

For New Technology Network

**NTN**®

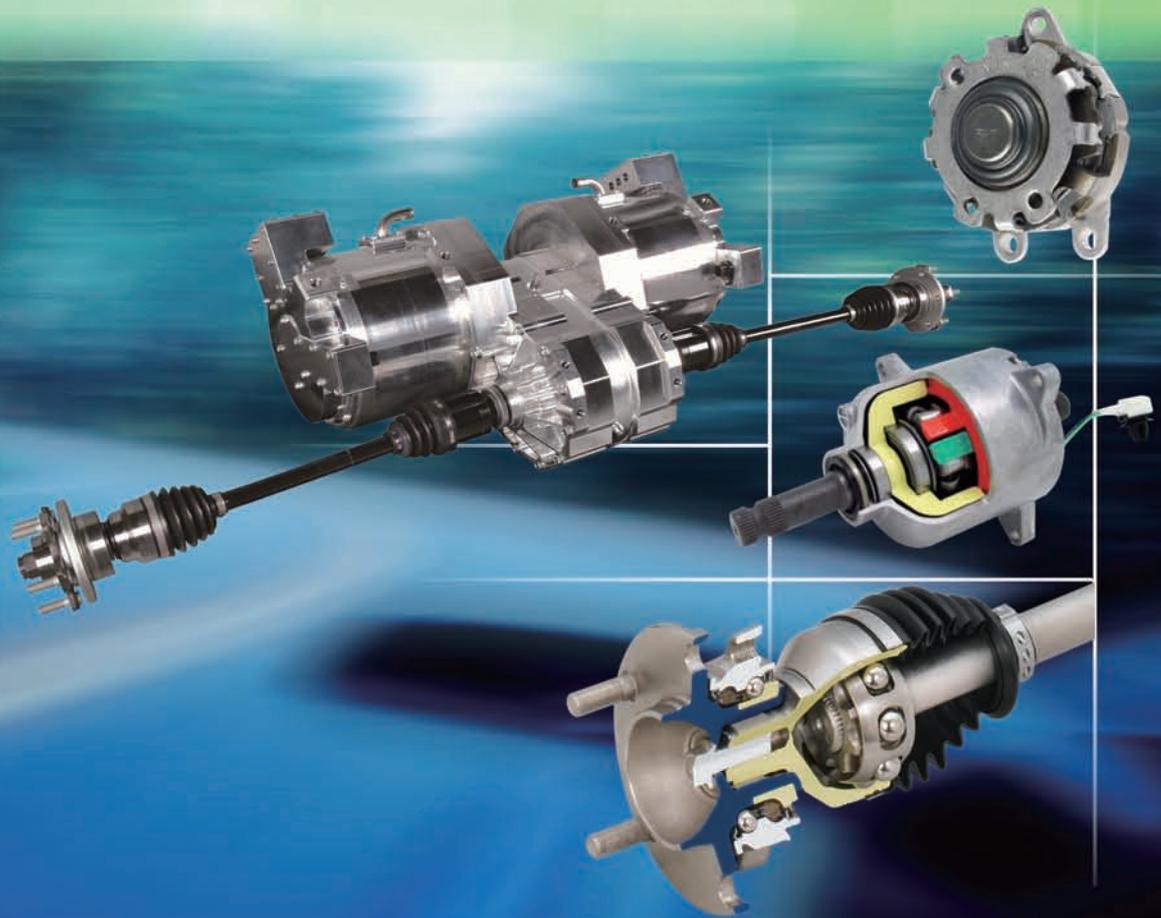
# TECHNICAL REVIEW

No.

**83**

特集 ● 自動車モジュール商品

October 2015



# NEW TECHNOLOGY TRANSFORMS THE NEXT



次世代ステアリング用  
メカニカルクラッチユニット(MCU)



電動油圧ブレーキ用  
ボールねじ駆動モジュール



シートリフタ用クラッチ



センサ内蔵第3世代ハブベアリング



プレスコネクトスプライン・  
ハブジョイント(PCS-H/J)



各種ベアリング

**NTN**®

# NTN TECHNICAL REVIEW No.83

自動車モジュール商品特集号 ● 目次

巻頭言	自動車モジュール商品特集号に寄せて	常務取締役 寺阪至徳	1
【寄稿文】	自動車をロボット化する高効率・高性能モータ制御技術	静岡理科大学 大学院理工学研究科 高橋 久	2
【展望】	自動車の電動化とNTNのモジュール商品	執行役員 自動車事業本部 岡阪 誠	16

## ● 自動車モジュール商品特集

【商品紹介】	2モータオンボード駆動システム	EVモジュール事業本部 駆動システム技術部 雪島 良/柄澤英範/妙木愛子/佐藤勝則 EVモジュール事業本部 制御システム技術部 牧野祐介/神田剛志 EVモジュール事業本部 シャシーシステム技術部 水貝智洋	20
【解説】	後輪独立操舵システムの開発	商品開発研究所 松永康寛/井上達司/徳永寛哲/西尾幸宏	26
【商品紹介】	次世代ステアリング用MCU	自動車事業本部 北山直嗣/石川慎太郎	32
【商品紹介】	シートリフタ用クラッチ	自動車事業本部 山田政義/日比康雅	36
【商品紹介】	次世代ドライブシャフト『ADSモジュール』	自動車事業本部 ドライブシャフト技術部 大杉真史/杉山達朗	40
【商品紹介】	補機駆動ベルトシステムの周辺技術の動向と商品紹介	自動車事業本部 適用技術部 秋山あゆみ 自動車事業本部 自動車商品設計部 森本洋生	43
【商品紹介】	ISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ	自動車事業本部 自動車商品設計部 森本洋生 自動車事業本部 機能実験部 望月雄太	48
【商品紹介】	自動車分野への複合材料商品の紹介	複合材料商品事業部 複合材料技術部 堺 香代/島津英一郎 NTN特殊合金(株) 技術部 後藤隆宏/浅田 一 NTN精密樹脂(株) 技術部 石井卓哉	54

## ● 論文・商品紹介

【解説】	Modeling of Retained Austenite Transformation in Bearing Steels	NTN-SNR Roulements, Technology and Innovation Department Christine SIDOROFF/Pierre DIERICKX Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, MATEIS Laboratory Pr. Michel PEREZ	60
【論文】	X線回折環分析装置による転動疲労の評価	先端技術研究所 嘉村直哉/藤田 工 金沢大学 人間科学系 佐々木敏彦	67
【論文】	高周波誘導加熱条件が軸受鋼の材料特性に及ぼす影響	先端技術研究所 結城敬史/佐藤美有	75
【商品紹介】	EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受	自動車事業本部 自動車商品技術部 里田雅彦/中尾吾朗	81
【商品紹介】	200℃対応オルタネータ用軸受	自動車事業本部 自動車商品技術部 井筒智善/中尾吾朗	86
【商品紹介】	微細三次元形状測定機	商品開発研究所 大庭博明	91
【商品紹介】	高速微細塗布装置	商品開発研究所 山中昭浩	98

## ● 受賞案件の紹介

《2014年度“超”モノづくり部品大賞 自動車部品賞》	ダイレクトアダプティブステアリング用メカニカルクラッチユニット(MCU)	自動車事業本部 北山直嗣/石川慎太郎	104
《AVEC'14 Best Paper Award》	フルドライブバイワイヤEVを用いたタイヤ前後力によるロール制御とタイヤ力配分制御の統合	EVモジュール事業本部 シャシーシステム技術部 鈴木雄大/水貝智洋/平田淳一/鈴木伸幸	105

新商品紹介

106

# NTN TECHNICAL REVIEW No.83

## CONTENTS

<b>Preface</b>	Yoshinori TERASAKA	1
<b>Contribution</b>	Highly Efficient and Responsive Motor Drive Technologies Enable Robotics Evolve Automobile into Autonomous Service Robots Hisashi TAKAHASHI Professor, Graduate School of Science and Technology, Shizuoka Institute of Science and Technology	2
<b>Perspective</b>	Electrification of the Automobile and Module Products of NTN Makoto OKASAKA	16

### ● Special Issue for Automotive Module Products

<b>Two Motor On-board Drive System</b> Ryou YUKISHIMA, Hidenori KARASAWA, Aiko MYOUKI, Katsunori SATOU, Yusuke MAKINO, Takeshi KANDA and Tomohiro SUGAI	20
<b>Rear-wheel Independent Steering System</b> Yasuhiro MATSUNAGA, Tatsuji INOUE, Hironori TOKUNAGA and Yukihiro NISHIO	26
<b>MCU (Mechanical Clutch Unit) for Next Generation Steering</b> Naotsugu KITAYAMA and Shintaro ISHIKAWA	32
<b>Clutch for Seat Lifter</b> Masayoshi YAMADA and Yasumasa HIBI	36
<b>Next-generation Drive-shaft "ADS Module"</b> Masafumi OOSUGI and Tatsuro SUGIYAMA	40
<b>Technology Trends and Products of Accessory Drive Belt System</b> Ayumi AKIYAMA and Hiroo MORIMOTO	43
<b>Auto Tensioner with the Variable Damper Mechanism for ISG-equipped Engine</b> Hiroo MORIMOTO and Yuta MOCHIZUKI	48
<b>Products Introduction of Composite Material for Automotive</b> Kayo SAKAI, Eiichirou SHIMAZU, Takahiro GOTOU, Hajime ASADA and Takuya ISHII	54

### ● Technical Papers New Products

<b>Modeling of Retained Austenite Transformation in Bearing Steels</b> Christine SIDOROFF, Pierre DIERICKX and Pr. Michel PEREZ	60
<b>Evaluation of Rolling Contact Fatigue by X-ray Diffraction Ring</b> Naoya KAMURA, Takumi FUJITA and Toshihiko SASAKI	67
<b>Influence of Induction Heating Conditions on Bearing Steel Characteristics</b> Hiroshi YUKI and Miyu SATO	75
<b>Grease Lubricated High-speed Deep Groove Ball Bearing for EV and HEV Motor</b> Masahiko SATODA and Goro NAKAO	81
<b>Deep Groove Ball Bearing for Alternator Corresponding to 200°C</b> Tomoyoshi IZUTSU and Goro NAKAO	86
<b>3D Microgeometry Measuring Machine</b> Hiroaki OBA	91
<b>High-speed Microscopic Coating Applicator</b> Akihiro YAMANAKA	98

### ● Award Winning Products

<b>"CHO" MONODZUKURI Innovative Parts and Components Award, "2014 Automotive Components Award"</b> <b>Mechanical Clutch Unit for Direct Adaptive Steering</b> Naotsugu KITAYAMA and Shintaro ISHIKAWA	104
<b>AVEC'14 "Best Paper Award"</b> <b>Roll Control Using Tire Longitudinal Forces Integrated with Tire Force Distribution of Full Drive-by-Wire Electric Vehicle</b> Yuta SUZUKI, Tomohiro SUGAI, Junichi HIRATA and Nobuyuki SUZUKI	105

<b>Our Line of New Products</b>	106
---------------------------------	-----

## 自動車モジュール商品特集号に寄せて



常務取締役  
寺 阪 至 徳

現在、成長地域での自動車の台数増加により、全世界の自動車生産台数は8000万台を大きく超えるレベルに達しており、地球温暖化抑止のため、自動車の燃料消費量の削減は緊急の課題となっています。このため、各自動車メーカーでは、既存の内燃機関の改良車、ハイブリッド車及びEV車等の駆動系を変更した環境車両を市場投入して、この課題解決に向け対応されています。

この社会的要請に対して、NTNではこれまで培ってきた小型・軽量化技術、低フリクション化技術、長寿命化技術のさらなる深耕はもとより、これらの技術に電子制御技術を組み合わせて、さまざまな高機能モジュール商品の開発を加速しています。

10月28日～11月8日に『きっと、あなたのココロが走り出す。』をテーマとして、第44回東京モーターショーが開催されるのに合わせ、最先端の自動車向けモジュール商品・技術を集めた本誌を発行する運びとなりました。本誌では静岡理工科大学の高橋久教授にお願いし、モジュール商品に欠かせないモータ制御技術の動向について解説いただきます。

また、『自動車モジュール商品』特集として、高い運動性能と安全性を兼ね備えた2モータオンボード駆動システムをはじめ、将来の自動運転時の安全性を高めた次世代ステアリングシステム用MCU、新接合技術を使って、軽量化された次世代ドライブシャフト『ADSモジュール』等について紹介致します。さらに、材料評価方法及び材料特性に影響を及ぼす基礎研究の論文及び、EV/HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受や200℃対応オルタネータ用軸受などの自動車向け軸受商品についても紹介致します。

NTNは2017年度に創業100周年を迎えます。2015年度からの3年間は次の100年の継続的な成長の礎づくりとして、中期経営計画『NTN100』を企業理念『新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する (For New Technology Network : 新しい技術で世界を結ぶ)』の下に進め、環境にやさしい商品開発を推進し、社会の持続的発展に貢献してまいります。

# For New Technology Network

# 自動車ロボット化する高効率・高性能モータ制御技術

## Highly Efficient and Responsive Motor Drive Technologies Enable Robotics Evolve Automobile into Autonomous Service Robots



高橋 久 Hisashi TAKAHASHI  
静岡理科大学 大学院理工学研究科

地球環境やエネルギーの問題解決のため、内燃機関からモータを利用した電気自動車への期待が高まっている。電気自動車は、高いトルク応答性があり、細密な制御を行うことでエネルギー回生、車両の姿勢制御や安定走行が実現できる。カーナビゲーションシステム、カメラ、レーダなどを活用することで、より安全な移動を可能にする自動車のロボット化が始まろうとしている。電気自動車では、小型で高効率なモータ、インバータやコンバータなどの駆動回路の高効率化、安価で大容量・長寿命のバッテリーの開発などが求められる。本稿では、最近のモータ制御技術、インバータやコンバータの利用技術、センサレス制御手法、電動化に伴う漏れ電流の問題など、現状の技術、今後求められる技術などについて解説する。

Electric motor-driven automobiles(EV) are getting great deal of attention over conventional internal combustion engine-powered automobiles since EV is seen as a potential solution to the environmental pollution and energy crisis possible in the not too distant future. Electric motors, power source of EV, are responsive in controlling the torque and it makes precise control of regenerative brake and vehicle body dynamics possible. Making use of the advantage of electric motor, by incorporating the vehicle navigation system, imaging, and radar technologies, which are now affordable to wide range of automobiles, automobiles are being transformed from a means just to transport to a machine of robotics for even safer, more efficient, and more comfortable mobility. To make this happen, smaller-sized and highly efficient motors and inverters, and others like batteries with greater capacity and extended longevity are in great demand. This paper presents newest or most recent technologies essential for developing those building blocks in the automobile evolution including motor control technologies, application technologies of inverter and converter, sensorless control technologies, how to deal with the problem caused from the current leakage, and others which are existing and/or waiting for extended study.

### 1. はじめに

地球環境やエネルギーの問題解決が大きな課題になっている。大きなエネルギーを消費し、多くのCO<sub>2</sub>を排出している内燃機関を利用した自動車から、環境に優しい電気自動車への期待が高まっている。電気自動車は、バッテリーの小型化と長寿命化、さらに高速充電可能なバッテリーと充電設備の開発や普及が待たれるが、今後は、化石燃料を利用した内燃機関を使用しない電気自動車へ移行されていくことになる。

電動化された電気自動車は、従来の内燃機関を用いた車両では実現困難であった機能や新しい機能を組み込むことが可能になり、新しい自動車の社会を形成しようとしている。化石燃料を利用した車両では、多くの場合、内燃機関を車両前部あるいは後部に設置し、内燃機関で発生したエネルギーを変速機やドライブ

レインを經由して車輪に伝達しており、これらの配置のために機器配置の自由化が妨げられていた。

一方、電気自動車は、モータで動力を発生するため、モータの設計やコントローラの設計などで、必ずしも変速機を必要とせずに駆動力を得ることが可能である。またモータをハブ部に搭載するインホイールモータでは、車輪ごとにモータを設置、すなわち複数のモータで動力を分散発生させることが可能になり、車両のレイアウト設計の自由度が大きく増加する。

さらに電気自動車は、内燃機関よりも高いトルク応答性を有し、制御によって正・負の回転領域において任意のトルクを発生させることが可能である。従来の内燃機関では実現困難である、車両の運動エネルギーや位置エネルギーを回生し、蓄電して再利用する技術が実現できる。複数のモータを利用した駆動システムにすることで、駆動力の制御をより細密に行う事がで

き、車両の姿勢制御や安定走行が可能である。

モータトルクの高応答制御システムやステアパイプイシステムに見られる新しい制御システムなどに、さまざまなセンサを組み合わせることで、より高性能で高機能な車両を作れるようになる。カーナビゲーションシステム、カメラ、レーダなどを活用することで、より安全な移動を可能にする自動車のロボット化が始まろうとしている。

電気自動車の普及には、小型で高効率なモータの開発、インバータやコンバータなどの駆動回路の高効率化（パワーデバイスの低損失化）、大電流の入出力が高速にできる安価で大容量・長寿命・低損失なバッテリーの開発などが求められている。動力となるモータには、多くの場合ネオジムなどの希土類磁石を使用した永久磁石同期モータ（PMSM）が使用されている。しかし、製造コストや安定供給に向けては、希土類磁石を使用しない誘導モータ（IM）やスイッチトリラクタンスモータ（SRM）なども今後利用が増えると思われる。

バッテリー電圧は200V以上、主機用モータの駆動電圧は500V以上になり、モータの出力も100kWを越えるものもある。駆動回路は、高電圧、高電流が使用でき、また損失が少ないパワー素子が望まれている。とくにパワーデバイスの低損失化は、インバータ部の冷却構造が水冷から空冷に変更でき、これに伴い小型化や低コスト化に、さらに電力の有効利用にもつながる技術である。放熱設計や熱対策が重要であり、放熱システムを簡易化するための駆動方式、制御回路、実装技術が求められる。これらを実現するために、パワーデバイスの高性能化や高効率制御方式の開発が求められるとともに、エネルギー回生を効率よく行うための制御システム、回生されたエネルギーを効率よく蓄電する技術も要求されている。さらに、すでに始まっている情報化時代、通信時代では、インバータやコンバータから放出されるノイズ対策も重要である。

本稿では、最近のモータ制御技術、各種モータの特性、インバータやコンバータの利用技術、センサレス制御手法、電動化に伴う漏れ電流の問題など、現状の技術、今後求められる技術などについて解説する。

## 2. 最近の制御技術

### 2.1 内燃機関の効率向上

これからの自動車は、内燃機関を用いた車両もモータを用いた電気自動車でも、エネルギー利用効率が高く、環境に優しい低公害車であることが要求される。内燃機関の高効率化と環境保全の目的で、自動車用内燃機関には高度な制御とモータを用いた制御システムが搭載され始めている。

内燃機関の小型軽量、高効率化を実現するために、ターボチャージャーと呼ばれる燃料混合気または空気を圧縮してシリンダ内に過給する装置が脚光を浴びている。この装置は、内燃機関の排気ガスを用いてタービンを回転し、その回転力でコンプレッサを駆動して圧縮を実現している。このため、回転速度が低い場合は十分な過給を行うことができず、ターボラグとよばれる応答遅れが発生する。

最近の電子制御技術と高性能なモータを組み合わせることで、低速回転時でも高速応答性を有した電動アシストターボチャージャーやスーパーチャージャーと呼ばれる過給システムの開発が行われている<sup>1)~5)</sup>。電動スーパーチャージャーは、コンプレッサとモータを用いてシステムが構成されており、過給圧力・容量を簡易に制御可能であり、内燃機関の排気圧力を使用しないため、より応答性向上に貢献している。

多くの場合、これらの装置には永久磁石同期モータ（PMSM）が使用され、10~20万回転/分で駆動されている。このような高速回転を実現するには、モータ駆動周波数が数kHzに達するために、モータ巻線の電氣的時定数の低減、パワー密度の向上と小型化、電力を細密に制御できるインバータシステムの構築が求められる。機械的には、高速回転や振動・高温に耐えられる軸受など機構部の開発も求められる。

電動アシストターボチャージャーやスーパーチャージャーに使用されるモータは、高効率駆動が要求され、ロータの磁極位置を正しく把握して制御しなければならない。磁極位置の検出には、多くの場合レゾルバが使用されるが、センサをモータに取り付けるために、モータシステムのサイズが増大したり、検出回路や検出用配線が増えるなど、コストを高める要因になる。このため、ロータ位置センサを使用せず、正確な磁極位置が推定できるシステムの開発も望まれている。

図1は1.4 リットルガソリンエンジンにおいて、目標トルクに到達するまでのエンジンの過渡解析結果を

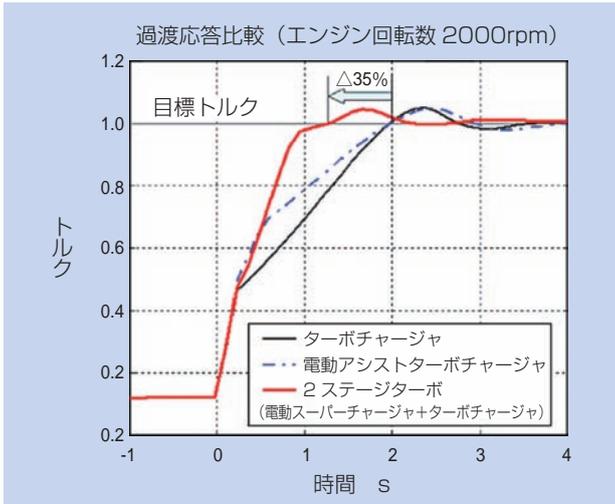


図1 エンジンの過渡応答解析<sup>3)</sup>

An example of transient response of internal combustion engine  
 出典：山下幸生，茨木誠一他：「自動車用エンジンのダウンサイジングに貢献する電動スーパーチャージャの開発」，三菱重工技報 Vol.47 No.4, pp.12-17 (2010)の図3より。

示している。図に示すように、従来の排気ガスを用いたターボチャージャに比べて、立ち上がり時間を35%低減できることが示されている。

2.2 自動車用モータに要求される特性

自動車に使用されるモータは、室内では-40~+85度、エンジンルーム内では-40~+120度（一部の用途では、+150度以上）で使用できることが求められている。また、車室内以外に配置されるモータでは、埃や砂などに含まれる砂鉄の付着によるトラブルをなくす構造でなければならない。さらに制御性能の向上に伴い、高速応答性も要求される。

補機用モータとしては、低価格であり制御回路が簡易なブラシ付DCモータ（DCM）が多用されている。モータの小型化、長寿命化、低ノイズ化などが要求される用途や高効率が必要とされる用途では、永久磁石同期モータ（PMSM）が使用される。

電気自動車の主機として使用されるモータは、発進・停止を頻りに繰り返す低速・高トルク利用、平地や登坂路の走行、高速道路の走行など、走行状況によって要求される回転速度・トルク特性が異なる。主機用モータは図2に示すように4象限で動作し、前進するときには、回転方向（進行方向）・トルク共に正であり、電気エネルギーを機械エネルギーに変換する力行モードで使用される。減速するときには、回転方向は正であるが、トルクは負となり、機械エネルギーを電気エネルギーに変換する回生モードとなる。後進する

場合は、回転方向とトルクが反転するだけで、前進と同様に力行と回生モードが利用される。そのため、インバータは、力行モードでは、バッテリーから電気エネルギーをモータに伝達し、回生モードでは、モータは発電モードとして動作して、運動エネルギーをモータからバッテリーに伝達することになる。したがって、モータ駆動電圧を制御するコンバータは、電力変換を双方向に行う必要がある。

図3に主機に要求されるモータの回転速度・トルク特性を示す。自動車の場合は、線で囲まれた部分のすべての領域で使用されるため、主機に使用するモータは、以下の特性が要求される。

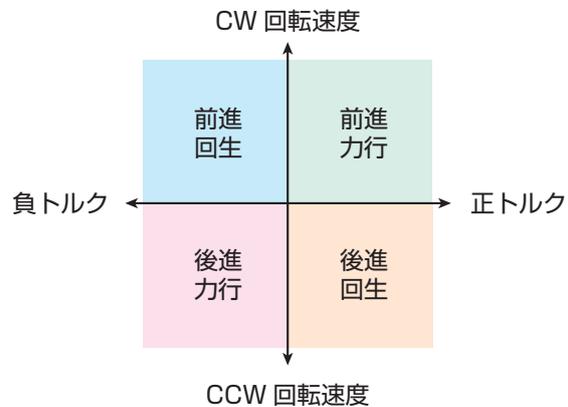


図2 モータの利用象限  
 Motor condition quadrants

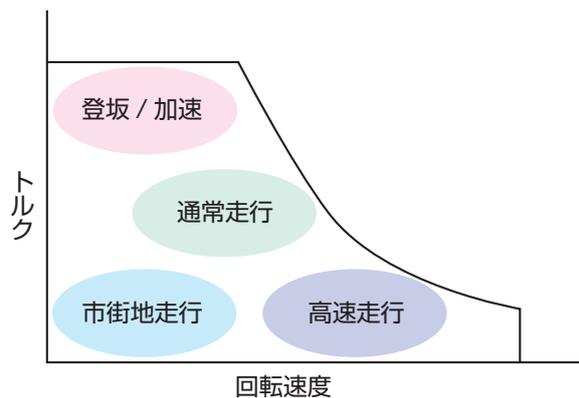


図3 主機に要求されるモータ特性  
 Demanded characteristics of main driving motor

### (1) 小形軽量であること

モータの重量は、タイヤと路面の転がり摩擦トルクや登坂路の登りトルクを増大するので、軽量であることが重要である。また、モータ内部で発生する銅損や鉄損などの損失によるジュール熱を素早く放熱する構造であることも必要不可欠な条件になる。

### (2) パワー密度が大きいこと

モータが発生できる最大パワーを大きくする。このため、最大トルクを増加させ、さらに回転速度を高めることで実現可能である。しかし、回転速度を高めるためには、ロータの機械的強度の増強、高速回転可能な軸受の開発、数kHzのモータ駆動周波数に対応可能なインバータやモータの電気的時定数の低減など、多くの課題がある。

### (3) 高効率であること

電気自動車は、バッテリーを用いて駆動されるために、貯められているエネルギーに対する航続距離が問題となる。モータには、大きく分類して機械損、鉄損、銅損が存在する。機械損は、ロータの風損や軸受の損失である。鉄損は磁気回路における損失であり、電磁鋼板の選定や磁気回路の構成によって低減することができる。銅損は、巻線抵抗と電流によるジュール損であり、巻線抵抗を小さくすることで低減できる。また銅損は電流の二乗に比例するため、同じ出力電力を得るためには、駆動電圧を高くして電流を少なくする方が低減効果が高い。この場合は後述するが、駆動回路の構成や漏れ電流などの対策が重要な技術課題となる。

## 2.3 主機用モータの種類と特性

電気自動車に使用される主機用モータは、バッテリーによる直流電源で使用されるが、ブラシやセグメントなどの消耗部品が少ないモータが使用される。モータとしては、誘導モータ(IM)、永久磁石同期モータ(PMSM)、シンクロナスリラクタンスモータ(SyRM)、スイッチトリラクタンスモータ(SRM)が主に使用される。日本では3相電力で駆動される永久磁石同期モータ(PMSM)を利用するのが一般的である。

モータは、航続距離を伸ばすために小型・軽量で高出力が得られること、また低振動・低騒音であることが望まれている。さらに停止時から高速走行運転までの広範囲な回転速度範囲で利用でき、バッテリーのエネルギーを有効に利用するために、高効率であることが求められる。

### 2.3.1 誘導モータ(IM)

誘導モータは、比較的安価で堅牢であり、ベクトル制御による高効率制御も可能である。また永久磁石を使用しないため、利用環境の影響を受けにくいという特長もある。しかし、回転子に巻線があるため、ジュール熱を放熱するための冷却システムの構築が困難であり、また高速回転時に遠心力による巻線の飛び出しを防止する機械的構造が必要という問題がある。

このモータは、高速で長距離を一定速度で走行するような利用では、高い効率が期待できるが、停止、走行を短距離で繰り返すような利用では、効率が低くなる。

### 2.3.2 永久磁石同期モータ(PMSM)

磁石をロータの表面に配置した表面磁石型(SPMSM)とロータ内部に磁石を埋め込んだ埋め込み磁石型(IPMSM)がある。主機用としては、マグネットトルクとリラクタンストルクを利用できるIPMSMが広く使用されている。巻線は、分布巻と集中巻があるが、弱め界磁を有効に利用できるように分布巻が利用される。また、停止、走行を短距離で繰り返す用途でも、効率がいため電気自動車やハイブリッド自動車の主機として広く利用されている。

ベクトル制御を行い弱め界磁をすることで、高速回転を実現できるが、効率が低下するという問題もある。また、ネオジムなどの希土類磁石は、高温下では保磁力が低下し、磁力が低下する減磁が起きるため、利用温度環境に注意する必要がある。

IPMSMはSPMSMと比較して以下の特徴がある。

- (a) 永久磁石が回転子内部に設置されているため高速回転による磁石の割れ、飛散が発生しにくい。
- (b) SPMSMでは、永久磁石を円弧状に成形する必要があるが、IPMSMでは平板状の磁石が使用できるため製造コストが削減できる。
- (c) 磁石によるトルクとリラクタンスによるトルクの両方が利用できるため、高トルク化が可能である。
- (d) ロータの突極性を利用することで、位置センサレス制御システムを簡易に構築できる。
- (e) 磁石端部で漏れ磁束を生じる可能性がある。
- (f) q軸インダクタンスが大きいためq軸電機子反作用が大きく、端子電圧の上昇と磁気飽和の影響を受けやすくなる。

### 2.3.3 高効率制御が可能な IPMSM

IPMSM の **d** 軸電流を  $i_d$ 、**q** 軸電流を  $i_q$ 、相電流の実効値を  $I_e$ 、電流位相を  $\beta$  とすると次の関係がある。

$$\begin{aligned} I_a &= \sqrt{i_q^2 + i_d^2} = \sqrt{3} I_e \\ i_d &= -I_a \sin(\beta) \\ i_q &= I_a \cos(\beta) \end{aligned}$$

IPMSM の永久磁石によるトルク  $T_m$  は、極対数を  $p$  とすると、次式で求められる。

$$T_m = p \times \Psi_a \times i_q = p \times \Psi_a \times I_a \cos(\beta)$$

一方、リラクタンスによるトルク  $T_r$  は、極対数を  $p$  とすると、

$$T_r = p(L_d - L_q) \times i_d \times i_q = \frac{p}{2} (L_d - L_q) \times I_a^2 \times \sin(2\beta)$$

ここで、 $\Psi_e$  は、永久磁石の 1 相の鎖交磁束の実効値であり、 $\Psi_a = \sqrt{3} \Psi_e$ 。

IPMSM の発生トルク  $T$  は、永久磁石によるトルク  $T_m$  とリラクタンスによるトルク  $T_r$  を加算したものである。

$$\begin{aligned} T &= T_m + T_r \\ &= p \times \Psi_a \times i_q + p(L_d - L_q) \times i_d \times i_q \\ &= p \times \Psi_a \times I_a \cos(\beta) + \frac{p}{2} (L_d - L_q) \times I_a^2 \times \sin(2\beta) \end{aligned}$$

永久磁石によるトルク  $T_m$  は、

$$T_m = p \times \Psi_a \times I_a \cos(\beta)$$

として表されるため、永久磁石によるトルク  $T_m$  が最大となる電流位相  $\beta$  は 0 度のときである。一方、リラクタンスによるトルク  $T_r$  は、極対数を  $p$  とすると、

$$T_r = \frac{p}{2} \times (L_d - L_q) \times I_a^2 \times \sin(2\beta)$$

であるため、リラクタンストルク  $T_r$  が最大となる電流位相  $\beta$  は 45 度または -135 度のときである。

したがって、IPMSM の発生トルクを最大とする電流位相  $\beta$  は、0 ~ 45 度の範囲になる。また、永久磁石によるトルク  $T_m$  は、電流に比例し、リラクタンスによるトルク  $T_r$  は、電流の 2 乗に比例するので、電流  $I_a$  が大きくなるにつれて電流位相  $\beta$  は大きくなる。IPMSM を利用するときは、電流位相  $\beta$  を制御することで、最大トルク制御が可能になるという特徴がある。

**d** 軸電流  $i_d$  を常に 0 に保つ制御を行うと、モータ発生トルク  $T$  は、次式のように、**q** 軸電流  $i_q$  に比例する。

$$T = p \times \Psi_a \times i_q = p \times \Psi_a \times I_a$$

ただし、 $I_a = i_q$  である。

SPMSM では、**d** 軸電流  $i_d$  が 0 であるため、同一トルクに対する供給電流は最小になり、効率が高くなる。一方、IPMSM では、リラクタンストルク  $T_r$  が利用できなくなるので、制御システムを構築する上で考慮が必要である。

IPMSM では、前述のようにモータ発生トルク  $T$  を最大にする電流位相  $\beta$  が存在する。つまり、電流  $I_a$  に対して最も効率よくトルクを発生することが可能になる。最大トルクを得るための電流位相  $I_a$  は、次式で求められる。

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{-\Psi_a + \sqrt{\Psi_a^2 + 8(L_q - L_d)^2 \times I_a^2}}{4(L_q - L_d) \times I_a} \right)$$

このときの、**d** 軸電流  $i_d$  と **q** 軸電流  $i_q$  は、次式になる

$$\begin{aligned} i_d &= -I_a \sin(\beta) \\ i_q &= I_a \cos(\beta) \end{aligned}$$

