往復運動下における EHL 油膜の挙動*

西川 宏 志^{*1}, 半田 孝太郎^{*2}, 兼田 楨 宏^{*1}

Behavior of EHL Films in Reciprocating Motion

Hiroshi NISHIKAWA, Kohtaroh HANDA and Motohiro KANETA

The behavior of elastohydrodynamic lubrication (EHL) films formed between a steel ball and an oscillating glass disk is examined by means of the optical interferometry technique, and the results obtained are compared with those of tests conducted under unidirectional conditions. The surface traction is also measured. The film profile in the contact area breathes cyclically because the wedging and squeezing actions are not in phase. In reciprocation under pure sliding, the thick oil film entrapped between both surfaces at the stroke end moves towards the exit side at about half the velocity of the glass disk. Under conditions of a short stroke and a high frequency, air bubbles produced in the downstream result in the oil starvation in the next stroke, so that the EHL film collapses. In the full EHL regime, the central oil film thickness and the surface traction at the stroke center are almost the same as those under unidirectional conditions. It is also found that the oil behaves like a non-Newtonian fluid, and as a result the behavior of EHL films varies with oil and type of motion.

Key Words: Tribology, Machine Element, Reciprocating Motion, Elastohydrodynamic Lubrication, Traction, Non-Newtonian Fluid

1. 結 言

歯車や転がり軸受のような外接的接触をなす機械要素のトライボ特性を支配する弾性流体潤滑 (EHL) 膜の挙動に関しては理論・実験の両面から多岐にわたる研究が実施され, 多くの成果が得られている。しかし, それらの研究の大部分は一方運動を対象としたものであり, 往復あるいは揺動運動を対象にしたものは, これらの運動が機械要素の基本運動形態の一つであるにもかかわらず, 極めて少ない⁽¹⁾⁽²⁾。これは, 現象が本質的に非定常であるため理論的にも実験的にも取扱いが煩雑になることに起因していると考えられる。しかしながら, 往復あるいは揺動下における EHL 油膜の挙動の基本特性を把握しておくことは機械要素の設計を進めるうえで不可欠と考えられる。本研究は上記視点に鑑み, 二色光干渉法を利用して鋼球とガラスよりなる点接触往復運動下における EHL 油膜の挙動の直接観察およびトラクション計測を行い, 往復 EHL 油膜の基本的特性を明らかにしたものである。

2. 実験装置および実験条件

実験装置の系統図を図 1 に示す。接触の形態は点接触であり, 直径 165 mm, 厚さ 12 mm のガラス円板のクロムコーティングされた面に対して直径 1 インチ (25.4 mm) の軸受用鋼球をばねによって押し付けることによって得られる。両接触物体の等価弾性係数 E' は 117 GPa である。

図 1 実験装置系統図

* 原稿受付 平成 3 年 10 月 4 日。

^{*1} 正員, 九州工業大学工学部 (〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1)。^{*2} (株)日立製作所 (〒312 日立市幸町 3-1-1)。

往復運動はガラス円板をカムにより揺動させることで与えた。転がり状態は鋼球の油膜を介しての摩擦駆動によって、滑り状態は鋼球を固定することによって実現した。ガラス円板の揺動角は二重偏心カム機構によって $0 \sim 0.25$ rad の範囲で任意に設定することが可能である。なお、カムの回転軸にはフライホイールを取付け滑らかな揺動を与えた。

往復変位および速度は、ガラス円板の軸端部および鋼球軸端部に取付けたポテンシオメータによって検出した角度信号と接触点までの半径から算定した。転がり状態における揺動角の時間変化の一例を図 2 に示す。ガラス円板と鋼球の変位の位相差は無視できる程度である。

純滑り条件下のトラクションは鋼球固定用ホルダに貼付したひずみゲージによって検出した。

油膜形状の観察には二色光干渉法⁽³⁾を用いた。すなわち、フィルタを通し赤と緑の二色光としたキセノンストロボ光によって得られるカラー干渉像を高速 VTR (200 コマ/秒) に収録し、解析した。

試料油としてはブライトストック (BS) とタール水添油 (TN320) を用いた。その性状を表 1 に示す。大野ら⁽⁴⁾のデータによれば本実験条件では静的条件下で BS は粘弾性、TN320 は弾塑性の領域にある。

実験は主に荷重 39.2 N (最大ヘルツ圧 0.54 GPa, 平均ヘルツ圧 0.36 GPa, 接触円直径 0.37 mm), 行程長 1, 2, 5, 10 mm, $20.0 \sim 24.0^\circ\text{C}$ の室温下で実施したが、接触部の温度上昇を考慮し、実験前後の接触部の油温を熱電対で計測し、粘度はその平均値から算定した。

