

転がり軸受の高効率化とトライボロジー

High Efficiency and Tribology in Rolling Bearings

松山博樹 H. MATSUYAMA

Rolling bearings widely used to support rotating shafts in various industrial machineries are based on tribology. Tribology is the science and technology of interacting surfaces in relative motion and of related subjects and practices and is an engineering technology that deals with friction, wear, lubrication, etc. This paper explains the lubrication theory of rolling bearings with a focus on elasto-hydrodynamic lubrication (EHL) and gives examples of applying tribology to the high efficiency technology for tapered roller bearings that are used in a variety of automotive applications

Key Words: tribology, friction, lubrication, rolling bearing, EHL, tapered roller bearing

1. はじめに

トライボロジー (tribology) とは、摩擦、摩耗、潤滑を取り扱う科学技術の総称であり、その扱う領域は広く、表面、接触、表面損傷をはじめとして、潤滑剤、材料などにも及ぶ。転がり軸受は、転動体と呼ばれる部品の転がり運動によって荷重を支えながら回転を案内する機械要素であり、さまざまな産業機械の回転軸の支持に用いられ、摩擦の低減によるエネルギー消費や発熱の低減、摩耗の抑制、信頼性の向上などに寄与する。CO₂ 排出量削減を目的とした自動車の燃費低減やエネルギー効率向上に貢献するため、転がり軸受にはさらなる高効率化が求められており、トライボロジーの果たす役割は非常に大きい。本報では、弾性流体潤滑を中心とした転がり軸受の潤滑理論を解説するとともに、自動車のトランスミッションやデファレンシャルなどの用途で数多く使われている、円すいころ軸受の高効率化技術に関するトライボロジーの応用例について述べる。

2. 転がり軸受の潤滑理論

2.1 弾性流体潤滑

転がり軸受や歯車のように外接的接触状態にある潤滑面では、きわめて狭い接触面積に荷重が集中するため、接触圧力が高く接触面の弾性変形を無視できない。このような弾性変形の影響が現れる流体潤滑領域を弾性流体潤滑 (以下、EHL : elasto-hydrodynamic lubrication)

という。Dowson ら¹⁾ は、Reynolds の流体潤滑理論に接触面の弾性変形と潤滑油粘度の圧力による増加を考慮することによって、集中接触下においても流体膜が形成されることを明らかにした。線接触 EHL における圧力分布と油膜形状を図 1 に示す。油膜形状は接触域のほぼ全域で一樣 (中央膜厚部) となるが、接触域出口側の圧力の急降下に対応するように膜厚にくびれが生じて最小膜厚部が形成される。油膜圧力分布は Hertz の接触圧力分布に近いが、入口側でくさび効果による圧力発生域が認められ、出口側では膜厚のくびれの直前に圧力のピーク (圧カスパイク) が生じる。

Dowson らは数値解析結果に基づいた線接触下の最小膜厚計算式を導出した¹⁾。

$$h_{\min} = 2.65 U^{0.7} G^{0.54} W^{-0.13} \cdot R \quad (1)$$

ここで、 h_{\min} は最小膜厚、 U 、 G 、 W はそれぞれ速度パラメータ、材料パラメータ、荷重パラメータ、 R は等価半径である。EHL 膜厚は速度、粘度、圧力粘度係数の影響を大きく受けるが、荷重の影響はあまり受けない。

さらに、Dowson らは EHL 理論を線接触よりも一般的な点接触に拡張した^{2), 3)}。光干渉法⁴⁾ を用いた点接触下の EHL 膜厚分布の観察例を図 2 に示す。中央膜厚 h_c および最小膜厚 h_{\min} は Chittenden - Dowson - Dunn - Taylor³⁾ の式で求めることができる。

$$h_c = 4.31 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} \times (1 - e^{-1.23k}) \cdot R_x \quad (2)$$

$$h_{\min} = 3.68 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} \times (1 - e^{-0.67k}) \cdot R_x \quad (3)$$

