工作機械の熱変形に関する研究 (第3報)*

—液体の循環が熱変形に与える影響—

奥島 啓式** 垣野 義昭** 菊池 敏彦***

Study on the Thermal Deformations of Machine Tools (3rd Report)

—Effects of the Circulation of Fluids—

Keiji OKUSHIMA, Yoshiaki KAKINO, Toshihiko KIKUCHI

To analyze the effects of the circulation of fluids on the thermal deformations of machine tools, new simulation method is developed, which is based on the finite element method and is added the term of the circulation of fluids. This simulation method is applied to the milling machine, and the calculated values are compared with those measured. From this study the following conclusions are obtained:

- (1) At the case of small circulation rate, the thermal deformations of machine tools with the circulation of fluids are simulated in fairly good accuracy by this method.
- (2) By the circulation of fluids, the bending and torsional deformations of column are prevented, but thermal elongations of column are not decreased as far as the forced cooling is not adapted.
- (3) The artificial cooling of circulating fluids is very effective for decreasing thermal deformations. But, when the heat generation in machine tool is large, the very large cooling ability is needed to decrease those in small level. Therefore, the decreasing of heat generation and the separation of heat sources are required.

1. 緒 論

第1報¹⁾では工作機械コラムの定常熱変形の問題を、第2報²⁾では内部熱源による非定常熱変形の問題を主として有限要素法を用いて検討した。本報は工作機械の熱変形に非常に大きな影響を与えている潤滑油などの液体が機械内部を循環する現象が熱変形に与える影響を解析し、あわせて熱変形軽減対策を検討するものである。

工作機械の熱変形において潤滑油などの液体が占める重要性は吉田ら³⁾によって古くから指摘され、一般に広く知られている事実である。また最近の機械には油圧で主軸や送りなどの駆動を行なうものが多く、この油圧機器で発生する熱が工作機械の熱変形に大きな影響を与えている場合が多い⁴⁾。

固体内部の熱伝導問題は先の第1報、第2報で報告したように有限要素法を用いて解くことができるが、この有限要素法による解法に液体の循環を考慮に入れたシミュレーション法を開発し、循環する油の流量、油の冷却能力、油タンクの油量などが工作機械の熱変形に及ぼす効果を検討している。また潤滑油の経路が熱変形に及ぼ

す影響についても検討している。

2. 基礎的な考え方

有限要素法を用いて非定常温度分布を計算するためには、全体の要素について

$$[K]\{\phi\} + [P]\left[-\frac{\partial\phi}{\partial t}\right] + \{F\} = 0 \quad (1)$$

なる方程式を初期条件 $\{\phi\}_{t=0}$, $\{\partial\phi/\partial t\}_{t=0}$ の下で解けばよいことは第2報²⁾で示した。ここに $[K]$ は熱抵抗マトリクス, $[P]$ は熱慣性マトリクス, $\{F\}$ は発熱量ベクトル, $\{\phi\}$ は温度ベクトル, t は時間である。

次に潤滑油などの液体の循環がある場合の取扱いを考える。簡単のために次の仮定を設けた。

- (1) 熱交換が完全に行なわれ、機械各部に存在する液体は各部の温度と同一の温度になっている。
- (2) 潤滑油量が軸受などの発熱量の大きさに影響を及ぼさない。
- (3) 液体は管内のみを流れる。広く壁面全体を伝わって流れる場合は考えない。

いま、図1に示すように節点 i から配管 j を通って節

図1 潤滑油の経路

* 原稿受付 昭和47年8月16日。昭和47年度精機学会春季大会学術講演会(昭和47年4月5日)にて発表。

** 正 会 員 京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)

*** 大阪瓦斯(株)(大阪市東区平野町5-1)

点1へ液体が移動する場合を考える。液体の移動がない場合は式(1)より

$$\begin{pmatrix} \ddots & & \\ k_{ii} & k_{ij} & k_{il} \\ & k_{ji} & k_{jj} & k_{jl} \\ & & k_{li} & k_{lj} & k_{ll} \\ & & & \ddots & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \phi_i \\ \phi_j \\ \phi_l \\ \vdots \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} p_{ii} & p_{ij} & p_{il} \\ p_{ji} & p_{jj} & p_{jl} \\ p_{li} & p_{lj} & p_{ll} \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial \phi_i}{\partial t} \\ \frac{\partial \phi_j}{\partial t} \\ \frac{\partial \phi_l}{\partial t} \\ \vdots \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q_i \\ q_j \\ q_l \\ \vdots \end{pmatrix} \quad (2)$$

