

## 高速回転深溝玉軸受の油膜厚さ計測およびオイル分布観察

### Measurement of oil-film thickness and observation of oil-distribution in high-speed deep groove ball bearing

(株)豊田中央研究所 \* (正) 遠山護 (非) 大宮康裕 (非) 村田收 (非) 入谷昌徳 (非) 佐藤範和

(株)ジェイテクト (正) 廣瀬みちる (正) 松山博樹 (非) 戸田拓矢 (非) 長谷川賢一 (非) 鬼塚高晃

Mamoru Tohyama\*, Yasuhiro Ohmiya\*, Osamu Murata\*, Masanori Iritani\*, Norikazu Sato\*

Michiru Hirose\*\*, Hiroki Matsuyama\*\*, Takuya Toda\*\*, Kenichi Hasegawa\*\*, Takaaki Oniduka\*\*

\*Toyota Central R&D Labs., Inc., \*\*JTEKT CORPORATION

#### 1. はじめに

電動車の駆動ユニット (eAxe) に用いられる深溝玉軸受 (以後、軸受と略記) では、軸回転速度  $20,000 \text{ min}^{-1}$  を超えるようなモーターの更なる高速回転化<sup>1)</sup>に対応できるよう、高速でも焼き付かないことや摩擦トルクが小さいこと<sup>2)</sup>などが求められる。その潤滑設計のためには、高速回転状態での転動面の油膜形成や軸受内部のオイル分布の状態を把握する必要がある。しかしながら転がり軸受のオイル潤滑状態に関しては、光干渉法を用いた基礎的なボールオンドィスク試験による玉-平板間での油膜厚さ計測<sup>3-9)</sup>やEHL (Elastohydrodynamic Lubrication, 弾性流体潤滑) 理論に基づく計算解析<sup>10-13)</sup>は多くなされているものの、実形状の軸受で潤滑状態を実測した例は少ない。オイル潤滑軸受の計測例として、近年、サファイア製外輪を用いた光干渉法による油膜厚さ計測の報告<sup>14)</sup>がなされているものの、その最高回転速度条件は  $2,900 \text{ min}^{-1}$  となっており、 $10,000 \text{ min}^{-1}$  超の高速条件での実測例は見当たらない。

一方、グリース潤滑軸受に関しては、高速度カメラ<sup>15)</sup>、X線CT<sup>16, 17)</sup>や中性子CT<sup>18)</sup>などを用いた軸受内部の可視化、電気インピーダンス法を用いた軸受転動面の油膜厚さ計測<sup>19)</sup>なども報告されているが、それらの計測における最高回転速度も約  $6,000 \text{ min}^{-1}$  までとなっている。それゆえ、高速回転状態での軸受内部の油膜形成ならびにオイル分布状態には不明な点も多く、高速軸受の設計・開発は耐久試験に基づく試行錯誤が主となっており開発に多大な時間を要している。こうした背景の下、高速軸受の設計・開発を加速することを目的に、高速回転状態での軸受内部の潤滑状態を明らかにし、それらの知見に基づき軸受内部のオイル流れ解析などモデルベース設計技術の構築を目指した研究に取り組んでいる。本報では、オイル潤滑軸受の摩擦トルク計測と同時に、転動面の油膜厚さの計測あるいは軸受内部のオイル分布の可視化ができる試験機を製作し、軸回転速度が摩擦トルク、転動面の油膜厚さならびに軸受内部のオイル分布に及ぼす影響を検討した結果を報告する。

#### 2. 実験

##### 2.1 高速玉軸受可視化試験機

試験機の全体概略を Fig. 1 (光学系システムは後述の蛍光法用) に、その横断面図を Fig. 2 (光学系システムは後述



Fig. 1 Outline illustration of test apparatus  
(Optical systems are for fluorescence method)

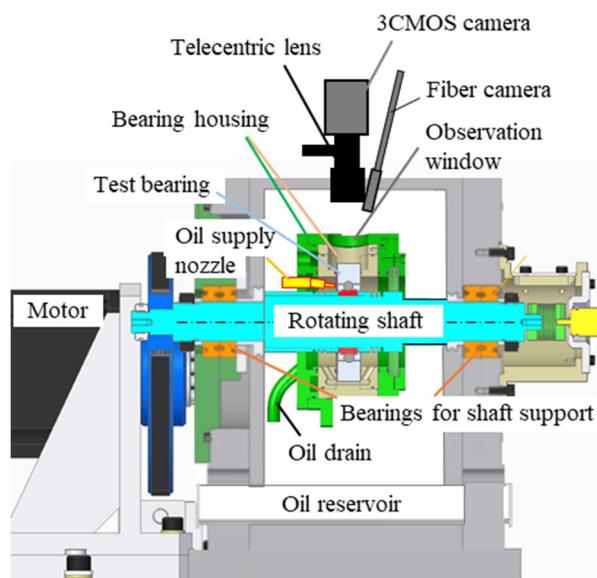


Fig. 2 Side sectional view of test apparatus  
(Optical systems are for optical interference method)

