

一般研究課題 生産現場の環境改善を目指した  
工作機械の油剤使用量削減技術の開発  
助成研究者 名古屋工業大学大学院 糸魚川 文広



## 生産現場の環境改善を目指した 工作機械の油剤使用量削減技術の開発

糸魚川 文広  
(名古屋工業大学大学院)

### 1. はじめに

工作機械では様々な油剤が使用されており、それが円滑な動作を保証している。近年、こういった油剤の地球環境負荷や作業員への健康被害といったことがクローズアップされ、その使用量を大幅に削減する努力がなされ始めている。特に、工具と工作物との潤滑はMQL(Minimal Quantity Lubrication)法により大幅な使用量の削減が実現されつつある<sup>1)2)</sup>。一方、主軸潤滑も別の理由から油剤使用量を絞ったオイル・エア潤滑が主流となり使用量の削減が達成されている。しかしながら、いずれも油剤を圧縮空気流で搬送することから油剤のミストやヒュームが発生し生産現場の環境を悪化させている。そこで、油剤使用量を減らすだけでなく、ミストやヒュームの発生をも削減できる技術開発が望まれている。

工具と工作物の潤滑・冷却に関しては、油剤ミストに比べ体積の大きい水滴を利用した油膜付き水滴加工液の開発がなされ、MQLと同等の油剤使用量での良好な加工性能とミスト発生抑制がなされている<sup>3)</sup>。もう一つのミスト発生源である主軸軸受の油剤使用量の削減とミスト抑制に関しても、様々な取り組みがなされているが、主軸軸受の油剤不足は直接、焼き付き事故の発生に繋がるため過剰な油剤を供給しているのが現状である。そもそも主軸軸受の最適供給油量は軸受背面温度測定から経験的に選定されているのがほとんどであり、軸受への供給油量と転動体/転走面間の弾性流体潤滑油膜(Elasto-hydrodynamic Lubrication: EHL油膜)の厚さの関係については、ほとんど調べられていない。

転動体の転走に伴う油不足状態におけるEHL油膜厚さの変化を数値計算により求める試みもなされているが<sup>4)</sup>、接触部側方へ流出した油剤の再流入が考慮されないため、短時間で金属接触を生ずる結果となる。しかしながら、実際の軸受ではわずかな油剤で長時間の運転が可能であることを我々は経験している。したがって、軸受内に存在する微量の油剤量とEHL油膜厚さの関係を定量化し、その油剤量を制御する技術が開発されれば、極微量の油剤での安全運転が可能になる。結果と

して主軸軸受からの油剤ミストの発生を抑止することができる。

そこで本研究は極微量の油剤を軸受に供給した場合のEHL油膜厚さについて調べ、油剤量とEHL油膜厚さの定量的な関係を与えることを目的とする。また工作機械主軸に求められる摩擦損失の抑制を考慮した最適油剤量について考察した。

## 2. 油不足条件におけるEHL油膜厚さの間接測定法

転がり軸受の転動体および軌道輪の表面は、機械要素の中では良好な仕上げがなされているものの一つであるが、それでもEHL油膜厚さとの比較でみれば無視し得るものではない。したがってEHL油膜厚さが十分でないときは、すなわち油不足によりEHL油膜が薄くなる場合は、粗さ突起の先端部では金属接触が生ずることとなる。JohnsonとGreenwoodら<sup>5)</sup>は、接触面内の突起間干渉の個数、すなわち直接接触する接触点の数 $n$ は次式のように表されるとした。

$$n = A_0 F_0(h_0) \quad (1)$$

ここで  $\rho$  は粗さ突起の密度、 $A_0$ はHertz接触における接触面積、 $F_0(h_0)$ は粗さの中心線からの突起高さが $h_0$ を超える期待値で、粗さ突起高さの確率密度関数を  $f^*(s)$  とすれば、

