

技術論文

転がり滑り潤滑下における摩擦係数への表面粗さおよびオイル粘性の影響評価（EHL 理論計算による潤滑形態の解析）

Assessment of Effects of Surface Roughness and Oil Viscosity on Friction Coefficient under Lubricated Rolling-sliding Conditions (Analysis of Lubrication Modes Based on EHL Theory)

林 礼 明
Leimei Lin

近年、摺動部品の摩擦係数低減、耐久性向上を目的とした表面改質技術の開発が著しい。従来の摺動材料開発、熱処理技術による表面強化などのマクロな表面改質だけではなく、よりミクロな表面性状に着目した摺動材料・コーティング材の開発、表面テクスチャの適用など、潤滑性を重視した表面改質技術が取り入れられる傾向にある。それに伴い、これまでの研究開発では主に摺動部材同士の組合せや使用条件（試験条件）をパラメータとして強度、耐久性の相対評価を実施してきたが、表面性状や潤滑材の特性を含めると評価パラメータが非常に多くなり、評価水準や評価指標が膨大となる問題が生じてきた。そこで本研究では、種々評価パラメータの一元化を目的として、トライボロジーの理論計算（EHL 原理）による摺動特性の解析を実施した。潤滑性を評価する上で基本となる表面粗さおよびオイル粘性を題材に、新たに摺動面間のオイルせん断による発熱を考慮した比油膜厚さの解析を行うことで、転がり滑り潤滑下における潤滑形態の予測技術について考察した。

Recent years have seen remarkable advances in the surface reforming technology for reducing the friction coefficient of sliding parts and enhancing their durability. In addition to conventional macro-level surface reforming approaches such as developing sliding materials and enhancing surface strength by heat treatment, surface reforming techniques focused on lubricity have come to be adopted. These techniques include the development of sliding materials and coating materials focused on surface characteristics at the micro level and the use of surface texturing technology. In conventional research and development efforts, combinations of sliding materials and use conditions (test conditions) were used as parameters for relative assessment of strength and durability. However, this approach involves many assessment parameters if surface characteristics and lubricant properties are included, posing a problem of too many assessment standards and parameters. To address this problem, the author conducted analysis of sliding characteristics using theoretical calculation based on tribology (EHL theory) with a view to unifying various assessment parameters. In addition to using surface roughness and oil viscosity parameters which are the basis of lubricity assessment, heat generated by oil shearing between sliding surfaces were also taken into consideration for analysis of relative oil film thickness. Based on these analyses, this paper discusses techniques of predicting lubrication modes under lubricated rolling-sliding conditions.

Key Words: トライボロジー、転がり滑り、潤滑、オイル、粘性、表面粗さ、EHL、摩擦係数、マイクロピッチング

1. はじめに

近年、建設機械の競争力向上をねらいとして、主要コンポーネントでは高出力化、高強度・コンパクト化、耐久性向上、ライフサイクルコスト低減といった付加価値向上が求められている。それに伴い、各構成部品の使用条件・環境、要求品質は過酷になりつつある。ギヤ、シャフト、油機部品に代表されるような摺動部品では表面

形態／表面組織がその強度に重要な位置を占めるようになった。今後、主要コンポーネント部品の付加価値向上のためには、表面改質技術の研究開発が不可欠である。

これまで摺動部品の摺動特性向上、耐久性向上には、加工による部品形状の最適化や熱処理技術による表面強化、銅系材料の適用など、摺動部材単体のマクロな特性向上が主であった。しかし、摺動部の使用条件・環境が

過酷になりつつある今、さらなる摺動特性の向上を達成するために、よりマイクロな表面性状に着目した摺動材・コーティング材の開発、表面テクスチャの適用など、潤滑性を重視した開発が進められている。摺動面間における油膜の保持性、潤滑材の反応性（トライボケミカル）といった特性が新たに重要視されてきた。

また、摺動部材の開発とは別に潤滑材も種々検討されてきたが、摺動部材との組合せについては系統的な摺動特性データが乏しいのが現状であり、対象部位個々に開発が進められてきた感が否めない。