の光干渉法用)に示す. Fig. 1 中で左右に伸びたラジアル荷重負荷用アームは、評価軸受を組み込んだ軸受ハウジングに結合しており、このアームに錐を載せることでラジアル荷重を負荷する構造となっている。左右アームおよび軸受ハウジングの左右重量をバランスさせておき、軸受ハウジングの回転方向をロードセルで支持することで、評価軸受の摩擦トルクを計測した。軸受ハウジングの拡大断面図を Fig. 3 に示す。軸受ハウジングは、軸方向の両端面を透明アクリルカバーと金属カバーで囲っているが、回転シャフトとカバーとが接しないように隙間を設けてある。この構造によって、軸受ハウジングは評価軸受とロードセルだけで支えられており、評価軸受の摩擦トルクを高精度に計測可能としている。

評価軸受として、呼び番号 6008 に相当する市販品 [外径:  $\Phi 68$  mm, 内径:  $\Phi 40$  mm, 内外輪幅: 15 mm, 玉数: 12 個, 保持器: 樹脂製冠形] (以下、鋼製軸受と略記) および、鋼製軸受と同一形状の転動面を有する石英製外輪を製作して組み込んだ可視化用軸受 (以下、石英軸受と略記) を試験に供した。石英軸受の玉、保持器および内輪は鋼製軸受と同一であり、石英製外輪の外径と幅のみ、それぞれ  $\Phi 80$  mm, 18 mm に変更してある。

摩擦トルクの計測は各軸回転速度条件で 1 min 間行い、その平均値で整理した。試験に際しては、各速度条件での外輪の温度変化が少なくなるよう、本検討での最高速度条件である約  $20,000 \text{ min}^{-1}$  で一定時間保持した後に計測を開始して、段階的に減速する手順で行った。試験開始前の高速保持時間は、鋼製軸受では 10 min とし、石英軸受では石英製外輪の損傷を懸念して 2 min とした。外輪最外径部には円周方向  $90^\circ$  每の計 4箇所に熱電対を貼り付けて温度を計測して、その平均値で外輪温度を整理した。本検討での荷重負荷条件は、ラジアル荷重 300 N で一定とした。

評価軸受の潤滑は Fig. 3 に示したように、先端口径  $\Phi 0.7$  mm のノズルを軸受最頂部 (最大荷重) の位置で軸受側面に配置して、玉に向けて給油した。油温に関しては、給油ノズル出口部での温度が  $60^\circ\text{C}$  で一定となるようにオイルバス温度を調整した。供給油量は  $100 \text{ mL/min}$  で一定とした。オイルには、eAxe にも用いられる市販 ATF を用いた。なお、Fig. 3 中に記した評価軸受下側の軸受ハウジングに設けた油貫通孔は、本検討初期に実施した鋼製軸受の摩擦トルク計測時では設けていなかった。後述する油膜厚さ計測やオイル分布観察は油貫通孔を設けて実施したが、それに比べて鋼製軸受の試験ではハウジング内で排油口の無い下側 (Fig. 3 の軸受右側) にオイル溜まりを生じ易くなっていた。

## 2.2 外輪転動面の油膜厚さ計測

Figure 4 に示す 3 波長光干渉法<sup>20)</sup>を用いて外輪転動面と玉の油膜厚さを計測した。本試験では、キセノンフラッシュランプによる白色光を 3 波長バンドパスフィルタを介して RGB の 3 波長光に変換して、液体ライドガイドと同軸落射タイプのテレセントリックレンズを通して玉表面へ照射した。本計測に用いた石英製外輪の転動面には、光干渉法に必要な部分反射膜としてクロム膜を被覆して、さらにその上にスペーサ膜としてシリカ膜 (Fig. 4 中では省略) を総膜厚さ  $300 \pm 50 \text{ nm}$  ねらいで被覆した。本手法では、部分反射膜で反射した光と玉表面で反射した光との光路差に起因して生じる光干渉像を 3CMOS カラーカメラによって、 $3.55 \text{ mm}$  (玉公転方向)  $\times 0.86 \text{ mm}$  (軸方向) の視野で撮影した。

接触面中央の光干渉色を Fig. 4 中に示した光学膜厚カラーチャート<sup>20)</sup>と照合して、光学膜厚さを求めた。接触面内での膜厚さのばらつきが大きい場合には、友田らが提案した色相法<sup>21)</sup>を用いた 2 次元定量解析も行った。これらで求めた光学膜厚さには反射膜とスペーサ膜の厚さが含まれる。そのため、油膜が形成されない静止状態でラジアル荷重を負荷して転動面の光干渉像を観察することで、反射膜とスペーサ膜の総膜厚に相当する光学膜厚さを測定した。この膜厚を動状態で計測した光学膜厚さから差し引くことで、油膜厚さ分に相当する光学膜厚さを算出して、その光学膜厚さを室温  $23^\circ\text{C}$  での測定値ではあるが供試 ATF の屈折率 (1.47: 波長帯域 480 nm) で除して油膜厚さを求めた。