$$F_0(h) = \int_h^\infty f^*(s) ds \quad (2)$$

で表される。

ここで、 $n$ はかなり小さいので、その分布はポアソン分布で与えられると仮定すれば、金属接触しない確率、すなわち分離率(非接触確率) は次式で表される。

$$P = \exp(-n) = \exp(-A_0 F_0(h)) \quad (3)$$

一般の機械部品の突起高さ分布は正規分布に近いと言われるが、以後の取り扱いが煩雑となること、更には金属接触に与る突起高さは $2\sigma$ を超える高さがほとんどであり、この範囲では確率密度分布が指数関数で十分近似可能であることから、

$$f^*(h) = C \exp\left[-k \frac{h}{\sigma}\right] \quad (4)$$

とすると、分離率は、

$$P = \exp\left[-\frac{C}{k} \times A_0 e^{-k \left(\frac{h}{\sigma}\right)}\right] \quad (5)$$

となる。 $C, k, \sigma$  は直接表面粗さ測定から求めることができる軸受固有の定数であるから、結局、通電法などにより転動体と軌道輪の接触時間比を測定すれば油膜厚さを推定することができる。

## 3. 軸受への供給油量によるEHL油膜厚さ変化の測定

### 3.1 実験方法

ラジアル軸受は内外輪で転動体との幾何学的接触条件が異なるため、EHL油膜厚さが内外輪で異なる。分離率はよりEHL油膜の薄い側が支配することとなるから、内外輪でEHL油膜厚さが異なっても、常に安全側で見積もられることとなり、問題は生じない。しかしながら低速では

一般に内輪側の膜厚が薄い，高速では遠心力による荷重バランスの変化から外輪側の油膜厚さが薄くなる可能性もある．その場合，(5)式中の $A_0$ が変化することとなるため，分離率の評価が煩雑である．そこで，ここでは内外輪の幾何学的接触条件が同じであるスラスト玉軸受を用いることとした．供試軸受の呼び番号は51206であり，その主要寸法は外径，内径が，それぞれ52mm，30mm，転動体直径が5/16in. である．軸受には予めマイクロシリンジで定量した潤滑油(パラフィン系鉱油，ISO VG32，VG100)を供給し，十分低速でならし運転を行った後，転がり速度を0.65m/s～1.5m/sまで徐々に変化させながら，分離率および摩擦トルクの測定を行った．スラスト荷重は接触応力がHertzの最大応力で0.66GPaとなるよう死荷重で負荷した．分離率は，内外輪間に絶縁時の電圧が3mVとなるよう電圧を印加し，電圧の時間平均値をとった．

### 3.2 分離率の測定結果

分離率の速度に対する変化を図1に示す．速度の増加と共にEHL油膜厚さが増加するため，徐々に分離率が増加することがわかる．その分離率は軸受への供給油量が減少すると，図中で高速側へ平行移動する．実験に使用した軸受転走面の粗さを表面粗さ計で実測し，先に示した油膜厚さと分離率の関係を見積もると，

$$= \exp\left(-1.01 \times A_0 e^{-2.16\left(\frac{h_0}{\lambda}\right)}\right) \quad (6)$$

となる．今，十分潤滑を仮定してHamrock-DowsonのEHL油膜厚さの回帰式<sup>(6)</sup>からEHL油膜厚さを算出し分離率を計算すると，図中の破線となることから，150 $\mu\ell$ の供給油量においては十分潤滑状態が達成されていることがわかる．

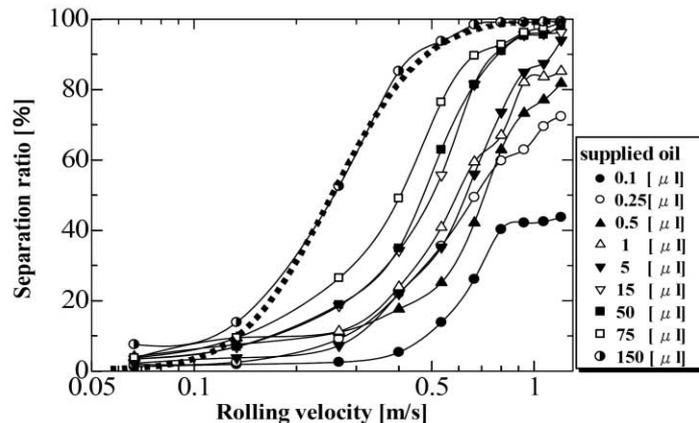


Fig.1 Variations of non-contract time fraction (separation ratio) with rolling velocity in several lubricant supply conditions