が成立している。この管を熱流量 $c\gamma v$ ($=$ 比熱 $\times$ 比重 $\times$ 流量) が移動する場合は

$$\begin{pmatrix} \ddots & & \\ k_{ii} + c\gamma v & k_{ij} & k_{il} \\ & k_{ji} - c\gamma v & k_{jj} + c\gamma v & k_{jl} \\ & & k_{li} & k_{lj} - c\gamma v & k_{ll} \\ & & & \ddots & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \phi_i \\ \phi_j \\ \phi_l \\ \vdots \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} p_{ii} & p_{ij} & p_{il} \\ p_{ji} & p_{jj} & p_{jl} \\ p_{li} & p_{lj} & p_{ll} \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial \phi_i}{\partial t} \\ \frac{\partial \phi_j}{\partial t} \\ \frac{\partial \phi_l}{\partial t} \\ \vdots \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} q_i + q_i' \\ q_j + q_j' \\ q_l + q_l' \\ \vdots \end{pmatrix} \quad (3)$$

となる。ここに

p_j : 管の熱容量+管内の液体の熱容量

k_j : 管の表面熱放散+管の熱伝導

q_j' : 液体の移動によって生じる管内の発熱

図1および式(3)においては配管が1本の場合のみを示したが、配管が多数存在する場合も同様に処理できる。前報²⁾と同様な方法によって式(3)を初期条件 $\{\phi\}_{t=0}$, $\{\partial\phi/\partial t\}_{t=0}$ の下に解き、時刻 t のときの温度 $\{\phi_t\}$ を求めることができる。定常状態の場合は式(3)において

$$[P]\left\{\frac{\partial\phi}{\partial t}\right\}=0$$

とおけばよい。

熱変形の計算の手法は前報²⁾で用いたものと全く同一であるので省略する。

壁厚: 30 mm, ただし前壁中央部 50 mm, 前壁端部 70 mm, 軸径: 100 mm, 斜線部: 接合面 (熱抵抗 2000 kcal/m²h²C), 斜線部以外のコラムとオーバーアーム, ニーの間は断熱, 運転条件: 1100 rpm 無負荷, 室温: 16°C 前後, 熱源: 円で囲んだ場所, 数字: 発熱量 (kcal/h)

(a) 解析に用いたフライス盤の分割様式, 熱源

数字: 発熱量 (kcal/h), 流量: 1.5 l/min
減圧弁までの経路はコラム本体から隔離されている

(b) 解析に用いたフライス盤の潤滑油経路 (破線)

図2

3. 解析結果ならびに考察

図2は前報²⁾で用いた3番横フライス盤のシミュレーションモデルと同一のものである。図中の数字は1100 rpmで無負荷運転したときに発生する熱量を示す。熱源としては主軸の前部および後部軸受, I, II, III, IV軸軸受, 送り用電動機, 主電動機のように前報²⁾で考慮したもののほかに, 油圧用ポンプと減圧弁も新たに熱源として考慮している。油圧用電動機は後壁I軸付近にコラム本体より少し離れた位置に隔離された形で取付けられているので, この電動機からの熱はコラムにはほとんど伝わらないと考え, 熱源とは見なさない。また切削部の発熱も無負荷運転のため考えていない。