本研究では、潤滑性をキーワードに摺動部品の表面性状と潤滑材の特性に着目し、転がり滑り環境下における潤滑形態の解析を実施した。実験は4円筒マイクロピッチング試験機を用い、潤滑性評価の基本となる表面粗さおよびオイル粘性を水準に試験を実施した。解析にはトライボロジーの理論計算による比油膜厚さの解析を用い、従来評価指標としてきた摺動部材の組合せや使用条件（試験条件）に加え、表面性状や潤滑材の特性について考慮した。また、今回の解析では、新たに摺動面間のオイルせん断による発熱を考慮することで、すべり率、部品形状（部品間の熱伝達に影響）の影響についても加味できるものとした。比油膜厚さを評価指標に表面粗さおよびオイル粘性が潤滑形態に及ぼす影響について考察した。

2. 試験方法

2-1. 試験機および試験条件

図1に4円筒マイクロピッチング試験機の試験部模式図を示す。中央のローラー試験片に3個のディスクで均一に荷重を負荷する。ローラーは1回転あたり3回摺動する。表1に試験条件を示す。表面粗さの評価においては、すべり率を5.2%、試験速度を3.150 m/secとなるようにローラーとディスクの回転数を各々設定した。潤滑オイルは下部2個のディスク回転により摺動部へと供給される。ローラー近傍に熱電対を設置し、マクロなオイル温度を監視した。

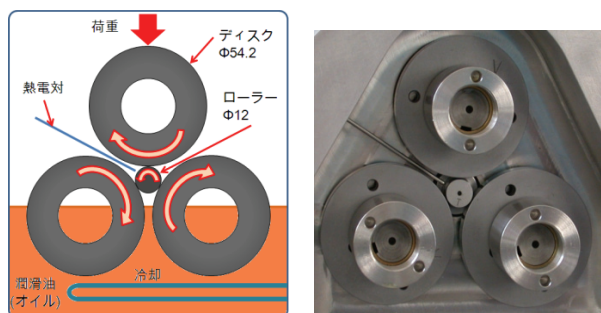


図1 4円筒マイクロピッチング試験機模式図

表1 試験条件（表面粗さ評価）

試験荷重	1,300 N (1.7 GPa)
試験速度	3.150 m/s
すべり率	5.2%
試験油温度	70°C
最大試験トルク	20 Nm

2.2 供試材

本研究ではローラー（ $\phi 12 \times L12.8$ ）、ディスク（ $\phi 54.2 \times L8.0$ ）とも16MnCr5鋼（表2）を用い、浸炭処理を施した。表面硬さはローラーを優先的に摩耗させることをねらいとし、ローラー：HV680、ディスク：HV720に調整した。ディスク円筒部はローラーとのあたり幅が3.2 mmとなるように面取り加工した。試験は円筒同士の線接触である。

表2 16MnCr5 材化学成分表

材料	化学成分 (wt.%)						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	
16MnCr5	Min	0.14	—	1.00	—	—	0.80
	Max	0.19	0.40	1.30	0.035	0.035	1.10

浸炭後の試験表面を研磨することで表面粗さを調整し、試験水準とした。図2に今回試験で供した代表的な表面粗さ水準を示す。ローラー、ディスクともに同じ表面粗さ（ Rq ：二乗平均平方根粗さ）水準の組合せで評価を行った。

