

(論文)

摺動摩擦のなじみ過程評価解析技術

加藤 淳*・水原和行(工博)**・佐藤俊樹*・上窪文生***

*技術開発本部・材料研究所 **工業技術院・機械技術研究所 ***技術開発本部・開発企画部

Analytical Techniques on the Running-in Process of Sliding Wear

Jun Katoh · Dr. Kazuyuki Mizuhara · Toshiki Satou · Fumio Kamikubo

The running-in process has been analyzed by triboscopy and three-dimensional bearing curves. The vane-on-disc test was conducted with a disc that had unidirectional grinding marks on the surface. The triboscopy revealed that the friction force on the transverse roughness is lower than that on the longitudinal roughness in the transition zone between the boundary and mixed lubrication regime. The wear volume evaluated by the bearing curves indicated that the running-in process can be divided into the asperities wear stage and the oil film thickness control stage.

まえがき = なじみは、不均一な接触圧力分布が次第に均一化されて接触状態が改善する過程であるといわれている。しかし、なじみ過程自体は材料表面の形態や物理化学的特性、EHL 膜などが関与した複雑な現象であり¹⁾、十分に解明されていない。

近年、省エネルギーのために潤滑環境下における摩擦低減が求められている。その具体策の一つはより粘度の低い潤滑油を使用することであるが、それは流体潤滑域ではなく混合潤滑域における機械システムの動作を意味している。このため、材料面では固体間接触の増加に対応するために耐摩耗性に優れた硬質膜の適用が検討され、実際にいくつかの摺動部品に適用されて、その摩擦摩擦を減少させた²⁾。しかし、これら硬質膜は、しばしば使用初期に焼付きや相手材の急激な摩耗を引き起こす。したがって、なじみは硬質膜を実用するための重要なポイントであり、なじみ過程そのものをまず観察して十分に理解する必要がある。

多くのなじみ過程に関する研究がおこなわれてきたが、ほとんどは初期の表面粗さが完全に除去されるまでを扱っている³⁾。しかし、自動車エンジンのシム/カム、シリンダライナ/ピストンリングのような現実の系では、なじみは初期仕上げ表面がまだ残存した状態で完了する場合が多い⁴⁾。表面形態や状態の変化がわずかな現実の系におけるなじみ過程や、初期のなじみ過程を解析するには、従来の評価技術では不十分であり、とくに位置分解能と感度に関する限界は明らかであった。

このような状況において、Belin らはトライボスコープ⁵⁾⁶⁾を開発し、焼付きや膜の破壊の開始・進展の様相を明示した。いっぽう、ベアリングカーブも摩耗機構の検討⁷⁾や摩耗の進行に関する解析¹⁾⁸⁾に適用され、評価解析手法としての可能性が示された。

本研究では、トライボスコープを一方回転摺動に適用できるように改良し、さらに、局所的な高感度摩耗量評価法として三次元粗さデータからえられる三次元ベアリングカーブを開発した。これら手法によって評価した局所的な摩擦力や摩耗量をもとに、切削痕がまだ残存している状態における初期なじみ過程の解析を試みた。

1. 実験方法

1.1 摺動摩擦試験

二つのベーンをもちいたベーンオンディスク型摺動摩擦試験をおこなった。一定重量の錘で荷重を負荷し、摩擦力は上部試料ホルダに取付けたロードセルで測定した⁹⁾。

試験条件を第1表に示す。一方向に切削痕が揃うようにディスク表面を仕上げた。ベーン先端には、AIP (アーカイオンプレーティング)法をもちいてCrNを成膜し、さらにドロップレットを除去するために研磨仕上げした。また、油膜パラメータ Λ が混合潤滑域から境界潤滑域をカバーするように、油温、摺動速度そして荷重を調整した。値を計算するための油膜厚さは、Greenwood-Johnson の線接触 EHL 方程式¹⁰⁾をもちいて算出した。