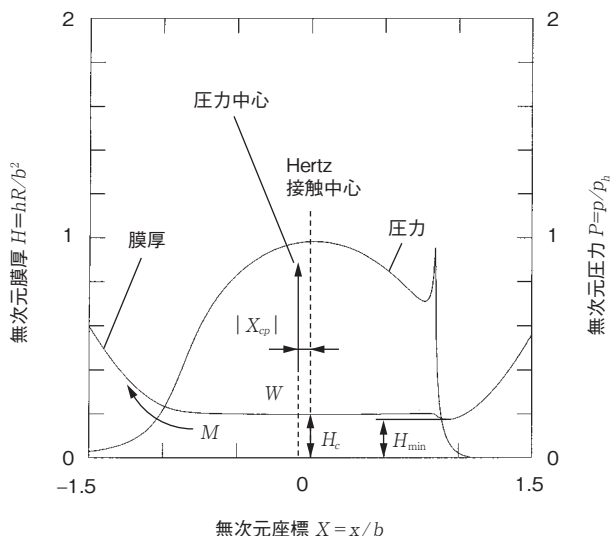


図1 線接触 EHL における圧力分布と油膜形状
EHL pressure distribution and film profile at line contact

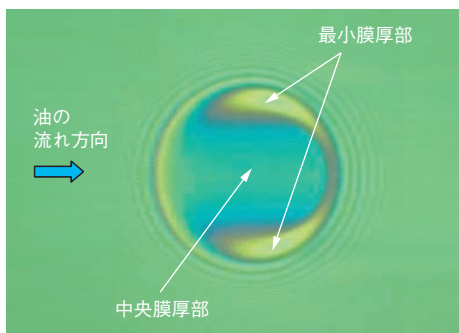


図2 EHL 膜厚分布の観察例
Observation of EHL film thickness distribution

ここで、 k は接触だ円のだ円率であり、 $k = (R_y/R_x)^{2/3}$ で与えられる。 R_x 、 R_y はそれぞれ転がり方向およびそれに直角な方向の等価半径である。著者ら⁴⁾ は、広範囲の k に対して、式(2)~(3)から得られる膜厚計算値が実験値とよく一致することを確認した。同式を用いて玉軸受の軌道部や円すいころ軸受のつば部の油膜厚さを予測することができる。

2.2 EHL と表面粗さ

転がり軸受の潤滑の主な目的は、転動体と軌道輪の間に油膜を形成して摩耗や焼付きなどの損傷を防ぐとともに、転動体と軌道輪の直接的な金属接触を避けて転がり疲れ寿命の低下を防ぐことである。表面粗さ突起間の直接接触（突起間干渉）が生じると、接触応力が極めて高いために表面を起点とするき裂が発生し、早期にはく離

に至る。EHL 領域での突起間干渉の程度を評価する指標として、一般に油膜パラメータ Λ が用いられる。

$$\Lambda = h_0/\sigma = h_0/(\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2} \tag{4}$$

ここで、 h_0 は油膜厚さ、 σ_1 、 σ_2 は各表面の自乗平均平方根粗さである。 $\Lambda > 3$ のときは油膜によってほぼ常に分離された状態であり、表面粗さの影響はほとんど無視できる。しかし、 Λ が 3 よりも小さくなると突起間干渉が生じ、 $\Lambda < 1$ のときはほぼ常に接触した状態となる⁵⁾。