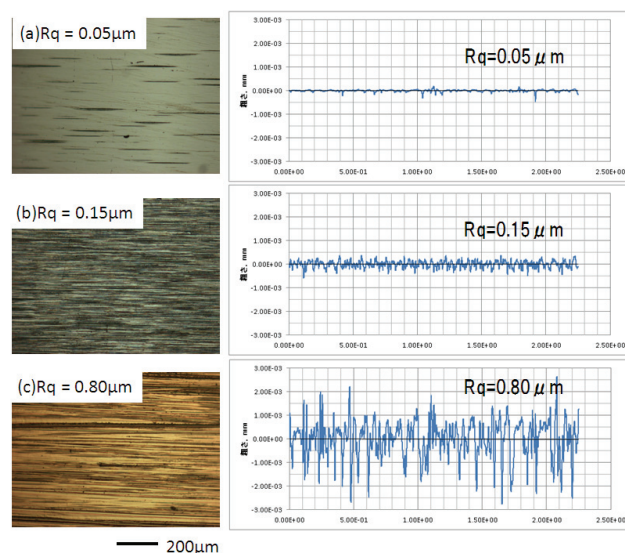


図2 供試品の表面粗さ水準

2.3 潤滑油

本試験ではオイル粘性の影響を評価するため、3種類の動粘度の異なるオイルを使用した (Oil Blend 1~3)。表3に潤滑油水準表を示す。表中に試験温度70°Cにおける動粘度および密度を表記した。また、図3に各オイルの粘性、図4に各オイルの密度について、それぞれ温度依存性を示す。ここでは Blend 1 が最も粘性が低く、Blend 3 が最も粘性が高い。

表3 潤滑油水準表 (動粘度および密度)

潤滑油水準		Blend 1	Blend 2	Blend 3	
動粘度	cst	40°C	48.6	125.4	294.9
		70°C	15.5	32.6	64.9
		100°C	7.1	12.9	22.8
密度	g/cm ³	40°C	0.87	0.88	0.89
		70°C	0.85	0.86	0.87
		100°C	0.83	0.84	0.85

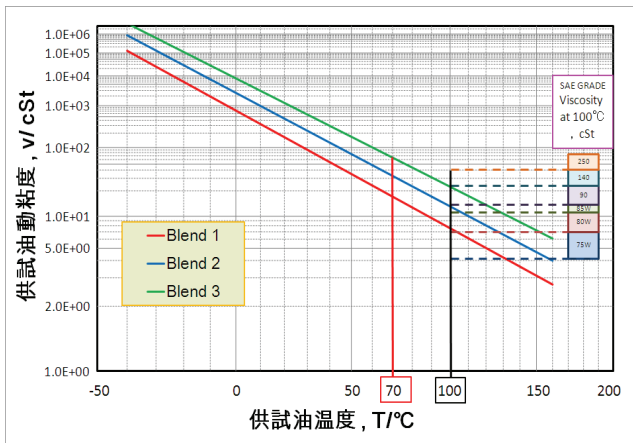


図3 潤滑油粘性—温度特性

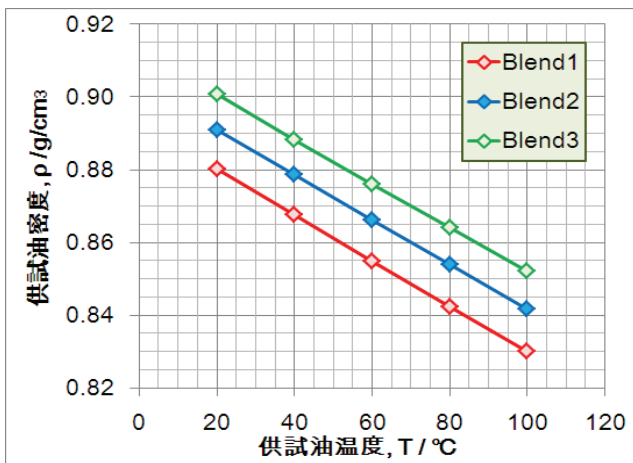


図4 潤滑油粘性—温度特性

3. 試験結果

3.1 摩擦係数 (軸受特性数を評価指標とした場合)

図5に表面粗さおよびオイル粘性を水準とした摺動試験の摩擦係数測定結果を示す。横軸に従来の評価指標として、試験条件を数値化した軸受特性数 (速度, 面圧, オイル粘性を考慮), 縦軸に摩擦係数を示した。

表面粗さが粗くなるほど摩擦係数が増大しているのがわかる。また、表面粗さの粗い水準 (Rq = 0.15, 0.80 μm) ではオイル粘性が高くなるにつれ摩擦係数が増大する傾向が得られた。相対評価としては比較が可能なデータではあるが、このグラフから実際に潤滑状態を判断することは難しい。軸受特性数は試験条件を評価指標としてまとめたものであり、傾向を掴む一指標とはなっているが、表面粗さの違いを表現することはできないためである。オイル粘性もまた、数多く水準を設けなければ傾向を捉えることは難しいのがわかる。