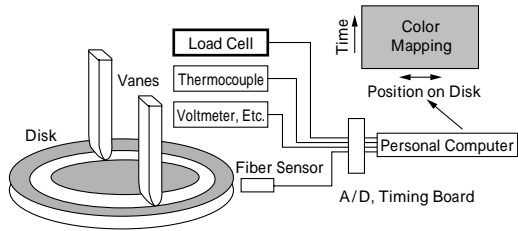
1.2 摩擦力の評価

第1図は、回転摺動型トライボスコープの構成を示している。光学センサーでディスクの回転位置と同期させ、256点/回転のデータを採取した。えられたデータは試験条件に応じて5~10回転ごとに平均し、30~60秒ごとに記録した。試験後、経過時間とディスク位置をもとに各データを再配置し、数値をカラー表示した。本システムの特徴は、ディスク上の各位置における諸量の

第1表 摺動試験条件

Table 1 Sliding test conditions

Vane Specimen	High Speed Tool Steel R4 × 5 × L20mm
	Young's Modulus : 206GPa
	Poisson's Ratio : 0.35
	Coated with 10 μm CrN
Disk Specimen	Gray Iron Casting 50 × t4mm
	Young's Modulus : 88GPa
	Poisson's Ratio : 0.35
	Ra : av. 0.25 μm HV : 2.5GPa
Normal Load	10 ~ 18N
Sliding Speed	0.11 ~ 0.30m/s
Sliding Distance	792m
Temperature	318 ~ 343K
Lubricating Condition (322K)	Paraffin Base Oil (5cm ³)
	Kinematic Viscosity : 0.58cm ² /s
	Density : 0.71g/cm ³
	Pressure Viscosity Index : 12.7GPa ⁻¹



第1図 トライボスコプの構成
Fig. 1 Schematic drawing of triboscopy

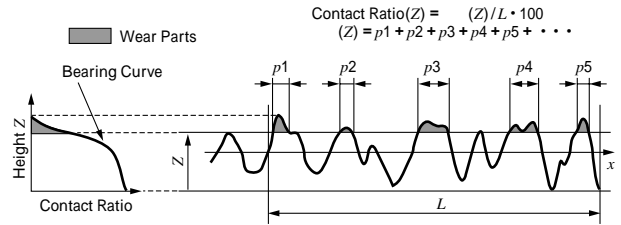
時間変化を追跡し、全体傾向と局部変化の両方をただちに把握できる点にある。

1.3 摩耗量の評価

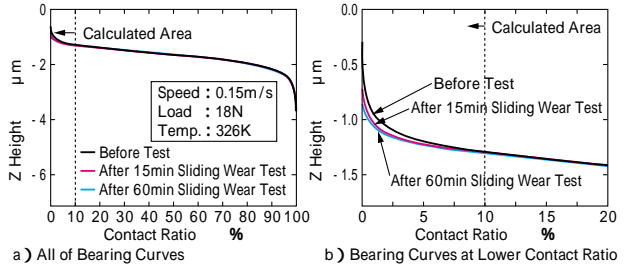
ベアリングカーブは、第2図に示す定義式にて規定される接触率と高さZの関係を表している。ここで、三次元ベアリングカーブを測定した全領域を接触率に掛合わせることによって、高さZに存在する材料面積をえることができる。さらに、Zは長さの次元を有していることから、あるZ値以上の領域(第2図中ハッチング部)を積分すると、その高さ以上の材料体積をえることができる¹⁾。実際、表面粗さの頂部の摩耗が、低い接触率におけるベアリングカーブの高さを減少させることが報告されている^{1),3),4),11)}。すなわち、なじみ過程の摩耗体積は、試験前後の同一領域のベアリングカーブからえられた材料体積の比較によってえることができる。なお、この方法を適用するには、ベアリングカーブの十分な部分が試験前後で同一である、すなわち初期の表面形態がかなり残存している必要がある。