潤滑油は図2中に破線で示したように循環している。

表 1 フライス盤の熱変形解析に用いた定数

場 所	材 料	弾性定数 $E(\text{kg/mm}^2)$	ポアソン比 ν	線膨張係数 $\beta(1/^\circ\text{C})$	熱伝導率 $\kappa(\text{kcal/mh}^\circ\text{C})$	熱伝達率 $\alpha(\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$	比熱・比重 $c\gamma(\text{kcal/m}^3\text{h}^\circ\text{C})$
軸	鋼	21000	0.3	0.0000105	46	12	727
軸以外	鋳鉄	10800	0.3	0.0000105	41	12	861*
潤滑油	スピンドル油	—	—	—	—	—	360

* 計算の際にはこの値の約2倍の値を用いている。その理由は次のとおりである。用いた計算機 (FACOM 230-60) の記憶容量 (最大 87 K) と計算時間 (最大 20 分) の制約のため、細部までシミュレーションできない。そこで、リブ、ハウジング、歯車、クラッチ機構、モータ、カバー、ニー内の送り機構、テーブル、潤滑油タンク構造など表面熱放散〔 H 〕と基本構造〔 K 〕に支配的な影響を与えないと思われるものは省略した。上に記したものの大部分はコラムやニーに内蔵もしくは付属しているため、〔 H 〕や〔 K 〕にほとんど影響を与えず、いわゆる熱容量〔 P 〕として主として温度上昇の時間的遅れの原因として機能している。ゆえに構造を単純化しても、シミュレーション精度を低下させないために軸と油以外の全構造の熱容量 (比熱×重量) を壁に集中させた。

定常状態, 計算値, 単位: $^\circ\text{C}$, 他の条件は図2と同じ,
() 内測定値

(a) 油の循環を考慮して計算された温度上昇

定常状態, 計算値, 単位: $^\circ\text{C}$, 他の条件は図2と同じ
(b) 油の循環を考慮しないで計算された温度上昇

図 3 1100 rpm で無負荷運転したときに
フライス盤に生じる温度上昇

潤滑油の循環量は実測によって得られた値 ($v=1.5\text{ l/min}$) を用いている。潤滑油のタンクはコラム下部にあり、容量は 60 l である。このタンク自身と入っている油の熱容量は $48\text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ である。タンク熱放散は $\alpha S=6\text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ ($\alpha=10\text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $S=0.6\text{ m}^2$) である。温度分布の計算の際に、簡単のため油の移動によって生じる管内の発熱はないもの ($q_f'=0$) とし、管の熱伝導と表面熱放散もないものとしている。

この計算に用いた材料の機械的性質と熱的性質を表 1 に示す。接合面その他の取扱いは前報²⁾と同様であるので詳細は省略する。

以上のような条件の下で計算されたフライス盤の定常状態に達したときの温度上昇を図 3 (a) に示す。比較のために前報²⁾で報告した油の移動を考慮せずに計算された温度上昇を図 3 (b) に示す。油の影響を考慮しない場合には各熱源における発熱量に比例して温度分布は同心円状となる。油が移動する場合には前壁、後壁ともに油の経路に沿って、油の熱移動現象のために温度が平均化されている。油の移動を考慮して計算した温度上昇は移動を考慮しないときよりも、いっそう測定値に近いものとなっている。

なお側壁においては計算値よりも高い温度が測定されたが、これは油の影響を潤滑油の経路のみに限って計算したためと思われる。すなわち実際には歯車やクラッチなどの動きにより側壁にも油がかかること、コラム内に熱せられた空気や油の蒸気がこもり、対流によって熱が伝わる効果などを無視している。よりいっそう熱変形シミュレーションの精度を上げるためには、これらの現象も考慮する必要がある。

図 3 (a) に示した油の循環がある場合の温度上昇によって生じる定常熱変形を計算した結果を図 4 に示す。油の循環を考慮しなかった場合 (前報²⁾ 図 9) に比べて計算値の精度が向上している。たとえばオーバーム先端中央とニー先端中央の垂直方向相対変位は、油の移動を考