2.3 EHL 転がり粘性抵抗

転がり摩擦はすべり摩擦の 1/10 から 1/1 000 程度の大きさである。しかし、EHL 状態で転がり運動をする場合、図 1 に示すように圧力分布が非対称となるため、圧力中心は Hertz 接触中心から入口側にオフセットする。すなわち、圧力分布は転動体の回転に対して逆方向のトルクを与える。このモーメントを転がり粘性抵抗と呼ぶ。ころ軸受の場合、転がり粘性抵抗は純粋な転がり摩擦に比べてはるかに大きく、摩擦トルクの大部分を占める。著者ら⁶⁾ は、線接触モデルを用いた等温 EHL 解析を行い、 $U = 10^{-13} \sim 10^{-9}$ 、 $G = 1\,500 \sim 9\,000$ 、 $W = 10^{-5} \sim 10^{-3}$ に対する転がり粘性抵抗 m の式を以下のように導いた。ここで、 E' は等価ヤング率、 l は接触長さである。

$$m = 14.2E' l R^2 U^{0.75} G^{-0.04} W^{0.08} \tag{5}$$

2.4 潤滑油量の影響

前述の EHL 膜厚および転がり粘性抵抗の式は接触域に潤滑油が十分に存在することを前提としている。著者ら⁶⁾ は、十分潤滑時に対する油量不足時の膜厚および転がり粘性抵抗の比から求めた補正係数 β を検討すると、油量不足パラメータ ψ と β の関係が図 3 のようになることを明らかにした。 ψ の減少、すなわち油量不足の進行とともに膜厚と転がり粘性抵抗は減少する。注目すべき点は、転がり粘性抵抗の方が膜厚よりも油量不足の影響を大きく受けることである。このことは、潤滑油量の制御によって膜厚を維持したまま転がり粘性抵抗、すなわち摩擦トルクを低減できることを意味する。

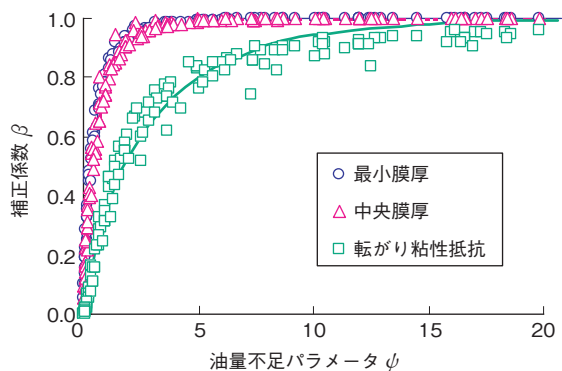


図3 膜厚と転がり粘性抵抗に及ぼす油量不足の影響
Effects of oil starvation on film thickness and viscous rolling resistance

3. 円すいころ軸受の高効率化技術への応用

円すいころ軸受は同等サイズの玉軸受に比べて2～2.5倍程度の大きな負荷容量を有する。また、ラジアル荷重と一方向のアキシャル荷重を支持でき、衝撃荷重に強く、さらに剛性が高い。しかし、円すいころ軸受は玉軸受に比べて摩擦トルク（以下、トルク）が大きいいため、低トルク化するなかで高効率化が課題として挙げられる。

以下では、転がり軸受の潤滑理論を円すいころ軸受の高効率化^{8)・9)}に応用した事例として、EHL理論解析に基づくトルク計算式の作成と内部諸元最適化、潤滑油量の削減による低トルク化とそれを可能とする潤滑油流入制御手法を紹介する。

3.1 摩擦トルク発生要因

図4に示すように、円すいころ軸受のトルクMは4つの要因からなる。低速域では、つば部の油膜形成が不十分なため、M₂に起因するトルクが支配的である。しかし、回転速度の増加とともにつば部に油膜が形成され

