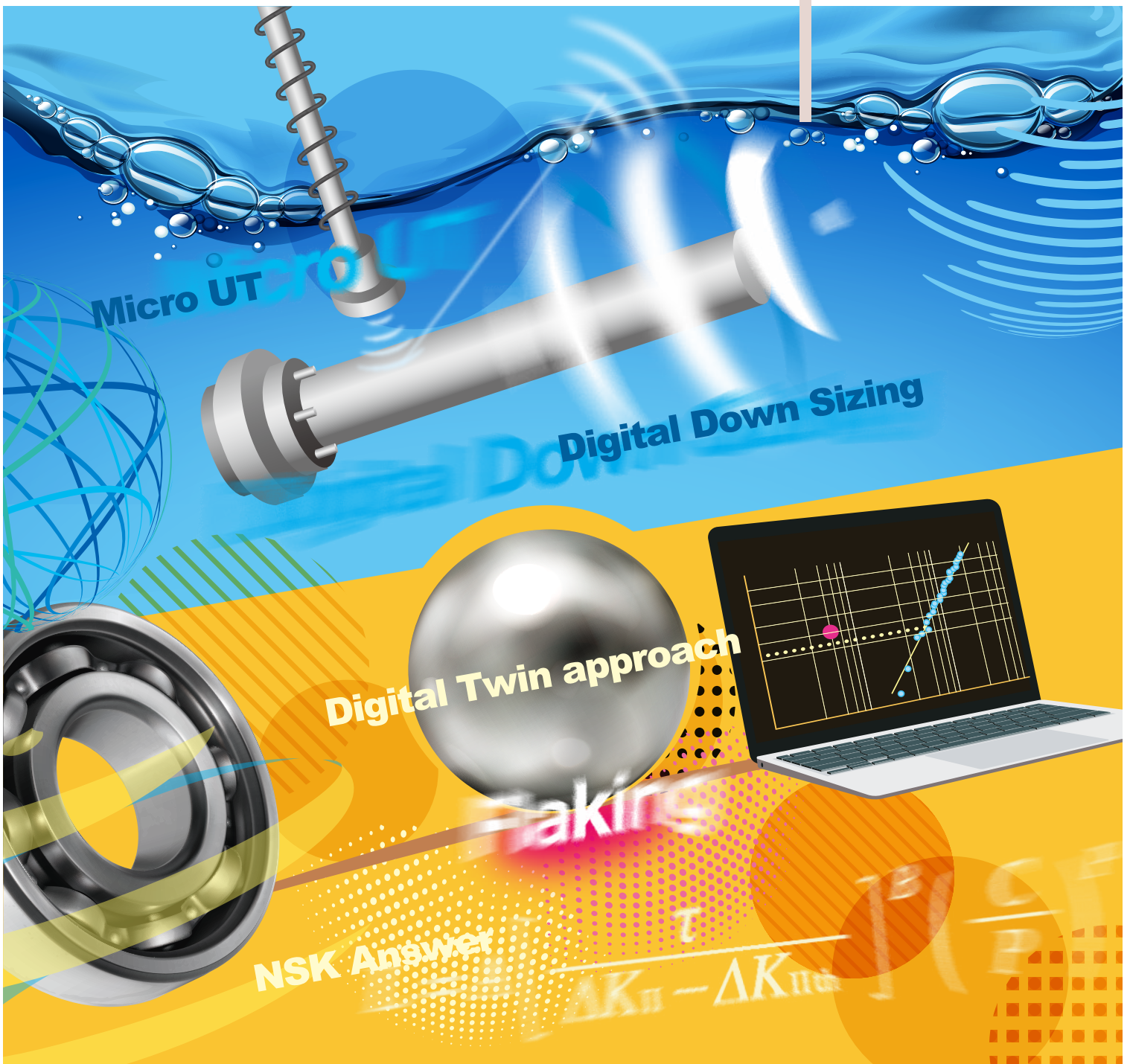


NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY · 2025

No. 697



NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2025

No. 697

解説・論文

高精度・長寿命ボールねじの開発	大久保 貴史	1
ヒューマンアシストロボット向け非線形弾性アクチュエータの速応性と安定性を 確保できる設計・解析手法の提案	平尾 基裕	9
直動機械向け状態監視システム実用化の開発	宮坂 孝範	18
電動 SUV 向け低フリクション円すいころハブユニット軸受	田辺 真之	27
電動パワーステアリング減速機の樹脂材料開発	清田 晴彦, 平本 隆之, 久保田 秋穂	38
高精度寿命予測技術を活用した転がり軸受の基本動定格荷重の向上	小熊 健太郎	47
低 Λ 条件下における転がり軸受の表面損傷に関する実験的研究	I. I. M. YAZID, 小俣 弘樹, 橋本 翔, 植田 光司	54
渦電流検査 (ECT) 技術を活用した転がり軸受の非破壊余寿命診断法	小林 大輔, 小野 晃一郎, 名取 理嗣, 小俣 弘樹	66

商品紹介

高負荷駆動用ボールねじ 高速・耐熱仕様 HTF-SRM 型		74
NSK リニアガイド™ NH 型 / NS 型 高作動オプション		76
サーボモータ用低発塵・高機能軸受		78
風力発電機主軸用高信頼性軸受		80
温度センサー搭載 RFID タグを活用した産業機械設備向け保全管理システム		82
低発塵・除染対応アクチュエータの開発		84
搬送アシストロボット		86
第 7 世代「低フリクション円すいころ軸受」		88
高効率で電力不要なロック機構「ロッキングクラッチ」		90
EV プラットフォーム向けのシングルピニオン EPS		92

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2025 **No. 697**

Technical Papers

Development of a “High-Durability Precision Ball Screw”	T. Okubo	1
Proposal of a Design and Analysis Method to Ensure Quick Response and Stability of Nonlinear Series Elastic Actuators for Human-Assistive Robots	M. Hirao	9
Development of Condition Monitoring System for Linear Motion Machines	T. Miyasaka	18
Low Friction Tapered Roller Hub Unit Bearings for Electric SUVs	M. Tanabe	27
Development of Plastic Materials for Reduction Gears in Electric Power Steering Systems	H. Kiyota, T. Hiramoto, A. Kubota	38
Improvement of Basic Dynamic Load Ratings for Rolling Bearings Using Highly Accurate Life Prediction Technology	K. Oguma	47
An Experimental Study of Surface Damage on Rolling Bearings in Low Lambda Conditions	I. I. M. YAZID, H. Komata, S. Hashimoto, K. Ueda	54
Non-destructive Prognostics for Rolling Bearings by Eddy Current Testing	D. Kobayashi, K. Ono, M. Natori, H. Komata	66

New Products

HTF-SRM Model Ball Screws for High-Load Drives: High-Speed/Heat-Resistant Specification	74
NSK Linear Guides™ Smooth Motion Specification for NH/NS Models	76
High-Performance Bearings with Low Particle Emissions for Servomotors	78
High-Reliability Main Shaft Bearings for Wind Turbines	80
Temperature Sensor RFID Tags for Maintenance Management of Industrial Machinery	82
Development of Decontamination-Resistant Actuators with Ultra-Low Particle Emissions	84
NSK Transport Assist Robot	86
7th Generation Low-Friction Tapered Roller Bearings	88
Locking Clutch: A Highly Efficient No-Electric Locking Mechanism	90
Single Pinion EPS for EV Platforms	92

高精度・長寿命ボールねじの開発



大久保 貴史*

大久保 貴史

Development of a “High-Durability Precision Ball Screw”

T. Okubo

In precision positioning applications such as machine tools, ball screws are often replaced when they reach the end of their precision life due to wear. NSK developed the “High-Durability Precision Ball Screw” using proprietary surface processing technology to form abundant microscopic dimples on the raceway. These dimples have been confirmed to improve oil film formation and suppress ball screw wear, thereby extending precision life and enabling high precision over the long term.

1. まえがき
2. 開発の背景
3. NSK 独自の表面改質技術
4. 表面改質処理による効果
 - 4.1 油膜形成能力の向上
 - 4.2 動摩擦トルクの低減
5. 高精度・長寿命ボールねじの摩耗抑制効果
 - 5.1 低速運転における摩耗抑制効果
 - 5.2 小ストローク運転における摩耗抑制効果
6. あとがき

1. まえがき

ボールねじは、回転運動を直線運動に変換する送り駆動機構要素であり、大きく分けて二種類の機能を有している。一つはサブミクロンレベルの精密位置決め機能であり、もう一つは数百 tf を超える大きな推力を発生させるための、力の伝達機能である。工作機械において、ボールねじの精密位置決め機能は、高精度で高品質な製品の生産に不可欠な要素となっている。

近年、工作機械産業では労働人口の減少や労働環境の変化、IoT や AI の進化によるデジタル化、SDGs やカーボンニュートラルによる環境に配慮したものづくりなど、大きな変革の渦中にある。このような背景から、工作機械にはイノベーションを進めていくことが求められており¹⁾、加工性能の向上に留まらず、生

産性の向上、メンテナンスフリー化、消費エネルギーの削減、状態監視などが要求されている。

これらの要求に伴い、工作機械に使用されるボールねじには、加工性能の向上に貢献する高精度化や高剛性化に加え、生産性の向上及びメンテナンスフリー化に貢献する長寿命化、消費エネルギーの削減に貢献する低トルク化、状態監視を可能とするセンシング技術の向上などが期待される。

本稿では、高精度の状態を長期にわたり維持することにより、工作機械の長期安定稼働を可能とし、生産性の向上やメンテナンスフリー化に貢献する、「高精度・長寿命ボールねじ」(写真 1)について紹介する。

* 直動技術センター, BS 技術部

2. 開発の背景

ボールねじの寿命は、表 1 に示す三種類に分類することができる。ねじ軸とナットの鋼球転走面(以下、転走面)のはく離による転がり疲れ寿命、循環部品等の破損による部品寿命、転走面の摩耗による精度寿命である。転がり疲れ寿命は、転走面と鋼球間に繰り返し応力を受け、転走面の金属疲労によりはく離が生じることに起因している。主に電動射出成形機等の高負荷用途において発生する機会が多いが、既に寿命理論が確立しているため、ボールねじの負荷荷重や運転パターンから計算して予測することができる。部品寿命は、ボールねじの許容限度を超える使用により、部品が破損することに起因している。NSK では、高速での使用による循環部品の破損を回避するために、材料強度の理論解析や耐久試験による検証結果から、許容

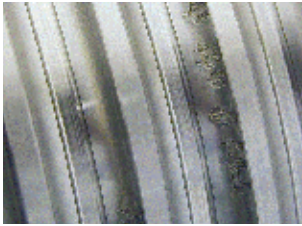




写真 1 高精度・長寿命ボールねじ

Photo 1 The “High-Durability Precision Ball Screw”

表 1 ボールねじの寿命

Table 1 Types of ball screw life

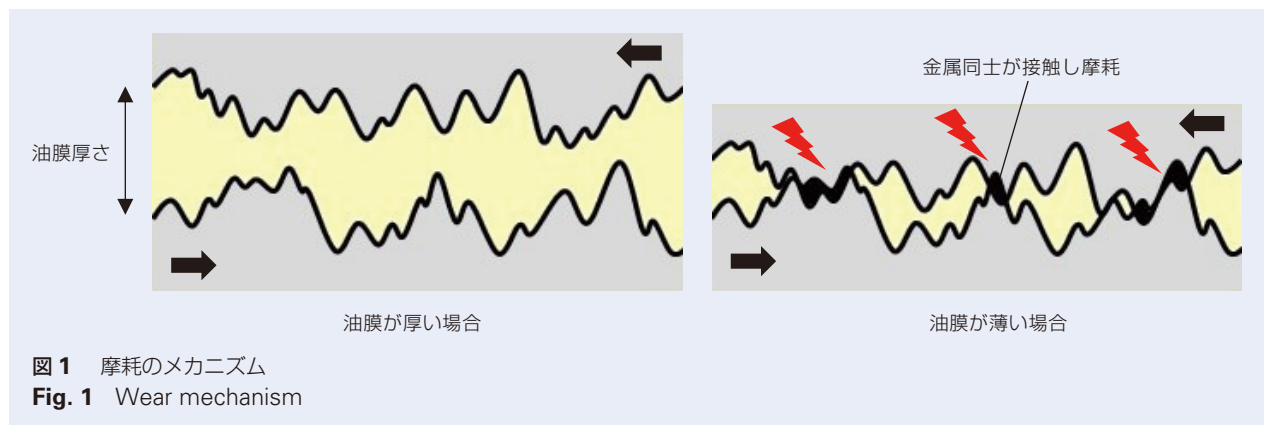
	転がり疲れ寿命	部品寿命	精度寿命
破損形態	 転走面のはく離	 部品の破損	 転走面の摩耗
特長	理論が確立しており 予測が可能	シミュレーションや 実験による検証から 使用限界を設定	発生要因が様々で 予測が困難
アプリケーション	【高負荷用途】 ・電動射出成形機 ・サーボプレス機	全ての用途	【精密位置決め用途】 ・工作機械 ・半導体製造装置

回転速度を定めている。そのため、ボールねじの設計段階で部品寿命の回避が可能である。精度寿命は、ボールねじの転走面が摩耗することで予圧が低下し、所定の位置決め精度が得られなくなる事に起因した寿命である。摩耗を抑制することで精度寿命の延長が可能となるが、使用条件、使用環境、潤滑などによる影響を受けるため、予測が困難なものとなっている。

ボールねじの摩耗要因は、潤滑条件、環境条件、運転条件、荷重条件に区分される。潤滑条件による摩耗は、潤滑剤の種類変更や供給量の調整に加え、潤滑剤をボールねじ内部に密封するX1シール²⁾の採用などで、対策が可能である。環境条件による摩耗は、ボールねじ外からの異物混入に起因するものであり、異物の侵入を防ぐことも可能なX1シールの採用により、対策が可能である。運転条件や荷重条件による摩耗は、転走面と鋼球間の金属接触により生じるものである。ボールねじにおける転走面と鋼球の境界面は、**図1**に示すような潤滑状態となっており、表面粗さに対して油膜が十分に厚いと摩耗は生じにくいですが、油膜が薄い

と金属同士が接触し、摩耗が生じやすくなる。油膜厚さは、Hamrock-Dowsonの膜厚計算式に表されるように、潤滑剤の動粘度、ボールねじの回転速度、境界面の圧力に影響を受ける。厚い油膜を形成するには、動粘度の高い潤滑剤を使用すること、ボールねじを高速で駆動すること、ボールねじへの負荷荷重を小さくすることが考えられる。しかし、動粘度の高い潤滑剤を採用した場合、ボールねじを高速で回転させたときに油膜が厚くなりすぎてしまう。このとき、鋼球が油膜を掻き分けることで生じるかくはん抵抗が増大するため、発熱による位置決め精度低下が懸念される。また、ボールねじは様々な運転パターンや荷重条件で使用されるため、回転速度や負荷荷重による対策は難しい。

そこでNSKは、ボールねじの転走面に着目し、表面改質により動粘度の高い潤滑剤を使用することなく摩耗を抑制する、高精度・長寿命ボールねじを開発した。

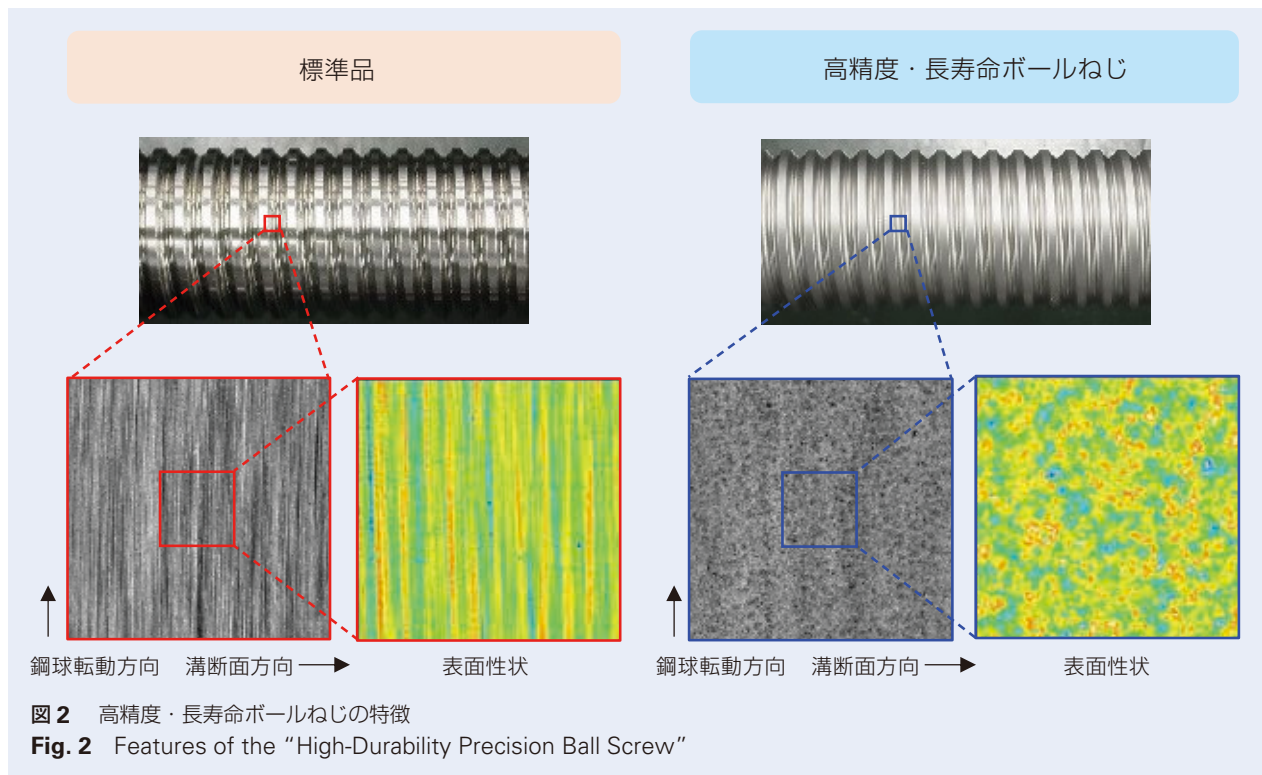


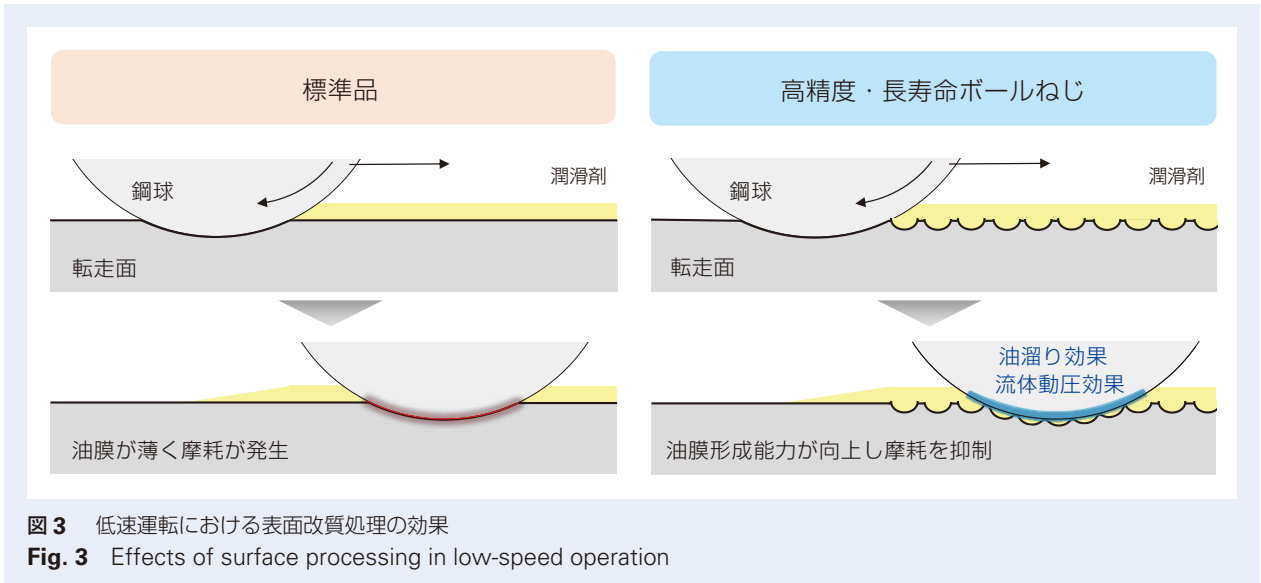
3. NSK 独自の表面改質技術

高精度・長寿命ボールねじの特徴を図2に示す。従来のボールねじ(以下、標準品と記載)において、転走面は研削による仕上げ加工を行っており、ねじ溝直角断面方向の粗さが大きく、鋼球転動方向はなめらかな表面性状となっている。2項で述べたように、転走面と鋼球間の境界面の油膜厚さは、ボールねじの回転速度に影響を受ける。ボールねじを低速で回転させた場合、図3のように境界面に潤滑剤が引き込まれにくいため、油膜が薄くなり金属接触による摩耗が生じやすくなる。

開発品の高精度・長寿命ボールねじは、転走面の研削加工後に表面改質処理を施したものであり、微小なディンプルが無数に形成された表面性状となっている。

る。ディンプルは、鋼球転動方向に油溜りを形成する効果を持ち、ボールねじを低速で回転させた場合においても、境界面へ潤滑剤を引き込むことが可能となる。さらに、境界面に介在する潤滑剤は、流体動圧効果により鋼球を浮上させる方向の力を発生させるため、油膜が形成されやすくなり、金属接触による摩耗が抑制される。また、外観的な特徴として、高精度・長寿命ボールねじは、標準品に対して光沢の少ない外観となっている。これは、表面粗さの等方性による影響である。標準品は、表面粗さの方向が揃っており、等方性が低く光を反射しやすいため、光沢を帯びた外観となっている。一方で、高精度・長寿命ボールねじは、表面粗さの方向が分散されており、等方性が高いため光を乱反射し、光沢の少ない外観となっている。



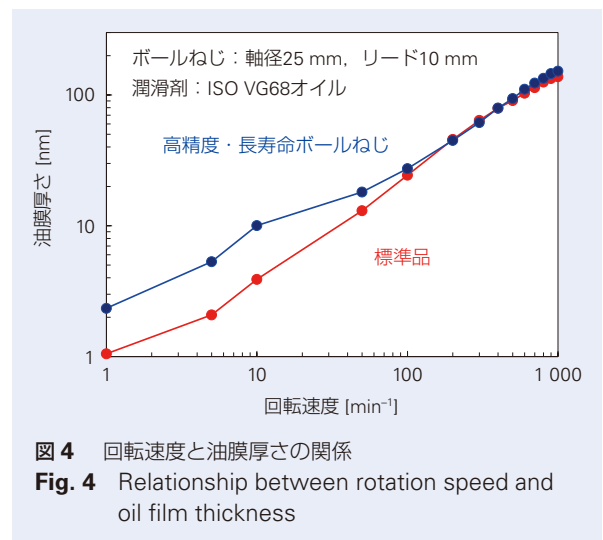


4. 表面改質処理による効果

4.1 油膜形成能力の向上

表面改質処理による油膜形成能力の向上を検証するために、電気インピーダンス法による油膜厚さ測定を実施した。電気インピーダンス法とは、ボールねじや転がり軸受などの金属で構成された機械要素に対し、高周波の交流電圧を印加することで、弾性流体接触域の油膜厚さを測定する手法である³⁾。

図4に、標準品と高精度・長寿命ボールねじにおける、回転速度と油膜厚さの関係を示す。100 min⁻¹以下の速度領域においては、標準品に対して高精度・長寿命ボールねじの油膜厚さが大きくなることが確認された。これは、油膜が形成されにくい低速回転において、高精度・長寿命ボールねじの油膜形成能力が向上していることを示している。100 min⁻¹を超える速度領域においては、高精度・長寿命ボールねじと標準品の油膜厚さは、同等であることが確認された。油膜は回転速度の増加と共に厚くなるものであり、高精度・長寿命ボールねじは、高速で回転した場合も適正な油膜形成能力を有することを示している。



4.2 動摩擦トルクの低減

油膜形成能力が向上すると、境界面の金属接触割合が低下するため、境界面の摩擦抵抗を抑制する効果を有することが考えられる。そこで、ボールねじの動摩擦トルクを測定し、効果を検証した。図5に、標準品と高精度・長寿命ボールねじにおける、回転速度と動摩擦トルクの関係を示す。100 min⁻¹以下の速度領域において、標準品は回転速度が小さくなると共に、動摩擦トルクが大きくなる傾向が確認された。これは、低速回転において転走面の表面粗さよりも油膜が薄くなることで、境界面における金属接触割合が増加し、摩擦抵抗が増加しているためである。一方で、高精度・長寿命ボールねじの動摩擦トルクは、標準品よりも最大で40%低くなっており、ほぼ一定の値を示している。これは、図4の低速回転においても十分な油膜が形成されることで、金属接触割合が減少しているため、境界面の摩擦が抑制されていることを示している。100 min⁻¹を超える速度領域は、表面粗さよりも油膜が厚くなる領域であり、鋼球が油膜を掻き分けることで生じるかくはん抵抗により、回転速度と共に動摩擦トルクが増加する傾向にある。しかし、高精度・長寿命ボールねじは、標準品よりも低い値を示していることが確認された。図4において、100 min⁻¹を超える速度領域では、高精度・長寿命ボールねじと標準品の油膜厚さが同等であることが確認されており、動摩擦トルク測定結果と相関の得られない結果となっている。この要因として、図6に示すように、高速回転後の高精度・長寿命ボールねじに発生したキャビテーションが影響している可能性が考えられる。キャビテーションとは、流体中の圧力が急激に変化することで生じる気泡である。高精度・長寿命ボールねじにおいては、ディンプル内の潤滑剤に流体動圧効果が生じることで発生している可能性が高い。キャビテーションには、油膜のかくはん抵抗を低減する効果を有していると考えられるため、今後発生メカニズムの解明や効果の検証を進めていく。

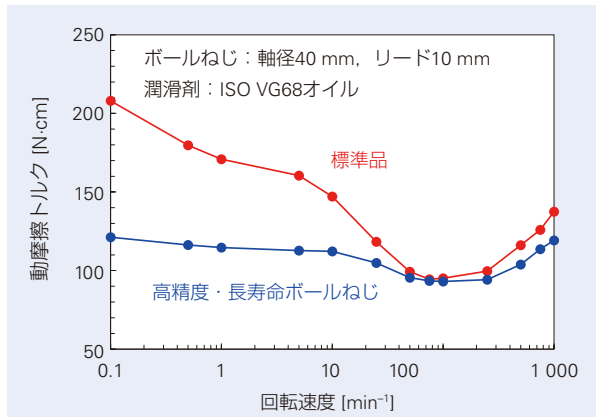


図5 回転速度と動摩擦トルクの関係
Fig. 5 Relationship between rotation speed and dynamic frictional torque

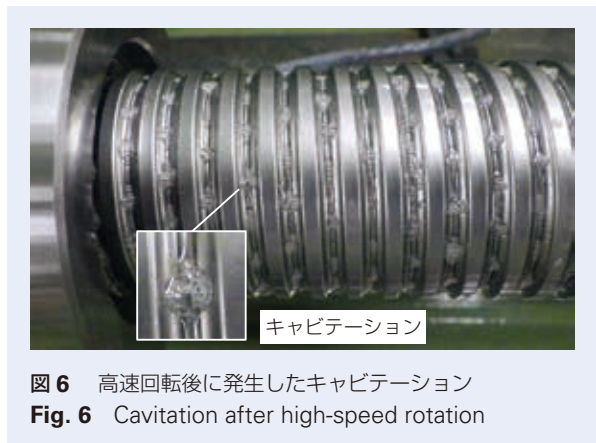


図6 高速回転後に発生したキャビテーション
Fig. 6 Cavitation after high-speed rotation

5. 高精度・長寿命ボールねじの摩耗抑制効果

前述のとおり、高精度・長寿命ボールねじは、転走面に表面改質処理を施すことにより、無数のディンプルを形成し、油膜形成能力を向上したものである。その効果として、境界面の金属接触を低減し、摩耗が抑制されるため、ボールねじの予圧を長期にわたり維持し、精度寿命を延長することが可能となる。本項では、ボールねじにおいて特に摩耗が生じやすい運転条件である、低速運転ならびに小ストローク運転における摩耗抑制効果について紹介する。

5.1 低速運転における摩耗抑制効果

ボールねじの摩耗状態は、予圧の残存状況から評価することが可能である。低速運転前の予圧残存率を100%とし、低速運転後の予圧残存率を比較することで、摩耗抑制効果の検証を行った。図7に、標準品と高精度・長寿命ボールねじにおける、低速摩耗試験結果を示す。回転速度は、ボールねじの摩耗において過酷な条件である 1 min^{-1} とし、潤滑剤はISO VG68オイルを塗布した。

標準品は、総回転数1000回の時点での予圧残存率が34%となっており、早期に摩耗が生じていることが確認された。それに対し、高精度・長寿命ボールねじは、総回転数6000回と6倍走行しても99%の予圧が残存しており、低速運転前後の予圧に顕著な変化がないことを示している。ここで、ボールねじの摩耗は、なじみによる初期摩耗、なじみ後に摩耗が緩やかになる定常摩耗、摩耗粉や異物の蓄積による終期摩耗の段階で進行する。本試験は初期摩耗段階の試験であり、高精度・長寿命ボールねじは、低速運転において初期摩耗を抑制する効果が確認された。また、初期摩耗を抑制することで、ボールねじ内への摩耗粉の蓄積を遅らせることができるため、終期摩耗に至る期間の大幅な延長が可能となる。

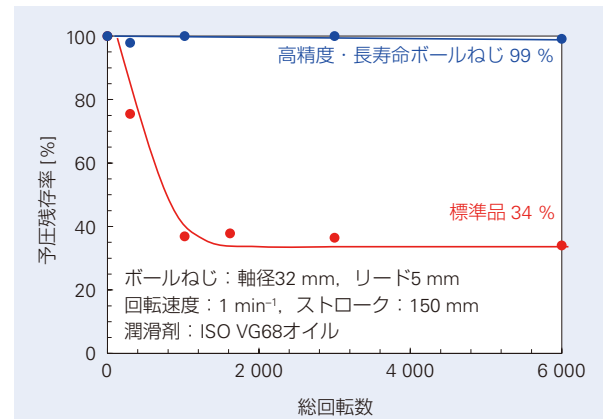


図7 低速摩耗試験結果

Fig. 7 Results of low-speed wear test

5.2 小ストローク運転における摩耗抑制効果

ボールねじにおいて、小ストロークの繰り返し運転は、ボールねじ内部の潤滑剤がかくはんされ難いため、境界面の潤滑状態が悪化しやすく、摩耗が生じやすいことが知られている⁴⁾。図8に、標準品と高精度・長寿命ボールねじにおける、小ストローク摩耗試験結果を示す。リード8 mmのボールねじを使用し、ストロークは1.6 mm(回転角72°)とした。また、現在ボールねじで使用されている様々なグリースの中から、小ストローク運転において摩耗が生じやすいグリースを選定した。

標準品は、44 km 走行した時点で予圧残存率5%となり、予圧が抜ける終期摩耗まで進行しているに対し、高精度・長寿命ボールねじは、100 km 走行後も91%の予圧が残存していることが確認された。これは、標準品が終期摩耗に至る距離の2倍以上を走行しても、高精度・長寿命ボールねじは初期摩耗の段階を維持していることを示している。従って、高精度・長寿命ボールねじは、小ストローク運転において摩耗を大幅に抑制する効果を有していることが確認された。

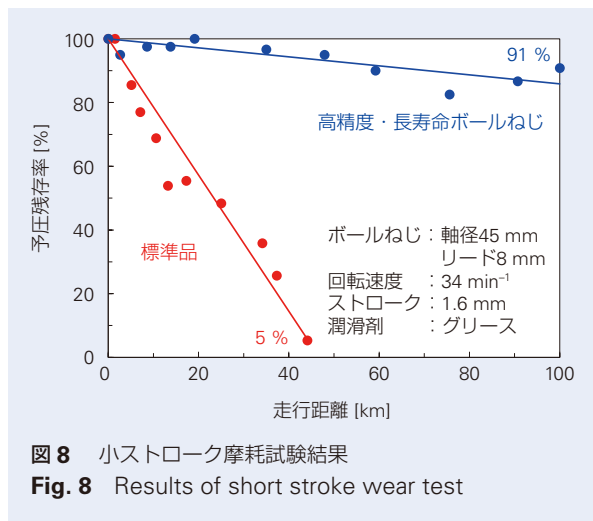


図8 小ストローク摩耗試験結果
 Fig. 8 Results of short stroke wear test

6. あとがき

以上より、高精度・長寿命ボールねじには、以下の効果が確認された。

- (1) 低速運転や小ストローク運転のような、油膜が形成されにくい運転条件下において、摩耗を大幅に抑制
- (2) 油膜形成能力の向上により、標準品と比較して最大40%の動摩擦トルクを低減

開発した高精度・長寿命ボールねじは、金型加工機のようにボールねじを低速で駆動し、高精度で高品位な加工が求められる用途や、放電加工機のように、ボールねじを小ストロークで繰り返し駆動する用途に適していると考えられる。尚、高精度・長寿命ボールねじは、従来とは異なる表面性状であるため、転がり疲れ寿命の低下、剛性の低下、走行音の増大などが懸念されたが、標準品と同等の性能であることが試験により確認されている。

本稿では、高精度・長寿命ボールねじの摩耗抑制効果に着目して解説したが、その他にも潤滑剤使用量の削減や転がり疲れ寿命の延長など、様々な効果が期待される。引き続き、効果の検証やメカニズムの解明に取り組む所存である。

参考文献

- 1) 廣瀬 俊郎, 上田 真大, 押川 慧悟, “工作機械の象限突起を抑制するボールねじ技術”, NSK Technical Journal, No.694 (2022) 1-9.
- 2) 日本精工株式会社 “異物環境・グリース密封用「X1 シール」装着型”, 精機製品カタログ, CATNo.3162p (2023) B547-B548.
- 3) 青山 樹林, 筒井 燦, “電気インピーダンス法によるボールねじ・リニアガイドの潤滑状態評価”, NSK Technical Journal, No.695 (2023) 70-78.
- 4) 日本精工株式会社, “ボールねじの摩耗”, 精機製品・技術レポート https://www.nsk.com/jp/services/pm_techreport/report50.html

ヒューマンアシストロボット向け非線形弾性 アクチュエータの速応性と安定性を確保 できる設計・解析手法の提案

平尾 基裕*



平尾 基裕

Proposal of a Design and Analysis Method to Ensure Quick Response and Stability of Nonlinear Series Elastic Actuators for Human-Assistive Robots

M. Hirao

IEEE に転載許諾を得て、執筆者が IEEE ROBIO 2023 に投稿した論文を和訳して掲載

Nonlinear elastic series actuators (NSEA) have been studied in various joint applications for human-assistive robots as actuators that do not interfere with free human movement and can provide large force support when needed. However, its nonlinearity has made it difficult to design a controller that can both respond quickly and guarantee stability. In this article, the describing function method is used to represent NSEA as a linear parameter variation (LPV) model, and it is shown that it is possible to design a controller that can achieve both the above-mentioned quick-response and stability assurance.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 直列弾性要素の設計 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 線形弾性要素の設計 2.2 非線形弾性要素の設計 3. NSEE の記述関数 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 記述関数の制御器への適用性 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 NSEE の物理シミュレーション 4.2 記述関数を用いた周波数応答解析 4.3 NSEA の制御機設計への繋がり 5. あとがき |
|---|--|

1. まえがき

近年、ヒューマン-ロボットインタラクションは、ロボットにおいて最も変革的なテクノロジーの一つとされている。特に人間との物理的な相互作用が生じるアシストロボットでは、柔軟で効果的な支援を実現するために、アクチュエータとコントローラの入念な設計を必要とする。

直列弾性アクチュエータ (SEA) は、弾性要素が力センサと緩衝器の両方として機能するため、ヒューマン-ロボットインタラクションで広く利用されている¹⁾。SEA の設計では、機械的インピーダンスと出力性能を決定する弾性要素が非常に重要となる。剛性が低いとコンプライアンスが高くなるが、制御帯域幅が狭まる。そのため、従来の SEA の多くは、比較的高剛性

な設計になっている。

以上のような線形弾性によって引き起こされるトレードオフを克服するため、これまで可変剛性アクチュエータ (VSA) や非線形 SEA (NSEA) が研究されてきた。VSA は、モータまたは複雑な剛性調整機構を付加して剛性を調整することから重くなりがちであり、制御を難しくする²⁾。一方、NSEA は、弾性要素のたわみに対して剛性が変わる筋肉のような生物学的な概念を持つため³⁾、VSA よりもシンプルな構成で可変剛性を実現できる。シンプルでコンパクトな構成で非線形剛性を実現することを目的として、これまで多くの NSEA が提案され、検証されてきた。

* 技術開発本部 新領域商品開発センター 副主務

これらのNSEAには一定の利点がある一方、課題もある。ゴムばねや磁石を用いたNSEAは、小型・軽量のアクチュエータを実現できるが、ヒステリシスによって剛性特性のモデル精度が低くなることから、制御帯域が狭くなってしま^{4) 5)}。調整可能な非線形剛性特性を目指して、プーリーブロックやカムを利用したNSEAは、その構造の複雑さから摩擦や速度依存性による制約がある^{6) 7)}。また、コイルばねと変速機を組み合わせることで非線形剛性特性を実現したNSEAは、剛性特性のモデル精度は高いが、力密度が低くなってしま⁸⁾。近年、低インピーダンス、高精度な力制御、および高剛性のバランスを実現可能な非線形剛性特性を持つ新しい直列弾性アクチュエータが、提案された^{9) 10)}。

人間の動作は周波数領域で解析されることが多いため、アシストロボットは、出力トルクと制御帯域幅に基づいて設計・分類されるのが一般的である^{11) 12)}。そのため、実用化されているSEAの多くは、最大トルクと制御帯域幅の要求に基づいて設計されている。しかし、NSEAは非線形特性を持つため、周波数領域での解析・設計が難しい。

非線形システムの解析手法の一つである記述関数は、拡張的周波数応答解析手法として発展したが、非線形システムの挙動を解析する近似手法でもある^{13) 14) 15)}。記述関数は、その理解しやすさ等から近似的手法の中でも大きな注目を集めているが¹⁶⁾、我々の知る限りでは、NSEAの設計と制御のための記述関数の導出と検証は行われていない。そこで本論文では、記述関数法を用いたNSEAの周波数領域解析や設計について述べる。

2. 直列弾性要素の設計

弾性要素は、ヒューマン-ロボットインタラクションやアクチュエータの出力性能に大きく影響するため、その要求に合わせて設計する必要がある。

本節では、まず必要な出力トルクとサチュレーション周波数（アクチュエータが所望の出力トルク振幅で正弦振動できる限界周波数）に基づく線形弾性要素の設計手順を紹介する¹⁷⁾。次に、非線形剛性要素を設計する際の問題を紹介する。

2.1 線形弾性要素の設計

図1は、慣性 J_{act} と減衰 D_{act} を含む単純化された直列弾性アクチュエータを示す。これらの値は、出力軸換算のモータ等価慣性モーメントと等価減衰力を表す。

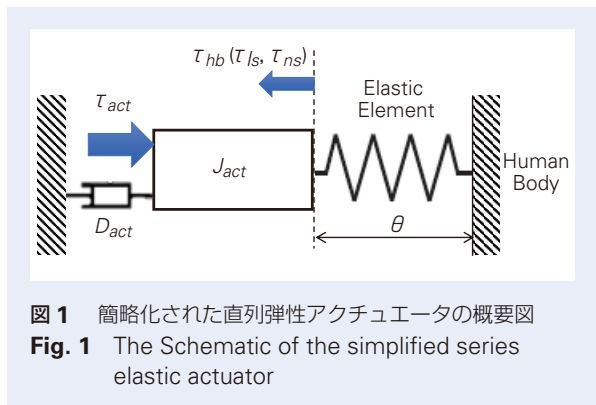


図1 簡略化された直列弾性アクチュエータの概要図
Fig. 1 The Schematic of the simplified series elastic actuator

このモデルは、一般的に人体の動きはアクチュエータよりも遅く¹⁸⁾、人間の活動は、システム状態を不安定にすることは無いという前提からなる。弾性要素の剛性 k_{sea} が一定の時、弾性要素の出力トルク τ_{ls} は式(1)で表せる。

$$\tau_{ls} = \tau_{hb} = k_{sea}\theta \tag{1}$$

また、図1のアクチュエータシステムの運動方程式は、式(2)で表せる。

$$J_{act}\ddot{\theta} + D_{act}\dot{\theta} + \tau_{hb} = \tau_{act} \tag{2}$$

式(1)、式(2)より、アクチュエータへの入力トルク τ_{act} から出力トルク τ_{hb} までの伝達関数は、式(3)で表せる。

$$\frac{\tau_{hb}(s)}{\tau_{act}(s)} = \frac{k_{sea}\theta(s)}{\tau_{act}(s)} = \frac{k_{sea}}{J_{act}s^2 + D_{act}s + k_{sea}} \tag{3}$$

この場合、システムのゲインが落ち始めるサチュレーション周波数 ω_{sat} は、式(4)で表すことができる。

$$\omega_{sat} = \sqrt{\frac{k_{sea}}{J_{sea}}} \tag{4}$$

式(1)および式(4)より、最大出力トルク τ_{max} およびサチュレーション周波数 ω_{sat} 、最大たわみ量 θ_{max} の要求仕様を用いて式(5)で剛性 k_{sea} を決定することができる。

$$k_{sea} = \omega_{sat}^2 J_{sea} = \frac{\tau_{max}}{\theta_{max}} \tag{5}$$

2.2 非線形弾性要素(NSEE)の設計

NSEE の概略図を図 2 に示す。図 2 の NSEE は、2 本のアームが点 O を中心に同軸回転し、引張ばねで結合されている。一方のアームは、動力伝達機構を介してモータで駆動され、もう一方は、外部負荷(人間)に接続されている。図 2 において、ばねの長さ l_s は、式(6)で求められる。

$$l_s = \sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \theta} \quad (6)$$

ばねの自然長が R_r であるとき、フックの法則から各ばねの張力 F_s は、剛性 k_s と長さ l_s から式(7)で表せる。

$$F_s = k_s \{l_s - (R-r)\} \quad (7)$$

ばねの数を n とすると、NSEE の出力トルク τ_{ns} は、式(8)から計算できる。

$$\tau_{ns} = nF_s \frac{Rr \sin \theta}{l_s} = nk_s Rr \left(1 - \frac{(R-r)}{\sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \theta}}\right) \sin \theta \quad (8)$$

式(8)より、NSEE の剛性 k_{ns} は、式(9)のように角度 θ に応じて変化するといえる。

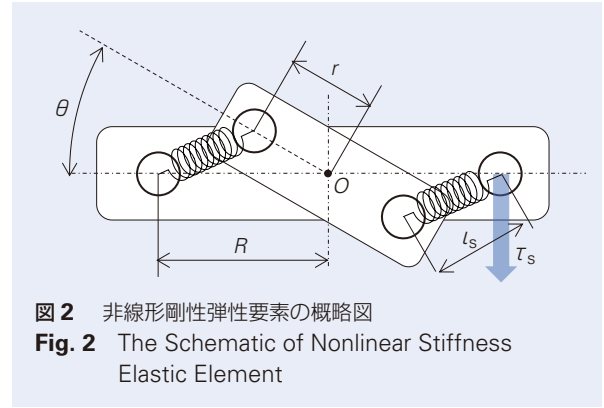
$$k_{ns}(\theta) = \frac{d\tau_{ns}(\theta)}{d\theta} \quad (9)$$

この角度に応じた剛性の変化によって、NSEE は線形剛性要素と比較してヒューマンインタラクション性能が向上するが¹⁰⁾、その非線形性から制御周波数帯域の要求仕様に基づいた、周波数領域での設計と解析が困難である。以降では、非線形挙動解析に適用できる周波数応答解析手法である記述関数を用いて、NSEE の周波数領域における設計と解析を図る。

3. NSEE の記述関数を用いた表現

本節では、非線形直列弾性アクチュエータの周波数領域特性を解析するため、非線形弾性要素の記述関数を導出する。

$\alpha = \frac{2(R-r)^2}{Rr}$ 、 $\beta = Rr$ とすると、式(8)はマクローリン展開を用いて、式(10)で表すことができる。



$$\tau_{ns} = nk_s \beta \frac{1}{\alpha + \theta^2} \theta^3 \quad (10)$$

正弦波加振に対する非線形バネの出力変位 θ が、 $\theta = A \sin(\omega t)$ の形で表せるとすると、 τ_{ns} は以下のフーリエ級数で表すことができる。

$$\tau_{ns}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad (11)$$

τ_{ns} が奇関数であることから、この非線形系は原点对称であると仮定する。したがって、 $a_0 = 0$ とし、基本成分 a_1 と b_1 のみに注目すると¹³⁾、

$$\tau_{ns}(t) = a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t \quad (12)$$

また、 $b_{11} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + A^2 + A \cos \omega t}}$ 、 $b_{12} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + A^2 - A \cos \omega t}}$ とすると、式(12)内のフーリエ係数 a_1 と b_1 は、以下の積分により導出できる。

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \tau_{ns}(t) \cos \omega t d\omega t \\ &= \frac{nk_s \beta}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{1}{\alpha + (A \sin \omega t)^2} (A \sin \omega t)^3 \cos \omega t d\omega t \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \tau_{ns}(t) \sin \omega t d\omega t \\ &= \frac{nk_s \beta}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \left\{ A \sin^2 \omega t - \frac{\alpha}{A} + \frac{\alpha^2 (b_{11} + b_{12})}{2A \sqrt{\alpha + A^2}} \right\} d\omega t \end{aligned} \quad (14)$$

$x = \sin\omega t$, $dx = \cos\omega t d\omega t$ とすると,

$$a_1 = \frac{nk_s\beta}{\pi} \int_{\sin^{-\pi}}^{\sin\pi} \frac{1}{\alpha + (Ax)^2} (Ax)^3 dx = 0 \quad (15)$$

$z = e^{i\omega t}$, $\cos\omega t = \frac{1}{2}(z + \frac{1}{z})$, $d\omega t = -\frac{i}{z} dz$ とすると,

$$\begin{aligned} \int_{-\pi}^{\pi} b_{11} d\omega t &= -\frac{1}{A} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} \frac{2i}{z^2 + 2z \sqrt{\frac{\alpha}{A^2} + 1} + 1} dz \\ &= -\frac{1}{A} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} f_1(z) dz \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \int_{-\pi}^{\pi} b_{12} d\omega t &= -\frac{1}{A} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} \frac{2i}{z^2 - 2z \sqrt{\frac{\alpha}{A^2} + 1} + 1} dz \\ &= -\frac{1}{A} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} f_2(z) dz \end{aligned} \quad (17)$$

式(16), 式(17)において, f_1 と f_2 は積分区間内で単一の極を有するため, 留数定理より式(18), 式(19)の変換が可能である²⁰⁾.

$$\begin{aligned} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} f_1(z) dz &= 2\pi i \text{Res}(f_1, -\sqrt{\frac{\alpha}{A^2} + 1} + \sqrt{\frac{\alpha}{A^2}}) \\ &= 2\pi i \text{Res}(f_1, p_1) \\ &= \lim_{z \rightarrow p_1} (z - p_1) f_1(z) = -\frac{2\pi A}{\sqrt{\alpha}} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \oint_{e^{-i\pi}}^{e^{i\pi}} f_2(z) dz &= 2\pi i \text{Res}(f_2, \sqrt{\frac{\alpha}{A^2} + 1} - \sqrt{\frac{\alpha}{A^2}}) \\ &= 2\pi i \text{Res}(f_2, p_2) \\ &= \lim_{z \rightarrow p_2} (z - p_2) f_2(z) = \frac{2\pi A}{\sqrt{\alpha}} \end{aligned} \quad (19)$$

式(12) ~式(19)より, NSEE の出力トルク τ_{ns} は式(20)に示す記述関数 $N_r(A)$ と角度変位 θ で表すことが可能である.

$$\begin{aligned} \tau_{ns} &= nk_s\beta \left\{ A + \frac{2\alpha}{A} \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{A^2}{\alpha}}} - 1 \right) \right\} \sin\omega t \\ &= nk_s\beta \left\{ 1 + \frac{2\alpha}{A^2} \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \frac{A^2}{\alpha}}} - 1 \right) \right\} \theta = N_r(A) \theta \end{aligned} \quad (20)$$

以上より, 図1に示した NSEE を弾性要素として組み込んだアクチュエータシステムは, 図3に示すように線形要素と非線形要素を有するフィードバックシステムとして表すことができる.