モータ電流  $I_a$  に対する電流位相  $\beta$  を求め、IPMSM の **d** 軸電流  $i_d$  および **q** 軸電流  $i_q$  を制御することによって、高効率のモータ制御が実現できる。

### 2.3.4 シンクロナスリラクタンスモータ (SyRM) とスイッチトリラクタンスモータ (SRM)

SyRM, SRM とともに、永久磁石を用いず、リラクタンストルクを利用するモータである。SyRM は、誘導モータや永久磁石同期モータと同様に巻線が作る回転磁界によってロータが回転するが、SRM は、巻線に電圧を切り替えながら印加して電流を流すことで、ロータを回転する方式である。これらのモータも、リラクタンストルクを効率よく得るために、ロータ位置を検出あるいは推定して駆動することが必要である。SRM の位置センサレス駆動手法については後述する。これらのモータは、永久磁石を用いず、ロータは鉄心で構成されるため、今後利用がより増えるものと思われる。また、SRM は振動騒音が従来から問題であったが、近年の研究によって、振動騒音が少ない構造も開発されており、より実用化が進んでいる。

### 2.4 インホイールモータ

インホイールモータは、車輪の中にモータを組み込んだ構造をしており、直接タイヤをモータで駆動するダイレクト駆動方式と減速機が組み込まれている減速

機方式がある。モータには、多極の永久磁石同期モータ(PMSM)が使用され、ダイレクト駆動方式では大きなトルクを得るためにアウトロータ型やパンケーキ型が、減速機型ではインナーロータ方式も使用される。減速機方式は、減速機の部品が増えるものの、高トルクが得やすいため、モータの小型化と軽量化を実現できる。インホイールモータを用いた車体の機構設計は、ディファレンシャルギヤやトランスミッション等を配置するオンボード方式と比較して大きく異なるとともに、車体設計の自由度が増す。

インホイールモータ方式では、各車輪を独立して細密に制御をすることが可能になり、車両の操縦安定性や走行性能を大きく向上することができる<sup>6)~10)</sup>。しかし、サスペンションより下側のパネ下重量が大きくなるため、サスペンションの応答性が低下して、乗り心地に影響を与えることもある。このため、車両システムとしての設計を詳細に行う必要がある。

また、モータ巻線による銅損や鉄損による発熱を放散するための冷却システムを各車輪に対して行うことも重要な技術となる。

## 2.5 コンバータとインバータ

主機を駆動する電源は、バッテリーを用いた直流電源である。コンバータは、直流電圧を任意の直流電圧に変換する装置であり、インバータは直流電圧から交流電圧を作る装置である。コンバータは、力行時はバッテリーからインバータおよびモータへ電力を供給し、回生時には、運動エネルギーを電気エネルギーに変換してバッテリーに蓄電することが要求される。このため、コンバータは、電流を双方向に流す機能が必要である。このようなコンバータは、双方向型昇圧降圧DC/DCコンバータと呼ばれ、電気自動車の電源回

路に使用されている。

DC-DCコンバータの形式として入力側電源と出力側電源の電氣的結合がある形式を非絶縁型と呼ぶ。この形式は図4(a)に示すように、グラウンドが共通に使用されるのが一般的である。一方、絶縁型は、図4(b)に示すように、入力側電源と出力側電源がトランスを用いて直流的に結合されていない方式である。トランスを経由して得られた電圧は整流回路で直流電圧に変換されて出力される。どの形式を使用するかは、利用する回路方式によって変わるが、ノイズを拡散しないためには絶縁型が有効である。

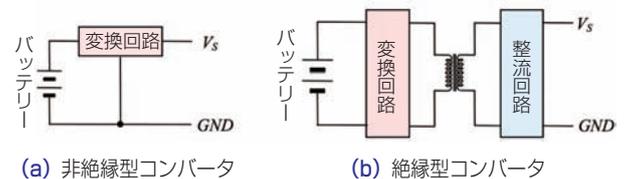


図4 非絶縁型コンバータと絶縁型コンバータ  
Non-insulated and insulated converters

### 2.5.1 非絶縁型双方向コンバータ

一般的にグラウンドが共通となった回路で構成され、双方向に電力の伝達できる回路である。図5は、MOSFETを用いた非絶縁型双方向コンバータ回路(点線で囲まれた部分)とインバータ回路を示している。この回路では、バッテリーより供給される直流電源電圧を昇圧してインバータに供給する電圧を作ることができる。

この場合は、MOSFET1はOFFの状態を保ち、キャパシタCの端子電圧 $V_c$ が指定電圧になるように、MOSFET2をON/OFFするスイッチングのデューティ比を制御する。

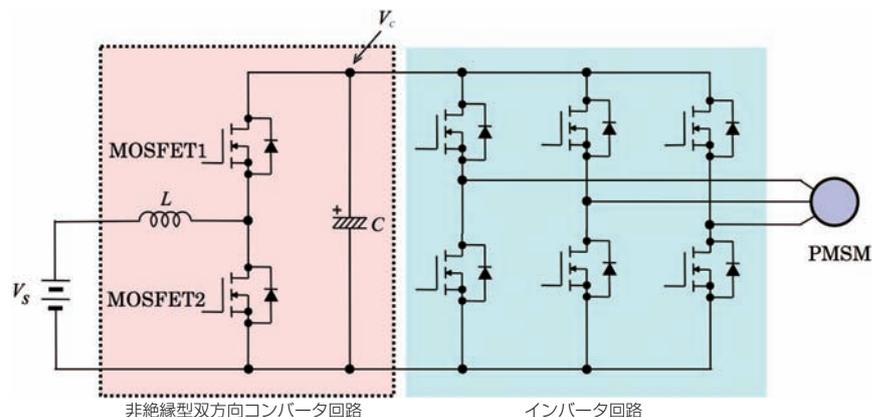


図5 MOSFETを用いた非絶縁型双方向コンバータ回路とインバータ回路  
Non-insulated bi-directional converter and inverter circuits designed with MOSFETs

一方、回生エネルギーが発生した場合は、キャパシタCにインバータ回路を經由して電流（電荷）が供給され、キャパシタの端子電圧 $V_c$ が上昇する。制御回路は、キャパシタ電圧 $V_c$ を管理し、この電圧が指定電圧を超えた場合は、MOSFET1のON/OFFのデューティ比を調整して、キャパシタCに蓄えられたエネルギーを適切にバッテリーに蓄えるように制御が行われる。

### 2.5.2 絶縁型双方向コンバータ

絶縁型双方向コンバータは、それぞれの入出力端子が直流的に絶縁されており、制御によって電力を双方向に伝達できるものである。図6は昇圧・降圧が可能な絶縁型双方向コンバータ回路例である。以下に伝送の考え方を示す。

#### (1) $V_1$ から $V_4$ に電力を伝送

##### ① $V_1 > V_4$ の場合

S1, S2, S7, S8, S9, S10, S12は、すべてOFF. S3とS6, S4とS5を交互にデューティ比50%でON・OFF制御する。 $V_2, V_3$ は、ほぼ $V_1$ の電圧になる。出力電圧 $V_4$ が、指定の電圧になるように、S11をPWM制御する。

##### ② $V_1 < V_4$ の場合

S2, S7, S8, S9, S10, S12は、すべてOFF. S3とS6, S4とS5を交互にデューティ比50%でON・OFF制御する。S11はONにしておく。 $V_4$ が要望する出力電圧になるように、S2をPWM制御する。 $V_2, V_3$ は、 $V_1$ の電圧より高くなる。

#### (2) $V_4$ から $V_1$ に電力を伝送

##### ① $V_4 > V_1$ の場合

S2, S3, S4, S5, S6, S11, S12は、すべてOFF. S7とS10, S8とS9を交互にデューティ比50%でON・OFF制御する。回生電流（ $V_4$ より流入する電流）、あるいは電池に供給される電流（充電電流）が指定された値になるようにS1をPWM制御する。

#### ② $V_4 < V_1$ の場合

S2, S3, S4, S5, S6, S11は、すべてOFF. S7とS10, S8とS9を交互にデューティ比50%でON・OFF制御する。S1はONにしておく。回生電流（ $V_4$ より流入する電流）、あるいは電池に供給される電流（充電電流）が指定された値になるようにS12をPWM制御する。

### 2.5.3 インバータ

インバータは、直流電圧から交流電圧を生成する回路である。車両に使用するモータには、通常は効率を考慮して、3相永久磁石同期モータが使用される。3相インバータの基本回路構成は、図7に示すように6個のパワーデバイスから構成され、モータ巻線に正弦波電流を流すように、それぞれのパワーデバイスはスイッチング制御される。図中太線で描かれている配線には、大きな電流が流れる。インダクタンスによる影響をなくすために、銅バーなどを用いて配線が行われる。

インバータは、パワーデバイスをPWM制御して、モータ巻線に正弦波電流を供給するようにスイッチングが行われる。スイッチング周波数（PWM周波数）は、高いほどモータの磁気音と電流リップルを小さくすることができる。パワーデバイスのスイッチング損失は、PWM周波数に比例するため、車両システムでは5～10kHzの周波数が使用される。

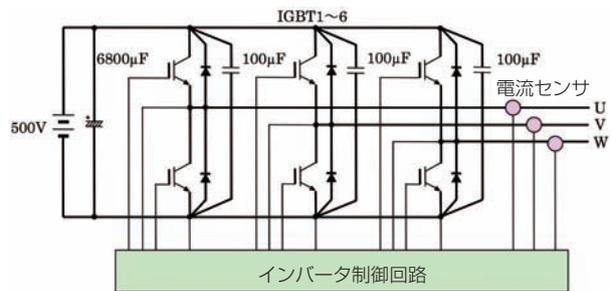


図7 3相インバータ回路  
Three-phase inverter circuit

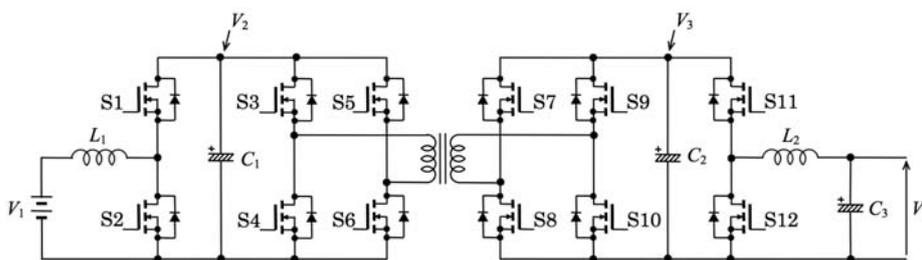


図6 絶縁型双方向電圧昇圧・降圧コンバータ回路  
Insulated bi-directional step up & down converter circuit

車両駆動システムのパワーデバイスは、現在はシリコン(Si)を用いて構成したIGBTが広く使用されているが、シリコンカーバイド(SiC)や窒化ガリウム(GaN)等の新しい材料を用いたデバイスが出現すると、PWM周波数や回路方式、放熱方式などは大きく変わるものと思われる。

車両用主機モータには、50~100kW程度の永久磁石同期モータが使用され、モータ供給電圧は、小型化と高効率化のために、500V程度が使用され、大電流が供給される。モータ電圧は、今後パワーデバイスの発達とともに、さらに高くなるものと思われる。このため、配線の絶縁を保ち、インダクタンスによる影響を受けないように、電力を供給する配線(バス)を太くするとともに、インダクタンスを小さくする工夫が必要である。一般的には、銅バーを用いて構成することが多い。また、スイッチングによるノイズの発生を抑制するために、電源間に数100 $\mu$ F程度の高周波特性の良いキャパシタ(ESRやESLの低い素子、たとえばセラミックスコンデンサ)をインバータの各アームに挿入する等の対応が必要である。

インバータに供給される電源電圧は大きく変動するため、電圧変動に対しても指定されたモータトルクが得られる高速応答の制御システムが要求される。また、車両に搭載するために小型化が要求され、冷却システムの構成に特別な配慮を行うことが必要である。

パワーデバイスの選定にあたっては、電源電圧、モータ駆動電流が十分に供給できるデバイスを選定する。また、高いPWM周波数においてスイッチング損失が少ないデバイスを選定するとともに、デバイスを高速に駆動するためのインバータ制御回路も必要である。

## 2.6 車両の漏れ電流について

主機として50~100kWの永久磁石同期モータ(PMSM)が使用され、双方向昇圧降圧DC/DCコンバータとインバータによってモータに電力が供給される。近年は駆動電流を少なくするために、200V程度のバッテリー電圧を500V程度に昇圧してインバータに供給している。

図8に示すように、PMSMの巻線は鉄心の上に絶縁体を挟んで巻き付けられている。図(a)は分布巻、(b)は集中巻の巻線の様子を示している。モータは導電性の車体に取り付けられ、巻線とモータ筐体間には、静電容量が存在する。



(a) 分布巻 (b) 集中巻

図8 PMSMの巻線  
Windings of the PMSM

インバータは、トルク指令に基づいてPMSMに適切な電流を供給するために、PWM制御(スイッチング制御)によって電力制御する。このとき、駆動回路のパワーデバイスは、高周波でスイッチングする。インバータに接続される電源や負荷と車体間に浮遊する浮遊インピーダンスが電磁ノイズや漏れ電流を発生する大きな原因になる。

図9にモータ駆動回路における浮遊インピーダンスを示す。図中 $C_{f1}$ ~ $C_{f5}$ は、浮遊キャパシタンス、 $L_{f1}$ 、

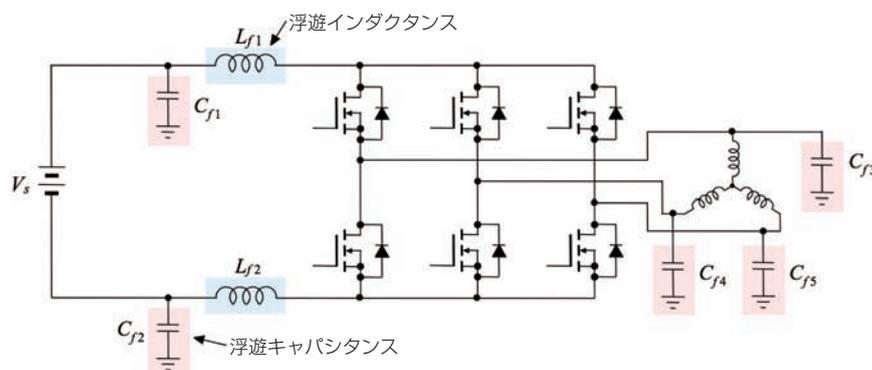


図9 インバータ回路とモータにおける浮遊インピーダンス  
Stray impedance of inverter circuit and motor

$L_{f2}$ は浮遊インダクタンスの一例を示している。浮遊キャパシタンスは、電圧が急峻に変化する時に漏れ電流を発生し、ノイズを拡散する。一方、浮遊インダクタンスは、電流が急峻に変化するときに高電圧を発生し、デバイスを破壊する可能性もある。浮遊インダクタンスや浮遊キャパシタンスによる過渡電圧や漏れ電流によってノイズが発生する。

モータでは、巻線とモータ筐体間に浮遊キャパシタンスが存在するため、PWM電圧がモータ巻線に印加されたとき、バッテリー、インバータなどの電子回路に存在する浮遊キャパシタンス等と作用して、モータ筐体への漏れ電流を発生する。

### 3. 高速回転を実現するスイッチトリラクタン্সモータ(SRM)

#### 3.1 特徴とロータ位置推定手法

スイッチトリラクタン্সモータ(SRM)は構造が簡単であり、永久磁石を必要としないので、高速運転や高温環境での運転に適する<sup>11)~12)</sup>。SRMを可変速運転するには永久磁石同期モータと同様にロータの位置情報が必要であるが、工業分野で一般的に使われるエンコーダやホールセンサなどのロータ位置検出デバイスのほとんどは、車両のような過酷な環境への応用には適さない。SRMの巻線インダクタンスはロータ回転角度依存性を持つため、この特性を利用して駆動電圧・電流から角度推定を行う方法や、高周波電圧を駆動電圧に重畳することによってインダクタンスの変化から角度を求める方法等が提案されている<sup>13)~16)</sup>。ロータ位置と線形関係にない複数のパラメータからロータ位置を推定するためにオブザーバや解析的なモデルを用いる手法や、なんらかの人工知能を用いる手法、また、モータ巻線に駆動電圧とは別の信号を印加してロータ位置を推定する手法もある<sup>17)~19)</sup>。

本節では、巻線がPWM駆動されているとき、駆動電圧や電流の影響を受けない2つのロータ位置推定手法を提案する。

#### 3.2 ロータ位置推定手法 I

提案するセンサレスSRM駆動方式は、直列接続される対向巻線間の接続点に引き出し線を設け、駆動用端子と共に高周波信号用端子とし、信号の注入と検出に用いる。図10は本提案方式を4極6スロットSRMに適用した場合の接続図の一部である。突極を持つ口

一タの断面を中心に示している。ステータ側には6個の巻線 $L_1$ から $L_6$ が配置されている。巻線 $L_1$ および $L_4$ の接続において引き出し点Tを設置した状態を示している。他の2組の巻線についても配線は同様である。この接続によりSRMをトランスとしてみた場合の対称性は、高周波信号と駆動電圧の干渉を減ずるのに応用することができる。また、高周波信号を注入・検出する回路に差動モードチョークトランスを挿入することにより、さらに駆動電圧からの検出回路への干渉を減少させ、検出精度を高めることができる。

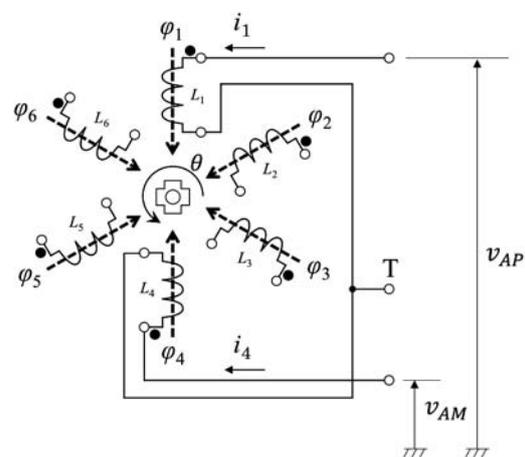


図10 SRMの結線  
Wire connections of SRM

#### 3.2.1 ロータ位置検出方式

図11はコモンモードネットワーク(以下、CMNと略す)を用いた駆動回路によるPWM電圧や巻線電流の影響を受けないロータ位置検出回路である<sup>20)</sup>。図(a)は、高周波注入回路、(b)は、他相に注入された高周波信号の検出回路である。高周波を注入している相が、固定子の歯と整列したときに、他2相に現れる高周波信号のレベルが一致する。1相のみに高周波を注入し、他2相から得られる高周波検出信号に基づいて、ロータ位置の検出を行い、整列が検出されたとき、高周波を注入する相を切り替え、上記の動作を繰り返す。このようにして、ロータ位置を検出する。図12は、図11に示す回路を用いたときの検出用高周波信号と同相信号に対する等価回路を示している。高周波信号の場合は回路インピーダンスが0となり、検出信号は大きな振幅を得ることができる。一方、同相信号に対しては、回路インピーダンスが高くなり出力信号は小さくなる。

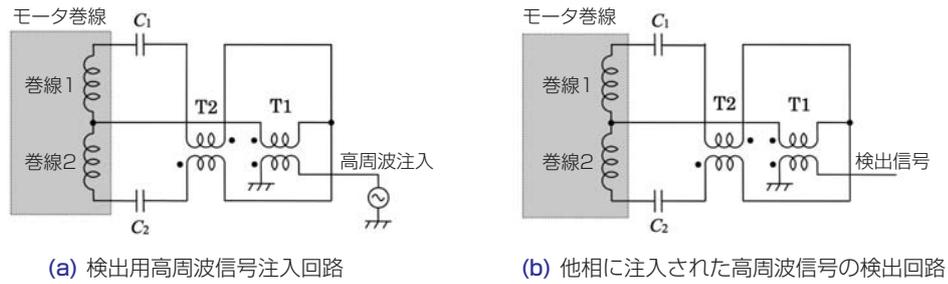


図11 CMNを用いたロータ位置検出回路  
Rotor position detecting circuit with CMN

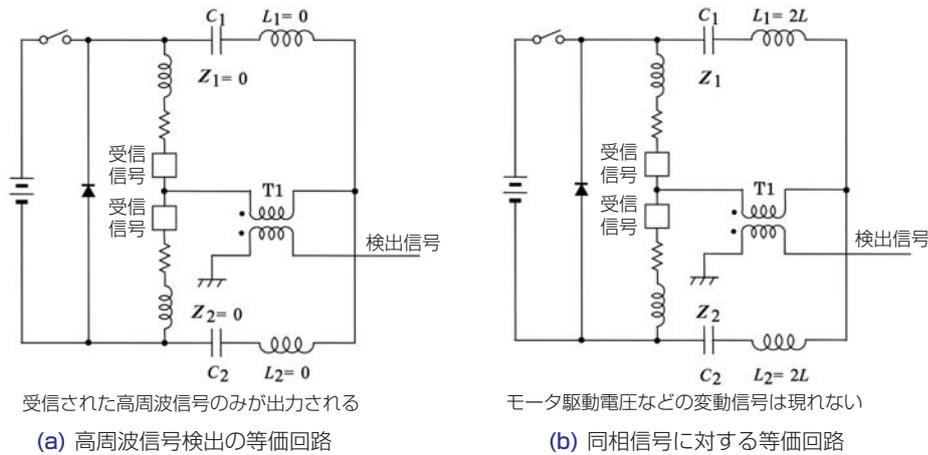


図12 検出用高周波信号と同相信号に対する等価回路  
Equivalent circuits for the high-frequency signal and common mode signal detection circuits

### 3.2.2 実施例

図13は、本提案のセンサレスロータ位置検出方法の実施例である。同図において、OSCは発信器、CTLは制御回路、DETは検波回路である。検波回路は一般的な包絡線検波や、プロダクト検波回路などを用い、波形の振幅を検出している。制御回路CTLはスイッチ群を操作して信号を注入するCMNを選択し、その他の相から検出される信号の振幅を調べることで転流のタイミングを検出し、パワー回路に伝える。図14にロータ角に対する自己インダクタンス計測結果を示す。

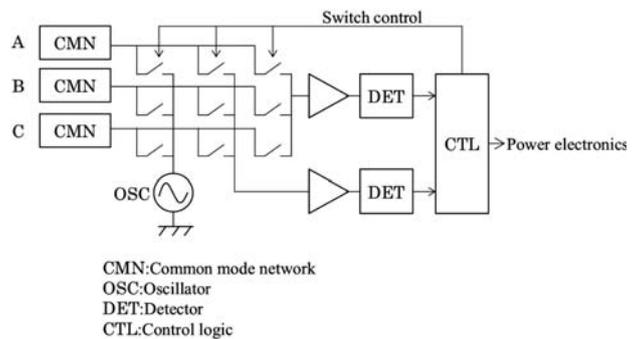


図13 提案するセンサレスロータ位置検出法  
Proposed sensorless rotor position detecting method

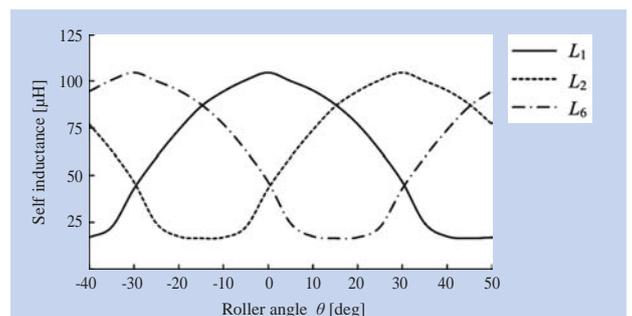


図14 ロータ位置に対する自己インダクタンスの関係  
Relation of self inductance to rotor angle

### 3.2.3 実験結果

図15に回転数 $10,000\text{min}^{-1}$ における無負荷時の実験による動作波形を示す。上からロータ位置のモニタ用に取り付けられたホールセンサの出力波形，A相電流，重なって表示されているB相検波波形 $v_{DB}$ とC相検波波形 $v_{DC}$ である。ホールセンサは1回転あたり4周期のパルスを生成している。実験では電流位相の遅れを補償するために進角制御を行っている。

図16は、同じく無負荷において $100,000\text{min}^{-1}$ としたときの波形である。実験では回転数の制御は、ホールセンサの波形を監視し、所定の回転数を得るようにDCレール電圧を調整することにより行ったが、回転速度の制御は自動調整可能である。

転流のタイミング（進角）を調整することにより、ロータ位置センサレス制御において $200,000\text{min}^{-1}$ 以上の回転速度で駆動できることを実験で確認した。

また、本手法は、IPMSMのようにインダクタンスがロータ位置によって変化するモータのロータ位置検出にも適応可能である。

本方式は、比較的簡易にロータ位置を検出可能であるが、ステータが磁気飽和を起こすと相互インダクタンスに影響が現れ、正しく位置検出できない場合があり、さらなる検討も必要である。

### 3.3 ロータ位置推定手法Ⅱ

SRMでは、巻線インダクタンスが測定できれば、ロータ位置を検出できることを前項に示した。実用システムではモータ巻線はインバータなどのパワー回路に接続され、PWM駆動される。巻線に電圧が印加され、電流が流れている状態でインダクタンスを計測する必要がある。

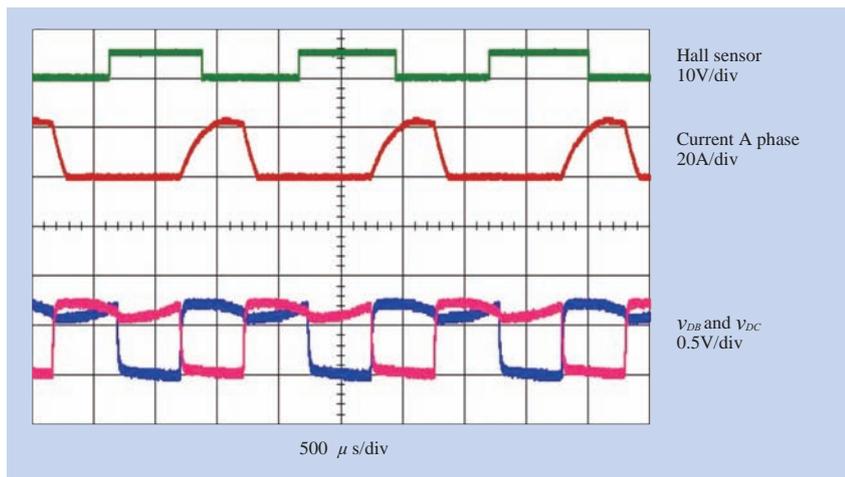


図15  $10,000\text{min}^{-1}$ の時の計測波形  
Waveform at  $10,000\text{min}^{-1}$

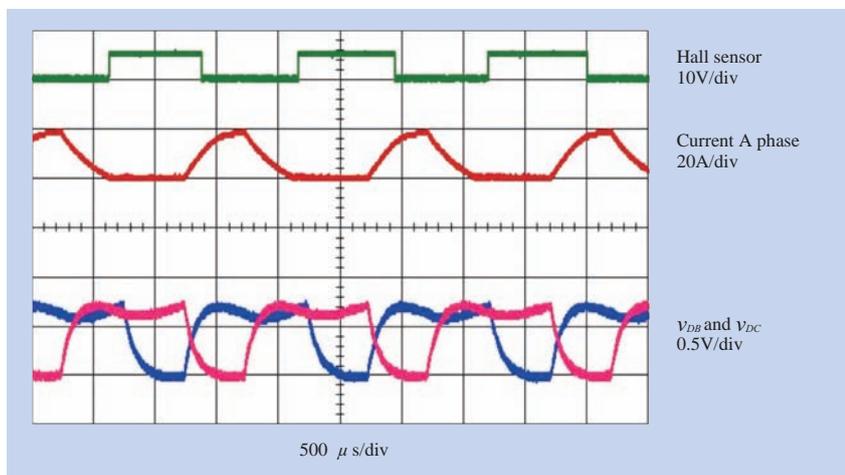


図16  $100,000\text{min}^{-1}$ の時の計測波形  
Waveform at  $100,000\text{min}^{-1}$

本節では、並列接続した相巻線を有する4極6スロットのSRMの自己インダクタンスを駆動電圧・電流の影響を受けずに、さらに磁気飽和が生じても計測できる新しい手法を提案する<sup>21)~22)</sup>。図17に4極6スロットのSRMの結線と巻線インダクタンス測定回路を示す。並列接続された巻線は、ロータ位置に基づき駆動回路によって電流を供給することにより励磁され、ロータはトルクを発生する。

### 3.3.1 等価回路

図18は、1巻線の等価回路構成を示したものである。この回路では、並列接続された2個の巻線に電流を供給する電線を互い違いにトロイダルコアに貫通するように配置することで、電流によって発生する磁束が打ち消される。このとき、トロイダルコアに巻線を設置し、その巻線（a-b端子間）のインピーダンスを測定することで、2個の巻線 $L_1$ 、 $L_2$ が並列接続されたインダクタンスを計測することが可能である。

### 3.3.2 測定原理と特徴

図17の回路において、A、B端子はモータを駆動するパワー回路に接続され、励磁電流が供給される。A端子に供給された電流は、巻線 $L_1$ を通過後、トロイダルコアの巻線を経由してB端子に流れる。また、 $L_4$ 巻線にも、同様なルートで電流が流れる。このときトロイダルコアの中の磁束は、それぞれの巻線電流の向きが異なるため、パワー回路から見ると、巻線 $L_7$ 、 $L_8$ はキャンセルされ見えない。パワー回路の出カインピーダンスを0とみなすと、トロイダルコアに設置

した巻線 $L_9$ から見たインピーダンスは、巻線 $L_1$ 、 $L_4$ が並列接続されたインピーダンスが観測される。

本方式は、トロイダルコアを用いることでパワー回路から供給される電流の影響を受けずにモータ巻線のインピーダンスを観測することができるため、モータの駆動状況にかかわらずロータの突極位置を検出できるという特徴がある。

### 3.3.3 ロータ位置検出法

前項に示すように、並列接続されたSRMの各相のインダクタンスをモータ駆動中に計測できることを示した。この手法を用いて、3相巻線のインダクタンスを計測し、励磁されていない相のインダクタンスが一致したときに励磁相の自己インダクタンスが最大となる整列が起きていることになる。これらの条件からロータ位置を検出し、推定されたロータ位置情報を用い、電流の立ち上がりや立ち下がり切り替えるスイッチングタイミングを適切に制御することで高効率駆動が実現できる。本方式は、モータから引き出される線数が増えるという問題もあるが、磁気飽和の影響を受けずにロータ位置が検出できるという特徴がある。

### 3.3.4 本手法のまとめ

SRMのロータ位置をセンサレスで検出するための一手法を提案し、この手法の動作をシミュレーションで確認すると共に、同手法を用いた試作回路により位置センサレスで高速回転を実現できることを確認した。これらの手法には以下の特徴がある。

推定手法 I は、モータとパワー回路間に相数分の

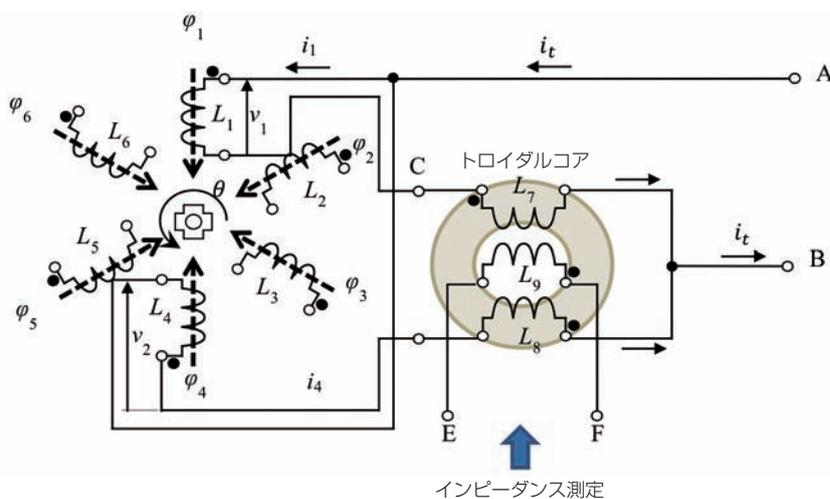


図17 インピーダンス測定回路  
Impedance measuring circuit

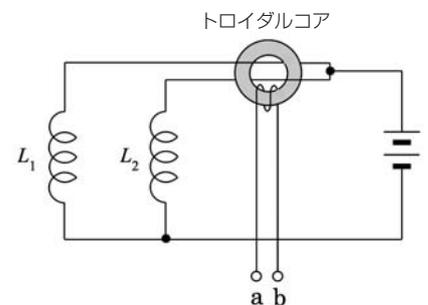


図18 インピーダンス測定原理  
Impedance measuring principle

CMN用中間タップ用配線を付加し、CMN部分を電子回路部分に設置すれば、モータ部分に電子部品を設置する必要がない。したがって高温環境でもモータを駆動しながら、ロータ位置の推定ができる。また、巻線電流の影響を受けないため、複雑な演算やフィルタの設計の必要がないという特長がある。

推定手法Ⅱは、モータに接続される線数が増加するが、磁気飽和の影響を受けずにロータ位置を推定可能であるので、有用性の高い手法である。

これらのロータ位置検出手法は、車両のように磁極位置センサを設置することが困難な用途において、実応用に適すると考えられる。

#### 4. 今後の課題

最近のモータ制御技術、車両に利用されるモータの特性、インバータやコンバータの利用技術、センサレス制御手法、電動化に伴う漏れ電流の問題など、現状の技術、今後求められる技術などについて解説してきた。