表 1 試料油性状

Oil	viscosity (mm ² /s)		Specific gravity 15/4°C	α (GPa ⁻¹) 40°C
	40°C	100°C		
TN320	321	10.5	1.013	60
BS	405	31.0	0.884	19

α : Pressure-viscosity coefficient

図 2 揺動角の時間変化

3. 実験結果および考察

3.1 1 行程中の油膜形状の変化 図 3, 図 4 は往復転がりおよび滑り運動下における 1/2 周期間 (行程端から行程端まで) の油膜形状の変化を、干渉じま写真とそれに対応する運動方向中央断面油膜プロフィール (下面は相対的に図の左から右に移動しているとみなす) を用いて示したものである。潤滑油は BS, 行程長 5 mm, 行程中央での無次元速度 $U = 4.0 \times 10^{-11}$ ($U = \eta_0 u / (E' R)$, η_0 = 大気圧下の粘度, $u = (u_B + u_D)/2$, u_B = 鋼球最大速度, u_D = 円板最大速度, R = 鋼球半径) である。したがって、滑り運動の場合のガラス円板の速度は転がりの場合の 2 倍に設定されている。

行程端 [図 3 (a), 図 4 (a)] では、接触中心より左側が厚い閉じ込め膜が形成されている。接触下面が右方に移動を開始すると、この閉じ込め膜は右方に移動して接触域から排出され、接触入口側 (左方) にはくさび作用によって油膜が形成される。

さて、図 3 (b) と図 4 (b) は、行程端からのガラス円板の移動量は転がりのほうが滑りよりも少ないにもかかわらず、閉じ込め膜の存在領域は転がりのほうが狭いことを示している。一連の干渉じま写真を解析した結果、滑り運動の場合には閉じ込め膜の移動量はガラス円板の移動量の約 50% であった。この事実は閉じ込め膜が壁面、あるいは壁面のごく近傍で滑ることを示唆する⁽⁵⁾。しかし、著者らは最近、EHL 接触域内での油膜プロフィールに局部的凹凸が存在すれば、その凹凸はほとんどその形状を変えずに両接触面速度によって規定される潤滑油の平均速度に極めて近い速度で接触表面を弾性変形させながら移動しうることを明らかにした⁽⁶⁾。本現象が上記のいずれに起因するかはトラクション特性を理解するうえでの重要課題であるが、著者らは後者の可能性が高いと現時点では考えている。

行程中央 (T/4) を過ぎると、スクイーズ効果が顕著になり、膜厚は全体的に徐々に薄くなる。この際、入口側膜厚のほうが馬てい形のくびれを持つ出口側膜厚よりも厚くスクイーズ流量が大となるため、行程端では入口側が薄く、出口側が厚い傾斜閉じ込め膜が形成され、次の逆行程に移行する。以上のような油膜形状の息つぎ的变化は Blok⁽¹⁾, Petrousevitch ら⁽²⁾ によって得られた結果と類似している。

TN320 の場合の 1 行程中の膜形状の変化状態も大略 BS の場合と同じである。ただし、BS の場合には図 3, 図 4 の比較からわかるように閉じ込め膜の排出過

程に差があるものの、それ以外に関しては転がり運動と滑り運動の膜形状および膜厚には大差はない。しかし、TN320 の場合には、図 5 に示すように、行程中央および行程端での膜形状が転がりと滑りで相違している。すなわち、転がりの場合には膜厚一様部分を有する通常の EHL 膜形状を示すが、滑り運動では滑り運動に伴うせん断によって固化膜が崩壊・流動化を受けやすいため⁽⁷⁾、運動方向にくさび形状を呈する。また、速度の低下とともに入口膜厚は減少するため、行程端においては、転がりで BS の場合と同様に閉じ込め膜は運動方向に厚く傾斜するが、滑り運動の場合にはその傾斜度は小さくなる。なお、TN320 の場合には、転がり運動の場合の膜厚のほうが滑り運動の場合よりも全体的に厚く、運動形態によって膜厚さにほとんど