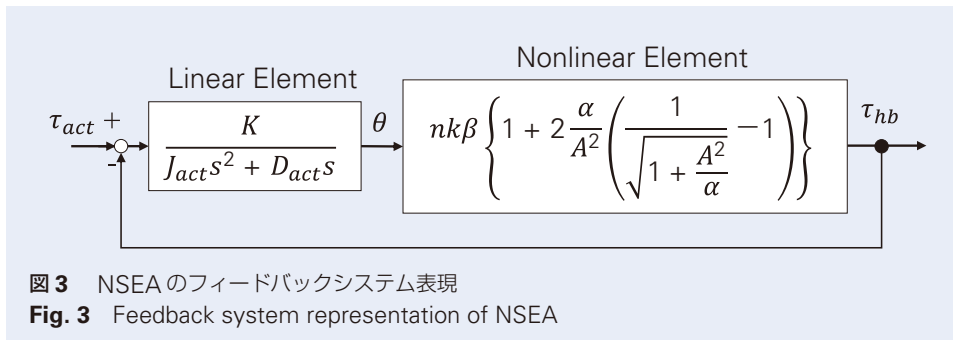


図3 NSEAのフィードバックシステム表現
Fig. 3 Feedback system representation of NSEA

4. 記述関数の制御器への適用性

4.1 NSEE の物理シミュレーション

第3章で導出した記述関数から得られる周波数特性の妥当性を確認するため、MATLAB/Simulink 環境の Simscape ライブラリを使用して、物理シミュレーションを行った。図1と表1に基づき、慣性要素と減衰要素、第2章で紹介したNSEEを非線形回転バネ要素として構成したアクチュエータの物理シミュレーションモデルを図4に示し、その剛性特性を図5に示す。表1のパラメータおよび図5の剛性

表1 アクチュエータのパラメータ

Table 1 Actuator Parameters

Items	Units	Values
Actuator Inertia J_{act}	kgm^2	0.005
Damping Coefficient D_{act}	$Nm/(rad/s)$	0.1
Number of Tension Springs n	—	4
Stiffness of Tension Springs k_s	N/mm	32
Length R	mm	70
Length r	mm	40

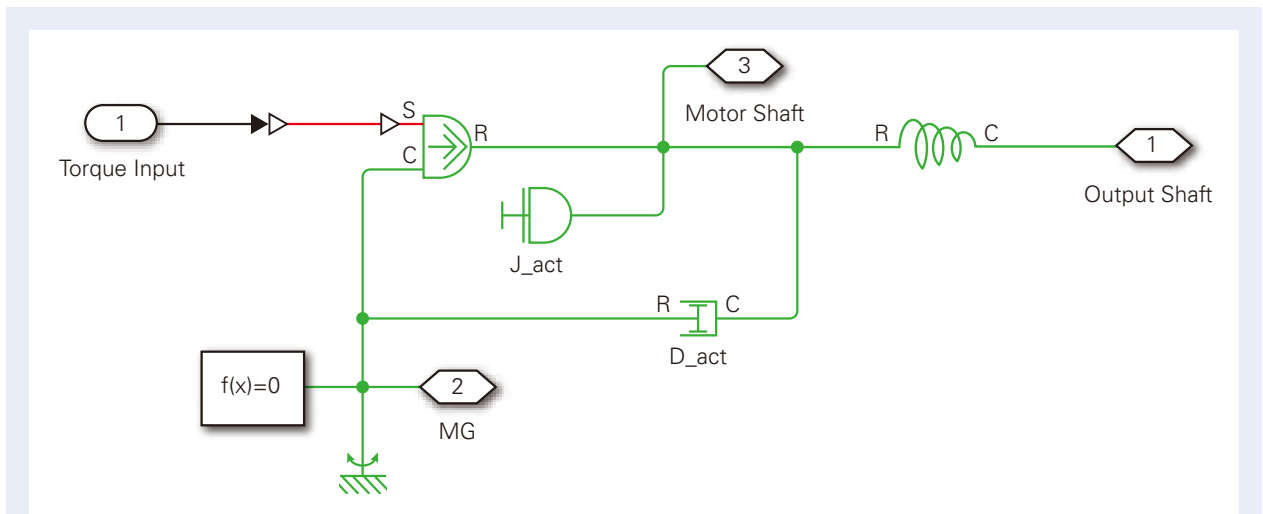


図4 物理シミュレーションモデル
Fig. 4 Physical Simulation Model

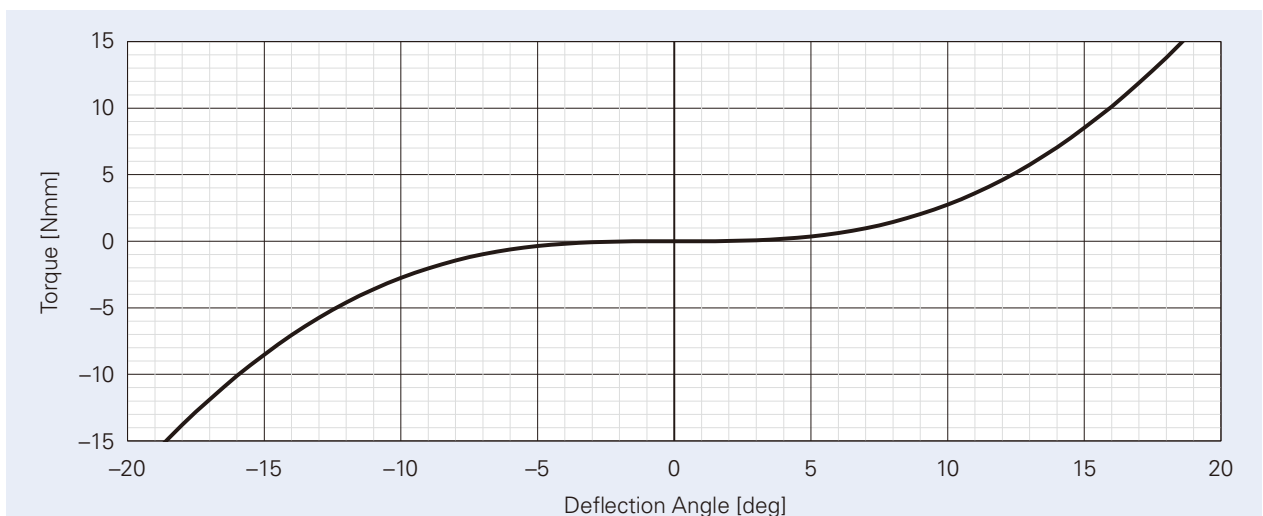


図5 NSEE の剛性特性
Fig. 5 Stiffness Characteristic of NSEE

特性は、式(4)と式(5)、式(8)に基づいてトルク振幅 ± 15 Nm の時、サチュレーション周波数が 15 Hz 以上になることを狙って設計された。図 5 に示す通り、本アクチュエータモデルの剛性は、たわみ角に対して徐々に増加する。この非線形性により、線形弾性要素を有する従来の SEA に比べて、剛性が低い区間はコンプライアンスが低くなり、剛性が高い区間は制御帯域幅が広がる。

この物理モデルに正弦波トルク τ_{act} を入力し、出力トルク τ_{hb} を観測することで周波数応答解析を行った。様々な振幅と周波数のトルクを入力した場合の物理シミュレーション結果を図 6 に示す。図 6 a と図 6 b を比較すると、トルク振幅が大きいほど高い周波数で振動していることがわかる。図 6 c と図 6 d を比較すると、同じ周波数でも入力トルク振幅によって出力トルク振幅が異なることがわかる。これは、非線形弾性アクチュエータにおいては、入力トルクの振幅に応じてサチュレーション周波数が変化することを意味している。またこれらの結果には、入力よりも高い周波数の振動が含まれているため、周波数応答解析のためのゲインを求めることが難しい。そこで本稿では、入力正弦波の周期を T とし、式 (21) に示す通り実効値を用いて τ_{act} から τ_{hb} までのゲイン G を計算した。

$$G = \frac{\sqrt{\int_T^{2T} \tau_{hb}^2(t) dt}}{\sqrt{\int_T^{2T} \tau_{act}^2(t) dt}} \quad (21)$$

入力トルクの振幅を ± 1[Nm] から ± 15[Nm] まで変化させて、周波数応答特性を解析した結果を図 7 に示す。前述したように、飽和周波数はトルク振幅によって変化していた。また、線形剛性の場合と異なり、固有振動数を超えるとゲインが 0 dB 以下まで急減していることがわかる。

4.2 記述関数を用いた周波数応答解析

次に、MATLAB/Simulink を用いて、第 3 章で導出した記述関数を含む図 3 のフィードバックシステムの周波数応答解析を行った。本シミュレーションでは、NSEE への入力トルク振幅 $A\tau$ に対する式 (20) 内の入力変位振幅 A を定義する必要がある。しかし、NSEE の剛性特性を示す式 (8) を用いてトルク τ_{ns} から直接変位 θ を導くことはできない。そこで本シミュ

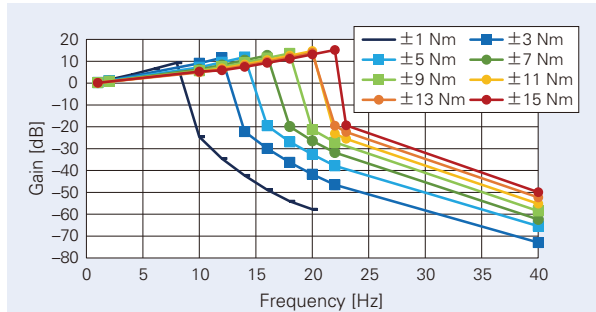


図 7 物理シミュレーションによる周波数応答解析結果
Fig. 7 Frequency Response Result by using Physical Simulation

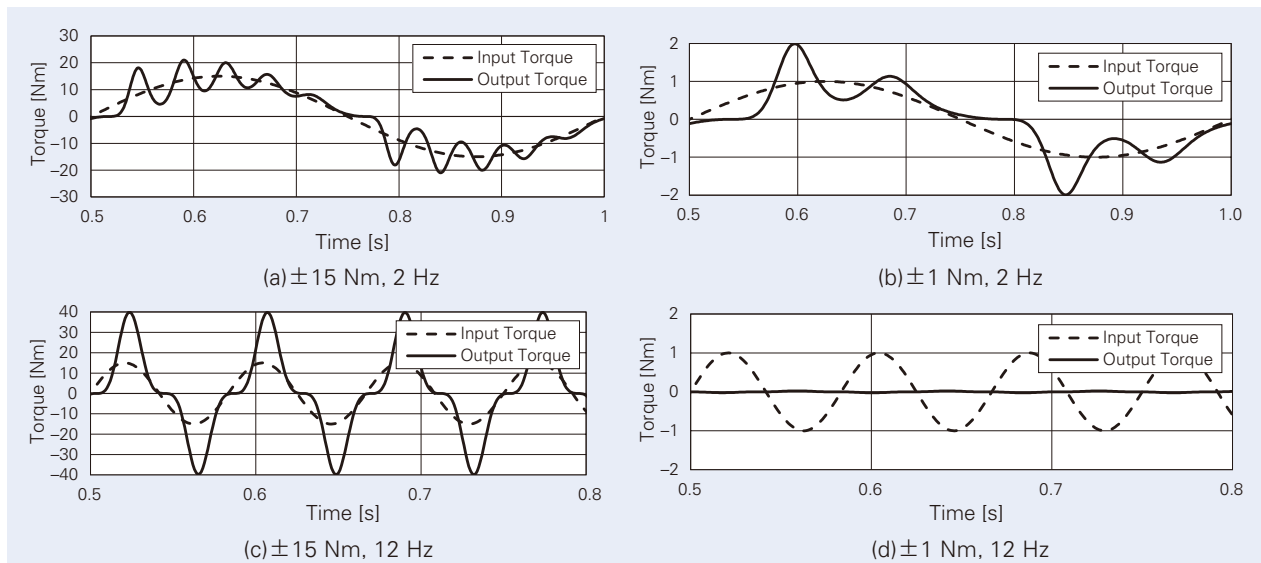


図 6 物理シミュレーション結果
Fig. 6 Physical Simulation Results

レーションでは、あらかじめ $(\theta, \tau_{ns}(\theta))$ をサンプリングしておき、式(10)とニュートン・ラプソン法²¹⁾から、式(22)を用いて A を計算した。ここで、 $\tau_{ns}(\theta_i)$ は入力トルク振幅 A τ に最近傍の i 番目のサンプリングトルクを示す。

$$A = \theta_i - \frac{\tau_{ns}(\theta_i) - A\tau}{\tau'_{ns}(\theta_i)} = \theta_i - \frac{(\tau_{ns}(\theta_i) - A\tau)(\alpha + \theta_i^2)^2}{nk_s\beta(3\alpha + \theta_i^2)\theta_i^2} \quad (22)$$

図3のシステムに、様々な振幅と周波数のトルクを入力した場合のシミュレーション結果の比較を図8に示す。特に高周波の振動が発生した場合、シミュレーション結果は完全には一致しなかったが、振動の中心に追従して記述関数の出力が変化していることがわかる。

入力トルクの振幅を ± 1[Nm] から ± 15[Nm] まで変化させ、図3のシステムの周波数応答特性を解析した結果を図9に示す。図7と比較すると、記述関数による近似のため、固有振動数以降の急激なゲイン低下がないことがわかる。物理モデルと記述関数モデルのゼロクロス周波数を比較した結果を表2に示す。各入力トルク振幅において、物理シミュレーションモデルと図3のシステムのゼロクロス周波数の差が ± 1 Hz 以内であることから、本論文で導出した記述関数は制御帯域を表現できていると考えられる。

以上より、記述関数法は、特定の周波数範囲におけるシステムの挙動を効果的に明らかにするものの、複雑で高次元のシステムや多変数のサブシステムへの適

用には限界があり、計算も複雑なものになる。また記述関数法は、入力周波数が比較的一定のシステムに適用した場合に最も効果的であり、動的な入力信号を持つシステムの解析は困難である。

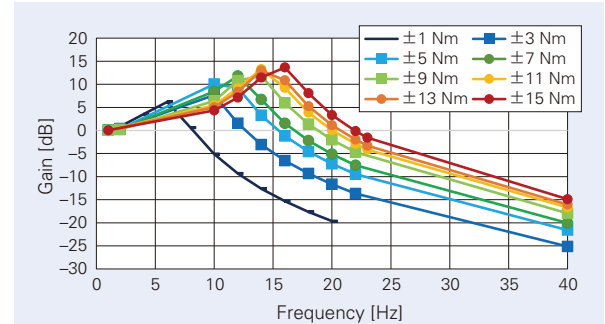


図9 記述関数を用いた周波数応答解析結果
Fig. 9 Frequency Response Analysis Result by using Describing Function

表2 物理シミュレーションと記述関数のゼロクロス周波数比較
Table 2 Zero Crossing Frequency Comparison between Physical Model and Describing Function [Hz]

	Input Torque Amplitude [Nm]							
	±1	±3	±5	±7	±9	±11	±13	±15
Physical Model	9	13	15	17	19	21	21	22
Describing Function	8	13	15	17	19	20	21	22

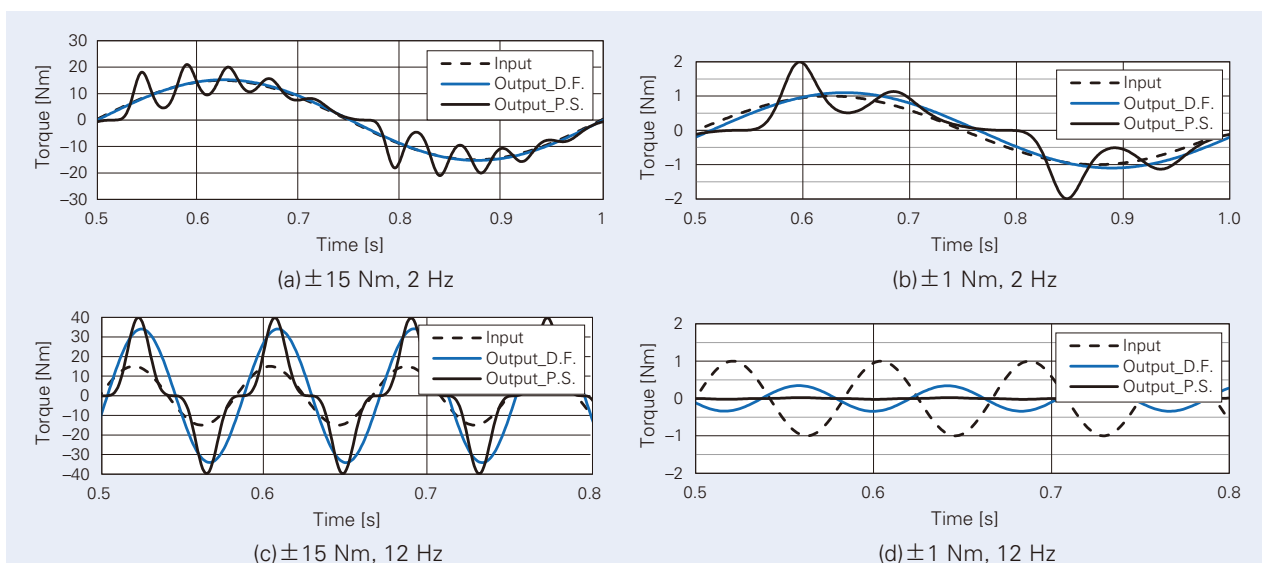


図8 記述関数を用いたシミュレーション結果
Fig. 8 Simulation Results with Describing Function

4.3 NSEAの制御器設計への繋がり

これまでNSEAの制御器は、その速応性からゲインスケジューリング制御が選択されてきた^{5) 8)}。しかし、従来のゲインスケジューリング制御器は、安定性の保証に課題があった²²⁾。本論文で紹介した記述関数の導入により、NSEAの制御器設計への新たなアプローチが可能となる。式(20)と図3から、式(23)の通りNSEAは線形パラメータ変動(LPV)システムとしてモデル化される。

$$G(s, A) = \frac{KN_{\tau}(A)}{J_{act}s^2 + D_{act}s + KN_{\tau}(A)} \quad (23)$$

式(23)のLPVシステムは、観測可能なパラメータAの関数であるため、パラメータ変動に適応可能な H_{∞} 制御設計に適している²³⁾。従来の非線形系における H_{∞} 制御器は、不確実性や非線形性によって変動するパラメータが多く応答が遅くなりがちであったが、LPVシステムではパラメータAのリアルタイム適応が容易である。

式(23)のLPVモデルを使用することで、ロバストなLPVベースの H_{∞} 手法を採用することができ、システム固有の非線形性や不確実性に対してロバストでありながら、速応性のある制御器設計を実現できる。このモデルは、さらに状態フィードバック問題として定式化され、適応型LPV制御フレームワークの中に組み込むことができる^{24) 25)}。

5. あとがき

本研究では、現代のロボット工学において重要な要素である非線形直列弾性アクチュエータを解析するためのツールとして、記述関数法の可能性を示した。

本論文で得られた理論的洞察を検証するために、記述関数から得られた結果を物理シミュレーションの結果と比較した。これらの結果から、記述関数法の制御器への適用性を示す相関性が得られた。

ロボットの「筋肉」といえる非線形直列弾性アクチュエータは、ロボットがどのように操縦し、周囲の環境と関わるかを決定する。本稿では、ロボット工学における筋肉のような動きの複雑さを再現し理解するための記述関数法の可能性を示した。

参考文献

- 1) K. Kong, J. Bae, and M. Tomizuka, "A compact rotary series elastic actuator for human assistive systems," *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, vol. 17, no. 2, pp. 288–297, 2011.
- 2) Z. Li and S. Bai, "A novel revoluted joint of variable stiffness with reconfigurability," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 133, pp. 720–736, 2019.
- 3) N. Fahse, M. Millard, F. Kemptner, S. Maier, M. Roller, and J. Fehr, "Dynamic human body models in vehicle safety: An overview," *GAMM-Mitteilungen*, p. e202300007, 2023.
- 4) J. Austin, A. Schepelmann, and H. Geyer, "Control and evaluation of series elastic actuators with nonlinear rubber springs," in *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2015, pp. 6563–6568.
- 5) F. A. Rafeedi, J. H. Yoon, and D. Hong, "Design and control of a novel compact nonlinear rotary magnetic sea (msea) for practical robotic gripper implementation," *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 6, no. 4, pp. 7643–7650, 2021.
- 6) Y. Zhu, Q. Wu, B. Chen, D. Xu, and Z. Shao, "Design and evaluation of a novel torque-controllable variable stiffness actuator with reconfigurability," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 27, no. 1, pp. 292–303, 2021.
- 7) H. J. Bidgoly, M. N. Ahmadabadi, and M. R. Zakerzadeh, "Design and modeling of a compact rotational nonlinear spring," in *2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2016, pp. 4356–4361.
- 8) I. Thorson and D. Caldwell, "A nonlinear series elastic actuator for highly dynamic motions," in *2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. IEEE, 2011, pp. 390–394.
- 9) T. Chen, R. Casas, and P. S. Lum, "An elbow exoskeleton for upper limb rehabilitation with series elastic actuator and cable-driven differential," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 35, no. 6, pp. 1464–1474, 2019.
- 10) Y. Qian, S. Han, G. Aguirre-Ollinger, C. Fu, and H. Yu, "Design, modeling, and control of a reconfigurable rotary series elastic actuator with nonlinear stiffness for assistive robots," *Mechatronics*, vol. 86, p. 102872, 2022.
- 11) M. d. C. Sanchez-Villamanan, J. Gonzalez-Vargas, D. Torricelli, J. C. Moreno, and J. L. Pons, "Compliant lower limb exoskeletons: a comprehensive review on mechanical design principles," *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, vol. 16, no. 1, pp. 1–16, 2019.
- 12) D. A. Winter, *Biomechanics and motor control of human movement*. John Wiley & sons, 2009.
- 13) J.-J. E. Slotine, W. Li, et al., *Applied nonlinear control*. Prentice hall Englewood Cliffs, NJ, 1991, vol. 199, no. 1.
- 14) J. Gibson, E. d. Tada, J. Hill, and I. S., "Describing Function Inversion: Theory and Computational Techniques," Department of Electrical and Computer Engineering Technical Reports, Dec. 1962. [Online]. Available: <https://docs.lib.purdue.edu/ecetr/512>
- 15) B. Kurkcu, C. Kasnakoglu, and M. O. Efe, "Disturbance/uncertainty estimator based integral sliding-mode control," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 63, no. 11, pp. 3940–3947, 2018.
- 16) J. Prawin and A. R. M. Rao, "Damage detection in nonlinear systems using an improved describing function approach with limited instrumentation," *Nonlinear Dynamics*, vol. 96, pp. 1447–1470, 2019.
- 17) D. W. Robinson, "Design and analysis of series elasticity in closed-loop actuator force control," Ph.D. dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- 18) H. Yu, S. Huang, G. Chen, Y. Pan, and Z. Guo, "Human-robot interaction control of rehabilitation robots with series elastic actuators," *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 31, no. 5, pp. 1089–1100, 2015.
- 19) W. M. Dos Santos, G. A. Caurin, and A. A. Siqueira, "Design and control of an active knee orthosis driven by a rotary series elastic actuator," *Control Engineering Practice*, vol. 58, pp. 307–318, 2017.
- 20) I. ESL, *Complex Analysis*. Pearson Education India, 2012.
- 21) K.-H. Pho, "Improvements of the newton-raphson method," *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 408, p. 114106, 2022.
- 22) M. Albayrak, B. Kurkcu, and S. Ayasun, "Switching based mimo robust autopilot design: A munition example," in *2022 IEEE 13th International Conference on Mechanical and Intelligent Manufacturing Technologies (ICMIMT)*. IEEE, 2022, pp. 302–307.
- 23) Y. Han, Z. Xu, and H. Guo, "Robust predictive control of a supercavitating vehicle based on time-delay characteristics and parameter uncertainty," *Ocean Engineering*, vol. 237, p. 109627, 2021.
- 24) B. Sereni, E. Assunc,ao, and M. Carvalho Minhoto Teixeira, "New gain-scheduled static output feedback controller design strategy for stability and transient performance of LPV systems," *IET Control Theory & Applications*, vol. 14, no. 5, pp. 717–725, 2020.
- 25) P. Apkarian, P. Gahinet, and G. Becker, "Self-scheduled H_∞ control of linear parameter-varying systems: a design example," *Automatica*, vol. 31, no. 9, pp. 1251–1261, 1995.

直動機械向け状態監視システム実用化の 開発



宮坂 孝範*

宮坂 孝範

Development of Condition Monitoring System for Linear Motion Machines

T. Miyasaka

The need for condition monitoring at production sites has increased due to the expected benefits, such as reduced downtime, extended equipment life, increased productivity, and improved safety. Monitoring conditions in linear motion machines requires diagnostic technology for both the entire system and the components within to make accurate assessments even when operation patterns change.

Here, we introduce the development of a condition monitoring system that can be practically applied to monitor conditions in not only rotating equipment, but also linear motion machines.

1. まえがき
2. トリガー機能の開発
3. 独自の診断指標値(ディスクリプタ)の開発
 - 3.1 ボールねじ用のディスクリプタ
 - 3.2 リニアガイド用のディスクリプタ
 - 3.3 ディスクリプタによる傾向監視
 - 3.4 社内実証結果
4. あとがき

1. まえがき

近年、社会環境の変化として、産業インフラの老朽化・少子高齢化による労働人口の減少・熟練労働者の不足などが深刻化している中で、機械設備や製造ラインの状態監視の重要性がますます高まっている。これは、状態監視により機械や設備の状態をリアルタイムで監視して異常を早期に検知することで、故障や事故を未然に防ぐことが可能になり、設備の稼働率向上やメンテナンスコストの削減が期待できるためである。

機械設備の状態監視は、温度・音・振動など様々な情報を取得して行われる。しかし、温度や音で異常を検知した時には、部品レベルでは既に損傷が進んでい

ることがあり、部品交換などの突発的な保守作業を強いられる可能性が高い。一方、振動は温度や音では検知できない早期の異常も発見することができる(図1¹⁾)。そこで、NSKでは振動の検知に焦点を当てており、巡回監視用および常時監視用の状態監視システムのラインナップを提供している(図2)。

状態監視の現状を鑑みると、石油化学・風力発電・鉄鋼・製紙といったプロセス製造産業における重要設備の中のコンプレッサ・大型タービン・モータなどの回転機械設備を対象に実施されている。これは、一定の回転速度で連続的に動作する運転パターンが主であ

* 産業事業本部 CMS 本部 CMS 開発センター

り、安定的な診断がしやすいためである。一方、循環型社会などを背景に自動車製造や電子部品製造などの加工組立製造設備においても、状態監視のニーズが高まっている。加工組立製造設備には次のような特徴があり、高精度な状態監視の実施には難易度が高い条件となっている。

- ①回転要素に加えて直動要素も含めた構成となることが多く、複雑なプロセスで動作する。
- ②直動要素は往復運動するため、位置や速度が時々刻々と変化する。
- ③加工ワークによって動きが変化するため、運転パターンが毎回変化して多岐にわたる。

すなわち、直動機械設備を状態監視するためには、直動要素部品に対する診断技術に加えて、運転パターンが変化する中でも診断できるシステム技術の両立が必要となる。

本稿では、直動機械向け状態監視システム実用化の製品開発について紹介する。

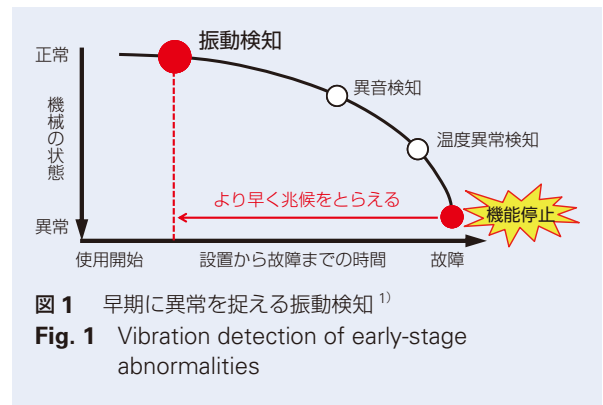


図1 早期に異常を捉える振動検知¹⁾
Fig. 1 Vibration detection of early-stage abnormalities

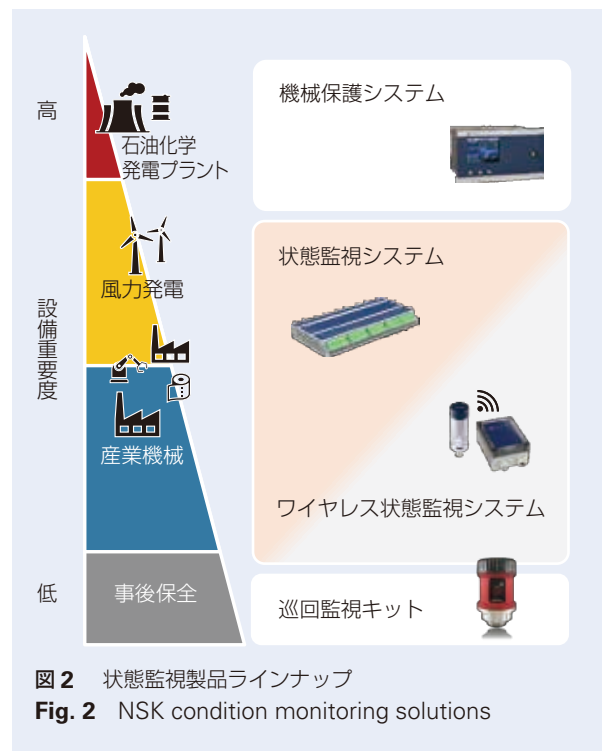
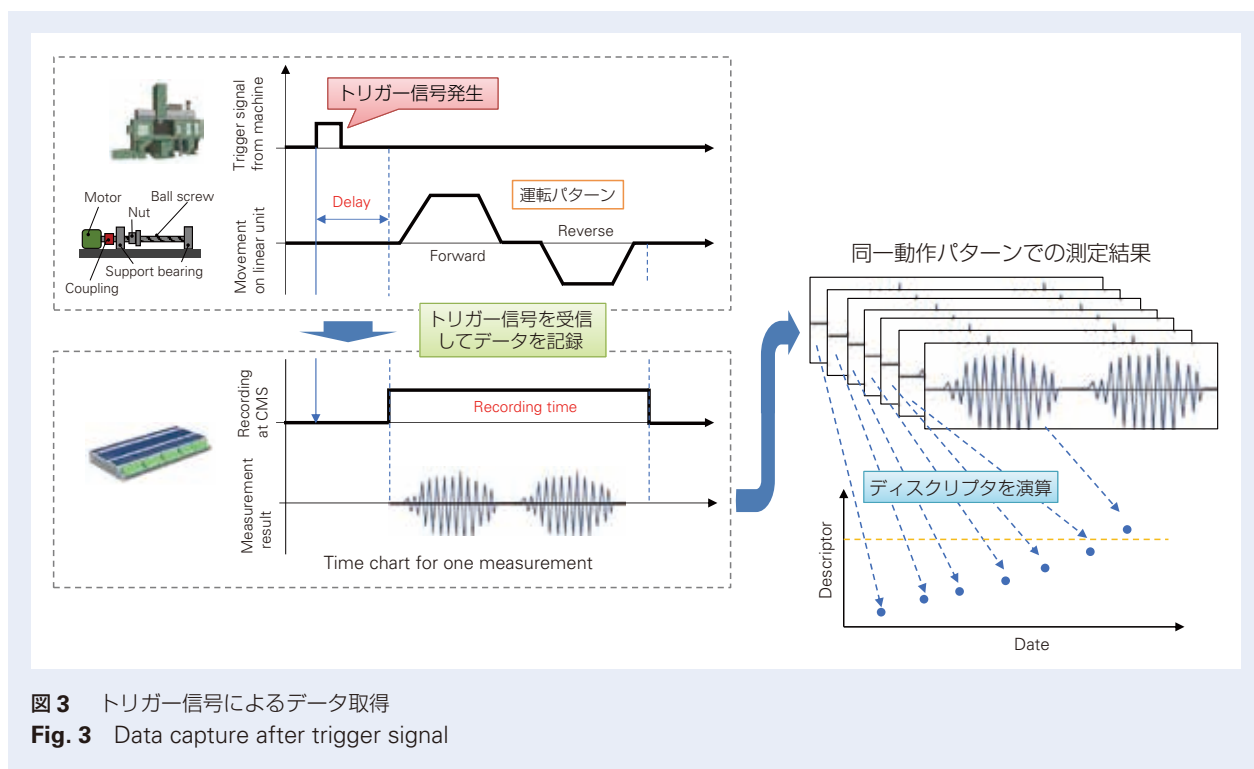


図2 状態監視製品ラインナップ
Fig. 2 NSK condition monitoring solutions

2. トリガー機能の開発

常時監視の際の診断指標値（ディスクリプタ）は、対象とする機械設備に設置した振動センサから取り込んだ振動データを基に算出される。直動機械設備には複数の稼働軸があり、一定回転ではない往復運動などの複雑な運転パターンを有していることが多い。一般的に、振動は速度が速い方が大きく、正常品よりも異常品の方が大きい場合があるため、精度の高い常時監視には適さない。この対策として、速度情報を取得して正規化するような信号処理を施して評価する方法もある。しかし、運転パターンによっては、他の稼働軸の影響を受けた振動データとなるため、診断指標値を単純に比較することが困難となり、都合が悪い。すなわち、ディスクリプタを傾向監視する観点において、

同一動作パターンで振動測定されることが望ましい。そこで、診断の対象とすべきタイミングで振動データを取得することを目指した。外部から入力された信号をトリガーとして振動の時間波形データを取得し、その時間波形データを用いてディスクリプタを算出する機能を状態監視システムに実装した(図3)。図3に示す通り、予め運転パターンから診断に適したタイミングを選定しておき、そのタイミングに見合うように監視対象の機械設備などからデジタル信号を状態監視システムに出力する。状態監視システムではトリガー信号を受信後、設定したディレイ時間後からデータの収集を開始して所定の時間分を収録する。取得した分析用の振動データからディスクリプタを算出して出力する流れである。監視対象の機械設備などから出力するデジタル信号は、例えば機械設備のPLC信号や近接センサの出力などからのパルス電圧(24 V)に対応する。本機能により、例えば直動機械設備の各軸の運転パターンに応じて振動データの取得が可能になる。



3. 独自の診断指標値(ディスクリプタ)の開発

機械設備の故障モードと機械設備の構成要素部品の不具合事象は密接に結びついている。例えば、ボールねじのはく離は送り機構の作動性不良を誘発する。一方、機械設備の構成要素部品の不具合事象は測定された振動にその兆候を示すことは一般に知られている²⁾。例えば、機械設備の構成要素部品である軸受の損傷に起因して発生する振動の周波数成分を把握することで、部品や損傷モードを切り分けることができる。NSKでは、振動信号を信号処理して、1つ以上のスカラー値へ算出したものをディスクリプタと称して診断指標値として用いている。種々のディスクリプタは各々の部品の不具合事象などに関連しており、機械設備の故障を検出するための長期傾向分析に非常に適している。そこで、「機械の故障モード」と「部品の不具合事象」と「ディスクリプタ」を関連付けた診断マトリクスを構築している。これにより、ディスクリプタの監視を通じて、機械の故障および部品の不具合事象の

発生における原因を捉えることに繋がる。さらには、ユーザへ問題解決のためのアクションナブル・インサイトを提示できるといった価値提案に繋がると考えている。

今回、直動機械設備向けとして診断マトリクスの構築を図った。図4に直動機械設備向けとして増設する診断マトリクスのイメージを示す。直動機械設備の故障モードとして、送り機構作動不能や加工精度不良など代表的なものを取り上げた。構成部品としてはボールねじとリニアガイドを取り上げ、それぞれの不具合事象としてはボールねじははく離・予圧低下・取付誤差とし、リニアガイドははく離・取付誤差とした。ボールねじおよびリニアガイドの各不具合事象に紐づくディスクリプタ候補としては、NSKのトライボロジー技術をベースとして開発した診断アルゴリズム³⁾を適用して導くこととした。ボールねじおよびリニアガイドのディスクリプタについて、検証した結果を以降に示す。

機械の故障モード	部品の不具合事象					ディスクリプタ
	ボールねじ			リニアガイド		
	はく離	予圧低下	取付誤差	はく離	取付誤差	
	送り機構作動不能 (ロック, 空転)			●		
送り機構作動不能 (サーボ発振)		●				D02
送り機構作動性不良	●					D03
加工精度不良		●				D04
異音 (異常振動)	●			●		D05
早期故障			●		●	D06
	●					D07
	●					D08
	●					D09
			●			D10
			●			D11
			●			D12
				●		D13
				●		D14
				●		D15

図4 直動機械設備向けに増設する診断マトリクスのイメージ
Fig. 4 Diagnostic matrix for linear motion machines

3.1 ボールねじ用のディスクリプタ

3.1.1 ボールねじ用のはく離ディスクリプタ

ボールねじの型式 HSS4010, 回転速度 400 min^{-1} でのボールねじのねじ軸はく離品に対して, 正常品に対するボールねじのはく離ディスクリプタの比較結果を図 5 に示す. なお, ねじ軸はく離品は玉径の 1/10 程度サイズの人工欠陥をねじ軸軌道面に付与して模擬したものである.

はく離ディスクリプタの候補は複数ある. はく離の形態や発生部位などに応じて, 網羅的に想定しているためである. 本図ではその内の 7 個が示されている. また, 各値は異常品のディスクリプタ値から正常品のディスクリプタ値の差分で表されている. 本来, ディスクリプタは使用する信号処理によって無次元や有次元の値となるが, 比較結果を見やすくするために dB 換算している. 以降, 図 9 まで同様である. ディスクリプタ B を除いて 6 dB 以上あり, 有意な差が確認できた. この結果から, ボールねじのはく離ディスクリプタを定義できたものと考えている. 本来であれば, ディスクリプタ B は除外すべきだが, ディスクリプタは単独で用いるだけでなく, 複数用いて総合的に判断することも想定していることから, 暫定的に残すこととした.

3.1.2 ボールねじ用の予圧低下ディスクリプタ

ボールねじの型式 HSS4012, 回転速度 1600 min^{-1} でのボールねじの予圧低下品に対して, 予圧品に対するボールねじの予圧低下ディスクリプタの比較結果を図 6 に示す. なお, 予圧低下品は玉径調整により予圧量を変更してすきま品としたものである.

予圧低下ディスクリプタの候補は複数ある. ボールのねじの種類・サイズなどに応じて, 網羅的に想定しているためである. 本ディスクリプタは, 予圧が低下すると小さくなる性質を持つ. ディスクリプタ I は, -6 dB を超えており, 有意な差が確認できた. 一方, ディスクリプタ H と J は, -3 dB 程度であった. 有意な差とまでは言えないかもしれないが, 本ディスクリプタで傾向監視していく上では変化の特徴を捉えることは可能とみなし, ボールねじの予圧低下ディスクリプタを定義できたものと考えている. なお, ボールねじの予圧低下はねじ軸の摩耗と関連が深いことから, 摩耗事象を捉えるディスクリプタとしても活用できると考えている.

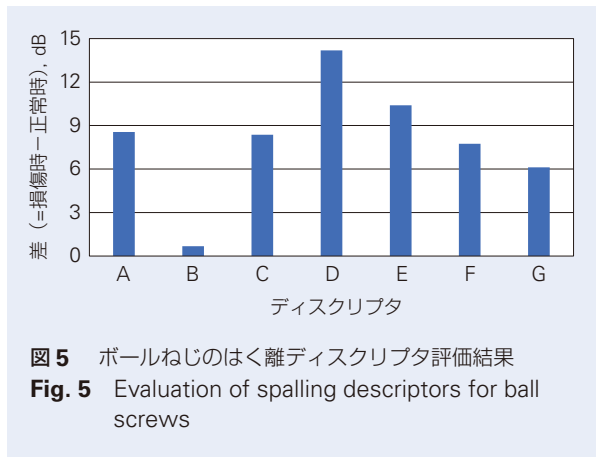


図 5 ボールねじのはく離ディスクリプタ評価結果
Fig. 5 Evaluation of spalling descriptors for ball screws

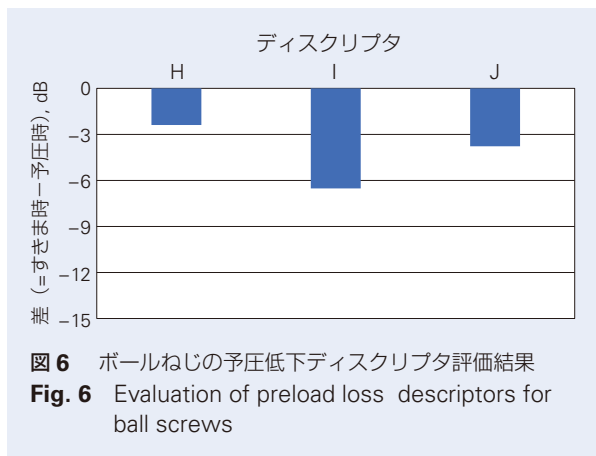


図 6 ボールねじの予圧低下ディスクリプタ評価結果
Fig. 6 Evaluation of preload loss descriptors for ball screws

3.1.3 ボールねじ用の取付誤差ディスクリプタ

ボールねじの型式 HSS4010, 回転速度 400 min^{-1} でのボールねじの取付誤差品に対して, 正常品に対するボールねじの取付誤差ディスクリプタの比較結果を **図 7** に示す. なお, 取付誤差品は取付誤差 0.5 mm としたものである.

取付誤差ディスクリプタの候補は複数ある. ボールのねじの種類・サイズなどに応じて, 網羅的に想定しているためである. 本図ではその内の 3 個が示されている. ディスクリプタ K は 6 dB を超えており有意な差が確認できた. 一方, ディスクリプタ L と M も 4 dB は超えておりボールねじの取付誤差ディスクリプタを定義できたものと考えている. なお, 本ディスクリプタは傾向監視で使用するのではなく, ボールねじの付け替えなどのメンテナンス直後に使用することを想定している.

3.2 リニアガイド用のディスクリプタ

3.2.1 リニアガイド用のはく離ディスクリプタ

リニアガイドの型式 NH25AN, 送り速度 120 m/min でのリニアガイドのスライダ上のはく離品に対して, 正常品に対するリニアガイドのはく離ディスクリプタの比較結果を **図 8** に示す. なお, スライダのはく離品は, 玉径の $1/2$ 程度サイズの人工欠陥をスライダ上に付与して模擬したものである.

はく離ディスクリプタの候補は複数ある. はく離の形態や発生部位などに応じて, 網羅的に想定しているためである. 本図ではその内の 6 個が示されている. ディスクリプタ O を除いて 6 dB 以上あり, 有意な差が確認できた. この結果から, リニアガイドのはく離ディスクリプタを定義できたものと考えている. ディスクリプタ O の扱いについては, ボールねじのはく離ディスクリプタ B と同様に, 複数のディスクリプタを用いて総合的に判断することも想定して暫定的に残すこととした.