自動車は、電気自動車のみならず、内燃機関を利用した自動車もモータや電子制御技術を用いて高効率化が進んでいる。さらに、近年は自動パーキングシステム、歩行者検出アラーム、衝突防止機能など、運転者をアシストする機能が搭載され、より安全な機能も進化し搭載されはじめている。今後は自動走行も実現し、より安全で環境や人に優しい自動車が開発され、機能・性能的には知能の高いロボット化に向かうものと思われる。

このような自動車には、モータや電子制御は不可欠なシステムであり、重要な技術である。また、人が操作する乗り物なので、乗り心地を重視すると共に、車両に加わった外力、環境の変化をいち早く運転者に伝えることも重要になり、様々なセンサが利用され、それらの情報を総合的に判断するソフトウェアも必要である。

車両の動きに対する応答性を高めるには、車両の重量を小さくし、制御性能を高めることが求められる。重量の低減は、ボディの軽量化とともに、主機モータ、インバータを含む放熱システム、バッテリーなどの小形軽量化によって実現できる。

主機モータの小型軽量化は、インホイールモータであっても、減速機を有することでトータル的に実現でき、バネ下重量を少なくすることで、応答性が高まり乗り心地の改善にもつながる重要な事項である。小型

化に向けてはモータの高速回転が求められ、高速回転に耐える減速機が必要である。また、内燃機関の高効率化に利用される電動アシストターボチャージャやスーパーチャージャなどは、タービンを高速回転させて圧力を作るため、その軸受も高速回転に耐えるものが要求される。さらに、モータ巻線や磁石のもれ磁束などによる軸受の着磁は、回転時に電流が発生して、電触を起こし寿命を低下させる原因となるので、磁化しにくい軸受が求められる。

モータは、これから需要が増加するサービスロボットや自動車などに、これまで以上に利用され、高効率化や低振動・低騒音化とともにモータの長寿命化が要求される。これらの回転体の動きを支える軸受技術は重要な要素になると思われ、NTNの今後の開発が期待されているところである。

#### 参考文献

- 1) Ibaraki, S. et al., Numerical and Experimental Reliability Evaluation of the High Temperature Turbine Wheel for Gasoline Engines, 13th Supercharging Conference (2008)
- 2) 茨木ほか：「電動アシストターボチャージャ"ハイブリッドターボ"の開発」, 三菱重工技報 Vol.43, No.3 (2006)
- 3) 山下幸生, 茨木誠一他：「自動車用エンジンのダウンサイジングに貢献する電動スーパーチャージャの開発」, 三菱重工技報 Vol.47 No.4, pp.12-17 (2010)
- 4) Toshihiko Noguchi, et al., 220,000-r/min, 2-kW permanent Magnet Motor Drive for Turbocharger, International Power Electronics Conference, IPEC-Niigata (2005)
- 5) 野口季彦, 高田陽介, 山下幸生, 小松喜美, 茨木誠一：「ターボチャージャ用220000r/min-2kW PMモータ駆動システム」, 電気学会論文誌D, Vol. 125, No. 9, pp.854-861 (2005)
- 6) 牧野智昭, 石川愛子, 伊桐千浪, 堺香代：「自動車用インホイールモータの技術動向」, NTN TECHNICAL REVIEW No.81, pp.22-29 (2013)
- 7) 伊藤雄一, 堺香代, 牧野祐介：「インホイールモータシステム」, NTN TECHNICAL REVIEW No.79, pp.22-28 (2011)
- 8) 吉田裕明：「進化するインホイールモーターシステム」, 計測自動制御学会, 50(3), 184-188 (2011)
- 9) 村田智史：「インホイールモータ駆動ユニットの開発」, 自動車技術会論文集 / 自動車技術会 編, 42(3), pp.767-771 (2011)

- 10) Suzuki, Kano, Abe ,et al.: " Roll Control Using Tire Longitudinal Forces Integrated with Tire Force Distribution of Full Drive-by-Wire Electric Vehicle" , AVEC' 14 (2014)
- 11) R. Krishnan, "Switched Reluctance Motor Drives : Modeling, Simulation, Analysis, Design, and Applications" , CRC Press (2001)
- 12) 見城尚志 : 「SRモータ」, 日刊工業新聞社 (2012)
- 13) Mohammad S. Islam, Iqbal Husain, Robert J. Veillette and Celal Batur : "Design and Performance Analysis of Sliding-Mode Observers for Sensorless Operation of Switched Reluctance Motors", IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol.11, No.3, pp.383-289 (2003)
- 14) Hongwei Gao, Farzad Rajaei Salmasi and Mehrdad Ehsani : "Inductance Model-Based Senseless Control of the Switched Reluctance Motor Drive at Low Speed", IEEE Transactions on Power Electronics, Vol.19, Issue 6, pp.1568-1573 (2004)
- 15) Estanislao Echenique, Juan Dixon, Roberto C rdenas and Ruben Pe a : "Sensorless Control for a Switched Reluctance Wind Generator, Based on Current Slopes and Neural Networks" , IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.56, Issue 3, pp. 817-825 (2009)
- 16) 小松崎晃義, 三木一郎 : 「自己インダクタンスの変化を利用したSRMの位置センサレス制御」, 電気学会論文誌D, Vol.127, No.9, pp.1023-1029 (2007)
- 17) H. J. Guo, M. Takahashi, T. Watanabe, and O. Ichinokura : "A New Sensorless Drive Method of Switched Reluctance Motors Based on Motor' s Magnetic Characteristics", IEEE Transactions on magnetics, Vol. 37, No. 4, pp.2831-2833 (2001)
- 18) E. Afjei, O. Hashemipour, M. M. Nezamabadi and M. A. Saati : "A self-tunable sensorless method for rotor position detection in switched reluctance motor drives", Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering, Vol.31, No.B3, pp.317-328 (2007)
- 19) 小松崎晃義, 番場辰徳, 三木一郎 : 「停止および低速領域における3相SRMの回転子位置推定法」, 電気学会論文誌D, Vol.129, No.3, pp.311-318 (2009)
- 20) 山本健司, 高橋 久 他 : 「駆動電流の影響を受けないSRMのセンサレスロータ位置検出法」, 電気学会論文誌D, Vol. 135 No.5, pp.521-530 (2015)
- 21) 山本健司, 高橋 久 : 「並列接続型SRMのロータ位置検出の検討」, 電気学会回転機研究会, RM-15-97, pp.57-61, 2015
- 22) 板羽嶺, 夏山直都, 高橋久, 山本健司 : 「SRモータの巻線インダクタンス情報を用いた高効率駆動法の検討」, 電気学会回転機研究会, RM-15-95, pp.41-46, 2015

#### 〈著者紹介〉

高橋 久 (たかはし ひさし)

電気学会上級会員 博士 (工学) 静岡理科大学 大学院理工学研究科 教授

#### 【専門分野】

電子回路工学, 制御工学, モータ応用工学 (モータ制御, ロボット制御, 医療用機器, パラメータ推定などに関する研究)

1975年	職業能力開発総合大学校電気工学科卒業後, 同大学校電気工学科助手, 講師を経て, 工学研究科 電気情報専攻 准教授
1997年~1999年	国家プロジェクトとして中華人民共和国天津市にある天津工程技術師範大学 (Tianjin University of Technology and Education) に制御技術の専門家として赴任 (長期専門家)
2000 年から	電気学会論文委員会委員
2001年	シンガポールの南洋理工科大学 電気電子学科にて制御技術に関する特別講義 (短期専門家)
2003年~2007年	電気学会回転機技術委員会委員
2003年~2005年	電気学会小形モータの先端技術調査専門委員会 委員長
2005年~2007年	電気学会小形モータの用途別性能向上と評価技術調査専門委員会 委員長
2011年10月から	静岡理科大学 理工学部電気電子工学科および大学院理工学研究科 教授として着任
2012年から	浜松地域イノベーション推進機構 パワーエレクトロニクス事業化研究会 会長
2013年4月から	静岡理科大学 やらまいかエデュケーションサイト長, やらまいか創造工学センター長を兼務
	学会委員会委員, 大学外部評価委員, 補助金審査委員 など多数

## 自動車の電動化とNTNのモジュール商品

### Electrification of the Automobile and Module Products of NTN

岡 阪 誠\* Makoto OKASAKA



“自ら動く”自動車が初めて走ってから約250年経った現在，“自動で運転する”自動車の本格的な開発が始まった。一方、世界は二酸化炭素（CO<sub>2</sub>）を主とした温室効果ガスによる地球温暖化という深刻な問題に直面し、各国は自動車に対して厳しいCO<sub>2</sub>排出量の規制、つまり厳しい燃費規制に動き出した。これに対して、自動車メーカーは次世代自動車としてエンジンのダウンサイジング化の他に低燃費化のための電動化を進めている。本稿では、自動車の電動化に対して、様々な箇所で機能向上に貢献しているNTNのモジュール商品について紹介する。

About 250 years ago, the very first “auto-mobile” started to run in the world, and now, full-scale developments of “autonomous” car are started. On the other hand, the world is facing a serious problem of global warming caused by greenhouse gases mainly CO<sub>2</sub>, and each region and country began to move regulation of severe CO<sub>2</sub> emissions, what we call, strict fuel economy regulation to the automobile.

Automobile manufacturers are developing downsized engines as next-generation vehicle and electrification devices for low fuel consumption. This paper introduces modular products by NTN contributing to upgrade of vehicle electrification in various places.

#### 1. はじめに

1769年、ルイ15世統治下のフランスで、釜で火をたく蒸気機関で“自ら動く”車「キュニョーの砲車」が、世界最初の自動車として走った（図1）。

それから約250年経ち、“自動で運転する”自動運転車の開発が始まった現在、世界は地球温暖化という深刻な問題に直面している。この原因は二酸化炭素（CO<sub>2</sub>）を主とした温室効果ガスの影響が大きいと言われ、世界各国はこのCO<sub>2</sub>排出量の規制に動き出している。



図1 キュニョーの砲車  
Cugnot steam wagon

特に欧州（EU）の規制が厳しく、2021年の企業平均CO<sub>2</sub>排出量を95 g/kmと規制した。

これは、2008年度比38%以上の燃費改善が必要で、自動車メーカーは従来のガソリン／ディーゼルエンジンの化石燃料車から、CO<sub>2</sub>排出量が少なく燃費の良いハイブリッド自動車（HEV/P-HEV）やCO<sub>2</sub>を全く排出しない電気自動車（EV）、燃料電池車（FCV）などの次世代自動車の開発と普及に努めている。

しかし、図2に示すIEA（International Energy Agency）がまとめた2050年における乗用車の新車台数予想<sup>1)</sup>では、ガソリン／ディーゼルの化石燃料のみで走る車両は10%前後に減少し、ほとんどの車両は電動技術を駆使した次世代自動車に変遷すると予想されているが、CO<sub>2</sub>を全く排出しないEV/FCVの普及は遅く、全体の半分以下である。

言い換えれば、2050年においても未だCO<sub>2</sub>を排出するHEVを含めた化石燃料を使用する自動車が半分以上販売されている、ということである。

このような変遷の最中、自動車の各部品は、燃費向上のため48V化への移行は究極の姿としながら電動化が進められている。将来の自動運転への移行を見据

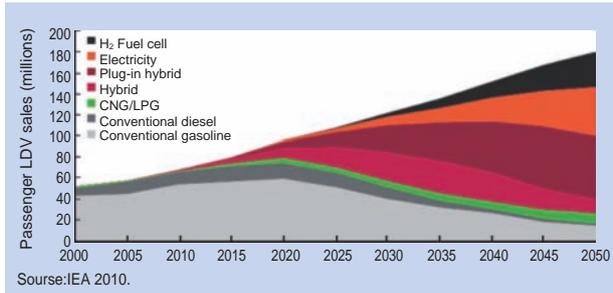


図2 IEAによる乗用車の新車台数予想  
Annual light-duty vehicle sales by technology type

えた“走る”，“曲がる”，“止まる”への電動化対応と、そのシステム／モジュール化商品の開発が今後の燃費改善の重要なアイテムとなっている。

本稿では、自動車の電動化に際し機能向上に貢献するNTNのモジュール商品の一端を紹介する。

## 2. 自動車の電動化に対応するモジュール／システム商品

NTNは、温室効果ガスであるCO<sub>2</sub>の排出量削減のため化石燃料を使用する内燃機関からの脱却を見すえて、インホイールモータを開発してきた<sup>2)</sup>。

また、その一方で内燃機関を使用し続ける現行車の燃費改善のため、操作・制御部品をきめ細やかに電動制御し機械効率をあげることが車両の燃費改善に重要であると考え、図3に示すように2004年より“バイワイヤ”化への対応としてボールねじ等の商品を基に、操作・制御系部品を電動化したモジュール商品の開発と実用化を進めてきた。

さらに、化石燃料を一切使用しない次世代の電気自動車（EV）や燃料電池車（FCV）には電動化したモジュール商品とそのシステム化が必須であり、車の



図3 バイワイヤによる電動化への対応  
Electrification with by-wire technology

“走る”，“曲がる”，“止まる”の各々の機能向上に対して、NTNは下記ならびに図4に示す電動化モジュール商品とその制御を含めたシステム商品の開発を、実車走行による実証実験を通して行っている。

- “走る” に対しては、
  - … インホイールモータシステム
  - … 電動コモータ用インホイールモータシステム
  - … 2モータオンボード駆動システム
  - … 自動変速モジュール／システム
- “曲がる” に対しては、
  - … 次世代ステアリング用メカニカルクラッチユニット
  - … ステアバイワイヤ制御システム
  - … 後輪独立操舵システム
- “止まる” に対しては、
  - … パーキング機構付き電動ブレーキシステム
  - … 電動油圧ブレーキシステム



図4 次世代自動車向けの電動化モジュール／システム商品  
Modular & system products with electrification for next-gen. vehicles

## 3. 電動モジュールによる次世代自動車への対応

世界で最初の自動車「キュニョーの砲車」は翌年に城壁に衝突し、世界で最初の自動車事故を起こした。それから約250年経った現在、レーダやステレオカメラと自動ブレーキを活用した“ぶつからない”車が開発・市販されたことをきっかけに、“自動で運転する”自動車の開発が一気に加速している。

自動で運転する車は、従来、人が行っていた“走る”，“曲がる”，“止まる”の操作をある程度の範囲で車両自らが判断・制御するため、電動モジュール／システムの商品開発が強く要求されている。

(A) 『走る』への電動モジュール／システム

次世代自動車は複数のモータを搭載した駆動システムで“走る”。独立したモータで左・右輪の駆動・減速トルクを無制限に可変制御し、制動時等の外乱に対する車両の走行安定性を向上させる他に、左・右輪への付加トルクをトルクベクタリングとして車両姿勢を制御し“曲がる”の性能を向上させる走行システムとして、インホイールモータシステムや2モータオンボード駆動システムを開発している(図5)。

また、2050年においても半分以上を占める、未だCO<sub>2</sub>を排出し続けるHEVを含めた内燃機関搭載の車両には変速機が使用されているが、変速機を動かす油圧ポンプは自動車の燃費悪化の原因となり、ギアの変速シフトなどの操作系の油圧機構は電動シフト化に代わってきている。

大型トラックや軽四輪車では、安価で伝達効率の高いギア式マニュアルトランスミッションが継続して使用されるが、ドライバーの高齢化など運転者の負担低減のために図6のような変速機構にボールねじを用いて電動モジュール化した自動変速システムの採用が拡大している。

さらに、乗用車や二輪車では、内燃機関の燃焼効率の良い回転域をうまく活用する金属ベルトを用いた無段変速機(CVT)で車両燃費が改善されてきたが、金属ベルトを挟むプーリを動かす油圧ポンプによる燃費ロスは無視できないほど大きく、中空のボールねじユニットを活用したCVTプーリの駆動システムは次

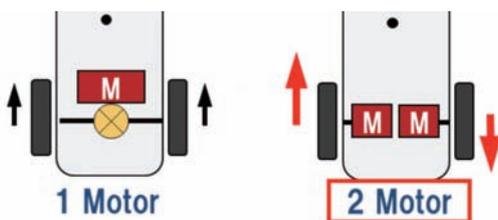


図5 2モータオンボード駆動システムによるトルクベクタリング機構

Torque-vectoring mechanism with 2 motor on board driving system

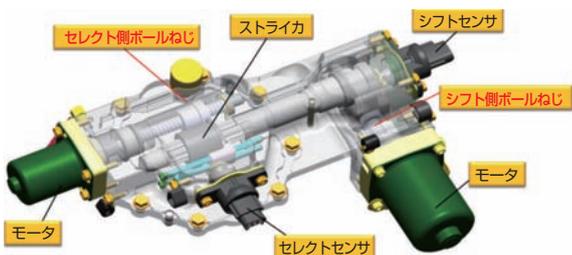


図6 ボールねじを用いた自動変速システム AMT system with ball screws

世代CVTの燃費改善に有効である(図7, 8)。

特に、低燃費が故に普及しているトルクバンドの広いダウンサイジングターボエンジンや絶対トルクの大いディーゼルエンジンではCVTのピンポイント入力での高効率変速の利点が少なくなり、入・出力側の両プーリを電動ボールねじユニットで協調制御し95%以上の伝達効率にすることが肝要である<sup>4)</sup>。

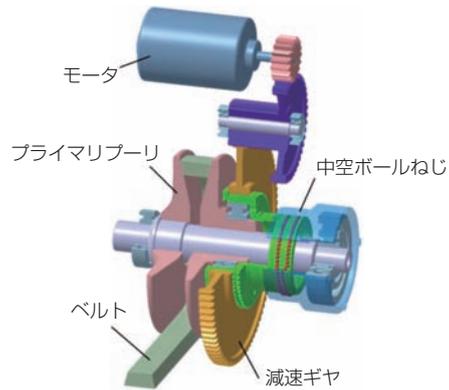


図7 CVTプーリ駆動モジュール CVT pulley driving module

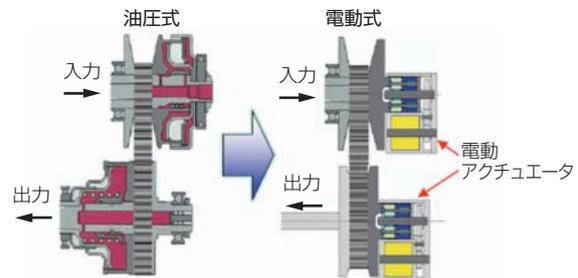


図8 電動CVTプーリ駆動システム Electric CVT pulley driving system

(B) 『曲がる』への電動モジュール／システム

2014年、自動車の“曲がる”は、図9に示すNTNのモジュール商品であるメカニカルクラッチユニット(MCU)を用いた世界初のステアバイワイヤ車が市販され、自動運転の新たな扉を開いた。

このMCUにより、通常はハンドルとタイヤが直結

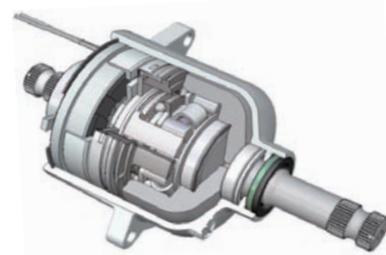


図9 ステアバイワイヤ用MCU MCU for steer-by-wire

せず、失陥時のみ瞬時に直結するタイプⅡのステアバイワイヤが成立し、自動運転の車両には欠かせないモジュール商品である（図10）。

また、次世代自動車は“ぶつからない車”から障害物を“よける車”となり、車両自ら前方障害物を回避するために操舵するタイプⅢのステアバイワイヤの自動運転車となる。

つまり、次世代自動車ではコラムアシスト式の電動ステアリングはなくなり、ラック/ピニオンアシスト式、いわゆる下流アシスト方式が主流となる。

一方、制動時の車両安定性や旋回性能の向上を狙い、個々の後輪を積極的に操舵することでトー角制御を含む後輪独立操舵システムを開発した（図11）。将来は究極の“曲がる”を具現化するために、タイヤの接地ジオメトリを個々に電動制御するアクスルの可変ジオメトリーシステムも新たな電動システムとして期待できる。

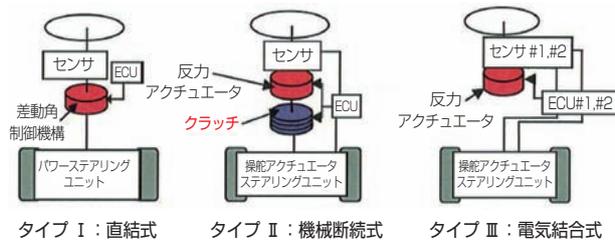


図10 ステアバイワイヤ機構  
Steer-by-wire mechanisms



図11 後輪独立操舵システム  
Rear-wheel independent steering system

(C)『止まる』への電動モジュール/システム

2014年、自動車の“止まる”は、図12に示すNTNのボールねじを用いた電動油圧ブレーキシステムで制動油圧を連続可変制御し、制動時に最大限のエネルギー回生が可能となった。

次世代自動車の“止まる”は、全車輪に図13に示す電動ブレーキが採用されるが、それまでは、前輪はボールねじ駆動の電動油圧ブレーキシステム、後輪は電動ブレーキシステムのハイブリッドシステムがフェールセーフの点から採用される。

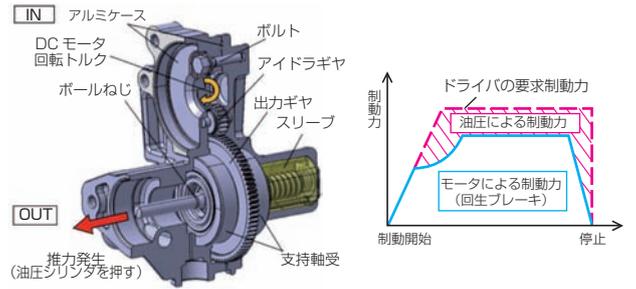


図12 電動ブレーキ用ボールねじモジュール  
Ball screw module to electric braking system



図13 電動ブレーキ  
Electric mechanical braking system

4. おわりに

自動運転を見据えた次世代自動車では操作・制御系部品の電動化対応として、無段階で作動する電動モジュール/システム商品が使用される。

走る、曲がる、止まるのそれぞれに対して、NTNの技術をもとにしたモジュール/システム商品の開発を進めていく。それによって次世代自動車の性能は左右されるので重要な開発である。

参考文献

- 1) “Technology Roadmap Electric and plug-in hybrid electric vehicles”, IEA, p14 (2011)
- 2) NTN TECHNICAL REVIEW No 79, (2011) 22-28
- 3) 日経BP社 HEV/EV要素部品技術2012-2013
- 4) 日経BP社 自動車部品産業 成長への進路
- 5) 日経BP社 次世代自動車2015

執筆者近影



岡阪 誠  
執行役員  
自動車事業本部

## 2モータオンボード駆動システム Two Motor On-board Drive System



雪島 良\* Ryou YUKISHIMA 牧野 祐介\*\* Yusuke MAKINO  
柄澤 英範\* Hidenori KARASAWA 神田 剛志\*\* Takeshi KANDA  
妙木 愛子\* Aiko MYOUKI 水貝 智洋\*\*\* Tomohiro SUGAI  
佐藤 勝則\* Katsunori SATOU

2モータ式電気自動車では、車両の走行状態に応じて左右輪がそれぞれ専用のモータで駆動されるため、車両走行性能が向上する。NTNは、2モータオンボード方式に着目し、モータ駆動装置とインバータを組み合わせた『2モータオンボード駆動システム』を開発した。本稿では、本システムの概要及び左右独立駆動の効果について紹介する。

Two motor type electric vehicle has improved driving performances because the left and right wheels are driven by independent motors in accordance with driving conditions of the vehicle. NTN has focused on the two motor on-board type and developed "Two motor on-board drive system" that consists of motor drive units with an inverter. This paper introduces overviews of this system and effects of independent left/right wheel drive.

### 1. はじめに

近年、地球温暖化や大気汚染などの環境問題及びエネルギー供給問題への対策として電気自動車が注目され、各方面で普及に向けた取り組みが進められている<sup>1)</sup>。

電気自動車の駆動方式は、モータを車体側に設置しドライブシャフトを介してタイヤに動力を伝達するオンボード方式<sup>2)</sup>と、ホイール内にモータを設置し直接タイヤを駆動するインホイールモータ方式<sup>3), 4), 5)</sup>に大別される。オンボード方式は、従来の車両に採用されているサスペンション構造を変更することなく車両に搭載できる特長を有する。

オンボード方式は1モータ方式と2モータ方式に分けられる。1モータ式電気自動車では、一般に1つのモータからの駆動トルクはディファレンシャルにより左右輪に等配分される。一方、2モータ式電気自動車では、走行状態に応じて左右輪がそれぞれ専用のモータで駆動されるため、車両の旋回性能や低 $\mu$ 路走行時の走行安定性の向上が可能である。

NTNは、これらの特長を有する2モータオンボード方式に着目し、減速機とモータで構成されるモータ駆

動装置にインバータを組み合わせた「2モータオンボード駆動システム」を開発した。

本稿では、本システムの概要及び左右独立駆動の効果について紹介する。

### 2. システム構成

#### 2.1 モータ駆動装置

開発した2モータオンボード駆動システムの外観及びモータ駆動装置の構造を図1及び図2に、モータ駆動装置の諸元を表1に、車両搭載イメージを図3に示す。

本駆動装置は、2台のモータと、各モータの回転を減速して車輪に伝達する減速機で構成され、左右で同一長のドライブシャフトを適用できる左右対称構造とした。さらに本駆動装置とドライブシャフトとの嵌合部を装置中央側に配置した。この構造は、減速機を車輪寄りに配置する構造に比べ、ドライブシャフト長を長く取ることができ、駆動装置の配置位置やタイヤ上下動がドライブシャフトの作動角変化に及ぼす影響を小さくできるため、装置の車両搭載に関する設計自由度が向上する。

\*EVモジュール事業本部 駆動システム技術部  
\*\*EVモジュール事業本部 制御システム技術部  
\*\*\*EVモジュール事業本部 シャシーシステム技術部

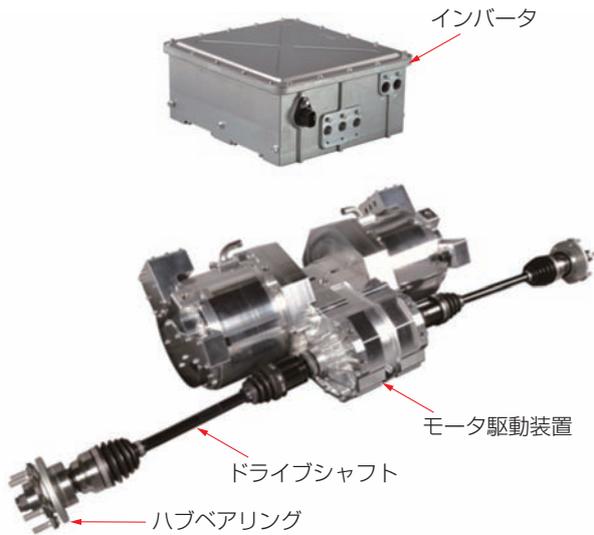


図1 2モータオンボード駆動システム外観  
Appearance of two motor on-board drive system

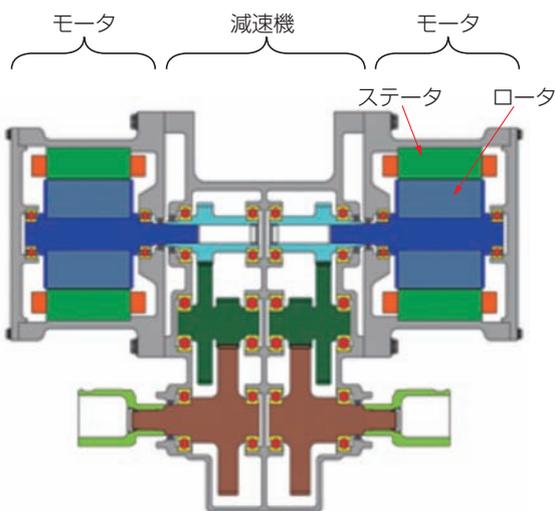


図2 モータ駆動装置断面図  
Section of motor drive unit

表1 モータ駆動装置諸元  
Specifications of motor drive unit

最大出力	50kW*
最大トルク	1100Nm*
最高回転速度	1300min <sup>-1</sup> (タイヤ径0.6mとして、時速150km/h相当)
減速機形式	平行軸歯車方式
減速比	1/6.16
冷却方式	モータ部 水冷 減速機部 空冷

\*1輪当たりの値



図3 車両搭載イメージ  
Image of the vehicle equipped with the system

## 2.2 モータ

モータの諸元を表2に示す。分布巻線方式を採用することで、リラクタンストルクによる出力向上を図った。

表2 モータ諸元  
Specifications of motor

モータ形式	ラジアルギャップ型 永久磁石式同期モータ
巻線方式	分布巻
最大トルク	180Nm
最大出力	50kW
最高回転速度	8000min <sup>-1</sup>

## 2.3 インバータ

インバータの諸元を表3に示す。本インバータは2台のモータ制御に必要な全回路を1つのケースに収め、回路の一部を共通とした。本構成により、インバータを個別に設ける場合に比べ、体積を約30%低減した。

表3 インバータ諸元  
Specifications of inverter

駆動用電源電圧	DC 250~400V
制御用電源電圧	DC 12V
最大出力	50kW × 2
駆動方式	正弦波PWM
冷却方式	水冷

### 3. 性能

モータ及びモータ駆動装置の効率をそれぞれ図4と図5に、インバータを含めたシステム全体の効率を図6に示す。モータは広範囲の動作条件において90%以上の効率を実現し、モータ駆動装置及びシステム全体の最高効率はそれぞれ93%及び91%である。

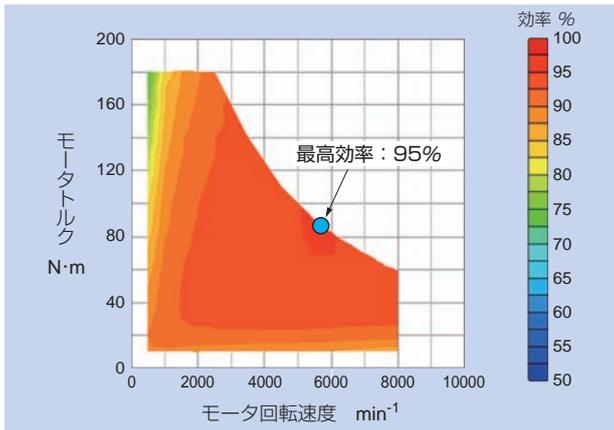


図4 モータ効率  
Efficiency of motor

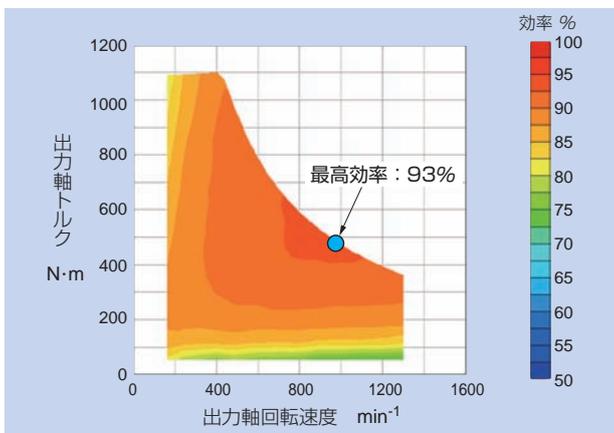


図5 モータ駆動装置効率  
Efficiency of motor drive unit

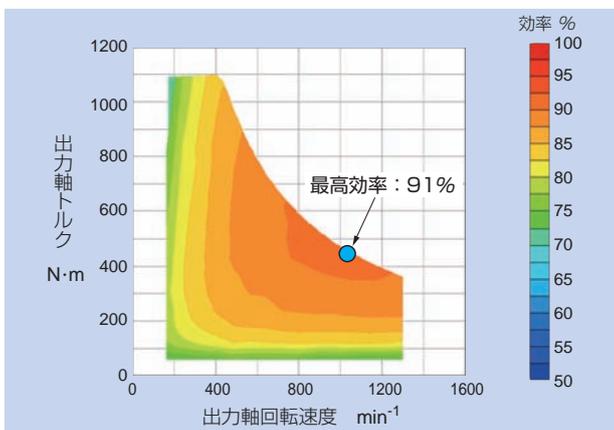


図6 システム効率  
Efficiency of drive system

### 4. 車両運動制御

#### 4.1 左右独立駆動の効果

近年、旋回性能及び操縦安定性の向上を目的に、車両に直接ヨーモーメントを発生させ車両の運動を制御するDYC(Direct Yaw-moment Control)の導入が進んでいる。DYCの方法は、左右駆動トルク配分機構を備えたディファレンシャルもしくは摩擦ブレーキにより左右輪に制駆動力差を付与することでヨーモーメントを発生させる構成が一般的である<sup>6), 7)</sup>。

電気モータによる駆動力制御は、内燃機関などに比べ高精度かつ高い応答性でトルクを発生でき、駆動トルクだけでなく制動トルクも制御できる利点を有する。さらに本システムは、左右輪それぞれを専用モータで駆動するため、車両のヨーモーメントを任意かつ高精度に制御することが可能である。