垂直方向相対変位: $360 \mu (405 \mu)$, 水平方向相対変位: $58 \mu (135 \mu)$
条件は図2に同じ, () 内は実測値

図4 フライス盤の定常熱変形

運転条件, 計算に用いたデータは図2に同じ
A, C点の位置は図2参照

図5 フライス盤各部の温度上昇の時間的経過

慮した場合は 360μ となり, 油の移動を考慮しない場合の 514μ よりも, 実測値の 405μ に近い値となっている。また前壁主軸近傍の熱変形もこの部分の温度上昇が小さいために, 前報²⁾ 図9の場合よりも小さくなっている。

図5は上記のフライス盤を 1100 rpm で無負荷運転した場合の前壁主軸近傍のA点, 案内面C点およびタンク内の潤滑油の温度変化を実測値と計算値について示したものである。油の影響を考慮しない場合には温度が早く立上がり, 定常状態に達したときの計算された温度上昇もA点では実測値よりかなり高く, C点では実測値よりもかなり低い結果となることはすでに前報²⁾ で報告した。油の影響を考慮すると, A点, C点, タンク内の潤

条件は図2に同じ

図6 オーバアーム先端とニール先端間の相対変位の時間的経過

滑油温度, またここには示されていないが他の部分の温度も実測値との差がかなり小さくなる。このことは潤滑油による熱の移動, および冷却の効果が工作機械においてはきわめて重要な問題であることを示している。

オーバアームとニール間の垂直方向相対変位の時間的変化を図6に示す。潤滑油の循環を考慮すれば計算値は実測値とかなりよく一致している。

工作機械の熱変形に対しては先に述べたように,

- (1) 油の熱流量 crv (=比熱×比重×流量)
- (2) 油タンクと油の熱容量 crV
- (3) 油タンクの熱放散(潤滑油冷却の能力) αS
- (4) 油の経路

が大きな影響を与えている。いま, これらがどの程度影響を及ぼしているかを, 前述した3番の横フライス盤を例にとって解析する。

まずタンクの熱放散を $\alpha S = 6 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$, タンクと油の熱容量を $crV = 48 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ の一定として, 潤滑油の流量 v をパラメータとして変化させたときの影響を検討する。この場合, 油の経路は図2に示したものと同一とし, また油の流量の増加が配管内の発熱の増加や, 軸受における発熱量の増加をもたらさないものとする。図7に流量を変化させて計算した定常状態に達したときの, コラム前壁と後壁の中央部の温度上昇の分布を示す。流量 crv が非常に小さいときは, わずかな流量の増加が温度分布の均一化に非常に効果があり, このように潤滑油のタンクが前壁, 後壁の配管について共通である場合には, 前壁, 後壁の温度差が非常に小さくなることがわかる。したがってコラムの前壁と後壁の温度差によって生じるコラムのそりや, 非対称な温度分布によって生じるコラムのねじりも大幅に減少させることができる。しかし $crv = 40 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ 程度より大になると, 流量のみを

(a)

(b)

モデル: フライス盤 (図2), タンクの熱放散 αS : 6 kcal/h°C, タンクと油の熱容量 $c\gamma V$: 48 kcal/h°C

図7 循環油量がフライス盤の温度上昇に及ぼす影響 (定常状態)

増加させてもあまり効果がなく, 経済性, 管内の発熱を考えると適当な流量が存在するものと思われる。

このようにタンクを同一にした液体の循環は工作機械全体を均一温度に保つ効果が大きく (図7参照), コラムなどのそりやねじりを緩和する特性を有する。しかし油を循環させること自体は工作機械に伝わる熱量を変え

(a)

(b)

モデル: フライス盤 (図2), 循環油量 $c\gamma v$: 36 kcal/h°C, タンクと油の熱容量 $c\gamma V$: 48 kcal/h°C

図8 コラムタンクの熱放散 αS が温度上昇に及ぼす影響 (定常状態)

ず, 単に工作機械のどの位置に熱を分配するかという問題を解決するのみであり, 積極的な熱の除去策を講じないと, 平均温度上昇に比例するコラムの伸び量は減少させることができない。