次章で述べる潤滑形態の予測解析では、図5の結果をもとに、比油膜厚さを評価指標にして、表面粗さ、オイル粘性の影響を考察した。

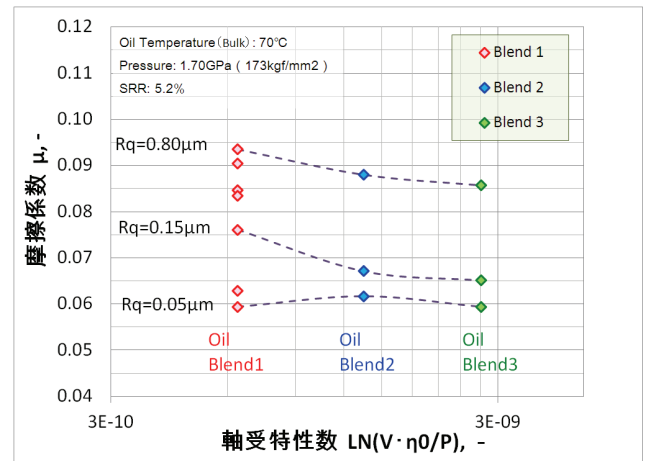


図5 表面粗さおよびオイル粘性と摩擦係数の関係 (横軸: 軸受特性数の場合)

図6にオイル1水準における摩擦係数の時系列変化を示す。表面粗さの粗い水準 (Rq = 0.15, 0.80 μm) ほど、時間が経つにつれ摩擦係数が減少する傾向にある。これは表面が摩耗していく過程で表面が滑らかになることと、摩耗過程であたり幅自体も広がるためと推察できる。

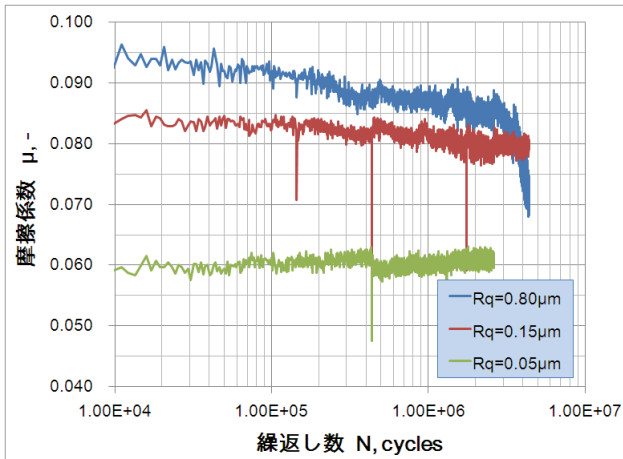


図6 表面粗さおよびオイル粘性と摩擦係数の関係 (Blend 1 水準)

3.2 表面粗さ

図7, 図8はオイル Blend 1 水準におけるローラーおよびディスクの表面粗さ時系列変化をそれぞれ示した図である。ローラー側で初期に著しい表面粗さの減少が確認された。硬度が低く、かつ接触回数の多いローラーが優先的に摩耗した結果、初期にローラーの表面粗さが減少していることがわかった。ある程度摩耗が進むと、表面が荒れ、再度表面粗さが増大する。一方で、ディスクの表面粗さは急激な減少は見られず、初期の表面粗さが保たれていることがわかった。最も初期表面粗さの低い $Rq = 0.05 \mu\text{m}$ の水準では、ローラー、ディスクともに表面粗さの変化はみられず、このことは潤滑形態そのものが他 2 水準とは異なることを示唆したものと考えられる。