左右独立駆動によるDYCの概念を図7に示す。通常、操舵に対する車両のヨー運動の応答には遅れが存在する。操舵に応じて適切なタイミングでヨーモーメントを発生させることができれば、旋回性能が向上する。

モータ駆動力制御の利点を生かすことで、低 $\mu$ 路走行時のタイヤの空転を効果的に抑制するスリップ率制御が可能である。本稿で記す実車検証においては、前述のスリップ率制御に加えて、左右輪のスリップ率を協調して最適に制御し、車両姿勢の乱れを抑制する制御(Yaw-rate feedback Traction Control System. 以下、Y-TCS)を適用した。

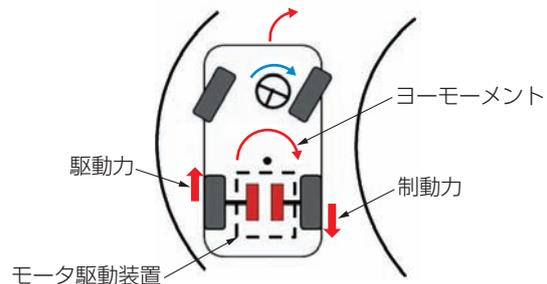


図7 左右独立駆動によるDYCの概念  
Concept of DYC by the independent driving of each wheel

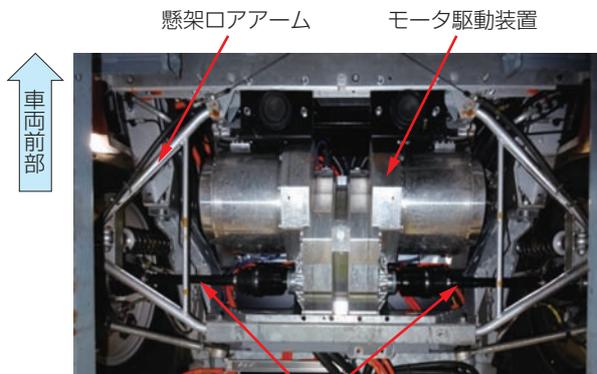
## 4.2 システム搭載車両

本システムを搭載した試験車両の外観及び下部からのシステム搭載状態をそれぞれ図8、図9に示す。また、搭載車両の諸元を表4に示す。車両は市販車をベースとし、車体後部に本システムを設置した。なお、サスペンション、ハブベアリング及びナックルなどの足回りの構造は、ベース車両から変更していない。



図8 システム搭載車両外観

Appearance of the vehicle equipped with the system



ドライブシャフト

図9 システムの車両搭載状態

State of the system mounted onboard

表4 システム搭載車両諸元

Specifications of the vehicle equipped with the system

車両質量	1100kg	
定員	2名	
駆動輪	後輪2輪	
最大出力	50kW×2輪	
最大トルク(ホイール)	1100Nm×2輪	
バッテリー	種類	Liイオン
	容量	23.3kWh

## 4.3 実車検証

### 4.3.1 DYC

正弦波状に操舵角を入力した走行試験の結果を図10に、また、その走行試験の様子を図11に示す。DYCがない場合、操舵角の変化に対するヨーレートの応答遅れが約50msであるのに対し、DYCがある場合には約30msと60%まで減少し、車両の応答性が向上している。

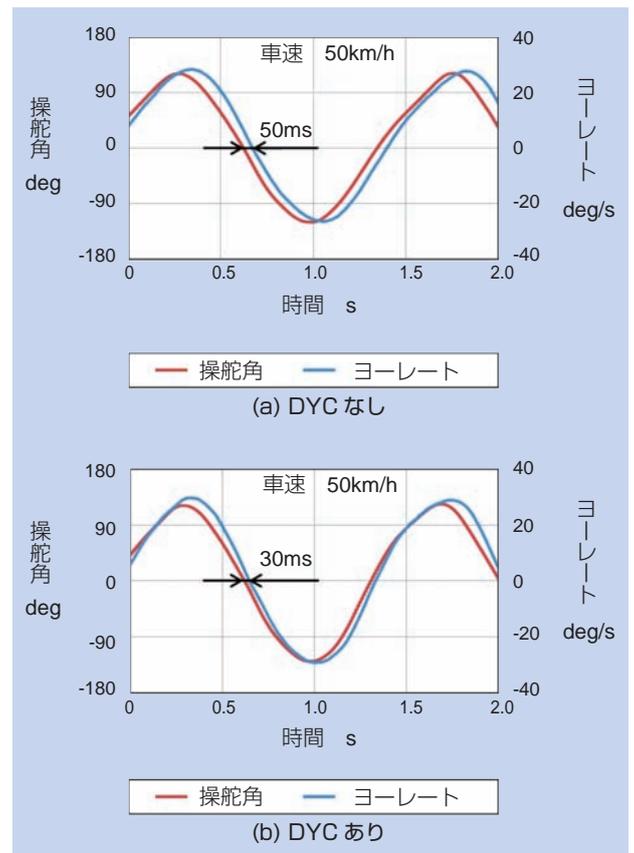


図10 正弦波操舵走行試験結果

Results of driving test with sine-wave steering angle input



図11 正弦波操舵走行試験

Driving test with sine-wave steering angle input

### 4.3.2 スリップ率制御

路面とタイヤ間の摩擦係数 $\mu$ が低い路面において、車両を停止状態から急発進させる場合の駆動輪の速度変化を図12に示す。左右輪でほぼ同じ挙動を示したため、図12には左後輪のみを示している。スリップ率制御の適用により、発進直後は空転が生じるが、以降は目標値に追従してタイヤの空転が十分に抑制されている。

さらに、スリップ率制御にY-TCSを加えることの有効性の検証のため、左右輪で $\mu$ が異なるスプリット $\mu$ 路で車両を停止状態から発進させる試験を行った。その結果及び試験の様子をそれぞれ図13及び図14に示す。本試験では、操舵角を0度(直進)に保持し、かつアクセルペダルの踏み込み量を最大にする条件で車両を走行させた。図13に示すように、Y-TCSありの場合、走行軌跡の目標からの偏差はY-TCSなしの場合の1/2以下に抑えられている。車両姿勢の乱れに応じて左右の駆動力を協調制御することにより、低 $\mu$ 路走行時の操縦安定性が向上する。



図14 スプリット $\mu$ 路走行試験  
Split friction road driving test

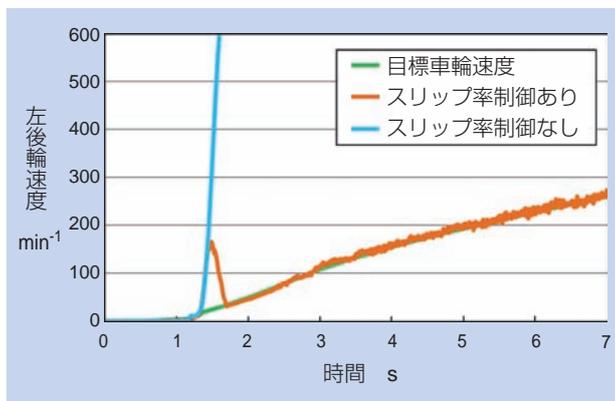


図12 低 $\mu$ 路試験結果  
Results of low friction road test

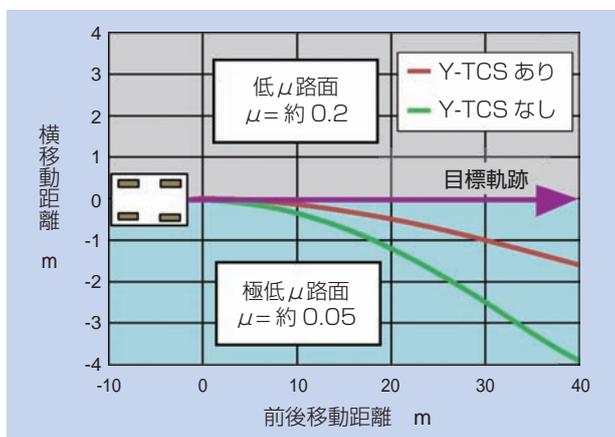


図13 スプリット $\mu$ 路試験結果  
Results of split friction road test

## 5. おわりに

本稿では、開発した2モータオンボード駆動システムの構造及び性能の概要を紹介した。本システムによる左右独立駆動によって、車両の旋回性能と走行安定性をともに高めることができる。

今後、図15の車両で評価を継続することで性能や信頼性のさらなる向上を目指し、改良に取り組んでいく。

### 参考文献

- 1) 環境省：次世代自動車ガイドブック2014, (2014)
- 2) 佐野ほか：「i-MiEV」に採用した最新のEV要素技術、三菱自動車テクニカルレビュー, No.22, (2010) 23-28.
- 3) 村田：インホイールモータ駆動ユニットの開発、自動車技術会学術講演会前刷集, No.28-10, (2010) 5-9.
- 4) 岡本ほか：20インチホイール組込形高効率インホイールモータシステムの開発、東洋電機技法, 第117号, (2008) 12-17.
- 5) 伊藤ほか：インホイールモータシステム, NTN TECHNICAL REVIEW, No.79, (2011) 22-28.
- 6) 國井ほか：四輪駆動力自在制御システム(SH-AWD)の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.16, No.2, (2004) 9-16.
- 7) 後田ほか：スーパーAYCの開発, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.15, (2003) 75-78

### 注記

図8, 11, 14及び15に掲載したシステム搭載車両の制作には、GROUP LOTUS PLCは関与していません。



図15 ベース車両（左）とシステム搭載車両  
Appearance of the original vehicle and converted vehicle

執筆者近影



雪島 良  
EVモジュール事業本部  
駆動システム技術部



柄澤 英範  
EVモジュール事業本部  
駆動システム技術部



妙木 愛子  
EVモジュール事業本部  
駆動システム技術部



佐藤 勝則  
EVモジュール事業本部  
駆動システム技術部



牧野 祐介  
EVモジュール事業本部  
制御システム技術部



神田 剛志  
EVモジュール事業本部  
制御システム技術部



水貝 智洋  
EVモジュール事業本部  
シャシーシステム技術部

## 後輪独立操舵システムの開発 Rear-wheel Independent Steering System



松永 康寛\* Yasuhiro MATSUNAGA  
井上 達司\* Tatsuji INOUE  
徳永 寛哲\* Hironori TOKUNAGA  
西尾 幸宏\* Yukihiro NISHIO

自動車の後輪操舵は、中・高速走行時における車両安定性や、低速走行時の旋回性能を向上させる機構で、すでに一部の高級車に搭載されている。NTNでは、操舵システムの電子制御を可能にするステアバイワイヤ操舵システムの技術を応用した「後輪独立操舵システム」を2013年に発表した。その後、構造の改良を重ね、より優れた応答性能と小型軽量化を実現した。本項では、左右一体型でありながら、トー角独立制御が可能な「後輪独立操舵システム」について紹介する。

Rear-wheel steering in automobiles is a function to assist vehicle stability at midium to high speed driving as well as improve cornering at low speed driving and is already installed in some luxury-class models. NTN announced the "Rear-wheel Independent Steering System" that utilizes steer-by-wire technology for electronically-controlled steering in 2013, and has made further enhancements for even better response and a more compact, lighter weight design.

This report introduces the "Rear-wheel Independent Steering System" that is capable of toe angle control with a one body combined-type steering system.

### 1. はじめに

従来から、車の後輪を操舵させて車両の操縦安定性を向上させる4輪操舵システム（4WS：4 Wheel Steering）が知られている。

1980年代以降に市場投入された4WSは、機械的に後輪を操舵させていたため、伝達の遅れなどにより運転者が違和感を感じる場合があった。しかし、近年の電子機器や制御技術の発展により、モータ駆動による操舵が可能となってきた。応答性向上などの効果から、運転者が感じる違和感を打ち消すことが可能となったため、操縦安定性の向上をねらって、特に高級車への採用が増加している。

4WSは、走行シーンに応じて、前輪と共に後輪も操舵するステアリングシステムで、図1に示すようなモードに分けられる。各モードの特徴を以下に示す。

#### (1) 同位相

主に中・高速領域で使用される。旋回時、前輪と同方向に操舵することにより、車線変更やコーナリング時の安定性や操作性を向上させる。

#### (2) 逆位相

主に低速域で使用される。旋回時、前輪と反対方向へ操舵することにより、車両の旋回半径を小さくすることができる。

#### (3) トーイン

後輪のタイヤ前方を内側へ操舵した状態（左右タイヤ間の前方と後方の距離を比べたときに、後方の距離が大きくなった状態）。車両の直進性を向上させる。

#### (4) トーアウト

後輪のタイヤ前方を外側へ操舵した状態（左右タイヤ間の前方と後方の距離を比べたときに、前方の距離が大きくなった状態）。通常では使用しない。

NTNは2011年に前輪用のステアバイワイヤ操舵システムを開発しており<sup>1)</sup>、今回、この技術を応用することで、前述の各モードの制御が可能な後輪独立操舵システムを開発した。

本稿では、システム構造、車両試験結果について報告する。

\*商品開発研究所

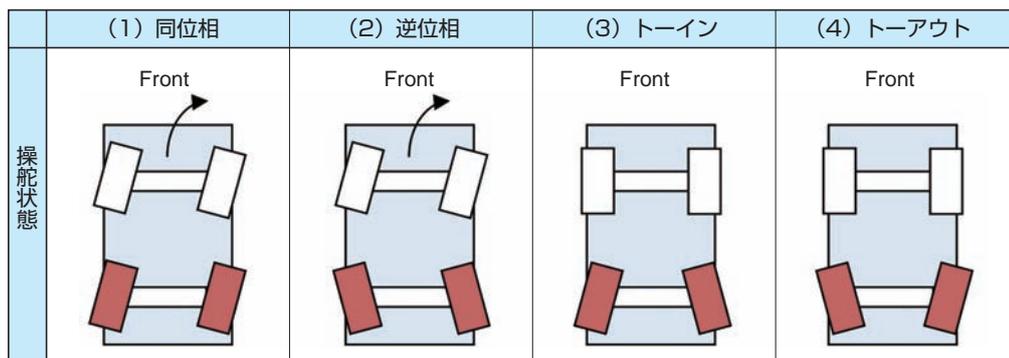


図1 4WSのモード  
Operation mode of 4WS

## 2. システム概要

### 2.1 構造

ステアリング操作により前輪舵角に応じて後輪を操舵する本システムは、図2に示すように、左右対称の独立の直動機構を採用することで、前輪に対する同位相、逆位相、及び左右独立トー角制御を可能としている。また、図3に示すように、シャーシ側に配置できるため、ばね下荷重増加に伴う乗り心地への影響無く

搭載可能という特徴を有する。直動機構は省スペース化のため中空のDCブラシレスモータを使用し、そのモータトルクは遊星歯車減速機を介して台形ねじへ伝達され、回転拘束された転舵軸を駆動する。

内部構造の詳細を図4と図5に示す。タイヤの据え切りなどで発生する大きなスラスト外力（横耐荷重）は、中央部にあるニードルスラスト軸受で受ける。ラジアル方向の振れは、転舵軸先端と台形ねじ部に設け

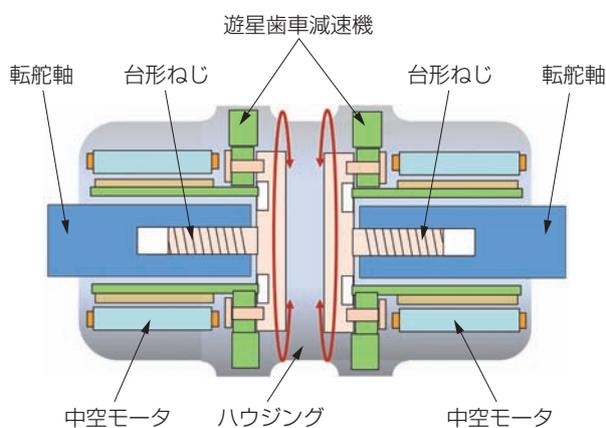


図2 左右対称の独立直動機構モデル  
Actuator structure

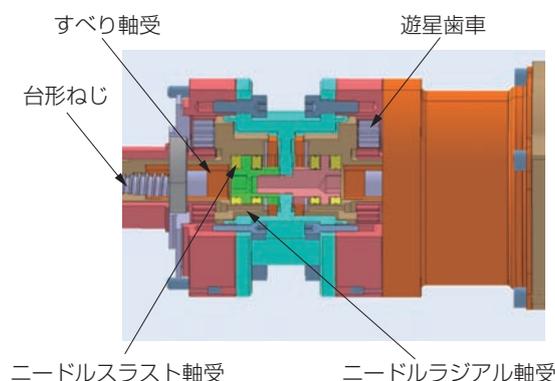


図4 内部構造（中央部）  
Internal structure (Central part of actuator)

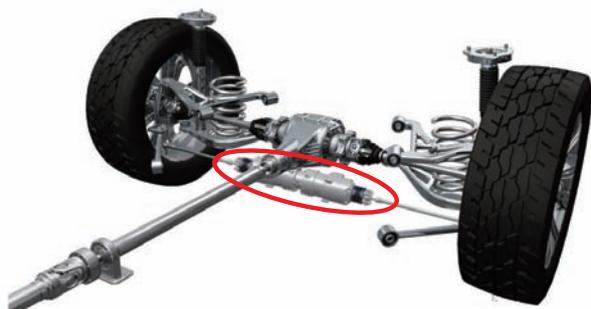


図3 アクチュエータ搭載図  
Actuator layout

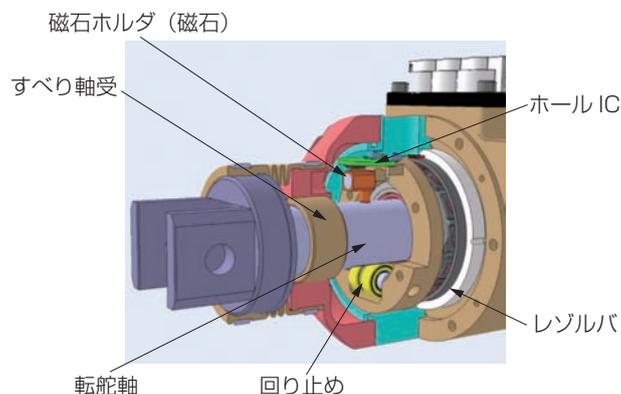


図5 内部構造（転舵軸の出力側周辺）  
Internal structure (Peripheral part of steering shaft)

たすべり軸受，及び台形ねじと遊星歯車のキャリアを兼ねた部材の外径を支持するニードルラジアル軸受で抑えている．スラスト外力（横耐荷重）による台形ねじの位置ずれは，台形ねじの逆入力に対する効率が低いいため発生しない．また，遊星歯車は静音性の観点から樹脂製とした．

モータの制御には，レゾルバを使用した．さらに，転舵軸に取り付けた磁石の移動に伴う磁束の変化量をホールICで検出し，転舵軸の絶対位置を求めている．

## 2.2 アクチュエータ仕様

本アクチュエータの仕様を表1に示す．横耐荷重は片側で3.5kN以上あり，全長4.9m前後のアップアミディウムからエグゼクティブクラスの車種に対応できる．

図6に横耐荷重と転舵軸の軸速度の関係を測定した結果を示す．2.5kNの横耐荷重において30mm/s以上の軸速度を実現できる．

表1 アクチュエータ仕様  
Specification of actuator

項目	仕様
直動方式	台形ねじ
軸移動量	±7mm（最大移動量±10mm）
モータ	ブラシレス DC12V
回転センサ	レゾルバ（4X）
減速機	遊星歯車減速機構
軸絶対位置検出	ホールIC
横耐荷重（片側）	3.5kN以上
最大転舵角*	±2.5度
最大送り速度	30mm/s（横耐荷重2.5kN時）
質量	9 kg
ケースサイズ	φ81×375mm

※車両構造によって変わるため参考値

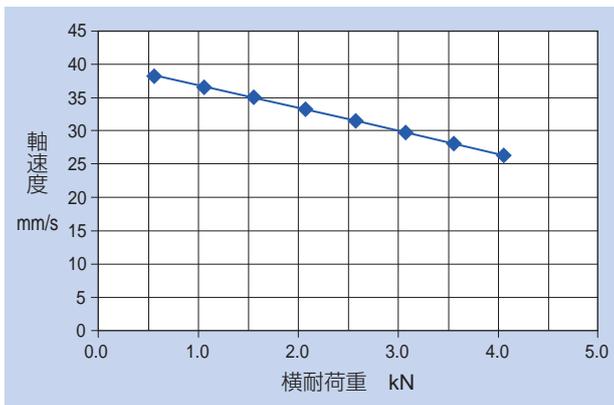


図6 横耐荷重と転舵軸の軸速度の関係  
Lateral load-rear steering speed characteristics

## 2.3 制御系

制御系は図7に示すように各モータをそれぞれ制御する2つのECUで構成される．2つのECUは上位ECUから車両状態に応じた操舵角の目標値を受信し，PWM制御により各モータの位置決め制御を行う．

2つのECUは相互監視や一部冗長系の機能を有しており，これにより安全性を高めている．

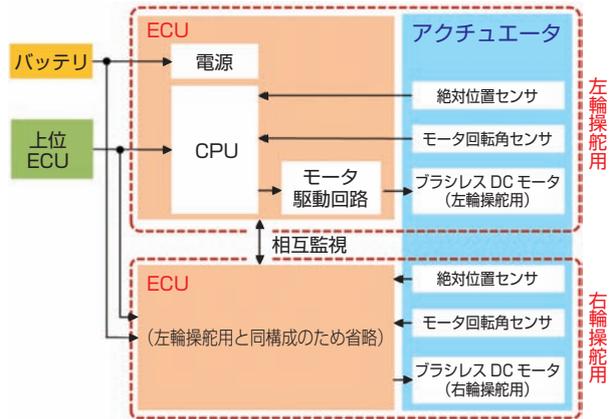


図7 制御ブロック図  
Block diagram of control system

## 3. 後輪操舵制御方式

本システムの効果を実車で確認するために，車両に後輪操舵を付加したときの代表的な制御則である「車速感応型前輪舵角比例制御」<sup>2)</sup>を採用した．本項ではその内容を操舵に対する車両の基本的な運動特性から説明する．

操舵によって生じる車両の運動の自由度は，横方向，ヨーイング，ローリングであるが，上下運動は二次的なものとしてローリングを無視し，さらに下記仮定を設け，図8に示すようにX-Y水平面内を一定速度で走行する車両の運動を考える．

- ・車両の走行速度は一定
- ・左右のタイヤ特性は等しい

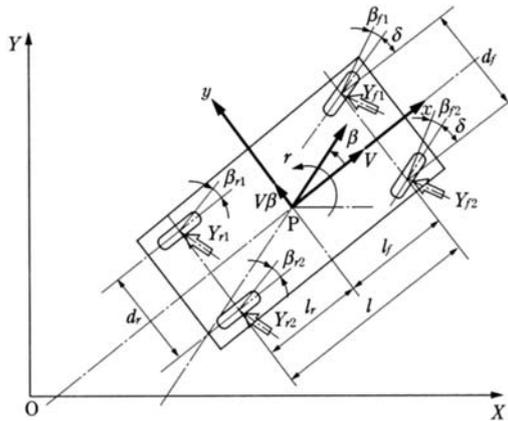


図8 車両の運動  
Motion of vehicle

前述のとおり，ローリングを無視した水平面内の基本的な車両運動方程式は次式で表現される。

$$mV \left( \frac{d}{dt} + r \right) = Y_{f1} + Y_{f2} + Y_{r1} + Y_{r2} \quad (1)$$

$$I \frac{dr}{dt} = l_f (Y_{f1} + Y_{f2}) - l_r (Y_{r1} + Y_{r2}) \quad (2)$$

- ：車両重心点の横すべり角
- V : 車両の走行速度
- m : 車両の慣性質量
- Y<sub>xx</sub> : タイヤに働くコーナリングフォース
- r : ヨー角速度
- l : 車両のヨーイング慣性モーメント
- l<sub>f</sub> : 車両重心点と前車軸間の距離
- l<sub>r</sub> : 車両重心点と後車軸間の距離

左右のタイヤ自体の特性に差がないものと仮定すると，左右のタイヤに作用するコーナリングフォースも差がないため，前後のタイヤに働くコーナリングフォースをそれぞれ Y<sub>f</sub>, Y<sub>r</sub> とすると，

$$2Y_f = Y_{f1} + Y_{f2} \quad (3)$$

$$2Y_r = Y_{r1} + Y_{r2} \quad (4)$$

となる。この力を図8に示す y 方向に働く力とみなすことで，式(1)，(2)は，以下ようになる。

$$mV \left( \frac{d}{dt} + r \right) = 2Y_f + 2Y_r \quad (5)$$

$$I \frac{dr}{dt} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (6)$$

横すべり角が小さい場合は，タイヤに働くコーナリングフォース Y<sub>f</sub>, Y<sub>r</sub> は，前後タイヤの横すべり角 f, r に比例する。角度を，反時計回りを正とすると，横すべり角が正のときコーナリングフォースは図8の y 方向で負の向きに作用するため，以下のように記述できる。

$$Y_f = -K_f f \quad (7)$$

$$Y_r = -K_r r \quad (8)$$

K<sub>f</sub> : 前輪コーナリングパワー

K<sub>r</sub> : 後輪コーナリングパワー

上式について，前後輪に小さな操舵角を与えた場合，前後タイヤの横すべり角 f, r は，下記式で近似することができる。

$$f = + \frac{l_f}{V} r - f \quad (9)$$

$$r = - \frac{l_r}{V} r - r \quad (10)$$

f : 前輪舵角

r : 後輪舵角

式(9)，(10)を，式(7)，(8)に代入すると，コーナリングフォースは下記式で表すことができる。

$$Y_f = -K_f \left( + \frac{l_f}{V} r - f \right) \quad (11)$$

$$Y_r = -K_r \left( - \frac{l_r}{V} r - r \right) \quad (12)$$

式(11)，(12)を式(5)，(6)に代入することで以下の運動方程式が導出される。

$$mV \frac{d}{dt} + 2(K_f + K_r) + \left\{ mV + \frac{2}{V} (l_f K_f - l_r K_r) \right\} r = 2K_f f + 2K_r r \quad (13)$$

$$2(l_f K_f - l_r K_r) + I \frac{dr}{dt} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} r = 2l_f K_f f - 2l_r K_r r \quad (14)$$

上式が水平面内の前後輪に対する車両の運動を記述する基本的な運動方程式となる。

今回車両試験に採用する「車速感応型前輪舵角比例制御」では，前輪舵角と後輪舵角は，

$$f = \frac{1}{n} \dots\dots\dots (15)$$

$$r = k_f = \frac{k}{n} \dots\dots\dots (16)$$

：ハンドルの角

$n$  ：前輪操舵系のギアレシオ

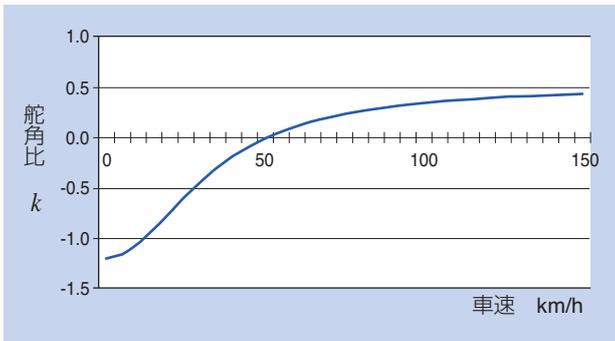
$k$  ：舵角比

となる。式 (15), (16) を式 (13), (14) に代入し、車両重心点の横すべり角  $\theta$  が 0 になるような  $k$  を算出し、整理すると、

$$k_0 = - \frac{l_r \left( 1 - \frac{m l_r}{2 l_r K_r} V^2 \right)}{l_f \left( 1 + \frac{m l_r}{2 l_f K_f} V^2 \right)} \dots\dots\dots (17)$$

となる。

式 (17) のように前輪舵角に対する後輪舵角の比例定数を設定すれば、定常円回転時の車両重心点の横すべり角ゼロを実現することができ、理論上車両の進行方向と車両の向きが一致することになる。舵角比  $k$  は車両諸元により決定されるが、今回使用した試験車両では、**図 9** に示すように、速度 50 km/h 付近を境界に低速側は逆位相、高速側は同位相になる。



**図 9** 舵角比  
Steering angle ratio

## 4. 車両試験

### 4.1 試験車両及び走行条件

本システムを**表 2**に示す諸元の試験車両へ搭載し、テストコースで走行試験を実施した。本システム搭載の様子を**図 10**に示す。前項で示した「車速感应型前輪舵角比例制御」を用いて、前輪舵角及び車速から後輪操舵量を決定し、実走行したときの車両挙動を評価した。

**表 2** 実験車両の主要諸元  
Specifications of test vehicle

項目	仕様
車両サイズ	4940x1940x1500 (LxWxH mm)
質量	約1700kg
駆動方式	後輪駆動
後輪最大転舵角	±2.5度
後輪最大転舵速度	10度/s (軸力2.5kN)



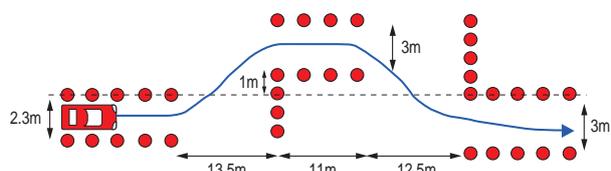
**図 10** 搭載写真 (車両後方から撮影)  
Actuator mounted on test vehicle

### 4.2 挙動評価

試験は**図 11**に示すような乾燥路のダブルレーンチェンジコースへ速度70km/hで進入し、速度を可能な限り一定に保ちながら通過し、ステアリング操舵角に対するヨーレートと横加速度を記録した。結果を**図 12**に示す。

後輪操舵機能OFF (**図 12 (a), (c)**) の場合、ステアリング操舵角に対し、ヨーレートおよび横加速度の追従性に遅延が発生するため、ドライバーの不要なステアリング操作が必要になる。一方、後輪操舵機能ON (**図 12 (b), (d)**) の場合、速度70km/hでは後輪が同位相に約1.5度転舵する。その結果、ステアリング操舵角に対する横加速度およびヨーレートの線形性が向上していることがわかる。これはステアリング操作に対するヨーレートおよび横加速度の追従性が改善され、ドライバーが思い通りに車を操作できることを意味し、後輪操舵の走行安定性への効果を示している。

実車両ではこれら定量データと人が感じる操舵感との差異がある。車両レベルで様々なチューニングを行うことによって4WSのメリットを引きだし、走行性能安定化へ寄与する技術として発展させていきたい。



**図 11** テストコース  
Test course

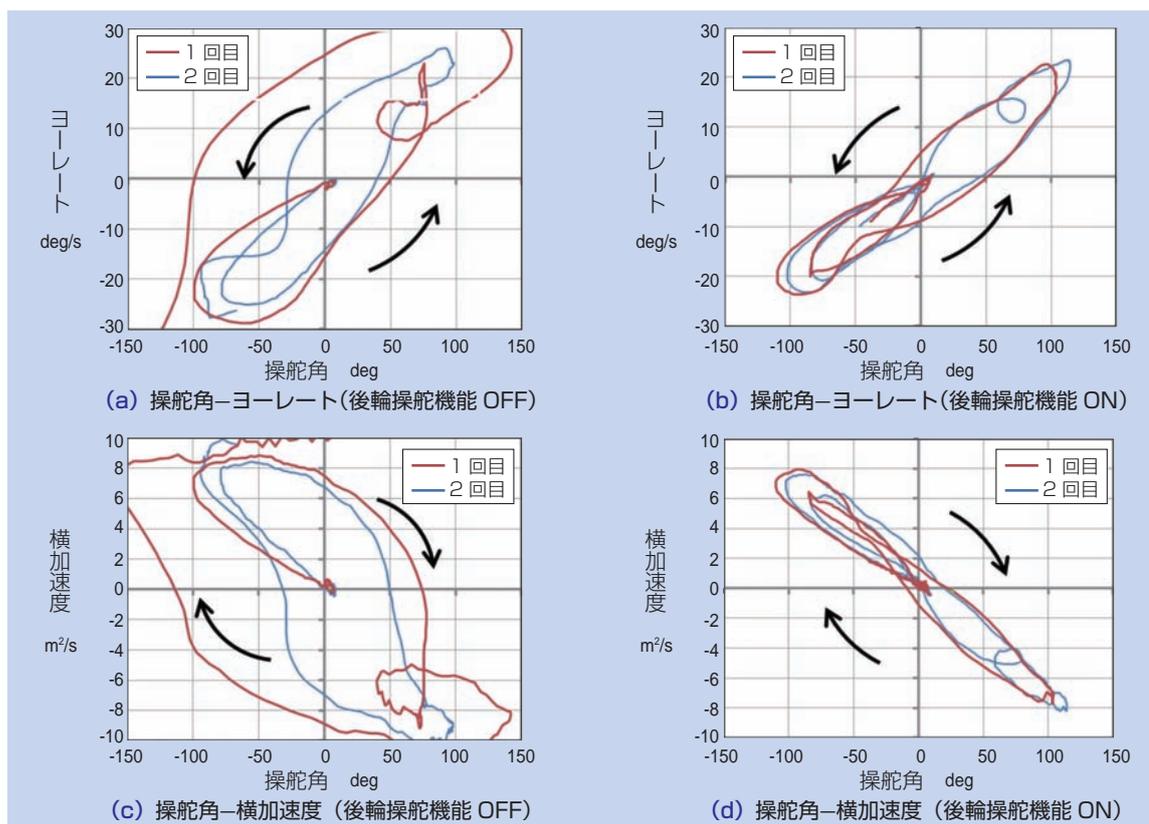


図12 ステアリング操舵角に対するヨーレート，横加速度の線形性評価結果(70km/h)  
Linearity control test result at 70km/h

## 5. おわりに

本項では「後輪独立操舵システム」を紹介した。車両試験では同位相モードによる効果を確認したが、本システムはサスペンション構造に依存せず、能動的に左右独立してトー角制御ができるため、走行シーンに応じた様々な操舵制御が可能となる。この機能を活用し、走行中のトーインによる走行安定性向上や、逆相モードの自動駐車への適用などが期待される。

今後も自動車の電動化、バイワイヤ化、また将来の自動運転の進展に伴い、本システムのような車両の安全性能や安定性能、利便性向上に寄与するモジュール

商品の市場拡大が期待される。これら自動車の制御技術を含めた電動モジュールのさらなる発展に備え、自動車の電動化、燃費向上、走行性能向上に寄与する新たなモジュール/システム商品の開発に注力していきたい。

### 参考文献

- 1) 茂木克敏, 水貝智洋, 桜井 良, 鈴木伸幸: 新機構ステアバイワイヤ操舵システム, NTN TECHNICAL REVIEW No79, (2011) 42-50.
- 2) 安倍正人: 自動車の運動と制御, 第2版, 東京電機大学出版局, (2012) 5-226.