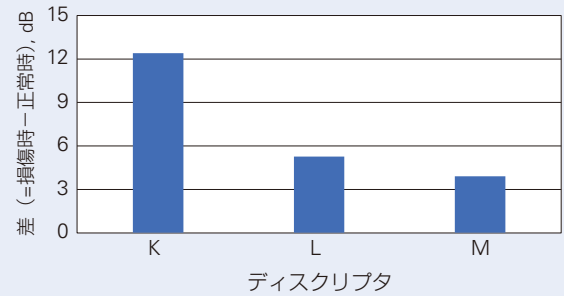


図 7 ボールねじの取付誤差ディスクリプタ評価結果
Fig. 7 Evaluation of misalignment descriptors for ball screws



図 8 リニアガイドのはく離ディスクリプタ評価結果
Fig. 8 Evaluation of spalling descriptors for linear guides

3.2.2 リニアガイド用の取付誤差ディスクリプタ

リニアガイドの型式 NH25AN, 送り速度 30 m/min でのリニアガイドの取付誤差品に対して, 正常品に対するリニアガイドの取付誤差ディスクリプタの比較結果を図 9 に示す。なお, 取付誤差品はピッチング方向に 2.0×10^{-4} rad 程度の傾きを発生したとしたものである。

取付誤差ディスクリプタの候補は複数ある。リニアガイドの種類・サイズなどに応じて, 網羅的に想定しているためである。本図ではその内の 3 個を示している。すべてのディスクリプタは 6 dB 以上あり, 有意な差が確認できた。この結果から, リニアガイドの取付誤差ディスクリプタを定義できたものと考えている。なお, 本ディスクリプタは傾向監視で使用するのではなく, リニアガイドの付け替えなどのメンテナンス直後に使用することを想定している。

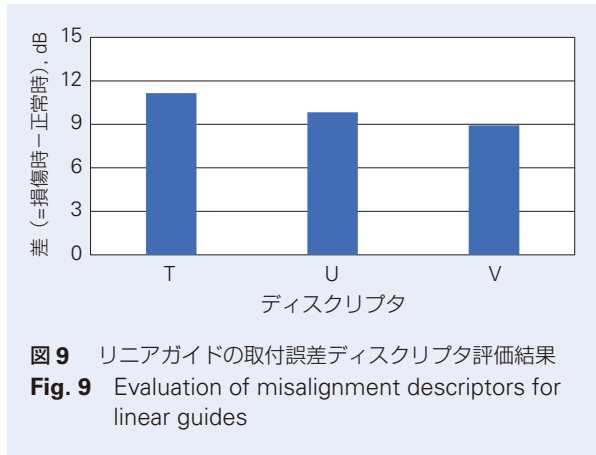


図 9 リニアガイドの取付誤差ディスクリプタ評価結果
Fig. 9 Evaluation of misalignment descriptors for linear guides

3.3 ディスクリプタによる傾向監視

ディスクリプタを監視することによる機械設備の状態監視のイメージを図 10 に例示する。状態監視システムは機械部品へのセンサの取付位置に応じて, 複数のディスクリプタを出力する。本図では, 軸受のはく離ディスクリプタ, ボールねじのはく離ディスクリプタ, ボールねじの予圧低下ディスクリプタ, リニアガイドのはく離ディスクリプタを示している。リニアガイドのはく離ディスクリプタが変化傾向にある, もしくは所定のしきい値を超えたことで, ユーザ(監視者)は, 「リニアガイドにはく離が発生した」, 「放置する

とリニアガイドのはく離が進展して, 機械設備が停止するおそれがある」といった気づきを得ることができ, メンテナンスのアクションにつなげることができる。すなわち, ディスクリプタの変化傾向を監視することで, 監視対象部品にどのような損傷が発生および進行しているかを検出し, 更には監視対象の機械設備にどのような故障が発生するかの予測が可能となる。また, ディスクリプタの変化傾向を監視してアラームを発することで, 重大な機械故障が発生する前にメンテナンスや保全の計画および対応を図ることが可能となる。

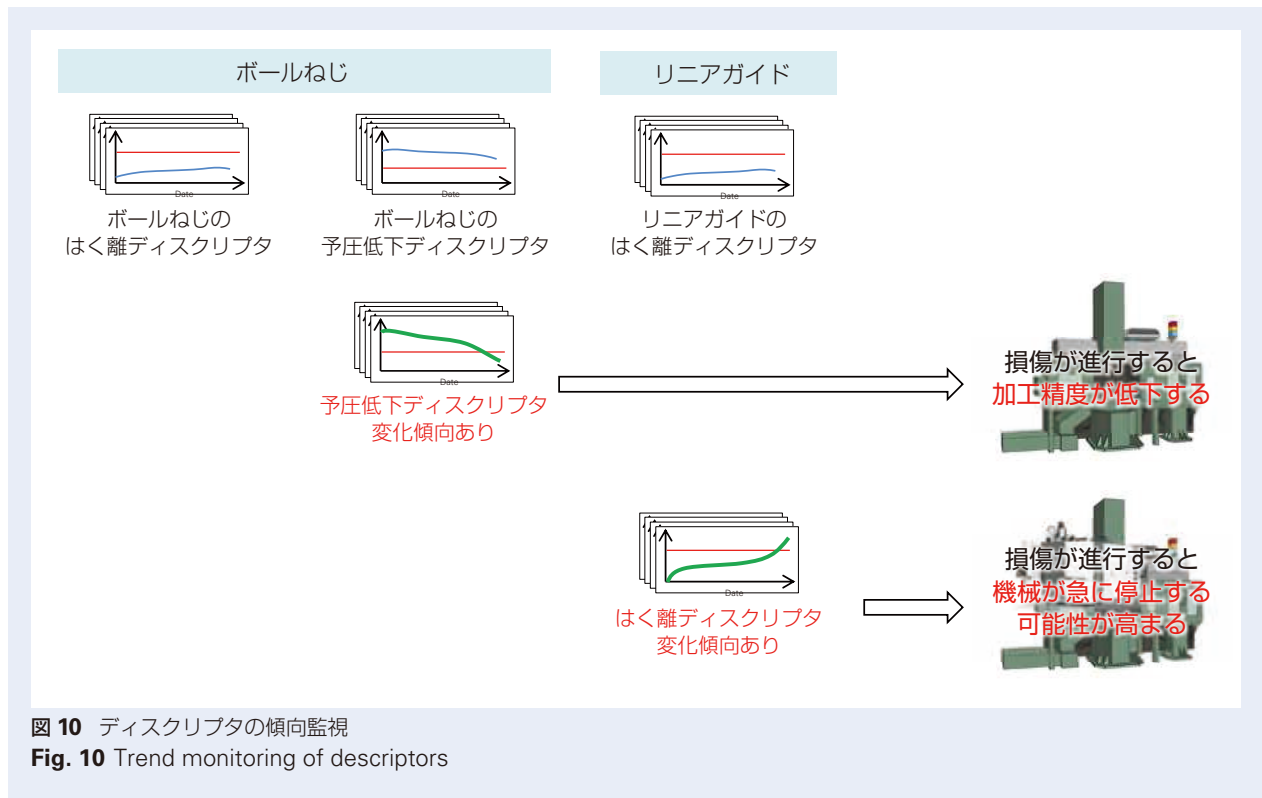


図 10 ディスクリプタの傾向監視
Fig. 10 Trend monitoring of descriptors

3.4 社内実証結果

ディスクリプタを監視することによって、ボールねじのはく離と、その進展を捉えられたケースを示す。ボールねじの型式 W3603UG-6S（軸径 36 mm、リード 10 mm）のねじ軸に微小な人工欠陥を付与した上で、最高回転速度 750 min^{-1} （ストローク 60 mm）で連続試験を実施した。図 11 に、ボールねじのはく離ディスクリプタおよびモータの電流値から換算したモータトルクの経時変化と、はく離の進展状態を示す。ボールねじのはく離ディスクリプタは損傷

のサイズに応じて増加していることを確認した。一方、モータトルクはボールねじが動作不能になる直前に急激に上昇することを確認した。一般的に、電流情報はモータが駆動する系全体の情報が混在したものになるため、特に損傷初期の軽微な変化を検出することは難しく、また、どの部品の変化なのかに結び付けることも難しい。ディスクリプタが損傷検知に有効であること、および振動による診断が早期損傷検知に有効であることを確認できた。

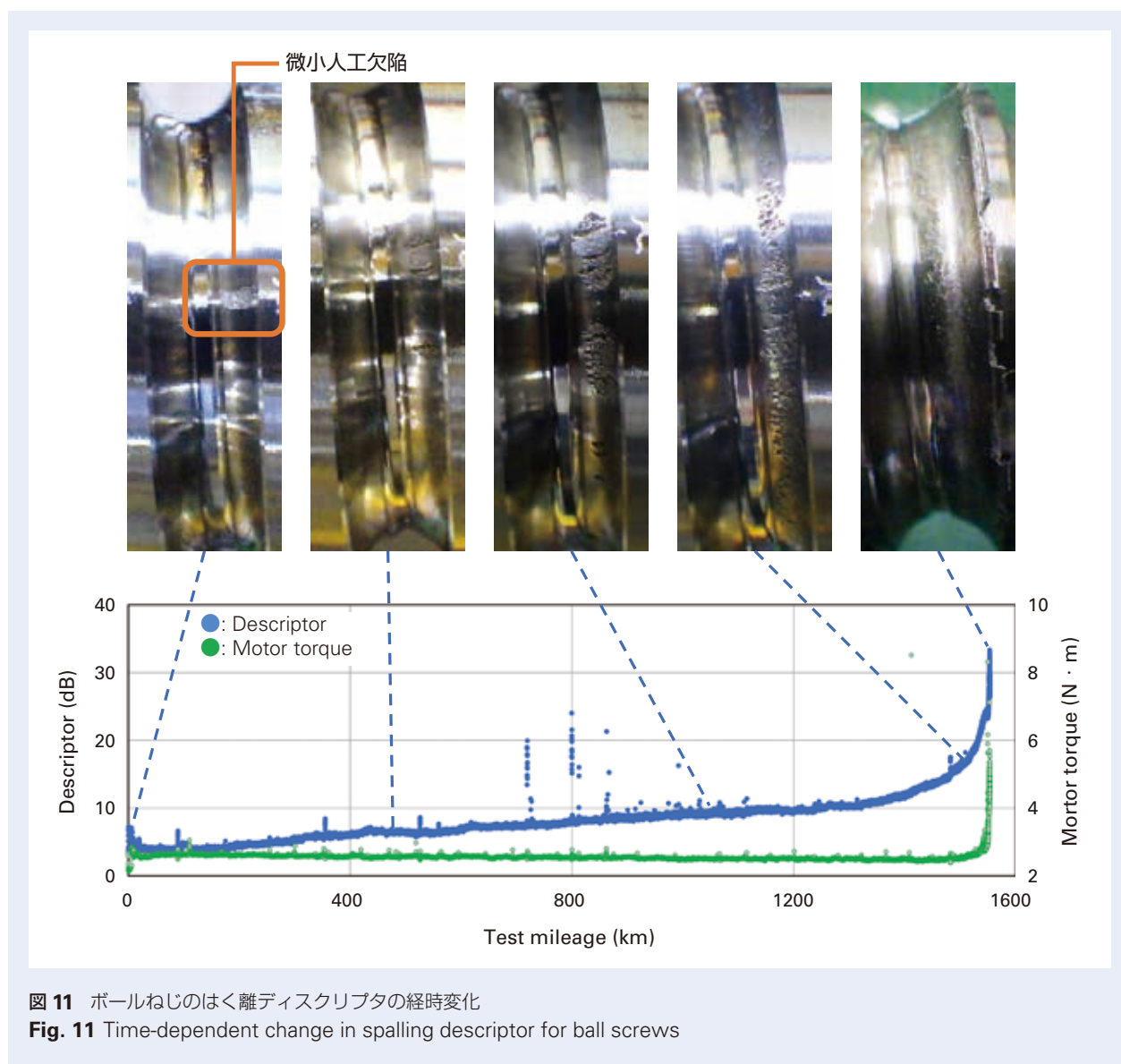


図 11 ボールねじのはく離ディスクリプタの経時変化

Fig. 11 Time-dependent change in spalling descriptor for ball screws

4. あとがき

本稿では、直動機械向け状態監視システム実用化の製品開発について紹介を行った。本装置を含めたソリューションは、機械設備の状態をリアルタイムで監視して異常を早期に検知することで予防保全や効率的なメンテナンスを可能にする。今回はモニタリング対象の拡大として直動機械設備を取り上げて紹介したが、トリガー機能実装により回転機械設備においても、パターン運転などによりこれまで対応できなかった用途にも広く対応できるようになったと考えている。

設備監視ソリューションの導入は企業にとって大きな投資となるが、ダウンタイムの削減、設備寿命の延長、生産性の向上、安全性の向上といったメリットが期待できるため、長期的な視点で見れば非常に有益である。

社内外のプラント設備にてトライアルを含めて今回紹介した直動機械向け状態監視システムによる設備保全を運用しており、お客様からの声を収集している。今後もお客様のニーズに応えるべく機能や診断対象の拡大を図った適用開発を加速し、多様な状態監視ソリューションの提供により、お客様の設備保全の最適化に貢献する。

参考文献

- 1) J. Moubray, "Reliability-centered maintenance", (1997) 154, Industrial Press Inc., New York
- 2) 古池治孝 編修, "v_BASE データベース (第2版) CD-ROM ガイドブック付き", (2002)
- 3) 松村恵介, "「状態監視・診断ソフトウェア ACOUS NAVI™」の特徴と効果", 機械設計, 66-7 (2022) 46-49.

電動 SUV 向け低フリクション円すいころ ハブユニット軸受



田辺 真之*

田辺 真之

Low Friction Tapered Roller Hub Unit Bearings for Electric SUVs

M. Tanabe

Recent progress in vehicle electrification requires hub unit bearings to improve electric efficiency by lowering friction. At the same time, reliability in the field is just as crucial as before. Tapered roller hub unit bearings used in heavier vehicles like large SUVs need particularly high reliability as they tend to be used in more harsh environments. Friction reductions in tapered roller hub unit bearings have been limited as they often conflict with reliability, but in response, NSK has developed low-friction technologies that reduce friction in tapered roller hub unit bearings by 52%.

1. はじめに
2. 円すいころハブユニット軸受のフリクション
3. 内部フリクションの低減技術
 - 3.1 内輪大つば面と外輪端面間の粗さ改善
 - 3.2 ユニット化による予圧低減
4. シールフリクションの低減技術
 - 4.1 低フリクションインナシール形状
 - 4.2 低フリクションアウトシール形状
 - 4.3 低フリクショングリース
5. 低フリクション円すいころハブユニット軸受の効果
6. おわりに

1. はじめに

CO₂ 排出量削減など、高まる各国の環境規制を受けて、自動車業界では電動化が進められ、その航続距離の延長が課題の一つとなっており、バッテリー大容量化や電費向上に取り組んでいる。ハブユニット軸受は、車輪を支えスムーズに回転させる役割を担い、基本機能として過酷な道路環境でも破損しない高信頼性に加えて、電費改善につながる低フリクション化と軽量化も求められている。

特に、電動化が進む乗用車においては、ハブユニット軸受への低フリクション化要求が強く、NSK では

これまで、低フリクションシールや低フリクショングリースを開発し、量産化を進めてきた実績がある。なお、車両重量が比較的軽いことから、乗用車向けハブユニット軸受では、転動体として玉が用いられている。

一方で、重量が重い車両カテゴリーにおいては、負荷容量(定格荷重)を向上させるため、転動体に玉ではなく円すいころが用いられる。図 1 に示す通り、大型 SUV やピックアップトラック、商用車は円すいころが用いられることが多いが、フリクションは玉よりも大きくなってしまふ。さらに、これらの車両は重量

* 自動車技術総合開発センター，シャシ軸受技術部

面だけでなく、ぬかるみなど不整地におけるシール性や、長距離走行での耐久性など、乗用車よりも過酷な使用環境が想定される。そのため、円すいころハブユニット軸受に対しては、高信頼性が一層強く求められ、低フリクションを追求した新設計よりも、市場実績のある設計が好まれる傾向にある。しかし、大型SUVやピックアップトラックといった車両カテゴリーにおいても電動化は進んでおり、円すいころハブユニット軸受にも相応の進化が求められる。

そこで本稿では、円すいころ特有の技術に加えて、玉ハブユニット軸受で実績を積んだ技術を適用し、信頼性を損ねることなく低フリクション化と、さらに軽量化も達成できる円すいころハブユニット軸受の仕様について解説する。

2. 円すいころハブユニット軸受のフリクション

図2に、現行品の代表例として、第2.5世代の円すいころハブユニット軸受仕様を示す。世代別の仕様の違いについては、次章で解説する。このハブユニット軸受のフリクション発生要因は、複列背面組み合わせで配された円すいころ、軌道面などで生じる「内部フリクション」と、外部環境から泥水などの侵入を防

ぐシールによる「シールフリクション」とに分けることができる。軸受全体のフリクションに占める割合としては、概ね内部フリクションが60～70%、シールフリクションが30～40%程度となっている。

以下、現行の第2.5世代ハブユニット軸受に対し、内部フリクションとシールフリクションを低減する技術について述べる。

3. 内部フリクションの低減技術

図3に示す通り、一般的に円すいころ軸受における内部フリクションの主な発生要因は、下記の様に分類することができる¹⁾。

- (1) 内輪大つば面とこころ端面間の滑り摩擦： T_s
- (2) 内・外輪軌道面とこころ転動面間の転がり摩擦： T_R
- (3) こころと保持器間の滑り摩擦：微小
- (4) 潤滑油の攪拌抵抗

ハブユニット軸受は、円すいころ軸受としては低回転な領域で使用されるため、内部フリクション低減のためには、(1)内輪大つば面とこころ端面間の滑り摩擦： T_s と、(2)内・外輪軌道面とこころ転動面間の転がり摩擦： T_R の2つを低減することが効果的となる。

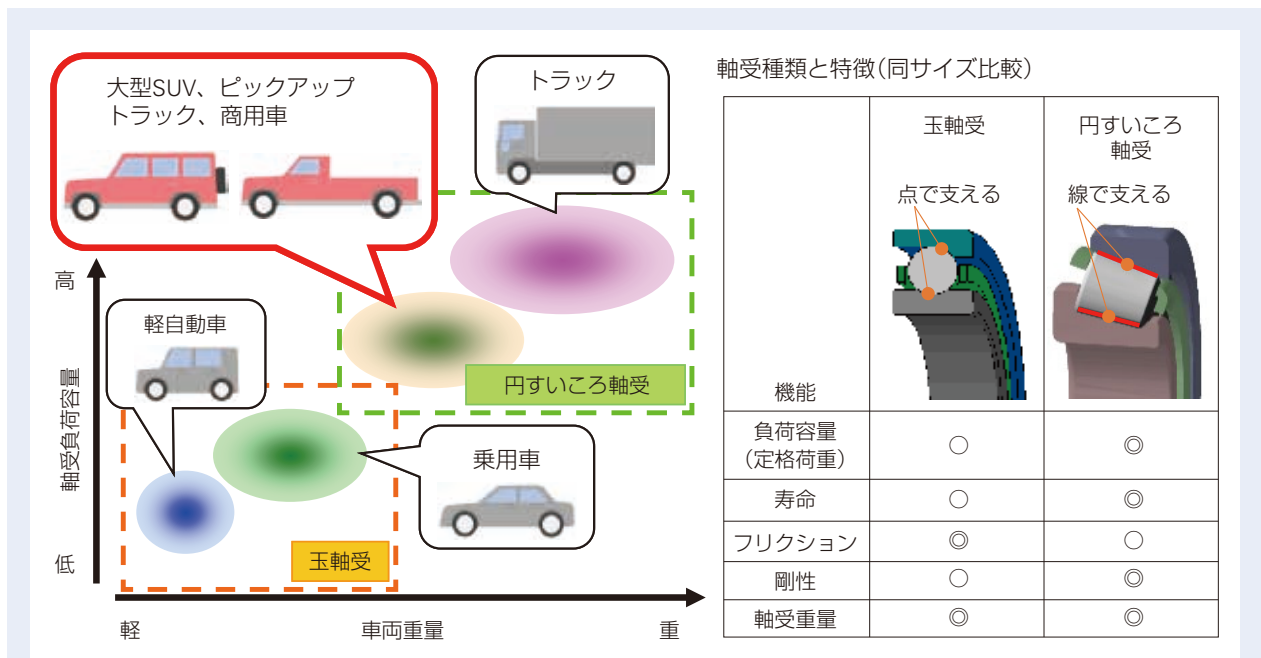


図1 円すいころハブユニット軸受が使用される範囲

Fig. 1 Applications for tapered roller hub unit bearings

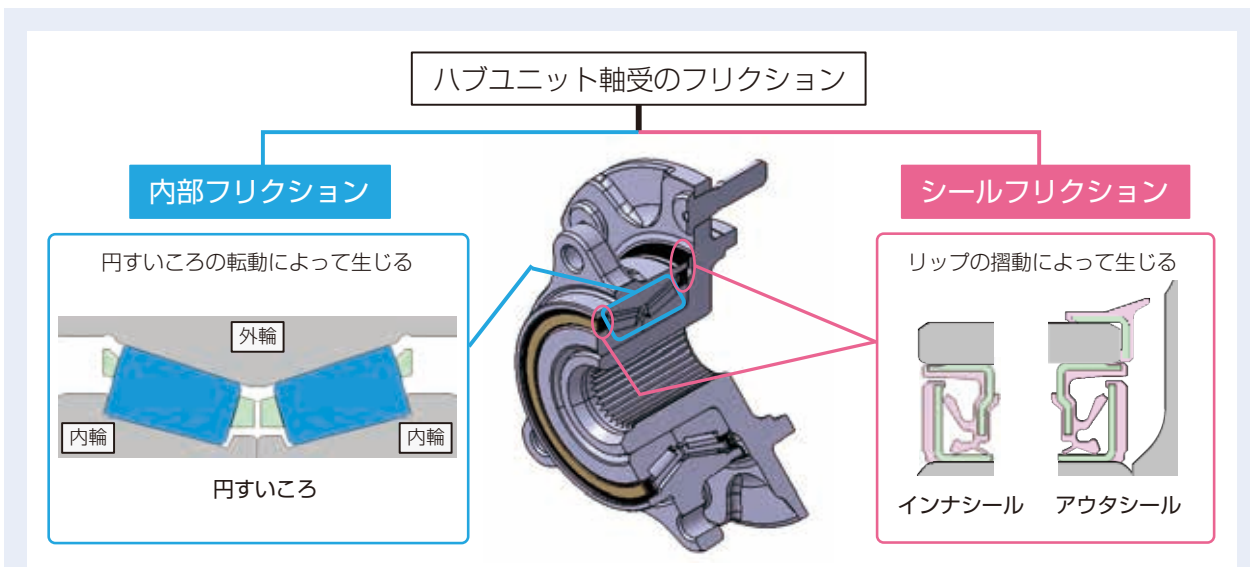


図2 円すいころハブユニット軸受のフリクション構成要素
Fig. 2 Friction components in tapered roller hub unit bearings

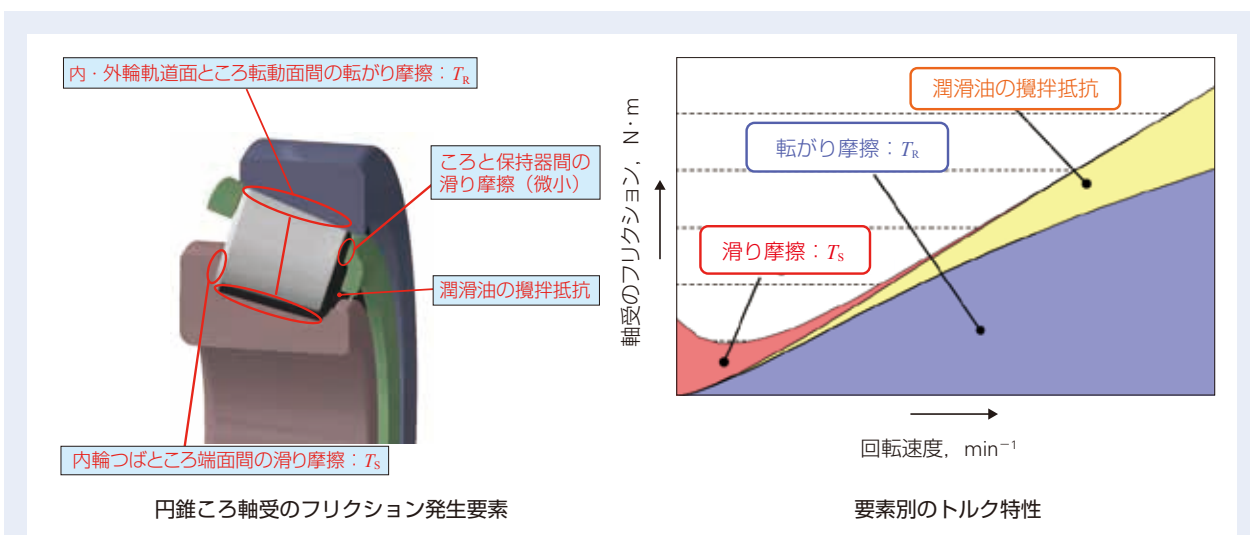
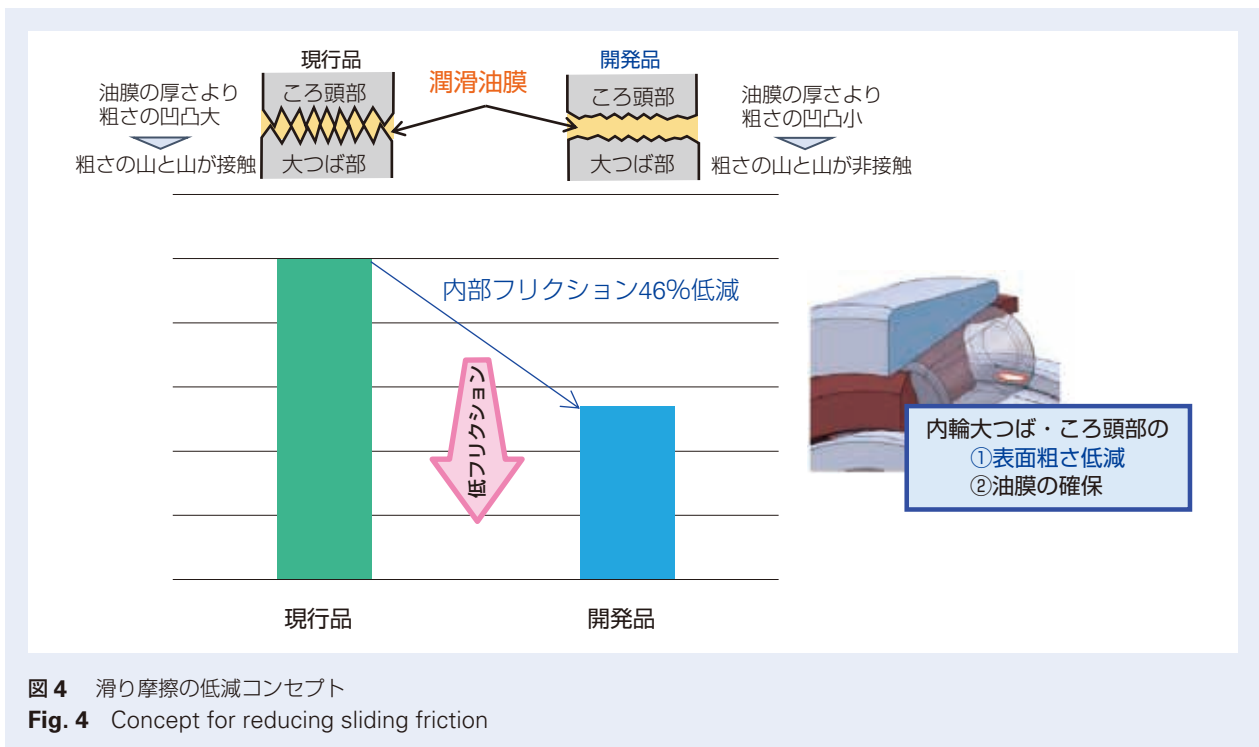


図3 内部フリクションの発生要因
Fig. 3 Factors affecting internal friction

3.1 内輪大つば面ところ端面間の粗さ改善

(1) 内輪大つば面ところ端面間の滑り摩擦を低減する手法として、内輪大つば面と、ころ端面両方の粗さを低減するのが有効であることは知られており、NSKではこれまでも粗さ低減に取り組んできた。ハブユニット軸受に対しても、汎用品の円すいころ軸受より低い粗さ規格を現行品にも標準的に適用している。

その現行品に対して、加工技術の進歩を受けてさらなる粗さ低減を達成し、**図4**に示した通り、最大で内部フリクションを46%低減できる仕様を開発した。この粗さ低減は元々、油潤滑で使用されるトランスミッション用の円すいころ軸受向けで先行して開発された技術を、グリース潤滑かつ低回転域で使用されるハブユニット軸受に応用したものである。本技術は、すべり面の油膜を確保する方向に作用するものであり、耐久性を悪化させることはない。



3.2 ユニット化による予圧低減

(2) 内・外輪軌道面と転動面間の転がり摩擦は、内・外輪軌道面と転動面間に介在するグリースの基油せん断によって生じ、入力荷重が大きくなるほど転がり抵抗も大きくなる。この入力荷重は、車両の諸元によって決まる外部荷重に加えて、軸受内部に付与された予圧荷重にも影響されるため、予圧低減が低フリクション化に有効である。なお、ハブユニット軸受は剛性の観点から、軸受内部に予圧を与えた状態で車両に組付けられる。

予圧は、軸受内部の負すきまと関連を持っており、内部すきまは軸受の組み立て、車両への組み付けの過程でリングが膨張・収縮する毎に減少していき、それぞれの減少量公差の積算で、予圧(負すきま)レンジが決まる。例として、図5に円すいころハブユニット軸受のすきま減少量計算式を示す。

予圧を低減する手法としては、予圧の下限を下げることに加え、予圧レンジを縮小するために組み立て工

程を省略するユニット化が挙げられる。ここで、円すいころハブユニット軸受のユニット化の流れを図6に示す。図中に青色でハイライトした部分がNSKで設計、製造する範囲で、第1世代から第3世代にかけて部品の一体化が進んでおり、軸受の組み立て工程が省略できることが見て取れる。NSKは、第3世代までの量産実績があり、予圧低減によって、低フリクション化した円すいころハブユニット軸受を提案できる。

大型SUVやピックアップトラックなどでは、最もユニット化が進んだ第3世代も使用され始めているが、依然として第2.5世代あるいは第2世代が使用され続けているのが現状である。しかし、図5に示したように、第2.5世代から第3世代に変更した場合で内部フリクションを15%程度低減できるため、ユニット化は有効な手段である。また、ユニット化は重量面でも有利であり、第3世代化で100gほどの軽量化が期待できる。

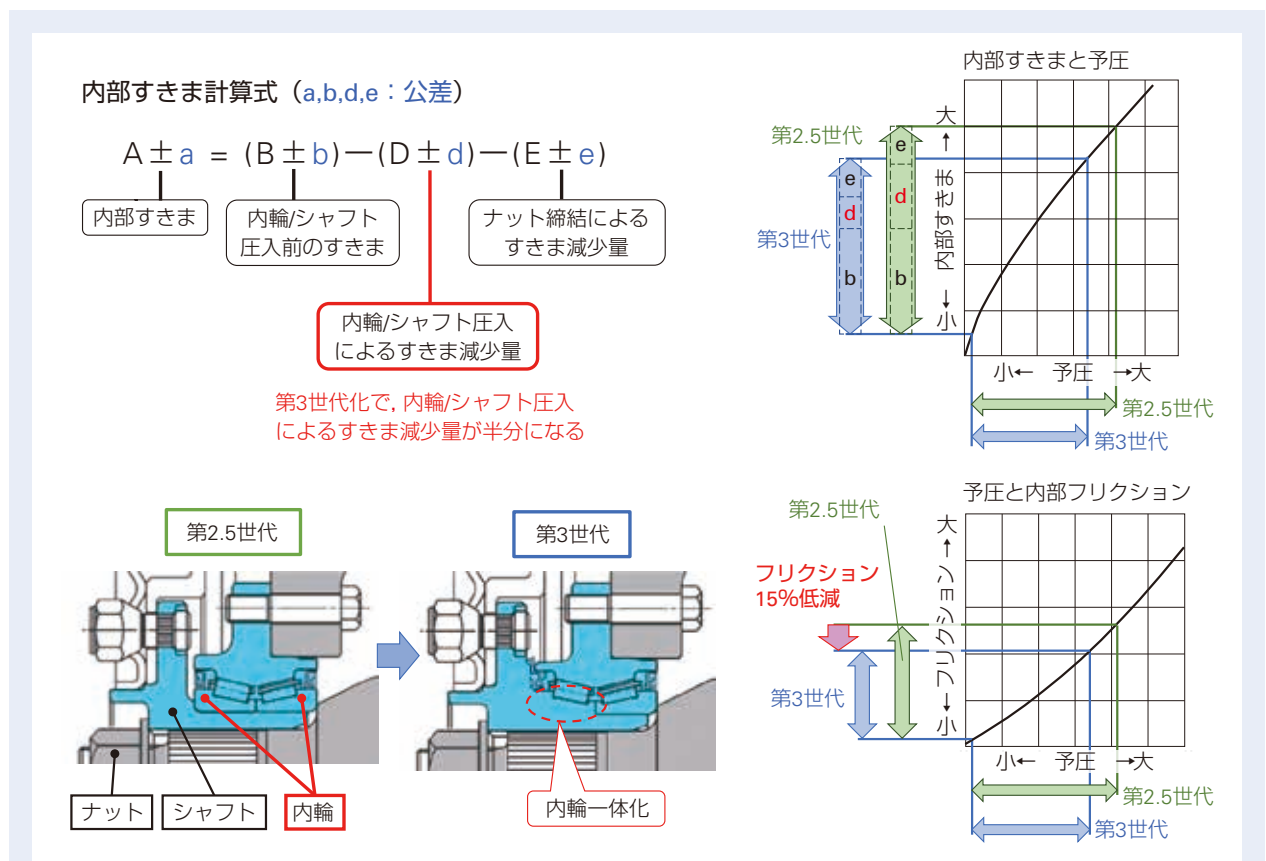


図5 円すいころハブユニット軸受の内部すきまとフリクションの関係

Fig. 5 Relationship between internal clearance and friction for tapered roller hub unit bearings

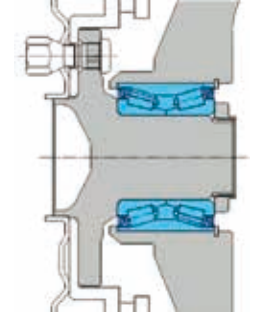
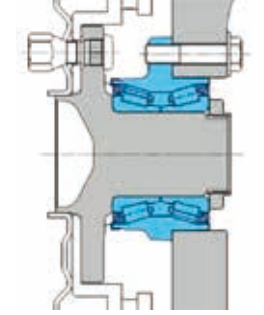
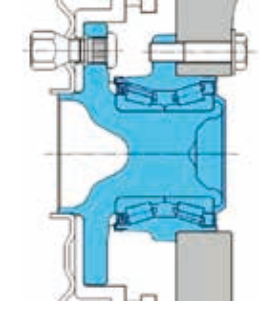
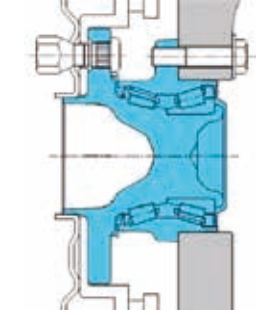
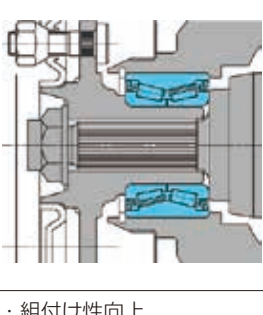
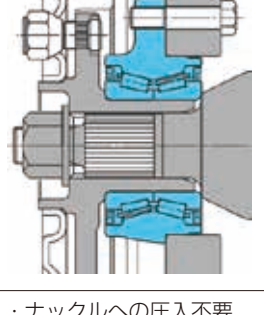
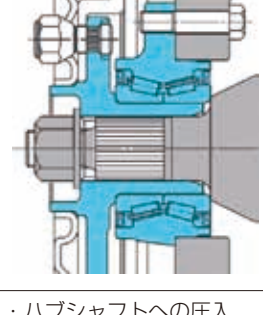
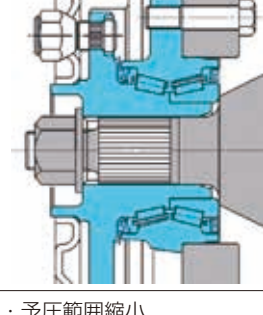
	第1世代	第2世代	第2.5世代	第3世代
従動輪				
駆動輪				
特徴	<ul style="list-style-type: none"> ・組付け性向上 ・予圧の設定が容易 ・省スペース化 	<ul style="list-style-type: none"> ・ナックルへの圧入不要 (組付け性向上) ・予圧範囲縮小 (低フリ化) ・軽量, コンパクト化 	<ul style="list-style-type: none"> ・ハブシャフトへの圧入不要 (組付け性向上) ・予圧範囲縮小 (低フリ化) ・軽量, コンパクト化 	<ul style="list-style-type: none"> ・予圧範囲縮小 (低フリ化) ・軽量化

図6 円すいころハブユニット軸受のユニット化
Fig. 6 Unitization of tapered roller hub bearings

4. シールフリクションの低減技術

図2に示したように、外部環境からの泥水などの侵入を防ぐため、ハブユニット軸受には車体インナ、アウトにそれぞれシールを備えている。それぞれのシール内部には、少なくとも接触リップが3枚配置されており、場合によっては非接触リップ1枚を加えた4枚とすることもある。

これら接触リップの枚数を減らす、或いは接触力を弱めることが低フリクション化には有効であるものの、それだけではシール機能が損なわれ、信頼性（耐泥水性）と背反してしまう。

NSKでは、信頼性を落とさずに低フリクション化を実現し、円すいころハブユニット軸受にも適用可能

なシール形状を開発した²⁾ので、インナ、アウトに分けて次節以降に示す。また、シール形状に依らず低フリクション化を達成できるシールグリースについても併せて解説する。

4.1 低フリクションインナシール形状

現行のインナシールのスリングは、L字型であるのに対し、開発品はU字型に変更するとともに、リップの枚数を削減している(図7)。これは、U字型スリングが回転した際に、シール内部の泥水が外に出ようとする流れを作り、その流れがシール内部に泥水が入るのを抑制する効果があるためで、リップ枚数を減らしても耐泥水性を維持することが出来る。

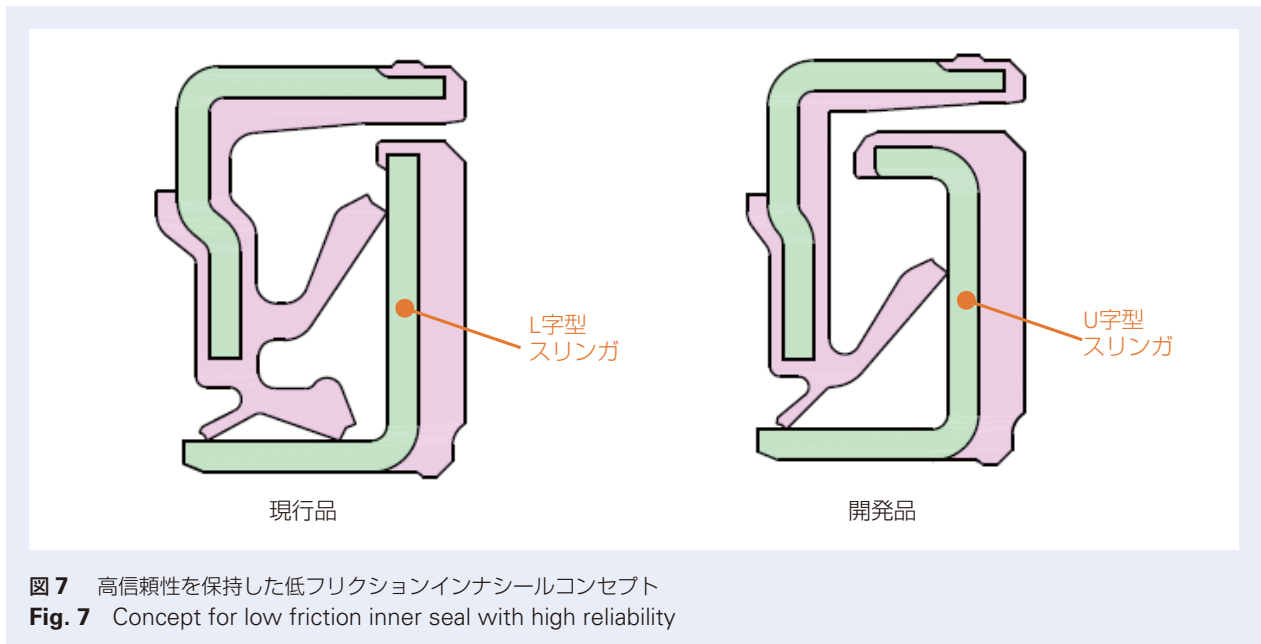


図8に、現行品と開発品の流体解析結果を示す。軸中心までシールを水に浸漬させた流体解析3Dモデルを作成し、VOF法で要素内が100%水の場合は茶色、水と空気が各50%の場合は青色、水が50%未満で空気の割合が支配的な場合は白色で示す。停止中における水中のシール断面は、サイドリップから軸受外側の空間は水が100%の状態となる。その状態からスリングを回転させて、サイドリップから軸受外側の空間における水の挙動を現行品と開発品で比較した。

現行品は、サイドリップから軸受外側の空間に水が多く浸入しており、若干空気は混ざっているが、サイドリップ先端にも水が届きやすいことが分かる。一方、開発品は現行品と比べて、サイドリップから軸受外側の空間に水が少なく、サイドリップ先端に水が到達しにくいことが分かる。このことが、現行品に対し耐泥水性が向上する要因と考える。

図9に、現行品及び開発品の耐泥水性及びトルク試験結果を示す。耐泥水性は現行品と同等以上を示し、トルクは30%の低減効果を得ることができた。

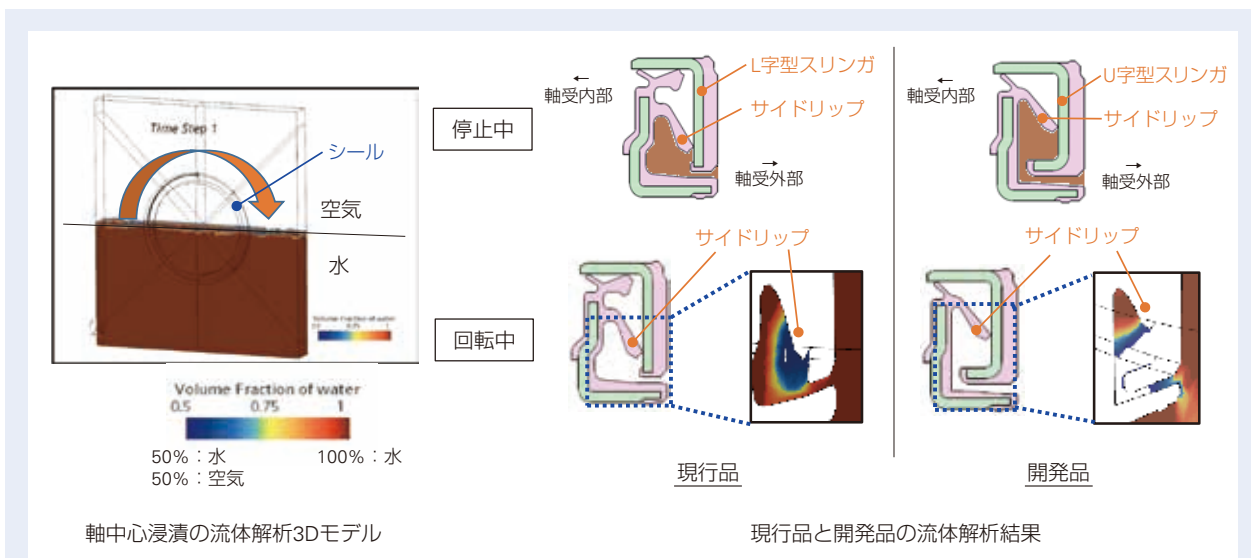


図8 現行品と開発品の流体解析
Fig. 8 Fluid analysis of conventional and developed seals

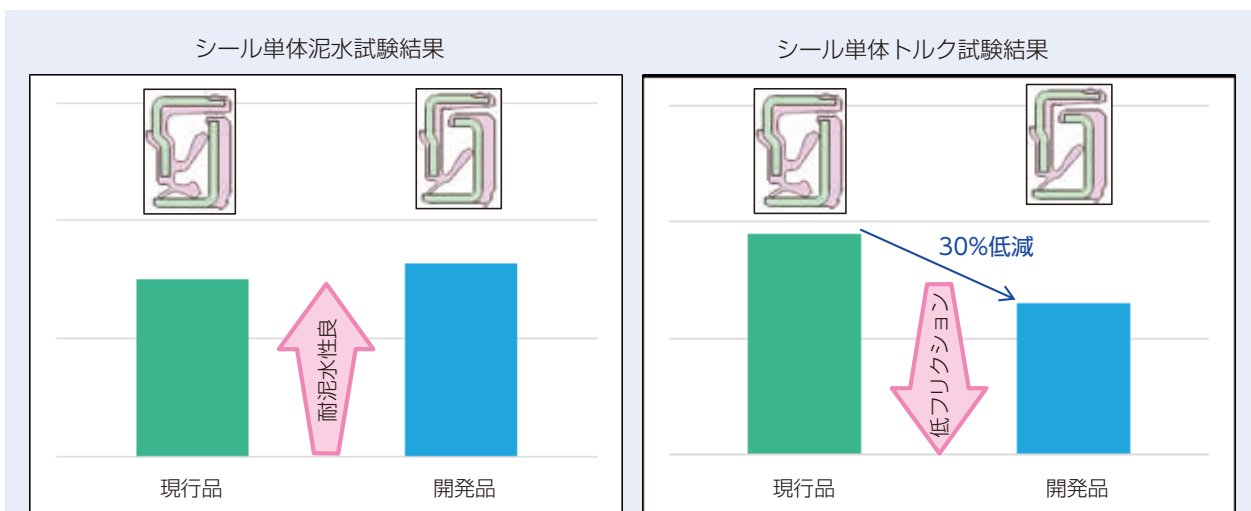


図9 <インナシール> 開発品のシール性とトルク低減効果
Fig. 9 <Inner seal> Sealing performance and torque with conventional and developed seals