上式を油膜厚さについて解いて，粗さの標準偏差で除した油膜パラメータ  $h_{0, \text{experiment}}$  ，

$$h_{0, \text{experiment}} = \frac{h_0}{\lambda} = 0.47 \times \ln\left(-1.01 \times \frac{A_0}{\ln}\right) \quad (7)$$

と，転がり速度からHamrock-Dowsonの十分潤滑時のEHL油膜厚さの回帰式を用いて算出した油膜パラメータ  $h_{0, \text{fully-flood}}$  は，十分潤滑条件では一致するはずである．一方，油不足条件においては， $h_{0, \text{experiment}}$  は  $h_{0, \text{fully-flood}}$  に比べ小さな値を示すはずである．図2は横軸に  $h_{0, \text{fully-flood}}$  を，縦軸に  $h_{0, \text{experiment}}$  をとり，各供給条件の実験値をプロットしたもので，十分潤滑である150 $\mu\ell$ の供給油量においては，

ほぼ傾き1の直線上に結果がプロットされる。一方、供給油量が減少していくと  $\Delta_{\text{experiment}}$  は小さくなり、各供給条件のプロットは傾きが1より減少していくことがわかる。

一般に油不足の程度は、その時のEHL油膜厚さの十分潤滑条件の油膜厚さに対する比で表され、スタベーションファクター (starvation factor) と呼ばれる。

$$= \frac{h_{\text{starved}}}{h_{\text{fully-flood}}} \quad (8)$$

油膜パラメータ\_の定義より、上式は

$$= \frac{h_{\text{starved}}}{h_{\text{fully-flood}}} = \frac{h_{\text{starved}}/}{h_{\text{fully-flood}}/} = \frac{\text{experiment}}{\text{fully-flood}} \quad (9)$$

となり、結局スタベーションファクターは図2のプロットの傾斜で求められる。

図2より各油剤供給条件におけるプロットの傾斜を算出し、油量との関係を求めると図3が得られる。これより、油不足の程度、すなわち十分潤滑時のEHL油膜に対する油不足時の油膜厚さは、供給油量 $q$ に対し、