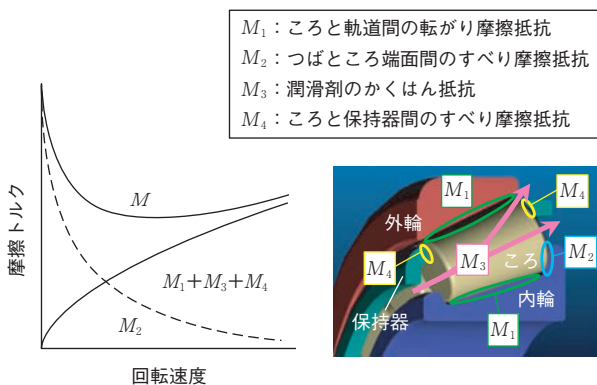


図4 円すいころ軸受の摩擦トルク
Friction torque of tapered roller bearing

て流体潤滑に移行するため、M₂は非常に小さくなる。M₁は弾性ヒステリシス損失と転がり粘性抵抗からなるが、転がり粘性抵抗が支配的であるため、M₃と同様に回転速度の増加とともにトルクは増加する。M₄は他の要因に比べて小さく、無視できる。

3.2 トルク計算式に基づく内部諸元の最適化

アキシャル荷重のみが作用する円すいころ軸受を考える。ころに作用する力とモーメントの釣合い式を解くことにより、円すいころ軸受のトルクは次式で与えられる⁷⁾。

$$M = \frac{z}{DW} (r_o m_i + r_i m_o) + \mu \cdot e \cdot F_a \cdot \cos \gamma \quad (6)$$

ここで、m_i、m_oはころ-軌道間の転がり粘性抵抗であり、式(5)で与えられる。μはつば-ころ端面間の摩擦係数であり、μと油膜パラメータΛの関係は図5⁷⁾のようになる。式(6)は以下のように変形できる。

$$M = c_1 \cdot B \cdot \phi_T \cdot (N \cdot \eta_0)^{c_2} \cdot \alpha_0^{c_3} \cdot F_a^{c_4} + \mu \cdot e \cdot F_a \cdot \cos \gamma \quad (7)$$

式(7)の右辺第1項がM₁およびM₃、第2項がM₂を表すと仮定する。図5に示すように、μはΛ ≥ 2でほぼ一定となる。そこで、Λ ≥ 2の条件で軸受トルクを測定し、測定値からM₂相当分を差し引いた値がM₁およびM₃であるとみなして、式(7)の係数および指数を補正した。トルクの測定はデファレンシャルの実使用状態を想定した、油量が十分にある状態（以下、Full油量状態⁸⁾で行った。

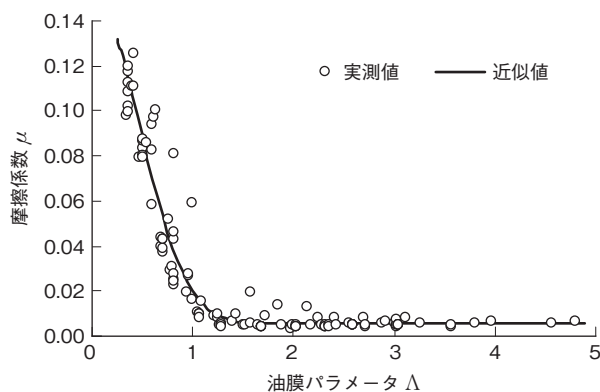


図5 摩擦係数と油膜パラメータの関係
Relationship between friction coefficient and film parameters

EHL 理論解析および実験解析に基づいて導出した、Full 油量状態における円すいころ軸受のトルク計算式を以下に示す。

$$M = k_1 \cdot B \cdot \phi_T \cdot (N \cdot \eta_0)^{0.61} \cdot \alpha_0^{-0.04} \cdot F_a^{0.22} + \mu \cdot e \cdot F_a \cdot \cos \gamma \tag{8}$$

$$B = z^{k_2} \cdot dm^{k_3} \cdot DW^{k_4} \cdot LWR^{k_5} \cdot f(\alpha) \cdot (1 - \gamma_m^2)^{k_6} \cdot [\phi_{ci}(1 - \gamma_m)^{k_7} + \phi_{co}(1 - \gamma_m)^{k_8}] \tag{9}$$