一般に、表面形態の比較を利用した摩耗体積計算には、二つの因子が大きな影響を及ぼす。それは、1) 測定領域の再現性、2) 高さ基準のあいまいさ、である。これらの問題を解決するために、Bengtssonらはある参照面を使用し³⁾、直井らは複数のベアリングカーブをもちいて複雑な数値計算によって位置調整する方法を適用した¹¹⁾。また、表面の傾きはベアリングカーブに直接影響を及ぼす。その対策として、個々のベアリングカーブについて傾き補正をおこなうことや、えられたベアリングカーブを平均することは正しい補正方法ではない。我々は、三次元粗さデータによって描かれた平面の傾きを補正することによってこれらの問題を解決した。傾き補正の後、三次元粗さデータを二次元粗さデータの集合とみなし、全データを従来のベアリングカーブと同様に処理した。したがって、えられた三次元ベアリングカーブの物理的な意味は従来のベアリングカーブと同じである。この方法にはいくつかの利点がある。まず、参照平面を必要とせず、従来の三次元粗さ計を利用できる。次に、フィッティング方法がもともと統計的で単純であり、摩耗体積評価の精度に影響する測定領域の高い再現性や高さ基準を必要としない。

第3図は、三次元ベアリングカーブの計算結果例である。第3図a)に示すように、高い接触率では、ベアリングカーブは変化していない。いい換えると、初期の表面粗さの大部分は残存している。いっぽう、第3図b)に示すように、より低い接触率におけるベアリングカーブは、摺動試験後に高さが低下している。

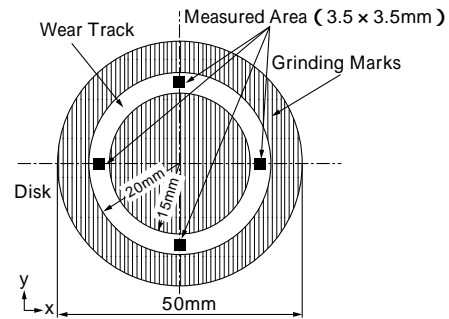


第2図 摩耗によるベアリングカーブの形状変化
Fig. 2 Schematic drawing of bearing curve and wear parts



第3図 三次元ベアリングカーブの計算例

Fig. 3 Examples of calculated bearing curves



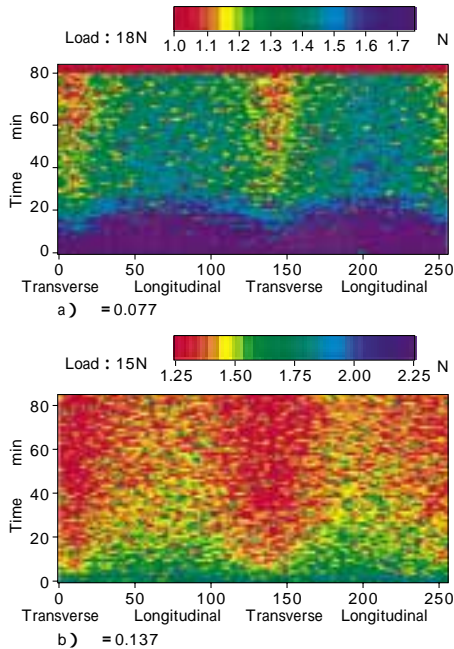
第4図 摩耗体積の測定領域
Fig. 4 Schematic drawing of measured area of wear volume

本研究では、第4図に示すような3.5mm角の領域について摺動試験前後に三次元粗さを測定し、おのこの三次元ベアリングカーブをえた。三次元粗さは、X方向刻みが1 μ m、Y方向刻みが50 μ m、そして高さZ方向分解能が6.7nmの条件で測定した。えられた三次元ベアリングカーブから、具体的には次のように摩耗体積を算出した。まず、ベアリングカーブの摩耗していない領域(本研究では30~70%)を数値的に重ね合わせた。次に、ベアリングカーブが変化した接触率10%以下の積分値の差を算出し、摩耗体積に換算した。なお、90%以上の接触率においてベアリングカーブが変化する場合があるが、これらは測定領域のわずかなずれが谷部への摩耗粉堆積によって起こったと考え、無視した。