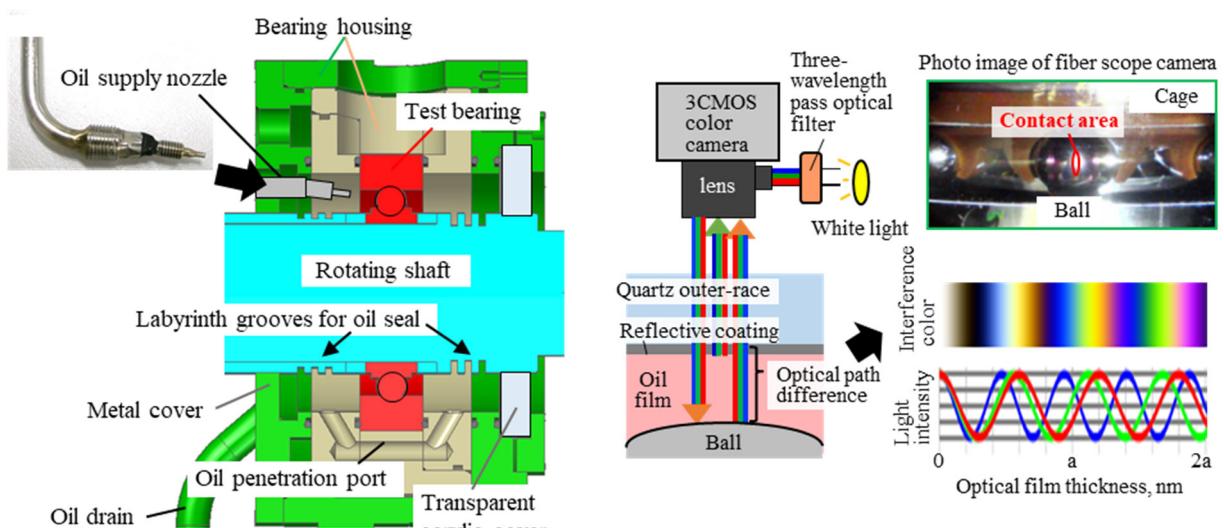


Fig. 3 Enlarged sectional view of bearing housing

Fig. 4 Measurement method of oil-film thickness by three-wavelength optical interferometry

本計測では、高速動状態でも画像流れの少ない観察を可能とするため、フラッシュ光照射を  $2 \mu\text{s}/1$  発光、周期  $50 \text{ Hz}$  のパルス状で行い、玉の公転とフラッシュ発光の周期が同期するように軸回転速度を微調整した上で、カメラのフレームレートを  $50 \text{ fps}$  に設定して、高速で公転している玉が静止しているかのように見える動画を撮影した。また本試験では同時に、摩擦トルク計測およびファイバーカメラによる白色光観察も行った。

### 2.3 オイル分布観察

前述した油膜厚さ計測とは別に、蛍光剤のクマリン-6を  $0.05 \text{ wt\%}$  混入させたオイルを用いて、蛍光法<sup>22)</sup>によるオイル分布観察も行った。ただし、従来のレーザー誘起蛍光法 (Laser Induced Fluorescence: LIF) 計測<sup>22)</sup>とは異なり、本試験では励起光に波長  $405 \text{ nm}$  のUV-LED フラッシュ照明を用いて、液体ライドガイドおよび集光レンズを介して、 $2 \mu\text{s}/1$  発光、周期  $40 \text{ Hz}$  でパルス状に観察部へフラッシュ照射して、オイルの蛍光像を撮影した（本報では、フラッシュ蛍光法と称する）。前節に記した油膜厚さ計測と同様に、玉の公転とフラッシュ発光が同期するように軸回転速度を微調整して、前述した3CMOS カメラを用いてフレームレートをフラッシュ発光に同期するように  $40 \text{ fps}$  に設定して、玉周辺のオイル分布状態の動的観察を行った。観察領域は、外輪最頂部付近の  $23.6 \text{ mm}$ （玉の公転方向） $\times 17.7 \text{ mm}$ （軸方向）とした。また本試験でも同時に摩擦トルクも計測した。

油量分布の観察画像の見方について、一例として Fig. 5 に示す軸回転速度  $0 \text{ min}^{-1}$  および  $5,250 \text{ min}^{-1}$  で撮影した画像で説明する。玉の公転周期にフラッシュ照明を同期させた本手法では、Fig. 5 に示すような画像が連続的に得られ、高速度カメラ撮影とは異なり、実時間でのオンライン観察が可能となっている。同図には、玉部分を破線で、保持器部分の形状を2点破線で付記している。緑色に明るく映った部分はオイルが多く存在していることを意味する。玉の公転方向は、画像の右方向である。画像の横方向中央かつ上端付近に給油ノズルの先端があり、玉に向かって画面下側に向けて給油している。玉の横方向中心には、暗い部分すなわちオイルの少ない領域が存在しており、この領域が玉と外輪との見かけの接触面と判断される。