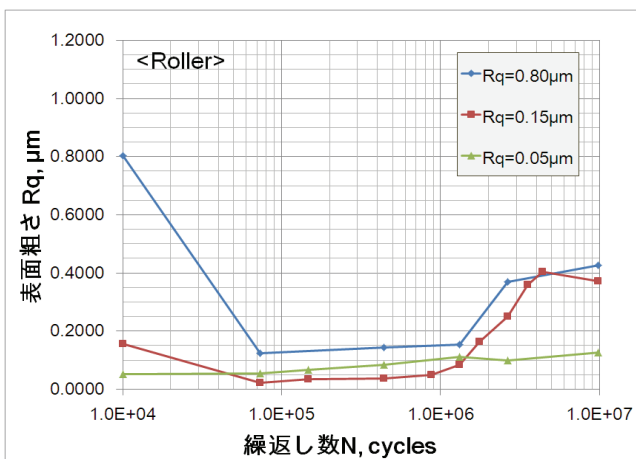


図7 ローラー試験片の表面粗さ時系列変化 (Blend 1)

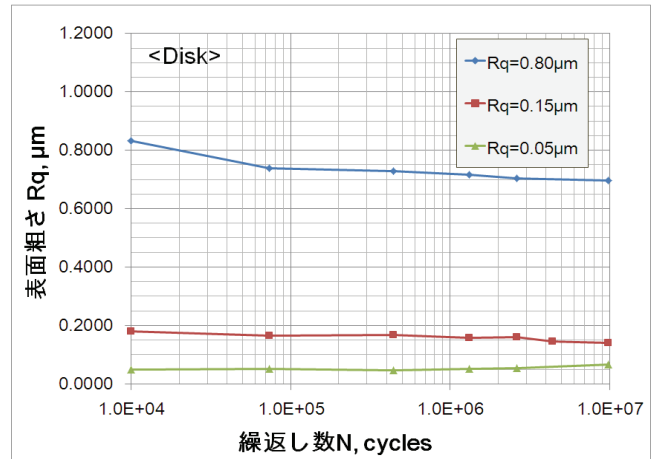


図8 ディスク試験片の表面粗さ時系列変化 (Blend 1)

3.3 摩耗量

図9にオイル Blend 1 水準におけるローラー試験片の摩耗量時系列変化を示す。表面粗さのデータと合致するように、表面粗さの粗い水準から順に摩耗量が増大する傾向が確認された。表面粗さの結果同様、 $Rq = 0.05 \mu\text{m}$ の水準では摩耗が全く進行していないことが確認できる。

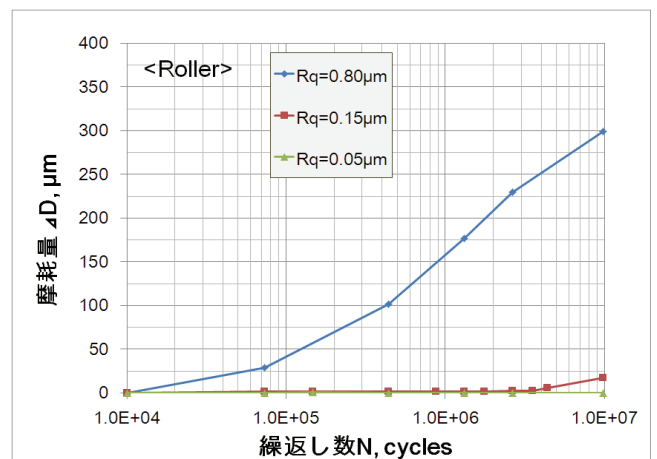


図9 ローラー試験片の摩耗量時系列変化 (Blend 1)

図10は試験繰返し数 1.3×10^6 回における表面観察結果である。表面粗さによって、摺動後の表面性状も全く異なる状態であることがわかる。 $Rq = 0.05 \mu\text{m}$ ではほぼ摩耗が起っていない状態、 $Rq = 0.15 \mu\text{m}$ では場所によってマイクロピッチングが発生、さらに $Rq = 0.80 \mu\text{m}$ では摺動面が全体的に焼付いている様子が観察された。このことから潤滑状態の違いを窺うことができる。