4.2 低フリクションアウトアシール形状

図 10 に、現行品と開発品のシール形状を示す。2.5 世代ハブユニット軸受で用いられるアウトアシールの形状は、インナシールと基本的に同じで、リップはスリング表面を摺動する。これが第 3 世代になると、ハブシャフト表面を直接摺動するタイプが現行品では用いられる。それに比べて開発品は、スリング表面をリッ

プが摺動するが、低フリクションインナシールと同じコンセプトの下、U 字型スリングを採用しリップ枚数を削減している。

図 11 に、第 3 世代向け現行品と開発品の耐泥水性およびトルク試験結果を示す。開発品の耐泥水性は現行品と同等であるが、トルクを 40 % 低減することができる。

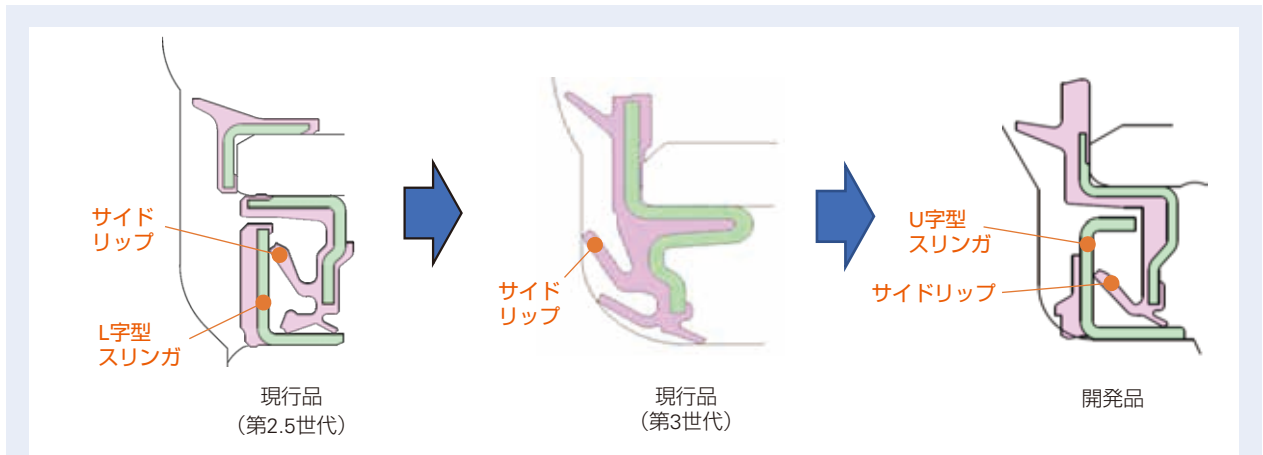


図 10 低フリクションアウトアシールコンセプト
Fig. 10 Concept for low-friction outer seal

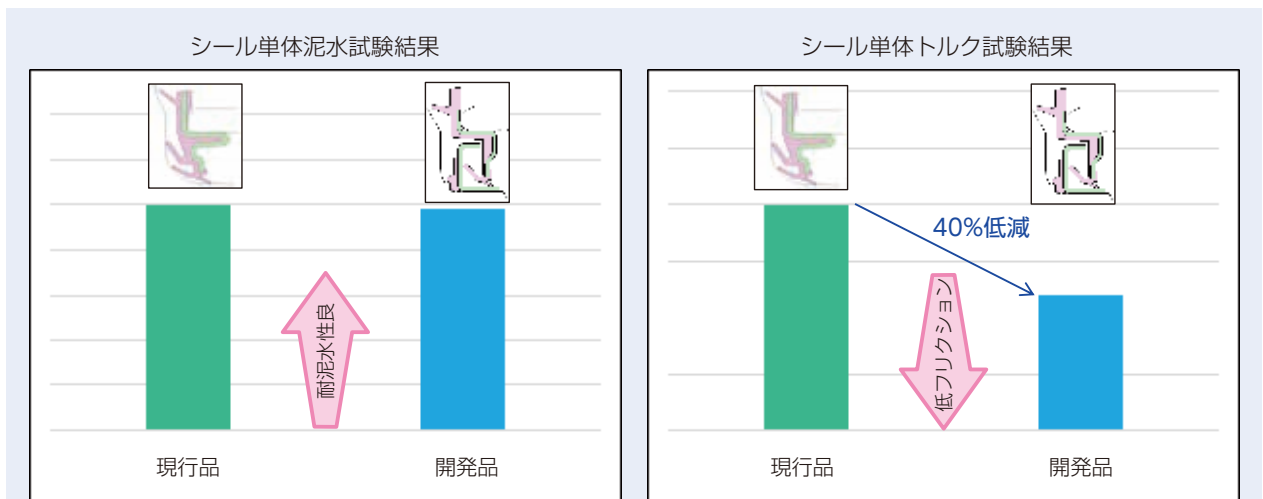


図 11 < アウトアシール > 開発品のシール性とトルク削減効果
Fig. 11 < Outer seal > Sealing performance and friction with conventional and developed seals

4.3 低フリクショングリース

シール形状に依らず、接触リップとその摺動面との間には、シールグリースが介在する。新開発の低フリクションシールグリースについても、耐泥水性を落とさずに低フリクション化を実現しているので紹介する。

新開発シールグリースは、現行のグリースから基油動粘度を小さくし、より基油保持力の高い増ちょう剤に変更している。基油保持力の高い増ちょう剤を採用することによって増ちょう剤の量を減らし、増ちょう剤のせん断抵抗を低減している。一方で、基油動粘度が小さい場合、基油分子同士の相互作用が小さく流動性が高いため、油膜切れが生じやすく、シールから泥水が浸入しやすくなる。そこで、新開発グリースでは、耐泥水性を落とさないよう基油に極性ポリマーを配合

し、油膜が薄い状態においても、分子構造の工夫で水の浸入を低減させる技術を開発した。図12に、極性ポリマーの働きを示す。極性ポリマーは長い分子構造をしており、これらポリマー鎖同士が複雑に絡み合うことで、リップ先端と摺動部表面の間に介在する基油分子をその場所に引き留める働きをする。この働きによって、泥水が触れた際の油膜破断を防いでいる。また、極性ポリマーを配合することにより、リップゴム材と摺動部表面との親和性が良くなり、摺動部に油膜とグリースが介在しやすくなる。

実際に、シール単体にて泥水試験及びトルク試験を実施し、効果を確認した結果を図13に示す。シール性は現行品に対し50%向上、トルクは25%低減することを確認した。

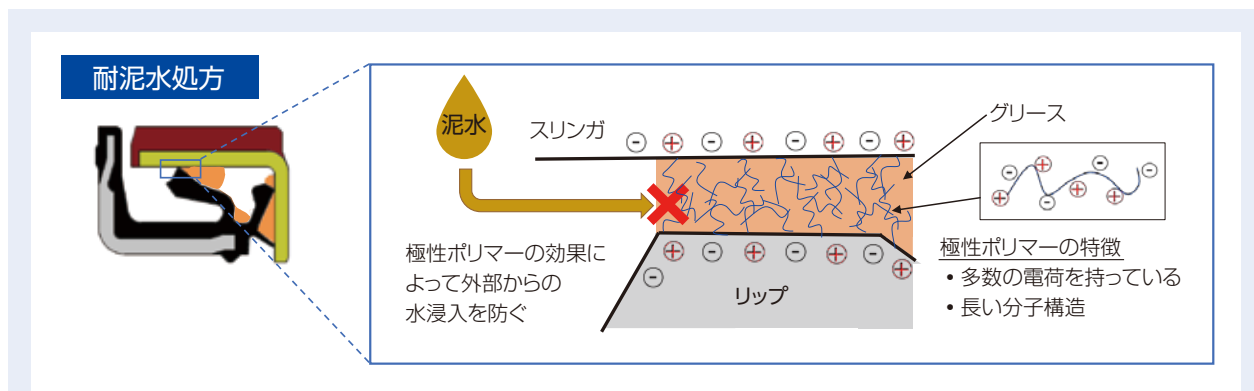


図12 新開発シールグリースのポリマーの働き
Fig. 12 Polymer function in new seal grease

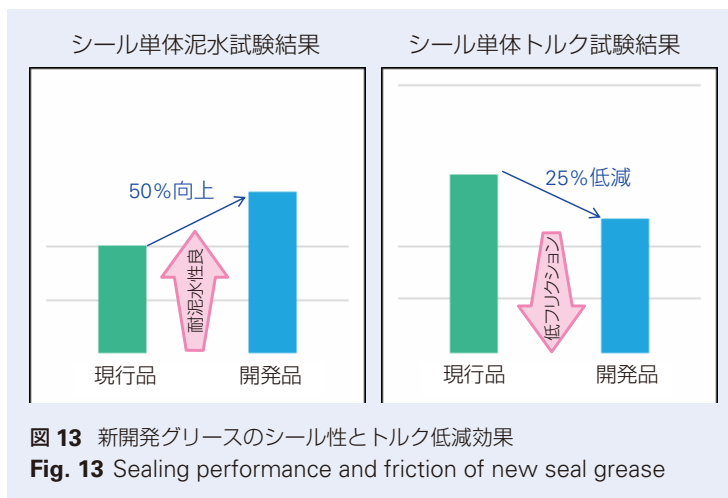


図13 新開発グリースのシール性とトルク低減効果
Fig. 13 Sealing performance and friction of new seal grease

5. 低フリクション円すいころハブユニット軸受の効果

これまで3章、4章では、要因別に低フリクション化アイテムの解説をしてきたが、これらを組み合わせた場合にも機能的な背反はないため、要件に応じて複数アイテムを選択して適用することも出来る。仮に現行の第2.5世代ハブユニット軸受に対し、全てのアイテムを適用した場合、そのフリクション低減効果は、**図14**に示した通り52%に達する。また、この低フリクション円すいころハブユニット軸受が、フル電動SUVの4輪全てに適用された場合、WLTC条件で、約12km（NSK推定）の航続距離延長効果を見込むことが出来る。

6. おわりに

近年、CO₂排出量など環境規制の強化や、環境意識の高まりを受けて、ハブユニット軸受に対する低フリクション化の要求は強まっている。その反面、低フリクション化は、しばしば軸受寿命などの耐荷重性や耐泥水性といった信頼性と背反するため、大型SUV向けなど過酷な条件で使用される円すいころハブユニット軸受では、信頼性の方が優先される傾向があり、低フリクション化の余地が多く残されている。

しかし、電動化で低フリクション化要求が本格化することが予想され、NSKでは、玉ハブユニット軸受で実績のある技術なども応用しながら、信頼性を損ねることなく、フリクション低減した円すいころハブユニット軸受を開発した。

今後もNSKは、ハブユニット軸受の基本機能である信頼性と、低フリクションを両立できるハブユニット軸受開発を進め、自動車技術の発展に貢献し続けていく所存である。

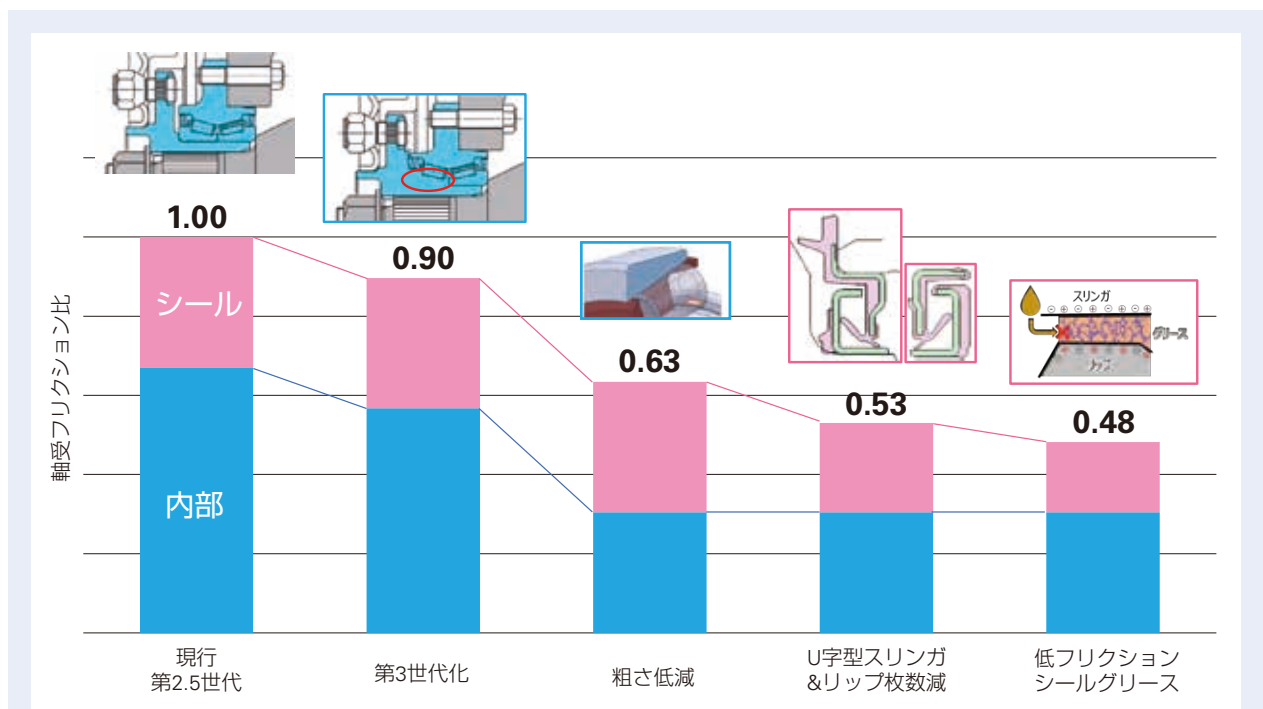


図14 円すいころハブユニット軸受のフリクション低減効果

Fig. 14 Total reduction of friction in tapered roller hub unit bearings

参考文献

- 齋川 友司郎, “円すいころ軸受の低フリクション技術”, NSK Technical journal, 690 (2018) 51-59
- 原口 慶樹, “ハブユニット軸受の高信頼性への取組み及び最新の技術動向”, NSK Technical journal, 696 (2024) 30-39

電動パワーステアリング減速機の樹脂材料開発

清田 晴彦*, 平本 隆之**, 久保田 秋穂**



清田 晴彦



平本 隆之

Development of Plastic Materials for Reduction Gears in Electric Power Steering Systems

H. Kiyota, T. Hiramoto, A. Kubota



久保田 秋穂

In recent years, automobiles have become heavier due to the spread of electric vehicles (EVs) and stronger automobile structures for higher safety. At the same time, there is a need for higher power in electric power steering systems (EPS). Though larger EPS can deliver higher power, this makes mounting difficult.

Plastic gears within the reduction gear can significantly reduce EPS size, but these are increasingly susceptible to damage as they become more compact and EPS power increases.

Furthermore, peeling of plastic tooth surfaces is particularly problematic.

In response, the NSK Group has developed a compact, yet highly durable plastic gear by increasing the molecular weight of polymer matrix (PA66) material to prevent peeling of the tooth surface. This makes it possible to provide even high-power EPS with excellent mountability.

1. まえがき
2. 近年の自動車のニーズ
3. 小型高出力化への課題
4. 小型高出力 EPS 向けの材料開発
 - 4.1 開発材のコンセプト
 - 4.2 開発材のはく離抑制効果の確認
5. ギヤ評価による開発材のはく離抑制効果の確認
6. ギヤ小型化の効果
7. あとがき

1. まえがき

NSK グループは、自動車の低燃費化に貢献する商品として電動パワーステアリング（以下、EPS）を世界で初めて量産した。EPS は、低燃費のニーズを受けて搭載する車両がますます増えており、車両重量が大きい大型車にまで搭載が進んでいる。

図 1 は、NSK グループで開発中の Dual Pinion Type EPS である。EPS のアシスト機構はセンサ、モータコントロールユニット（以下 MCU）、減速機で構成され、出力、搭載性、信頼性、環境性、静粛性、低コストなどが求められる。

図 2 は、ハウジング内の減速機を示したもので、EPS 用の減速機には広くウォームギヤが使用されており、このギヤの特長である高いギヤ比によって MCU を小型、軽量、低コストにすることができる。また、静粛性からウォームホイールには、図 3 のように樹脂製ギヤを使用している（以下、ウォームホイールは樹脂ギヤと記載する）。

NSK グループのウォームギヤの特徴として、樹脂ギヤの樹脂材料は、母材のポリアミド 66（以下 PA66）を微細なガラス繊維で補強した高強度で安価

* NSK ステアリング&コントロール株式会社、ステアリング技術センター、機構設計部、要素開発室
** コア技術研究開発センター、第二研究開発室

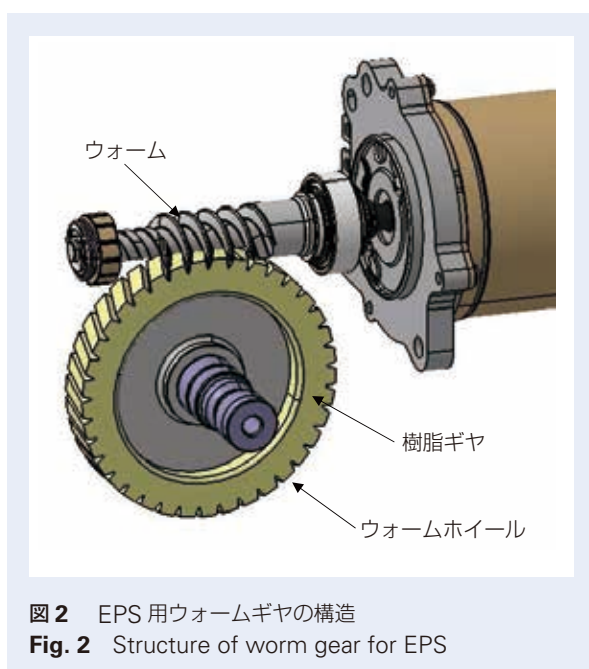
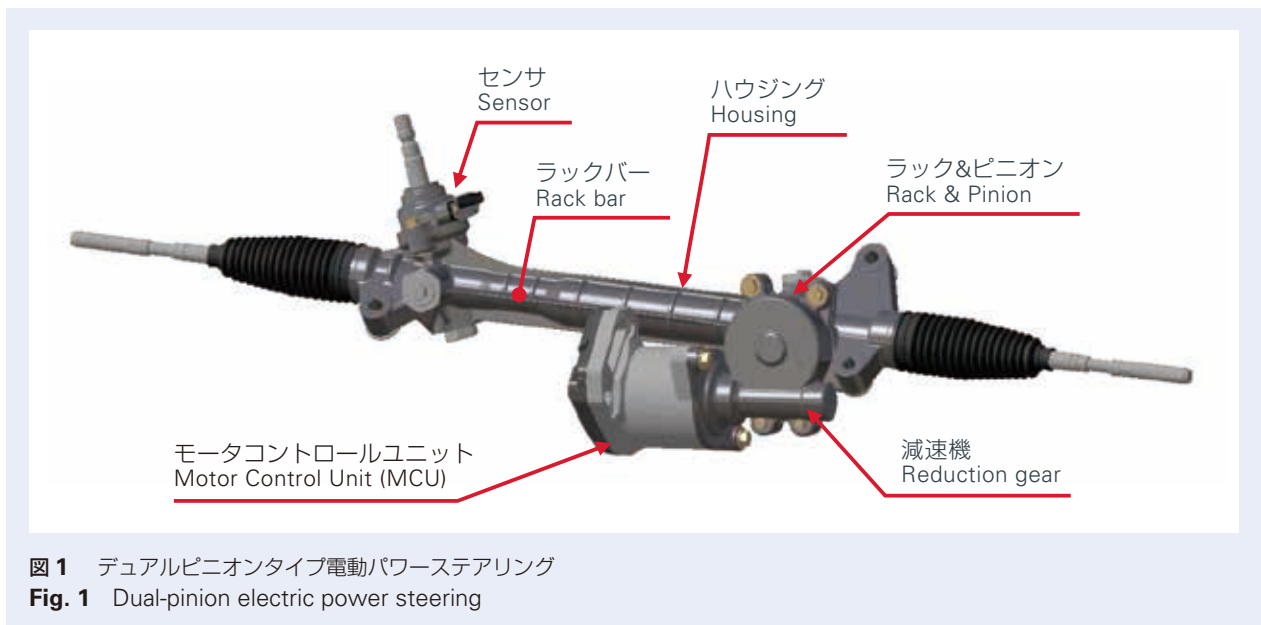
な開発樹脂材料を使用している。また、このガラス繊維に対応できる対となる鉄鋼製のウォームは、精巧な加工技術によって強度と精度を確保し、さらに、高温の環境下でも優れた潤滑性をもつ開発グリースを組み合わせることで、従来から小型の減速機を量産してきた。

2. 近年の自動車のニーズ

近年の自動車の動向としては、各国の環境配慮によるEV車の普及や、安全性向上による車両構造の強化、

コネクテッド化や車室内の快適装備などの搭載が加速しており、車両重量が増大する傾向である。これに伴いEPSの高出力化が求められているが、搭載性を確保する為に高出力であっても、EPSサイズの拡大は抑制しなければならない。このため、ウォームギヤサイズの大部分を支配する樹脂ギヤは、小型である必要がある。

今回の報告は、減速機の小型化を目標とした樹脂ギヤ用の樹脂材料の開発についてであり、現行よりも耐久性を向上させた樹脂材料によって、さらなる小型高出力化を実現することができたので紹介する。



3. 小型高出力化への課題

小型化により樹脂ギヤに発生する応力や面圧は、高くなるため、その寿命に大きな影響を及ぼす。EPSウォームギヤには自動車の使われ方から、衝撃的、静的、繰り返し疲労のような入力が見込まれ、これらの入力に耐えるように設計する。この時、各入力によって樹脂ギヤの破損モードも変わってくる。これらの樹脂ギヤの損傷を確認することで、樹脂材料のどの因子を向上させる必要があるのか検討を行った。

図4は、樹脂ギヤの破損モードを示したものである。歯元曲げ破損は、ギヤ噛み合い点から離れた歯元に発生する引張応力によって破損するモードで、大トルクによる1回または少数回の負荷入力で破損が発生するパターンと、定常トルク程度の負荷入力を繰り返し行うことによって、疲労破損するパターンがある。

歯面破損は、樹脂ギヤの歯面と噛み合うウォームの歯の輪郭に沿ってせん断破損するようなモードで、これも少数回の負荷入力による破損と繰り返し疲労破損のパターンがある。

歯面損傷は、樹脂ギヤとウォームの噛み合い点の接触面圧と滑りによって、樹脂ギヤ歯面が変形、摩耗、はく離が発生し損傷するモードである。通常は繰り返し負荷入力時に発生する。

現行材樹脂ギヤにて、従来よりも高出力負荷にして評価を行ったところ、歯元曲げ破損、歯面破損は発生

しなかったが、歯面損傷が発生した。歯面損傷は、バックラッシ（樹脂ギヤとウォームの噛み合う歯面間の隙間）を増大させる為、ウォームギヤ起因によるラトル音を引き起こし、商品性を著しく低下させる。

図5は、正転耐久試験による耐久サイクル数とバックラッシ増加量の結果を示したものであり、バックラッシの著しい増大を引き起こさせる現象は、写真のようなはく離の発生であることがわかっている。そこで、今回の樹脂材料開発は、歯面のはく離を抑制させることに焦点を当てて開発を行った。

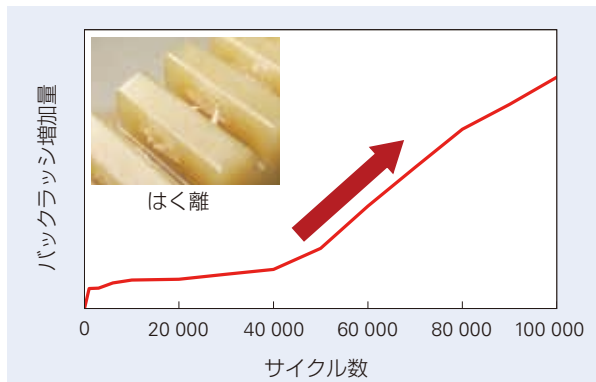


図5 樹脂ギヤ歯面はく離による著しいバックラッシの増加

Fig. 5 Significant increase in backlash due to peeling of plastic gear tooth surface

	歯元曲げ破損	歯面破損	歯面損傷
1回または少数回			
繰り返し疲労			

図4 樹脂ギヤの破損モード

Fig. 4 Plastic gear breakage modes

4. 小型高出力 EPS 向けの材料開発

4.1 開発材のコンセプト

材料の耐はく離性を向上させる手法の一つとして、母材である PA66 の高分子量化が挙げられる¹⁾。PA66 の高分子量化は、材料の靱性を向上させ、それが耐はく離性の向上に寄与すると考えている。一方、分子量を増加させ過ぎた場合、材料の粘度が高くなることで、補強材であるガラス繊維とのコンパウンドや射出成形が不安定となり、製品の品質にばらつきが発生するおそれがある。上記の点を鑑みて、材料や製品の製造工程に大きな影響を与えない範囲で PA66 の分子量を増加させることとし、現行材に比べて約 1.3 倍の分子量の PA66 を採用した。補強材であるガラス繊維の繊維径は、現行材と同じく $\phi 6 \mu\text{m}$ とし、一般的なガラス繊維に比べて微細なものを採用した。また、配合量も従来と同じとした。

4.2 開発材のはく離抑制効果の確認

開発材の耐久性を確認するために、図 6 に示すボールオンディスク試験で材料のはく離寿命を評価した。試験は一定の面圧、速度で鋼球を材料表面で滑らせて行い、はく離が発生した時間を材料の寿命とした。試験の面圧は、弊社のコラム式 EPS に使用されるウォームホイールの歯面に発生する面圧の平均的な値を標準とし、それに対して約 1.1 倍と 1.2 倍の面圧で行った。試験は実機と同じくグリース潤滑とした。

図 7 に、はく離したギヤ歯面の観察結果を、図 8 に、ボールオンディスク試験後のサンプルの観察結果を示す。ギヤの歯面中央では表層がはく離する寸前の部分が(図 7 b)、歯先では表層が完全にはく離し、材料内部がむき出しとなっている部分が観察される(図 7 c)。図 8 のボールオンディスク試験後のサンプルでは、摺動部分の一部が白化していることがわかる(図 8 a)。白化部分を SEM (走査電子顕微鏡) で拡大観察すると(図 8 c)、材料の表層がはく離し、ギヤのはく離部分と同様に、材料内部がむき出しになっていることがわかる。このように、ボールオンディスク試験において、ギヤで課題となっているはく離を再現できることが確認された。

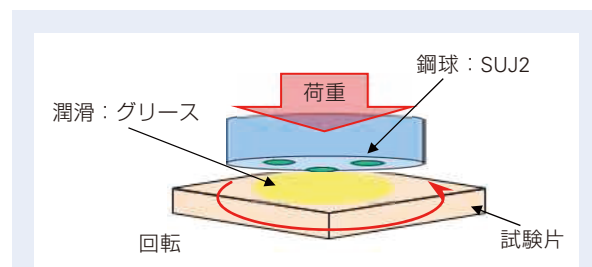


図 6 ボールオンディスク試験の模式図
Fig. 6 Schematic of ball-on-disk wear test

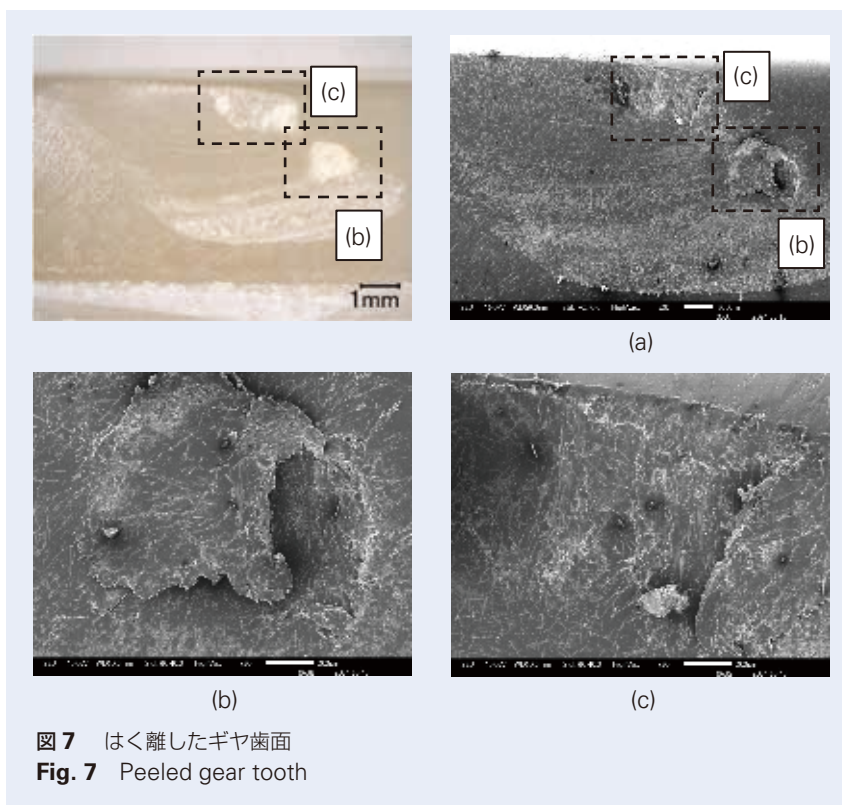


図 7 はく離したギヤ歯面
Fig. 7 Peeled gear tooth

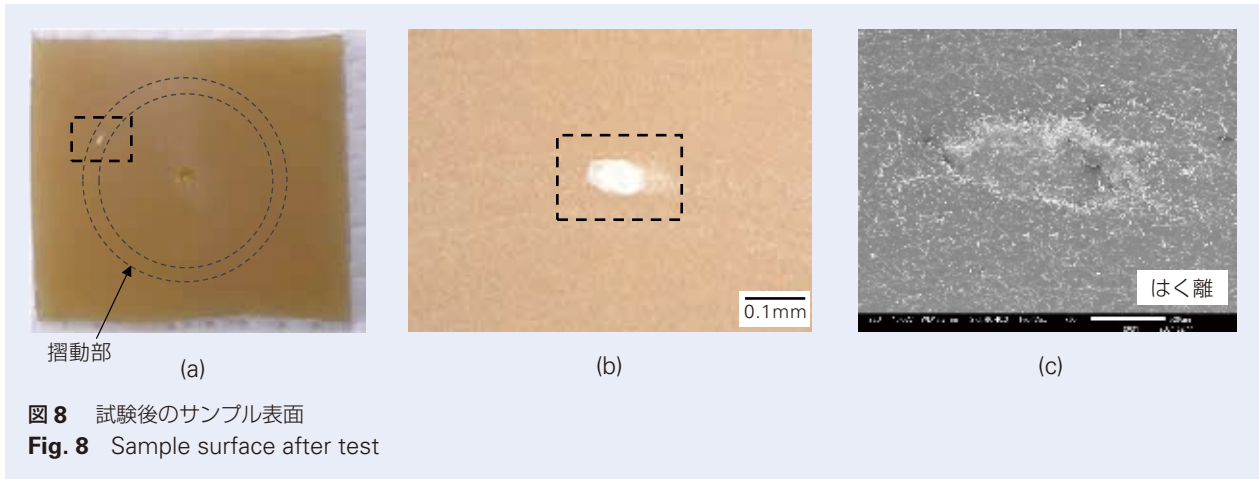


図8 試験後のサンプル表面
Fig. 8 Sample surface after test

表1に、現行材と開発材の引張強度、弾性率及び、母材の破断ひずみを示す。引張強度と弾性率に変化は見られないが、母材の破断ひずみは約1.5倍となり、分子量を増加させたことで靱性が大幅に向上していることがわかる。

図9に、各荷重で材料のはく離寿命を比較した結果を示す。グラフは標準の面圧において現行材のはく離寿命を1とした場合の比で示した。開発材はどの荷重においても現行材よりも寿命が長くなっており、分子量増加による靱性の向上により、耐はく離寿命が向上している事が確認できた。特に、小型化に伴い要求が高くなっている高面圧な条件においても、約2倍の寿命を有している。

表1 材料の物性
Table 1 Physical properties of materials

材料	引張強度 [MPa]	弾性率 [GPa]	母材の破断伸び [%]
現行材	181	8.6	23.6
開発材	180	8.2	35.5

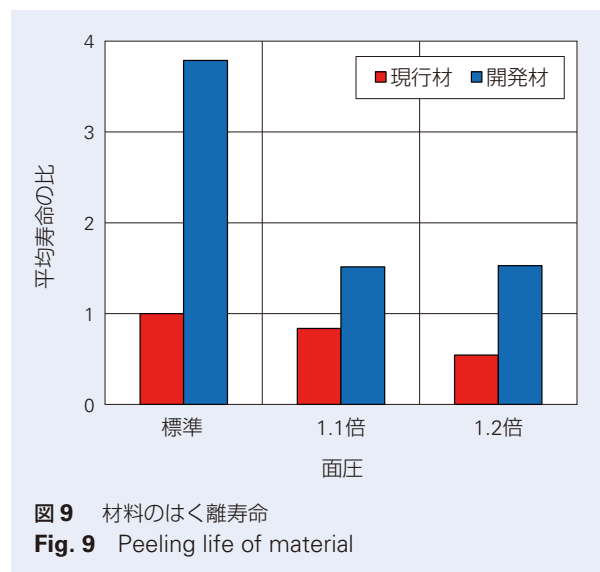


図9 材料のはく離寿命
Fig. 9 Peeling life of material

5. ギヤ評価による開発材のはく離抑制効果の確認

ボールオンディスク試験にて、開発材の耐はく離性の向上が確認できたため、樹脂ギヤを試作しギヤ正転耐久試験にて効果の確認を行った。

小型化の効果を確認する為に、本来は比較対象となる現行材樹脂ギヤよりも小型に設計したギヤで確認すべきであるが、異なる形状のギヤであると成形条件やギヤ噛み合いなど、小型化以外の差も含まれてしまう。樹脂材料としての比較を行うため、同じギヤ諸元形状、耐久試験条件で評価を行った。

樹脂ギヤ形状は、量産で使用実績のあるものであり、**表 2**のサンプルを使用した。開発材樹脂ギヤは、現行材樹脂ギヤと同じ成形条件で成形している。先述したように、分子量が高いと成形性が悪化する懸念があったが、問題無く成形することができている。

正転耐久試験は、**表 3**の条件で実施した。試験の負荷トルクは、本サンプルギヤに対して弊社で標準としているトルクと、これに対し約 1.25 倍したトルクにて行った。負荷トルク波形は、樹脂ギヤ全歯に同じ負荷がかかるように矩形波で行った。

表 2 供試ウォームギヤ

Table 2 Worm gear samples

	現行材ギヤ	開発材ギヤ
ホイール歯数	37	←
ウォーム条数	2	←
ギヤ比	18.5	←
樹脂ギヤ外径 [mm]	95	←
グリース	ウレア, 合成炭化水素油	←

表 3 ギヤ正転耐久試験条件

Table 3 Forward rotation gear fatigue test conditions

駆動軸	ウォーム軸
従動軸	ホイール軸 (樹脂ギヤ)
1 サイクル回転角度	ホイール軸 ± 540°
負荷トルク	標準, 1.25 × 標準
負荷トルク波形	矩形波

正転耐久試験の結果を図 10 に示す。歯面損傷量は、バックラッシュ増加量に相当するものとして示しており、樹脂ギヤ円周上で数箇所を均等に測定し平均している。標準負荷トルクの試験結果を図 10 a に示しており、現行材の損傷が急増するサイクル数 30 000 の損傷量を 1 として比較した。

現行材樹脂ギヤは、30 000 サイクルから歯面損傷量が急増しており、はく離によってこの現象が発生している。図 10 b に示す 1.25 × 標準の負荷トルクの結果では、歯面損傷量の急増後の傾きが大きくなる結果であった。一方、開発材樹脂ギヤの歯面損傷量に急増は見られなく、現行材に対してはく離を抑制出来て

いることを確認した。よって開発材は、樹脂ギヤにおいてもはく離寿命を延長できることを確認した。

6. ギヤ小型化の効果

図 11 は、歯面損傷の長寿命化の効果を樹脂ギヤ外径に換算したグラフである。これは、同じ負荷トルクで正転耐久試験を行った場合に、歯面損傷量が同等となるような樹脂ギヤ外径として比較している。開発材樹脂ギヤ外径が $\phi 95$ の場合、現行材は $\phi 103$ mm のサイズが必要となり、開発材を採用することで樹脂ギヤ外径を 8 % 小径化することができる。

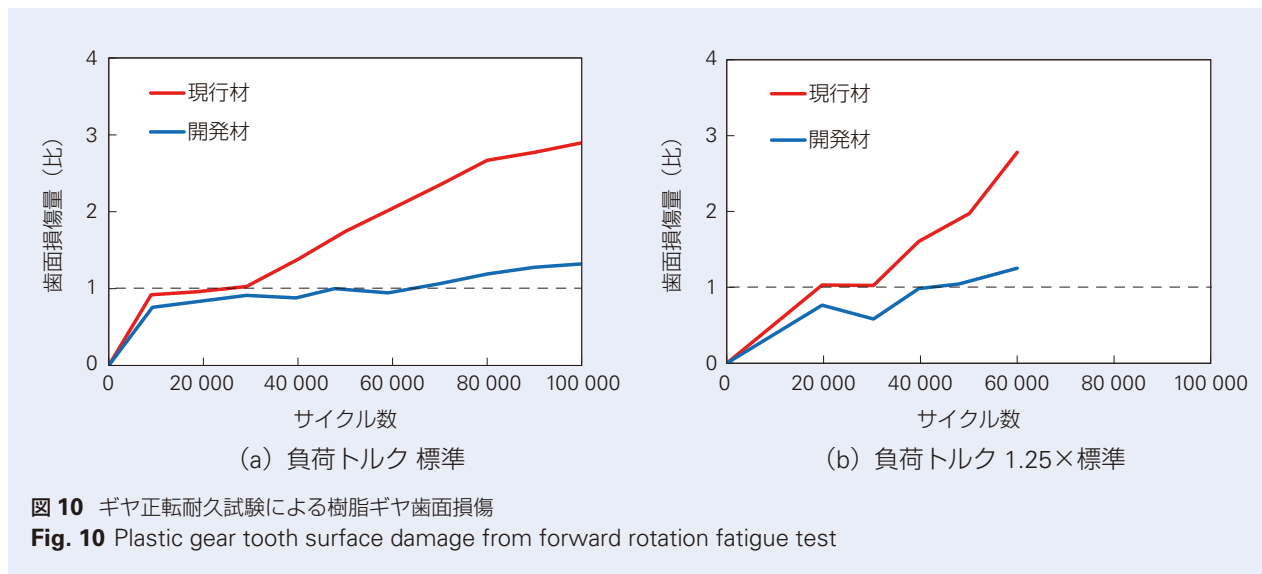


図 10 ギヤ正転耐久試験による樹脂ギヤ歯面損傷
Fig. 10 Plastic gear tooth surface damage from forward rotation fatigue test

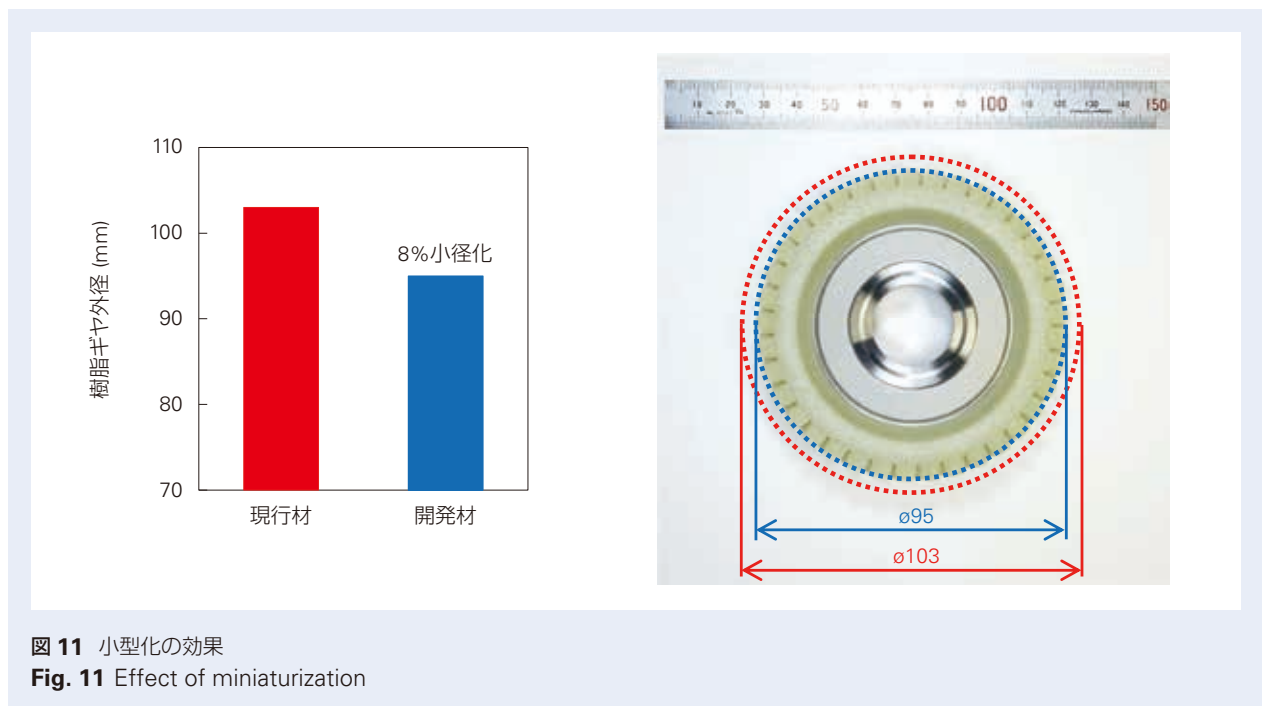


図 11 小型化の効果
Fig. 11 Effect of miniaturization

樹脂ギヤの小型化は、樹脂ギヤそのものを小さくする他に、**図 12**のように、ウォームとの軸間距離を狭くすることができ、ウォームと連結している MCU を樹脂ギヤ側に寄せることができ、EPS 全体を小型化できる効果大きい。

また、EPS の小型化ポテンシャルを確認するために、D～E セグメント向け車両への搭載をターゲットとして、コンパクト性を追求した Dual Pinion EPS を試作した。**図 13** は、この時に試作した小型コンセプトギヤであり、開発材を使用し、さらに強度耐久性は確保しつつ、ギヤ設計を小型側へ割り振ったものである。樹脂ギヤ外径は $\phi 77$ mm であり、同程度の出力を伝達可能な現行材の樹脂ギヤに対し 19 % の小径

化ができています。この樹脂ギヤ外径は、弊社 EPS で軽自動車向けの樹脂ギヤと同じ外径となっており、非常にコンパクトである。ギヤ評価にて耐久、強度が満足していることを確認した後、試作した Dual Pinion EPS を実際に自動車（E セグメント、ハイブリット、車両重量約 1 800 kg）へ搭載した。テスト走行を行い問題無く走行ができることを確認している。但しこのギヤは、ギヤ比を 13.5 と小さくしているために、ギヤ噛み合い変動などの性能面に懸念があり、また、EPS システムとしてはモータ容量を大きくしなければならぬため、市場へ投入する為にはギヤ以外の課題もある。しかし、小型化への可能性を十分確認することができた。

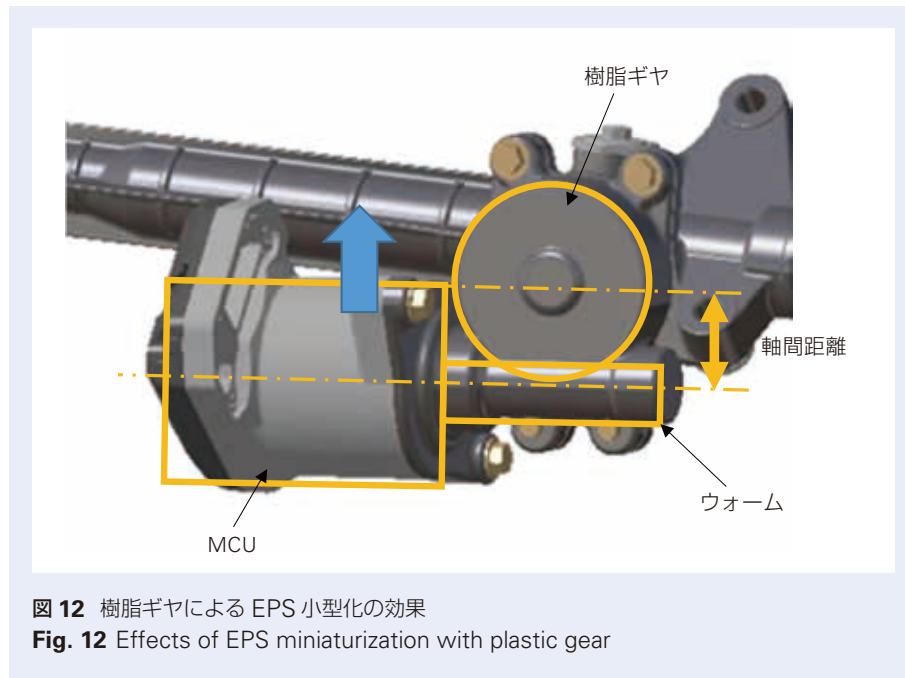


図 12 樹脂ギヤによる EPS 小型化の効果
Fig. 12 Effects of EPS miniaturization with plastic gear

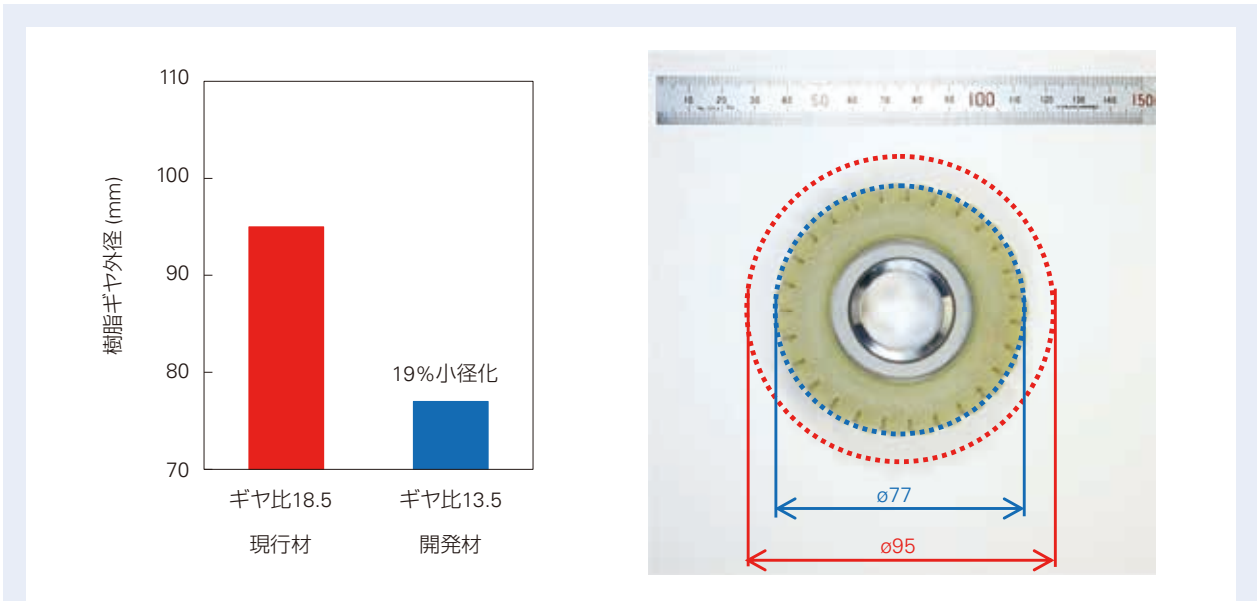


図 13 開発材とギヤ諸元設計による小型コンセプトギヤ

Fig. 13 Compact concept gear based on developed plastic material and improved gear design

7. あとがき

本開発の高耐久樹脂材料により、樹脂ギヤ歯面のはく離耐性が向上し、ウォームギヤひいては EPS を小型化することが可能となった。自動車の高出力化のニーズに対して、大型化することなく小型の EPS を提案していきたい。

参考文献

- 1) T. Murakami, T. Takajo "Research Work for the Improvement of the Durability of Glass Fiber-Reinforced Nylon 66 by Modifying the Glass Fiber Diameter", SAE Technical Paper. 32-0032 (2006).

