

高粘度添加潤滑油によるキサゲテクスチャの最適設計条件の理論的研究

Theoretical Study of Optimum Design of Scraper Textures Lubricated by High Viscosity Additive Containing Oil

東工大（現東科大）OB（正）小野 京右

Kyosuke Ono, Emeritus Professor

Tokyo Institute of Technology (Currently Institute of Science, Tokyo)

1. はじめに

キサゲ加工は理想に近い平坦面で、潤滑膜によりメニスカス凝着しない低摩擦の案内面を形成する古くから用いられてきた技術である。キサゲ形状は数ミリの幅と長さを持ち、深さ数 μm 程度の凹面テクスチャで、近年、職人によって製作されたキサゲ面を計測し、自動製作する試みも行われている。キサゲ加工された工作機械の滑り案内面の摩擦特性について弟子丸¹⁾は、酸性リン酸エステルアミン塩を添加した潤滑油を用いると、混合潤滑域と境界潤滑域の摩擦係数が顕著に低下し、流体摩擦特性を呈することを示した。筆者は、添加剤をもつ潤滑剤の固体表面層の高粘度表面層を簡単な粘度関数で表わして潤滑理論に組み込み、傾斜平面テクスチャの流体潤滑特性を評価する研究を進めてきた²⁾。そしてキサゲテクスチャを微小な傾斜平面・ランド軸受でモデル化し、飽和高粘度関数を組み込んだ一次元潤滑方程式を用いて解析し、弟子丸らの測定値に近い浮上量特性と摩擦係数特性が得られることを明らかにした³⁾。本研究は、実験的に有効性が示された本解析法を用いて、高負荷容量、低摩擦係数を有する傾斜平面軸受の最適設計条件を明らかにし、理想的なキサゲ形状をもつ案内面を実現する技術に資することを目的とする。

2. キサゲテクスチャの軸受モデルと潤滑方程式による軸受特性の解析法

弟子丸論文¹⁾のキサゲテクスチャをもつ案内面の摩擦係数特性と浮上量特性を定量的に表現できる軸受モデルを図1に示す。キサゲテクスチャ案内面はFig. 1(a)に示すように、V形溝とランド部が周期的に連続し、横隣接部にランド面をもつと考えられる。そこで一つのキサゲ軸受要素を、Fig. 1(b)に示すように、長さ L_1 の狭まり面、長さ L_2 のランド面、および長さ L_1 の広がり傾斜面をもつ幅 B の軸受モデルをTaper-land-taper bearing (TLTB)とよび、この最適設計条件を探索する。キサゲ案内面におけるTLTBの配置モデルをFig. 1(c)に示す。ここで横縞部が狭まりすきま面、白い部分がLand面である。隣には幅 αB の連続するLand面があるとすると、このモデルにおける案内面の負荷容量圧力と摩擦係数は、長さ L で幅 $(1+\alpha)B$ の面積内におけるTLTBと隣接Land面の負荷容量と摩擦係数を計算すればよい。

Fig. 1(b)において、下面は速度 U で運動しており、下面に一致させた静止座標系の軸受長さ方向を x 、運動壁面からのすきま方向の距離を z とする。軸受特性に影響する軸受形状諸元は L 、 L_1 、 L_2 および傾斜角 θ である。実際のキサゲテクスチャは有限幅であるが、前報³⁾において、式(1)に示す次元修正Reynolds方程式の解で、定量的に評価できることを明らかにしている。

$$\frac{d}{dx} \left\{ Q_p \frac{dp}{dx} \right\} = \mu_b U \frac{dQ_s}{dx} \quad (1) \quad Q_p = f_3(h) - \frac{f_2(h)^2}{f_1(h)}, \quad Q_s = \frac{f_2(h)}{f_1(h)} \quad (2)$$

$$f_1(z) = \int_0^h \frac{\mu_b}{\mu_z} dz, \quad f_2(z) = \int_0^h \frac{\mu_b z}{\mu_z} dz, \quad f_3(z) = \int_0^h \frac{\mu_b z^2}{\mu_z} dz \quad (3)$$

ここで μ_b は基油のバルク粘度、 μ_z は添加剤により壁面からの距離 z で変化する粘度である。添加剤の表面高粘度層は固着高粘度層とみなすと、固定壁面からの距離 z における粘度 μ_z は式(4)で表わされる。

$$\begin{aligned} \mu_z &= \mu_b [r + (z/z_c)^N] / [1 + (z/z_c)^N] \quad (0 \leq z \leq h/2) \\ &= \mu_b [r + \{(h-z)/z_c\}^N] / [1 + \{(h-z)/z_c\}^N] \quad (h/2 \leq z \leq h) \end{aligned} \quad (4)$$