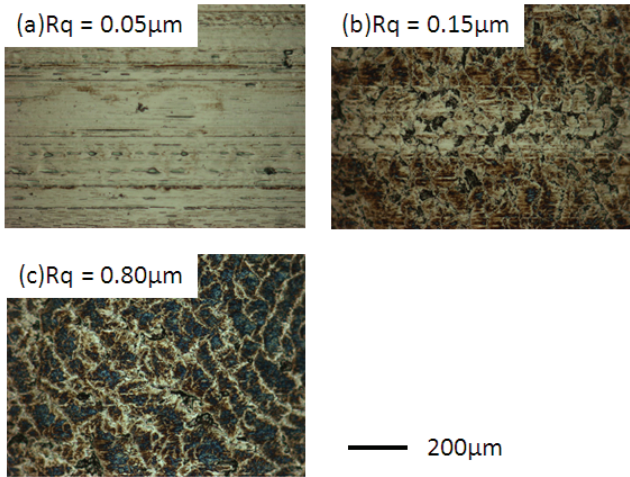


図 10 ローラー試験片の表面観察結果
(Blend 1, 繰返し数 1.3×10^6 回)

4. 比油膜厚さによる潤滑形態の予測解析

4.1 比油膜厚さの計算

図 5 で示したとおり、試験条件により表される軸受特性数を評価指標とした場合、表面粗さおよびオイル粘性の影響を潤滑形態の変化として捉えることは難しいことがわかった。そこで、表面粗さおよびオイル粘性の影響を考慮した比油膜厚さを評価指標として、図 5 データを以下に整理した。

ここで油膜厚さは従来から知られる Dowson and Hamrock's の式 (1) を用いた。また、比油膜厚さ λ は式 (2) に示すように、油膜厚さ h と表面粗さ Rq の比で表される。

<最小油膜厚さの計算>

$$\frac{h_0}{R_x} = 3.63 \bar{U}^{0.68} * \bar{G}^{0.49} * \bar{W}^{-0.073} * \left[1 - e^{-0.70(R_y'/R_x')^{0.64}} \right] \quad (1)$$

ただし、

h_0 : 最小油膜厚さ(μm)	R_x' : 軸方向等価曲率半径(mm)
$\bar{U} = \frac{U\eta_0}{ER_x}$: 速度因子(-)	R_y' : 円周方向等価曲率半径(mm)
$\bar{G} = \alpha E'$: 材料因子(-)	E' : 等価弾性係数(Pa)
$\bar{W} = \frac{W}{E'R_x l}$: 荷重因子(-)	η_0 : 常圧オイル粘度(Pa·s)
	α : 圧力粘度係数(1/Pa)
	W : 試験荷重(Pa·s)
	U : 平均試験速度(m/s)
	l : あたり幅(mm)

<比油膜厚さの計算>

$$\lambda = \frac{h_c}{\sqrt{R_{q_Roller}^2 + R_{q_Disk}^2}} \quad (2)$$

ただし、

λ : 比油膜厚さ(-)
$R_{q_Roller}^2$: ローラー2乗平均平方根粗さ(μm)
$R_{q_Disk}^2$: ディスク2乗平均平方根粗さ(μm)

4.2 摺動面間油温の推定 (オイルせん断発熱を考慮)

今回の解析では新たに摺動面間のオイルせん断による発熱について計算を実施した。従来の油膜厚さの計算式 (1) においては滑り率の影響が考慮されていなかった。滑り率の影響を摺動面間のオイルせん断による発熱に置き換えることで、その影響を含めた評価が可能となる。ここでは計算のモデリングおよび過程は省略するが、摺動面間のオイルせん断による発熱および摺動部材の形状、熱伝達等を考慮することで、接触面間における供試油温度の変化を推定した。

図 11 に摺動面間供試油温度、図 12 に最小油膜厚さをそれぞれ滑り率 (SRR, %) と試験速度の影響として計算した結果を示した。接触面間の供試油温度は滑り率、試験速度の増加に伴い、上昇する傾向が得られた。また、EHL 潤滑下を仮定した場合、最小油膜厚さは温度上昇により粘性が低下するため、より薄くなる傾向が確認された。ここで得られた供試油温度からオイル粘性および密度を再計算することで、より実現象に近い形での潤滑形態予測が可能となった。