## 3. 結果

### 3.1 鋼製軸受と石英軸受の摩擦トルク比較

各軸回転速度での摩擦トルクを鋼製軸受および次節で述べる油膜計測に用いた石英軸受で測定した結果を Fig. 6 に示す。鋼製軸受と石英軸受では材質、外輪肉厚および計測開始時までの高速保持時間が異なっており、定量的な比較はできないが、同図中には参考として各軸受での回転速度条件による外輪温度も併記した。鋼製軸受については試験を2回行い、各試験データをエラーバーで、その平均値を四角プロットで示している。その結果から、本計測では摩擦トルクと外輪温度ともに良好な再現性が得られることがわかる。

摩擦トルクに関して、全般的には鋼製軸受と石英軸受の値は概ね一致しており、軸回転速度の上昇に伴い増大する傾向にある。ただし、石英軸受の摩擦トルクは、軸回転速度  $8,000 \text{ min}^{-1}$  以上では鋼製軸受に比べて若干小さくなっている傾向も認められる。石英軸受と鋼製軸受では2.1節に記したように、試験開始前の高速保持時間や軸受ハウジングの油貫通孔の有無によるオイルの溜まり易さに差異があり、試験時の軸受温度やオイル溜まり量の差に起因することも考えられ、今後、同一条件での比較検証も必要である。いずれにしても、石英製外輪を用いた石英軸受に関して、鋼製外輪を用いた場合と比較して摩擦トルクには顕著な差異がないことを確認した。

### 3.2 油膜厚さ計測

各軸回転速度条件での外輪転動面と玉の間の油膜厚さの実測値と計算値の比較を Fig. 7 に示す。計算値には、Chittenden らの EHL 油膜厚さ式<sup>23)</sup>を用いて、オイルの粘度を供給温度  $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  での値  $0.011 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 、玉のすべり率  $0 \text{ \%}$  で一定とみなして概算した中央油膜厚さ（以下、油膜厚さと略記）を示している。また、本図の縦軸は、各試験条件での油膜厚さを、本実測での最高回転速度  $20,320 \text{ min}^{-1}$  における油膜厚さの計算値を基準（1.0）とした比率で示している。実測値に着目すると、軸回転速度  $1,780$  から  $5,350 \text{ min}^{-1}$  までの低速度域では、軸回転速度の増加に伴い油膜厚さが増大する傾向にあり、計算値に近い値となっており、従来の EHL 理論に準じた油膜形成状態であると考えられる。しかし、 $7,740 \text{ min}^{-1}$  以上では膜厚比  $0.3$  で概ね一定となっており、高速度域では従来の EHL 理論とは異なり軸回転速度すなわち転がり速度が増加しても、油膜厚さが増大しない現象を生じていることが明らかになった。