高精度寿命予測技術を活用した転がり軸受 の基本動定格荷重の向上



小熊 健太郎*

小熊 健太郎

Improvement of Basic Dynamic Load Ratings for Rolling Bearings Using Highly Accurate Life Prediction Technology

K. Oguma

NSK has developed the world's first method to accurately predict the life of rolling bearings made with steel based on statistical data obtained by ultrasonic detection of the non-metallic inclusions within.

This development enables NSK to increase the basic dynamic load rating (C) of bearings up to twice their rolling contact fatigue life, thereby helping advance carbon neutrality efforts by reducing the frequency of parts replacement/machine maintenance and allowing for equipment downsizing.

1. はじめに
2. 転がり軸受の寿命
3. 転がり軸受の寿命計算方法
4. 高信頼性を数値化する高精度寿命予測技術
 - 4.1 NSK オリジナルの材料評価技術：
Micro-UT
 - 4.2 高精度寿命予測技術
5. 高信頼性の見える化(基本動定格荷重 C の向上)
6. あとがき

1. はじめに

近年、世界的な気候変動への取り組みが重要視され、多くの産業分野において、カーボンニュートラル社会の実現に向け様々な製品・サービスが開発されている。そのような中で、転がり軸受においても CO₂ 削減・省エネルギーの要求は高まっている。また、カーボンニュートラルの達成に向けて、企業が製造時に直接的・間接的に排出する CO₂ (SCOPE1, 2) の削減だけでなく、エンドユーザーの使用段階における排出も含む、間接的な CO₂ 排出 (SCOPE3) の削減の重要性も高まっており¹⁾、製品の使われ方まで踏み込んだサービスの提供も広がってきている。

現代社会において転がり軸受は、自動車や鉄道車両などの輸送機器分野をはじめ、工作機械や産業用口

ボットなどの産業機械分野、さらには風力発電などのエネルギー分野で数多く使用されている^{2)~6)}。転がり軸受は、回転する機械の円滑な動きを助け、摩擦に伴うエネルギー損失を抑制し、結果として CO₂ 排出量削減に貢献している。しかしながら、転がり軸受を長期間使用し続けると、音響や振動の増加、回転精度の低下、潤滑剤の劣化、材料の疲労による破損などが生じ、それ以上の使用に耐えられなくなることがある。これらの不具合が発生するまでの期間を広い意味で寿命と呼んでいる。転がり軸受を選定する際は、使用環境の情報をもとに寿命を推定し、十分に安全であることを確認することが重要である。

一方で、過剰に安全を見積もると、適正な範囲を超

* 産業機械軸受技術センター、産機軸受開発室

えた選定となってしまう。例えば、大きすぎる転がり軸受は、適正サイズのものよりも重く、且つ回転に必要なトルクも高い。このような場合、期待された省エネルギー効果が十分に得られないと予想される。したがって、使用条件に対して適正な転がり軸受の選定が求められる。これを実現する施策のひとつとして、NSKは2024年7月1日に、オンラインカタログに掲載されている転がり軸受の基本動定格荷重C（ただし、ラジアル軸受ではCr、スラスト軸受ではCaで表す）の値を見直した。本稿では、この施策に関わるNSKの独自技術を紹介する。

2. 転がり軸受の寿命

転がり軸受は荷重を受けて回転すると、内輪・外輪の軌道面及び転動体の転走面は、絶えず繰り返し荷重を受けるので、材料は疲労によってうるこ状に表面が剥がれ落ちる損傷（＝はく離、フレーキング/スポーリングとも呼ぶ。以降は、はく離と称する）が発生する。この最初のはく離が生じるまでの総回転数（もしくは時間）は、転がり疲れ寿命と呼ばれている。

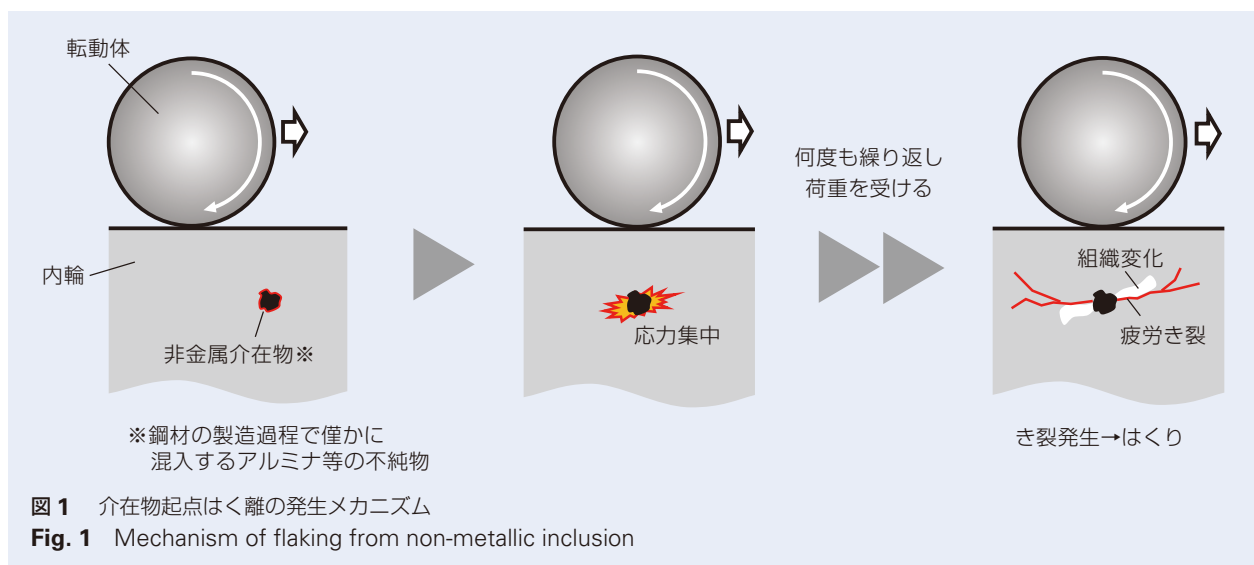
はく離は、初期き裂の発生位置によって、内部起点型はく離と表面起点型はく離に大別される。さらに、内部起点型はく離は、介在物による応力集中が原因で発生する介在物起点はく離と、鋼材への水素侵入が原因と推定される、組織変化を伴う白色組織はく離に分けられる。表面起点型はく離は、表面欠陥（圧痕）による応力集中が原因で発生する圧痕起点はく離や、不充

分な油膜形成によるピーリング起因はく離に分類される。

このうち、表面起点型はく離と白色組織はく離は、潤滑剤に混入した異物や不十分な潤滑油膜、不適切な潤滑剤の選択などの軸受使用環境に由来する場合が多く、それらを改善することで長寿命化が期待できる。また、特殊仕様の転がり軸受を採用することで、改善を見込むことも出来る。当社の製品であれば、独自開発鋼と特殊熱処理を採用した Super-TF^{TM 7)} や AWS-TF^{TM 8)} などが挙げられる。

一方で、介在物起点はく離は、たとえ理想的な使用環境であっても避けることが困難な軸受のもつ本質的な損傷である。介在物起点はく離の原因は、軸受鋼の製造上不可避な残留不純物であり、具体的には概ね数10 μmを超える大きさの非金属介在物である。図1に示したように、非金属介在物が軌道面の表面直下に存在し、その直上を転動体が通過すると、非金属介在物周りに応力集中が起こり、き裂が発生する。このき裂は、転動体が繰り返し通過することで進展し、軌道面に達することではく離が生じる。

そのため、軸受鋼の清浄度（＝非金属介在物の含有量や大きさを意味する）が、軸受寿命に大きな影響を及ぼすことが知られており、これまでNSKは、製鋼メーカーと共に鋼中酸素量の低減に取組み、介在物の少ない材料（＝高清浄度鋼）を常に供給し続けられる体制を整えてきた。近年の軸受鋼の清浄度は極めて良好であり、転がり軸受寿命も著しく向上している^{9) 10)}。



3. 転がり軸受の寿命計算方法

ISO規格 (ISO281:2007) に定められている転がり軸受の寿命計算方法によると、基本定格寿命 L_{10} (単位: 10^6 回転) は、定格疲れ寿命が 100 万回となるような荷重である基本動定格荷重 C と、軸受荷重 P および荷重係数 p を用いて、 $L_{10} = (C/P)^p$ の関係を示すことが知られている。この計算式は、Lundberg-Palmgren らが確立したはく離寿命理論の中で提唱され、1940 ~ 1950 年頃に得られた寿命試験結果に基づく実験定数を含んでいるものの、現代においても最も基本的な転がり軸受の寿命計算手法として、広く利用されている。

しかしながら、前述の寿命計算式では非金属介在物のサイズや量が寿命におよぼす影響が考慮されておらず、ISO 規格の寿命計算値に対して実際の転がり疲れ寿命は大幅に長寿命であり、**図 2** のように、大きく乖離した結果となっている。

一般的に、軸受を選定する際は、使用環境の情報をもとに十分な寿命を有していることを確認し、はく離発生リスクが低い軸受を選定するが、ISO に則った手法で計算した予測寿命は、過剰な安全代を取っていることがある。すなわち、真に最適な軸受サイズよりも大きい、もしくは最適仕様よりも過剰なスペックの軸受が選定されている場合がある。実用上十分な安全代を持ち、機能上過不足のない軸受を選定することが出来れば、材料や製造時に消費するエネルギーも削減でき、従来以上にカーボンニュートラル社会の実現に貢献できる。

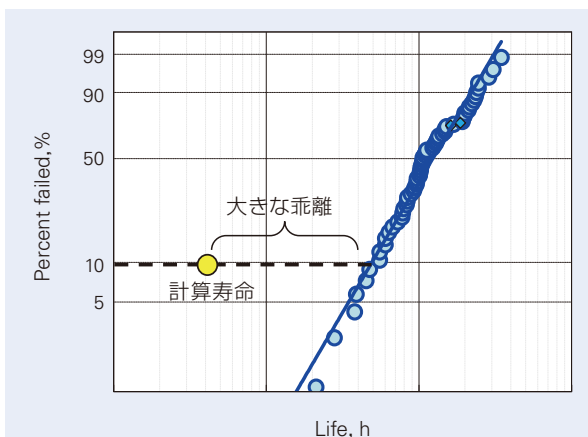


図 2 ISO 規格の寿命計算値に対する実際の転がり疲れ寿命

Fig. 2 Actual rolling fatigue life compared with life calculated by ISO standards

4. 高信頼性を数値化する高精度寿命予測技術

前述の通り、転がり軸受の寿命性能には材料の清浄度が強く寄与しており、これを定量的に示すことが技術的課題を解決するキーポイントである。このような背景から、NSK は独自開発した探傷技術を用いて測定した鋼材中の非金属介在物の大きさや量の統計データと、微小な人工欠陥を用いた耐久寿命試験およびそのシミュレーション解析結果をもとに、非金属介在物を起点にして生じるはく離寿命を高精度に予測する技術を確立した。

次に、Micro-UT と名付けた超音波探傷による内部欠陥(非金属介在物)検出技術と、破壊力学の考え方を取り入れた新しい寿命予測技術について解説する。

4.1 NSK オリジナルの材料評価技術: Micro-UT

鋼材中の非金属介在物の評価法として、**図 3** に示したような光学顕微鏡を用いた直接観察による手法が、従来から採用されてきた。この手法は、介在物の大きさや量を直接的に評価しているため、清浄度の優劣を見極める手段として非常に有効であった。

一方で、製品軸受の体積に比べて評価体積が小さいことや、評価に必要なリソースが大ききことから、はく離寿命予測に用いるパラメータの観点では、十分とは言えなかった。加えて、損傷の起点となる Micro サイズの非金属介在物が検出でき、且つ工業利用可能な検査技術も存在しなかった。そこで、非金属介在物レベル (Micro サイズ) の欠陥を検出でき、且つ工業的に実用可能な超音波探傷技術を開発し、Micro-UT と名付けた。



図 3 従来の材料清浄度評価法の例

Fig. 3 Example conventional method to evaluate material cleanliness

Micro-UTでは、図4に示したように、直径数十mm×長さ数百mm程度の棒鋼を水槽に入れて超音波探傷を行う。従来、微小な非金属介在物を検出する超音波探傷法は、ラボレベルでのみ実施可能であったが、探傷条件の適正化及び多数の非金属介在物の実寸法測定などの多くの試験と確認を重ねて、従来の工業的な超音波探傷法では検出が困難であった、100μm未満の大きさの非金属介在物を正確に検出することが可能になった。これにより、従来の方法と比較して短時間で大体積の評価が可能となり、非金属介在物の分布に関わる信頼性の高い統計データの取得が可能となった。

4.2 高精度寿命予測技術

高纯净度鋼を使えば、転がり軸受のはく離寿命を延ばすことができる。これは一般に知られていたが、それを計算式によって精度よく推定する手段はこれまではなかった。そこで、Micro-UT技術の開発と並行して、Micro-UTによって得られる非金属介在物の大きさと量の数値データを活用して、はく離寿命を予測する技術の開発にも取り組んできた。

NSKで注力している技術開発手法の一つに、リアルデジタルツインアプローチがある。リアルデジタルツインアプローチとは、現象(リアル)を追求し詳細に把握することで、その現象のクラクリの仮説を立て、

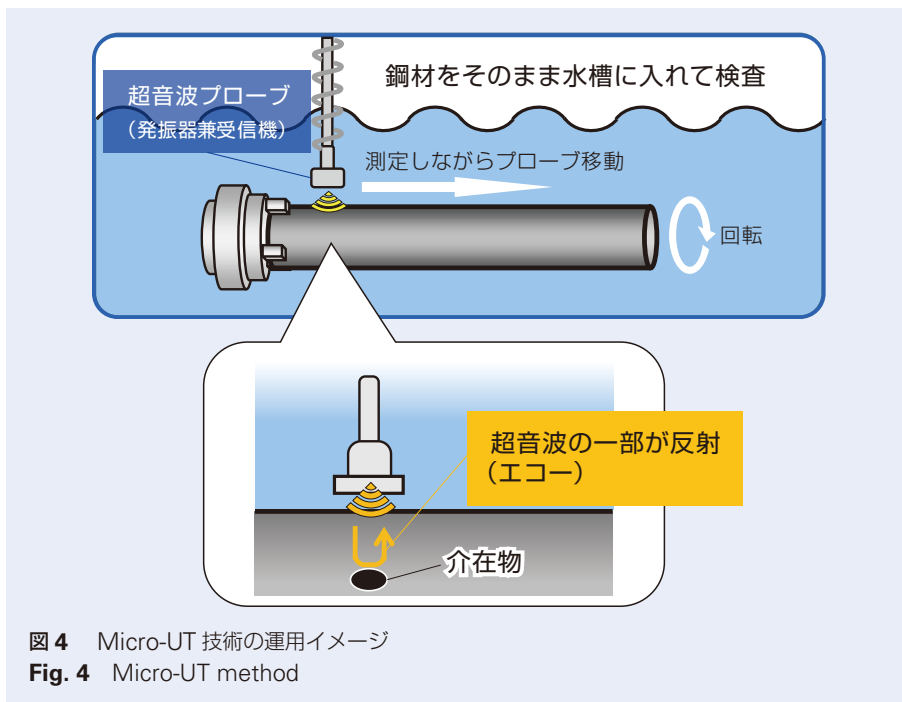


図4 Micro-UT技術の運用イメージ
Fig. 4 Micro-UT method

目に見えないカラクリの本質をデジタル技術で深掘りし、カラクリの本質からソリューションを導き出す、という手法である。

転がり軸受の高精度寿命予測技術における現象（リアル）の追求として、人工欠陥を用いた耐久寿命試験がある^{11) 12)}。

従来からよく採用されてきたのは、自然発生する非金属介在物そのものを直接的に評価しようとする手法であった。この場合、介在物の出現に確率的要素が多く含まれることや、介在物がマイクロサイズで且つ内部に存在するために、破壊過程の直接観察が困難であることなど等が、定量的な現象理解の障壁となっていた。

そこで、介在物を模した人工欠陥として微小なドリル穴を軌道輪に付与し、その後耐久評価試験を行う手法を開発した。この開発手法を用いた場合、ドリル穴のエッジ部分を起点としてき裂が発生し、それが進展してはく離に至る。その結果、**図5**に示したように、非金属介在物と同様のはく離が再現される。これにより、欠陥のサイズや位置が転がり軸受のはく離に及ぼす影響を定量的に評価することが可能となった。

さらに、**図6**に示したように、人工欠陥周りの発生する応力をFEM（有限要素法）によって解析し、力学的な観点からの評価も行った。既往の研究により、はく離寿命の大部分は、き裂の進展過程であることが知られている。そこで、き裂進展を定量的に取り扱うことのできる破壊力学パラメータ＝応力拡大係数を用いて寿命を整理した。応力拡大係数は、変数として欠陥サイズと応力を含んでおり、これらの影響を同時に評価できる指標である。前述の耐久試験によって得られた寿命データは、応力拡大係数によって一律に整理できることが分かった。

耐久試験の結果、繰返し数 $N = 2 \times 10^8$ サイクルで未破壊であった評価サンプルにおける ΔK_{II} を、き裂の進展下限界値 ΔK_{IIth} と定義し、実験定数 $A \cdot B$ を用いて非金属介在物を起点に生じるはく離寿命計算式を導出した。

$$L = A \left[\frac{\tau}{\Delta K_{II} - \Delta K_{IIth}} \right]^B \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

ここで、 τ は軌道輪が転動体から受ける荷重によって作用するせん断応力を示しており、軸受の内部寸法諸元と軸受荷重をもとに計算できる。前述のとおり、 ΔK_{II} は欠陥サイズと応力によって決まるパラメータであるため、非金属介在物の大きさとせん断応力の値を使って求められる。

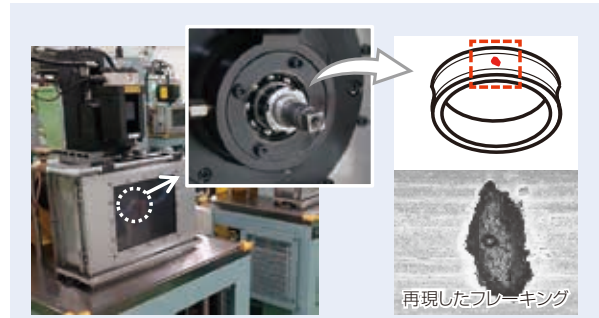


図5 人工欠陥を用いた疲労試験

Fig. 5 Fatigue test using artificial defects



図6 欠陥まわりの力のシミュレーション解析

Fig. 6 Simulation and analysis of stress near defect

5. 高信頼性の見える化（基本動定格荷重 C の向上）

これまでに述べたように、Micro-UT 技術によって鋼中非金属介在物の統計データを取得することができ、前述のはく離寿命計算式に代入することで、材料清浄度の影響を考慮したはく離寿命を定量的に予測することができる。これらふたつの技術を組み合わせることにより、**図 7** に示したように、材料清浄度を考慮したはく離寿命の高精度予測が可能となった。その結果、最適な軸受の選定が可能となる。

また、この技術を応用することにより、一般的な軸受の寿命計算に用いられるパラメータ：基本動定格荷重 C を最適な値に見直すことも可能となった。

具体的には、本開発技術によって求めたはく離寿命の予測値と、従来法で求めた計算結果の比較に加え、そこに安全率を考慮して基本動定格荷重 C を逆算し見直す。**図 8** は、その一例である。

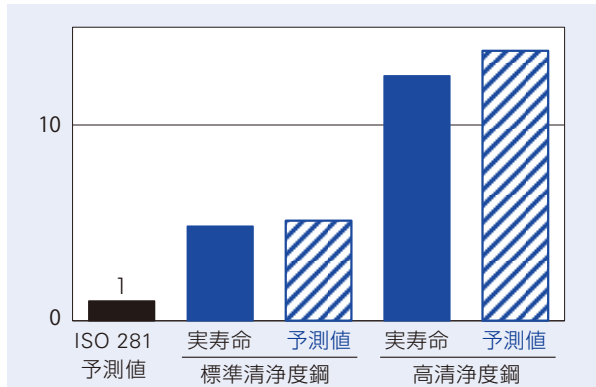


図 7 高精度寿命予測技術を使った計算例
Fig. 7 Highly accurate life prediction powered by Micro-UT

6206		見直し前	見直し後
軸受サイズ [mm]		d30 × D62 × B16	
基本動定格荷重 C [N]		19 500	21 400
想定軸受荷重 P [N]			1 755
想定回転速度 n [min-1]			2 000
計算定格寿命 Lcal [hours]		11 431	15 109
寿命比 [%]		100	132

NU306EM		見直し前	見直し後
軸受サイズ [mm]		d30 × D72 × B19	
基本動定格荷重 C [N]		53 000	65 500
想定軸受荷重 P [N]			7 950
想定回転速度 n [min-1]			1 500
計算定格寿命 Lcal [hours]		6 196	12 551
寿命比 [%]		100	203

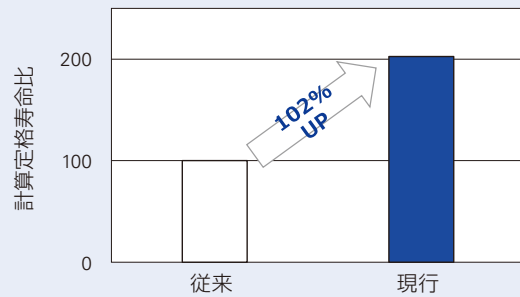
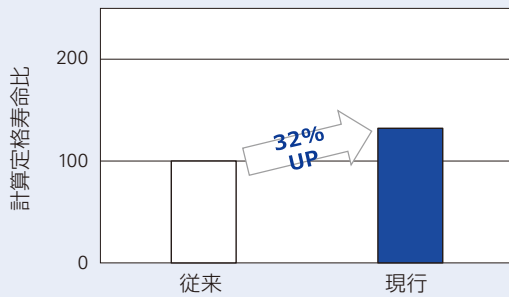


図 8 C 見直し前後の寿命計算例(深溝玉軸受、円筒ころ軸受)

Fig. 8 Calculated life after revisions of basic load ratings (deep groove ball bearings and cylindrical roller bearings)

本開発技術を活用し、NSK 標準転がり軸受の深溝玉軸受・アンギュラ玉軸受・円筒ころ軸受・円すいころ軸受に対して、オンラインカタログ掲載の C 値を一斉改訂した。また、今回のカタログ C 値一斉改訂に合わせて、オンラインカタログをリニューアルし、画面構成を一新した。それにより、容易な軸受選定および高信頼性能を反映させた基本動定格荷重 C をお客様に提供することが可能となった。

6. あとがき

本稿では、Micro-UT と名付けた超音波探傷による非金属介在物検出技術と、破壊力学の考え方を取り入れた新しい寿命予測技術について紹介した。

これにより、NSK 軸受の高信頼性を反映した基本動定格荷重 C を用いることで、従来よりも長い離寿命計算値を得ることができる。これによって、お客様はこれまでよりも安心して NSK 軸受を長く使用することができ、定期メンテナンスの頻度を安心して減らすことができる。また、従来よりも小さな軸受を選定することも可能となり、機械の小型化にも貢献でき、省エネルギー・省資源化やカーボンニュートラル社会の実現にも寄与する。

参考文献

- 1) 資源エネルギー庁：令和 2 年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書 2021)、(2021)、29-52.
- 2) 山本幸一：月刊トライボロジー、No.405 (2021)、22-26.
- 3) 亀子峰雄, 城崎善彦, 速藤茂: NSK Technical Journal, Vol.691 (2019)、39-45.
- 4) 前田吉則：月刊トライボロジー、No.431 (2023)、12-14.
- 5) 石黒博：NSK Technical Journal, Vol.691 (2019)、13-18.
- 6) リーキムリョン：NSK Technical Journal, Vol.691 (2019)、19-27.
- 7) NSK 産業機械用転がり軸受, CAT.No.1103 (2023)、p.A258-A261
- 8) NSK プレスリリース、大型ギヤボックス用「長寿命大形ころ軸受(AWS-TF™)」を開発(2014年4月4日)
- 9) 川上潔：Sanyo Technical Report, Vol.14, No1 (2007)、22-35.
- 10) 西森博, 増田孜, 川上潔, 古村恭三郎, 橋爪一弘：日本金属学会会報, 第 32 巻, 第 6 号(1993)、441-443.
- 11) 橋本翔, 小俣弘樹, 松永久生：日本機械学会論文集, Vol.83, No.852 (2017)、p.16-00585.
- 12) 橋本翔, 小俣弘樹, 松永久生：日本機械学会論文集, Vol.83, No.852 (2017)、p.16-00584.

低 Λ 条件下における転がり軸受の表面損傷に関する実験的研究

I. I. M. YAZID*, 小俣 弘樹*, 橋本 翔**, 植田 光司*



I. I. M. YAZID



小俣 弘樹

An Experimental Study of Surface Damage on Rolling Bearings in Low Lambda Conditions

I. I. M. YAZID, H. Komata, S. Hashimoto, K. Ueda



橋本 翔



植田 光司

一般社団法人日本トライボロジー学会に転載許諾を得て、Tribology Online, 18, 1, 2023, 1-9 に掲載した英語論文を和訳して掲載

In order to better understand the occurrence of surface damage in low lambda, Λ , conditions, an experimental study was conducted. The surface damage investigations have been made based on the relationship between Λ values and surface roughness. In this study, the ball roughness, rotational speed, and oil viscosity were varied to obtain a specific Λ value which ranges from 0.10 to 0.90. It was found that three different surface damage modes, namely wear, micro-pitting, and no damage occurred depending on the ball roughness and Λ value. Morphological cross-sectional of each damage mode were observed, and surface fatigue characteristics were identified. The experimental results have shown that surface fatigue, including plastic flow thickness and crack angle, are related to contact conditions, which are influenced by surface roughness and oil film thickness.

1. 緒言

2. 実験方法

2.1 表面粗さ

2.2 潤滑油

2.3 油膜パラメータ, Λ

3. 結果と考察

3.1 表面損傷モード

3.2 表面損傷の推移

4. 結論

1. 緒言

転がり軸受は、過去 10 年間で製造と設計が急速な進歩を遂げ、コスト低減、小型化、軽量化、摩擦低減の観点で有利であることから、様々な分野で幅広く用いられている^{1)~5)}。軸受選定において、機械全体の耐久性を確保するため、軸受の寿命予測が不可欠である。転がり軸受は、正しい荷重条件と取り付けのもとで十分に潤滑され、異物混入がなければ、十分な性能を発揮する。しかしながら、転がり疲労 (RCF) など、軸受の損傷要因は数多く存在する。従来の研究による

と^{6)~9)}、軸受損傷の主な要因は RCF であり、一般的に RCF が理想状態における軸受の主な損傷モードと考えられる。軸受寿命の予測には、RCF の進行と、破壊起点が内部であるか、あるいは表面であるかといった損傷メカニズムを考慮することが重要である。あらゆる使用条件下における軸受の疲労過程を詳細に理解することは、正確に寿命を予測して損傷を防止し、故障が発生する前に部品修理または交換ができるようにするために重要である。

* コア技術研究開発センター 第一研究開発室

** 技術開発本部 プロジェクト 1

近年、機械の効率向上を目的として、より低粘度の潤滑油が使用される傾向があり、低 Λ 条件下での軸受損傷について、多くの研究がなされている。低 Λ 条件下での軸受損傷や寿命に影響する要因を調査するために、損傷メカニズム、表面テクスチャ、材料特性、潤滑剤特性など数多くの問題について、研究がなされている。例えば、Baubetら¹⁰⁾は、エンジン内の摩擦低減のために、低粘度エンジンオイルで潤滑されたクランクシャフト用ころ軸受について研究を行った。Baubetらの研究では、ピッチング、摩耗、マイクロピッチングという3種類の損傷モードが確認されている。低粘度油では、ピッチングや摩耗が発生した一方で、すべり接触には有利だが、転がり接触には有害な添加剤を十分に配合したエンジンオイルでは、マイクロピッチングが観察された。また、Vrcekら¹¹⁾¹²⁾は、マイクロピッチングや摩耗の評価を利用して、RCFによる損傷を防ぐために、粘度と添加剤濃度を変えて既存のエンジンオイルの配合を変更した結果、粘度と添加剤がマイクロピッチングや摩耗の形成に影響を与えるという結論に達した。さらに、マイクロピッチングと摩耗は、表面損傷において競合するメカニズムであり、マイクロピッチングのレベルが高いほど摩耗は少なくなることを明らかにした。

添加剤の使用が表面のマイクロピッチングや摩耗に影響を及ぼすことを示した研究は、他にもある。Laineら¹³⁾は、マイクロピッチング試験にて、摩耗防止添加剤ジアルキルジチオリン酸亜鉛(ZDDP)を添加した潤滑油と、添加しない潤滑油を使用した場合の疲労挙動を比較した。その結果、添加剤が存在すると粗さが維持される一方で、添加剤が存在しないと粗さが急速に低下すること、マイクロピッチングは添加剤を用いた場合には発生し、無添加で実施した試験ではほとんど発生しないことを明らかにした。また、MoralesとBrizmer¹⁴⁾は、マイクロピッチングを予測するために、あらゆる潤滑、粗さ、すべり条件での実験結果と理論モデルを比較した。彼らのモデルは実験結果と良い相関を示し、摩耗速度の増加とともに、マイクロピッチング面積が減少することを示した。Moralesらは、マイクロピッチングおよび摩耗は、添加剤なしでも、低 Λ 条件の表面で発生し得る損傷であることを明らかにした。すべりと境界摩擦の両方がマイクロピッチング損傷に影響し、すべり率が低いほどマイクロピッチング損傷が大きくなる。摩耗は、す

べりに応じて増加するとともに、マイクロピッチング損傷の進行を遅らせる。さらに、応力解析の結果から、マイクロピッチングは、潤滑条件と接触面の粗さに依存する表面疲労メカニズムであることが示された。

油膜厚さと表面粗さの比である Λ 値に応じた潤滑状態は、マイクロピッチングの形成に影響を及ぼす^{15)~17)}。 Λ 値が減少するにつれて、粗面突起部の相互作用が増加することを考えると、マイクロピッチングも増加すると予想される。しかしながら、摩耗の存在が、 Λ 値とマイクロピッチングの間の相関関係を打ち消す方向にはたらく。Morales-Espejelら¹⁵⁾によると、 Λ 値が減少していく過程でマイクロピッチングが最大に達し、その後さらに Λ 値が減少すると、摩耗の存在によってマイクロピッチングは減少する。これは、マイクロピッチングと摩耗が、 Λ 値を主とする接触条件の影響に応じて、競合して発生するためである。低い Λ 値と表面粗さによる複合的な作用は、粗面突起部における接触サイクルの蓄積を促し、マイクロピッチング損傷を加速させるため、重要な要因である。

マイクロピッチングや摩耗の形成に影響する因子として、表面粗さや潤滑剤だけでなく表面硬さなど、他の要因に注目した研究もある。例えば、Vrcekら¹⁸⁾は、2円筒試験機を使用して、マイクロピッチングおよび摩耗の発生に対する硬さの影響を調査した。彼らは、硬い材料を組み合わせることで、より多くのマイクロピッチング損傷が発生することを発見した。一方、軟らかい材料の組み合わせは、疲労した材料層が除去されることでマイクロピッチングを抑制しながら、摩耗損傷を引き起こす傾向がある。この研究によって、材料の硬さの違いを活かし、粗い表面をもつ側を柔らかくすることによって、マイクロピッチング損傷を完全になくすことができることを明らかにした。また、類似した研究として、Vrcekら¹⁹⁾は、貧潤滑条件下でのマイクロピッチングおよび摩耗の発生に対する硬さの影響を示した。高速回転条件での粗い表面においては、軽微な摩耗と塑性変形しか発生しないことが観察された。しかし、低速回転条件での滑らかな表面においては、著しいマイクロピッチングと摩耗、マイクロピッチングと摩耗、軽度の摩耗のみという異なる損傷モードが発生した。これらの3つの損傷モードは、粗さの異なる2面間の表面硬さの差異により発生する。硬さが同等であれば、軸受鋼の組成よりも、適切な熱処理条件の選択が重要であると結論付けている。

以上の先行研究から、表面粗さ、潤滑剤、硬さが表面損傷の形成に大きく影響しており、低 Λ 条件下でのマイクロピッチングおよび摩耗の発生に重要な役割を有することを示唆している。しかしながら、 Λ 値と表面粗さに基づいた表面接触条件でのマイクロピッチングおよび摩耗の形成、特に Λ 値と表面粗さによる各損傷モードの変化について、これ以上の研究は行われていない。本研究の目的は、 Λ 値と表面粗さの変化に起因する表面損傷現象の理解を深めることである。表面損傷現象の解明は、転がり軸受の損傷を予測する上で有効である。

2. 実験方法

転がり軸受の表面損傷には、様々な要因が考えられる。荷重、表面粗さ、潤滑油粘度、回転数、すべり、温度、硬さ、油中の異物は、すべて表面損傷の要因として挙げられる^{20)~23)}。本研究では、粘度、回転速度、表面粗さなど、油膜状態に直接影響するパラメータに着目した。転動体の表面硬さは825~830 HV、軌道面の表面硬さは730~735 HVの範囲とした。図1に示すようなスラスト玉軸受とスラスト試験機を用いて、転がり疲労試験(RCF試験)を実施し、低 Λ 条件における表面損傷現象を調査した。各試験条件を表1に示す。潤滑油の粘度、回転速度、転動体と軌道面の粗さを調整し、 Λ 値を変化させた。試験荷重は1960 N (最大ヘルツ接触面圧: 2.1 GPa)とし、合計 10×10^6 回転サイクル試験を実施した。

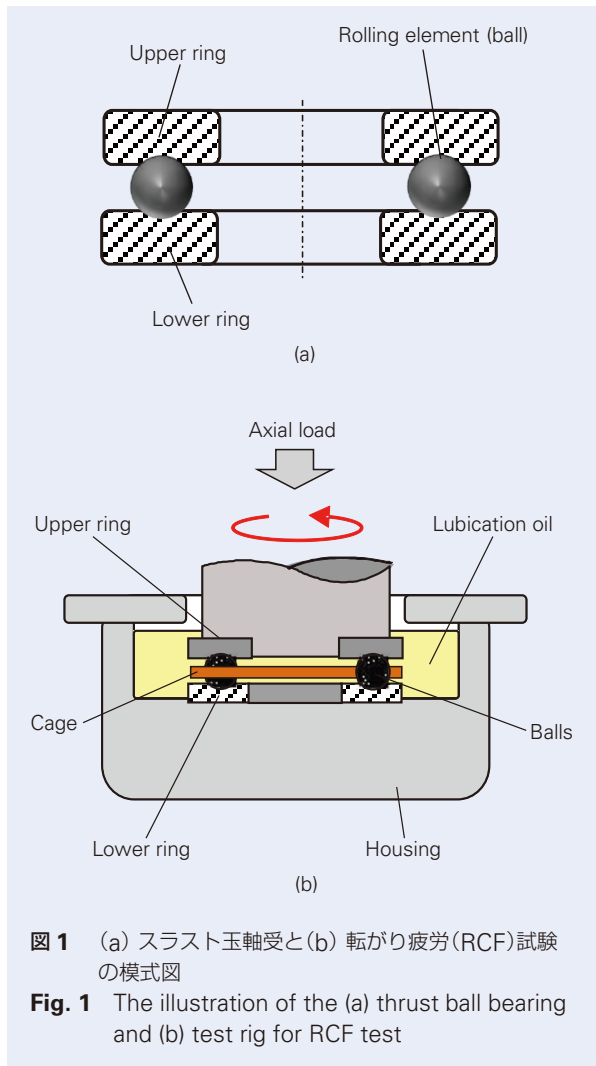


図1 (a) スラスト玉軸受と(b) 転がり疲労(RCF)試験の模式図

Fig. 1 The illustration of the (a) thrust ball bearing and (b) test rig for RCF test

表1 RCF試験条件

Table 1 Operating parameters and conditions

Parameters	Type / Conditions
Test bearing	JIS-51305 (3 balls)
Material	100 Cr6
Axial load	1 960 N (constant)
Rotational speed	200 to 2 500 min ⁻¹
Surface roughness of raceways	0.02 ~ 0.03 μm
Ball roughness	0.00 ~ 0.60 μm
Lubricants	Durasyn 162
	Durasyn 164
	Durasyn 166
	Durasyn 170

*JIS - Japan International Standard

2.1 表面粗さ

表面粗さは、低 Λ 条件下での表面損傷に影響する重要なパラメータの一つである^{24)~27)}。各試験軸受は、粗さ 0.02 ~ 0.06 μm の軌道輪と、最大で粗さ 0.60 μm の転動体(鋼球)を用いている、なお、粗さは、二乗平均平方根粗さ(RMS)であり“Rq”として表す。先行研究^{28) 29)}では、表面損傷には接触する相手部品の粗さがより大きな影響を及ぼすと述べられている。そこで本研究では、転動体粗さ(軌道面の相手部品)を変化させ、軌道輪の損傷に着目して調査した。図2に、Taylor Hobson社のCCI MP-HS(3次元光学式形状測定機)による転動体の表面解析の一例を示す。図2(a)は、試験前の転動体の粗さ、図2(b)は、試験後の粗さである。試験前後の転動体の粗さをそれぞれ無作為に3箇所、計6箇所測定した。軌道輪については、試験前に上下両方の軌道面をそれぞれ2箇所測定し、試験後の軌道面の表面分析を円周上の各損傷部位4箇所で行った。

2.2 潤滑油

すべての試験において、INEOS Oligomers社から提供された非商用の合成炭化水素、ポリアルファオレフィン(PAO)基油を使用した。表2に示すように、粘度の異なる4種類のデュラシンPAO(デュラシン162, デュラシン164, デュラシン166, デュラシン170)を用いた。先行研究^{11) 12) 30) 31)}で報告されているように、摩耗防止剤(AW)や極圧剤(EP)などの添加剤は、トライボフィルムの形成などにより、表面で生じる現象に大きな影響を与えらる^{32) 33)}。

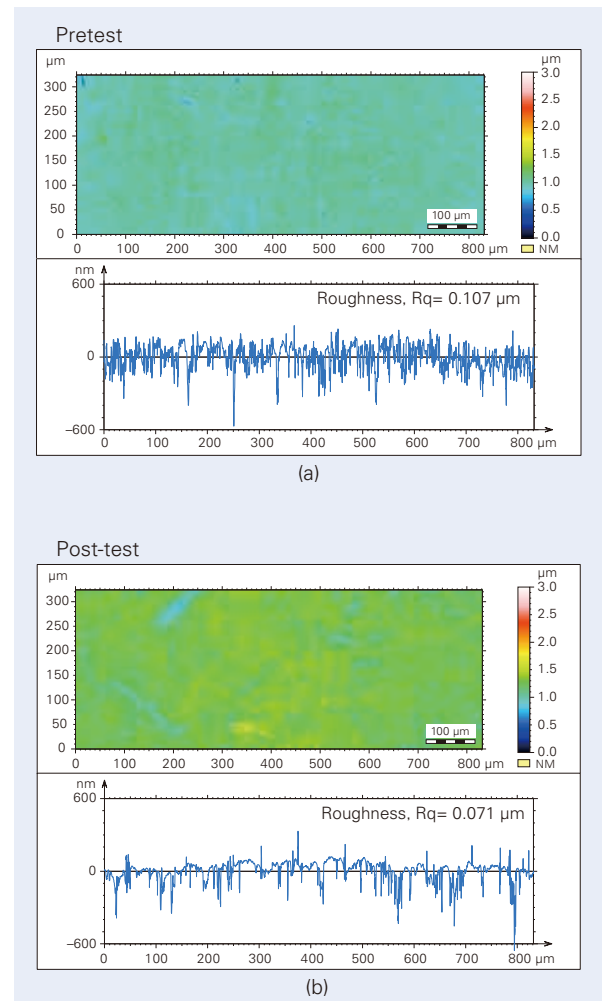


図2 (a) 試験前と(b) 試験後の転動体の表面分析
 Fig. 2 Surface analysis of the ball for (a) pre-test and (b) post-test

表2 INEOS Oligomers社製潤滑油 Durasyn (ポリアルファオレフィン(PAO))の製品仕様

Table 2 Specifications of the lubricant INEOS Durasyn Polyalphaolephins (PAO)

Durasyn PAO Number	162	164	166	170
Viscosity index	122	124	135	137
40 °C Kinematic viscosity, cSt [mm ² /s]	5.5	17.2	31.0	62.9
100 °C Kinematic viscosity, cSt [mm ² /s]	1.9	3.9	5.9	9.6
15 °C Density, ρ_0 [g/cm ³]	0.797	0.818	0.827	0.836

したがって、本研究では、基油の特性を制限し上述の影響を除外することで、低 Λ 条件における基本的な表面損傷を調査した。各PAOの特性を図3に示す。図3(a)は、温度と粘度の関係を示し、図3(b)は、温度と密度の関係を示す。いずれの潤滑油においても、粘度や密度は温度と反比例の関係にある。

2.3 油膜パラメータ, Λ

油膜の厚さの推定は、あらゆる軸受アプリケーションにおいて重要である。転がり軸受の潤滑状態を評価するために、式(1)で表される最小油膜厚さ h_0 を用いて、油膜パラメータ Λ を算出した。RCFにおいて、式(6)で表される Λ 値の影響は、表面損傷現象を決める重要な要因である³⁴⁾。 Λ 値が高くなると、粗面突起部の接触が少なくなり、損傷が起きにくくなる。本研究では、転動体粗さ、回転速度、潤滑剤によって Λ 値を0.01から0.90までに変化させ、表面損傷に及ぼす影響を実験的に調べた。

$$\frac{h_0}{R_x} = 3.63 \times U^{0.68} \times G^{0.49} W^{-0.073} \times [1 - e^{-(0.68k)}] \quad (1)$$

ここで、

$$U = \eta_0 \times \frac{u}{(ER_x)} \quad (2)$$

$$G = a \times E \quad (3)$$

$$W = \frac{w}{(ER_x^2)} \quad (4)$$

$$k = 1.03 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.64} \quad (5)$$

- U : 速度パラメータ
- G : 材料パラメータ
- W : 荷重パラメータ
- k : 楕円パラメータ
- η_0 : 潤滑油粘度 [Pa.s]
- u : 平均速度 [m/s]
- a : 圧力粘度係数 [Pa]
- W : 荷重 [N]
- E : 等価弾性係数 [Pa]
- R_x : 転がり方向の等価半径 [m]
- R_y : 直交方向の等価半径 [m]

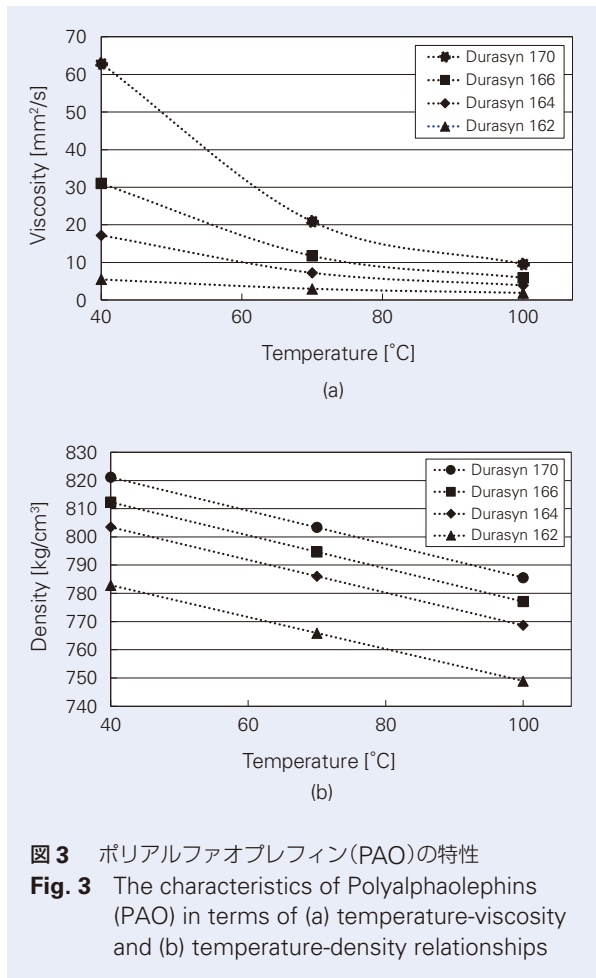


図3 ポリアルファオブレフィン(PAO)の特性
 Fig. 3 The characteristics of Polyalphaolephins (PAO) in terms of (a) temperature-viscosity and (b) temperature-density relationships