執筆者近影



松永 康寛  
商品開発研究所



井上 達司  
商品開発研究所



徳永 寛哲  
商品開発研究所



西尾 幸宏  
商品開発研究所

## 次世代ステアリング用MCU MCU (Mechanical Clutch Unit) for Next Generation Steering



北山 直嗣\* Naotsugu KITAYAMA  
石川 慎太郎\* Shintaro ISHIKAWA

自動運転化やドライバーの疲労軽減のため、操舵を電動化した次世代ステアリングシステムが採用されつつある。一方、システムの電氣的失陥が発生した場合には、操舵を可能とするバックアップ機構が必要である。

NTNでは、当社独自技術であるメカニカルクラッチユニット (MCU) のバックラッシュを小さくし、通電されないときに瞬時に締結する次世代ステアリングシステム用メカニカルクラッチユニットを開発した。

The next generation steering system which controls steering with electric signal starts to be adopted for the purpose of automated cruise or alleviating driver's fatigue. On the other hand, the system must be obtained something mechanical back up function in case of emergency condition such as electric failure.

By using the NTN's own MCU (Mechanical Clutch Unit) technology, NTN has developed "smaller" backlash type new MCU for the next generation steering system. And it has very useful feature which makes a quickly locking when the electric power is shut off, it is our unique technology.

### 1. はじめに

近年、自動車における電子制御の高機能化および信頼性の向上により、従来の機械的伝達が電氣的伝達に置き換えられ、ブレーキやアクセルなどのパイワイヤ化が進んでいる。その中でも、自動運転化やドライバーの疲労軽減を目的に、次世代ステアリングシステムであるステアパイワイヤ（以下SBW：Steer By Wire）技術がトレンドとなりつつある。

SBWは図1に示すType1からType3の3タイプの機構に大別される<sup>1)</sup>。

Type1は、現行のステアリングシステムに、モータと減速機構で構成する作動角制御機構により操舵角を可変するシステムである。

Type2は、ステアリングホイールの操舵角を電氣信号により転舵アクチュエータに伝達し、車両の舵角を制御するが、機械的バックアップ機構も存在し、電氣的失陥が発生した場合でも操舵を可能にするシステムである。

Type3は、Type2に対し機械的バックアップ機構がない。そのため、航空機のように電氣的バックアップシステムを搭載し、冗長性を取り入れる必要がある。

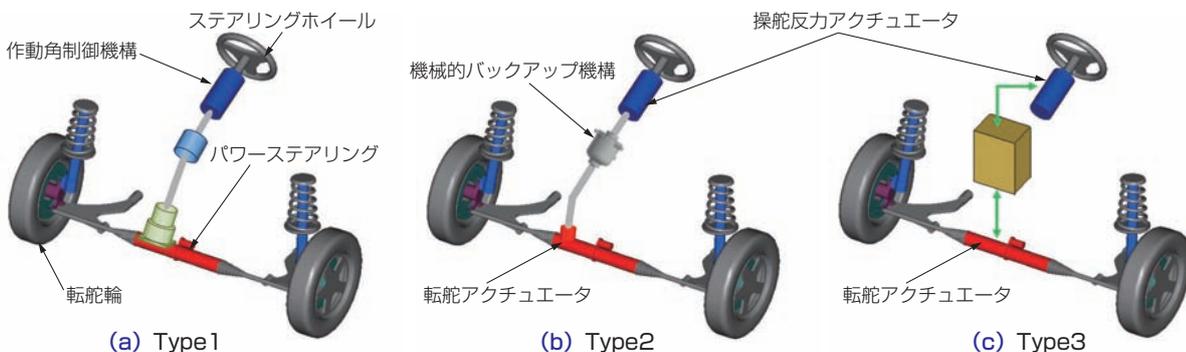


図1 次世代ステアリングシステム  
Types of next generation steering

\*自動車事業本部

また、現在の法規では、電氣的失陥が発生した場合に、操舵を機械的にバックアップする機構が必要であり、現段階では市場投入は難しい。

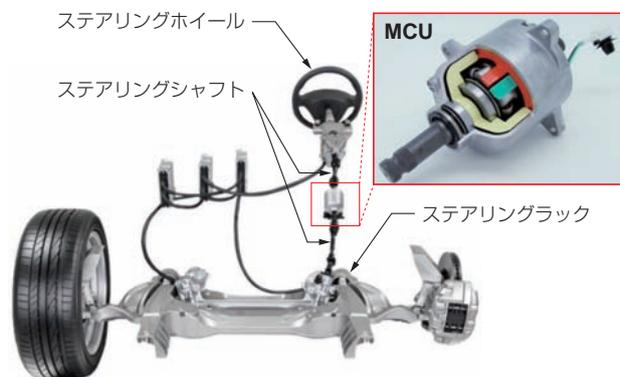
従い、自動車用SBW技術としては、当面Type2が主流となることを見込まれ、信頼性の高い機械的バックアップ機構が必要になる。

NTNでは、上記機械的バックアップ機構として、独自技術のメカニカルクラッチユニット（以下MCU：Mechanical Clutch Unit）をもとに、直線運動を回転運動に変換するボールカム機構の新規採用及びローラクラッチ部のローラ配置を最適設計することで、コンパクトで高トルク容量、バックラッシを低減した次世代ステアリング用MCUを開発した。

## 2. 次世代ステアリング用MCUの適用部位 (ダイレクトアダプティブステアリング\*の紹介)

ダイレクトアダプティブステアリング（以下DAS：Direct Adaptive Steering）は、日産自動車株式会社が市場投入した世界初の次世代ステアリングシステムであり、MCUはこのDASの機械的バックアップ機構として搭載されている（図2）。

DASは、MCU内部の電磁クラッチに通電することでローラクラッチ締結を解除し、機械的に直結されていたステアリングホイールとステアリングラックを電氣的信号で繋ぐ。万一電氣的失陥が発生し、電磁クラッチに通電されなくなると、瞬時に内蔵されたローラクラッチが締結し、ステアリングホイールからステアリングラックまでが機械的に結合されるため、従来通りの車両操舵が可能となる。



ダイレクトアダプティブステアリング  
写真：日産自動車株式会社

図2 DAS用MCU適用箇所  
Layout of MCU for DAS

※日産自動車株式会社 登録商標

## 3. 次世代ステアリング用MCUを支える NTN独自技術

次世代ステアリング用MCUは、バックアップ機構として、以下3点が要求される。

- ① ローラクラッチの確実な締結と解放
- ② ローラクラッチ締結状態でのバックラッシ低減
- ③ 低フリクション

当社では独自技術のローラクラッチと電磁クラッチをユニット化した、高トルク容量かつ低フリクションのMCUをもとに、(1) ボールカム機構を新規に採用し、(2) ローラクラッチ部に2つのローラを対に配置することで、コンパクトで高トルク容量かつバックラッシを低減させた。次世代ステアリング用MCUの仕様を表1に示す。

表1 次世代ステアリング用MCUの仕様  
Specifications of MCU for next generation steering system

サイズ	φ85×190mm
定格トルク	80N・m
応答時間	0.1s 以下

### 3.1 ボールカム機構の採用

一般的な電磁クラッチは、通電時に入力軸から出力軸に動力を伝達し、非通電時には入力軸から出力軸に動力が伝達されない、いわゆる正作動である。しかし、SBWのバックアップ機構では電氣的失陥が発生した場合に、ローラクラッチを締結させ動力を伝達させる必要がある（逆作動）。

開発したMCUでは、電磁クラッチとローラクラッチの間に電磁クラッチの直線運動を回転運動に変換させるボールカムを採用することで2つの保持器の周方向位置を調整する機構とした。その動きによって、電磁クラッチに通電した時にローラクラッチを解除し、入力軸から出力軸に動力を伝達しない。また、電磁クラッチに通電しない時には、ローラクラッチを締結し、入力軸から出力軸に動力を伝達する逆作動を実現した（図3）。

### 3.2 ローラ配置の改良

従来のMCUは、カム面に1つのローラを配置するシングルローラクラッチであるが、次世代ステアリング用MCUでは2つのローラを対に配置するツインローラクラッチを採用することで回転方向が切替わる際のバックラッシを低減した。（図4）

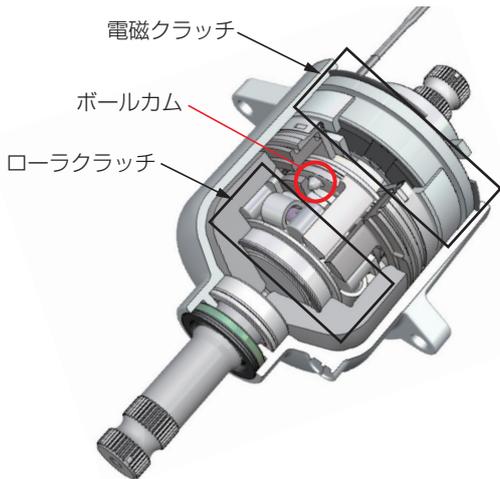


図3 MCU構造  
Structure of MCU

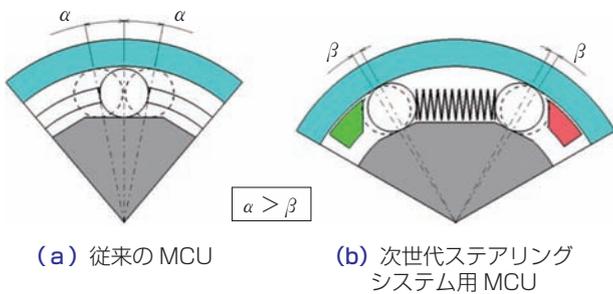


図4 バックラッシュ低減  
Reducing backrush

### 3.3 作動原理

以下にローラクラッチ解放時及び締結時の作動原理を示す。(図5)

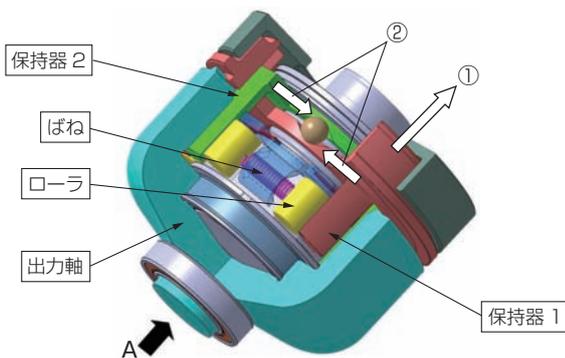
#### <ローラクラッチ解放時 (SBW状態)>

- ① 電磁クラッチに通電すると、保持器1が電磁クラッチに吸引される(軸方向直線運動)。
- ② ①作動中に保持器1の直動運動がボールカム機構によって回転運動へ変換され、保持器1及び保持器2が相対回転する(直線運動⇒回転運動へ変換)。
- ③ 保持器1及び保持器2の相対回転により、ローラ間距離が縮小される。
- ④ 出力軸とローラ間にすきまができるため、入力軸(ステアリングホイール)からの動力が出力軸に伝達されない、SBW状態となる。

#### <ローラクラッチ締結時 (機械的結合状態)>

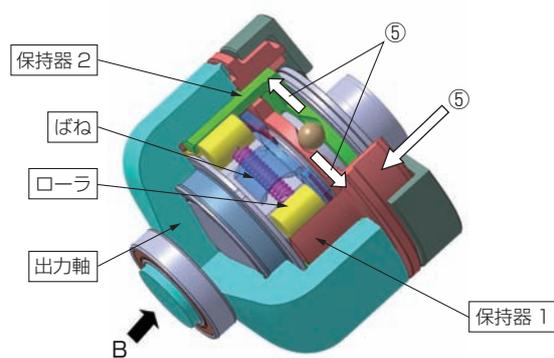
- ⑤ 電磁クラッチ非通電時は、ローラ間に配置されているばねの押圧力によってローラが締結可能位置で保持される。
- ⑥ 入出力軸いずれから動力がかかると、ローラが入力軸カム面と出力軸で形成された『くさび』に噛み込み、機械的に繋がる。

#### ローラクラッチ解放時 (SBW 状態)

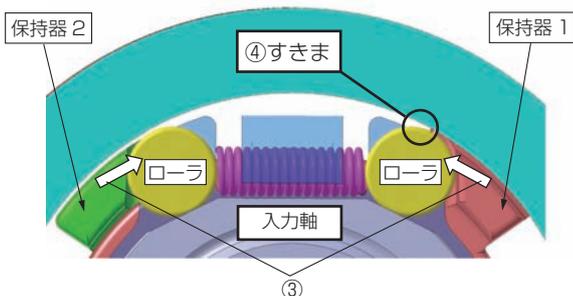


A 矢視 (ローラクラッチ解放位置)

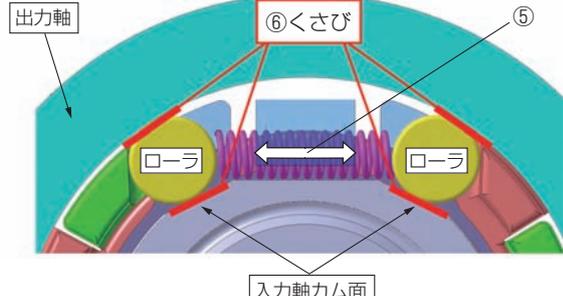
#### ローラクラッチ締結時 (機械的結合状態)



B 矢視 (ローラクラッチ締結可能位置)



③



入力軸カム面

図5 ローラクラッチ作動原理 (模式図)  
Roller clutch mechanism (Pattern diagram)

## 4. 評価試験

### 4.1 振り耐久試験

ローラクラッチ締結状態で、入力軸にCW/CCW方向の繰り返し定格トルクを測定し、100万回負荷した試験結果を図6に示す。ローラクラッチは、繰り返しのトルク負荷で定格トルクを定めており、次世代ステアリング用MCUでは80N・mである。試験前後でのバックラッシュ増大や破損及び摩耗などの問題発生はなかった。

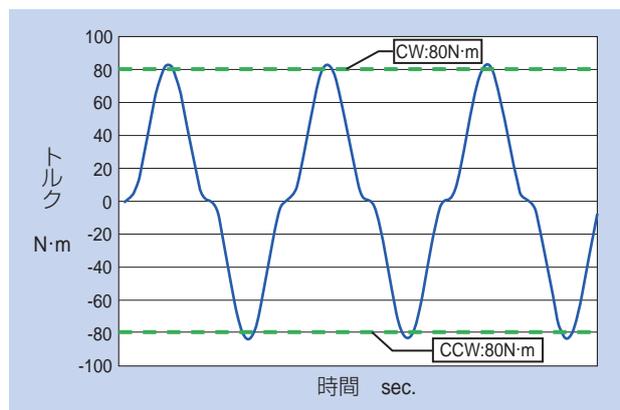


図6 振り耐久試験結果  
Result of torsional endurance test

### 4.2 回転トルク測定

ローラクラッチ解放状態で、入力軸を一方方向に回転させた時の、回転トルク試験結果を図7に示す。回転トルクは、内蔵する軸受のみの回転トルクに比べ10%以内の増加に留まり、低フリクションを実現した。

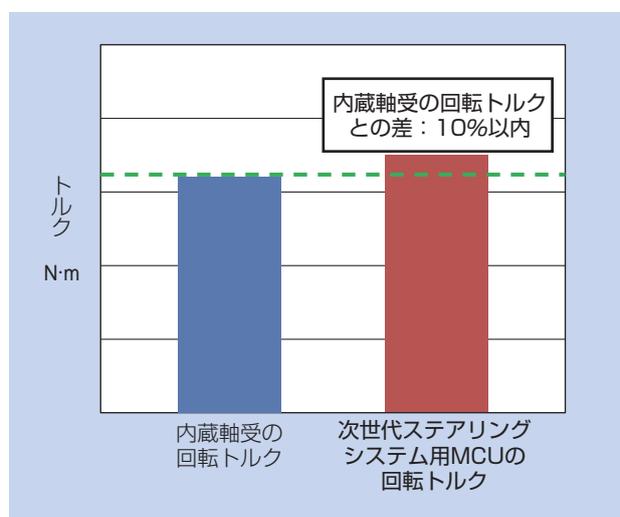


図7 回転トルク試験結果  
Result of rotating torque test

### 4.3 静振り試験

ローラクラッチ締結状態で、一方方向に振りトルクを負荷した静振り試験測定結果例を図8に示す。ローラクラッチ締結時、定格トルク80N・m以上の強度を有している。

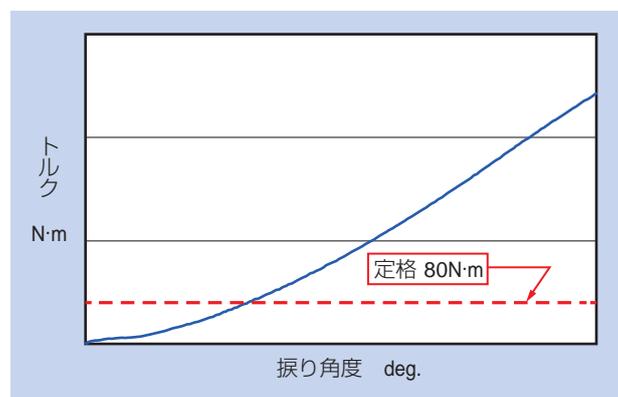


図8 静振り試験結果 (例)  
Result of Static torsional strength test (example)

## 5. まとめ

本稿では、NTN独自のMCU技術をもとに、ボールカムの採用及びローラクラッチ部に2つのローラを対に配置し、バックラッシュを低減した次世代ステアリング用MCUを紹介した。今後、次世代ステアリングシステムのバックアップ機能を付加し、ステアリングシステムの信頼性向上に寄与する商品として市場展開を図っていく。

### 参考文献

- 1) 総合技研株式会社 自動車エレクトロニクス研究グループ、2014年度版 自動車バイワイヤ用技術の現状と将来分析、総合技研株式会社、(2014) 68-97.

### 執筆者近影



北山 直嗣  
自動車事業本部

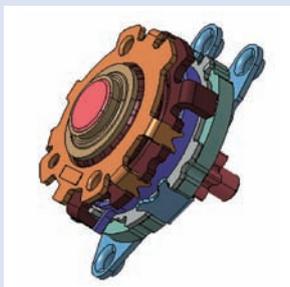


石川 慎太郎  
自動車事業本部

## [ 商品紹介 ]

シートリフタ用クラッチ  
Clutch for Seat Lifter

山田 政義\* Masayoshi YAMADA  
日比 康雅\* Yasumasa HIBI



NTNは自動車向けシートの座面高さを手動操作で調整可能とするクラッチ（トルクダイオード）を開発し、2002年から市場展開を開始した<sup>1)</sup>。その後、市場からは安全性向上のため、トルクダイオードに対して、より高い保持力、信頼性が求められるようになり、その要求に応じて改良を重ねた。  
本稿ではNTNがこれまでに開発したトルクダイオードの機能、構造、ラインナップを紹介する。

NTN has been developing torque diode for seat lifter that adjusts the height of a seat cushion with manual action. Market deployment has been begun since 2002. For safety improvement of seat, high brake capacity and reliability are required for torque diode.

In this paper, we will introduce the structure and our product line-up.

## 1. はじめに

近年、自動車の安全性に対する要求は益々厳しくなっている。世界各国で自動車の安全性向上を目的としたアセスメントが実施されており、乗員保護性能の評価基準も年々厳しくなっている。

自動車向けシート（以下、シート）は乗員保護性能に大きく影響する部品の一つである。NTNはシートの座面高さを手動操作により任意の位置に調整するとともに、位置保持可能なシートリフタ用クラッチを開発<sup>\*1</sup>し、シートの安全性、快適性に貢献している。本開発品はNTN独自の機構であり、本稿では「トルクダイオード<sup>®</sup>」としてその機能、構造、ラインナップについて紹介する。

※1 シロキ工業株式会社殿と共同開発

## 2. トルクダイオードの機能

トルクダイオードは、ローラクラッチの機構をベースとした両方向噛み合いクラッチであり、入力側からの回転力は出力側へ伝達するが、出力側からの回転力は入力側へ伝達せずロックする構造である。この機能を用い、シートの側面に取り付けられたレバーを上

下に操作することで、シート座面の高さを無段階に調整でき、かつ座面高さの位置保持を可能としている。  
図1にシートへの代表的な取り付け部位を示す。

図2にシートに取り付けられたトルクダイオードとセクタギヤの配置例を示す。

シート座面に負荷が加わった場合、セクタギヤ（リンク機構）を介してトルクダイオードのピニオンギヤ（出力軸）にトルクが伝達され、トルクダイオードがロックすることでシート座面高さを保持する。

一方、入力側からレバー操作を行った場合、ピニオンギヤが回転し、セクタギヤのリンク機構により、シート全体が上下及び前後方向に移動し座面高さを調整する。



図1 トルクダイオード取り付け部位  
Installation condition of torque diode

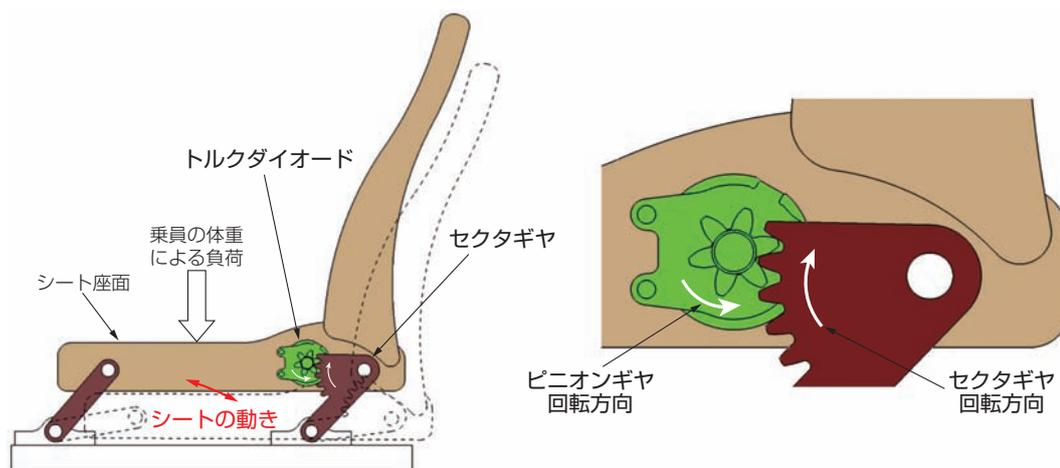


図2 トルクダイオード配置例  
Layout of torque diode

### 3. トルクダイオードの構造及び作動原理

シートリフタ用トルクダイオードには、

- ① シート座面高さを保持する機能
  - ② レバー操作に応じてシート座面を上下させる機能
- の両立が要求される。図3に示すようにトルクダイオードは上記①の機能を持つブレーキ側クラッチと②のレバーの上下操作力をブレーキ側クラッチへ伝達する機能を持つレバー側クラッチの2つのクラッチで構成される。2つのクラッチは、レバー側クラッチの出力部材（内輪）とブレーキ側クラッチの入力部材が一体構造となっている。

#### 構造・作動原理

##### ① シート座面高さを保持する機能

座面高さを保持している時のトルク伝達経路を図4に示す。シートからの負荷はピニオンギヤからブレーキ側クラッチのころを介し、静止系のシートフレームに固定されたブレーキ側外輪へ伝わるため出力軸がロックし、シートの座面高さが保持される。その際のブレーキ側クラッチ断面模式図を図5に示す。出力軸と外輪の内径で形成されるくさび空間に一对のころとばねが挿入され、ころはばねによりくさび空間の狭い方向に押し当てられ、噛み合っている（ロック状態）。

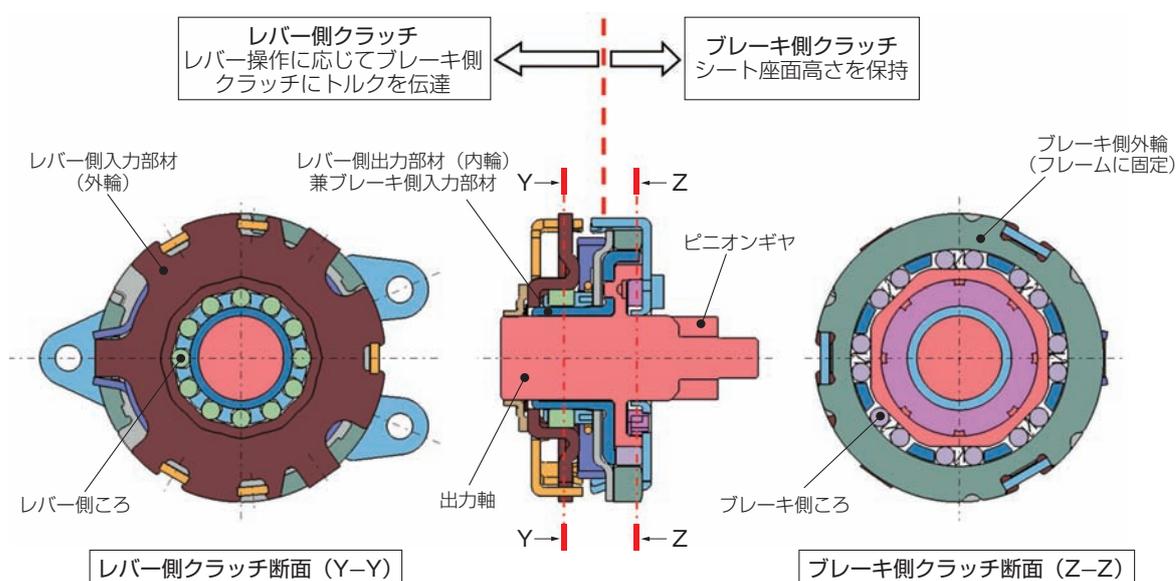


図3 トルクダイオード構造図  
Structure of torque diode for seat lifter

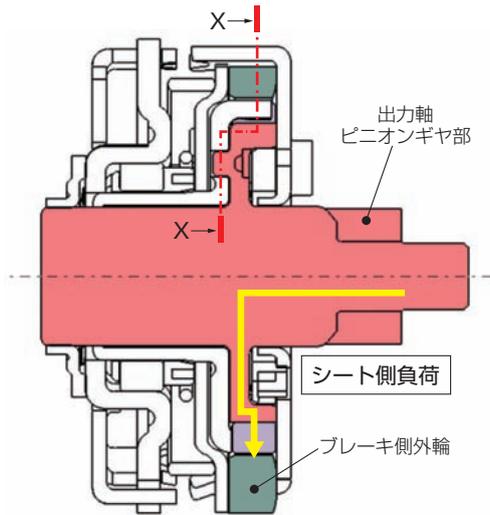


図4 座面高さ保持時のトルクの流れ  
Torque flow at neutral position

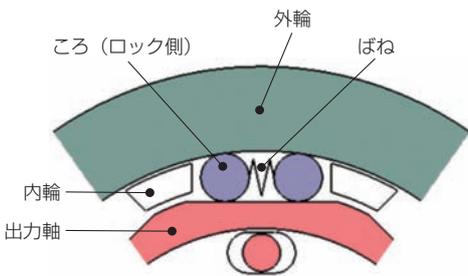


図5 座面高さ保持時のブレーキ側クラッチ (断面X-X)  
Neutral position of brake-side clutch

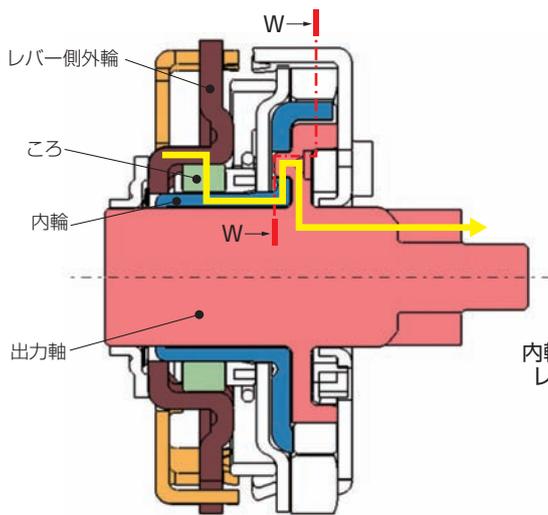
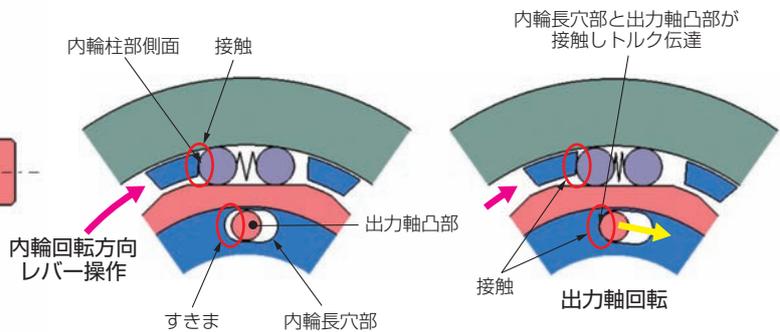


図6 レバー操作時のトルクの流れ  
Torque flow at switching position



(a) 出力軸ロック解除時  
(出力軸凸部すきま) (b) 出力軸回転時  
(出力軸凸部接触)

図7 レバー操作時のブレーキ側クラッチ (断面W-W)  
Switching position of brake-side clutch

## ② レバー操作方向に応じてシート座面を上下させる機能

レバー操作によって、シート座面を上下動させる際は、ブレーキ側クラッチのころをくさびから解除し、レバー側クラッチからのトルクをピニオンギヤ及びセクタギヤへ伝達する必要がある。レバー操作時のトルクの伝達経路を図6に示す。レバー操作によるトルクはレバー側外輪、ころ、内輪を介し、ブレーキ側クラッチの出力軸に伝達される。

その時、内輪回転の初期は内輪の柱部側面がブレーキ側クラッチのころを押し、くさび空間が大きくなる方へ移動させる（出力軸のロックを解除 図7(a)）。さらに内輪を回転させると、内輪の長穴部と出力軸の凸部が接触することで、内輪の回転力が出力軸に伝達される（図7(b)）。

また、レバー操作を停止した時は、両ころ間に配置されたばねの反力により、ころはくさびに押し付けられ、出力軸の回転が両方向にロックした状態（図5）に復帰する。

## 4. 商品ラインナップと特長

2002年の量産開始から、シート座面高さの保持力向上および薄型化の市場ニーズに応え、現在は4世代品までラインナップし、多くの自動車メーカー、車種に採用頂いている。（表1、図8）

表1 トルクダイオード世代別一覧  
Product line-up of torque diode for seat lifter

	外 観	仕 様	特 長
1 世代		① 80N・m ② φ50×32mm ③ 330g	・ブレーキ側クラッチの外輪に薄板外輪を採用 ・軽量コンパクトな設計
2 世代		① 130N・m ② φ60×25mm ③ 380g	・ブレーキ側クラッチの外輪を厚肉化し薄型、高トルク化 ・後方追突事故によるシート座面下がりの耐性を向上 ・シートクッションの幅広化に対応し、乗り心地を向上
3 世代		① 170N・m ② φ61×25mm ③ 390g	・2世代品とほぼ同等の取り付け寸法を維持し、さらに高トルク化した結果、シートの衝突安全性を2世代品より向上
4 世代		① 230N・m ② φ61×27mm ③ 420g	・3世代品に対し、ころ長さを長くすることで、さらに高トルク化しシートの衝突安全性を3世代品より向上

① 保持力 ② クラッチ外径×取付幅 ③ 重量

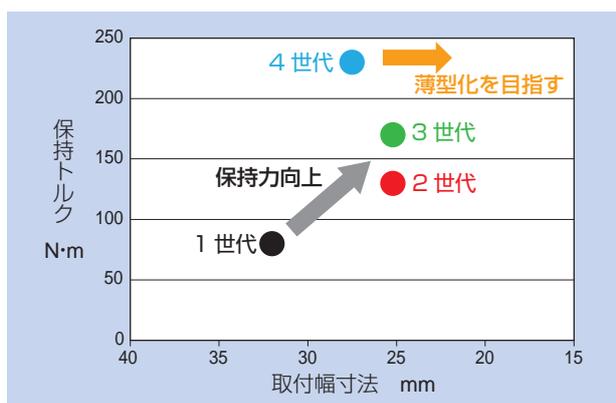


図8 性能比較図  
Performance comparison

## 5. まとめ

本稿では、NTNが考案したトルクダイオードの構造、ラインナップについて紹介した。トルクダイオードは、シートの安全性向上および快適性に貢献する重要な商品であり、今後も市場ニーズに合った商品に改良、開発して行く。

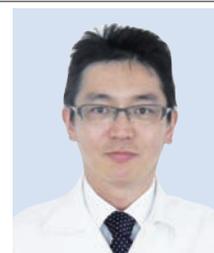
### 参考文献

1) 川合正浩, NTN TECHNICAL REVIEW No.79 (2011)

### 執筆者近影



山田 政義  
自動車事業本部



日比 康雅  
自動車事業本部

## [ 商品紹介 ]

## 次世代ドライブシャフト『ADSモジュール』 Next-generation Driveshaft “ADS Module”



大杉 真史\* Masafumi OOSUGI  
杉山 達朗\* Tatsuro SUGIYAMA

近年、自動車業界では世界的に車両の低燃費化、軽量化が重要な課題である。また、自動車構成部品の共通化による開発工数の削減、開発スピードアップも重要な課題である。これらの要求に応えるため、自動車の駆動系に用いられる等速ジョイントやハブベアリングを新たなコンセプトと高度な製造技術によりモジュール化した『Advanced Drive Shaft Module』(アドバンスドドライブシャフトモジュール)を世界の自動車メーカーに提案する。

Recently, low-fuel consumption and weight reduction are important problems worldwide in the automotive industry. And, development speed-up and development man-hour reduction according to standardization of a car component are also important problems. Responding to these problems, NTN proposes to worldwide automobile manufacturers the ADS module (Advanced Drive Shaft module) which modularized the constant velocity joint (CVJ) and hub-bearing (H/B) for drivetrain with a new concept and high manufacturing technology.