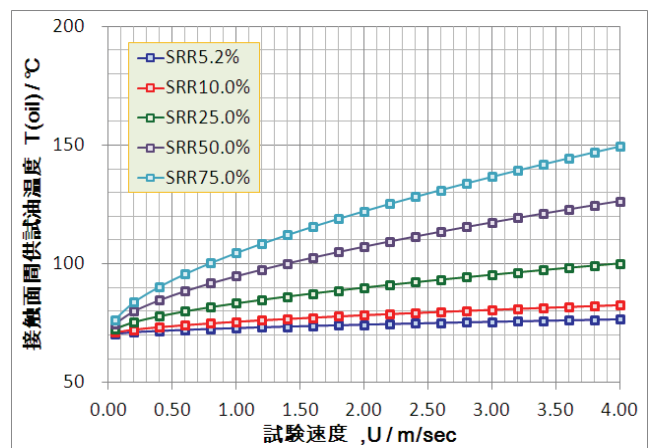


図 11 接触面間供試油温度計算例
(Blend 1, バルク供試油温 70°C)

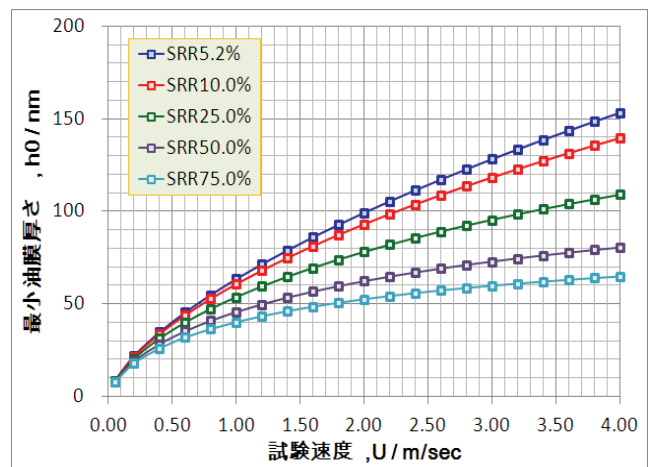


図 12 最小油膜厚さ計算例
(Blend 1, バルク供試油温 70°C)

4.3 比油膜厚さによる潤滑形態の解析

上述の解析手法を用い、比油膜厚さによる実験結果解析を実施した。図 5 で示された実験結果をもとに、横軸を比油膜厚さ（接触面間オイルせん断発熱を考慮）として計算を行った。なお、ここでは試験条件を水準に得られたストライベック曲線との重ね合わせで結果を比較した。

図 13 に解析結果を示す。図 5 において、軸受特性数で解析を行った結果では、表面粗さおよびオイル粘性の水準から潤滑形態の予測は困難であったが、図 13 では表面粗さおよびオイル粘性の影響をストライベック曲線上に表すことができた。今回の試験結果では、表面粗さ、オイル粘性の水準を EHL 潤滑領域から混合潤滑、境界潤滑までの潤滑形態の遷移として捉えることができたと考える。表面粗さあるいは摩耗量の時系列変化において、摩耗が急激に進行した水準（ $Rq = 0.80 \mu\text{m}$ ）から、摩耗が全く進行しなかった水準（ $Rq = 0.05 \mu\text{m}$ ）の結果まで、潤滑形態の解析傾向と非常に良い一致を示したと推定される。