ここで r は壁面の粘度の増加率で、壁面粘度を μ_0 とすると $r = \mu_0/\mu_b$ で与えられる。 z_c は $\mu_z = (\mu_0 + \mu_b)/2$ となるときの高粘度層厚さの指標である。式(1)の一次元潤滑方程式の圧力を x 方向で積分すると単位幅当たりの負荷容量 W が求められ、負荷容量は $F = 2WB/3$ で与えられる。またTLTBの運動面の摩擦力を F_f とすると流体の摩擦係数は $fc_0 = 3F_f/2W$ で与えられる。隣接ランド部の摩擦係数は $fc_L = \alpha BLU\mu_{ce}/h_m$ で与えられ、合計した摩擦係数は $Tfco = fc_0 + fc_L$ で与

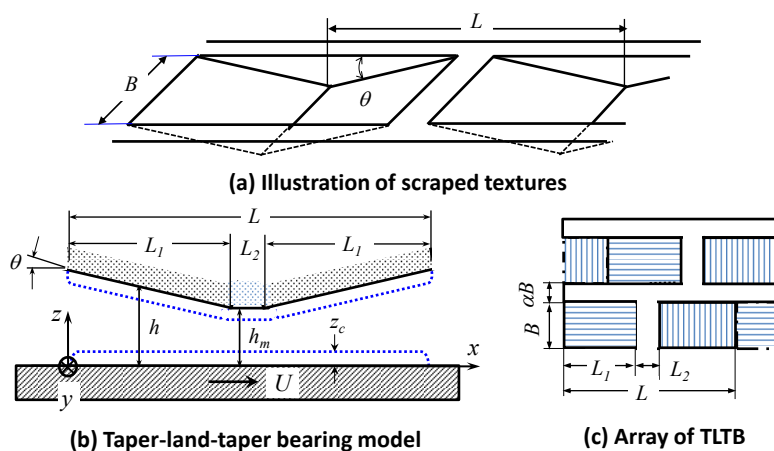


Fig.1 Taper-land-taper bearing (TLTB) model for scraped textures fabricated on sliding surface. (a) Illustration of scraped textures, (b) TLTB model for one wave length of scraped textures. (c) Array model of TLTB and land area between adjacent TLTB

えられる。以下の最適設計の計算では、弟子丸らの実験条件である基油粘度を $\mu_b = 0.1 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ とし、同定された潤滑油諸元値、 $N = 4, r = 30, z_c = 200 \text{ nm}$ を用いた。軸受荷重圧力は弟子丸らの条件44kPaより23倍大きい $LP = 1 \text{ MPa}$ とした。TLTBの寸法は、軸受長 $L = 10 \text{ mm}, L_1 = 4 \text{ mm}, L_2 = 2 \text{ mm}$ を標準とした。軸受の摩擦係数特性はTaperの傾斜角 θ に敏感に変化するので、傾斜角 θ を重要な設計パラメータに選び、速度 U に対する摩擦係数特性と最小すきま h_m の特性を計算し、低速度においても h_m が大きくなり、摩擦係数 Tfc_0 が小さくなる設計条件を調べた。

3. 負荷圧力 1 MPa 条件下の滑り速度における摩擦係数と最小軸受すきまの特性

傾斜角を $\theta = 5 \times 10^{-6}, 10^{-5}, 2 \times 10^{-5}, 5 \times 10^{-5}, 10^{-4}, 2 \times 10^{-4}, 5 \times 10^{-4}, 10^{-3}, 2 \times 10^{-3} \text{ rad}$ と9段階で変化させて、摩擦係数 Tfc_0 と最小すきま h_m を速度 U の関数としてそれぞれ Fig. 2(a)および(b)に黒線で示す。青線は基油 ($r = 1$) のみの場合の特性である。

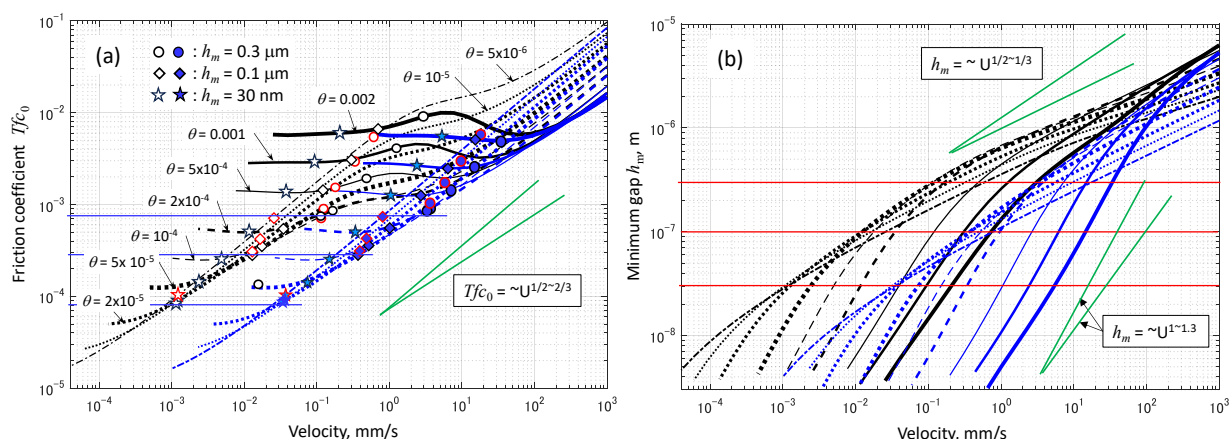


Fig. 2 (a) Friction coefficient Tfc_0 and (b) minimum gap h_m versus sliding velocity when $L = 10 \text{ mm}, L_1 = 4 \text{ mm}, LP = 1 \text{ MPa}, \mu_b = 0.1 \text{ Pas}, \alpha = 0.1, N = 4, r = 30, z_c = 100 \text{ nm}$.