2. 実験結果

2.1 摩擦力

摩擦力のトライボスコプ像を第5図に示す。摩擦力は時間経過とともに全体的に低下しており、なじみが進行している。初期の摩擦力は位置にかかわらずほぼ同等であるが、5~10分後には直交粗さの摩擦力が相対的に低下する。このような摩擦力の周期変動は、 Δ 値が0.06~0.137の範囲で観察され、0.04以下あるいは0.144以上では観察されなかった。また、摩擦力の周期変動が観察されるときは、常に直交粗さの摩擦力が相対的に低下



第5図 摩擦力のトライボスコブ像

Fig. 5 Triboscopy images of friction force

した。

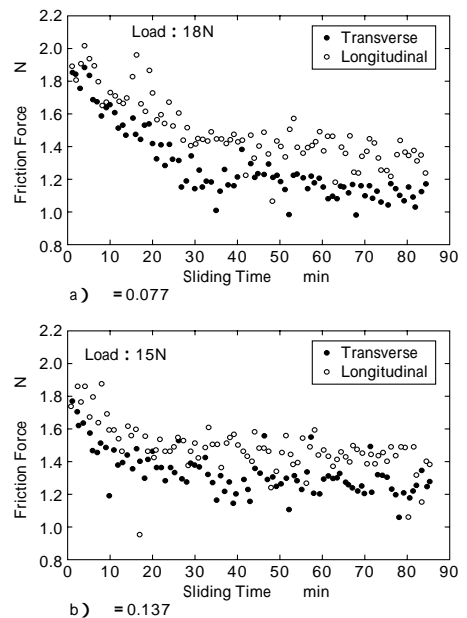
第6図は、トライボスコブデータから抜き出した摩擦力の時間変化を示している。初期段階から直交粗さの摩擦力は平行粗さよりもわずかに低く、摩擦力が全体的に速やかに低下するとともに直交粗さの摩擦力が徐々に相対的に低くなる。その後、ほぼ30分後に摩擦力は安定し、二つの粗さ方向間の摩擦力差はほぼ一定になる。摺動によって摩擦係数はおおよそ0.11から0.08に減少し、それは潤滑状態が混合潤滑であることを示唆している。いっぽう、境界潤滑域側(=0.077)の摩擦力の減少は、摺動試験開始後30分までは混合潤滑域側(=0.137)よりも大きい。

2.2 摩耗体積

第7図に、三次元ベアリングカーブによって評価した摩耗体積を示す。初期の摩耗速度はその後の10倍以上に達し、 Δ 値による差はほとんど見られない。高い摩耗速度は境界潤滑域側でより持続するが、15分後には値によらずほとんど同じ摩耗速度になる。

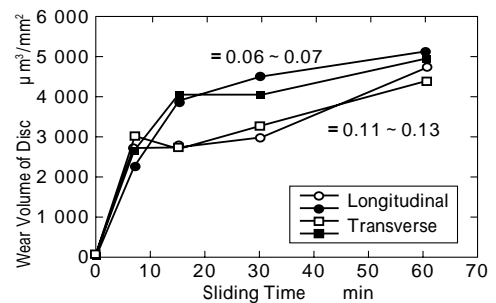
三次元ベアリングカーブによる摩耗体積はディスク全体分に換算しても数 $10\mu\text{g}$ のオーダーであり、従来おこなわれていたディスク全体の秤量では測定困難な量である。いっぽう、自乗平均粗さ R_q は、60分の摺動によって境界潤滑域側で平均4%減少し、混合潤滑域側ではほとんど変化しなかった。また、平均傾斜 a は R_q よりも突起の摩擦に敏感であるといわれているが¹⁾、その変化率はせいぜい平均8%であった。すなわち、 Δ 値の効果やなじみの進行を明らかにするには、従来の表面粗さパラメータでは不十分であることがわかった。