ここで、 B ：軸受諸元によって決まる係数、 ϕ_T ：熱補正係数、 N ：内輪回転速度、 η_0 ：大気圧下の油の粘度、 α_0 ：圧力粘度係数、 F_a ：アキシャル荷重、 e ：つば—ころ当たり高さ、 γ ：ころ半角、 z ：ころ数、 dm ：ころピッチ円径、 DW ：ころ平均径、 LWR ：ころ有効長さ、 $\gamma_m = DW \cdot \cos \theta / dm$ 、 α ：外輪軌道角度、 $f(\alpha)$ ：接触角の影響係数、 ϕ_{ci} ：内輪クラウニング補正係数、 ϕ_{co} ：外輪クラウニング補正係数、 $k_1 \sim k_8$ ：定数である。

トルクに及ぼす内部諸元の影響を図6⁸⁾に示す。式(8),(9)から予測されるころ有効長さ LWR 、ころ数 z 、接触角 α 、ころピッチ円径 dm 、軌道クラウニング半径 RCo 、 RCi がトルクに及ぼす影響は実験結果とよく一致する。計算式に基づいた効率と負荷容量に及ぼす内部諸元の影響度を図7に、内部諸元の影響度のまとめを表1に示す。性能バランスを考慮した低トルク化設計を行うには、 α を大きく、 z と LWR を小さくするとともに、ころ平均径 DW を大きくして、 z の減少に伴う負荷容量の低下を抑えることが有効である。

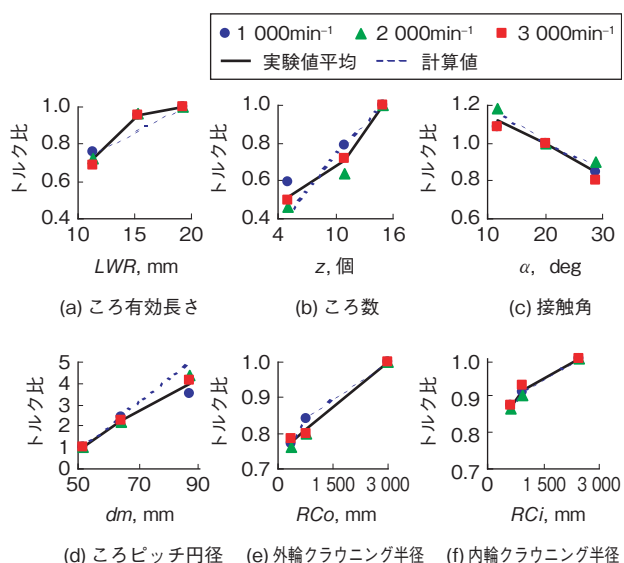


図6 トルクに及ぼす内部諸元の影響
Effects of internal geometry on friction torque

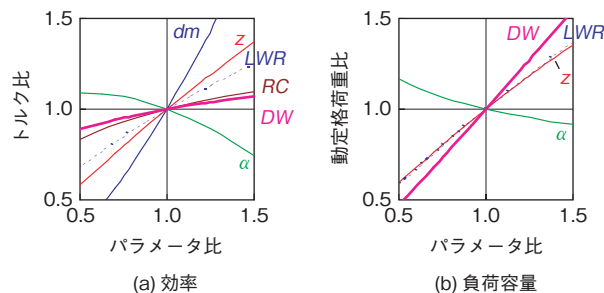


図7 効率と負荷容量に及ぼす内部諸元の影響
Effects of internal geometry on efficiency and load capacity

表1 最適設計指針
Optimum design guidelines

軸受性能	LWR	z	α	dm	RCo	RCi	DW
高効率	減少	減少	増加	減少	減少	減少	減少
高負荷容量	増加	増加	減少	—	—	—	増加
高剛性	増加	増加	増加	—	—	—	—
最適設計	減少	減少	増加	減少	減少	減少	増加