さらに

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sigma} \tag{6}$$

$$\sigma : \left(\sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2)} \right) \text{ 合成粗さ}$$

σ_1, σ_2 : 各接触面の二乗平均平方根(RMS)粗さ

3. 結果と考察

低 Λ 条件における表面損傷現象について、2つのセクションに分けて議論する。1つ目は表面損傷モードの定義について、2つ目は表面損傷の遷移についてと、その考察である。

3.1 表面損傷モード

各試験条件を表3に示す。軌道面表面の損傷は、物理的特徴に基づいて“摩耗”, “マイクロピッチング”, “損傷なし”の3つのモードに分類することができる。それぞれの試験条件における表面損傷の観察結果を

図4に示す。上下レースの両方の軌道面に同様の表面損傷が見られたため、下レース軌道面の表面損傷に限定して評価を行った。軌道面に残る研削目と表面き裂に着目することで、3つの損傷モードを明確に区別できる。摩耗が起こると、材料表面が除去され研削目が消失していた。図4に示すように、 Λ の値と転動体粗さによって、シビア摩耗と軽度の摩耗の2種類の摩耗損傷に分けられる。シビア摩耗は、転動体粗さに関係なく、 Λ 値が0.05未満で発生している。一方、軽度の摩耗は、転動体粗さが0.30 μm 未満で、 Λ 値が0.05から0.20の範囲で発生している。一方、転動体粗さが0.3 ~ 0.6 μm の範囲では、軽度の摩耗と同様に表面き裂が観察された。転動体粗さ0.15 μm 未満かつ Λ の値が0.20から1.00の範囲では、研削目が表面に残っており、表面損傷は観察されなかった。 Λ の値が0.20から1.00の範囲にあり、転動体粗さが0.15 μm より大きい場合には、マイクロピッチング損傷となる表面き裂が観察された。したがって、 Λ の値が同じであっても、転動体粗さが高いほどマイクロピッチング損傷が発生しやすいと結論づけることができる。

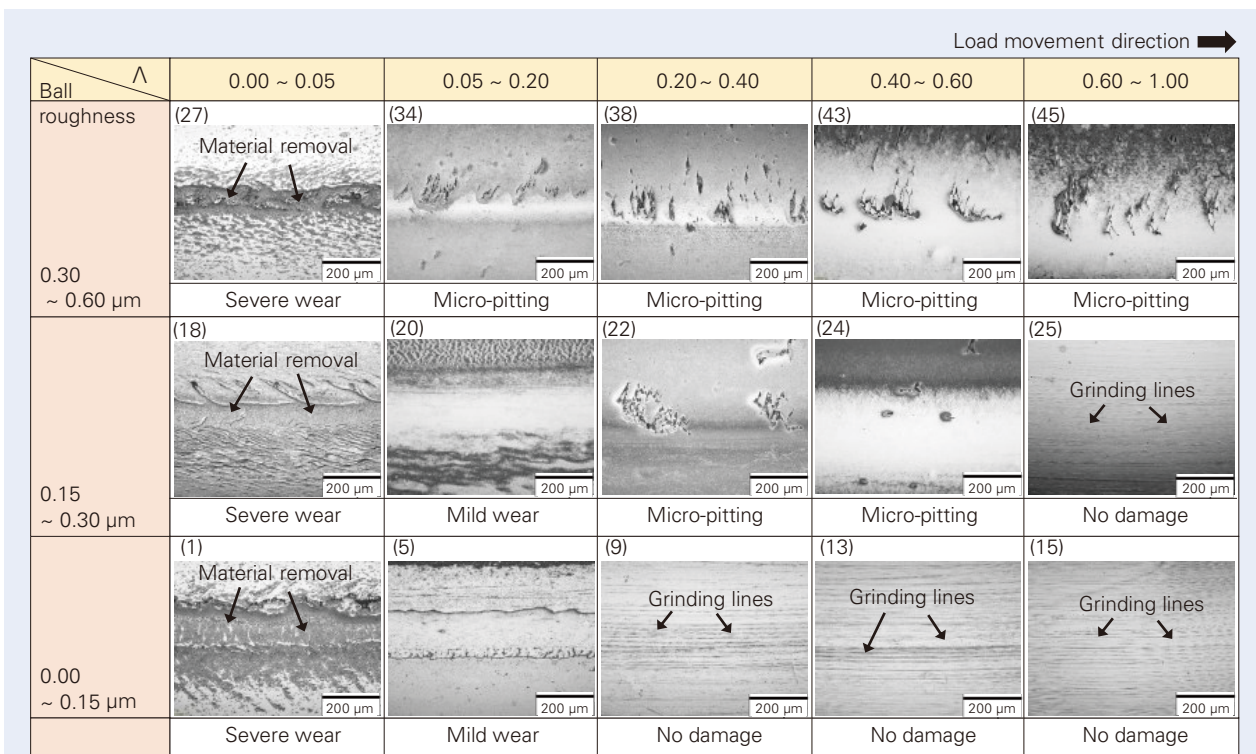


図4 Λ 値と転動体粗さに基づいた表面損傷部の光学顕微鏡写真

Fig. 4 Optical micrograph of surface damage based on Λ value and ball roughness

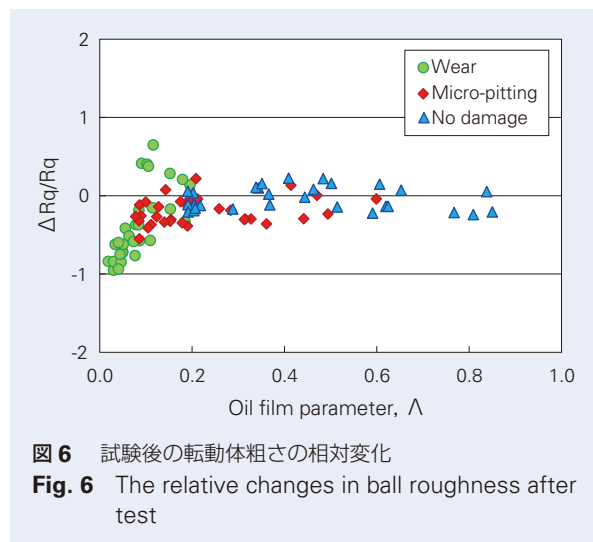
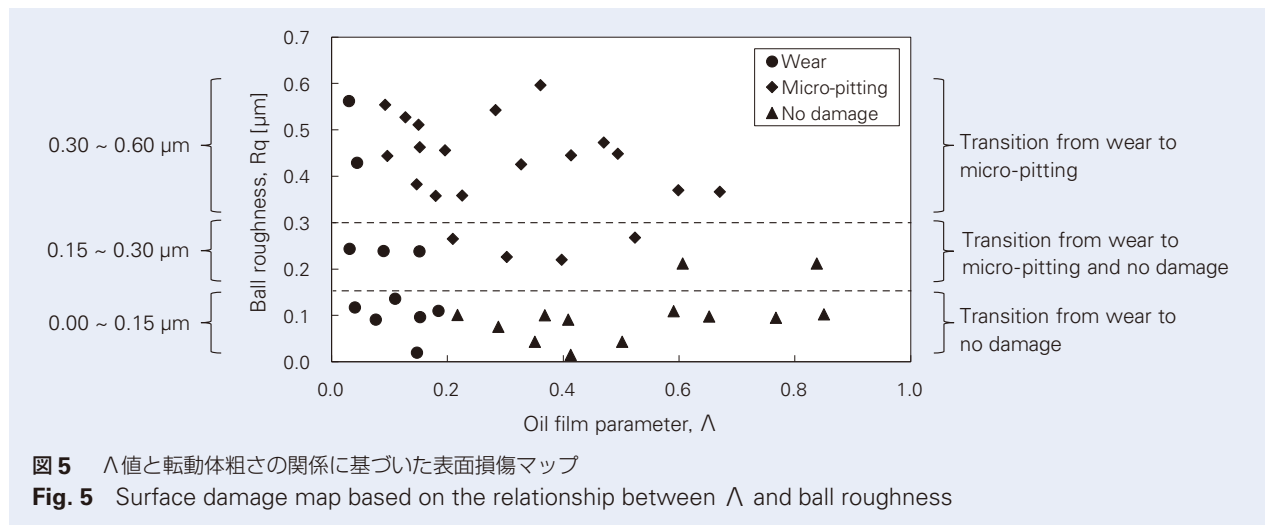
表 3 詳細な試験条件
Table 3 Test condition

No.	Roughness, Rq		Lubricant, PAO	Rotational speed [min ⁻¹]	Minimum oil film thickness, hmin [μm]	Lambda, Λ	Failure mode
	Raceway [μm]	Ball [μm]					
1.	0.050	0.117	162	110	0.01	0.04	Severe wear
2.	0.044	0.091	162	200	0.01	0.08	Mild wear
3.	0.042	0.136	162	500	0.02	0.11	Mild wear
4.	0.040	0.020	162	160	0.01	0.15	Mild wear
5.	0.032	0.097	162	500	0.02	0.15	Mild wear
6.	0.040	0.110	162	910	0.02	0.18	Mild wear
7.	0.030	0.101	162	1 000	0.02	0.22	No damage
8.	0.026	0.075	162	1 000	0.02	0.29	No damage
9.	0.032	0.043	162	700	0.02	0.35	No damage
10.	0.039	0.100	164	500	0.04	0.37	No damage
11.	0.034	0.015	162	500	0.02	0.41	No damage
12.	0.021	0.091	162	2 500	0.04	0.41	No damage
13.	0.024	0.043	162	1 000	0.02	0.50	No damage
14.	0.033	0.109	166	600	0.07	0.59	No damage
15.	0.025	0.097	164	1 000	0.07	0.65	No damage
16.	0.033	0.095	164	2 500	0.09	0.77	No damage
17.	0.025	0.102	166	1 000	0.09	0.85	No damage
18.	0.035	0.243	162	200	0.01	0.03	Mild wear
19.	0.036	0.239	162	1 000	0.02	0.09	Mild wear
20.	0.050	0.238	164	450	0.04	0.15	Mild wear
21.	0.055	0.265	164	1 000	0.06	0.21	Micro-pitting
22.	0.058	0.226	164	1 500	0.07	0.30	Micro-pitting
23.	0.047	0.220	166	1 000	0.09	0.40	Micro-pitting
24.	0.054	0.268	166	2 000	0.14	0.52	Micro-pitting
25.	0.053	0.212	170	800	0.13	0.61	No damage
26.	0.048	0.190	170	1 100	0.16	0.84	No damage
27.	0.036	0.562	162	600	0.02	0.03	Severe wear
28.	0.033	0.429	164	250	0.02	0.04	Severe wear
29.	0.043	0.554	164	800	0.05	0.09	Micro-pitting
30.	0.057	0.443	164	700	0.04	0.10	Micro-pitting
31.	0.033	0.527	166	600	0.07	0.13	Micro-pitting
32.	0.026	0.511	166	800	0.10	0.15	Micro-pitting
33.	0.047	0.383	164	1 000	0.06	0.15	Micro-pitting
34.	0.042	0.463	164	1 500	0.07	0.15	Micro-pitting
35.	0.045	0.358	164	1 200	0.06	0.18	Micro-pitting
36.	0.023	0.456	166	1 000	0.10	0.20	Micro-pitting
37.	0.051	0.359	166	800	0.08	0.23	Micro-pitting
38.	0.026	0.543	170	1 000	0.15	0.28	Micro-pitting
39.	0.029	0.425	166	2 500	0.14	0.33	Micro-pitting
40.	0.031	0.596	170	2 000	0.22	0.36	Micro-pitting
41.	0.030	0.445	170	2 000	0.18	0.41	Micro-pitting
42.	0.035	0.473	170	2 100	0.19	0.47	Micro-pitting
43.	0.032	0.449	170	2 300	0.20	0.49	Micro-pitting
44.	0.039	0.370	170	2 100	0.19	0.60	Micro-pitting
45.	0.032	0.366	170	2 000	0.25	0.67	Micro-pitting

図5は、観察結果に基づいた損傷モードの詳細な分布を示す表面損傷マップである。転動体粗さと Λ 値に依存した損傷モードの傾向が示されている。後述のように、損傷モードは転動体粗さと Λ 値の変化に基づき遷移している。この表面損傷マップは、異なる潤滑条件下で起こりうる損傷モードを表しており、特定の範囲内の Λ 値と粗さを持つ軸受の損傷挙動の予測に役立つと予想される。

図6は、表面損傷モードとともに、試験前後での

転動体粗さの変化を示している。摩耗が生じた場合、転動体粗さに大きな変化が確認された。転動体粗さの変化は、転動体表面の初期状態に応じて、2種類に分けられる。初期の粗さの高い場合には、摩耗によって突起部が除去され鋭さが失われることで、試験後には転動体の粗さが減少している。一方、初期粗さが低い場合には、試験後の転動体粗さの値は、摩耗によりわずかに増加した。損傷モードがマイクロピッチングや損傷なしの場合、転動体表面の粗さ変化は軽微であった。



3.2 表面損傷の推移

実験結果から、低 Λ 条件においては、接触状態が表面損傷に大きな影響を与えることが示唆された。摩耗は、転動体の粗さよりは金属接触到強く影響されるようである。マイクロピッチングの場合、転動体粗さに起因する突起部の接触が、その接触状態を支配していると考えられる。本研究では、同じ転動体粗さにおける Λ 値の変化と、同じ Λ 値における転動体粗さの変化という2つの異なる観点での断面観察を用いて、表面損傷の遷移を調査した。

図7は、同じ転動体粗さで Λ 値を変化させた際の表面損傷の遷移を示している。表面損傷モードに基づき、グラフは(I)、(II)、(III)の3つの領域に分けられている。油膜の増加に応じて、摩耗からマイクロピッチングに移行し、その後損傷が発生しなくなることが予想される。図8は、各領域の表面損傷部断面の走査型電子顕微鏡(SEM)写真である。シビア摩耗が発生した Λ 値が0.05未満では、表面から約3 μm 深さまで材料が除去されていた。次に、 Λ 値が0.05から0.20の範囲では、軽度の摩耗と、RCFに伴う塑性ひずみの蓄積によって形成された薄い塑性流動層が観察された。 Λ 値が0.20から0.60の範囲では、表面き裂を伴う塑性流動が形成された。領域(II)では、 Λ 値が大きくなるにつれて、塑性流動層の厚さが厚くなり、き裂の角度が浅くなることがわかった。最終的に Λ の値が0.60より大きくなると、表面に塑性流動と、き裂は観察されなくなった。

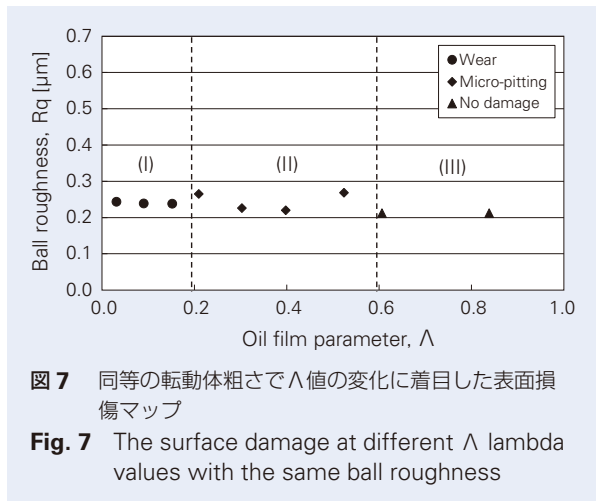


図7 同等の転動体粗さで Λ 値の変化に着目した表面損傷マップ

Fig. 7 The surface damage at different Λ lambda values with the same ball roughness

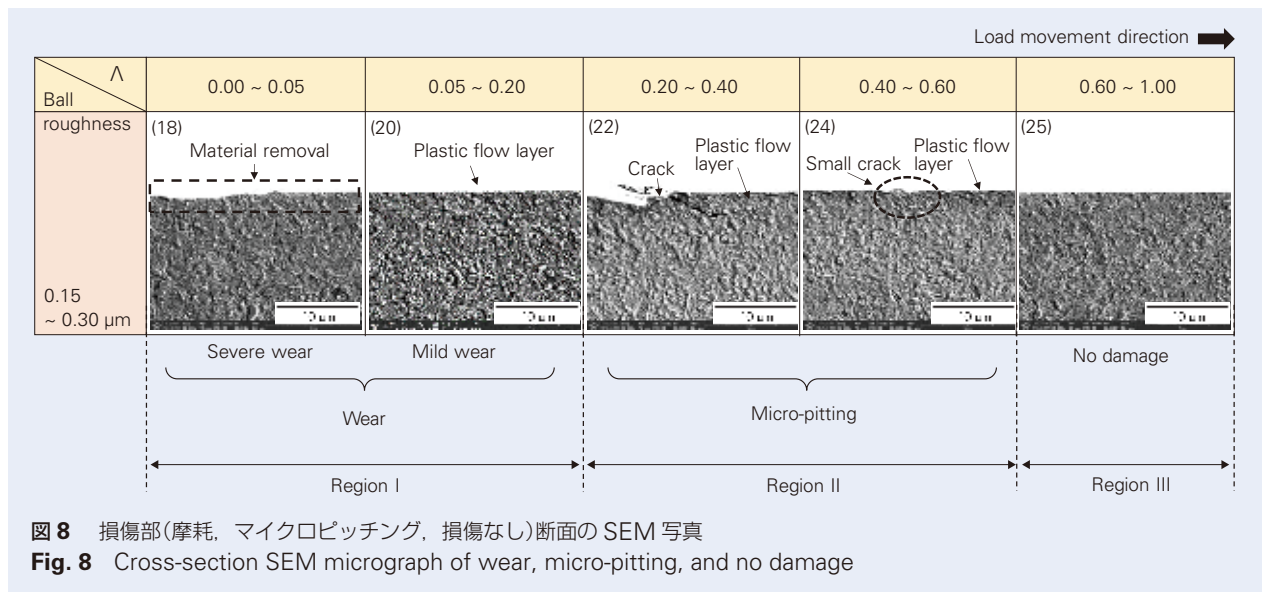


図8 損傷部(摩耗、マイクロピッチング、損傷なし)断面のSEM写真

Fig. 8 Cross-section SEM micrograph of wear, micro-pitting, and no damage

領域 (I) では、油膜厚さが小さくなることで、潤滑油を介さない金属接触が増加し、その結果、摩擦が激しくなり、粗面突起部が圧縮される³⁵⁾。このような状況下では、表面に形成される微小き裂は除去される。粗面突起部の変形は、突起上部の応力集中を減少させると考えられる。その結果、RCF 損傷の蓄積に起因する塑性流動を低減させることで、表面き裂やマイクロピッチングの進行を抑制することにつながる。また、 Λ 値が(III)の領域になると、軽度の摩耗は発生しているものの、油膜厚さが増加し、金属接触が減少するため、転動体表面の粗面突起の一部が残存した。このような状況では、突起頂点部が大きな表面応力状態にさらされ、RCF による塑性流動や表面き裂が発生すると考えられる。最終的に、 Λ 値が領域(III)に近づくにつれて、ドライ接触と応力集中の両方が減少し、摩耗やマイクロピッチングなどの表面損傷が少なくなると予想される。

図 9 は、同じ Λ 値で異なる転動体粗さに着目した際の表面損傷の推移を示している。ここでは、粗さが大きくなるにつれて、損傷モードは摩耗からマイクロピッチングへ遷移している。図 10 は、各損傷モードにおける断面の SEM 写真である。転動体粗さが 0.30 μm 未満の場合、軌道面からは非常に薄い塑性流動層が形成されている。この状態では、金属接触に起因する軽度の摩耗が、RCF による損傷蓄積よりも優位となることで、表面き裂の形成が妨げられているように見受けられる。転動体粗さが 0.30 μm を超えると、塑性流動の厚さが増すとともに、表面き裂が増加することがわかった。これらの結果は、転動体粗面の突起部が接触応力状態、塑性流動層厚さ、および表面き裂に影響することを示している。Komata ら²⁸⁾によると、軌道面に作用する接線力は表面損傷における重要な要因であり、表面粗さが大きくなると接線力も大きくなると主張している。さらに、表面の接線力の違いは、塑性流動の形成と、き裂角度に影響を及ぼしている^{36) 37)}。また、 Λ 値が同じでも、表面粗さと油膜厚さがともに高い場合、粗面の突起形状によって発生する接触応力状態は、より厳しくなると予想される。結果として、表面き裂が発生した転動体粗さ 0.30 μm 以上では、RCF 損傷の蓄積の方が軽度の摩耗よりも優位となる。

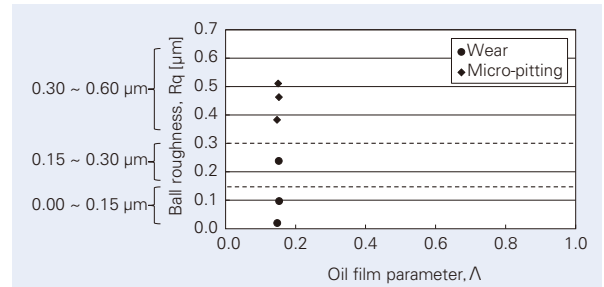


図 9 同等の Λ 値で転動体粗さの変化に着目した表面損傷マップ
Fig. 9 Surface damage at the same Λ value with different ball roughness

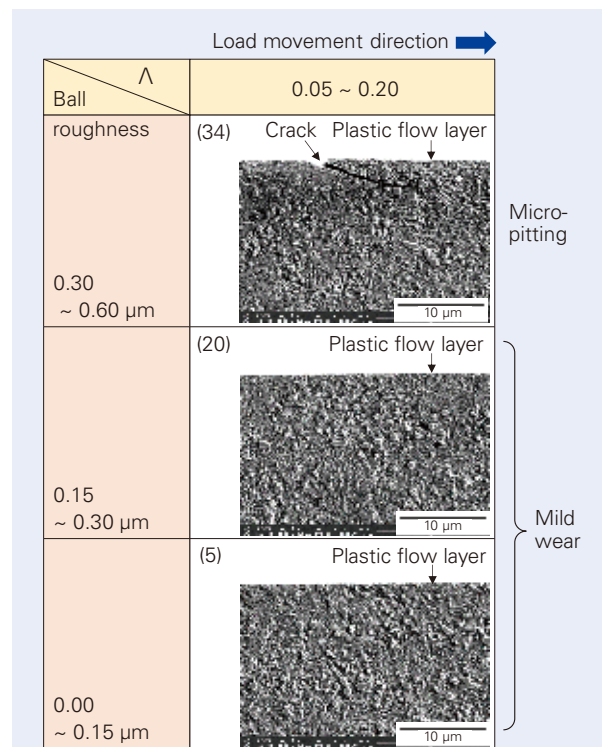


図 10 損傷部(軽微な摩耗とマイクロピッチング)断面の SEM 写真
Fig. 10 Cross-section SEM micrograph of mild wear and micro-pitting

上記の結果と考察から、低 Λ 条件下での表面損傷モードは、 Λ 値そのものだけでなく、転動体の粗さによっても変化することがわかる。具体的には、 Λ 値と転動体粗さによって、金属接触状態および接触応力状態が変化し、摩耗による材料の除去とRCF損傷の蓄積の競合により、表面損傷モードが選択されると考えられる。これらの知見から、表面損傷を真に理解するためには、油膜厚さ、接触応力、摩擦力、また表面粗さによって変化する表面直下の内部応力など、マイクロスケールでの接触状態と応力状態が重要であることが示唆された。今後の研究では、表面の接触状態や応力状態、それらが表面損傷現象に与える影響を計算するための解析手法の検討を行う。

4. 結論

低 Λ 条件における表面損傷状態を研究した。塑性流動層や、き裂角度といった表面損傷形態は、表面粗さと Λ 値の影響を理解する上で有用である。主な観察結果は以下の通りである：

- ・本研究で得られた表面損傷マップを活用することで、特定の範囲内の Λ 値と表面粗さにおいて、軸受の損傷挙動を予測できることが期待される。
- ・軌道面の表面損傷形態は、 Λ 値だけでなく、転動体表面粗さによっても変化する。しかし、 Λ 値が非常に低い場合（0.05未満）、表面損傷形態は転動体粗さに関係なく摩耗が優位となる。
- ・ Λ 値が大きくなるにつれて、表面損傷モードは摩耗からマイクロピッチング、あるいは損傷なしへと遷移する。これは、油膜厚さが増加するにつれて金属接触が減少し、RCFによる損傷蓄積が摩耗よりも優位になるためであると推測される。
- ・極端に低い Λ 条件を除き、転動体粗さが大きくなると、損傷モードは摩耗からマイクロピッチングに移行する。これは、転動体粗さが大きくなると、 Λ 値が同じでも軌道輪に加わる接線力と接触応力が大きくなり、摩耗よりもRCFによる損傷蓄積が優位になるためと推定される。
- ・低い Λ 条件下では、金属接触による材料の除去とRCFによる損傷蓄積が競合した結果、摩耗またはマイクロピッチングのいずれかが、発生すると予測される。

参考文献

- 1) T. SADA, "Loss Reduction of Rolling Bearings for Automobile," Tribol. Online, 12- 3 (2017) 94-98.
- 2) T. A. AGLIULLIN, I. U. KURBIEV, R. R. GUBAIDULLIN, O. MOROZOV, V. IVANOV, "Load Sensing Bearings for Automotive Applications based on Addressed Fiber Bragg Structures," Systems of Signal Synchronization, Generating and Processing in Telecommunications (SYNCHROINFO) (2019) 1-5.
- 3) T. AGLIULLIN, R. GUBAIDULLIN, A. SAKHABUTDINOV, O. MOROZOV, A. KUZNETSOV, V. IVANOV, "Addressed Fiber Bragg Structures in Load-sensing Wheel Hub Bearings," Sensors, 20 (2020) 6191.
- 4) K. MONKOVA, P. P. MONKA, S. HRIC, D. KOZAK, M. KATINIC, I. PAVLENKO, O. LAIPOSCHENKO, "Condition Monitoring of Kaplan Turbine Bearings using Vibro-diagnostics," Int. J. of Mech. Eng. and Robotics Research 9-8 (2020) 1182-1188.
- 5) K. M. SEMEV, F. A. KIPRIYANOV, P. A. SAVINYKH, N. A. MEDVEDEVA, S. V. BELOZYOROVA, "Identifying causes of Defects in Bearings used in Agricultural Machines," IOP Conf. Series: Matr. Sci. and Eng., 560 (2019) 012184.
- 6) A. V. OLIVER, "The Mechanism of Rolling Contact Fatigue: An Update," Proc. of the Inst. of Mech. Eng., Part J: J. of Eng. Tribol., 219 (2005) 313-330.
- 7) Y. ZHANG, S. QU, F. LAI, H. QIN, L. HUANG, X. LI, "Effect of Quenching Temperature on Microstructure and Rolling Contact Fatigue Behavior of 17Cr2Ni2MoVNb Steel," Metals, 8 (2018) 735.
- 8) F. SADEGHI, B. JALALAHMADI, T. S. SLACK, N. RAJE, N. K. ARAKERE, "A Review of Rolling Contact Fatigue," ASME J. of Tribol., 131-4 (2009) 041403.
- 9) F.-J. EBERT, "Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings," Chinese J. of Aeronautics, 23-1 (2010) 123-136.
- 10) Y. BAUBET, C. PISANI, P. CARDEN, L. MOLENAAR, A. REEDMAN, "Rolling Elements Assessment on Crankshaft Main Bearings of Light Duty Diesel Engine," SAE Inter. J. of Engines, 7-3 (2014) 1401-1413.
- 11) A. VRCEK, T. HULTQVIST, Y. BAUBET, M. BJORLING, P. MARKLUND, R. LARSSON, "Micro-pitting and Wear Assessment of Engine Oils Operating under Boundary Lubrication Conditions," Tribol. Inter., 129 (2019) 338-346.
- 12) A. VRCEK, T. HULTQVIST, Y. BAUBET, M. BJORLING, P. MARKLUND, R. LARSSON, "Micro-pitting and Wear Assessment of PAO vs Mineral-based Engine Oil Operating under Mixed Lubrication Conditions: Effects of Lambda, Roughness Lay and Sliding Direction," Lubricants, 7 (2019) 42.
- 13) E. LAINE, A. V. OLVER, T. A. BEVERIDGE, "Effect of Lubricants on Micropitting and Wear," Tribol. Inter., 4-11 (2008) 1049-1055.
- 14) G. E. MORALES-ESPEJEL, V. BRIZMER, "Micropitting Modelling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings," Tribol. Trans., 54-4 (2011) 625-643.
- 15) G. E. MORALES-ESPEJEL, P. RYCERZ, A. KADIRIC, "Prediction of Micropitting Damage in Gear Teeth Contacts considering the Concurrent Effects of Surface Fatigue and Mild Wear," Wear, 398-399 (2018) 99-115.
- 16) T. FUJITA, N. HASEGAWA, N. KAMURA, T. SASAKI, "Rolling Contact Fatigue of Thrust Ball Bearing under Low Lambda Condition," Tribol. Online, 14-4 (2019) 163-172.
- 17) B. WAINWRIGHT, H. TAKEUCHI, T. MAKINO, A. KADIRIC, "The Influence of Λ Ratio and Surface Roughness on the Initiation and Progression of Micropitting Damage," Wear 508-509 (2022) 204473.
- 18) A. VRCEK, T. HULTQVIST, Y. BAUBET, P. MARKLUND, R. Larsson, "Micro-pitting Damage of Steel Surfaces under Mixed Lubrications Conditions: Effects of Roughness, Hardness and ZDDP Additive," Tribol. Inter., 138 (2019) 239-249.
- 19) A. VRCEK, A. T. HULTQVIST, T. JOHANNESSEN, P. MARKLUND, R. LARSSON, "Micro-pitting and Wear Characterization for Different Rolling Bearing Steels: Effect of Hardness and Heat Treatments," Wear, 458-459 (2020) 203404.
- 20) S. ROY, G. T. C. OOI, S. SUNDARAJAN, "Effect of Retained Austenite on Micro-pitting Behavior of Carburized AISI 8620 Steel under Boundary Lubrication," Materialia, 3 (2018) 192-201.
- 21) S. NOGUCHI, E. FUKUDA, T. KANADA, "Effect of Oil Film Parameter on Vibration Acceleration and Electrical Pitting of Small Ball Bearing," Tribol. Online, 7-1 (2012) 33-40.
- 22) M. R. BALAN, A. TUFESCU, S. S. CRETU, "A Case Study on Relation between Roughness, Lubrication and Fatigue Life of Rolling Bearings," IOP Conf. Series: Matr. Science and Eng., 147 (2016) 012013.
- 23) C.-M. EVERITT, B. ALFREDSSON, "Surface Initiation of Rolling Contact Fatigue at Asperities considering Slip, Shear Limit and Thermal Elastohydrodynamic Lubrication," Tribol. Inter., 137 (2019) 79-93.
- 24) S. ROY, D. WHITE, S. SUNDARAJAN, "Correlation between Evolution of Surface Roughness Parameters and Micropitting of Carburized Steel under Boundary Lubrication Condition," Surface & Coatings Tech., 350 (2018) 445-452.
- 25) M. MOSLEH, K. K. BRADSHAW, S. T. SMITH, J. H. BELK, K. A. SHIRVANI, "Roughness Effect in Micropitting and Rolling Contact Fatigue of Silicon Nitride," Ceramics, 2 (2019) 135-147.
- 26) G. DENG, T. NAKANISHI, "Effects of Surface Roughness and Non-martensitic Surface Layer on Fatigue Life," J. of the Jap. Soc. for Exp. Mechs., 11 (2011) SS251-SS255.
- 27) L.-M. CHU, J.-W. LIN, H.-C. HSU, Y.-P. CHANG, "Effects of Surface Roughness and Flow Rheology on the EHL of Circular Contacts with Power-law Fluid," J. of Marine Sci. and Tech., 21-2 (2013) 175-181.
- 28) H. KOMATA, Y. IWANAGA, T. UEDA, K. UEDA, N. MITAMURA, "Mechanisms of Surface Initiated Flaking and Long-life Technology of Rolling Bearings by Improving the Rolling Elements," Tribologie und Schmierungstechnik, 62 (2015) 54-60.
- 29) J. HANSEN, M. BJORLING, R. LARSSON, "Topography Transformations due to Running-in of Rolling-sliding Non-conformal Contacts," Tribol. Inter., 144 (2020) 106126.
- 30) T. IWAI, K. NAKANO, "Roles of Additives to Stabilize Lubricated Rolling-Sliding Contacts," Tribol. Trans., 64-1 (2020) 10-20.
- 31) M. MEHEUX, C. MINFRAY, F. VILLE, T. L. MOGNE, A. A. LUBRECHT, J. M. MARTIN, H. P. LIEURADE, G. THOQUENNE, "Effect of Lubricant Additives in Rolling Contact Fatigue," Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: J. of Eng. Tribol., 224-9 (2010) 947-954.
- 32) S. WAN, A. K. TIEU, Y. XIA, L. WANG, D. LI, G. ZHANG, H. ZHU, B. H. TRAN, D. R. G. MITCHELL, "Tribochemistry of Adaptive Integrated Interfaces at Boundary Lubricated Contacts," Scientific Reports, 7 (2017) 9935.
- 33) J. GUEGAN, M. SOUTHBY, H. SPIKES, "Friction Modifier Additives, Synergies and Antagonisms," Tribol. Lett., 67-83 (2019).
- 34) K. SHARIF, H. EVANS, R. SNIDLE, "Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication and Fatigue of Rough Surfaces: The Effect of Lambda Ratio," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: J. of Eng. Tribol., 226-12 (2012) 1039-1050.
- 35) T. MARUYAMA, M. MAEDA, K. NAKANO, "Lubrication Condition Monitoring of Practical Ball Bearings by Electrical Impedance Method," Tribol. Online, 14-5 (2019) 327-338.
- 36) C. G. HE, Y. B. HUANG, L. MA, J. GUO, W. J. WANG, Q. Y. LIU, M. H. ZHU, "Experimental Investigation on the Effect of Tangential Force on Wear and Rolling Contacts Fatigue Behaviors of Wheel Material," Tribol. Inter., 92 (2015) 307-316.
- 37) T. UEDA, N. MITAMURA, "Mechanism of Dent initiated Flaking and Bearing Life Enhancement Technology under Contaminated Lubrication Condition: Part 1: Effect of Tangential Force on Dent initiated Flaking," Tribol. Inter., 4-11 (2008) 965-974.

渦電流検査(ECT)技術を活用した転がり軸受 の非破壊余寿命診断法

小林 大輔*, 小野 晃一郎**, 名取 理嗣***, 小俣 弘樹***



小林 大輔



小野 晃一郎

Non-destructive Prognostics for Rolling Bearings by Eddy Current Testing

D. Kobayashi, K. Ono, M. Natori, H. Komata



名取 理嗣



小俣 弘樹

PHM Asia Pacific 2023 に転載許諾を得て、PROCEEDINGS OF THE ASIA PACIFIC CONFERENCE OF THE PHM SOCIETY 2023, VOL.4, NO.1 (2023)に掲載した英語論文を和訳して掲載

Rolling bearings, which are assembled into various industrial machinery, are regularly replaced after being used for a period of time, even if they have not failed. It is important to predict failure of rolling bearings not only for safe operation of machineries but also for resource conservation. The X-ray diffraction (XRD) is known as an effective method for estimating the remaining useful life (RUL) of rolling bearings. However, it is a destructive approach sometimes requiring cutting bearing rings. Therefore, non-destructive and simple diagnostic method for estimating RUL of rolling bearings using Eddy Current Testing (ECT) has been developed by focusing on the experimental evidence that changes in microstructure of the steel cause changes in the magnetic property. Rolling contact fatigue tests were conducted using several types of rolling bearings, and it was found that the ECT measurement results on raceway surface show a determined behavior with fatigue progress. The tendency of changes did not depend on bearing type, material or heat treatment. Additionally, measurement results by ECT were related to those by XRD. Above experimental results suggest that ECT can be applied to estimate RUL of rolling bearings as a non-destructive and simple method.

1. 緒言

2. 種々の熱処理品に対する ECT 測定

2.1 ECT の原理

2.2 種々の熱処理品に対する ECT 測定結果

3. 実験

3.1 実験手順

3.2 XRD による疲労進行評価

3.3 結果と考察

4. 結論

1. 緒言

転がり軸受は、様々な産業機械の回転システムに使用される重要な機械要素である。転がり接触疲労 (Rolling Contact Fatigue, RCF) に伴うはく離など、転がり軸受の損傷は機械のダウンタイムが発生するだけでなく、最悪の場合、重大な事故に繋がる可能性が

ある。そのため、特にインフラやエネルギー産業分野等では、損傷していなくても一定期間使用すると転がり軸受を交換するのが一般的である。損傷の発生時期を事前に予測することで、損傷直前まで軸受を活用できるようにになれば、機械の安全運転だけでなく省資源

* 技術開発本部 プロジェクト 1

** 技術開発本部 デジタルツイン推進室

*** コア技術研究開発センター 第一研究開発室

にも貢献できる。X線回折(X-ray diffraction, XRD)は、転がり軸受の余寿命(Remaining Useful Life, RUL)を推定する有効な手法である。XRDは、RCFに伴う軸受材料の金属組織の変化量を定量化できることが知られている(古村, 城田, 藤井, 1982¹⁾, 小熊, 2002²⁾, 嘉村, 藤田, 佐々木, 2018³⁾)。また, Vegter, Buslaps and Kadin (2015)は, RCFを定量化するために放射光で残留応力を測定することを提案した⁴⁾。しかしながら, これらの測定方法は, 軸受の形状や大きさによっては破壊検査となる場合があり, 余寿命を推定した結果, 損傷するまで余裕があったとしても, 評価後には使用することができなくなってしまう。

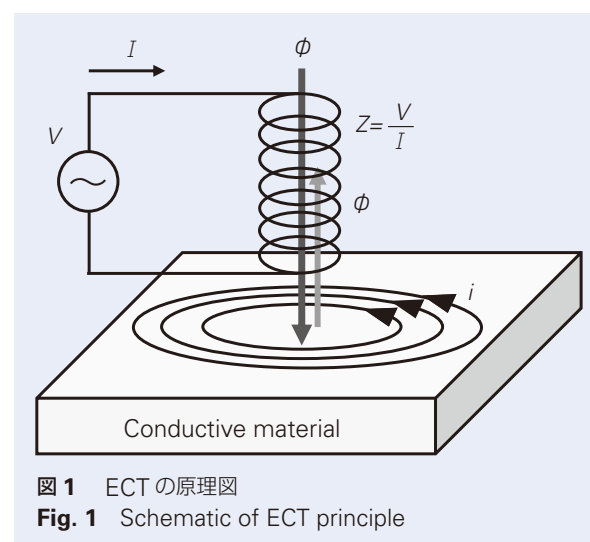
省資源の観点から, 損傷直前まで転がり軸受を使用するためには, 余寿命を非破壊で検査する方法が不可欠である。例えば, Kadin, Bertelli, Kirilyuk (2018)は, 材料の磁気特性の変化を検出することによって, 疲労の進行度を定量化することを試みた⁵⁾。渦電流探傷検査(Eddy Current Testing, ECT)は, 磁気特性の変化を検出する非破壊検査法の1つとして知られている(García-Martín, Gómez-Gil & Vázquez-Sánchez, 2011)⁶⁾。Kanazawa, Hayakawa, Beltran, Yoshimoto, Saito, Maruyama, Uchiyama, Sasaki (2021)は, ローラーピッチング試験品に対し, X線測定とECT測定を実施し, 摩擦に伴う金属組織の変化をECTにより評価できることを発見した⁷⁾。軸受材料は, 主に結晶構造の異なる2種類の金属組織, すなわちマルテンサイト相とオーステナイト相から構成される。転がり軸受が使用されると, マルテンサイトの格子ひずみは時間の経過とともに徐々に減少し, 磁壁運動の挙動を変化させる可能性がある。さらに, 非磁性相であるオーステナイトの量も減少する。したがって, RCFに伴う金属組織の変化は, 軸受材料の

磁気特性の変化につながる可能性がある。以上の背景を踏まえ, ECTを用いた非破壊かつ簡便な転がり軸受の余寿命推定診断法を開発した。

2. 種々の熱処理品に対する ECT 測定

2.1 ECT の原理

図1に, ECTの原理を示す。コイルに交流電流 I を流すと, 電流 I に直交する方向に磁束 ϕ が発生する。コイルを導電性材料に近づけると, 電磁誘導によって材料表面に渦電流 i が発生する。この渦電流 i は, 逆方向の磁束 ϕ を発生させる。ここで, 渦電流 i が変化すると, 磁束 ϕ に影響を与え, コイルインピーダンス Z が変化する。ECTは, コイルを含むブリッジ回路を用いて, コイルインピーダンスの変化をX-Y座標の電圧信号として検出する方法である。渦電流 i に影響を与える要因には, 表面欠陥の他に, 材料の透磁率や導電率などの磁気特性がある。



2.2 種々の熱処理品に対する ECT 測定結果

軸受材料の金属組織の違いを ECT で検出できるかどうかを検証するため、軸受鋼 (JIS-SUJ2) から作製した円板状の試料に対して、ECT 測定を行った。測定に使用した ECT 装置は、市販の装置である。試料は 800 ~ 880 °C で焼入れ、140 ~ 240 °C で焼戻しを実施した。測定に使用したセンサは相互誘導型で、直径 3 mm の鉄コアを含むプローブコイルである。励磁周波数は、128 kHz とした。ECT の結果は、X-Y 座標にプロットされる。プローブコイルと試料表面のギャップ (リフトオフ) に依存する変化が、X 軸上に現れるように ECT 装置の位相角を調整した。

図 2 に、種々の熱処理を施した試料に対する ECT の測定結果を示す。ECT 測定プロットは、試料の熱処理条件に応じて異なる値を示すが、それらは概ね一つの線上に位置することがわかる。熱処理条件の違いによって、マルテンサイトの格子ひずみや残留オーステナイト量が異なっており、これらは RCF に伴い変化する金属組織の違いと類似している。これらの結果は、金属組織の違いを磁性の測定によって評価する手法が、軸受用材料にも適用可能であることを示している。すなわち、転がり軸受の疲労の進行も、ECT で評価できるという仮説を支持するものである。

なお、ECT の再現性は、840 °C で焼入れし、170 °C で焼戻した試料について 30 回の測定を行うことで確認した。X 電圧、Y 電圧ともに標準偏差 σ は約 0.01 V であり、金属組織変化による ECT 測定値の変化に対して、無視できる値であることがわかった。

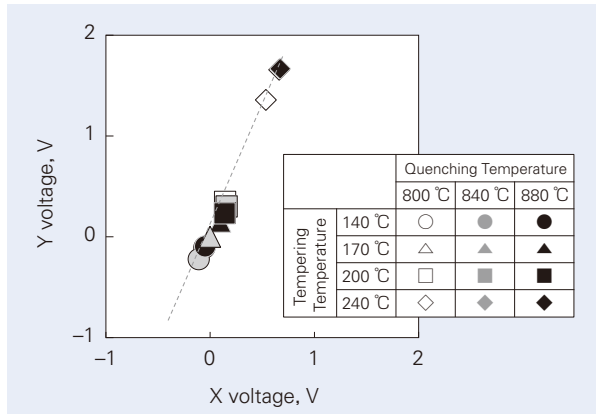


図 2 種々の熱処理品の ECT 測定結果

Fig. 2 ECT results of various heat-treated samples

3. 実験

3.1 実験手順

種々の転がり軸受を用いて、転がり疲労試験を実施した。試験した軸受の形式、熱処理、転がり疲労試験条件の詳細をそれぞれ表 1、表 2、表 3 に示す。転がり疲労試験機は、軸受の内輪が回転軸に固定され、外輪がハウジングに固定される一般的な構成である。円すいころ軸受を使用した転がり疲労試験では、疲労を加速させるため、異物を含んだ潤滑環境下で試験を実施した。各試験軸受に対し、はく離が発生するまで、もしくは最大 1 500 時間に達するまで試験を実施した。また、試験軸受の一部は、試験開始から数時間後に中断した。これら試験軸受を試験機から取り外した後分解し、XRD と ECT 測定を軌道面中央に対し実施した。XRD と ECT 測定対象は、円すいころ軸受の外輪と自動調心ころ軸受の内輪である。各測定終了後、はく離が発生していない軸受については、再度組み立て、転がり疲労試験を再開した。この実験では、XRD の測定部は軌道面表面のみであり、試験軸受として再利用することができた。試験が完了した軸受については、内輪と外輪の軌道面の円周方向 8 等配位置で同様の測定を実施した。XRD には、コリメータサイズ 2.0 mm の Cr K α 線を使用した。 α 211 面の X 線回折プロファイルから、マルテンサイトの半価幅 (Full Width at Half Maximum, FWHM) の値を測定した。ECT においては、2.2 節で示した条件と同様の条件で、XRD 測定と同じ位置で測定を行った。

表 3 転がり疲れ試験条件

Table 3 Conditions of RCF tests

Bearing No.	32017			22211
	A	B	C	D
Bearing set	a	a	a	b
Tested Bearing.	i	ii	iii	i
HT condition	61.5 kN			45.2 kN
Radial load	18.5 kN			—
Axial load	1 500 min ⁻¹			
Rotating speed	Within 1 500 h			
Testing time	ISO-VG68 (contaminated)			ISO-VG68
Lubrication	185 h			592 h
Calculated rating life (L_{10})				

表 1 試験軸受の詳細

Table 1 Details of tested bearings

Bearing	a	b
Bearing No.	32017	22211
Type	Tapered roller bearing	Spherical roller bearing
Outer dia.	130 mm	100 mm
Inner dia.	85 mm	55 mm
Dynamic load rating (Cr)	143 kN	149 kN