直交粗さと平行粗さの摩耗体積比を第8図に示す。両方向の摩耗量に大きな差は認められないが、初期段階では直交粗さが摩擦しやすく、その後、平行粗さが摩擦しやすくなる傾向がある。



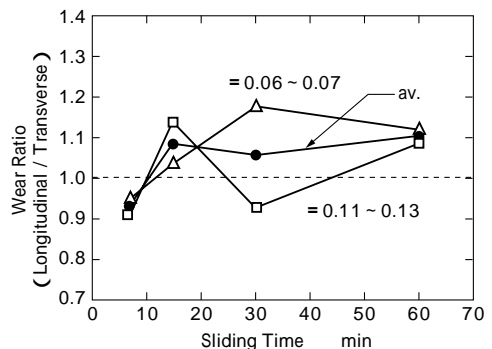
第6図 トライボスコブデータにおける摩擦力変化

Fig. 6 Changes in friction forces extracted from triboscopic data



第7図 三次元ベアリングカーブによって評価したディスク摩耗体積

Fig. 7 Wear volume of disk evaluated by three-dimensional bearing curves



第8図 直交粗さと平行粗さの摩耗体積比

Fig. 8 Ratio of wear volume at both transverse roughness part and longitudinal roughness part

3. 考察

3.1 摩擦力に及ぼす Δ 値と表面突起の影響

以上述べたように、摩擦力の周期変動では常に直交粗さの摩擦力が低くなる。これは、この現象が表面形態の影響を強く受けていることを示している。表面形態が摩擦に及ぼす効果に関して、直交粗さの油膜厚さが平行粗さよりも厚くなることが報告されており、とくに油膜の薄い領域においてそれは顕著である¹²⁾。摩擦力の周期変動は境界潤滑域と混合潤滑域の間の遷移域付近で起こ

ており、その潤滑環境における油膜厚さは非常に薄いことから、粗さ方向による摩擦力差は実効的な値の差異によると考えられる。

しかし、初期段階では摩擦力の周期変動は認められない。値が0.077における潤滑状態が境界潤滑であり、そこでは摩擦が Δ 値に鈍感であることを仮定すると、

値の約4%の増加が潤滑状態を混合潤滑域に移行させ、そして粗さ方向の効果を示すようになった可能性がある。しかし、 Δ 値が0.137(Δ 値0.077よりも約80%の増加)における初期段階の摩擦も粗さ方向の効果を示さない。これらの事実は、初期段階では、油膜厚さではなく局部的な突起の接触によって摩擦力が支配されていることを示唆している。すなわち、局部的な突起の接触が起こる状態下では、粗さ方向による油膜形成能の差が摩擦に及ぼす効果は限定されると考えられる。

ここで、荷重を18Nとするとペーンとディスクの接触領域はヘルツの式より約 0.06mm^2 と計算でき、平均接触圧力は約150MPaとなる。ディスク硬さが約2.5GPaであることから、約6%の局部突起が荷重を支えていると見積もれる。第3図に示すように、その値はほぼベアリングカーブに変化が生じている接触率に相当する。すなわち、約6%の局部突起の形状変化が強く摩擦に影響していると推定できる。

これは、なじみが塑性接触状態から弾性接触状態への移行によって説明されるというアイデアを支持する結果である¹⁾。この結果はさらに、なじみの完了をベアリングカーブの形状変化によって見極める可能性を示している。ベアリングカーブの形状は低い接触率から高い接触率に変化することから、接触率で代表される接触領域が弾性的に荷重を支えることができるポイントに到達した瞬間に、なじみは完了すると考えられる。今後、この議論を確認するためのいっそうの研究が期待される。

3.2 摩耗量に及ぼす接触状態の影響

第7図に示したように、初期の摩耗速度は最高であり、 Δ 値が摩耗速度に及ぼす影響は7分後まではほとんど認められない。これは、約7分後までは先に考察したように接触状態が塑性的であることを反映していると考えられる。その後、摩耗速度は15分程度で初期値の1/10以下に減少する。これは実際のEHD接触¹³⁾やコンプレッサ¹⁴⁾でえられる結果と一致している。