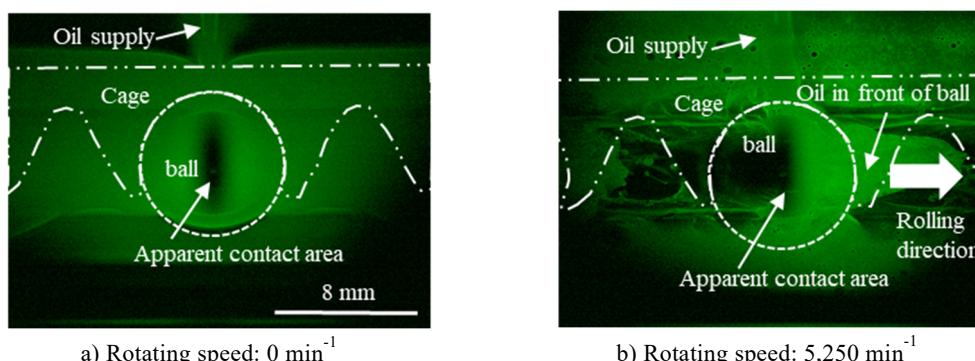


Fig. 5 Examples of observation of oil-distributions in a ball-bearing

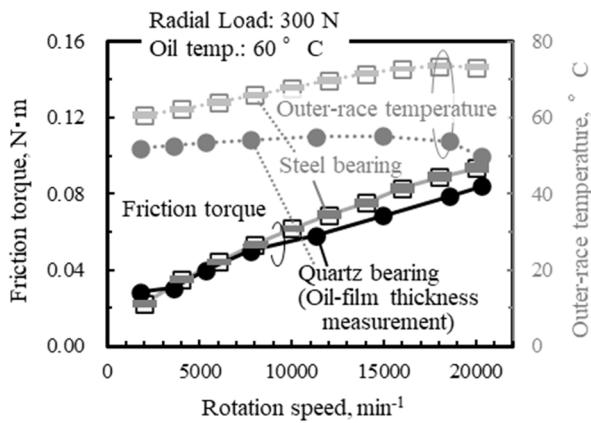


Fig. 6 Friction torque of steel bearing and quartz bearing

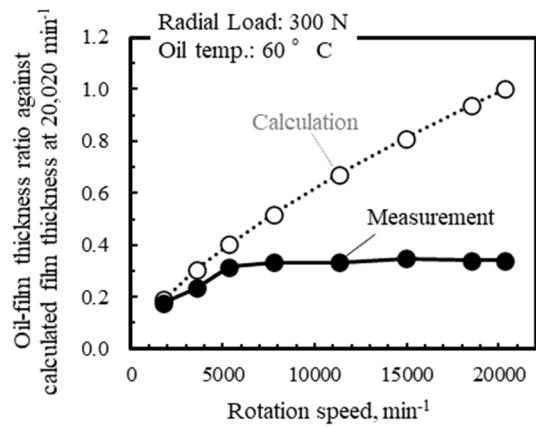


Fig. 7 Comparison of oil-film thickness between measurement values and calculated values

参考までに、各軸回転速度条件における転動面油膜による光干渉像の観察例も Fig. 8 に示す。軸回転速度が  $0 \text{ min}^{-1}$  での干渉縞像は Hertz 接触楕円の中央付近形状を表していると考える。速度増加に伴う干渉色の変化に着目すると、 $1,780$  から  $5,350 \text{ min}^{-1}$  までは顕著に異なっており、油膜厚さが変化している様子が見て取れる。一方で、 $7,740 \text{ min}^{-1}$  以上では干渉色が類似しており、Fig. 7 に定量結果を示したように、高速条件では油膜厚さが一定となっていることを確認できる。なお、Fig. 8 に示した干渉像のいずれも、画面上下側では暗く干渉像が認められず、Hertz 接触楕円の全体像は観察できなかった。ただし、レンズを平行移動して焦点を再調整すると接触楕円の端部も観察できることから、Fig. 8 に示した観察域上下側では、外輪軌道面および玉の曲面形状に沿うように、中央に比べて傾斜が大きく、焦点が合わなくなっていることや反射光の強度が小さくなっていることに起因すると考えられる。

### 3.3 ファイバーカメラによるオイル分布観察

油膜厚さ計測と同時にファイバーカメラで撮影した転動面周辺の白色光（正確には 3 波長光）観察像を Fig. 9 に示す。軸回転速度  $1,780 \text{ min}^{-1}$  の低速度条件では、公転している玉と玉の間にオイルがほぼ満充填されている様子が見て取れる。一方、 $3,560 \text{ min}^{-1}$  以上では、玉の転がり方向入口（玉の右側、以下、玉入口と略記）のオイルが白濁しており、これはオイルに空気が混入している状態と考えられる。その白濁の度合いも、軸回転速度  $7,740 \text{ min}^{-1}$  までは速度増加に伴い増大している傾向が認められる。また、玉の転がり方向出口（玉の左側）では、オイルがほとんど存在していないスタベーションが生じている様子も観察された。このスタベーション領域も速度の増加に伴い拡大しており、 $7,740 \text{ min}^{-1}$  以上では次の玉入口付近まで到達している。この  $7,740 \text{ min}^{-1}$  条件は、前節に記した油膜厚さの増大が抑制された回転速度条件とも概ね一致しており、高速度条件でのオイルへの空気混入（白濁）やスタベーション領域の拡大が油膜厚さが増大しない一要因となっていると推察される。

### 3.4 フラッシュ蛍光法によるオイル分布観察

フラッシュ蛍光法によって撮影した各軸回転速度条件でのオイル分布像を Fig. 10 に示す。Fig. 10-a) 中には玉の位置および外輪軌道面を破線で付記している。軸回転速度  $1,910 \text{ min}^{-1}$  の低速条件では、前節で述べたファイバーカメラ観察と同様に、玉入口（玉の右側）にはオイルが潤沢に存在していることが分かる。この玉入口オイルの分布面積に着目すると、軸回転速度  $1,910 \sim 11,500 \text{ min}^{-1}$  範囲では速度の増加に伴い、分布面積は徐々に小さくなっている。油量が