表 2 材料および熱処理条件

Table 2 Material and heat treatment condition

HT condition	i	ii	iii
Material	SUJ2	SUJ2	SCr420
Quenching	Through hardening	Through hardening	Carburizing
Tempering temperature	240 °C	170 °C	180 °C

3.2 XRD による疲労進行評価

RCF に伴う金属組織の変化を ECT で評価できるかどうかを検証するためには、疲労進行の定量化が必要である。そこで、RCF に伴いマルテンサイトの半価幅の値がどのように変化するかを調査した。ΔFWHM を試験前後のマルテンサイトの半価幅の変化量と定義し、その時間変化を図 3 に示した。図 3 の横軸は、試験時間と計算により得られる基本定格寿命 (L_{10}) の比である。軸受の形式、材料、熱処理によらず、試験時間の経過とともに ΔFWHM は約 2.5° まで徐々に増加していることから、ΔFWHM と疲労の進行には相関があることがわかる。次に、転がり軸受の余寿命予測における ECT の有効性を検証するため、ECT と XRD の測定結果を比較した結果を示す。

3.3 結果と考察

3.3.1 形式が異なる軸受の ECT 測定結果

図 4 に、Bearing set A の ECT 測定結果を示す。図 4 において、プロットを ΔFWHM の値により 4 つのグループ(グループ I: 0.5° 未満, グループ II: 0.5° 以上 1.5° 未満, グループ III: 1.5° 以上, グループ IV: 1.5° 以上かつ、はく離あり)に分類した。ECT の測定結果は、試験前の軸受を基準とした相対値で示される。つまり、新しい軸受の測定値は、原点を中心にプロットされる。グループ I, II および III では、ΔFWHM が増加するにつれて、プロットが X-Y 座標の第 3 象限に向かってシフトする。一方、軌道面にはく離が発生するグループ IV の値は、他の結果とは明らかに異なる傾向を示している。

図 5 は、自動調心ころ軸受 (Bearing set D) を用いた ECT 測定結果である。この結果においても、プロットを ΔFWHM の値により 4 つのグループに分類した。ΔFWHM が増加するにつれて、プロットは X-Y 座標の第 3 象限に向かってシフトしていることがわかる。グループ I, II, III については、Bearing set A の結果で観察された結果と同じ傾向が認められる。

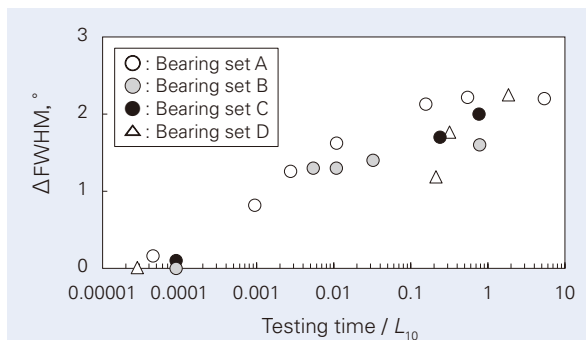


図 3 各試験時間における ΔFWHM の変化
Fig. 3 Change in ΔFWHM according to testing time

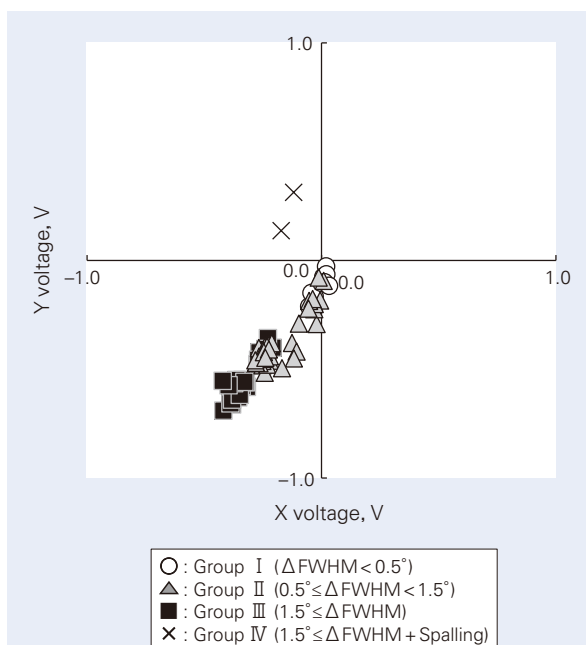


図 4 Bearing set A の ECT 測定結果
Fig. 4 Change in ECT results of Bearing set A

図4および図5に示した結果から、RCFに伴うECT測定値の変化の挙動は、軸受の形式に依存しないことがわかる。また、グループI, II, IIIで観察されたX-Y座標の第3象限に直線的にプロットがシフトする傾向は、図2に示した金属組織の変化においても観察された。したがって、このECT測定値の変化の傾向は、RCFに伴う金属組織変化が磁気特性の変化に寄与した結果であると考えられる。

図6は、疲労の進行が異なる Bearing set A の軌道面の光学顕微鏡写真を示している。はく離が発生したグループIVでは、グループIIと比較して表面状態が著しく異なっている。したがって、グループIVでは、金属組織の変化よりも、はく離、圧痕、疲労き裂などの表面欠陥がECT測定値に影響を及ぼし、その結果、他の3つのグループとは異なる傾向を示したと考えられる。

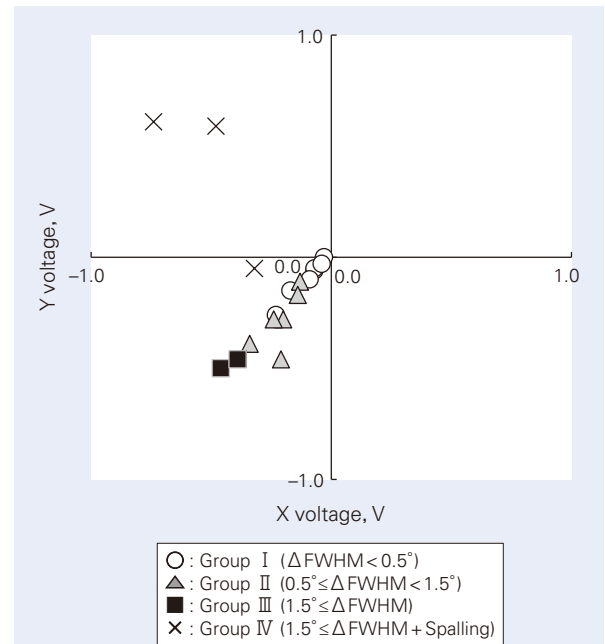
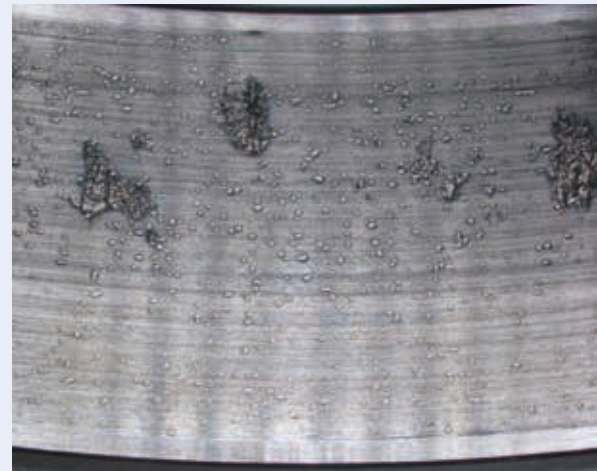


図5 Bearing set D の ECT 測定結果
 Fig. 5 Change in ECT results of Bearing set D



a) $0.5^\circ \leq \Delta FWHM < 1.5^\circ$



b) $1.5^\circ \leq \Delta FWHM + \text{Spalling}$

図6 転がり疲れ試験後の Bearing set A の光学顕微鏡写真

Fig. 6 Optical micrographs of raceway surface in Bearing set A after RCF testing

3.3.2 材料と熱処理が異なる軸受の ECT 測定結果

図 7 と図 8 は、Bearing set A とは材料と熱処理が異なる円すいころ軸受、Bearing set B と Bearing set C それぞれに対する ECT 測定結果である。ECT 測定値の原点からの距離は、Bearing set A および D よりも小さいことが認められるが、RCF に伴いプロットが X-Y 座標の第 3 象限にシフトする点は同様の挙動である。また、はく離が発生すると、材料や熱処理に関係なく、RCF に伴うプロットのシフトとは異なる挙動を示す点も同様である。以上の結果から、RCF に伴う ECT 測定値の変化傾向は、材料や熱処理によって変わらないが、変化の感度は金属組織の影響を受けることが示唆された。

なお、Bearing set B と Bearing set C の金属組織には、残留オーステナイトが認められるが、Bearing set A と Bearing set D の金属組織には、焼戻し温度が高いため、ほとんど認められない。残留オーステナイトは不安定な相であり、RCF に伴いマルテンサイトに変態する。このマルテンサイトは、格子ひずみが大きく、RCF に伴う磁気特性変化に対抗する影響をもたらす可能性がある。これらの理由から、Bearing set B および C の ECT 測定値の変化は、Bearing set A および D の変化よりも感度が低いと推察される。しかしながら、感度は低くとも、軸受の形式、材料、熱処理に関係なく、ECT 測定値と $\Delta FWHM$ の間には相関関係があることが示された。

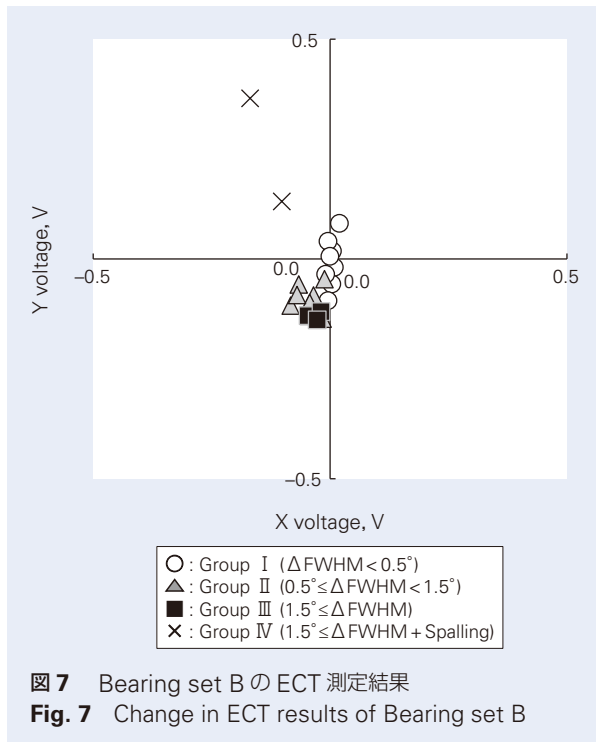


図 7 Bearing set B の ECT 測定結果
 Fig. 7 Change in ECT results of Bearing set B

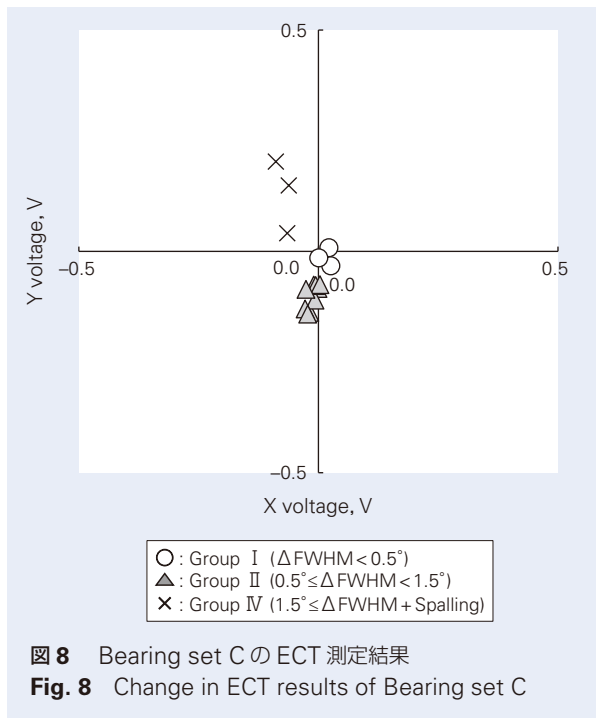


図 8 Bearing set C の ECT 測定結果
 Fig. 8 Change in ECT results of Bearing set C

4. 結論

種々の形式、材料、熱処理の転がり軸受を用いて転がり疲労試験を実施し、ECTによって疲労の進行が評価できるかを検証した。また、ECT測定の結果をXRD測定の結果と比較した。主な結果は、以下の通りである：

- ECT測定値の変化は、疲労の進行に伴って一定の傾向を示し、これは軸受の形式、材料、熱処理に依存しない。
- ECT測定結果の傾向は、RCFに伴う軸受材料の金属組織変化と、軌道面の表面状態の両方に起因するものと推察される。
- 表面状態の変化は、金属組織の変化とは異なる影響をECT測定値に及ぼす。
- ECT測定の感度は、材料と熱処理の影響を受ける。

以上の結果から、材料や熱処理ごとのECT測定値の変化と疲労進行度との相関を把握することにより、ECTは転がり軸受の余寿命を予測するための、非破壊診断法となり得ることが示された。

なお、ECTによる診断法は、機械システムから転がり軸受を取り外し、分解する必要がある。そのため、本手法は、軸受の分解点検を伴う保守工程を有する機械システムに適している。また、転がり軸受の総合的な診断には、寸法形状解析、表面状態評価、運転中の振動レベル監視などの各種診断手法と組み合わせる必要がある。しかしながら、これら従来の診断方法は、技術者の勘や経験に頼ることが多い。ECT測定は、技術者の経験に依存することなく、軸受の余寿命を判定するための定量的な基準を提供する新たな手法となり得る。

参考文献

- 1) 古村恭三郎, 城田伸一, 藤井章雄, “転がり軸受の疲労解析 (第1報)”, NSK Bearing Journal, 643 (1983) 1–10.
- 2) 小熊規泰, “軸受の残存疲労寿命予測”, KOYO Engineering Journal, 161 (2002) 26–31.
- 3) 嘉村直哉, 藤田工, 佐々木敏彦, “X線回折環分析装置によるピーリング損傷評価”, 材料, 67-7 (2018) 694–699.
- 4) R. H. Vegter, T. Buslaps, Y. Kadin, H. A. Verschoor, “Measurement of Residual Stresses in Ball Bearings by Synchrotron Radiation,” ASTM International STP1580 Bearing Steel Technologies: 10 th Volume, Advances in Steel Technologies for Rolling Bearings, 10 (2015) 590–601.
- 5) Y. Kadin, I. Bertelli, A. Kirilyuk, “Magneto-optical Analysis of the Subsurface Region in a Bearing Ring Subjected to Rolling Contact Fatigue,” Tribology Transactions, 61-4 (2018) 705–712.
- 6) J. García-Martín, J. Gómez-Gil, E. Vázquez-Sánchez, “Non-Destructive Techniques Based on Eddy Current Testing,” Sensor, 11 (2011) 2525–2565.
- 7) T. Kanazawa, M. Hayakawa, D. Beltran, M. Yoshimoto, K. Saito, Y. Maruyama, M. Uchiyama, T. Sasaki, “NonDestructive Testing of Friction-Fatigued Carburized Martensitic Steel,” Materials Transactions, 62-1 (2021) 135–138.

商品

紹介

高負荷駆動用ボールねじ 高速・耐熱仕様 HTF-SRM 型

HTF-SRM Model Ball Screws for High-Load Drives: High-Speed/Heat-Resistant Specification

高負荷駆動用ボールねじは、数十～数百 tf もの大きな推力を発生させる駆動源として使用される。その代表的な用途としては電動射出成形機があり、主に図 1 に示すような、金型の開閉と締め込みを行う型締軸と、溶融した樹脂を金型内に射出する射出軸に用いられる。

近年、世界人口の増加や新興国の生活水準向上により、プラスチック製品の需要は増加する傾向にある。一方で、SDGs やカーボンニュートラルへの取組みの一環として、これまで以上に環境へ配慮した製品が求められている。このような時流において、プラスチック製品を成形する電動射出成形機に対し、需要増加に応えるための生産性向上を目的としたハイサイクル化や、環境配慮のためのプラスチック材料の消費量削減を目的とした薄肉成形などへの対応が要求されている。

これらの要求に伴い、電動射出成形機に搭載される高負荷駆動用ボールねじには、ハイサイクル化や薄肉成形を可能にする高速化に加え、それに伴う発熱への対策が期待される。

そこで NSK は、電動射出成形機のさらなるハイサイクル化や薄肉成形に貢献する、高負荷駆動用ボールねじの高速・耐熱仕様「HTF-SRM 型」(写真 1)を開発したので、以下に紹介する。



図 1 電動射出成形機における高負荷駆動用ボールねじの採用部位

Fig. 1 Use of ball screws for high load drives in electric injection molding machine

1. 構成、構造、および仕様

HTF-SRM 型は、新開発の SRM 循環方式を搭載し、循環部品やシールなどの構成部品を耐熱仕様としたものである。

SRM 循環部品は、エンジニアの創造性にフォーカスした、NSK 独自の課題解決に対する解析手法である、「リアルデジタルツイン」を活用して開発を行った。ボールねじを高速で駆動する上で最適な設計とし、従来よりもさらになめらかなボール循環を実現している。循環部品には強度と耐熱性の高い金属材料を採用しており、精密加工技術の活用により複雑な三次元形状を実現したことで、許容送り速度を向上した。また、シールなどの樹脂部品には耐熱性の高い材料を採用し、使用可能温度を向上させた。

2. 特長

表 1 に、高負荷駆動用ボールねじにおける、各仕様の特長を示す。HTF-SRM 型の特長は、以下の 3 点である。

(1) 超高速送り

従来の高速仕様である HTF-SRC 型に対して、許容送り速度を 40% 向上させ、許容 $d \cdot n$ 値^{*1} 20 万を




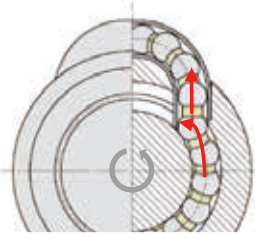
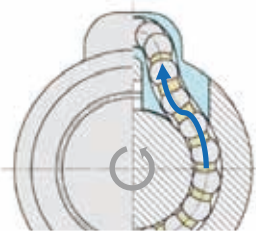
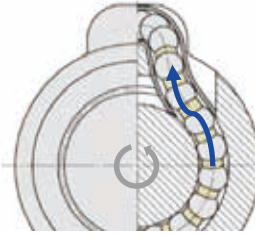


写真 1 高負荷駆動用ボールねじ「HTF-SRM 型」

Photo 1 HTF-SRM Model ball screws for high load drives

表 1 高負荷駆動用ボールねじにおける各仕様の特徴

Table 1 Comparison of specifications for ball screws for high load drives

仕様	従来仕様 HTF型	従来高速仕様 HTF-SRC型	高速・耐熱仕様 HTF-SRM型
外観			
循環構造	 ボールが循環部に衝突しながら循環	 ねじ溝の接線方向へなめらかに循環	 ねじ溝の接線方向へさらになめらかに循環
循環部品	金属材料のチューブを曲げた単純形状	樹脂材料を複雑な三次元形状に成形	金属材料を複雑な三次元形状に加工
許容d・n 値	≦70 000	≦140 000～160 000	≦200 000
最高使用温度 / 瞬間最高温度	70 ℃/80 ℃	70 ℃/80 ℃	90 ℃/100 ℃

実現した。軸径 100 mm、リード 20 mm のボールねじで、660 mm/s の送りが可能となる。

※ 1 $d \cdot n$ 値 = 軸径 d [mm] × 回転速度 n [min⁻¹]

(2) 耐熱限界の向上

従来の高負荷駆動用ボールねじに対して、使用可能温度を 20 ℃ 向上させ、最高使用温度^{※2} 90 ℃、瞬間最高温度^{※3} 100 ℃ を実現した。

※ 2 最高使用温度：連続使用が可能な温度

※ 3 瞬間最高温度：30 分程度の使用が目安

(3) 従来品と完全寸法互換

HTF-SRC 型とナットの外観寸法が共通のため、ボールねじ取付け周りの設計変更が不要となる。

3. 用途

本製品は、電動射出成形機やプレス機など、高荷重かつ高速・高温でボールねじを使用するアプリケーションに適する。

4. まとめ

電動射出成形機の型締軸や射出軸に本製品を搭載することで、従来比 1.4 倍の高速送りが可能となる。それにより、生産性向上を目的としたハイサイクル化や、プラスチック材料の消費量削減を目的とした薄肉成形に貢献する。

商 品

紹 介

NSKリニアガイド™ NH型／NS型 高作動オプション

NSK Linear Guides™ Smooth Motion Specification for NH/NS Models

リニアガイドは、摩擦が小さく、なめらかな動きが大きな特長である直動案内部品である。NSKリニアガイド™ NH型／NS型は、2014年に商品化され、半導体・液晶製造装置、自動車製造設備、搬送用ロボット、工作機械などの各種生産設備を中心に、幅広い用途に採用されている。近年、装置の高度化や高精度化が進んでおり、特に検査装置や測定機では、装置をよりなめらかに動かす要求が多く、これを実現するため、リニアガイドにはより一層の作動特性の向上が求められている。

1. 構成、および仕様

リニアガイドのボール循環路にはリターン部が存在し、ここに多くのボールが挿入されているため、ボール同士に「つまり」が発生することが、作動特性を悪化させる要因の一つである。そこで、ボール循環路の最適化、及びボール同士の競り合い（ボール同士の接触による摩擦増加）を回路内に挿入した弾性ボールに吸収させることで大幅に緩和し、なめらかな動きを実現した（図1）。この技術を一般汎用シリーズNH型／NS型の、特に作動特性の要求が多い小型7形式（NH15, 20, 25, NS15, 20, 25, 30）に適用し、高作動オプションとして製品化した。

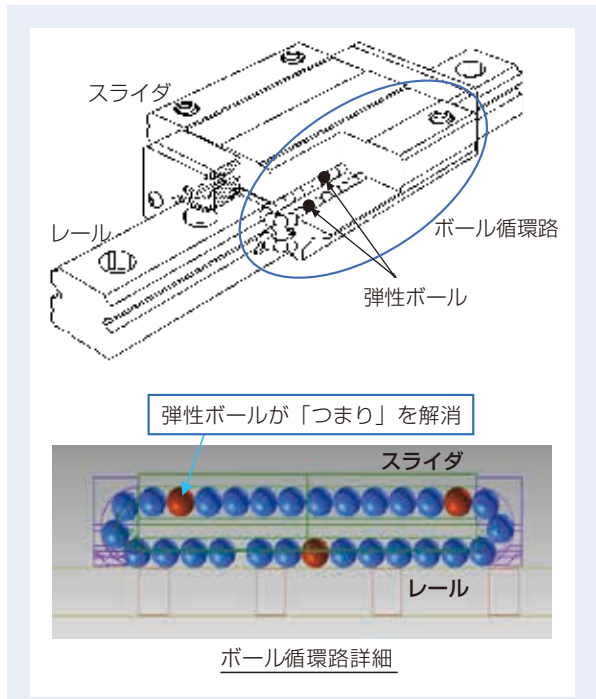


図1 高作動メカニズム説明図

Fig. 1 Mechanism for high-performance operating characteristics



写真1 NSKリニアガイド™ NH型／NS型 高作動オプション

Photo 1 NSK Linear Guides™ Smooth Motion Specification for NH/NS Models

2. 特長

2.1 優れた作動特性

NH型／NS型は循環部の形状、スライダのボール溝端面取り形状などを適正化することで、優れた作動特性を実現している。しかし、リニアガイドの取付姿勢が、スライダ内の鋼球がつまりやすくなる垂直姿勢、壁掛け姿勢などでは、作動特性に改善の余地があった。高作動オプション仕様では、リニアガイドの取付姿勢などによらず、常に安定した作動特性を実現した(図2)。また、弾性ボールの材質、個数を最適化することで、作動特性を向上しながらも、剛性、定格荷重の低下を最小限とした。

2.2 寸法完全互換

なめらかな作動特性を弾性ボール挿入と、内部仕様の最適化のみで実現した。このため、外形寸法はNH型／NS型と変更無く、リニアガイドの取付け寸法は完全互換である。このためユーザーは、機械の設計変更をせずにリニアガイドの置き換えだけで、なめらかな動きを実現できる。また、長期メンテナンスフリーを実現する潤滑ユニットNSK K1-L、ステンレス仕様、表面処理、ランダムマッチングなどNH型／NS型の他のオプションと合わせて適用できるため、多くの用途で活用が可能である。

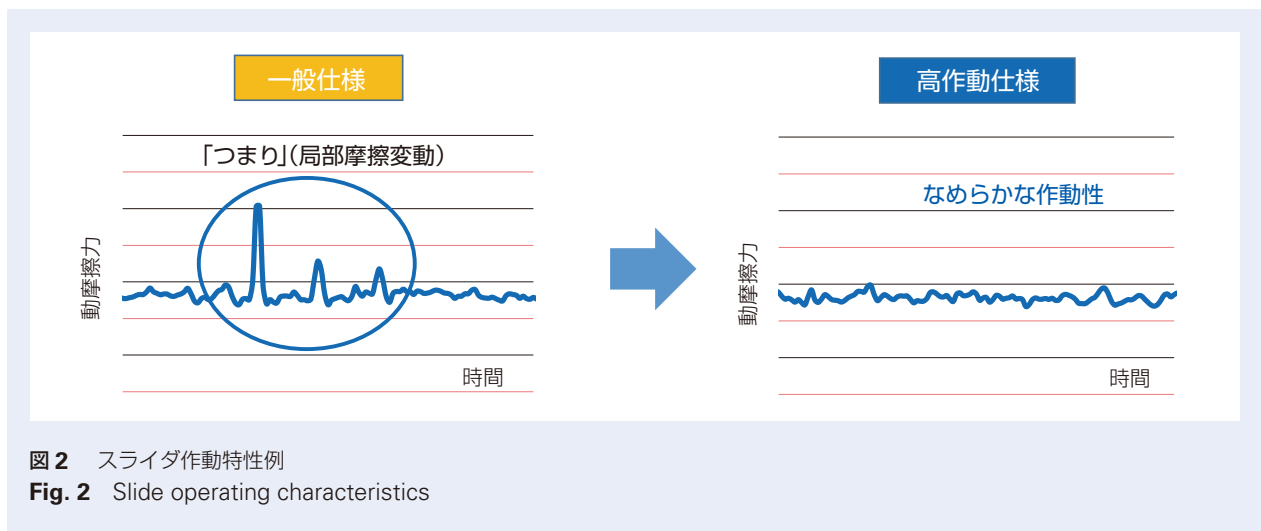
3. 用途

滑らかな動きが要求される検査装置や測定機などで使用することで、速度ムラの無いなめらかな動きを実現し、機械の位置決め精度の向上が期待できる。また、リニアガイドの作動特性が悪くなりやすい垂直、壁掛けなどの取付け姿勢でも、その効果を発揮する。

4. まとめ

NSKリニアガイド™の標準型であるNH型／NS型はその信頼性、充実したシリーズ構成で多くの販売実績を積み重ねている。今回紹介した高作動オプションの追加で、NH型／NS型はより多くの要望に応えられるシリーズとなった。

今後もユーザーが使いやすく、より高機能の新製品を提供していきたいと考える。



商品
紹介

サーボモータ用低発塵・高機能軸受

High-Performance Bearings with Low Particle Emissions for Servomotors

近年、労働人口の減少や産業の自動化により、ロボット用サーボモータの市場規模は拡大傾向にある。サーボモータは、ロボットの関節部分などに搭載され、高温・急加減速など過酷な環境の中で、ロボットの動作の位置や速度を精密に制御し、正確な位置決めを担っている。サーボモータに搭載される軸受は、エンコーダやブレーキなど、正確な位置決めに不可欠な機能部品の傍に配置されており(図1)、軸受内部のグリースや油が飛散すると、これらのディスクに付着する事象が発生する。その結果、油分付着によるエンコーダの読み込みエラーや、ブレーキが滑るなどの不具合が発生し、ロボット稼働停止に至る可能性がある。そのため、以前より軸受には低発塵性が求められ、飛散しにくいグリースや密封性の高いシールの開発が進められてきた。

これまでサーボモータ用軸受には、低発塵グリースとして LGU グリース、高密封で軽接触のシールとして DW シールが採用されている。しかし、ロボットの高精度化と更なる高信頼性のニーズが高まり、軸受には更なる低発塵性が求められていることから、今回「サーボモータ用低発塵・高機能軸受」を開発した。

1. 構成, 構造, および仕様

本開発品はサーボモータ用の深溝玉軸受であり、今回グリースとシールをそれぞれ開発している(図2)。

低発塵性は、実機エンコーダ・ブレーキ部を模擬し

たガラスディスクを備えた試験機を作製し、ディスクへの油分付着を再現させることにより評価を行った。評価方法としては、試験軸受の上部にディスクを設置し、一定時間高温環境で回転させ、試験後のディスクの汚染状況を定量評価するものである。汚染状況の定量化は、試験後のディスクに付着した油滴の面積を算出し、測定面積に対する面積比により算出した。試験条件は正逆回転のパターン運転としている。

2. 特長

(1) 開発グリース

高温環境での蒸発を抑制し、耐熱性に優れたグリース組成を選定している。ディスク汚染試験による発塵性の評価において、従来比2倍の低発塵性を実現し、グリースの焼付き寿命評価において、従来比2倍の焼付き性能を実現した(図3)。

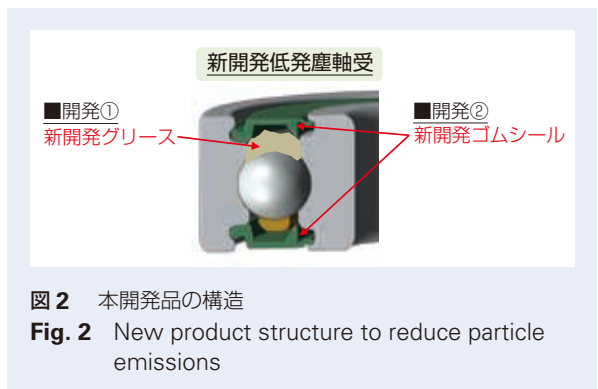


図2 本開発品の構造
Fig. 2 New product structure to reduce particle emissions

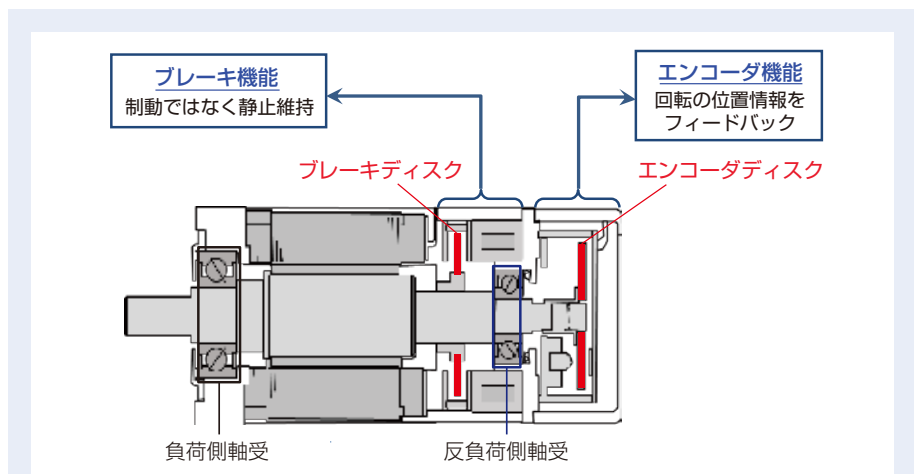


図1 サーボモータにおける軸受の配置箇所の例
Fig. 1 Example locations for bearings in servomotor

(2)開発シール

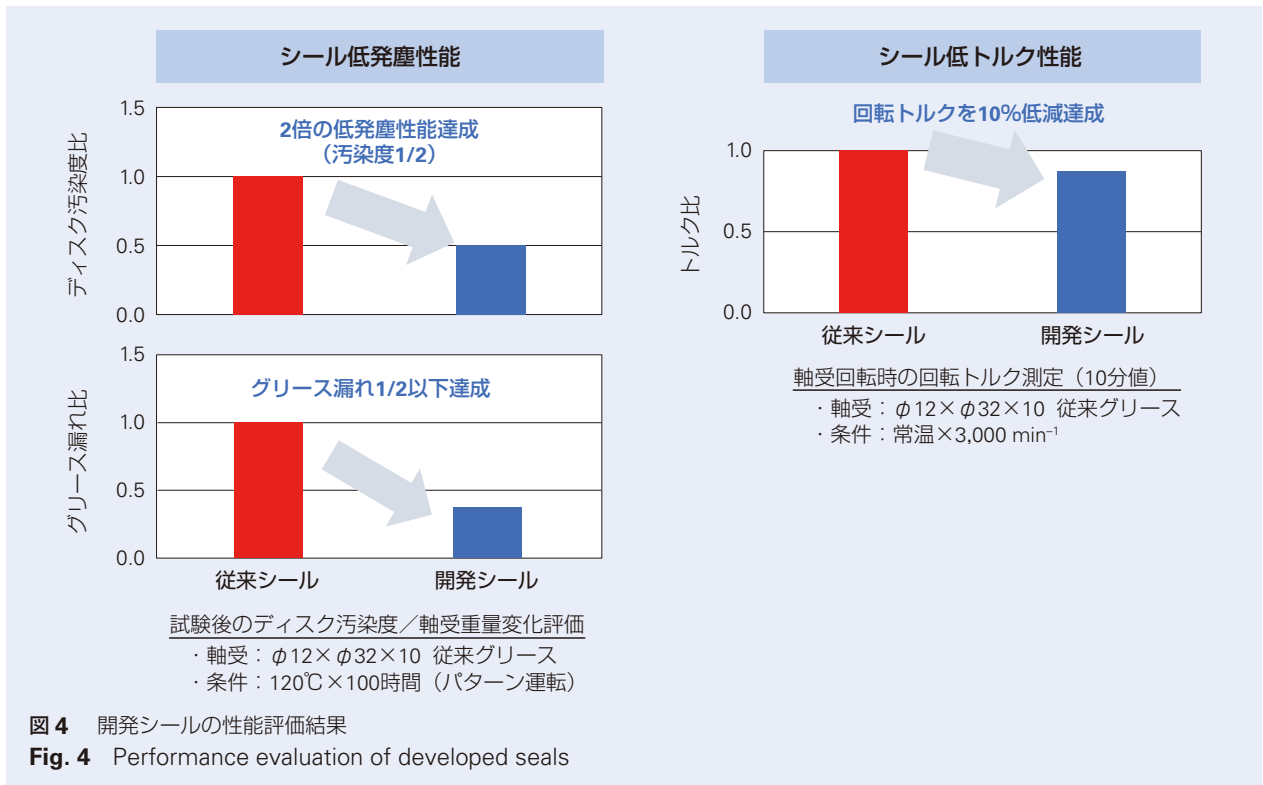
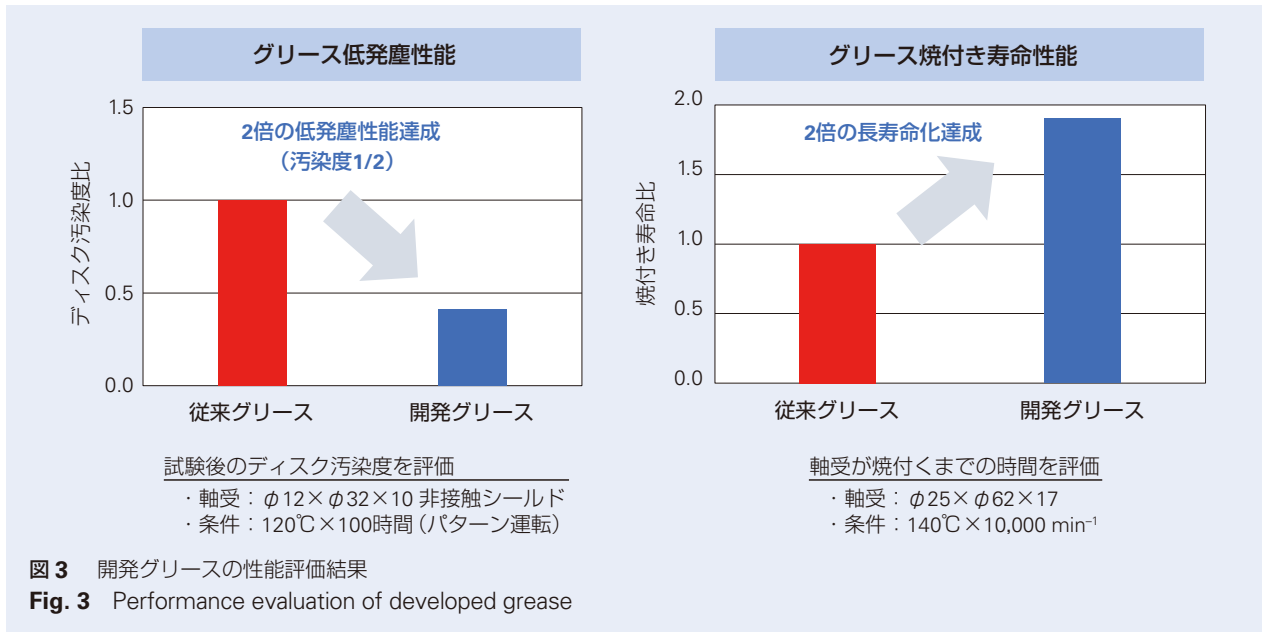
シールリップ部(内輪と接触するシールの先端部分)の形状を最適化することにより、密封性と低トルクを両立した。ディスク汚染試験において、従来比2倍の低発塵性を実現し、回転トルクの従来比10%低減を実現した(図4)。

3. 用途

本製品は、サーボモータを中心に、低発塵性が求められる製品に適しており、産業用ロボットなど産業機械の安定稼働に貢献できる。

4. まとめ

今後はサーボモータ用だけではなく、低発塵が求められる他製品向けにも展開を進め、幅広い産業機械の更なる稼働安定化に貢献することを目指す。



商品

紹介

風力発電機主軸用高信頼性軸受

High-Reliability Main Shaft Bearings for Wind Turbines

近年、地球環境保全意識の高まりとともに、再生可能エネルギーとして風力発電(図1)への期待は益々高まっている。

風力発電機は、20年間の稼動を前提に設計されているが、風力発電機の大型化に伴いメンテナンス時の部品交換作業の複雑化、および高コスト化が課題となっている。このため、風力発電機に搭載される軸受には、高信頼性が期待されている。

ブレードおよび風による荷重を支持する主軸用軸受には、様々な形式の軸受が使われている。その中でも自動調心ころ軸受は、他の軸受形式に比べ荷重負荷容量が大きく、また調心性があり、取付け誤差の許容能力が高いため、主軸用軸受として多く使われてきている。

一方、主軸用軸受は、低速回転かつ高荷重で使用され、さらに自動調心ころ軸受は、構造的に転動体とリング軌道面間に滑りがあることから、転動体とリング軌道面間の油膜形成不足によるリング軌道面のピーリング、摩耗といった表面損傷の発生が課題となっている。

このたび、NSKは従来より負荷容量が大きく、耐表面損傷に優れた風力主軸用自動調心ころ軸受(図2)を開発し、製品化を行ったので紹介する。

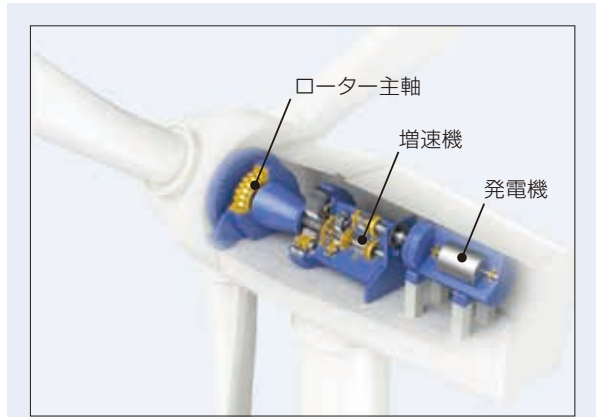


図1 風力発電機の構造例
Fig. 1 Example wind turbine structure

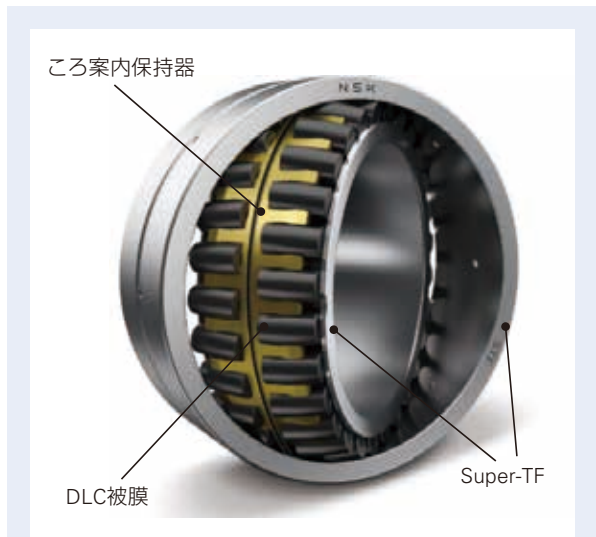


図2 風力主軸用自動調心ころ軸受(開発品)
Fig. 2 Developed spherical roller bearing for main shafts of wind turbines

1. 仕様および特徴

(1) 高負荷容量化

従来の標準自動調心ころ軸受 CA タイプには、保持器を案内する案内輪を設けていた。今回、保持器のポケットを特殊形状にすることで案内輪を排除し、ころ案内保持器(ECA タイプ)とした。また、保持器ポケット形状を見直し、発生応力を低減させることで、転動体間の保持器柱の肉厚を薄くすることができた。これにより転動体サイズを大きくし、更に転動体数を増やすことが可能となり、軸受の高負荷容量化を実現した。

(図 3)

荷重負荷容量は、従来の CA タイプ保持器と比較して 1.1 倍に、軸受寿命としては 1.3 倍にすることが可能となった。

(2) 表面損傷対策

外輪・内輪に NSK 独自の Super-TF™ 技術を採用することで、外輪・内輪の耐摩耗性、耐ピーリング性を向上させている。(参照先 NSK 産機カタログ CAT. No.1103e part A. A261)

さらに、転動体に高硬度な DLC 被膜処理を施すことで、油膜形成不足により転動体が軌道面と金属接触しても、転動体の表面状態の劣化を防止することができる。それにより、転動体による外輪・内輪軌道面への接線力を小さくすることができ、その結果、外輪・内輪軌道面の表面損傷低減を実現した。(図 4)

2. まとめ

開発軸受の代表名番を表 1 に示す。

本軸受の採用により、風力発電機向け主軸用軸受の長寿命化、信頼性向上が可能となり、今後益々大型化し、設置数が増加する風力発電機の安定的な稼働に貢献できる。

今後も市場ニーズに応える新商品、新技術を開発することで、更なる風力発電機の信頼性向上と普及に貢献していく。

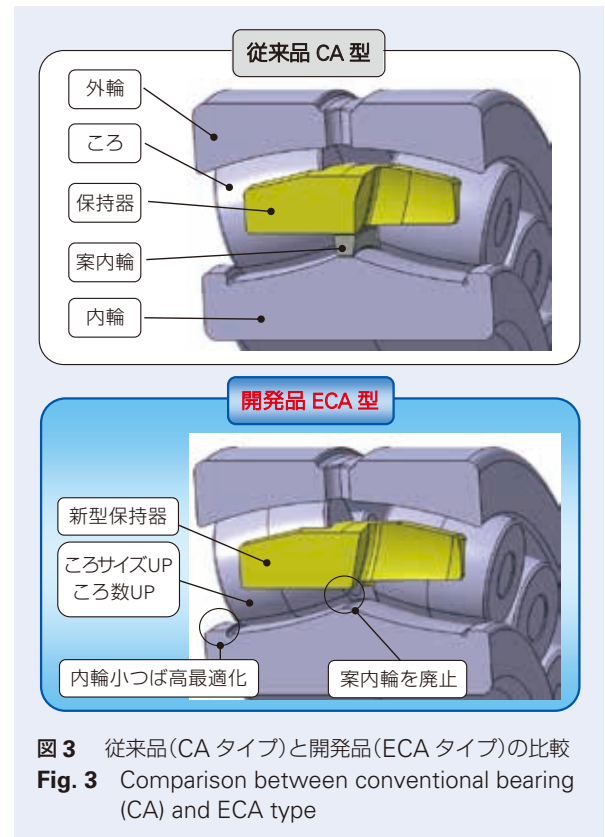


図 3 従来品(CA タイプ)と開発品(ECA タイプ)の比較
Fig. 3 Comparison between conventional bearing (CA) and ECA type

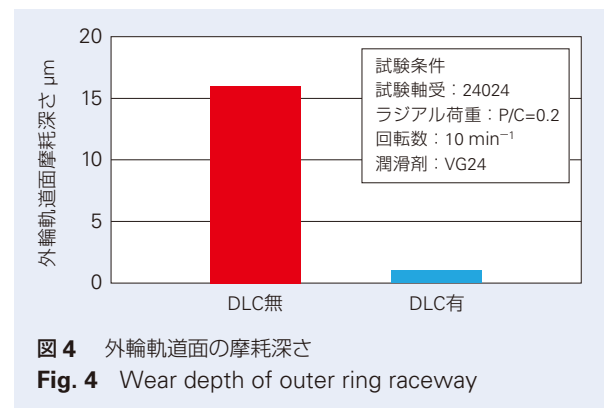


図 4 外輪軌道面の摩耗深さ
Fig. 4 Wear depth of outer ring raceway

表 1 主な仕様

Table 1 Major specifications

軸受名番	主要寸法 (mm)			基本定格荷重 (kN)	
	内径	外径	幅	動定格荷重 Cr	静定格荷重 Cor
240/600	600	870	272	9100	17400
240/630	630	920	290	10400	19900
240/710	710	1030	315	12300	23900
240/750	750	1090	335	13800	27000
240/800	800	1150	345	14800	29600

商品
紹介

温度センサー搭載 RFID タグを活用した産業機械設備向け保全管理システム
Temperature Sensor RFID Tags for Maintenance Management of Industrial Machinery