第8図に示したように摩耗に及ぼす粗さ方向の効果をみると、なじみの進行によって摩耗しやすい粗さ方向が変化する。これは、写真1に示すように、摩耗痕の塑性流動の形態が切削痕の尾根をペーンが擦り落とす方向に依存して異なるためと考えられる。直交方向の場合は、尾根を擦り落とし、平行方向の場合は尾根を押しつぶす形態に見える。すなわち、切削痕の尾根を直角に崩す場合に擦り落とす抵抗が最小になり、とくに接触状態が塑性的である初期段階において直交粗さの摩耗が進行しやすくなると説明できる。

いっぽう、なじみが進んだ7~15分後の摩擦は実効的な値によってコントロールされる状態になっており、値は直交粗さにおいてより大きくなっている。したが



写真1 摩耗痕の塑性流動形態

Photo 1 Surface morphologies of plastic flow on wear track

って、直交粗さでは、突起との接触がより少ない状態になる。このときの接触は弾性的になっているはずであるから、突起の方向性は塑性流動という点ではあまり効果を及ぼさず、より多くの接触が起こる平行粗さにおいて摩耗が進行しやすくなると説明できる。しかし、表面形態に依存した摩耗の違いはあまり大きくはない。詳細に摩耗体積と表面形態の関係を議論するためには、おのこの段階における摩耗挙動をさらに調査する必要がある。

むすび=回転摺動型トライボスコープと三次元ベアリングカーブの二つの手法を新たに開発し、なじみ過程の局部摩擦と摩耗の解析を試みた。その結果、三次元ベアリングカーブは、もっとも高感度で定量的な微小摩耗量評価法の一つであり、初期の切削痕が残存するマイルド(現実的)な環境における摩耗量解析に最適な手法であることを実験的に検証した。また、新しいトライボスコープと三次元ベアリングカーブの組合せは、なじみ過程の解析に効果的な方法であることを示した。今後、さらに本手法を発展させ、薄膜の破壊や損耗の進展などを含む幅広い現象解析に適用していきたい。

なお、本研究は新エネルギー・産業技術総合開発機構によるトライボマテリアルの開発調査の一環としておこなわれたものである。

参考文献

- 1) David, J. W. : Handbook of Surface Metrology, (1994) p.836, Bristol and Philadelphia .
- 2) たとえば M. Masuda et al. : SAE Technical Paper Series, 970002, (1997) p.7 .
- 3) たとえば Bengtsson, A. et al. : Wear, Vol.109 (1986) p.329 .
- 4) Dong W. P. et al. : Wear, 181-183, (1995) p.700 .
- 5) Belin, M. et al. : Wear, Vol.156 (1992) p.151 .
- 6) Belin, M. et al. : Surf. Coat. Technol., Vol.70 (1994) p.27 .
- 7) Olofsson, U. et al. : Int. J. Mach. Tools Manuf., Vol.38, 5-6, (1998) p.485 .
- 8) Koka, R. et al. : J. Tribology Trans., Vol.36, No.1 (1993) p.1 .
- 9) K. Mizuhara et al. : ASTM STP 1310, G. E. Totten, G. H. Kling, D. J. Smolenski, Eds., ASTM, (1996) p.38 .
- 10) Johnson, K. L. : J. Mech. Eng. Sci., Vol.12, No.1 (1970) p.9 .
- 11) 直井一也ほか : トライボロジスト, Vol.44, No.6 (1999) p.452 .
- 12) Prakash, J. et al. : J. Tribology, Trans. ASME, Vol.105 (1983), p.591 .
- 13) Nagaraj H. S. et al. : J. of Lubrication Technol., Trans ASME, Vol.100 (1978) p.246 .
- 14) K. Mizuhara et al. : Proc. 6th NORDTRIB '94, 2, (1994) p.473 .