆に、その他の面では α_0 が実際の熱伝達率より大きいので温度の計算結果は実測値より低くなっていることが分かる。なお、この α_0 と Q_1 を用いて式(2)により評価関数 J を計算した結果 $J=3.5$ であった。もし、 α_0 が9.0、12.0 $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ となった場合の評価関数 J はそれぞれ5.0、4.8であることから、 $\alpha_0 = 10.6 \pm 0.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ は評価関数 J を最小にするための妥当的な平均熱伝達率であると言える。

Table 2 Estimated α_0 and Q_1

Average heat transfer coefficient $\alpha_0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	Strength of internal heat source $Q_1 \text{ kW/m}^2$
10.6 ± 0.5	2.2 ± 0.3

Fig.4 Temperature change calculated on block surfaces

4. 研削盤用コンクリートベットによる 本手法の評価

ここでは、複数の熱源を有する小径内面研削盤用コンクリートベットに対し、そのベットの熱変形を実測し、本手法の推定により得られた平均熱伝達率と熱源の強さからFEMで計算した熱変形結果と比較し、総合的に本手法の妥当性を検証した。

4・1 実験装置と解析モデル 図5に実験に用いた小径内面研削盤用コンクリートベットの概略を示す。ベットは鋼繊維補強のポルトランドセメントコンクリートを中実に注入したもので、案内面および主軸台と送り機構部を搭載する部分には鋳鉄製のバーが埋設されている。表3に鋼繊維補強のポルトランドセメントコンクリートの特性値を示す。温度分布の測定は、ベット表面(図5の●印)にT型熱電対を取り付

けて行った。内部発熱源としては、図5の斜線部にラバーヒータを取り付けた。本ベットは、この部分に砥石台のZ軸揺動機構(モータを含む)が取り付けられ、これが最大の発熱源となるためである。ラバーヒータ上には厚さ90 mmの発泡スチロールを被せて簡単な断熱処置を施した。各ラバーヒータは、全て 421 W/m^2 で発熱し、ベットに対し一定の熱流束を与えているが、断熱材からの損失分を把握することは困難であったのでベットへの正確な流入熱量は実測で求められていない。ベットの熱変形は、図5に示すようにベット上面A, B間の伸びをレーザ干渉測長器で、また、ベット上面の傾きをNo.1~No.3の3台の水準器(分解能 0.02 mm/m)を用いてそれぞれ測定した。

図6に本解析に用いた有限要素モデルを示す。解析に用いたコンクリートの特性値は、表3の値を用いた。ベット底面は対流や外部からの熱放射の影響が極めて小さいと考えられるので断熱面と仮定し、その他の壁面の熱伝達率は全面一様とした。内部発熱源は、図6の斜線部 $Q_1 \sim Q_4$ の4ヶ所と仮定した。

Fig.5 Bed for precision internal grinding machine

Fig.6 FEM model

Table 3 Mechanical and thermal properties of material

Material	Protland cement concrete
Density	2300 kg/m^3
Thermal conductivity	2.1 $\text{W/(m} \cdot \text{K)}$
Specific heat	0.92 $\text{kJ/(kg} \cdot \text{K)}$
Coefficient of linear expansion	$21 \times 10^{-6} \text{ 1/K}$
Young's modulus	24.5 GPa
Poisson's ratio	0.25

Table 4 Estimated α_0 and Q_h

Average heat transfer coefficient $\alpha_0 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$	Strength of internal heat sources $Q_h \text{ kW/m}^2$	
11.6 ± 0.5	Q_1	412 ± 5
	Q_2	374 ± 8
	Q_3	405 ± 10
	Q_4	391 ± 10

Fig.7 Thermal behaviour of concrete bed

4・2 実測データと本解析の比較 ここでは温度測定箇所の中で熱源に近い点1, 2, 3, 4 (3, 4はそれぞれ1, 2の反対側の点) の温度を用いて平均熱伝達率

α_0 と熱源の強さ Q_h ($h=1\sim 4$) を推定した。その結果を表4に示す。なお、推定には実験開始から5時間までの温度測定値を使用した。

求めた α_0 及び Q_h を用いて、熱変形挙動を調べた。図7に、コンクリートベッドの熱変形挙動の実測値と計算値を比較した結果を示す。(a)に1, 2, 5各点の温度上昇を、(b)にベッド上面A, B間の伸びを、(c)にベッド上面の傾きをそれぞれ示す。図7(a)の温度上昇は熱源に近い点1, 2については実測値と計算値が良く一致している。また、熱源の推定に用いなかった点5においても実測値と計算値の差は0.5℃以内に収まっている。なお、これはその対応側の点3, 4に対しても同様の結果であった。図7(b)のベッド上面の伸びについては、計算値と実測値は比較的良く一致している。図7(c)のベッド上面の傾きについては実測値と計算値の差が10 μm/mの差が生じている。これは測定器の分解能20 μm/mを考慮すると分解能の範囲内で一致していることを示す。したがって、ここで求めた α_0 及び Q_h は良い精度で推定ができていると考えられる。

5. 結 言

温度測定データから第1段階として壁面の平均熱伝達率と熱源の強さを同時に推定することを試みた。その結果を以下に示す。

(1) 局部的に熱伝達率が大きく異なる単純形状のブロックモデルでは、熱源の強さが精度良く推定できた。また、評価関数 J を最小にする平均熱伝達率を求めることができた。

(2) 複数の熱源を持つ実機小径内面研削盤のコンクリートベッドでは、熱源から離れた温度測定値を用いたが温度分布、伸び、傾きの計算値と実測値はわりあい良く一致した。

文 献

- (1) 例えば, G. Spur and H. Fischer, Thermal behaviour of machine tools, Proc. 10th Int. MTDR Conf., (1969), 147.
- (2) 例えば, 垣野・奥島, 精密機械, 40-12 (1974), 1105-1110.
- (3) 例えば, 田辺・ほか2名, 機論, 60-580 C (1994), 4361-4367.
- (4) 森脇・ほか2名, マシニングセンタの熱変形に関する研究, (財) 工作機械技術振興財団 (1992), 49-53.
- (5) 西脇・ほか3名, 機論, 53-495 C (1987), 2408.
- (6) 竹内・ほか2名, 精密機械, 42-11 (1976), 1043-1048.
- (7) 松尾・ほか3名, 精密機械, 50-9 (1984), 1413-1418.
- (8) 藤野勉, 熱伝達と熱応力, (1972), 236, 培風館.
- (9) 中川・小柳, 最小二乗法による実験データ解析, (1982), 98,