近年、センサーを常設することで機械設備の状態を監視し、トラブルを未然に防ぐ予知保全のニーズが高まっている。NSKにおいてもそのニーズに応えるため、多様なアプローチによる状態監視製品の開発を進めている(図1)。その一方で、従来から生産現場においては機械設備のトラブルを未然に防ぐために、人手による定期点検および予防保全が行われており多大なリソースが掛かっている。NSKは、このような現場の作業を効率化し、作業負担の軽減と安全性の更なる向上に貢献するために、温度センサー搭載 RFID*1 タグを活用した産業機械設備向け保全管理システムの開発を進めているので、ここに紹介する。

1. システム概要

本システムは、産業機械設備に取り付け可能な温度センサーを搭載した RFID タグと、そのタグに対応した RFID リーダー、および取得したデータを管理分析可能なシステムで構成される。温度センサー搭載

RFID タグを保全対象となる軸受や直動製品などの近傍に取り付けておき、機械設備の稼働時や点検/保守の際に、RFID リーダーをかざすだけで複数の ID 情報と温度情報を一括で読み取り、効率的な管理をすることができる(図2)。

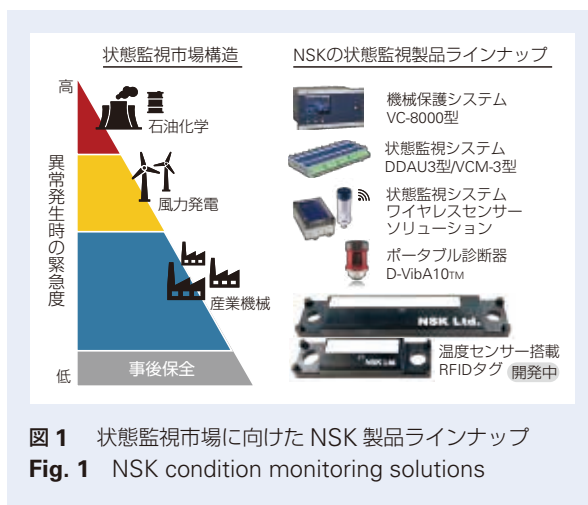


図1 状態監視市場に向けた NSK 製品ラインナップ
Fig. 1 NSK condition monitoring solutions

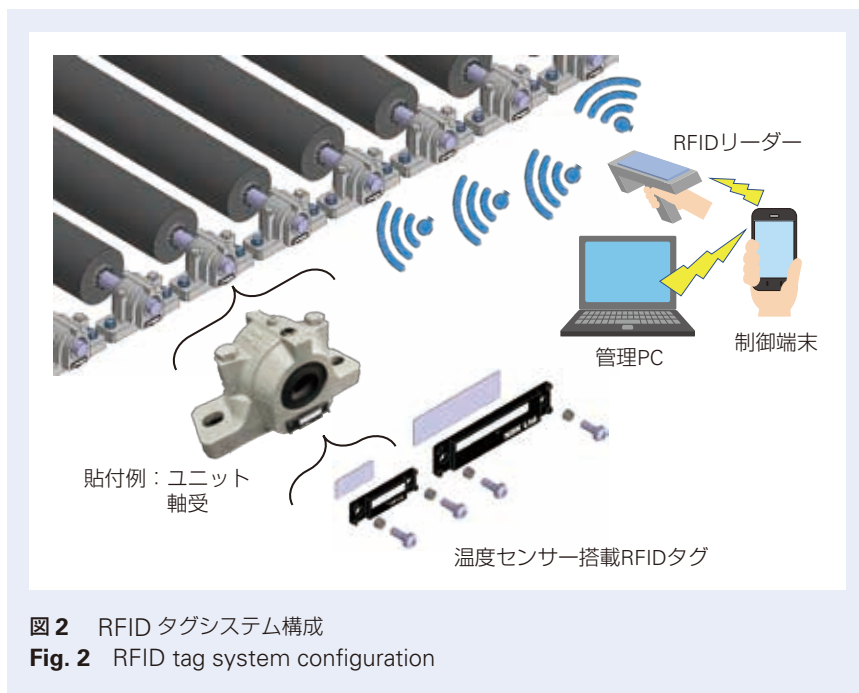


図2 RFID タグシステム構成
Fig. 2 RFID tag system configuration

2. 特長

2.1 バッテリーレスかつ金属に対応した温度センサー搭載 RFID タグ^{*2}

今回開発した RFID タグは、産業機械設備の金属面の電波干渉を受けても通信が可能^{*3}である。温度測定に必要な電力も、リーダー側から無線で給電されるパッシブ方式^{*4}で設計しているため、バッテリーレスでメンテナンスの手間が軽減される。また、独自のアンテナ設計と基板構成の最適化により小型なため、貼り付ける場所の制限が少ない。現行の試作品は、貼付する場所と通信距離に応じて2つのサイズから選択できる仕様としている(表 1)。

2.2 点検や保守の履歴記録を自動化

RFID リーダーにて取得した ID 情報と温度情報から、点検/保守の履歴や過去からの温度推移の他に製品番号や稼働開始日など、様々なデータをより早く容易に記録/照合できる(図 3)。

3. 用途

コンベアラインやポンプ場、射出成型機、印刷装置、鋳山など多岐に渡る。

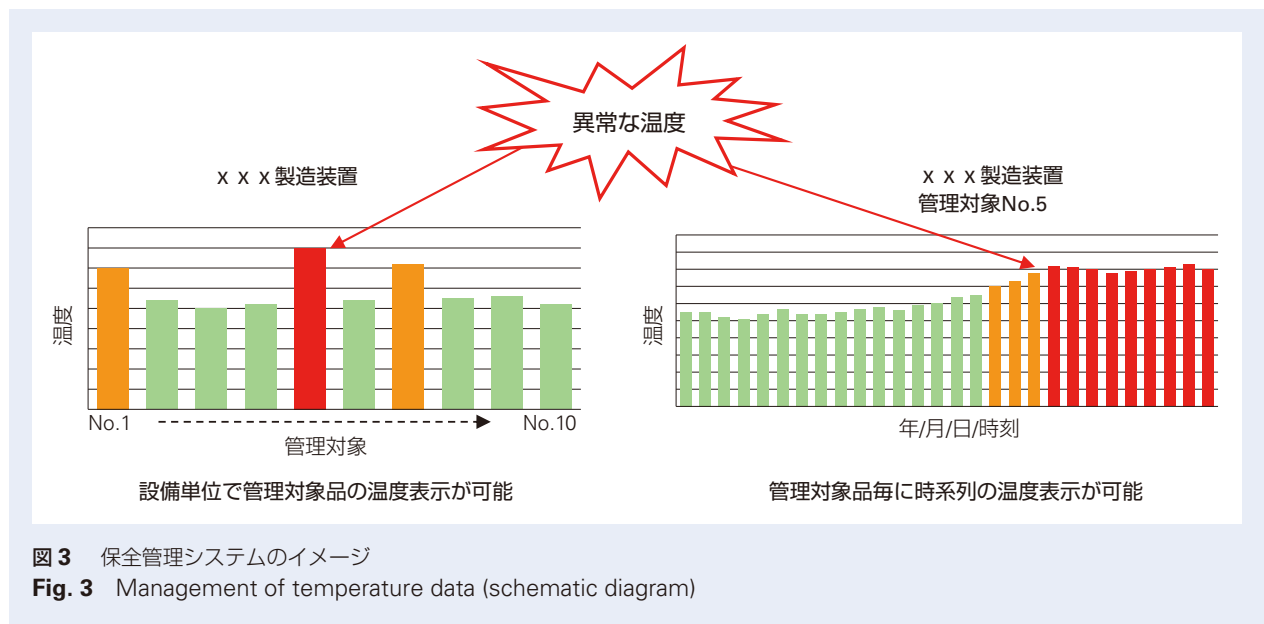
4. まとめ

本システムは、TOPPAN エッジ株式会社との共同開発にて実現した。NSK の産業機械設備のノウハウと TOPPAN エッジの RFID タグの設計技術を掛け合わせた産業機械設備向けの新しい保安全管理システムを提供し、産業機械や設備の点検/保守履歴の見える化による作業効率向上や、現場での保守履歴や温度推移などの確認作業を簡略化することで、予防保全の効率化に貢献していく。

表 1 試作品の開発仕様

Table 1 Prototype development specifications

動作周波数	UHF帯 (920MHz帯)	
準拠規格	ISO/IEC 1800063 EPC GEN2準拠	
タグサイズ DWH[mm]	12.0 x 44.0 x 5.5	17.2 x 79.0 x 5.5
固定方法	両面テープ, ボルト・ビス, 結束バンド止め	
通信距離	約1.4m	約2.0m
	参考値. 使用条件による.	
測定可能温度範囲	-40 °C ~ +85 °C	



注釈:

- *1 Radio frequency identification の略. 電波を用いて非接触でデータを読み書きする技術.
- *2 タグが接する表面温度の測定が可能. 温度ロギング機能はなし.
- *3 周辺の電波環境や使用環境による.
- *4 電源を持っていないタグが読み取り機(リーダーライター)からの無線電力を使用して応答通信する方式.

商品

紹介

低発塵・除染対応アクチュエータの開発

Development of Decontamination-Resistant Actuators with Ultra-Low Particle Emissions

再生・細胞医療・遺伝子治療は、これまで根治が難しかった疾患の治療法として世界的に大きな期待を寄せられ、将来、大きな市場成長が期待されている。現状、この分野が大きく発展し産業化を実現するためには、製造プロセスの自動化などが必要であるが、品質管理、生産効率などに課題を有している。

再生・細胞医療・遺伝子治療の製品を製造する機器・設備は、異物混入や汚染を避けるために無菌状態のクリーン環境を維持することが求められる。そのため、これらは、低発塵性能と、メンテナンス時に行う腐食性ガスを使用した除染への耐性を持つ必要がある。

しかしながら、この2つの性能を両立した要素部品は少ない。そのため、機器・設備メーカーに、要求を満たすための使用部品選定、機能評価に大きな負担が生じており、その結果、さまざまなコストの増大につながっている。

上記の背景から、低発塵と耐除染の性能を両立したアクチュエータを開発したので紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

開発したアクチュエータは、軸受、ボールねじ、リニアガイドを組合わせ、それをステッピングモータで駆動する直動アクチュエータの構成となっている(図1)。アクチュエータの仕様を表1に示す。軸径6 mm、リード2 mm、ストローク50 mmから軸径10 mm、リード10 mm、ストローク550 mmのアクチュエータがこれまでの開発で実績のある仕様となっている。

また、再生・細胞医療・遺伝子治療の製品を製造する用途の機器では、日常的なメンテナンス作業として清拭きを行う場合がある。このような運用への配慮として、開発したアクチュエータはカバーを装着した構造となっている(写真1)。

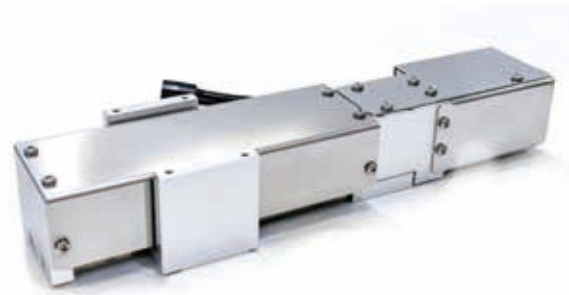


写真1 低発塵・除染対応アクチュエータ
Photo 1 Decontamination-resistant actuators with ultra-low particle emissions

表1 低発塵・除染対応アクチュエータの仕様
Table 1 Specifications

軸径 (mm)	リード (mm)	ストローク (mm)	モータ
6	2	50	ステッピングモータ (位置決め精度： 0.36°/ステップ)
6	2	100	
6	2	150	
8	2	220	
10	4	100	
10	10	220	
10	10	250	
10	10	550	

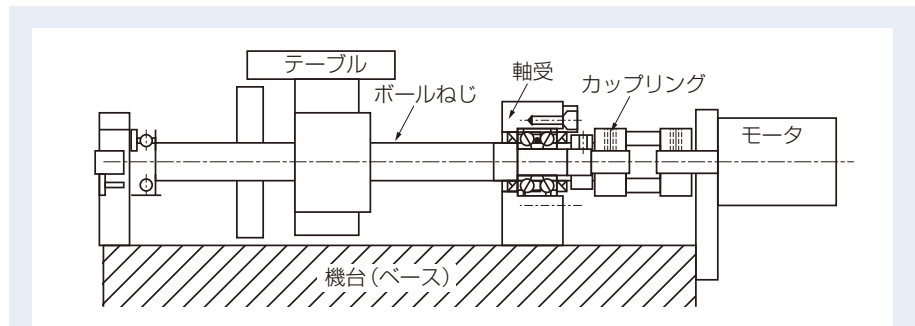


図1 低発塵・除染対応アクチュエータの構造
Fig. 1 Profile of developed actuator

2. 特長

2.1 低発塵性能

再生・細胞医療・遺伝子治療の製品を製造する現場は、クリーン環境 ISO 規格の Class5 を担保する必要があるため、そこに設置される機器は、クリーン環境を汚染してはならない。

開発したアクチュエータは、NSK の半導体製造装置向けなどに適用される特殊環境対応技術を適用し、駆動中低発塵性能を維持し、求められる環境を維持することが可能である。

2.2 耐除染性能

再生・細胞医療・遺伝子治療の製品を製造する機器・設備の多くは、除染への耐性に配慮する必要がある。

除染には、腐食性の高い過酸化水素を使用する機会が多い。開発したアクチュエータについて、繰り返し除染を行い、発塵性能を評価した結果を図 2 に示す。開発したアクチュエータは、NSK の特殊環境用グリース、表面処理技術を適用することで、過酸化水素による除染後も駆動性能を維持できる特徴を有することを確認している。

2.3 低トルク

開発したアクチュエータは、特殊環境用グリースを採用している。このグリースを採用することで、上述の低発塵性能、耐除染性能を維持しながら大幅なトルク低減(当社比 70%)を実現した(図 3)。これら機能が両立することで、機器・設備の省エネルギー、省スペースの実現に寄与できる。

3. 用途

開発したアクチュエータは、クリーン環境や過酸化水素を使用する環境下での用途に対応できる。そのため、再生・細胞医療・遺伝子治療以外にも、食品・製紙・電子機器などにおいて、さまざまな製造機器・設備に適用することが可能である。

4. まとめ

開発したアクチュエータは、新領域商品開発センターにおける様々な開発に適用しながら、実用化に向けた取組みを進めている。さらに開発したアクチュエータの技術は、既存製品のラインナップを応用した形態での展開が可能である利点を有しており、さまざまな要望に対応することが可能である。

今後は、再生・細胞医療・遺伝子治療のみならず様々な領域に適用し、機器・設備の自動化実現とメンテナンス性の向上を両立し、さらなる市場拡大に貢献できるよう展開していく予定である。

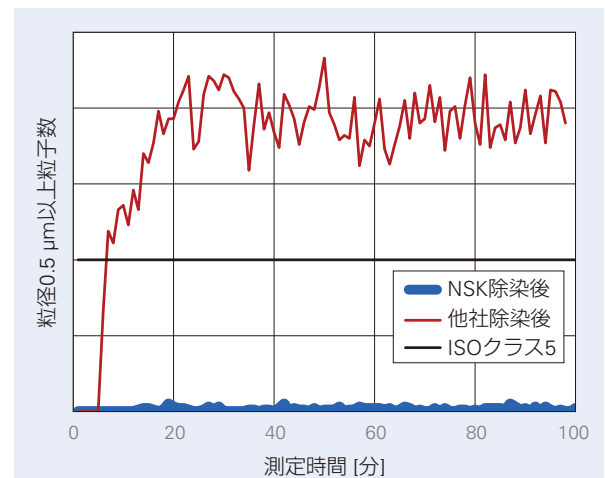


図 2 過酸化水素除染後の他社アクチュエータとの発塵量比較

Fig. 2 Particle deposition after decontamination with H_2O_2

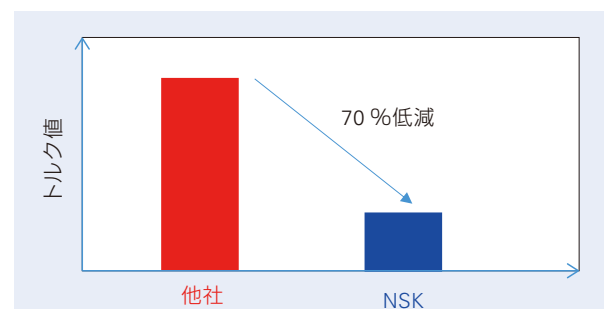


図 3 他社アクチュエータと NSK 低発塵・除染対応アクチュエータのトルク値

Fig. 3 Torque comparison between actuators of NSK and other manufacturer

商品

紹介

搬送アシストロボット

NSK Transport Assist Robot

我が国では、持続可能な医療体制を目指し、医師の働き方改革の新制度が施行された(2024年4月)。これに伴い、各医療機関には、医師に集中する業務の一部の他職種への移管、人手不足の解消、業務効率改善等の取組みが求められている。このような社会課題の解決のため、弊社は、医療法人徳洲会湘南鎌倉総合病院との協業を開始し、推進している。病院における業務の観察と分析を通し、身体的負担が大きな搬送業務に着目した。特に、医療用ストレッチャーの搬送は、その搬送重量の大きさによって、走る、曲がる、止まるといった搬送動作中に、腰や膝に身体的負担が生じる。また、搬送者の違いによる乗り心地の差異、ストレッチャーを誤って壁面に衝突させることによる修繕費の発生など、操作技量(搬送品質)の差異に起因する課題の存在も明らかになった。そこで、ストレッチャー搬送における医療従事者の身体的負担の軽減、及び搬送品質均一化を目指し、ストレッチャー搬送を電動アシストするロボットを開発、実用化した(2024年3月より、湘南鎌倉総合病院で1台が稼働中)。

1. 構成、構造、および仕様

ロボット本体は、車輪(駆動輪と従動輪)、昇降機などから構成される(図1)。ストレッチャーの下部には、

ロボットと連結するための専用の治具(アタッチメント)が設置される。操作者は、ロボットをリモコン操作することで、手で牽引力を与えることなく、ストレッチャーを全方向に移動させることができる。駆動輪は、リモコンからの操作指令に基づき速度制御される。



搬送アシストロボットによるストレッチャー搬送



ロボット本体



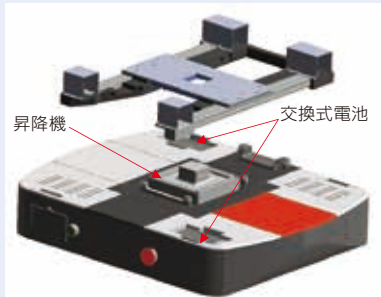
操作用リモコン

- ロボットは、アタッチメントを介してストレッチャーと連結される。
- リモコン操作によるロボットの速度制御によって、ストレッチャーを任意の方向に移動できる。
- ロボットの操作(以下)は全てリモコンで行われる。
 - 走行制御
 - ストレッチャーへのロボットの着脱

写真1 搬送アシストロボット
Photo 1 NSK Transport Assist Robot

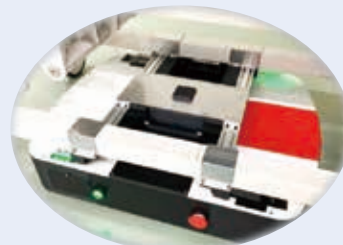
アタッチメント

- ロボットとストレッチャーとを連結するため、ストレッチャーのフレームに据付けられる
- ストレッチャーの形状寸法に合わせて設計され、ロボットとともに提供される。



ロボット本体

- 車輪(駆動輪、従動輪)、昇降機などから構成される。
- 交換式電池によって駆動される。



昇降機とアタッチメントの嵌合によって、ロボットがストレッチャーに連結される。

図1 搬送アシストロボットの構成
Fig. 1 Configuration of the NSK Transport Assist Robot

そのため、手動搬送に比して、搬送中の速度変化が操作者によらず均一化し、患者にとって乗り心地の良さや安心感に繋がることが期待できる。全方向移動用の駆動輪として、弊社開発のアクティブキャストが採用されている(図2)。アクティブキャストは、他の全方向移動用車輪に比べて低騒音・低振動であり、静粛な病院内の移動、快適な搬送といった本ロボットの用途に適している。昇降機は、ロボットとストレッチャーの着脱を電動で実現する。また、ストレッチャーを上げて自重の一部を支持することで、駆動輪の空転を防ぐのに十分な摩擦力を車輪と路面との間に与える。

2. 特長

本ロボットの主な特長は、以下の通りである。

● ストレッチャーの占有領域内に収まる形状・寸法

このことによって、病室や検査室の出入口、エレベーターなどの狭小な場所でも、ストレッチャー本体が通行可能な場所であれば、使用可能である。

● 既存の病院資産の活用が可能

ロボットは、専用設計されたアタッチメントを介し、各医療現場で使用されている複数型式のストレッチャー(既存の病院資産)に適用できる(寸法の制約上、適用可能な型式に指定あり)。

● 電動昇降機による簡単な着脱

ロボットは、電動昇降機をリモコン操作することで、簡単に着脱できる。1台のロボットを付替えることで、搬送機会の異なる複数の搬送対象に対応でき、導入コストの抑制が期待できる。

● 電動搬送と手動搬送の円滑な切替

リモコン操作をしない場合、ロボットを取外すことなく、そのまま手動で搬送することもできる。そのため、狭小で複雑な経路上の移動、人や物との衝突の緊急回避など、リモコン操作で対応しきれない場所や場面でも活用できる。



3. 用途

ストレッチャーの搬送補助の他、専用アタッチメントを提供することで、病院内の多種多様な搬送物(薬剤搬送カート等)に応用することも潜在的に可能である。

4. まとめ

今後の開発の展望として、リモコンの誤操作を補償するための自動衝突回避機能、リモコンを用いない、より直感的な操作方法等、ユーザインターフェースの改善が検討されている。さらに、ロボットの自動運転が実現できれば、身体的負荷軽減だけでなく、必要人員の削減にも繋がり、医療現場の人手不足の解消や業務の効率化にも貢献できると考えている。

商品

紹介 第7世代「低フリクション円すいころ軸受」

7th Generation Low-Friction Tapered Roller Bearings

地球温暖化に伴う環境規制の強化を背景に、自動車のエンジン燃焼効率向上や、パワートレインユニットの伝達効率向上が進められている。これに伴い、自動車用パワートレインに使用される軸受についても、更なる低フリクション化(低摩擦化)が求められている。

パワートレインユニットには、様々な形式の軸受が使用されているが、特に円すいころ軸受は主に自動車のタイヤ側の低回転、且つ高荷重な環境で使用されることが多いため、円すいころ軸受のフリクションを低減することは、パワートレインユニットの効率向上に貢献することができる。

これまで NSK では、1980 年初頭から様々な低フリクション技術により、円すいころ軸受の低フリクションを実現してきた。一方で、2017 年に国際的な燃費の測定方法である WLTC モードが日本にも導入され、更なる燃費の向上が求められるようになっている。そのため、円すいころ軸受においても、全回転域での低フリクションが求められており、これに対応した第7世代「低フリクション円すいころ軸受」を開発したので紹介する(写真1)。

1. 構成, 構造, および仕様

円すいころ軸受のフリクション発生要因は、①ころ転動面と外内輪軌道面の間で生じる「転がり摩擦」、②内輪大つば部ところ頭部の間で生じる「すべり摩擦」、③軸受が回転する際に生じる「潤滑油の攪拌抵抗」、の3つである(図1)。



写真1 第7世代「低フリクション円すいころ軸受」
Photo 1 7th generation low-friction tapered roller bearings

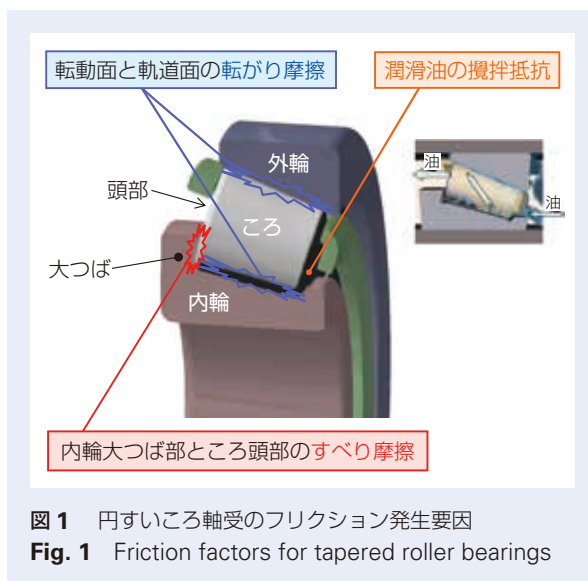


図2は、円すいころ軸受における3つのフリクションの割合を示したものであるが、転がり摩擦が多く、転がり摩擦をいかに低減できるかがポイントとなる。今回の第7世代「低フリクション円すいころ軸受」は、ころ数の最適化により、多くの割合を占める転がり摩擦の低減を目指したものになる。

2. 特長

第7世代「低フリクション円すいころ軸受」は、ころ数を最適化することで転がり摩擦を低減し、全回転域で平均20%のフリクション低減を可能とした(図3)。

円すいころ軸受は、異物に対する耐久性が高く、特に異物環境下において寿命優位性を有していることに着目、検証を実施した結果、ころ数を減らすことが可能であるということを確認した。

ころ数を減らすことに伴う課題として、ころと軌道面間の過大な接触面圧発生や、焼付き性の悪化が挙げられるが、これまでNSKが開発してきた特殊クラウニング技術や、希薄潤滑環境向け円すいころ軸受の保持器技術を組み合わせて活用することで、これらの課題を解決できることを確認した。

また、本開発品の利点として、「ころ数の最適化」は、既存の低フリクション円すいころ軸受にも適用可能であること、現有設備で生産可能であることが挙げられる。

3. 用途

本商品に用いている「ころ数の最適化」は、自動車のパワートレインだけではなく、他の自動車用途や各種産業機械分野で使用される円すいころ軸受にも、幅広く適用可能である。

4. まとめ

本商品は、ころ数の最適化により転がり摩擦を低減させ、全回転域で平均20%のフリクション低減を実現し、燃費・電費向上を通じた航続距離延長に貢献する。

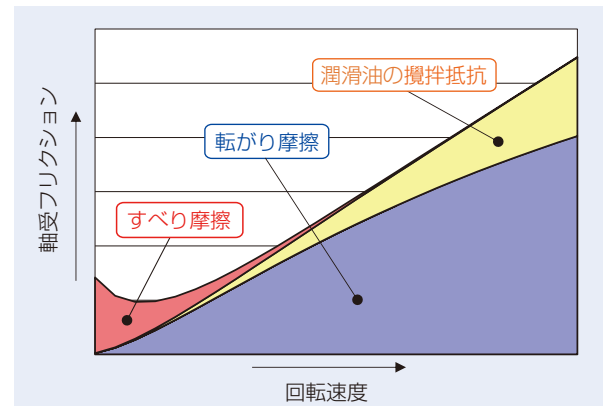


図2 円すいころ軸受のフリクションの割合
Fig. 2 Friction ratio for tapered roller bearings

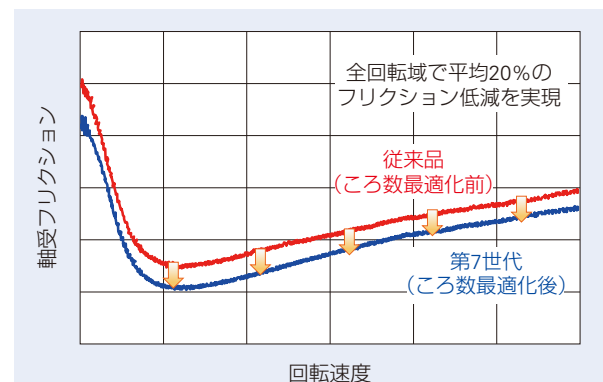


図3 第7世代円すいころ軸受のフリクション測定結果
Fig. 3 Friction measurement results for 7th generation low-friction tapered roller bearings

商品

紹介

高効率で電力不要なロック機構「ロッキングクラッチ」

Locking Clutch: A Highly Efficient No-Electric Locking Mechanism

自動車やその他産業分野における電動化の流れの中で、高効率な電動アクチュエータの需要が高まっている。NSKはこれまでも、ボールねじによって直動アクチュエータの効率化に寄与してきた。ただし、ボールねじは効率が良い一方、それ自体で位置保持をするセルフロック機能を有していない。そのため、直動アクチュエータに位置保持機能を持たせる場合、ボールねじ以外で位置保持（モータに電力を供給し続ける、電磁ブレーキ等を用いる等）させるか、ボールねじではなくすべりねじ（セルフロック機能を有するが効率が低い）を用いる必要がある。ボールねじ以外での位置保持では、電力を消費してしまい、すべりねじでは、アクチュエータの伝達効率が低くなってしまいうという問題があった。

そこで、ボールねじの高効率を犠牲にすることなく、また位置保持に電力を必要としないロッキングクラッチを開発した。

1. 特長

ロッキングクラッチは、入力軸からの回転・トルクは伝達し、出力軸からの回転・トルクを遮断（ロック）するパワーフロー制御クラッチであり、以下の特長がある(図1)。

- ・電力を必要とせず位置保持可能
- ・高い伝達効率
(最高 95 % 程度)

これらの特長により、ロッキングクラッチをボールねじと組み合わせることにより、直動アクチュエータの小型化、消費電力低減に貢献する(図2)。



写真1 ロッキングクラッチ
Photo 1 Locking Clutch



図1 ロッキングクラッチの機能
Fig. 1 Functionality of Locking Clutch

アクチュエータに求めること		滑りねじ	ボールねじ	ボールねじ+ロッキングクラッチ
駆動機能	機能①: モータからの動力を高効率で伝達する (モータを小型にできる)	伝達効率が低い	伝達効率が高い	伝達効率が高い
位置保持機能	機能②: 外部からの力をモータに伝達しない (電力消費を小さくできる)	セルフロックできる	セルフロックできない	セルフロックできる

伝達ロスが少ないロック機構により、相反する課題を解決

ボールねじ & ロッキングクラッチで、高い伝達効率と逆入力ロック（位置保持）を両立



従来後輪操舵アクチュエータ 高効率後輪操舵アクチュエータ

ロッキングクラッチで電動アクチュエータのモータ小型化と消費電力低減に貢献

図2 ロッキングクラッチの特徴
Fig. 2 Features of Locking Clutch

2. 構成, 構造, および仕様

図3 上部に示すように, ロッキングクラッチは主にハウジング, エレメント, 入力軸, 出力軸, 予圧用のばねから構成される。

図3 下部に, 作動メカニズムを示す。トルク伝達およびロックのメカニズムは以下の通り。

<トルク伝達>

- ① 入力軸が回転し, エレメントに接触する
- ② 接触部に解除力が生じ, エレメントが中心方向に引き込まれる
- ③ エレメントとハウジングの間に隙間が生じる
- ④ 入力軸, エレメント, 出力軸が一体となり回転する

<ロック>

- ① 出力軸が負荷からのトルクにより回転する
- ② 出力軸がエレメントを外周方向に押し広げる
- ③ エレメントがハウジングと接触し, 摩擦力によりロックする

4. まとめ

本稿では, NSKが開発したロッキングクラッチを紹介した。

ロッキングクラッチは, 電力を必要とせず位置保持を可能とし, かつ伝達効率が高いという特長を持ち, 産業分野を問わず, 様々な電動アクチュエータの小型化, 省電力化に貢献する。

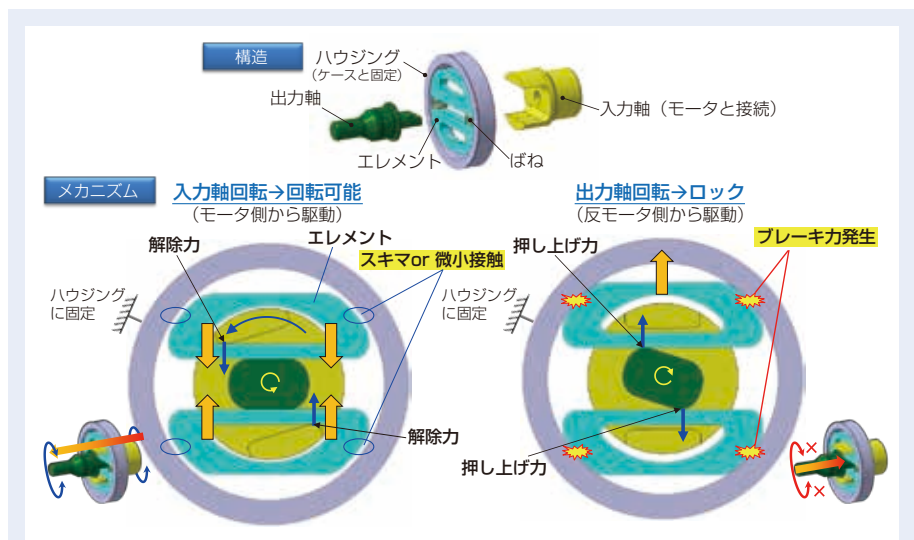


図3 作動メカニズム
Fig. 3 Operating mechanism

3. 用途

図4に示すように, ボールねじを用いた後輪操舵アクチュエータの他, AGVのパーキングロック機構等, 様々なアプリケーションへの適用が可能。自動車や産業機械など, 産業分野を問わず適用可能であり, ボールねじと組み合わせた高効率な直動アクチュエータや, 電磁ブレーキとの置き換えによる消費電力削減を実現可能。

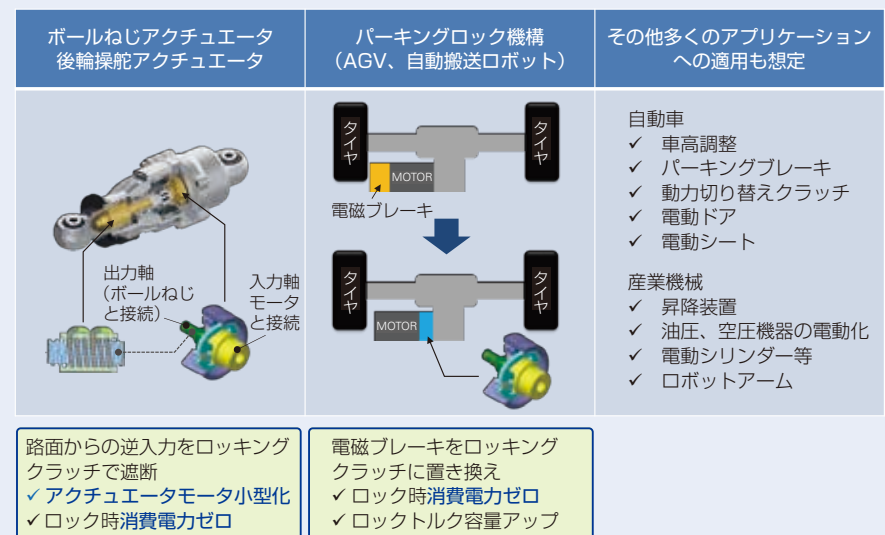


図4 適用アプリケーション
Fig. 4 Example applications

商品

紹介

EVプラットフォーム向けのシングルピニオン EPS

Single Pinion EPS for EV Platforms

電動パワーステアリング（EPS）のタイプ別で、多くの車両に搭載されているとみられるコラムタイプは、コストが安価であることから新興国での普及を見込めるが、自動車の高機能化に伴い、先進運転支援システム ADAS（Advanced Driver-Assistance Systems）へ対応するため、大きなアシスト力と優れた応答性を持つ、下流 EPS の必要性が高まってきている。

下流 EPS のタイプには、シングルピニオン式／デュアルピニオン式／ラック式があり、シングルピニオン EPS は構造上安価になる一方、デュアルピニオン EPS やラック式 EPS と比べて、アシスト力が弱いことが課題だった。

今回開発したシングルピニオン EPS は、減速ギアの高ギア比化を行い高出力化をすると同時に、小型に

関わらず高負荷にも耐える構造を実現し、小型化／軽量化と高出力化の両立を図った。この開発したシングルピニオン EPS は、SUV など大型車両や EV など車両重量が重い車両に対して必要な出力が確保でき、デュアルピニオン EPS からの置き換えが期待できる。

今回、このような車両の小型化／軽量化かつ高出力化に貢献できる EPS を開発したので、以下に紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

本製品（図 1）は、インプットシャフト、トルクセンサー、ラック & ピニオンギア、ギアボックス、減速ギア、MCU で構成されている。ギアボックスの内部機構である減速ギアを高ギア比及び斜交ギア対応にすることで、高出力かつ、高い車両搭載性を実現した。

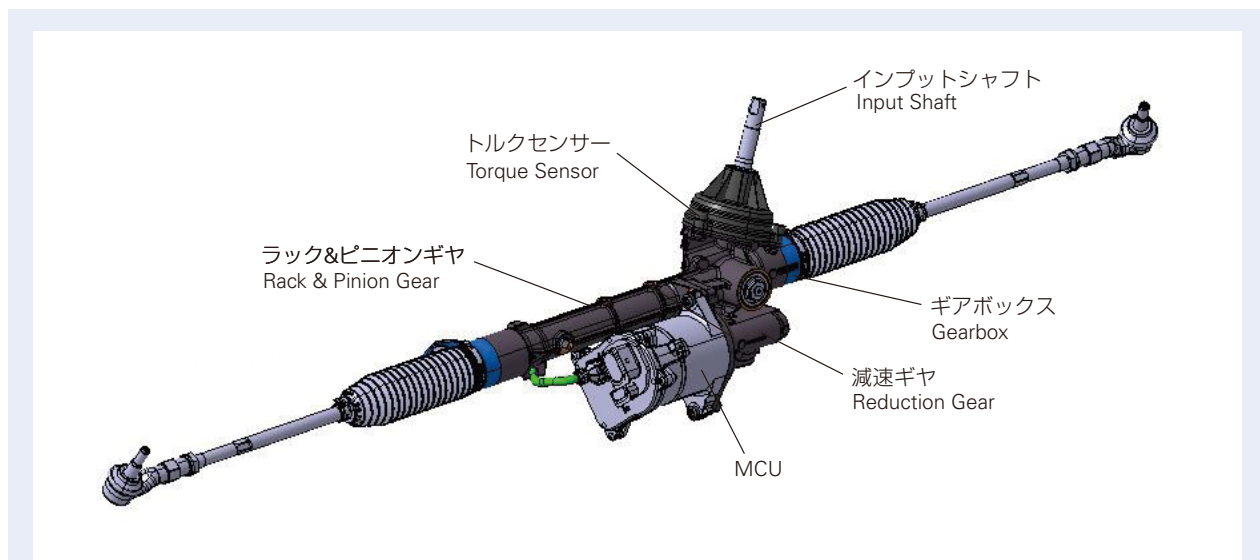


図 1 シングルピニオン EPS の構造

Fig. 1 Single pinion EPS structure

2. 特長

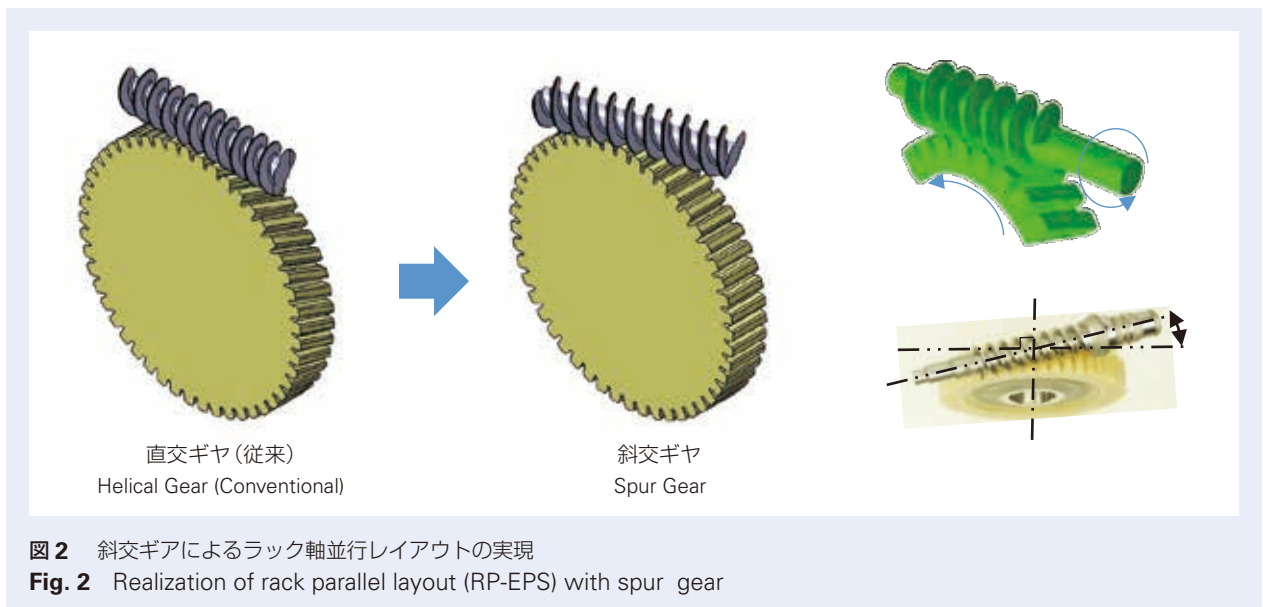
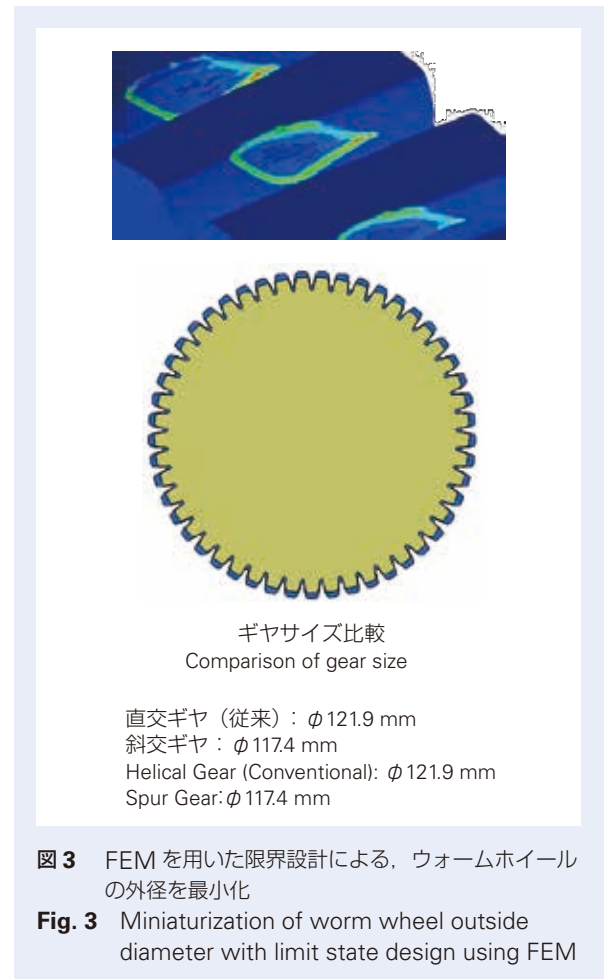
- (1) ラック推力 13 kN に適応する樹脂製ウォームギヤ
- (2) ギヤ比 24.5 の高減速比を採用し、高出力化を実現
- (3) 斜交ギヤの採用により、モータのラック軸平行レイアウトの実現 (図 2)。FEM を用いた限界設計により、減速ギヤ(ウォームホイール)の外径を最小化 (図 3)。これにより、車両搭載性を向上させている。

3. 用途

この開発したシングルピニオン EPS により、自動車の高機能化及び EV による車両重量増加により、出力増加のニーズに対応する、安価で軽量な下流 EPS をシングルピニオン EPS で実現し、燃費向上に貢献する。

4. まとめ

コラムタイプ EPS から高機能化により、下流にシフトしていく車両、及びデュアルピニオン EPS を搭載している車両に対して、小型及び低価格・高機能で、燃費を向上できるシングルピニオン EPS の需要が見込まれる。



本 社	TEL.03-3779-7111(代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
営 業 本 部			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735(代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 4-1-25(JRE 東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
北関東支社	TEL.027-321-2700(代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11(高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360(代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1(ファース長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社			
営業部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
販売技術部	TEL.03-3779-7307(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400(代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2(札幌センタービル 16F) 〒060-0005
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701(代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1(ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
日立営業所	TEL.029-222-5660(代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7(第5プリンスビル 6F) 〒310-0803
西関東支社	TEL.046-223-9911(代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10(東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800(代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2(諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811(代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1(葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社			
営業部	TEL.052-249-5750(代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9(雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
販売技術部	TEL.052-249-5720(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9(雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850(代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社			
営業部	TEL.06-6945-8158(代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26(大阪日精ビル 8F) 〒540-0031
販売技術部	TEL.06-6945-8168(代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26(大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-526-8212(代)	FAX.077-526-1790	滋賀県大津市京町 4-4-23(アソルティ大津京町 2F) 〒520-0044
兵庫支社	TEL.079-289-1521(代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100(パライオ第2ビル 8F) 〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19(広島日精ビル) 〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501(代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10 〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1(九勤筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-381-8500(代)	FAX.096-381-0501	熊本県熊本市中央区水前寺 3-3-25(増永水前寺ビル 2F) 〒862-0950
自動車営業本部			
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881(代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10(東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7892(代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3(日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第三部(宇都宮)	TEL.028-610-9805(代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1(ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部(豊田)	TEL.0565-85-0534(代)	FAX.0565-34-5011	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
東日本自動車第三部(日立)	TEL.029-222-5660(代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7(第5プリンスビル 6F) 〒310-0803
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920(代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169(代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26(大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161(代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中央区板屋町 111-2(浜松アクタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501(代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19(広島日精ビル) 〒732-0802

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

〈2024年10月現在〉

お問合せ: 製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連(ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

他国へ輸出する場合は、製品の輸出に必要な最新法規制の調査を行い、許可取得等の手続きをお願いします。

このカタログの内容については、技術的進歩および改良に対応するため製品の外観、仕様を予告なしに変更することがあります。なお、カタログの制作には正確を期するために細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

このカタログの内容、テキスト、画像の無断転載・複製を禁止します。

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2025 No. 697

印刷 令和7年1月10日
発行 令和7年1月22日
編集人 近江 勇人
発行人 森川 俊哉
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
コーポレート・コミュニケーション部
TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。