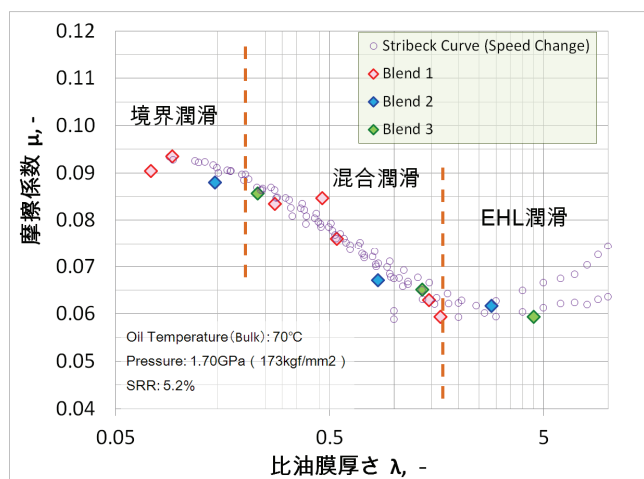


図 13 表面粗さおよびオイル粘性と摩擦係数の関係
(横軸：比油膜厚さの場合)

4.4 比油膜厚さによる摩耗量の解析

今回解析した比油膜厚さを評価指標に摩耗量の解析を実施した。図 14 は繰返し数 1.3×10^6 回における各水準の摩耗量を比油膜厚さを横軸に解析した結果である。 $\lambda = 0.5$ を境として、それ以下の水準（表面粗さ Rq が大きい水準）では、摩耗量が急激に増加している傾向が得られた。 λ 値の閾値については、試験時間も考慮したうえでさらなる議論が必要ではあるが、摩擦係数同様、 λ 値と摩耗量に一定の関係性が窺えるデータである。今後さらに検討していく必要はあるが、評価指標として比油膜厚さが有効であることの一例として捉えることはできると考える。

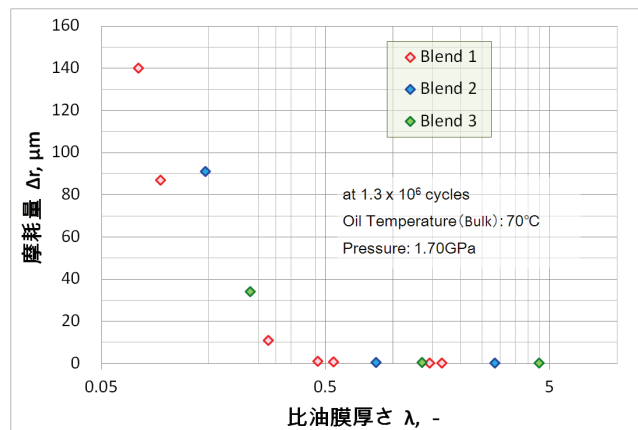


図 14 ローラー摩耗量と比油膜厚さの関係
(繰返し数 1.3×10^6 回)

5. おわりに

本研究では、「転がり滑り潤滑下における摩擦係数への表面粗さおよびオイル粘性の影響評価」として、EHL 理論計算による潤滑形態の予測解析を実施した。以下に得られた結果を記述する。

- (1) 表面粗さおよびオイル粘性が摺動特性に及ぼす影響について、比油膜厚さを評価指標として解析を行うことで摩擦係数の遷移を捉えることができた。さらには潤滑形態の解析としても有効であると推定された。（従来の評価指標（軸受特性数）では困難であった。）
- (2) 比油膜厚さの解析において、摺動面間のオイル発熱を考慮することで、滑り率の影響を取り込むことができた。さらに、接触面間の供試油温度からオイル粘性および密度を再計算することで、より実体に近い形での潤滑形態の解析ができることが示唆された。
- (3) 今回の比油膜厚さ解析手法を用いることで、比油膜厚さと摩耗量の間に関係性を見出すことができた。
- (4) 摩擦係数、摩耗量の遷移に対し、比油膜厚さ λ 値の絶対値との関係は、今回の研究では未だ明確ではない。今後の検討課題として取り組んでいきたい。

筆者紹介



Leiemi Lin

林 礼明 2007年、コマツ入社。

現在、生産本部 生産技術開発センタ所属。

【筆者からひと言】

今後期待される摺動部品の摺動特性向上、耐久性向上の取組みにおいて、本研究で得られた解析手法を活用し、品質向上技術の開発の一助としたい。また、種々評価パラメータが摺動特性に与える影響について考察し、効率的な実験、解析が行えるよう、今後も解析技術のスキルアップに努めたい。