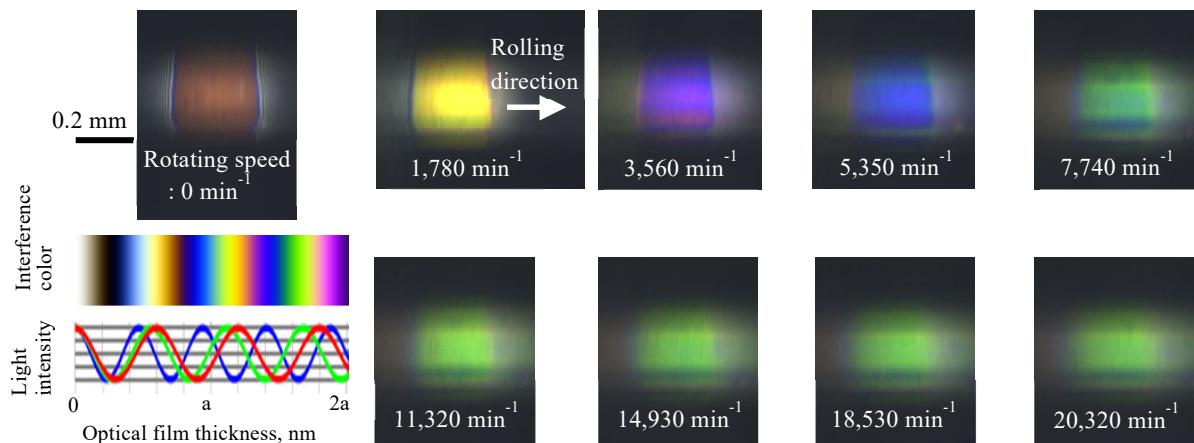


Fig. 8 Optical interference images of the contact surfaces under each rotational speed conditions

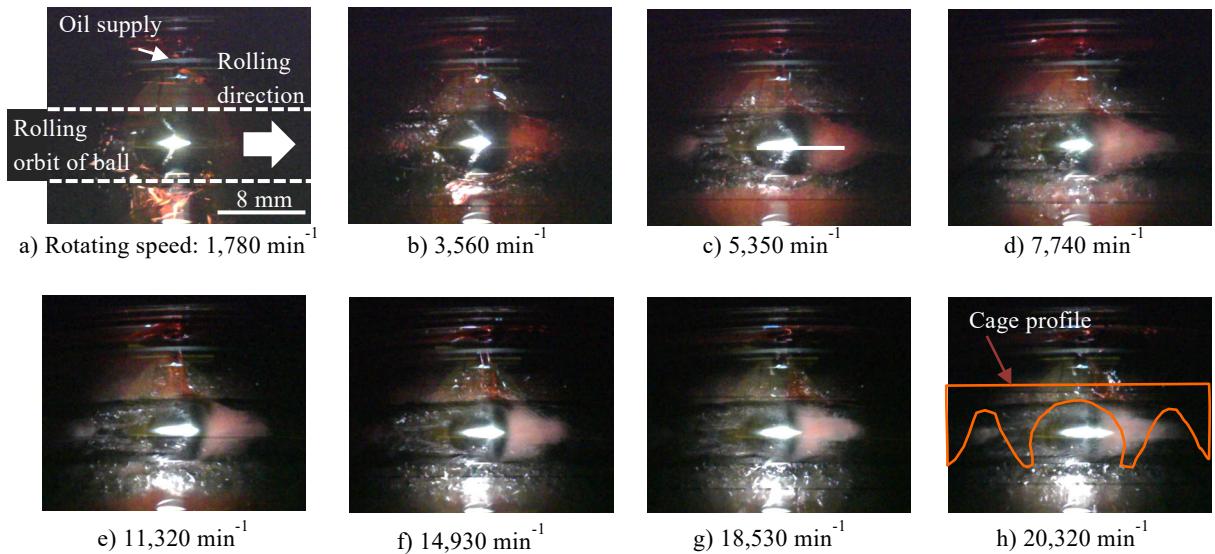


Fig. 9 White light images of oil-distributions under various rotating speed conditions observed by using fiber-camera

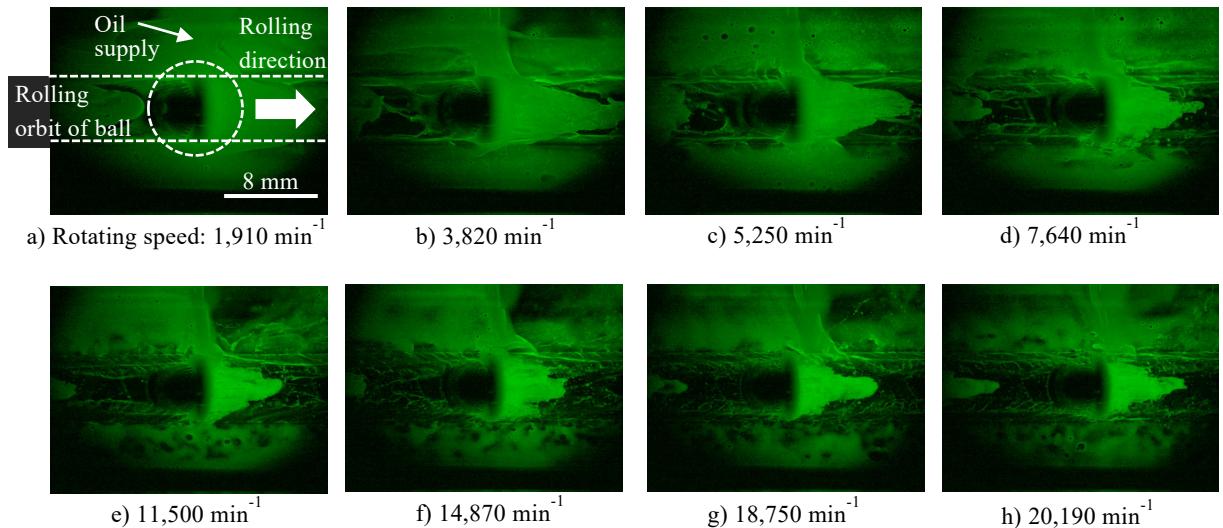


Fig. 10 Fluorescence images of oil-distributions under various rotating speed conditions observed by using 3CMOS-camera