差がない BS の場合と相違するが、この原因も上述した固化膜の流動化に関係するものと考えられる。

3・2 一方向運動との比較 図 6、図 7 は行程中央での無次元速度 U と接触中央膜厚 h_c の関係を一方向運動で得られた実験結果と比較したものである。縦軸は無次元接触中央膜厚 $H_c = h_c/R$ である。膜厚は行程長にはほとんど影響されていないことがわかる。往復運動と一方向運動の膜厚は BS の場合にはよく一致している。しかし、TN320 の場合には一方向運動の場合よりも膜厚は薄い。速度変動に対する膜厚の追従性は運動が一方向である場合には極めて良いことが確認されている⁽⁸⁾。また、TN320 は BS よりも温度上昇による η, α の低下率が大きい⁽⁴⁾。したがって、上記の相違はキセノンランプ光源および摩擦による接触面内

図 3 油膜形状の時間変化（転がり，BS，行程長 5 mm， $U = 4.0 \times 10^{-11}$ ， T ：周期）

図 4 油膜形状の時間変化（滑り，BS，行程長 5 mm， $U = 4.0 \times 10^{-11}$ ， T ：周期）

潤滑油の温度上昇に起因するものと考えられる。つまり、最大速度時の往復運動膜厚は温度評価が正しければ、一方向運動 EHL 膜厚で近似できるといえる。

3.3 行程長の影響 行程中央における無次元速度 U を同一にし、行程長 S を変化させた場合の行程端における油膜形状を図 8 に示す。行程長を短くすると、行程中央での膜厚はほとんど変わらないが、行程端での膜厚は厚くなる。これは、 U が一定のため行程端近傍での停留時間が短くなり、膜厚の減少が起これにくくなることに起因する。しかし、TN320 を滑り運動下で使用した場合には転がり運動の場合ほど行程長の減少に伴う膜厚の増加がみられない。この原因は 3.1 節で述べた固化膜の流動化によるものと考えられる。また、行程長が短く往復の周波数が高くなると、行

程が長い場合に比べて形成される油膜厚さが薄くなり、部分的に崩壊することが観察された。図 9 はこの様子を表す一連の干渉じま写真と膜プロファイルである。行程長は 1 mm、無次元速度 $U=4.0 \times 10^{-11}$ である。滑り運動の開始にもかかわらず、入口側にくさび作用による油膜の増大はみられず、写真では不明りょうであるが入口側に存在する気泡の消滅〔図 9 (d)〕に対応して油膜厚さが急上昇し、そのまま行程端に至っている。

3.4 油膜形成に及ぼす気泡の影響 前節で示した油膜厚さの低下は、その観察結果から、接触域下流において発生した気泡が次行程のくさび作用に影響を与えることに起因すると考えられる。図 10 は行程長 10 mm で往復運動を行う場合の気泡の形成から消滅

図 5 行程端および行程中央における油膜形状 (TN320, 行程長 5 mm, $U=4.0 \times 10^{-11}$)

図 6 接触域中央の膜厚 (BS, 実線は一方向運動の実験結果)

図 7 接触域中央の膜厚 (TN320, 実線は一方向運動の実験結果)

までの干渉写真である。ガラス円板の右から左への運動に伴って、気泡は接触部下流すなわち左方に形成され〔図(b)〕、速度の増大とともに大きくなる〔図(c)〕。行程中央を過ぎると気泡は徐々に縮小するものの、速度が零となる行程端〔図(d)〕においても消滅することなく接触面近くに残留している。その結果、行程が逆になると接触面の入口側に気泡が存在することになる〔図(e)〕。このような現象は運動形態(転がり・滑り)、試料油に関係なく発生した。

図 11 に気泡の入口側残存時間と実験条件との関係

を示す。縦軸は行程端からの経過時間を周期で割った無次元時間である。したがって、 $t/T=0$ は行程端に対応し、0.25 は行程中央、0.5 は逆の行程端に対応する。残留気泡の復行程に占める時間的割合は、行程長が短く行程中央における無次元速度が速いと増加することがわかる。以下では、閉じ込め油膜の存在を考慮して、便宜上接触中心から $X_i=0.86a$ (a : 接触半径) の位置における膜厚 h_i を入口膜厚と定義し(図 14 参照)、残留気泡が油膜形成に及ぼす影響を論じる。

図 12 は往行程における無次元入口膜 $H_i(=h_i/R)$

(a) 転がり

(b) 滑り

図 8 行程端における膜形状の変化 (TN320, $U=4.0 \times 10^{-11}$)

図 9 油量不足の影響 (TN320, 滑り, 行程長 1 mm, $U=4.0 \times 10^{-11}$, T : 周期)

図 10 気泡の挙動 (BS, 滑り, 行程長 10 mm, $U=4.0 \times 10^{-11}$, T : 周期)