$$= 0.51 + 0.09 \ln q \quad (10)$$

なる関係で与えられることがわかる。

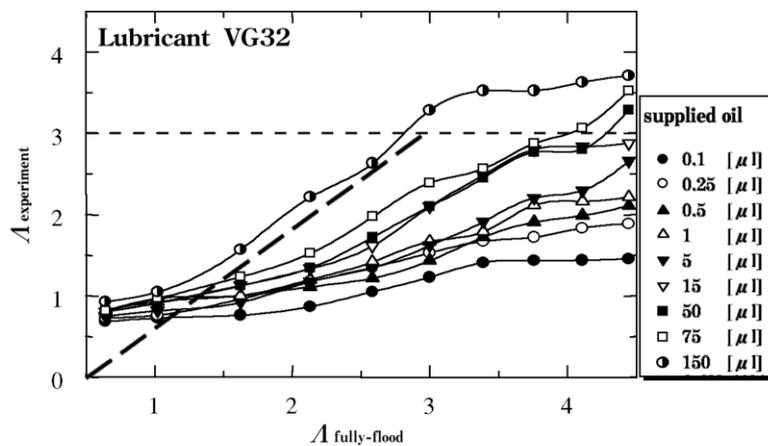


Fig.2 Oil film parameters estimated from non-contract time fraction

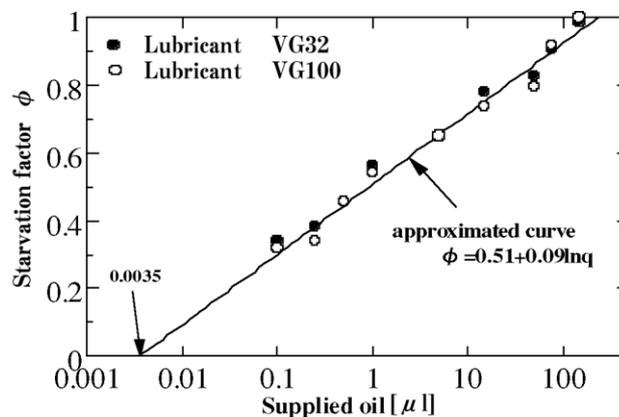


Fig.3 Relationship between starvation factor and supplied amount of oil

#### 4. 最適油剤供給量に関する考察

上述した方法で供給油剤量に対するEHL油膜厚さの十分潤滑時からの減少量が求められた．これは供給油量を制御することで，必要な油膜厚さを確保できることを示唆している．しかしながら，そもそも最適な油膜厚さ，ひいては最適な油剤供給量をどのように選定するかということが，あまり議論されていない．一般に，転がり軸受を高速で運転する現場では軸受背面温度が臨界値を超えないよう経験的に油剤供給量を設定している．特にオイル・エア潤滑の場合は，空気の冷却効果を期待して過剰な空気量で油剤を搬送するケースが多い．これが結果としてミストの発生原因となる場合が多い．

前節で導出した(10)式より，油剤量を1桁減らした場合でもEHL油膜厚さの減少量は20%程度であることがわかる．このことは，例えば現状のEHL油膜厚さが最適値より20%程度厚い状態であれば，10%まで供給量を絞っても良いということであり，大幅な油剤量の削減が期待できるということである．

ところで，転がり軸受の摩擦モーメント $M$ は，転がり速度 $U$ の増加と共に増加する．その傾向は，

$$M \propto U^{0.5} \quad (11)$$

である．これは，速度増加により前方メニスカスが成長し圧力発生範囲が，転がりの瞬間中心からより離れた位置まで広がるためである．油不足条件では接触部に流入する油剤量が抑制され，接触部入り口のメニスカス位置が十分潤滑時に比べ後退し，結果として圧力発生範囲が減少するためEHL油膜厚さは減少するが，その一方でメニスカスの後退は転がりの瞬間中心回りの油膜圧力による転がり摩擦モーメントを減少させることとなり，主軸の動力損失を低減することが可能となる．

図4は粘度グレードISO VG100を油剤として用いた場合の摩擦トルクの速度依存性を示している．また，図5はその時の分離率を示している．図4より供給油量が $1 \mu\ell$ 以下では，高速運転条件で転がり摩擦モーメントが一定値となることがわかる．これは油不足によりメニスカスの成長が抑制された結果である．

そもそも，EHL油膜厚さは供給油剤がすべて入り口メニスカスに集中した場合の油膜厚さを超えることはないはずであるから，この場合の摩擦トルクは十分潤滑に比べ増加率が少ないだけでなく，

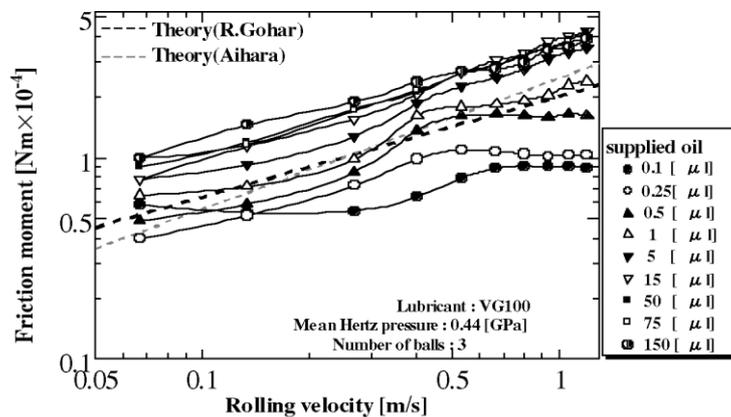


Fig.4 Frictional moment with rolling velocity:Suppressions of EHL film developments appear in the cases of  $0.1 \mu\ell$  -  $1 \mu\ell$  conditions