▲：増加 ▼：減少

3.3 油の流入制御による低トルク化

円すいころ軸受にはポンプ作用と呼ばれる潤滑油の引込み現象が発生し、油は内輪の正面側から背面側に貫通する。軸受内部に流入した油は内輪、外輪、そして保持器の回転運動とこの公転、自転運動により複雑な挙動を示し、この潤滑油の挙動がかくはん抵抗の発生に影響を与える。円すいころ軸受に鋼製の治具を取り付けて軸受内部に流入する油と流出する油を制御し、トルクに与える影響を調べた。その結果、図8に示すように、(1)保持器と内輪小つばの間から流入する油量を制限すること、(2)軸受内部での油の滞留を抑制して速やかに外部に排出させることが、かくはん抵抗に起因するトルクの低減に有効であることが分かった⁸⁾。

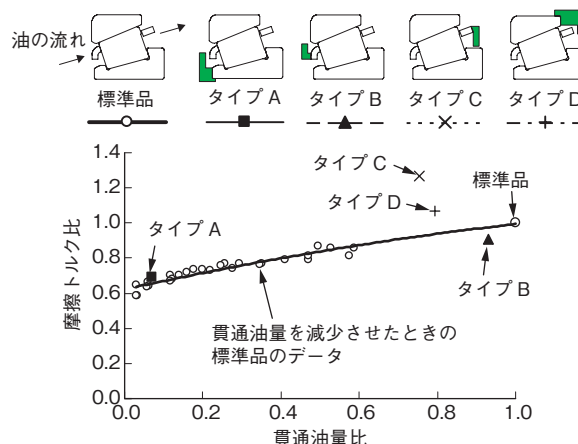


図8 貫通油量とトルクの関係
Relationship between oil flow rate and friction torque

そこで、図9(a)に示すように、従来軸受よりも保持器の内径を小さくし、内輪小つばに特殊形状を与えて保持器と内輪小つばの間にラビリンスを形成することで、軸受内部に流入する潤滑油量を低減できる構造を開発した。開発軸受のラビリンス部の詳細寸法を図10に、図10の各寸法がトルクおよび貫通油量に与える影響を図11に示す。図11の縦軸は、アキシャル荷重 4kN、回転速度 $3\,000\text{min}^{-1}$ 、油温 50°C 、Full 油量状態での従来軸受(図9(b))のトルクおよび貫通油量を1としたときのトルク比および油量比を示す。図11の横軸に示す各寸法は内輪内径 D または内輪幅 B で無次元化されている。図から分かるように、保持器と内輪の半径方向すきま X_1 がトルクおよび油量に与える影響は非常に大きく、 X_1/D を小さくすることによって従来軸受に比べて貫通油量を 60% 減らし、トルクを 30% 低減することができる。一方、他の寸法がトルクおよび油量に与える影響は小さい。

次に、図12に示すような従来軸受、従来軸受に治具を取り付けてラビリンス構造を付与したもの(以下、従来軸受・改)、そして3.2節で述べた内部諸元を最適化し、かつラビリンス構造を設けた開発軸受のトルク、貫通油量、軸受昇温を比較した。試験条件は図11と同じである。試験結果を図13に示す。従来軸受・改は従来軸受に比べて40%トルクが低減されている。ただし、軸受の昇温(軸受外輪温度と供給油温度の差)が 20°C であり、従来軸受よりもかなり高い。これは貫通油量が従来軸受よりも約80%減ったことで油の冷却作用が低下したためである。一方、開発軸受では外輪角度を大きくしてポンプ作用を高めているので従来軸受・改よりも貫通油量は多く、軸受昇温も従来軸受とほとんど差が無いことから、焼付きの危険性はない。さらに、従来軸受に比べて60%のトルク低減が図られている。このように、潤滑油流入制御を目的としたラビリンス構造は、表1に示した最適設計指針に基づく内部諸元と組み合わせることで最適なものとなる。