の時間変化である。図中の黒塗のプロットは接触面入口側に気泡が存在する場合の H_i (以下 H_{is}) を示し、白抜きのプロットは気泡消滅後の H_i (以下 H_{if}) を示す。行程長によってプロット数に差があるのは、各条件によって周期が異なるために1周期間のVTRへの収録コマ数が違うためである。破線はHamrock-Dowsonの理論式⁽⁹⁾から算出された一様速度における油膜厚さを示している。試料油および転がりあるいは滑りによる実験値と理論値の相違は、前報⁽⁷⁾で論じた高圧下における潤滑油の流動特性に起因している。

H_{is} は行程長が短くなると減少している。一方、 H_{if} は行程長の変化にほとんど依存していない。つまり、

図 11 気泡の残存時間の変化 (BS, 滑り)

H_{if} は無次元速度 U に対して一義的に決定されることになる。図中の実線は H_{if} とそれに対応する瞬時無次元速度の関係を最小二乗法で近似したものである。 t/T の小さな範囲では気泡が残留し h_{ij} に対応するデータが得られないので t/T の大きな範囲に対応する値をもって代えた。この曲線を気泡のない場合の基準膜厚 H_f とみなし、往行程で接触面入口側に残留気泡が存在する場合の入口膜厚の形成度を H_{is}/H_f で評価し、図 13 に示す。なお、 H_{is} の計測可能領域では、基準膜厚 H_f の定義から、 H_f は過大評価されていることに注意する必要がある。そのため、 H_{is}/H_f は 1 にはならない。前述の VTR への収録コマ数に関連して各 t/T における H_{is}/H_f の情報量は行程長に影響されるため、各 t/T で計測された H_{is}/H_f の値の平均値 $(H_{is}/H_f)_{av}$ で表示した。したがって、図 13 は気泡残存時間内の平均膜厚を表すことになる。

行程長が 3 mm 以下では $(H_{is}/H_f)_{av}$ は著しい低下を示している。しかし 3 mm 以上ではほぼ一定値を示し、油膜形成に対する気泡の影響は小さいといえる。つまり、行程長がある値より小さくなると残留気泡の影響を受け油膜形成が阻害されることになる。なお、行程長 5 mm 以上では $(H_{is}/H_f)_{av}$ は減少傾向にある

(a) BS, 転がり

(b) BS, 滑り

(c) TN320, 転がり

(d) TN320, 滑り

図 12 入口膜厚の時間変化 (実線: 基準膜厚線, 破線: 一方向運動に対する理論中央膜厚, 黒塗の記号は気泡存在時の膜厚, T : 周期, $U = 4.0 \times 10^{-11}$)

が、これは行程端での膜厚が、行程長が長くなると薄くなることに起因する（3・3 節参照）。

3・5 油量不足モデルとの類似性 図 14 に示すように、接触中心から入口側の気相までの距離を S とするとき、Wedeven ら⁽¹⁰⁾ は油量不足が生じないための S の最小値 S_f は

$$S_f = \{3.52(Rh_c)^{2/3}\}/a^{1/3}$$

で求められることを示した。ここで、 h_c は接触面入口部が十分な油量で満たされた状態の中央膜厚である。この式は一方運動下で導かれたものであるため、往復運動下での油膜特性を論ずるには不適切であるかもしれない。しかし、気泡と油膜形成の関係が、一方運動における油量不足と油膜形成との関係を論じた Wedeven らの結果と類似していることを考慮し、入口側に存在する気泡が油量不足と関係するかどうかを確認するための評価基準として S_f を用いることにする。 S_f は前節で算定した基準曲線から計算される h_f が h_c に対応するものとして計算した。その結果を前節の $(H_{is}/H_f)_{av}$ を導出したと同様に S/S_f の平均値 $(S/S_f)_{av}$ で評価し、図 15 に示す。 $(S/S_f)_{av}$ と行程長との関係は $(H_{is}/H_f)_{av}$ と行程長との関係と酷似しており、気泡が油量不足をもたらすと考えられる。なお、TN320

図 13 入口油膜の形成度と行程長の関係 ($U=4.0 \times 10^{-11}$)

図 14 油量不足モデル

を用いた滑り運動下での $(S/S_f)_{av}$ 値は全体的に低く算定されている。これは図 12(d) からわかるように行程端近傍での H_f が他の場合よりも厚く算定されたためである。