### 1. まえがき

エンジンからの動力は、変速機、ディファレンシャルギヤ(差動歯車装置、以下、デフ)を経てドライブシャフトによりタイヤに伝達される。ドライブシャフトは、入力軸であるデフ軸とタイヤを支持するハブベアリング(以下、H/B)軸が角度を変えながら回転するため、等速ジョイント(以下、CVJ)を用いることで、常に同じ回転速度で滑らかなトルク伝達が可能となる。

車両により自動車のデフ、H/Bの仕様及び車両の要求トルクなどの要求仕様は異なる。従来のドライブシャフトは、要求仕様に合わせ個別に設計したCVJやシャフトを組み合わせ、試作と評価を繰り返す必要があり、開発リードタイムが長くなるという課題があった。

NTNは、H/BとCVJの世界トップクラスの販売規模を背景に、長年の研究開発で培った技術に加え、後述する「プレスコネク方式」による接合及び電子ビーム溶接など最先端の製造技術を保有している<sup>1)</sup>。これらの技術を活用し、シャフトの長さや形状など車種ごとに異なる部品と、要求トルク等に応じて共通設計したCVJ部品を組み合わせた、次世代のドライブシャフト「アドバンスドドライブシャフト(以下、ADSモジュール)」を提案する。

### 2. 構造と特長

ADSモジュールでは、タイヤ側は、要求トルクごとに標準・共通化したCVJとH/Bを「プレスコネク方式」で接合し、一方デフ側は、同じく要求トルクごとに標準・共通化したCVJと個々に設計するステム部を電子ビーム溶接で高精度に接合した、後述する「EBWドライブシャフト」を組み合わせる。

#### 2.1 共通仕様

CVJを構成する内輪、ケージ、ボール等の内部部品、及び、ブーツはすでに仕様は共通化されている。ADSモジュールでは、新たにタイヤ側CVJ及びデフ側CVJのカップを共通仕様とする。H/B、デフ側CVJのステム、タイヤ側CVJとデフ側CVJの間に嵌合するシャフトは車両により個別仕様とする(図1、2)。

#### 2.2 PCS-H/Jの特長

接合には、H/B内径に外輪ステムスプラインより歯幅の小さいスプライン(プレスライン)をあらかじめ形成し、さらにステム歯先とH/B側の歯底に空隙を設けることにより、結合に必要な荷重を低減し両者のボルト締結を可能とした。本接合方式をプレスコネク

\*自動車事業本部 ドライブシャフト技術部

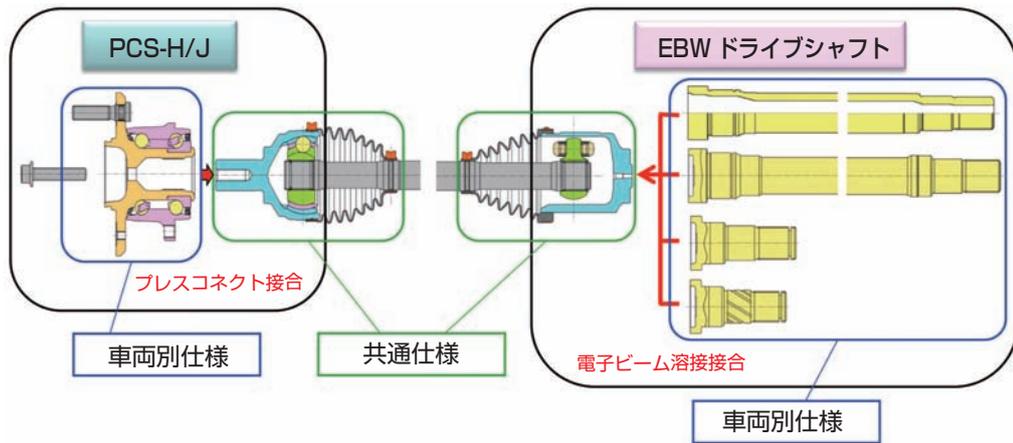


図1 ADSモジュール構造  
Structure of ADS module



図2 ADSモジュール構造（写真）  
Structure of ADS module

ト方式（以下、PCS）とする。これにより、自動車メーカー車両組立ラインで、組立工程を変更することなく、PCS-H/Jの組付けを可能とした（図3）。

本方式による接合の特長は、大幅な軽量化及びスプライン嵌合部の遊びをなくしたことにある。本方式は、従来のスプライン嵌合に対して嵌合部に隙間がなく、入力トルクを円周方向全域で均一に受けることができる。その結果、CVJステム長さの約65%短縮を実現した。また、ハブ輪内径部の肉抜き、及びナットのボルト化などにより0.94kg/台（従来品比約12%：Cセグメント適用の場合）の軽量化効果を実現した。

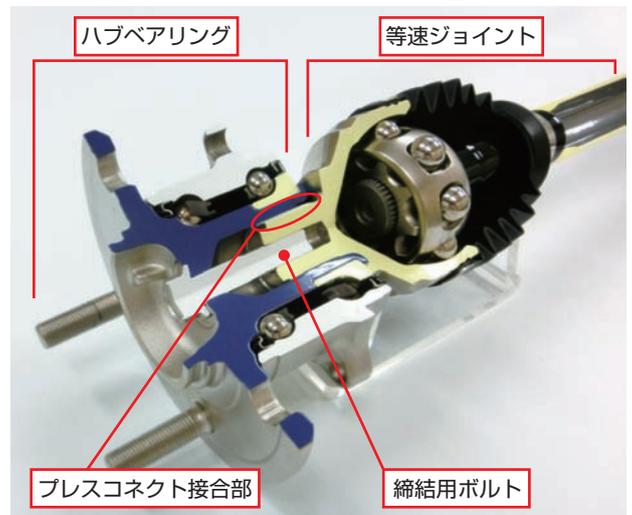


図3 PCS-H/J構造  
Structure of PCS-H/J

## 2.3 EBWドライブシャフトの特長

EBWドライブシャフトは、共通カップ（外輪）とステム（軸）の接合に電子ビーム溶接（Electric Beam Welding, 以下、EBM）を採用する（図4）。ロングステムタイプは、摩擦圧接で接合する従来品に比べて、EBWドライブシャフトでは、よりカップ側近傍で両者を接合することができ、EBWはカップの共通化に適した接合方法である。

ショートステムタイプは、従来、カップ一体型であるが、車両仕様毎に形状が異なるステムを切り離すことでカップの共通化を可能とした。

溶接品質に関しても、真空中で溶接するため、他の溶接方法に比べて溶接欠陥が少なく、要求強度が十分に得られている。

また、摩擦圧接のように接合部にフラッシュが発生しないため、接合後の旋削工程をなくすことが可能である。

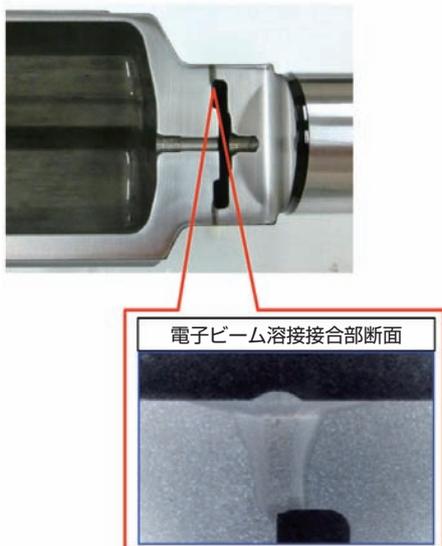


図4 EBWドライブシャフト構造  
Structure of EBW driveshaft

## 3. あとがき

ADSモジュールにより、ドライブシャフトの開発リードタイムを短縮するとともに、モジュール商品として小型・軽量化を図り、自動車の乗り心地や燃費向上にも貢献する。

今後、ADSモジュールを自動車メーカーに積極的に提案していく。



図5 適用箇所  
Application

## 参考文献

- 1) 乗松孝幸, 永田勉, PCS-H/J(プレスコネクトスプラインハブジョイント), NTN TECHNICAL REVIEW No.81,(2013) 58-63

執筆者近影



大杉 真史  
自動車事業本部  
ドライブシャフト技術部



杉山 達朗  
自動車事業本部  
ドライブシャフト技術部

## 補機駆動ベルトシステムの周辺技術の動向と商品紹介 Technology Trends and Products of Accessory Drive Belt System



秋山 あゆみ\* Ayumi AKIYAMA  
森本 洋生\*\* Hiroo MORIMOTO

燃費に優れたHEVやマイルドHEV車が増加し、補機駆動ベルトシステムは多様化が進んでいる。一方で、ISGやダウンサイジング化の影響により、補機駆動ベルトシステムへの要求は急速に変化している。

本稿では、エンジンの多様化に対応するNTNの補機駆動ベルト周辺技術とその商品について紹介する。

As a superior car in the mileage, strong and mild HEVs are increasing and the accessory drive belt system is diversifying. On the other hand, requests for the accessory drive belt system are changing rapidly under the influence of ISG (Integrated Starter Generator) and engine downsizing.

This paper introduces the technology trends and products of NTN for the accessory drive belt system corresponding to the change of the engine.

### 1. はじめに

現在の自動車は100年余りの歴史の中で、様々な期待をされてきた。それは、人や物を、速く、遠くへ確実に運搬することであり、生活の中での楽しみやくつろぎを与えることであった。自動車は多くの機能を備えることで期待に応えてきた。このような効用を実現するにあたり、次世代自動車には、さらに環境保全への対応や省資源化が求められている。

NTNでは、これらの要求に対して、軽量・コンパクトな補機駆動ベルト用のオートテンショナ及びプーリを開発し、商品化してきた<sup>1)</sup>。

図1にエンジン概略図とエンジン補機周辺のNTN商品の適用例を示す。本稿では主にオートテンショナとプーリの構造並びに特長を紹介する。

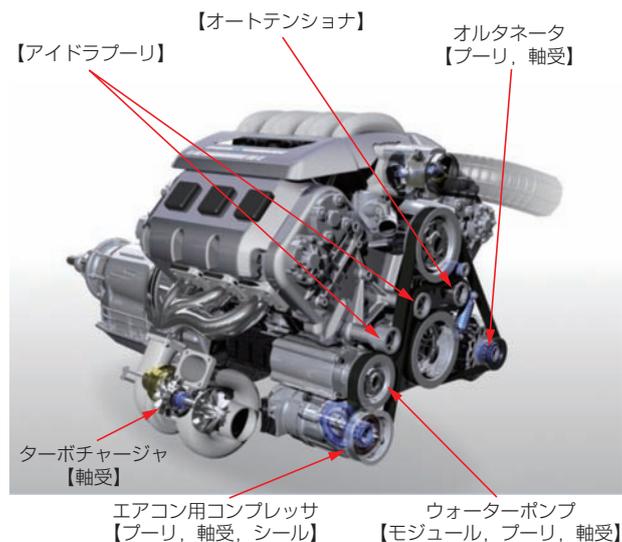


図1 エンジン概略図とNTNの商品群  
The view of automotive engine with NTN products

### 2. 補機駆動ベルトシステムの現状

#### 2.1 補機駆動ベルトシステムの構成

自動車用エンジンでは、クランクシャフトの回転をプーリ及びベルトを介して伝達することで、ウォーターポンプ、エアコン用コンプレッサ、オルタネータなど各補機を駆動する。クランクプーリからそれぞれの

補機プーリにベルトを掛ける多段掛けから、エンジンの全長を短縮できる一本掛け（サーペンタイン方式）が主流となっている。それにともない、エンジン全体の熱膨張・収縮や経年劣化による補機ベルトの張力変動が大きくなり、張力変動を吸収してベルト寿命を延長するためにオートテンショナが採用されている。

\*自動車事業本部 適用技術部

\*\*自動車事業本部 自動車商品設計部

## 2.2 補機駆動ベルトシステムの低燃費技術

現在、低燃費化技術の一つとしてアイドリングストップシステムの採用が増加している。従来は、アイドリングストップ後のエンジン再始動にスタータモータを用いていた。しかし、始動に要する時間の短縮及びノイズや振動の低減という観点から、エンジン再始動にオルタネータをスタータモータとして用いるベルト駆動ISG (Integrated Starter Generator) 方式の採用が進んでいる (図2)。このISG方式の特長は、従来の補機レイアウトが継承可能であること、ベルトによる摩擦伝動であるため静粛性に優れること、及び、エンジンの再始動に要する時間が短いことなどが挙げられる。

一方、オートテンショナとしては、ISGによるエンジン再始動時と定常運転時でベルトの張り側と緩み側が入れ替わることが課題となる (図3)。通常オートテンショナは定常運転時に緩み側となるベルト位置に配置される。ISGからの始動時には張り側と緩み側が

入れ替わるためオートテンショナを配置したベルト位置のベルト張力が瞬時に大きくなる。従来のオートテンショナでは、そのベルト張力により大きく押し込まれてしまい、プーリとベルトの間に滑りが生じ、ベルト鳴きやベルト寿命の低下を起こすだけでなく、再始動できなくなる場合がある。一方、始動時の高伝達トルクに対応するためベルトの初期張力を高く設定すると、定常運転時の摩擦損失が大きくなり燃費の悪化に繋がる。

補機駆動ベルトシステムへの負荷は、今後、ますます増加傾向にある。例えば、エンジンのダウンサイジングとターボ化では、エンジン気筒数が減少することによりクランクの回転速度の変動が大きくなる。さらに、欧州で進んでいるバッテリー電源の48V化では、バッテリーの大容量化にともない、オルタネータ (ジェネレータ) の負荷が増加することが想定される。そのため、補機駆動ベルトシステムの構成部品である補機ベルトやプーリにはこれまで以上の耐久性や高負荷容量への対応が求められている。このような補機駆動ベルトシステムの負荷を軽減するのがオートテンショナであり、これまでにない新たな機能が求められている。



図2 ISGを搭載したエンジンの例<sup>2)</sup>  
The engine equipped with ISG

## 3. NTNの補機ベルト用オートテンショナとプーリ

エンジンの補機駆動ベルトシステム向け商品としてNTNのオートテンショナと鉄製及び樹脂製プーリについて紹介する。

### 1) オートテンショナ

補機駆動ベルトシステムは、クランクプーリの駆動力をベルトによる摩擦伝動により、それぞれの補機部品に取り付けた従動プーリへ伝達する。その際の最低張力を保証すると共に、過大な張力を抑制する働きを担うのが補機ベルト用オートテンショナである。

補機ベルト用オートテンショナは、ベルトの張力変動を吸収するダンパ方式によって、機械式と油圧式に大別される。機械式は、樹脂などの摩擦材による摩擦抵抗と圧縮ばねやねじりばねによってダンパ効果を発揮する。したがって、ダンパ特性は、摩擦係数の変化に大きく左右される。また、最大負荷能力は採用するばねの特性によって制限される。そのため、瞬間的に高荷重に耐える必要があるISGを搭載したエンジン用のオートテンショナには適さない。一方、油圧式は、内部に設けた油路を油が通過する際の抵抗力によって

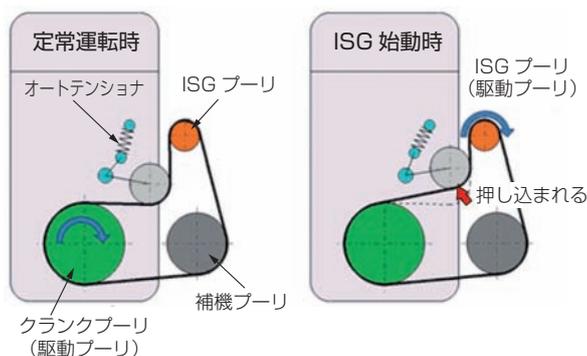


図3 定常運転とISG始動時のベルト張り緩み  
The modes of belt span at the time of steady driving and engine starting

ダンパ効果を発揮するため、機械式に比べてベルト張力の急激な変動や高負荷への対応が可能である。

NTNでは高機能・高信頼性の油圧式オートテンションを開発し市場投入している。前述のISGを搭載したエンジン向けに、小型で高荷重対応のショート型オートテンションが採用されている。図4に高荷重対応ショート型オートテンションの構造を示す。この商品は、ISGによるエンジン再始動の際のベルト張力の急激な増加に十分対応する。

油圧式オートテンションはベルト張力の変動への追従性が非常に高いため、張力変動幅が大きいエンジンに適用すると、テンション反力が必要以上に上昇し、ベルト張力が過大となる場合がある。NTNではこのようなベルトの過大張力を防止するため、ショート型オートテンションを改良したリリーフ機構付きオートテンションを開発した。図5にリリーフ機構を備えた油圧式オートテンションの構造を示す。

現在は、ISG搭載エンジン向けに高荷重対応ショート型オートテンションを適用しているが、通常のエンジンに適用する場合と比較してベルト張力を高く設定

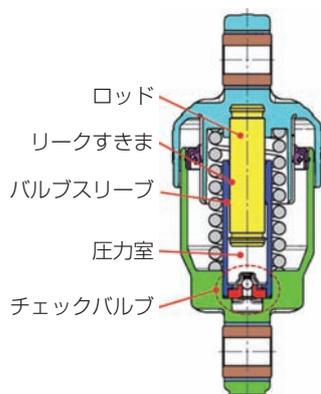


図4 高荷重対応ショート型オートテンション  
Short type auto tensioner to high-load

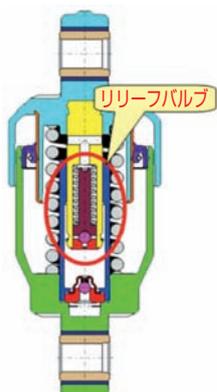


図5 リリーフ機構付きオートテンション  
Auto tensioner with relief valve

する必要があり、ベルトの摩擦損失が若干高くなる傾向がある。低燃費競争が激化する中、NTNでは通常運転時にはベルト張力を低く維持し、エンジン始動時のみベルトスリップ防止のため高いベルト張力を発生できるように自動的にダンパ特性が変化する可変ダンパ式オートテンションを開発した。本開発品については、本誌の「ISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンション」で紹介する。

## 2) 鉄製プーリ

補機用鉄製プーリは鉄製のプーリ部材と専用軸受を組み合わせ一体化した商品であり、大別すると、プーリ部材を機械加工で製作するプーリとプレス加工で製作するプーリがある。機械加工プーリの特徴は耐荷重特性が大きく信頼性も高いことであるが、機械加工であるため大量生産ではコスト面に問題がある。

一方、プレスプーリは低コストで大量生産に適しているが機械加工プーリに比較して設計の自由度が低く、製作可能なプーリ断面形状に制限があるため、高負荷用途への適用が難しかった。そこでNTNでは機械加工プーリと同等の強度を持ちながら生産性の高いプレス加工で製造可能な「低断面高強度プレスプーリ」を開発した。図6に従来のプレスプーリと低断面高強度プレスプーリの断面比較を示す。

図6に示すように、従来品に対して低断面高強度プレスプーリでは、全体の断面高さに対してプーリ部断面が占める割合が小さい。この低断面化によりプーリ外径を変えずに軸受をサイズアップできる。また、プーリの素材板厚を厚くすることで、同一の取り付け寸法のままプーリと軸受の両者の負荷容量を上げられる。

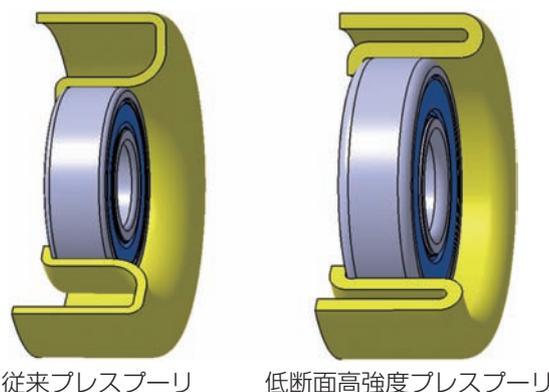


図6 プレスプーリ断面比較  
Cross-section of conventional pulley and developed product with press forming

一方、最近では、補機ベルトの屈曲耐力が向上したことにより、より小径のプーリが採用される傾向にある。このような場合は、軸受サイズはそのままに、プーリ外径を小さくすることも可能である。

### 3) 樹脂製プーリ

樹脂製プーリは、鉄製プーリに対して大幅な軽量化が可能であるが、耐荷重性が鉄製プーリよりも低く、摩耗や耐環境性の課題もあり採用が控えられてきた。しかし、燃費改善に対する要求が厳しくなる中、樹脂製プーリによる軽量化や低慣性化による燃費改善効果から、欧州や北米の自動車メーカーでは、樹脂製プーリの採用が進んでいる。樹脂製プーリの材料は、熱可塑性のポリアミド樹脂が主に使用されている。機械的性質向上のため、近年、PA6+無機系強化材からPA66+有機系強化材が採用されている。

ここでは、許容荷重を高めた「高荷重対応樹脂製プーリ」を紹介する。樹脂材料として、従来の熱可塑性樹脂に代わり、熱硬化性樹脂のフェノール樹脂を採用した。これにより、従来の樹脂製プーリでは対応できなかった鉄製プーリと同等の耐荷重性を備える。フェノール樹脂は一般に硬くて脆いと考えられているが、最近では各種添加剤の進歩により、靱性を改善した材料が開発されている。また、加工方法も以前は圧縮成形が主流であったが、近年では熱可塑性樹脂と同様の射出成形も可能になり、成形コストや量産性も改善されてきている。

図7に鉄製プーリと樹脂製プーリの外観を示す。熱硬化性樹脂の採用により、比較的高温環境で使用可能となり、同一取り付け寸法の鉄製プーリに対して1/3の軽量化と鉄製プーリと同等の耐荷重性を達成した。また、樹脂の特性を活かし、複雑な形状や他の部品と



図7 鉄製プーリと樹脂製プーリ  
Steel pulley and resin pulley

のインサート成形を行うことで、様々なタイプのプーリへの適用が期待されている。

## 4. 補機駆動ベルトシステムの将来動向

図8に主要地域の燃費規制を示す。EUは2021年にCO<sub>2</sub>排出量を95g/kmに削減する最も厳しい目標を掲げている。その対応策として、EUでは48V電源を用いたマイルドハイブリッド車が注目されている。アイドリングストップ後のエンジン再始動だけでなく、回生やアシスト、状況によってはモータ走行を含め、エンジンの停止時間を長くし、更なる燃費改善を目指している。

また、近年採用車種が増えているエンジンのダウンサイジング、ターボ化やアイドリングストップ機構は燃費向上のために有効な手段である。一方で、ダウンサイジングに伴うエンジン気筒数減少によりクランクの回転変動が増加し、補機ベルトの張力変動も増加するため、補機駆動ベルトシステムのベルト、プーリ（軸受）及びオートテンショナーへの負荷は一層大きくなることが予想される。

今後の低燃費化の技術開発では、ハイブリッドやダウンサイジングターボ、48V電源などに対応した、システム全体での最適化が重要となる。

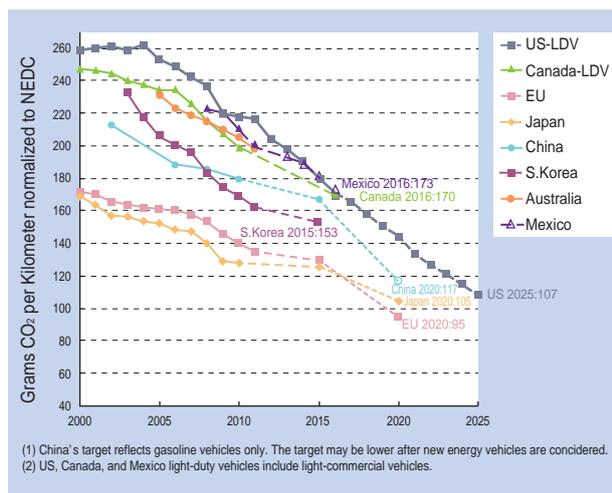


図8 主要地域の燃費規制 (CO<sub>2</sub>排出量, g/km)<sup>3)</sup>  
Mileage regulation of main area  
(the amount of CO<sub>2</sub> emissions, g/km)

## 5. おわりに

本稿ではエンジン補機駆動ベルトシステムの技術動向と、そのシステムに使用する**NTN**商品として、オートテンショナ及び各種プーリを紹介した。

今後も主要地域の燃費規制は厳しくなることから、自動車の低燃費化のニーズは強まる。**NTN**はこれらの要求に応えるため、補機駆動ベルトシステム全体のありべき姿を踏まえ、構成部品であるオートテンショナやプーリの開発により、多様化する市場ニーズに応えていく。

### 参考文献

- 1) 佐藤誠二, NTN TECHNICAL REVIEW, 79 (2011) 83-89
- 2) 例えば, Auto Prove Webホームページ
- 3) ICCT(International Council on Clean Transportation), 2013

### 執筆者近影



秋山 あゆみ  
自動車事業本部  
適用技術部



森本 洋生  
自動車事業本部  
自動車商品設計部

[ 商品紹介 ]

# ISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ Auto Tensioner with the Variable Damper Mechanism for ISG-Equipped Engine



森本 洋生\* Hiroo MORIMOTO  
望月 雄太\*\* Yuta MOCHIZUKI

従来の補機ベルト用オートテンショナをISG (Integrated Starter Generator) 搭載車に適用する場合、エンジン再始動時の補機ベルトのスリップを防止するため、ベルト張力を通常より高く設定する必要があり、燃費改善効果の妨げとなっている。  
本稿では、ISG搭載車の燃費を更に向上させるため、専用に開発したISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナについて紹介する

It is necessary to set the belt tension rather higher than usual to prevent the belt from slipping at the time of the engine restarting when we applied a conventional auto tensioner to the accessory drive belt of the engine equipping with ISG and it causes harm for millage improvement.

This paper introduces the new developed variable damper auto tensioner which contributes to the mileage improvement of the ISG-equipped car.

## 1. はじめに

現在、自動車には環境保全・省資源への対応が求められており、従来の内燃機関車両の燃費向上アイテムの一つとしてアイドリングストップ機構を搭載する車両が増加している(図1)。今後も、その傾向は継続すると予想されており、アイドリングストップからのエンジン再始動方法では、オルタネータから補機ベルトを介してクランクシャフトを駆動するベルト駆動(Integrated Starter Generator方式、以後、ISG方式)が主流となっている。本方式によるエンジン再始動の特長は、スタータを使用する場合と比較してエンジン始動までに要する時間が短く、静粛性に優れることである。

自動車の補機駆動ベルトシステム(図2)には、ベルトや補機類の寿命向上、ベルトのバタつきやスリップによる異音防止を目的として、ベルト張力を適正に保つためのオートテンショナが使用される<sup>1)</sup>。ベルトのバタつきをより効果的に抑制するため、オートテンショナはエンジン運転中にベルトが緩む側、すなわちクランクプリー(駆動側)の後方に配置されるのが一般的である。しかし、本方式ではISGによるエンジン

始動時にベルトが張る側、すなわちISGプリーの前にオートテンショナが配置されることになる。定常運転時とエンジン再始動時ではベルトの張り側と緩み側が入れ替わることから、本方式に適用するオートテンショナには新たな機能が求められる。

NTNでは、この要求に応えるため、ISG搭載車の補機駆動ベルト用として、新たに「ISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ」を開発した。

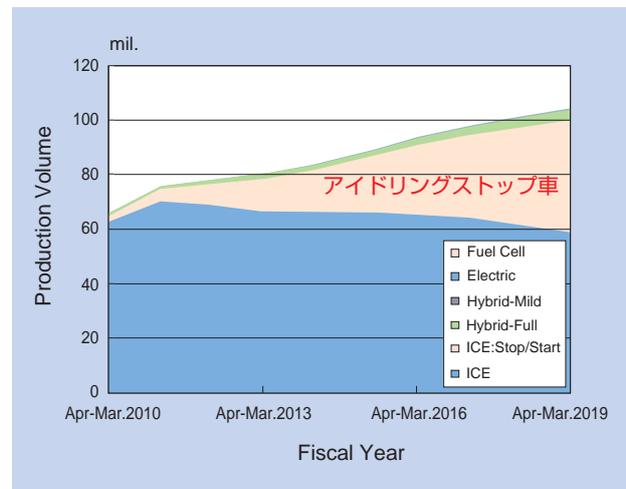


図1 自動車の推進システムのトレンド<sup>2)</sup>  
Trend of automotive propulsion system

\*自動車事業本部 自動車商品設計部

\*\*自動車事業本部 機能実験部

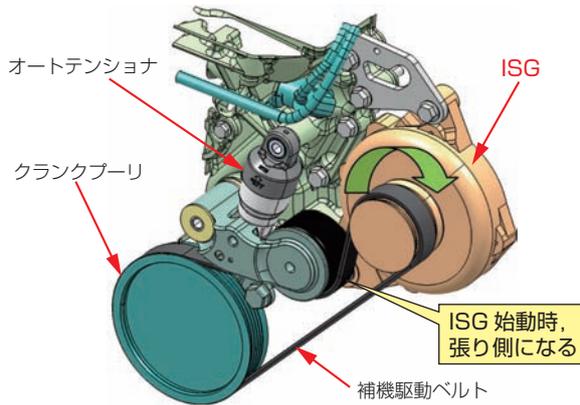


図2 補機ベルトシステム  
Accessory belt drive system

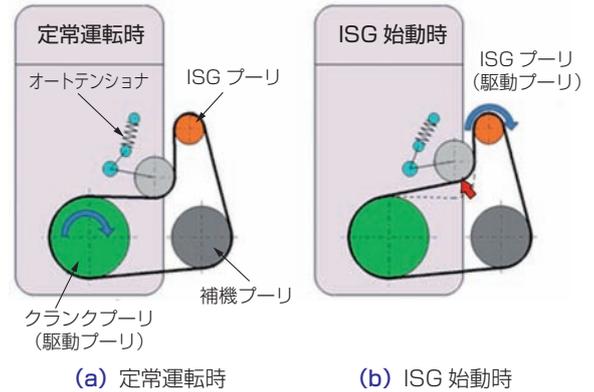


図3 補機レイアウトの模式図  
Figure of FEAD layout

## 2. ベルト駆動ISG方式を採用するエンジンの特徴

図3に一般的な自動車エンジンの補機レイアウトの模式図を示す。図3(a)に、定常運転時の状態を示す。この際、クランクプーリが駆動プーリとなる。クランクの回転速度は各気筒での燃焼行程に起因して脈動するため、ベルト張力はエンジン回転数 $\times(1/2)\times$ 気筒数の周波数で変動する。このベルト張力の変動に応じて発生するオートテンショナからの反力（以後、テンショナ反力）を必要最小限とすることで、平均ベルト張力を低減し、ベルトや補機類の寿命向上、および、フリクション低減により燃費が向上する。すなわち、ベルトに作用するテンショナ反力は小さいほど好ましい。

一方、図3(b)はISGによるエンジン始動（以後、ISG始動）時の状態を示す。ISGプーリが駆動プーリとなり停止しているクランクプーリをベルトを介して従動させる。ISG始動開始の瞬間、ISGプーリとクランクプーリ間のベルトの張力が急激に上昇する。この結果、オートテンショナが大きく押し込まれ、ベルトが一気に緩むとスリップするため、テンショナ反力は、一定値以上とする必要がある。

このように、本方式を採用するエンジンは、定常運転時は小さいテンショナ反力を、ISG始動時には十分なテンショナ反力を発生させるという相反する機能が求められる。

## 3. ISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ

### 3.1 構造

図4に従来品、図5にISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナ（以後、開発品）の断面図をそれぞれ示す。開発品の最大の特長は、発生するテンショナ反力を電氣的制御などを用いない簡便な機構で、運転条件に応じて切り替え可能なことである。

従来品はバルブスリーブとロッドにより圧力室とリークすきまを形成する。オートテンショナの伸縮にともない、バルブスリーブに対してロッドが入り出る。このとき、圧力室のオイルが圧縮される弾性変形と、オイルがリークすきまを通る流動抵抗によって油圧によるテンショナ反力が発生する。