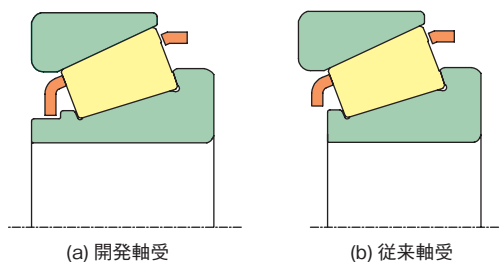


図9 開発軸受と従来軸受の比較

Comparison between developed and conventional bearings

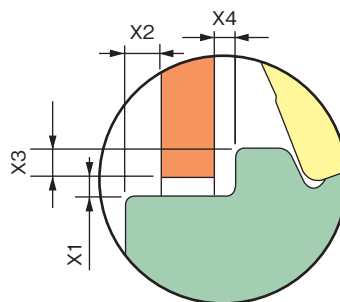
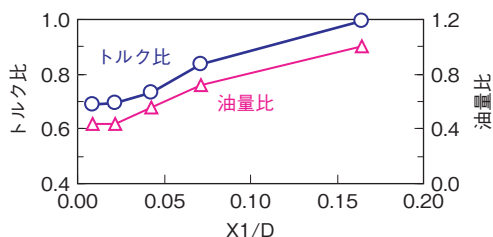
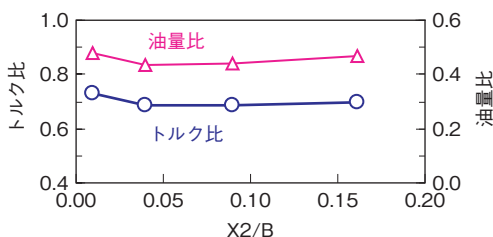


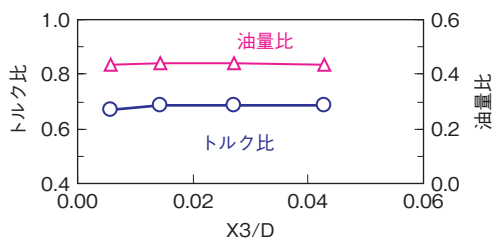
図10 ラビリンス部の詳細寸法
Detailed dimensions of the labyrinth



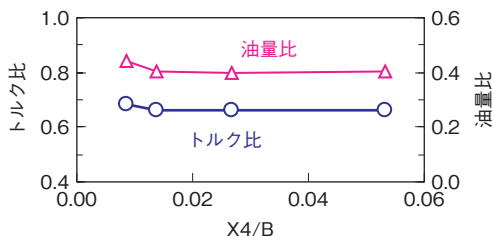
(a) 保持器と内輪の半径方向すきま X_1



(b) 保持器に対する内輪端面の軸方向突出量 X_2



(c) 内輪小つばに対する保持器の半径方向オーバーラップ量 X_3



(d) 保持器と内輪の軸方向すきま X_4

図11 トルクと油量に及ぼす各寸法の影響
Effect of each dimension on friction torque and oil flow rate