熱流量を $c\gamma v=36$ kcal/h°C, タンクと油の熱容量を

数字: 平均温度上昇 (°C), モデル: フライス盤 (図2)

図9 熱流量 $c\gamma V$ と冷却能力 αS の変化がフライス盤前面の平均温度上昇 ϕ_{mean} に及ぼす影響

$c\gamma V = 48 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ の一定とし、タンクの熱放散 αS を変化させたときに計算された温度上昇の変化を図8に示す。 αS が大になるに従い、各部分ともほぼタンク温度の低下分だけ温度が下がっている。この熱放散 αS が小さい場合は積極的に潤滑油の冷却を講じないことを意味し、 αS が大なることはファンクーラなどで積極的に冷却することを意味する。このように αS を大にすることは非常に効果があるが、実際の場合には経済的にひきあう冷却法の限界が存在する。いかなる程度まで冷却するかは、工作機械に要求される工作精度と経済性のかねあいの問題であろう。

次に $c\gamma V$ と αS を同時に変化させた場合を検討する。先に述べたように横フライス盤の熱変形においては精度に大きな影響を与えているのは、コラム前壁の伸びとオーバーアームのそりである。これらを支配しているものは前壁の温度上昇であるから、この部分の温度上昇の平均値 ϕ_{mean} を評価値として用いて、 $c\gamma V$ と αS の影響を検討した。その結果を図9に示す。○印は実機の αS と $c\gamma V$ についてプロットしたものである。油の流量 $c\gamma V$ が αS に比べて小さい場合は αS をいかに大きくしても ϕ_{mean} はほとんど下がらない。また αS が小さい場合は $c\gamma V$ を大にしても ϕ_{mean} はあまり下がらない。ゆえに $c\gamma V$ と αS を同じ程度に大きくする必要があることがわかる。実機の平均温度上昇 $\phi_{mean} = 34^\circ\text{C}$ を 17°C まで下げる必要がある場合には、流量一定ならば $\alpha S = 140 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ 程度に、または両方変化させる場合には $\alpha S = 50 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$, $c\gamma V = 90 \text{ kcal/h}^\circ\text{C}$ 程度にしなければならない。いずれにせよこのフライス盤のような発熱の大きい機械 (計 2300 kcal/h) を潤滑油の冷却のみによって

図10 主軸軸受を冷却する潤滑油経路の分離が温度上昇に及ぼす影響

温度低下を図るにはかなり大幅に流量 $c\gamma V$ や冷却能力 αS を増大させる必要がある。特にすでに $c\gamma V$ や αS が大きい場合には、右上方へ行くほど等温線の間隔が大になっているので、絶対値を非常に大きくしなければならぬ。またここでは、考慮していないが、通常は循環油量が大になると油圧ポンプと管内の発熱が大になるので、平均温度上昇 ϕ_{mean} は図9に示された値よりも大きくなるものと思われる。発熱量が半分になると、熱伝達率などが変化しない場合には温度上昇も半分になるから、熱変形対策上は冷却能力を増すよりも効果的である。したがって発熱の小さい機器を選択し、機械本体から分離可能な熱源は極力分離することが望ましい。

潤滑油とタンクの熱容量は熱変形の初期の立上がりや発熱量の変動に対する応答に影響する。上述のフライス盤のように本体の熱容量がきわめて大きい ($810 \text{ kcal/}^\circ\text{C}$) 場合は、潤滑油の量は特に大量に使用しないかぎり、あまり影響を与えないが、一般の小型機械や大量に切削液を使用する場合は重要な問題の一つである。

最近よく行なわれる方法の一つに、主軸など特に大きな発熱量の存在するところを冷却した油は壁面を伝わって落下させず、直接外部へ取出して、暖まった潤滑油で他の部分が暖められないようにしようとするものがある。このような方法がどの程度有効であるかを検討するため、図2に示した配管のうち、特に主軸軸受を冷却した油を直接タンクへ還流するように経路を変更した場合について計算した。その結果を特にコラム前壁の部分について図10に示す。比較のため分離しない場合の温度上昇も図10に示す。主軸軸受を冷却した潤滑油を分離すると、I軸以下の温度上昇は $3 \sim 10^\circ\text{C}$ 程度低くなる。しかしタンク温度は、主軸からきた高温の潤滑油のため若干高くなり、この油が主軸を冷却するので主軸温度も若干高くなる。経路分離の効果が顕著に現われるのは、