図 16, 図 17 は、行程中央での無次元速度 U の変化に対する気泡存在時の平均的油膜厚および油量不足の関係を示したものである。行程長 5 mm の場合には $(H_{is}/H_f)_{av}$ と $(S/S_f)_{av}$ は U にほとんど依存しないが、行程長 1 mm の場合には両者は著しく U に影響され、 U の増加とともに減少することがわかる。すなわち、往復運動 EHL 膜は、無次元速度が速く行程長が短いほど気泡の残存に起因して油量不足が発生し、油膜の形成が困難になると結論される。

図 15 油量不足と行程長の関係 ($U=4.0 \times 10^{-11}$)

図 16 入口膜厚に及ぼす無次元速度の影響 (BS, 滑り)

図 17 油量不足に及ぼす無次元速度の影響 (BS, 滑り)

図 18 トラクション波形 (BS)

3・6 トラクション特性 図 18 に純滑り条件下でのトラクション波形を示す。試料油は BS である。 $t/T=0$ の行程端近傍でこぶ状の隆起を持つものの、行程の広い範囲にわたって速度変化の存在にもかかわらずトラクションはほぼ一定である。なお、この隆起は閉じ込め膜の排出に対応しており、トラクション係数は閉じ込め膜が接触域に残存している期間高い値を示す。TN320 の場合にも同様な波形が観測された。

図 19 は一方向運動下で滑り速度を変化させた、すなわち膜厚を変化させた場合のトラクション係数 μ と無次元速度の関係を往復動下での行程中央でのトラクション係数(行程長 5 mm) とともに示したものである。両者はほぼ一致しており、速度および膜厚が広範囲に変化してもトラクション係数はほぼ一定値を保持している。この現象は潤滑油が粘性流体の挙動をしていないことを意味する。なお、高速域での μ の低下は摩擦発熱、BS の $U=4 \times 10^{-12}$ 以下での μ の増加は直接接触に起因すると考えられる。

4. 結 言

くさびおよびスキーズ作用の共存する往復転がりおよび滑り運動下での EHL 油膜の基本的特性を点接触下での直接観察によって明らかにした。得られた知見は以下のように要約される。

(1) 往復運動の行程端ではスキーズ作用のため閉じ込め油膜が形成され、運動に伴いその形状を保ちつつ排出される。なお、滑り運動の場合には、形成された閉じ込め膜は壁面移動量の約 1/2 で移動する。

(2) 行程中央における接触中央膜厚は一方向一様速度での接触中央膜厚とほぼ一致する。

(3) 潤滑油の固化特性に起因して油膜形状は運動形態(転がり・滑り)で相違する場合がある。

(4) 行程長が短くかつ周期が短い場合には、油膜

図 19 トラクション係数と無次元速度の関係

形成が阻害される。これは、接触面下流に生じた気泡が次行程での油量不足をもたらすためである。

(5) 閉じ込め膜の排出時のトラクションは高い。しかし、閉じ込め膜排出後は速度が変化するにもかかわらず、ほぼ一定値を示し、潤滑油が粘弾性流体と異なる挙動を示すことを意味する。なお、この一定値は一方向運動での値と一致する。

最後に実験に協力された当時の卒論生 永吉隆司〔(株)小松製作所〕、古賀江理斗〔凸版印刷(株)〕の両君に深く感謝する。また試料を提供していただいた日本精工(株)トライボロジ研究所、出光興産(株)営業研究所、新日鐵化学(株)トライボセンターの各位に謝意を表する。なお、本研究は文部省科学研究補助金(No. 63460086)の交付を受けて実施したことを付記する。

文 献

- (1) Blok, H. and Koens, H. J., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 180, 3 B(1965), 221.
- (2) Petrousevitch, A. I., ほか 4 名, *Wear*, 19(1972), 369.
- (3) Foord, C. A., ほか 3 名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 184-1(1969), 487.
- (4) 大野・服部・桑野・平野, 潤滑, 33-12(1988), 922.
- (5) Kaneta, M., Nishikawa, H. and Kameishi, K., *Trans. ASME*, F 112(1990), 447.
- (6) 兼田・坂井・西川, 日本潤滑学会トライボロジー会議予稿集, (1991), 403.
- (7) 兼田・西川・亀石, 機論, 57-539, C(1991), 240.
- (8) Kaneta, M., ほか 3 名, *Proc. Japan Int. Tribol Conf.*, Nagoya, (1990), 1695.
- (9) Hamrock, B. J. and Dowson, D., *Ball Bearing Lubrication*, (1981), 212, John Wiley & Sons.
- (10) Wedeven, L. D., Evans, D. and Cameron, A., *Trans. ASME*, F93(1971), 349.