開発品はバルブスリーブ、プランジャ、ロッドにより圧力室と2つのリークすきまが形成される。ここで、ロッド外径とプランジャ内径間の径方向すきまを第1リークすきま、プランジャ外径とバルブスリーブ内径の径方向すきまを第2リークすきまとする。また、ロッド、プランジャ、止め輪及び切り替えスプリングによって、第2チェックバルブが形成される。第2チェックバルブは、切り替えスプリングによってプランジャが圧力室方向に付勢されているため、圧力室の圧力が低い間、開放した状態である。その開閉と2つのリークすきまの大きさによって、発生させるテンショナ反力を調整する。

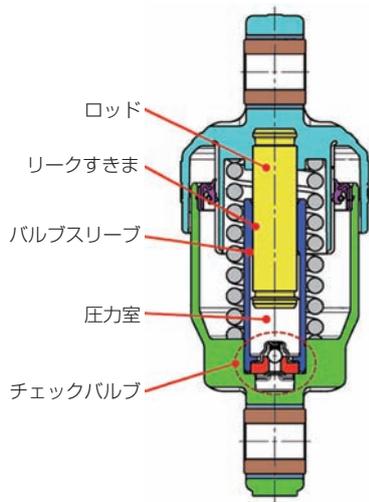


図4 従来品の構造図  
Structure of conventional product

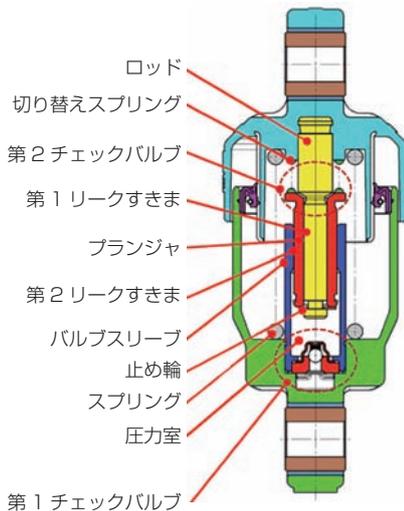


図5 開発品の構造図  
Structure of development product

### 3.2 作動原理

図6～8に開発品をISG始動時に押し込まれる振幅で伸縮させた場合の、オートテンショナの長さ変化と、それにもない発生するテンショナ反力の関係を模式的に示す。各図の右側に示すグラフをリサージュ図形と呼ぶ。開発品のリサージュ図形は、動作状態に応じて3つの領域に区別できる。それぞれの領域について、オートテンショナ内部の動作を説明する。

#### ① オートテンショナが縮み、反力が増加する領域 (図6)

この領域では、オートテンショナが最も伸びた状態から縮み始める。オートテンショナの収縮に伴いロッド及びプランジャがバルブスリーブ内に向けて移動する。プランジャは切り替えスプリングに付勢されているため、止め輪に接触するようにロッド先端側に位置決めされて、ロッドと共に移動する。このとき圧力室内のオイルの圧縮に伴い圧力室の圧力が上昇し、ロッド外径とプランジャ内径で形成される第1リークすきまを經由し、第2チェックバルブを通り圧力室からオイルが流出する。切り替えスプリングがプランジャを付勢する力に対し圧力室で発生する圧力は低いため、第2チェックバルブは開放を維持する。

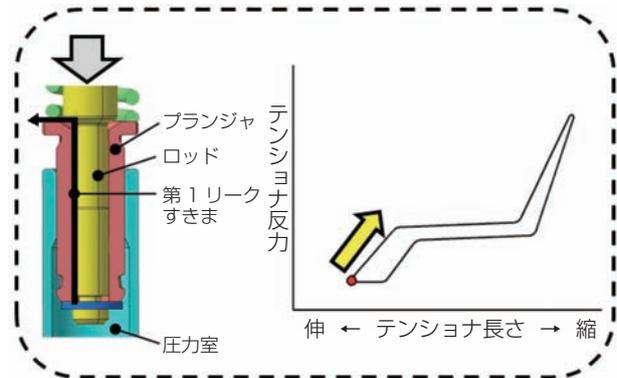


図6 オートテンショナが縮み、反力が増加する領域  
The tensioner shortens and the reaction force rises

#### ② オートテンショナは縮むが、反力はほぼ変わらない領域 (図7)

この領域は、切り替えスプリングがプランジャを付勢する力と圧力室で発生する圧力が釣り合った状態である。そのため、オートテンショナの収縮にともなってバルブスリーブ内に移動するのはロッドのみのため、圧力室の体積変化は小さくなる。圧力室の圧力上昇に応じて徐々に切り替えスプリングが収縮し、釣り合い状態が維持される。切り替えスプリングの収縮量が第2チェックバルブのストローク量に達することで、第2チェックバルブが閉鎖される。

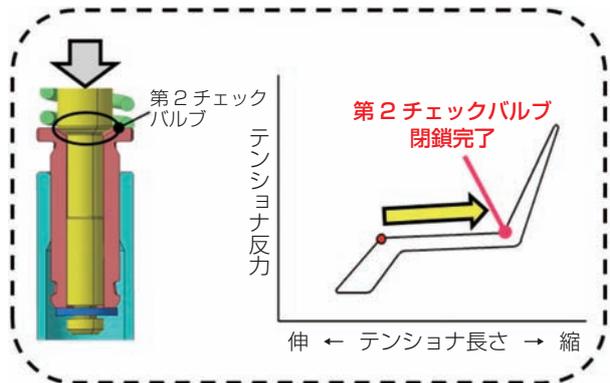


図7 オートテンショナは縮むが、反力はほぼ変わらない領域  
The tensioner shortens and the reaction force stays

### ③ オートテンショナが縮み、再び反力が増加する領域 (図8)

この領域では、圧力室の圧力がプランジャを付勢する切り替えスプリングのばね力以上の状態である。そのため、第2チェックバルブが閉鎖し、プランジャはロッドと共にバルブスリーブ内に移動する。それに伴い圧力室の圧力が上昇し、プランジャ外径とバルブスリーブ内径で形成される第2リークすきまからオイルが流出する。

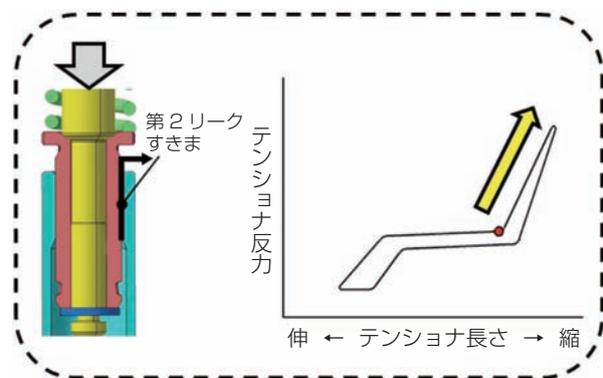


図8 オートテンショナが縮み、再び反力が増加する領域  
The tensioner shortens and the reaction force rises again

## 4. 理想的なダンパ特性の実現

### 4.1 従来品と開発品の特性比較

従来品では、定常運転時のベルト張力低減と、ISG始動時の比較的大きなベルト張力の付与という、相反する特性を同時に実現できない。

#### ① 従来品による定常運転時のベルト張力調整

図9に定常運転時を想定したリサージュ図形を示す。定常運転時はベルト張力の変動が小さいため、オートテンショナが伸縮する幅も小さい。そのため低いベルト張力用に設定した従来品（低反力仕様）では、伸縮に応じて発生するテンショナ反力は小さい。一方、ISG始動時に必要な大きいベルト張力に設定した従来品（高反力仕様）では、オートテンショナの振幅が小さいにも関わらず発生するテンショナ反力が大きくなる。そのため、ベルト張力が必要以上に大きくなり、フリクションの増加による燃費悪化を生じる。

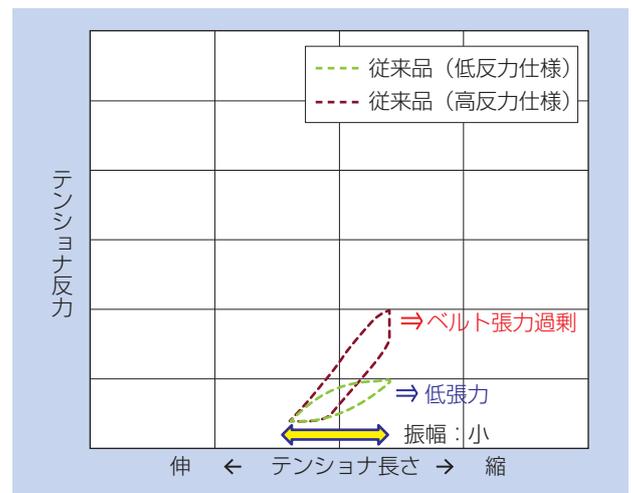


図9 定常運転時のリサージュ図形 (従来品)  
Lissajous pattern on the steady driving condition  
(conventional tensioner)

#### ② 従来品によるISG始動時のベルト張力調整

図10にISG始動時を想定した振幅のリサージュ図形を示す。ISG始動時には瞬間的にベルトに張力が大きくなるため、大きなテンショナ反力が必要となる。従来品高反力仕様では、ISG始動時に必要なベルト張力は確保でき、ベルトのスリップは生じない。一方、従来品低反力仕様では、テンショナ反力が不足し、ISG始動時に必要なベルト張力が確保できず、ベルトとプーリ間でスリップが生じる。

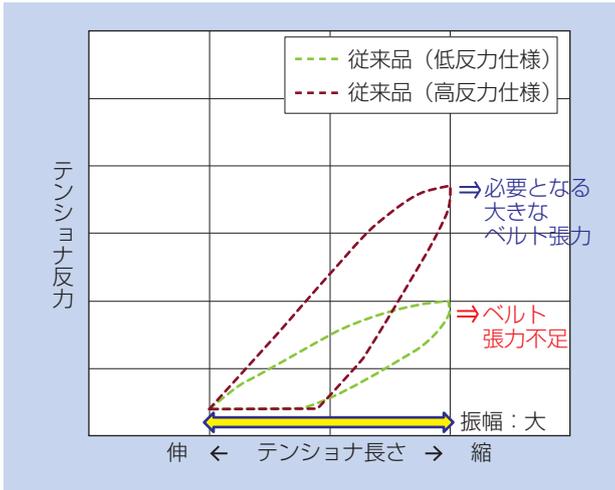


図10 ISG始動時のリサージュ図形 (従来品)  
Lissajous pattern on the ISG start condition  
(conventional tensioner)

③ 開発品によるベルト張力調整

図11に開発品のリサージュ図形を示す。定常運転時は、低反力仕様の従来品のようにテンシヨナ反力を低く抑えることができる。その上、ISG始動時には、高反力仕様の従来品のように瞬間的に大きなテンシヨナ反力を発生させることができる。

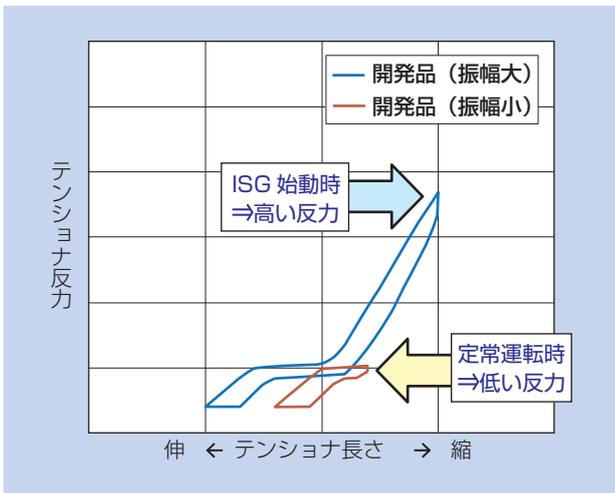


図11 開発品のリサージュ図形  
Lissajous pattern of developed product

4.2 実車による効果確認

開発品を実車に搭載して、①ISGによるエンジン再始動時のプーリ回転速度、②定常運転時のテンシヨナ反力をそれぞれ測定した。比較として、従来品 (高反力仕様) も測定した。

① ISGによるエンジン再始動

図12 (a) に開発品、(b) に従来品 (高反力仕様) の測定結果を示す。ここではクランクプーリ回転速度が安定し始める瞬間をエンジン始動時とし、ISGプーリの回転速度が上昇し始めた瞬間から、エンジン始動までの時間を比較した。

試験の結果、開発品のエンジン始動までの時間は従来品の高反力仕様遅れることなく、正常なISG始動が確認された。また、測定中にベルトスリップは発生しなかった。

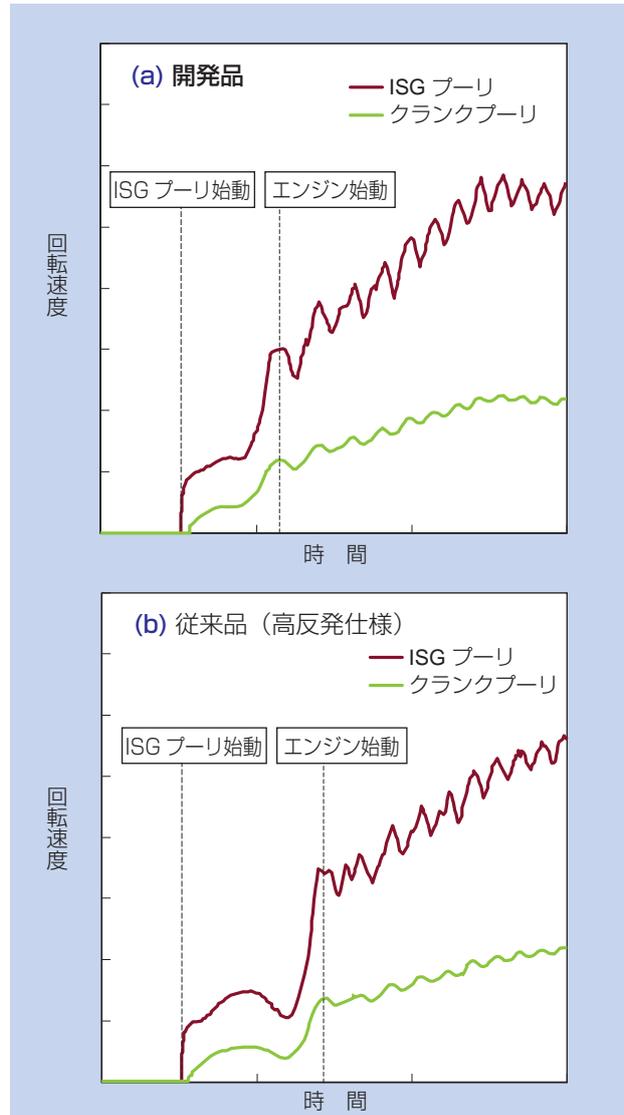


図12 ISG始動時のプーリ回転速度測定結果  
The measurement results of pulley rotational speed  
at the time of the ISG starting

## ② 定常運転時のオートテンショナ反力

図13にエンジンの特定回転数でのオートテンショナ反力の測定例を示す。(a)は開発品、(b)は従来品(高反力仕様)を実車に搭載して得られた結果である。開発品は、従来品と比較してテンショナ反力の最大値を50%程度低減した。このことから、補機ベルトの張力低減による燃費向上効果が期待できる。

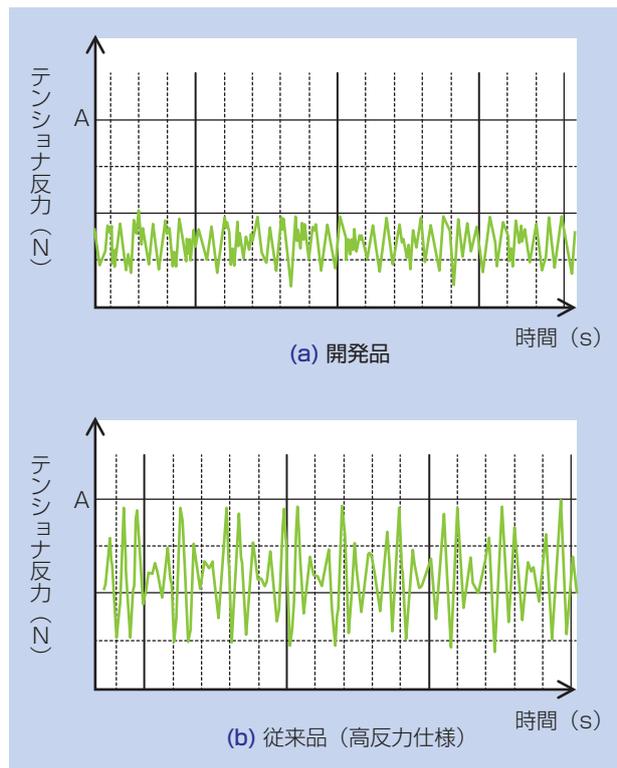


図13 定常運転時のオートテンショナ反力測定結果  
The measurement results of tensioner reaction

## 5. まとめ

ISG搭載車の補機ベルト張力を状況に応じて自動調整可能なISG搭載エンジン用可変ダンパ式オートテンショナを開発し、ISG搭載エンジンでその効果を確認した。開発品を適用した場合、クランクプーリの始動時間は従来品の高反力仕様とほぼ同じレベルにすることが可能である。同時に、定常運転時の補機ベルト張力を最大50%低減し、燃費改善効果が期待できる。

今後、ますます燃費向上要求が高まる中、NTNは本開発品をグローバルに市場展開し、より一層の地球環境保全に貢献する。

### 参考文献

- 1) 佐藤誠二, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 79 (2011) 83-89
- 2) IHSデータ (2014)

### 執筆者近影



森本 洋生  
自動車事業本部  
自動車商品設計部



望月 雄太  
自動車事業本部  
機能実験部

[ 商品紹介 ]

## 自動車分野への複合材料商品の紹介

### Products Introduction of Composite Material for Automotive



堺 香代\* Kayo SAKAI 島津 英一郎\* Eiichirou SHIMAZU  
 後藤 隆宏\*\* Takahiro GOTOU 浅田 一\*\* Hajime ASADA  
 石井 卓哉\*\*\* Takuya ISHII

NTNグループで製造するすべり軸受やしゅう動部品、磁性部品は、樹脂や金属の粉末材料に様々な機能を付与する添加剤を独自に配合した複合材料で構成されている。ここでは自動車の低燃費や軽量化に貢献する各種複合材料商品を紹介する。

NTN group produces sliding bearings, sliding parts and magnetic components, which are manufactured from the composite materials. They are blended powder metal or resin with additives to impart various functions according to our own formula. This article introduces various products made of such composite material used in automotive applications for high mileage and light-weighting.

### 1. はじめに

NTNでは、母材となる樹脂や金属の粉末に必要な機能を付与するため、各種粉末状の添加材を独自に配合した複合材料商品を図1に示す各関係会社で開発・製造している。複合材料商品は配合する材料粉末の組み合わせで多様な用途に適合できる。また粉末材料は金型を用いた成形が可能のため、複雑な形状でも効率良く加工できる。このような特長から、NTNでは幅広い分野に複合材料商品を提案・適用しており、流体動圧軸受を含む樹脂や焼結金属製のすべり軸受、しゅう動部品、ギヤやカムなどの機械部品、センサなどに用い

られる磁石部品、電気ノイズ除去や電圧制御用のコイル部品などを製造している。本稿では、自動車の低燃費化や小型化、電動化に貢献する複合材料商品について紹介する。

### 2. 変速機用低トルクシールリング

自動車の自動変速機や無段階変速機は油圧を用いて変速しており、しゅう動部ではオイルを密封するために外径15～60mmの樹脂製オイルシールリング（以下、シールリング）が4～10/台個使用されている。

シールリングは、変速機の油圧回路内で用いられ、回転する軸とハウジング間に組み付けられる。油圧によりハウジングと回転軸の両方に押し付けられて密着した状態で回転軸としゅう動しながらオイルを密封し、油圧回路の圧力を保持する部品である。

シールリングのトルクを低減できれば変速機の効率が向上し、オイルリーク量を抑えると油圧ポンプが高効率・小型化になることから、双方とも自動車の低燃費化につながる。低トルク、低オイルリークを長期間維持するためには、シールリングの摩耗が小さいこと、しゅう動する相手部材である回転軸を摩耗損傷させないことも重要となる。

これらの要求に対して、NTNは図2に示すようなPEEK（ポリエーテルエーテルケトン）樹脂製シール

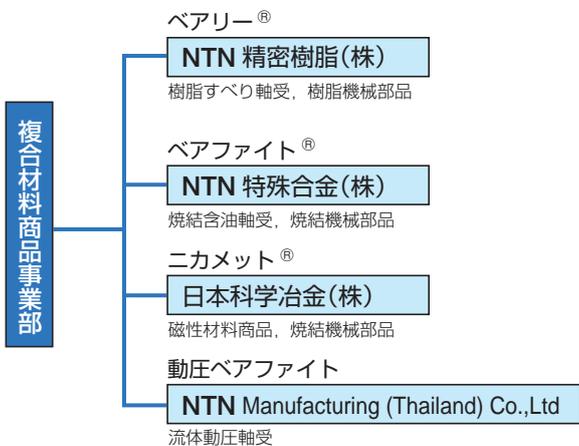


図1 NTN関係会社と複合材料商品群  
 Composite material products of NTN group

\*複合材料商品事業部 複合材料技術部

\*\*NTN特殊合金(株) 技術部

\*\*\*NTN精密樹脂(株) 技術部

リング<sup>1), 2)</sup>の幅面に新たにV字状の潤滑溝を設けることで、従来品に対してトルクを60%低減し、低摩擦で、優れた低オイルリーク特性を有する「低トルクシールリング」を開発・量産している。

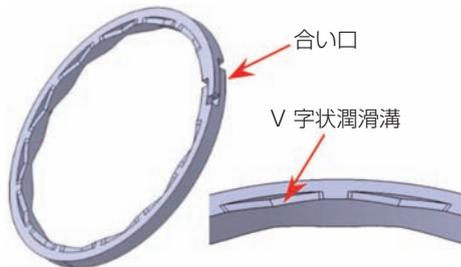


図2 低トルクシールリングの溝形状  
Groove shape of low torque seal ring

## 2.1 特長

一般的なシールリングは、長方形または台形のいずれかの断面形状である。それぞれの作動状態を図3に示し、これら断面形状によるシールリング及び、低トルクシールリングの特性比較を表1に示す。

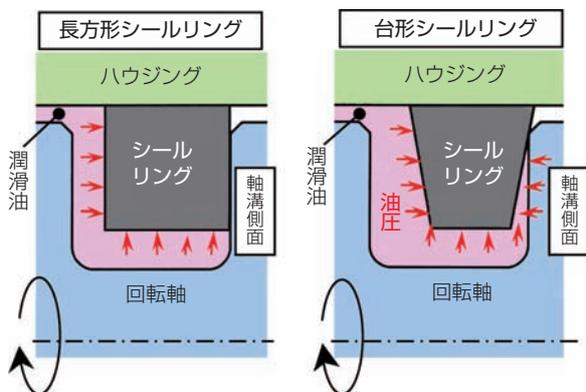


図3 シールリングの作動状態  
Operating state of seal ring

表1 各種シールリングの比較  
Comparison of features of various seal rings

項目	長方形シールリング	台形シールリング	低トルクシールリング
断面形状	長方形	台形	長方形
部分断面図			
幅面潤滑溝	なし	なし	V字状
軸溝側面との接触	全面接触	線接触	溝以外の全面接触
トルク	△	◎~△	○
オイルリーク	◎	△	◎
耐摩耗性	○	△	◎
性能バランス	○	△	◎

◎：優 ○：良 △：可

長方形シールリングは回転する軸との全面接触のため、オイルリークは少ないがトルクは高くなる。逆に台形シールリングは軸と線接触のため低トルクになるがオイルリークは多くなる。また線接触のため摩擦が進行しやすく、特性が不安定になりやすい。

低トルクシールリングは、長方形シールリングに新たにV溝を形成することで、優れた低オイルリーク性を維持したままトルクを低減させたものである。低トルクシールリングは性能バランスが良く、従来品である長方形シールリングと比較して以下の特長がある。なお、材料には本用途で長年実績のあるPEEK樹脂に特殊充填剤を配合した独自材料ベアリーPK5301を使用している。

### 【特長】

- ① トルク60%低減
- ② 耐摩耗性約10倍向上
- ③ 同等の低オイルリーク特性

## 2.2 性能

油圧とトルクとの関係を図4に示す。低トルクシールリングは長方形シールリングに対してトルクが60~70%低く、さらに油圧依存性も比較的小さい。

長方形シールリングの幅面にV字状の潤滑溝を設けることで、長方形シールリングよりも軸との接触面積を小さくすると共に、V溝の端部で局部的に油の圧力が高まる動圧効果による接触圧力の軽減としゅう動面への油供給性の向上により、低トルク化を可能としている。油圧が高いほど潤滑溝からしゅう動面に油が入り込むためトルクの面圧依存性が小さいと考える。また、V字状の潤滑溝を付けることでしゅう動面の潤滑状態が良くなるため、低トルクシールリングの耐摩耗性は長方形シールリングの約10倍である。

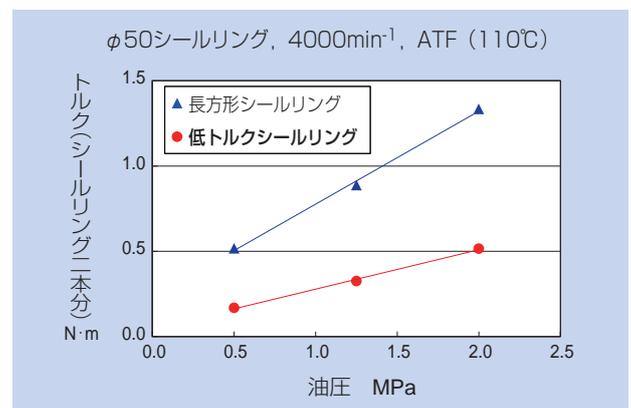


図4 トルクの油圧依存性  
Torque versus oil pressure

### 3. 燃料ポンプ用耐腐食性焼結軸受

地球温暖化への対策の一つとしてバイオエタノールなどのアルコール系燃料を混合したガソリンや軽油などの燃料が使用されるようになってきた<sup>3)</sup>。しかし、アルコールは比較的酸化しやすく、酸化すると有機酸に変化して金属腐食の原因となる。さらにアルコールは吸湿しやすく、水分による腐食要因ともなる。また従来からの燃料中の腐食成分である硫黄分は国際的に低減が進められているが、未だ硫黄分の多い燃料を使用している地域もある。このようなことから、腐食性を有する燃料に直接接触する燃料ポンプ用軸受には高い耐腐食性が求められている。図5に燃料ポンプ用軸受の例を示す。

焼結製の燃料ポンプ用軸受には白銅系材料が用いられているが、白銅系材料はレアメタルであるニッケルを多く含む。このため、レアメタルレスの耐腐食性に優れた軸受が求められており、NTNではこのようなニーズに対応するため、新たにアルミニウム青銅を用いたレアメタルレスの高耐食性軸受を開発している。

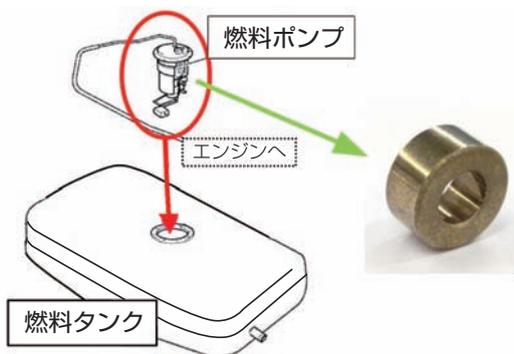


図5 燃料ポンプ用軸受  
Sintered bearing for fuel pump

#### 3.1 特長

アルミニウム青銅は優れた耐腐食性を有するが、高温下で表面に強固な酸化膜を生成するため焼結させることが困難な材料とされてきた。また、一般的な青銅系材料に比べ、摩擦係数が大きいという課題があった。NTNが開発した燃料ポンプ用耐腐食性焼結軸受を図6に示すが、材料組成、製造方法を工夫し、白銅系材料と比較して同等の耐腐食性、低摩擦性を実現し、耐摩耗性を向上している。

#### 【特長】

- ① レアメタルレスで白銅系材料と同等以上の耐腐食性
- ② 白銅系材料と同等の低摩擦性
- ③ 白銅系材料に対して約10倍の耐摩耗性



図6 耐腐食性焼結軸受  
Corrosion resistant BEARPHITE

#### 3.2. 性能

##### 3.2.1 耐腐食性

有機酸と硫黄に対する耐腐食性の試験条件を表2に、試験結果を表3に示す。評価は試料を試験液中に浸漬し、浸漬前後の重量差を重量変化率として算出した。開発品は、有機酸に対して白銅系と同等、硫黄に対しては白銅系よりもさらに優れた耐腐食性を有する。

表2 耐腐食性試験条件  
Test conditions for anti-corrosion property

	①有機酸腐食試験	②硫化腐食試験
試験液濃度 %	2	0.03
温度 °C	50	80
試験時間 h	100	300

表3 耐腐食性試験結果  
Result of anti-corrosion test

	重量変化率 %	
	開発材	白銅系
① 有機酸腐食試験	0.14	0.15
② 硫化腐食試験	0.10	0.40

##### 3.2.2 摩擦摩耗特性

摩擦摩耗特性について試験条件を表4に、試験結果を表5に示す。試験機にはラジアル型摩擦摩耗試験機を用いた。比摩耗量は耐摩耗性の指標であり、値が小さいほど優れる。開発品の摩擦係数は白銅系と同等であり、耐摩耗性では白銅系に対して約10倍に向上した。

表4 摩擦摩耗特性試験条件

Test conditions for friction and wear property

	①摩擦試験	②摩耗試験
荷重 N	35	64
回転速度 min <sup>-1</sup>	3160	3000
試料寸法 mm (内径×外径×幅)	φ5×φ10×7	φ6×φ12×6
相手材	SUS304	←
試験時間 h	0.5	500

表5 摩擦係数及び比摩耗量

Specific wear rate and friction coefficient

	開発材	白銅系
① 摩擦係数	0.14	0.14
② 比摩耗量* m <sup>3</sup> / (N·m) × 10 <sup>-13</sup>	3.2	30.0

\*比摩耗量=摩耗部の体積 / (荷重×しゅう動距離)

## 4. 自己潤滑性しゅう動部材

夜間などの運転で視認性を向上させるため、ステアリング操舵方向に光軸を向け、進行方向に光を照射するAFS (Adaptive Front-lighting System) が採用されている<sup>3)</sup>。図7にAFS用しゅう動部材の一例を示す。

AFSではヘッドランプの支持部にしゅう動部品を必要とするが、ヘッドランプのカバー内部はランプの熱によって高温になり、この熱で気化した潤滑油が周辺を汚染する恐れがあるため、しゅう動部には潤滑油やグリースを使用できない。このような、潤滑油が使用できないドライ環境で使用できる新たなしゅう動部材として、NTNでは固体潤滑材である黒鉛を多量に添加し、潤滑性を向上させた自己潤滑性焼結しゅう動部材を開発している。



図7 自己潤滑性しゅう動部材 (AFS用)  
Self-lubricating slide material (for AFS)

## 4.1 特長

黒鉛粉は、かさ密度が低いため多量に添加すると材料粉の流動性が低下し、成形できる形状や寸法が制限される。また、成形できる形状であっても成形サイクルが遅くなり、相対的にコストが高くなる。開発した自己潤滑性しゅう動部材は、特殊処理により黒鉛粉の流動性を高めることで、黒鉛添加量を増加しながらも高い形状自由度と生産性を確保した。本開発材は潤滑油を使用できない環境でも優れた低摩擦特性、耐摩耗性を有する。

### 【特長】

- ① ドライ環境での摩擦摩耗特性に優れる
- ② 特殊黒鉛により、高い形状自由度を確保

開発材の化学成分を表6に示す。一般的な青銅系材料と比較し、黒鉛添加量を2倍以上に増量している。

表6 開発材の化学成分

Chemical components

材 質	化学成分 %		
	Cu (銅)	Sn (スズ)	C (黒鉛)
一般青銅系材	残	7~11	1~2
開発材	残	7~11	4~7

## 4.2 性能

自己潤滑性しゅう動部材の摩擦摩耗特性の試験条件を表7に、試験結果を表8に示す。開発材の摩擦係数は、無含油状態での一般青銅系材の約1/2の値であり、耐摩耗性は一般青銅系材の約40倍まで向上させた。

表7 摩擦摩耗特性試験条件

Test conditions for friction and wear property

	①摩擦試験	②摩耗試験
荷重 N	98	15
回転速度 min <sup>-1</sup>	1000	450
試料寸法 mm (内径×外径×幅)	φ6×φ12×6	←
相手材	SUJ2	SUS420
試験時間 min	90	60
潤滑状態	無含油 (ドライ)	←

表8 摩擦係数及び比摩耗量

Specific wear rate and friction coefficient

	開発材	一般青銅系材
① 摩擦係数	0.2~0.3	0.45
② 比摩耗量 m <sup>3</sup> / (N·m) × 10 <sup>-12</sup>	0.08	3.56