熱源が少数で、大きい場合であり、図 10 にも少し現われているように、ほかにも大きな熱源がある場合にはそれらも分離しないとあまり大きな効果は期待できない。

4. 結 論

液体の循環が工作機械の熱変形に与える影響を検討するため、有限要素法を用いた熱伝導解析法に新たに液体の循環項を付加した解析法を開発し、実際に液体の循環している工作機械（フライス盤）に適用し、実験結果と比較した結果、次のことが明らかになった。

- (1) 循環油量が少ない場合は式 (3) に示した方法により、液体が循環している場合の工作機械の熱変形をかなり正確にシミュレーションできる。
- (2) 液体を循環させると、コラムのそり、ねじりは減少できるが、強制冷却しないかぎり、伸びは減少しない。
- (3) 循環液体を強制冷却することは、熱変形対策上、非常に有効であるが、発熱量が大きい場合は、非常

に大きな冷却能力を必要とする。ゆえに発熱量の減少、熱源の分離を行なう必要がある。

- (4) 大きな熱源を冷却した潤滑油を機械本体から分離することは非常に効果的である。しかし多数の熱源がある場合にはあまり大きな効果は期待できない。

最後に本研究は文部省科学研究費によって行なわれたことを付記させていただきます。

参 考 文 献

- 1) 奥島啓式, 垣野義昭, 沢井浩二, 菊池敏彦: 工作機械の熱変形に関する研究 (第 1 報), 精密機械, **38**, 3 (1972) 283.
- 2) 奥島啓式, 垣野義昭, 菊池敏彦: 工作機械の熱変形に関する研究 (第 2 報), 精密機械, **38**, 7 (1972) 569.
- 3) 吉田嘉太郎, 本田富士雄: 工作機械の熱変形に関する研究—旋盤ベッドの熱変形, 日本機械学会論文集, **32**, 237 (1966) 803.
- 4) 例えば, H. Opitz und J. Schunk: Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, Nr. 1563 (1965).

情 報

(88 ページより続く)

産業別研究費: 民間企業の研究投資額 8950 億円を産業別にみると、製造業が 8107 億円で全産業の 91% を占め、次いで運輸通信公益業が 506 億円、建設業 263 億円。製造業の内訳は、電気機械工業が 26%, 化学工業が 22%, 輸送用機械が 13%, 機械工業が 8% となっている。また、民間企業の売上高に対する研究費の割合は、全産業で 1.3% で、前年度より 0.1 ポイントの伸び。

性格別研究費: 民間企業の研究費を性格別にみると、基礎研究費が 814 億円で全体の 9%, 応用研究費は 2314 億円で 26%, 開発研究費は 5822 億円で 65% となり、前年度に比較すると、基礎研究費、応用研究費はほぼ横ばい、開発研究費が 300 億円程度増加している。

研究関係従事者数: 昭和 47 年 4 月 1 日現在のわが国の研究関係従事者数は、57 万人で、前年より 2000 人増加したにとどまった。組織別にみると、民間企業が 27 万 4000 人で全体の 48% を占め、大学が 23 万 2000 人で 41%, 研究機関が 6 万 4000 人で 11% となり、部門別では自然科学部門が 45 万 3000 人、人文科学部門が 11 万 7000 人となっている。自然科学部門のうち研究本務者は、19 万 8000 人で、人口 1 万人あたりで 19 人、ちなみに外国ではアメリカが 26 人、西ドイツ 12 人、フランス 11 人、イギリス 8 人で、わが国は第 2 位を保持している。しかし、研究本務者 1 人あたりの研究量は 679 万円で、前年度より 11% 増加したにもかかわらず欧米諸国の半分以下となっている。(服部 敏夫)