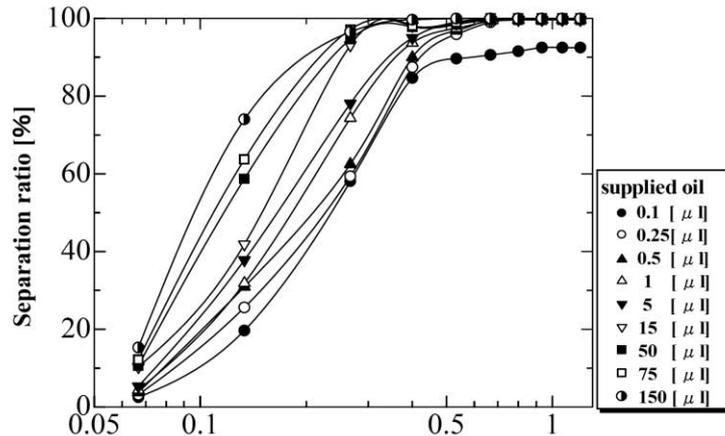


Fig.5 Variations of non-contact time fraction (separation ratio) with rolling velocity in the case lubricated with high viscous lubricant (ISO VG100)

上限値が存在することとなる。したがって、転がり摩擦モーメントがこの上限値に達した際に、焼付きを起こさないだけの油膜厚さが存在していれば、安全に、かつ、それ以上の回転速度において摩擦モーメントの増加を抑制できることとなる。

図5より、粘度グレードVG100の潤滑油を用いた場合には、供給油量 $1\mu\ell$ 以下、 $0.25\mu\ell$ 以上で分離率は100%となっており、これらの供給条件が摩擦モーメントを抑制し十分なEHL油膜が形成される最適供給条件であることがわかる。

## 5. まとめ

転がり軸受における油剤使用量の削減を目指して、軸受内への油剤供給量と弾性流体潤滑膜厚さの関係の定量化を実験的に行った。供試軸受51206における実験結果から以下の知見を得た。

- (1) 粗さ突起の接触確率をポアソン分布と仮定して、EHL油膜厚さと分離率(非接触確率)の関係を定式化し、それを用いて油不足条件におけるEHL油膜厚さを分離率より、スタベーションファクターとして導出することができることを示した。
- (2) 供給油剤量を変化させてスタベーションファクターを導出することで、供給油量からスタベーションファクターを導出する実験式を得た。
- (3) 油不足条件における転がり摩擦モーメントは上限値を持つことを実験的に示した。また、金属接触を抑止するに十分でかつ摩擦モーメントが上限となる最適供給条件が存在することを示した。これより供給油量の制御により使用油剤量を大幅に削減した最適条件での運転可能性が示された。

## 文献

- 1) U. Heisel, M. Lutz, D. Spath, R. Wassmer and U. Walter: Application of minimum quantity cooling lubricant technology in cutting process, Production Engineering, II, 1 (1994) 49-54.
- 2) M. Rahman, A. Senthil Kumar and Manzoor-UI-Salam: Evaluation of minimal quantities of lubricant

in end milling, *Advanced Manufacturing technology*, 18 (2001) 235-241.

- 3) T. Nakamura, T. Matsubara and F. Itoigawa: Development and study of oil film on water fog metalworking fluid application, *Proceedings of International Tribology Conference, Nagasaki* (2000) 2269-2273.
- 4) Chevalier, F., Lubrecht, A. A., Cann, P. M. E., Colin, F. and Dalmaz, G., "Starved Film Thickness: A Qualitative Explanation," *Proceeding of 21st Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1994*, pp. 249-257.
- 5) Johnson, K.L., Greenwood, J.A., and Poon, S.Y., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication, " *Wear*, Vol.19, 1972, pp.91-108.
- 6) Hamrock, B.J., and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part IV-Starvation Results," *ASME journal of Lubrication Technology*, Vol. 99, 1977, pp.15-23.