これから以下のことが言える。

1. 基油のみの場合、一般に摩擦係数は $Tfc_0 \sim U^{1/2-2/3}$ で減少し、最小すきまは $h_m \sim U^{1/2-1/3}$ で減少する、 θ が大きいと、 U が 1 m/s 以下になると $h_m \sim U^{1-1.3}$ で急減するようになり、負荷容量効率が悪化し、負荷容量が摩擦力と比例的に低下するようになるので Tfc_0 は一定値に収束する。 θ を小さくすると、 h_m が急減して Tfc_0 が一定値となる h_m , U が低下する。よって θ を小さくすると Tfc_0 の限界最小値を小さくできる。 $\theta = 10^{-5}$ のとき Tfc_0 は 0.00004 が可能になり、 $\theta = 5 \times 10^{-6}$ のとき $Tfc_0 < 0.00002$ が可能になり、Superlubricity といわれる低摩擦状態が得られる。
2. $r = 30, z_c = 200 \text{ nm}$ の高粘度添加油の場合、 h_m に注目すると、基油のみの場合に比べ、 $h_m < z_c$ の領域では、 $r = 1$ のときの $h_m = f(U, \theta)$ を $h_m = f(U/30, \theta)$ に遷移でき約 $1/30$ 小さい速度で同じ h_m を実現できる。一方 Tfc_0 は、 $\theta \geq 5 \times 10^{-4}$ のときは $r = 1$ のとき Tfc_0 が一定値になる遷移速度から $r = 1$ のときの一定値より増加し、 U が更に $1/10$ 低下した近傍で極大値を示し、更に U が $1/10$ 低下した領域で $r = 1$ の Tfc_0 の値に収束する。この領域では、前報³⁾で示したように、混合・境界領域の固体摩擦を流体摩擦特性に代えることができる。一方、 $\theta \leq 2 \times 10^{-4}$ の場合には Tfc_0 の極大値は消え、基油のみの $Tfc_0(U)$ の特性から $Tfc_0(U/30)$ の特性に緩慢に遷移する。約 $U/30$ の領域では基油のみの場合と同様に $U^{1/2}$ に比例して Tfc_0 は低下し $r = 1$ の場合の Tfc_0 にほぼ等しい一定最小値に収束する。興味深いのは $U/30$ で $r = 1$ のときの $Tfc_0(U)$ に等しい特性に遷移する速度は θ が小さくなるにつれて増加することである。
3. 各傾斜角 θ において、最小すきまが $h_m = 300, 100 \text{ nm}, 30 \text{ nm}$ となるときの Tfc_0 を Fig. 2(b)から求めると、 $r = 30$ の場合は Fig. 2(a)における○、◇、☆印の点となる ($r = 1$ の場合は、青色印で示す)。これから、各 h_m において Tfc_0 が最小となる θ の最適値が存在する。最適傾斜角の状態は負荷容量が最大となる最適設計条件に相当し、 h_m で Tfc_0 を最小にすることができ、 $h_m = 300, 100, 30 \text{ nm}$ のとき、それぞれ $Tfc_0 = 7.4 \times 10^{-4}, 2.9 \times 10^{-4}, 8.0 \times 10^{-5}$ となる。

4. 結論

傾斜平面テクスチャは、負荷圧力 1 MPa の条件下で傾斜角 θ を最適な微小角に加工できれば $Tfc_0 < 10^{-4}$ 以下の低摩擦の滑り案内面を実現できる。また表面粗さの小さい滑らかな軸受面と微小な傾斜角をもつ TLTB を形成できれば、 Tfc_0 は h_m を小さくすることにより限りなく小さくできる。今後は負荷圧力をどこまで高められるかを明らかにする。

文献

- 1) 弟子丸・田中・武居；工作機械案内面の摩擦特性に関する研究(第1報)—実用条件下での摩擦特性—，トライボロジスト，**36**, 12(1991) 983.
- 2) Modified Reynolds Equation for Thin Film Lubrication with Arbitrarily Enhanced Viscosity Surface Layers and Lubrication Analysis of Micro-Tapered Pad Bearing, Tribology Online, 19, 1 (2024) 23.
- 3) 小野京右：リン酸エステル添加油によるキサゲ面スライダの流体潤滑特性の理論解析，トライボロジー会議 2025 春 東京 予稿集(C1)，トライボロジスト投稿中