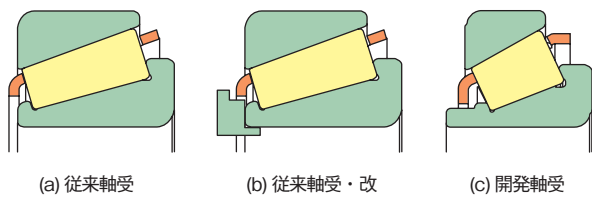


図12 試験軸受
Test bearings

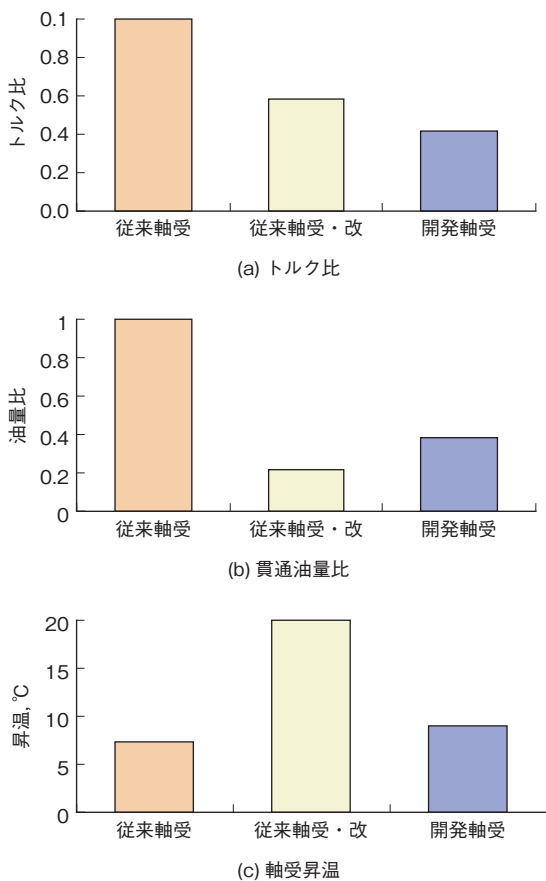


図13 開発軸受と従来軸受の性能比較

Comparison of performance between developed and conventional bearings

4. おわりに

EHL 油膜厚さと転がり粘性抵抗を中心とした転がり軸受の潤滑理論について述べるとともに、円すいころ軸受の高効率化への応用例として、EHL 理論解析に基づくトルク計算式作成と内部諸元最適化、潤滑油量削減による低トルク化とそれを可能とする潤滑油流入制御手法を紹介した。いずれも超低トルク円すいころ軸受^{8), 9)}を構成する要素技術であるが、同様の考え方が玉軸受にも応用できる。

トライボロジーという言葉は当時経済的苦境に立たさ

れていた英国で生まれた。トライボロジーと経済が密接に関係していることは知られており、トライボロジー技術の有効利用による日本経済への効果はGDPの約3%との報告もある。摩擦の低減とともにメンテナンスの重要性がますます大きくなると予想されることから、地球環境保護のみならず、今後の日本ならびに世界経済のさらなる発展にトライボロジーおよび転がり軸受の果たす役割は非常に大きい。

参考文献

- 1) Dowson, D., Higginson, G. R.: *Elastohydrodynamic Lubrication*, Pergamon Press(1977).
- 2) Hamrock, B. J., Dowson D.: *Ball Bearing Lubrication*, John Wiley & Sons(1981).
- 3) Chittenden, R. J., Dowson, D., Dunn, J. F., Taylor, C. M.: *Proc. Roy. Soc. London*, A397(1985)271.
- 4) 松山博樹, 浅野憲治: EHL 油膜厚さに対する楕円率の影響, *トライボロジー会議予稿集(大阪 1997-11)*495.
- 5) 山本雄二, 兼田楨宏: *トライボロジー*, 理工学社(1998) 167.
- 6) 松山博樹, 鎌本繁夫, 浅野憲治: 油量不足を考慮した線接触 EHL 解析, *トライボロジー会議予稿集(名古屋 1998-11)*182.
- 7) 松山博樹, 鎌本繁夫: 円すいころ軸受における軌道接触部の摩擦トルク解析, *Koyo Engineering Journal*, no. 159(2001)52.
- 8) Matsuyama, H., Dodoro, H., Ogino, K., Ohshima, H., Toda, K.: *Development of Super-Low Friction Torque Tapered Roller Bearing for Improved Fuel Efficiency*, SAE Technical Paper, no. 2004-01-2674 (2004).
- 9) 松山博樹, 川口幸志, 上村篤司, 益田直樹: 円すいころ軸受の超低トルク化技術による地球環境への負荷低減, *JTEKT ENGINEERING JOURNAL*, no. 1007(2009)48.

筆者



松山博樹*

H. MATSUYAMA

* 研究開発本部 研究開発センター
材料技術研究部