減少していると判断される。また、Fig. 10 に示した静止画像では分かり難い点もあるが、撮影動画の観察から Fig. 10-d) に示した  $7,640 \text{ min}^{-1}$  以上の高速度条件では、給油ノズルから玉入口への直接的なオイル流入がなされなくなっている様子も認められた。なお、玉入口オイルに関して、Fig. 10-a)～e) の  $1,910$  から  $11,500 \text{ min}^{-1}$  の範囲で、速度増加に伴い輝度が高くなっている傾向も認められる。これはファイバーカメラでの白色光観察で認められたように、空気混入量の増加に起因した蛍光輝度の増大によるものと推察され、油量が増加したことによるものではないと考える。

上述した速度増加に伴う玉入口オイルの減少や空気混入量の増加の傾向は、Fig. 7 に示した速度増加に伴って油膜厚さの増大割合が小さくなる現象とも対応しており、3.3 節でも述べたように、油量減少（スタベーション領域の拡大）ならびに空気混入量の増加が、油膜厚さの増大割合が小さくなった要因であると推察される。一方で、供給油量  $100 \text{ mL/min}$  でノズル給油した本試験では、 $20,000 \text{ min}^{-1}$  超の高速域まで、玉の公転軌道および外輪の軌道面にはオイルが存在していることも確認された。

なお、フラッシュ蛍光法によるオイル分布観察時に計測した摩擦トルクおよび外輪温度を Fig. 6 に示した油膜厚さ計測時の結果と比較して、Fig. 11 に示す。両者の値は概ね一致しており、各回転速度条件における油膜厚さ計測と蛍光法観察で同一の現象が再現されていることを確認できる。

### 3.5 考察

以上の結果から、Fig. 7 に示した高速度条件において油膜厚さの増大が抑制された要因として、以下の 2 つの仮説が考えられる。仮説①として“オイルへの空気混入によって、転動面での実質的なオイル粘度が低下して油膜厚さが薄くなっている”こと、仮説②として“玉入口でのオイルが不足（スタベーションが発生）し、油膜が成長できない”

ことが考えられる。このうち、仮説②を支持する研究例として、ボールオンディスク転がり試験での検討ではあるが、<sup>3)</sup> Wedeven<sup>3)</sup>、Damiens<sup>5)</sup>や野木<sup>7)</sup>などの数多くの報告があげられる。これらの報告では、玉入口のオイルが不足した貧潤滑状態では、油膜厚さが増大しようとしても油膜厚さ分のオイルが存在せず、油膜が成長できなくなる実証例が示されている。さらに、玉入口の油量を考慮することで、貧潤滑状態での油膜厚さを算出可能であるとされている。

したがって、Fig. 7 に示した実測の油膜厚さ変化を計算で予測可能とするには、玉入口の油量の定量化が必須と考えられる。ここで、ファイバーカメラ撮影および蛍光法による油量分布の観察では、玉入口の油量が軸回転速度に伴って変化している現象を定性的には捉えられているが、油量の定量化まではできていない。今後、蛍光法で撮影した画像解析を行い玉入口の油量変化を定量的に解析する予定である。この油量の定量化は、上記の仮説①および仮説②の検証にも繋がると考える。

一方で、高速条件でのオイル分布状態を示した Fig. 10 において、玉入口のオイル流入元に着目すると、玉右側に明るく映った三角状の頂点は保持器の爪と爪の間に相当しており、内輪側からかき上げられたオイルがその隙間を通つて供給されていると考えられる。このようなオイル流れは保持器形状にも依存する玉軸受形状特有の現象である。すなわち、基礎的なボールオンディスク試験による観察解析だけでは再現し難く、実形状軸受での観察の重要性を示す結果と考える。

#### 4. おわりに

深溝玉軸受の高速回転状態における潤滑状態を明らかにするべく、摩擦トルク計測と同時に外輪転動面と玉との間の油膜厚さおよび玉周辺のオイル分布状態を可視化できる試験機を製作した。本試験機を用いて軸回転速度 20,000 min<sup>-1</sup> までの計測を行った結果、従来の十分潤滑下での EHL 理論とは異なり、高速域では転がり速度が増加しても油膜厚さが増大しないことが明らかになった。その要因として、“オイルへの空気混入による、転動面での実質的なオイル粘度が低下して油膜厚さが薄くなっている”ことや“玉入口でのオイルが不足（スタベーションが発生）し、油膜が成長できない”ことを推察した。今後、これらの仮説の検証を行う予定である。

#### 文献

- 1) 横田邦彦：自動車用軸受の技術動向と展望，JTEKT ENGINEERING JOURNAL, 1071 (2019) 25.
- 2) 松山博樹：転がり軸受の高効率化とトライボロジー，JTEKT Engineering Journal, 1009 (2011) 108.
- 3) L. D. Wedeven, D. Evans & A. Cameron: Optical Analysis of Ball Bearing Starvation, Journal of Lubrication Technology (1971) 349.
- 4) 松山博樹:光干渉法による EHL 油膜厚さの測定 (3) 等価半径・等価ヤング率の影響, Koyo Engineering Journal, 144 (1993) 69.
- 5) B. Damiens, C. H. Venner, P. M. E. Cann & A. A. Lubrecht: Starved Lubrication of Elliptical EHD Contacts, Journal of Tribology, 126 (2004) 105.
- 6) 野木高：再流動を考慮した油量不足状態の点接触 EHL 解析，トライボロジスト, 59, 4 (2014) 239.
- 7) T. Maruyama & T. Saitoh: Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under Starved Elastohydrodynamic Lubrication, Lubricants, 2015, 3 (2015) 365.
- 8) D. Kostall, P. Sperka, P. Svoboda, I. Krupka & M. Hartl: Influence of Lubricant Inlet Film Thickness on Elastohydrodynamically Lubricated Contact Starvation, Journal of Tribology, 139 (2017) 051503-1.
- 9) T. Nogi, H. Shiomi & N. Matsuoka: Starved Elastohydrodynamic Lubrication with Reflow in Elliptical Contacts, Journal of Tribology, 140 (2018) 011501-1.
- 10) 柴崎・谷口・大島：枯渇 EHL とマクロ流れの連成解析手法の開発，生産研究, 62, 1 (2010) 40.
- 11) H. Spikes: Basics of EHL for Practical Application, Lubrication Science, 27, 1 (2015) 45.
- 12) 野木高：転がり軸受の油膜厚さと転がり抵抗の高精度予測，トライボロジスト, 60, 9 (2015) 582.
- 13) L. Houpert: Hydrodynamic Load Calculation in Rolling Element Bearings, Tribology Transactions, 59:3 (2016) 538.
- 14) M. Chennaoui, M. Fowell, H. Liang & A. Kadiric: A Novel Set-Up for In Situ Measurement and Mapping of Lubricant Film Thickness in a Model Rolling Bearing Using Interferometry and Ratiometric Fluorescence Imaging, Tribology Letters, 70, 85 (2022) 84.
- 15) 中瀬・水野・樓：オートテンショナ用玉軸受の動的挙動可視化計測に関する研究，トライボロジスト, 61, 2 (2016) 120.

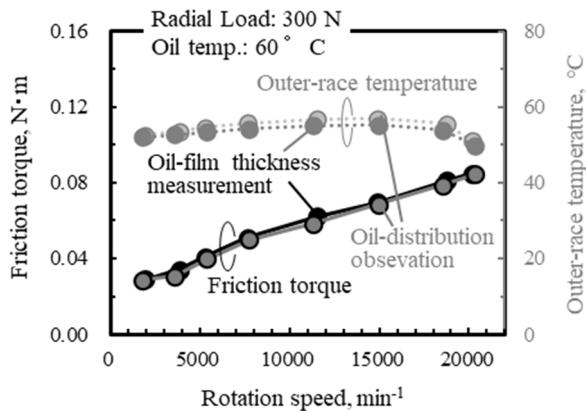


Fig. 11 Friction torque measured in oil-film thickness measurement and oil-distribution observation

- 16) 野田・柴崎・宮田・谷口：玉軸受におけるグリース挙動の X 線観察および多相流解析の妥当性確認, トライボロジスト, 61, 4 (2016) 275.
- 17) 鎌本・村田・獅子原：深溝玉軸受の保持器形状最適化による低トルク化に関する研究, トライボロジスト, 64, 3 (2019) 186.
- 18) K. Sakai, Y. Ayame, Y. Iwanami, N. Kimura & Y. Matsumoto: Observation of Grease Fluidity in a Ball Bearing Using Neutron Imaging Technology, *Tribology Online*, 16, 2 (2021) 146.
- 19) T. Maruyama, M. Maeda & K. Nakano: Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method, *Tribology Online*, 14, 5 (2019) 327.
- 20) 大槻・北川・泉・遠山：3 波長光干渉法の開発（第 1 報）—薄膜干渉色解析による較正レスの油膜厚さ分布測定—, トライボロジー会議 2016 春 東京 予稿集 (2016) B9.
- 21) 友田・遠山・村田：3 波長光干渉法のロバスト性向上についての検討, トライボロジー会議 2020 秋 別府 予稿集, (2020) E2.
- 22) 三田・斎藤：レーザ誘起蛍光法 (LIF 法) によるピストンの油膜挙動の解析, 豊田中央研究所 R&D レビュー, 28, 4 (1993) 37.
- 23) R. J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn & C. M. Taylor: A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts. II. General Case, with Lubricant Entrainment along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at Some Intermediate Angle, *Proceedings of The Royal Society A*, 397, 1813 (1985) 271.