## 5. 高周波向けチョークコイル

近年、自動車や自動車部品の電動化に伴い、自動車には多数のDC/DCコンバータやインバータなどの電源装置が搭載されている。チョークコイルはこれら電源装置の高効率化や周辺機器に対する電磁波障害対策として、主に直流電流に付加されたノイズ成分を低減するために使用される。電源装置の高効率化や小型化を目的に、装置を高周波駆動する傾向にあり、チョークコイルには高周波帯域まで低損失で安定した特性を維持できることが求められている。

チョークコイルの一例として図8にトロイダル形チョークコイルを示す。チョークコイルは、コアと呼ばれる軟磁性材料の成形体とコアに巻きつけた導線で構成されており、電気エネルギーを磁気エネルギーに変換してコアに蓄積する性質と、蓄積するエネルギーの増加に伴って周波数の高い電流ほど流しにくくする性質がある<sup>4)</sup>。チョークコイルはこれらの性質を利用して高周波ノイズのフィルタの役割を果たす部品であるが、NTNは各種形状のチョークコイルを開発している。

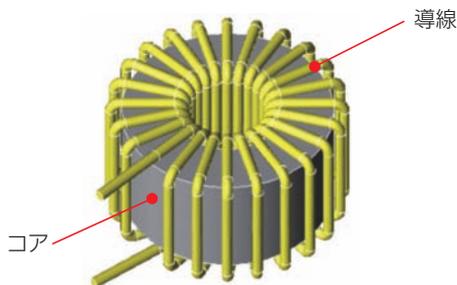
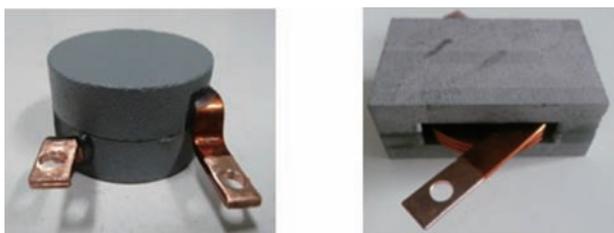


図8 トロイダル形チョークコイル  
Toroidal choke coil

### 5.1 特長と性能

図9にNTNが開発したアモルファス合金粉末を利用したチョークコイルを示す。NTNのAL60圧縮コア<sup>5)</sup>やAS10射出コア<sup>5)</sup>は、トロイダル形の他にポット形やEER形など様々な形状に対応できる。



AL60 圧縮コア品  
Compression molding core

AS10 射出コア品  
Injection molding core

図9 各種チョークコイル  
Various choke coils

図10にチョークコイルに用いられる各種軟磁性材の周波数と透磁率の関係を示す。透磁率は電力-磁力の変換能力を示す指標で、透磁率が低下するとノイズ低減効果が低下することから、周波数に対する透磁率の変化が小さいことが望ましい。各材料について透磁率が10%低下する周波数で比較すると、一般的なフェライトコアは約6kHz、Fe-Si系圧縮成形コアは約2MHzであるのに対して、NTNのAL60圧縮コアは約5MHz、AS10射出コアは約10MHzであり、従来材の2倍以上の高周波帯域まで安定したノイズ低減効果を有する。

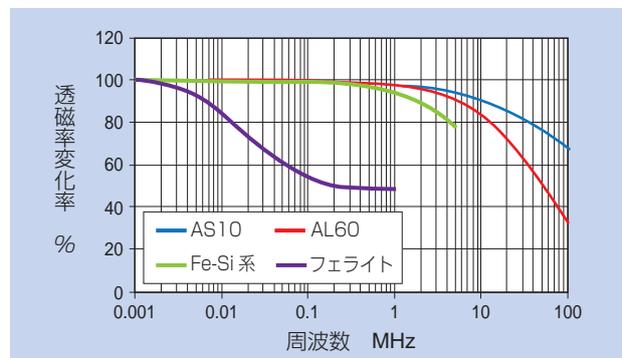


図10 透磁率の周波数特性  
Frequency characteristics of magnetic permeability

コアに蓄積できる磁気エネルギーの量は、コアの材料特性である飽和磁束密度とコア体格で決まる。このためコアの設計は、使用条件において蓄積可能なエネルギー量を超えないように材料と形状を決める必要がある。コアに蓄積できるエネルギー量を超えた状態を磁気飽和と呼び、磁気飽和するとチョークコイルとして機能しなくなる。図11に磁化力と磁束密度の関係(B-H曲線)を示す。飽和磁束密度が高いほど磁気エネルギーの蓄積能力が高く、コアを小型化できるため、大電流で使用する用途では飽和磁束密度の大きいFe-Si系圧縮成形コアが採用される場合が多い。

しかし、図12に示す電力-磁力変換における損失(鉄損)については、Fe-Si系圧縮成形コアはフェライトコアと比較すると鉄損が大きく、効率面ではフェライトコアに劣る。AL60圧縮コアならびにAS10射出コアは鉄損が小さく、特にAL60圧縮コアはフェライトコアと同等の非常に優れた低損失性を有する。

これらの点から、AL60圧縮コア及びAS10射出コアは優れた周波数特性を有し、飽和磁束密度が大きくかつ低鉄損であることから、高周波用チョークコイルの小型化、低損失化に対応できる。

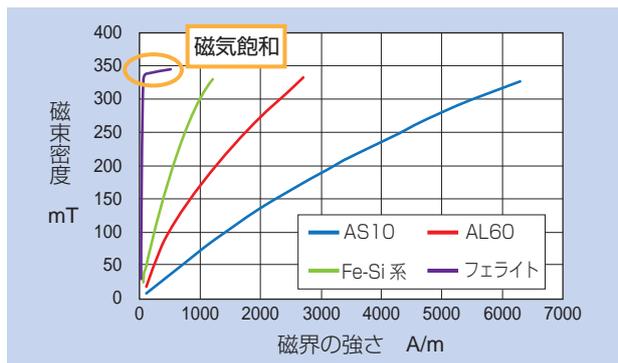


図11 B-H曲線  
B-H curve

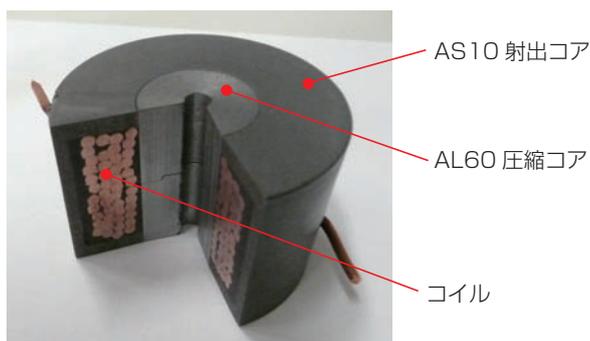


図13 複合コア品  
Composite core

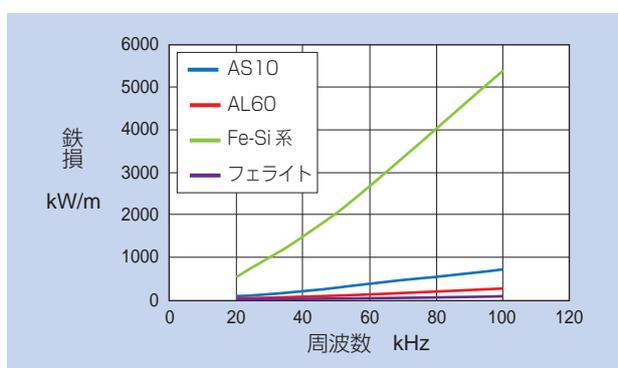


図12 鉄損特性 (50mT)  
Core loss characteristics

## 5.2 複合コア

AL60圧縮コアは飽和磁束密度が大きく、鉄損も特に小さい。一方、AS10射出コアは周波数に対する透磁率の安定性が高く、また、射出成形であるため設計の自由度が高い。これらの特長を活かして、要求される電流値やサイズなどの仕様に応じて、2種類のいずれかの材料のコア、または双方を組み合わせた図13の複合コアを用いたチョークコイルを設計、提案している。これにより、電源装置のさらなる高効率化や小型化が期待できる。

## 6. おわりに

本稿では特に自動車の低燃費化や小型化、電動化に貢献する最近の複合材料商品について紹介した。

自動車分野は電動化、小型化や低燃費化に加えて、さまざまな新しい技術が急速に開発・提案されている状況である。引き続き複合材料技術の高度化や新たな融合により、自動車分野の新たなニーズに応えられる商品開発と提案をしていく所存である。

### 参考文献

- 1) 林豊, 松本二郎, 梅本昇, 精密樹脂製シールリング及びチップシール, NTN TECHNICAL REVIEW No.65 (1996) 54.
- 2) 沖芳郎, 林工, 石井卓哉, スーパーエンジニアリングプラスチックの特性と使い方, トライボロジスト 49巻7号 (2004) 31.
- 3) 自動車技術ハンドブック編集委員会 企画/編集 自動車技術ハンドブック2
- 4) 戸川治朗, スイッチング電源のコイル/トランス設計
- 5) 小田貴之, 宮崎真二, 島津英一郎, HEV昇圧装置用リアクトルコア, NTN TECHNICAL REVIEW No.81 (2013) 46-51.

執筆者近影



堺 香代  
複合材料商品事業部  
複合材料技術部



島津 英一郎  
複合材料商品事業部  
複合材料技術部



後藤 隆宏  
NTN特殊合金(株)  
技術部

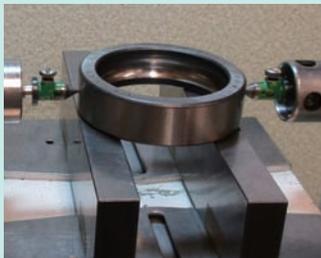


浅田 一  
NTN特殊合金(株)  
技術部



石井 卓哉  
NTN精密樹脂(株)  
技術部

## Modeling of Retained Austenite Transformation in Bearing Steels



**Christine SIDOROFF\***  
**Pierre DIERICKX\***  
**Pr. Michel PEREZ\*\***

Bearing steels are heat treated to obtain martensitic microstructures providing high hardness necessary for good rolling contact fatigue performance. If specific actions are not taken, austenite is generally retained after heat treatment in the final component with a more or less important content. Depending on the requirements of each application, retained austenite can be desired because of beneficial effects such as improvement of rolling contact fatigue performance, mostly in contaminated lubricating conditions, or can be avoided if dimensional stability is needed for example in cases of bearings operating for long durations at high temperatures. This paper discusses the modeling of retained austenite transformation and its dimensional consequences in SUJ2, taking into account all the phase evolutions occurring during tempering and in service.

軸受鋼を焼入れすると、転がり軸受に必要な硬さを備えたマルテンサイト組織が得られる一方で、熱処理後には多少のオーステナイトが残留する。残留オーステナイトは、転がり疲労性能の改善に有効であるが、転がり軸受を高温で長期間にわたって使用する場合には寸法安定性が重要であり、残留オーステナイト量を低減する必要がある。本稿では、高温保持時における残留オーステナイトの分解挙動と、マルテンサイトの変態挙動を考慮したSUJ2材の経年寸法変化モデルについて考察した。

### 1. Introduction

To attain long service lives, bearing ring materials are selected to provide a minimum hardness of 58 HRC for rolling contact fatigue (RCF) resistance (in conjunction with the appropriate inclusion cleanliness), and a good wear resistance by choosing the appropriate steel grade, steelmaking process, and heat treatment.

If no specific requirements such as structural fatigue or impact resistance are expressed, through-hardened steels are used, such as SUJ2 steel in the case of standard temperature conditions (hereafter mentioned as standard bearing steels).

Another important feature that bearing steels must retain in service through the life of the mechanical component is the initial internal clearance of the bearing, and its interference with the surrounding parts. Therefore, the dimensional change must be limited at the service temperature for standard bearing steels by selecting the appropriate heat treatment.

Steels such as SUJ2 are easily hardened to the required level, by austenitizing at temperatures above  $AC_1$ , quenching and tempering. The metallurgical structures obtained after hardening are not stable and will evolve in service towards more stable states, resulting in size changes or dimensional instability.

The main non-stable phase often associated to these evolutions is retained austenite, remaining in high-carbon alloyed steels' microstructure after quench.

These phenomena have been extensively described in existing publications, but the purpose of this paper is to explain the complex metallurgical mechanisms behind the dimensional instability, and to present work realized in NTN-SNR to estimate the relative contributions of the different individual phenomena in order to build a model to predict dimensional variations occurring during service.

\*NTN-SNR Roulements, Technology and Innovation Department

\*\*Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, MATEIS Laboratory

## 2. Metallurgical phenomena and their dimensional consequences

### 2.1 Metallurgical phenomena

After austenitizing and quenching, the microstructure of SUJ2 is mainly martensitic, and composed of the following constituents:

- Martensite, with a high carbon concentration above the equilibrium carbon content in ferrite;
- Retained austenite, not transformed at room temperature after quench because of the alloying elements and carbon concentration,
- Undissolved carbides, not fully dissolved during austenitizing.

These two first constituents, martensite and retained austenite, are metastable and evolve in service towards a more stable state.

Martensite tempering is often described using the following stages associated with temperature ranges in which they are likely to take place<sup>1, 2)</sup>. These phenomena can happen at lower temperatures, provided time is left for these transformations to occur.

#### Stage 0 ( $T < 100^\circ\text{C}$ )

Carbon atoms segregate to dislocations (it can represent up to 0.2 wt.%C).

#### Stage 1 ( $100 < T < 200^\circ\text{C}$ ) $\alpha' \rightarrow \alpha'' + \varepsilon$

Carbon leaves the oversaturated martensite ( $\alpha' \rightarrow \alpha''$ ), and creates metastable  $\varepsilon$ -carbides ( $\text{Fe}_{2.4}\text{C}$ ).

#### Stage 2 ( $200 < T < 300^\circ\text{C}$ ) $\gamma_R \rightarrow \alpha + \text{Fe}_3\text{C}$

Retained austenite ( $\gamma_R$ ), also a metastable phase, decomposes into a mix of ferrite ( $\alpha$ ) and cementite ( $\text{Fe}_3\text{C}$ ).

#### Stage 3 ( $250 < T < 350^\circ\text{C}$ ) $\alpha'' + \varepsilon \rightarrow \alpha + \text{Fe}_3\text{C}$

Carbon leaves the impoverished martensite ( $\alpha'' \rightarrow \alpha$ ) to form cementite carbides ( $\text{Fe}_3\text{C}$ ) to the detriment of  $\varepsilon$ -carbides.

#### Stage 4 ( $T > 350^\circ\text{C}$ )

Carbides coarsen and spheroidize. The structure is subjected to recovery, and then recrystallization.

To summarize, two different phenomena occur during the first stages of tempering: precipitation of carbides from martensite (stage 0 + stage 1 + stage 3), and transformation of retained austenite (stage 2).

### 2.2 Dimensional consequences

These phase evolutions and transformations produce macroscopic dimensional variations<sup>3, 4)</sup>.

#### Precipitation from martensite

Martensite has a tetragonal lattice, and its parameters are dependent on carbon concentration<sup>5)</sup>.

- When carbon is rejected from martensite and carbides precipitate, two opposite effects take place:
- Contraction of the martensite because of lattice size reduction (tetragonal loss and volume reduction of lattice cell);
  - Slight expansion because of carbide formation, not high enough to compensate for the contraction previously mentioned.

These two effects result in a continuous contraction, as long as carbon precipitates into  $\varepsilon$ -carbides, and  $\text{Fe}_3\text{C}$  carbides.

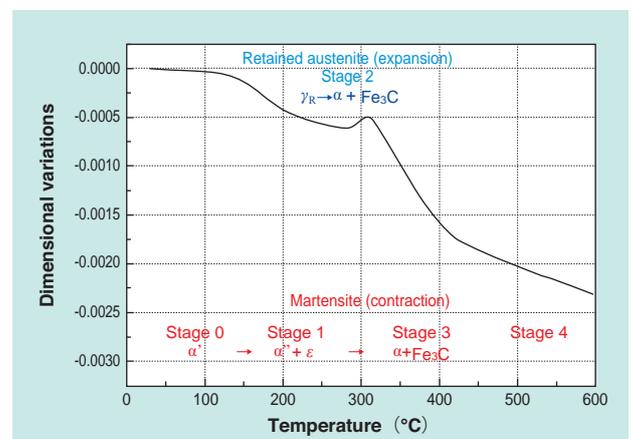
#### Transformation of austenite

Austenite has a face-centered cubic (fcc) structure, which is the densest existing structure. When it transforms into ferrite and cementite, the volume increases.

#### Fourth stage

Carbide coarsening and spheroidizing, recovery and recrystallization result in a macroscopic contraction, rarely referred to in technical publications.

For as-quenched martensitic microstructures, during thermal aging, the dimensional evolution shows a succession of contraction (carbon rejection and  $\varepsilon$ -carbide precipitation), expansion (austenite decomposition) partially compensated by cementite precipitation, contraction (end of cementite precipitation), and again contraction with a slight change in slope (structure evolutions during the fourth stage). This succession of events is represented in **Fig. 1** for an anisothermal aging of SUJ2 steel obtained by differential dilatometry with a heating speed of  $5^\circ\text{C}/\text{min}$ . The same succession can be observed for isothermal aging, if tested times are long enough.



**Fig. 1** Anisothermal aging of as quenched SUJ2

### 3. Analysis and modeling of the dimensional evolutions during isothermal aging of SUJ2

An original approach to the study of dimensional stability of SUJ2 has been conducted by NTN-SNR<sup>6-8)</sup> using Thermoelectric Power (TEP) measurements. The aim of the study was to predict the macroscopic dimensional variations as a function of a thermal aging, based on calculations of each microstructural contribution. This work comprises two stages:

- Quantification of volume fraction and carbon content of each microstructural constituents through TEP measurements as a function of aging time and temperature,
- Use of these data as input for calculations of dimensional variations of each contribution, and an average calculation to obtain the macroscopic dimensional variation.

#### 3.1 Thermal treatments studied

The study was conducted on samples heat treated according to the cycles of Table 1. A standard as-quenched martensitic heat treatment (referred to as H) was studied as well as a similar state followed by a subzero treatment (referred to as HF) to destabilize a part of the retained austenite (F as ‘freeze’ was added to the name of the sample).

X-Ray Diffraction (XRD) was used to determine the initial retained austenite contents, on cylinder-shaped samples (according to Fig. 2).

Table 1 Thermal treatments performed on SUJ2<sup>6)</sup>

	Martensitic thermal treatment	
	H	HF
Austenitizing	850°C / 15min	850°C / 15min
Quench / isothermal holding	Oil	Oil
Water rinsing	60°C / 5min	60°C / 5min
Subzero treatment	–	-80°C / 1h
Initial retained austenite content (vol.%)	10.3	4.7

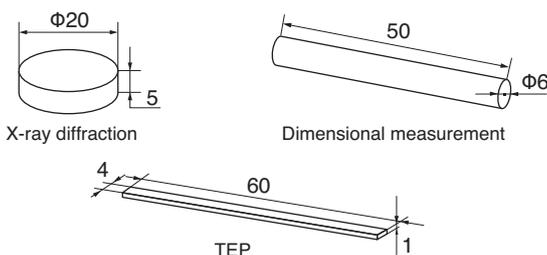


Fig. 2 Samples used for X-Ray diffraction, TEP and Dimensional measurements

#### 3.2 Use of TEP to the study of phase evolutions during aging of SUJ2

Thermoelectric power measurements have been used to follow the kinetics of carbon precipitation from martensite. The principle of TEP is to apply to the studied steel specimen a temperature gradient between its two extremities by contact with two pure copper blocks, and to measure the resulting voltage induced by the Seebeck effect between the two junctions. TEP is sensitive to the crystal defects influencing electron diffusion and phonon propagation, such as atoms in solid solution, and is therefore an interesting tool to characterize and quantify precipitation of carbides from oversaturated martensite during thermal aging.

Samples of rectangular shape according to Fig. 2 treated according to Table 1 were aged at different temperatures from 110°C to 505°C to durations up to 300h. Aging was interrupted at logarithmic increasing time steps to obtain the TEP evolution for each sample at room temperature, expressed as the TEP variation  $\Delta S$  between the initial state (as quenched) and aged at considered time (Fig. 3).

$\Delta S$  increases in two consecutive sigmoidal steps, identified in Fig. 3 as A and B, associated to the precipitation of carbon from oversaturated martensite, into metastable  $\epsilon$ -carbides, and Fe<sub>3</sub>C (to the detriment of  $\epsilon$ -carbides), respectively. These stages occur sooner when temperature increases, based on the time-temperature equivalence presented later. At high temperature and times,  $\Delta S$  continues to increase linearly, in step C, and is assumed to be caused by the phenomena occurring during the fourth stage of tempering: recovery of the dislocation structure,

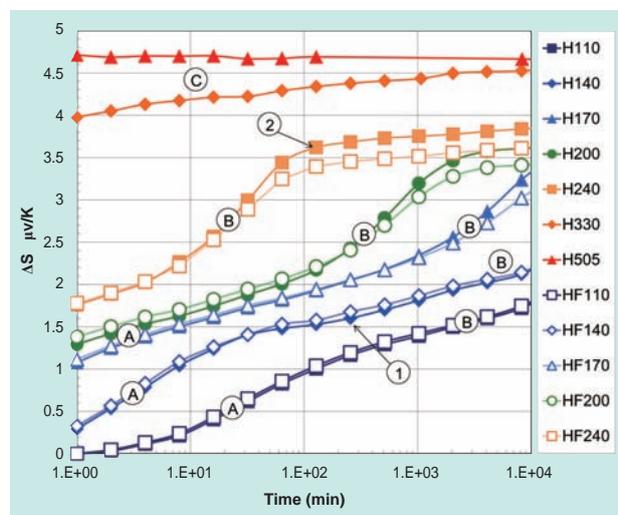


Fig. 3 TEP evolution of the martensitic heat treatment as a function of time at different aging temperatures, with (HF) and without (H) subzero treatment – H110 stands for H treatment<sup>6-8)</sup>

recrystallization, and the coarsening of carbides.

Subzero treated HF samples, with a lower initial retained austenite content compared to H samples, present during stage B a slightly lower  $\Delta S$ . This difference is assumed to be linked to the decomposition of retained austenite that seems to occur simultaneously to the precipitation of  $\text{Fe}_3\text{C}$  carbides.

As increasing temperature seems to shift the curves towards shorter times, the results were treated with a time-temperature equivalence according to an **Arrhenius law**<sup>7)</sup>, to transfer measurements of all times and temperatures to equivalent times at 110°C, the lower aging temperature investigated, using activation energies of 120 kJ/mol for temperatures between 110 and 240°C, and 190 kJ/mol for higher temperatures (close respectively to the values for carbon precipitation during tempering of martensite, and for recovery in  $\alpha$ -iron).

These master curves (given for H samples in **Fig. 4**) were then used to estimate the **evolution of volume fraction and carbon content** of the different constituents of the microstructure, through their individual contribution to TEP evolution, according to the following scenario:

- Stage A:  $\varepsilon$ -carbides are precipitated from the carbon rejected from the oversaturated martensite.
- Stage B:  $\text{Fe}_3\text{C}$  carbides precipitate using the carbon segregated on dislocations, the carbon remaining in solid solution in martensite, and released from the decomposition of  $\varepsilon$ -carbides that dissolve because they are less stable than  $\text{Fe}_3\text{C}$ . Simultaneously,

retained austenite decomposes into a mix of ferrite and cementite.

- Stage C: Recovery of dislocation structure and coarsening of martensite laths occur.

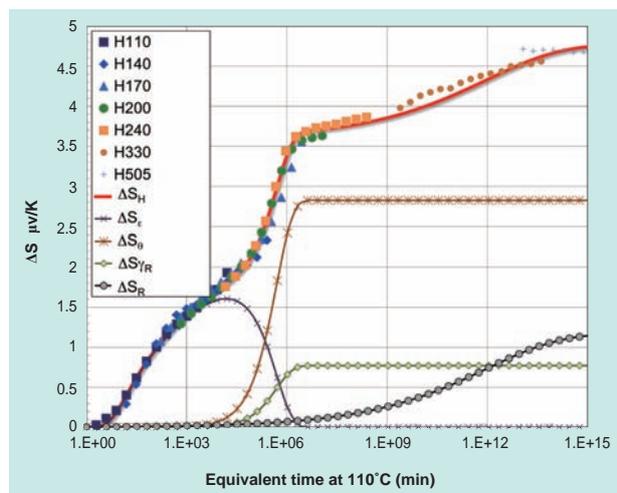
Based on these assumptions and scenarios, an analytical approach was built, using Johnson-Mehl-Avrami-Kolmogorov<sup>7)</sup> (JMAK) empirical formulae for the kinetics of the precipitation of  $\varepsilon$ -carbides and  $\text{Fe}_3\text{C}$ , and for the recovery of dislocations and lath coarsening.

The macroscopic TEP is considered to be the volume average of the two individual contributions to TEP of the martensitic phase (the variation of carbon in solid solution in the martensite, and the recovery), and of the retained austenite. The TEP master curves of H and HF heat treatments as a function of equivalent time at 110°C were then used to adjust a number of parameters while others were measured or gathered from publications<sup>7)</sup>. The interpolated parameters were all confronted to values available in the literature and found to be in agreement with them<sup>7)</sup>, and the interpolated TEP curves fit quite well with the experimental data (**Fig. 4**).

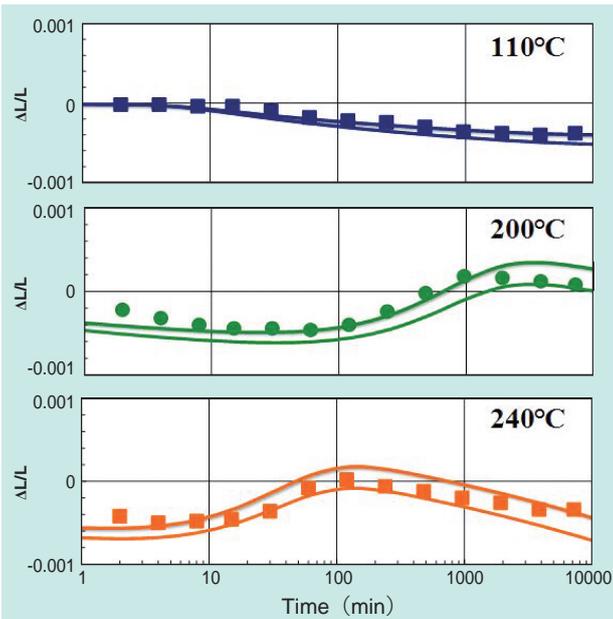
### 3. 3 Estimation of macroscopic dimensional variations

The macroscopic dimensional variations can be calculated from the individual contributions of each phase, as far as the microstructure of SUJ2 can be understood as a composite material. This can be achieved either through the use of simple models, where the minimal and maximal value of dimensional variations were estimated by averaging the stresses (uniform strain – Voigt) or the strains (uniform stress – Reuss) in the volume, either with more complex approaches such as self-consistent model or Ponte Castaneda-Willis (also called homogenization techniques), that take into account the morphology and relative layout of the phases, and their mechanical interactions.

For a given time and temperature, it was then possible to estimate the macroscopic dimensional variation limits (here using Voigt and Reuss models for ease of understanding). Carbon concentrations in the different phases and the fraction of decomposed retained austenite are the main input parameters of this model (for detailed expressions, see<sup>7-8)</sup>). The experimental measurements, realized on long cylinder-shaped samples (according to **Fig. 2**), are in good agreement with the estimations (**Fig. 5**).



**Fig. 4** Experimental (dots) and modeled (curves) TEP evolution for martensitic heat treatment H: macroscopic TEP evolution ( $\Delta S_H$ ) and individual contributions to TEP evolution ( $\Delta S_\varepsilon$ ,  $\Delta S_\theta$ ,  $\Delta S_{\gamma_R}$ ,  $\Delta S_R$ ) as a function of equivalent time at 110°C<sup>6-8)</sup> – H110 stands for H treatment aged at 110°C,  $\varepsilon$  for  $\varepsilon$ -carbides,  $\theta$  for cementite,  $\gamma_R$  for retained austenite,  $R$  for Recovery



**Fig. 5** Experimental (dots) and modeled (curves for Voigt and Reuss estimations) dimensional variations of martensitic H heat treatment at experimental temperatures <sup>6,7</sup>

As example of use, the estimation of dimensional variations for equivalent time at 110°C are represented in **Fig. 6** for H and HF martensitic heat treatments, with two different initial retained austenite contents <sup>7-8</sup>. It is possible to compare the influence of retained austenite content for similar austenitizing temperature and quench.

It is interesting to compare the relative order of magnitude of the different phenomena, displayed in **Fig. 6**. The contraction of the martensite lattice is large and is the only contraction contribution; it is largely

compensated by the expansion associated to the carbides formation ( $\epsilon$  and  $Fe_3C$ ), so that the overall contraction of the evolution of the martensitic phase is not so high. The expansion induced by retained austenite decomposition is of the same order of magnitude to that of  $Fe_3C$  precipitation (superimposed curves in **Fig 6.b**), but is enough to lead in total to a macroscopic expansion.

## 4. Industrial practice

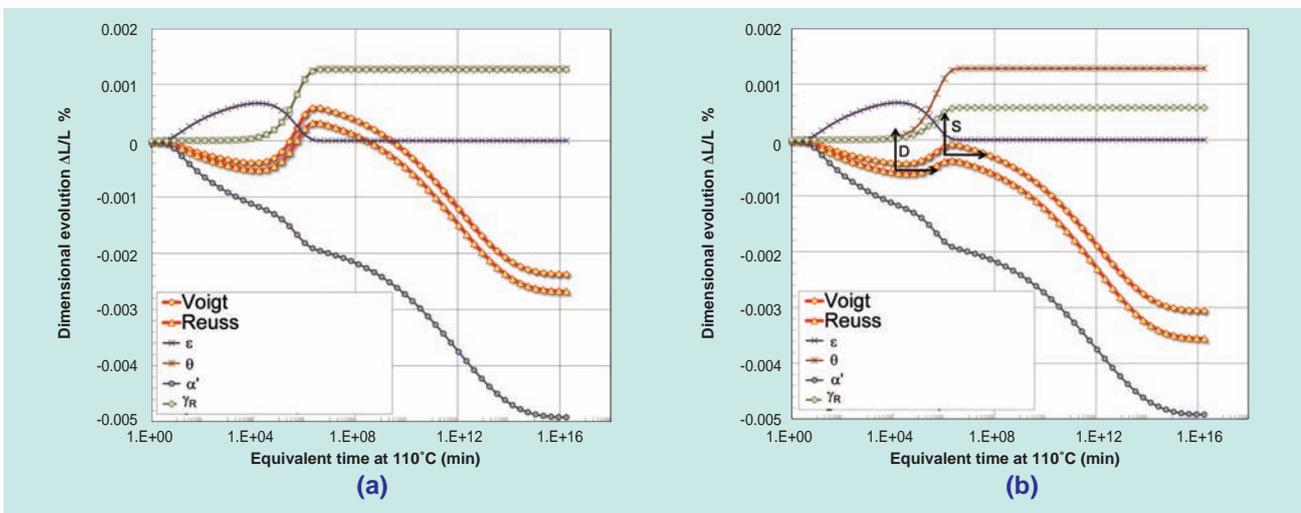
### 4.1 Selection of tempering

In industrial practice, hardened bearing steels are never used as quenched, but tempered, in order to reduce the inherent brittleness of quenched high carbon steels.

Tempering after quenching is the beginning of the aging process described in § 2 and § 3 and characterized in § 3, and will be more or less advanced depending on the tempering conditions. Depending on the extent of the tempering i.e. temperature and duration, stage A and possibly stage B described in § 3 occur during tempering.

In service, the material will undergo an additional thermal aging, similar to tempering, during which the phase transformations initiated during tempering continue.

Depending on tempering conditions, the component will present an expansion in service if only stage A occurred during tempering, or a contraction if stages A and B (total decomposition of retained austenite) occurred. It is to be reminded that dimensional evolutions can occur even at low temperatures given that enough time has passed.



**Fig. 6** Estimated macroscopic dimensional variations (Voigt, Reuss) and individual contributions of phases to macroscopic dimensional variations ( $\epsilon$ ,  $\theta$ ,  $\alpha'$ ,  $\gamma_R$ ) for equivalent times at 110°C - **(a)** H martensitic treatment with 10.7 vol.% retained austenite, **(b)** HF martensitic heat treatment with 4.7 vol.% retained austenite <sup>7-8</sup> -  $\epsilon$  stands for  $\epsilon$ -carbides,  $\theta$  for cementite,  $\gamma_R$  for retained austenite, R for Recovery

Finally, in the case of SUJ2, depending on the application, different temperings are used, resulting in different properties and advantages/shortcomings:

- ‘Low temperature’ or standard tempering (only stage A occurs during tempering, 1 to 2h at 170-180°C): the hardness obtained is high for good RCF performance and no dimensional stability is guaranteed.
- ‘Higher temperature’ tempering or stabilizing temperings (stages A and B occur during tempering, for example 2h at 230°C): the hardness obtained is lower than that of standard temperings, but a higher dimensional stability is obtained, as no expansion due to retained austenite decomposition will occur, but contraction at long operating times, or high temperatures, or combinations thereof. These temperings are used for bearings subjected to higher temperatures.

The actual temperature/times of NTN-SNR existing standard tempering (D treatment), and stabilizing tempering (S) were used to calculate the equivalent times of aging at 110°C for a SUJ2 steel, so that the time corresponding to the beginning of service for D and S temperings are reported in [Fig. 6](#).

#### 4. 2 Influence of heat treatment conditions on retained austenite

In the previous paragraph, it is shown that it is possible to obtain different hardness/dimensional stability compromises depending on heat treatment parameters.

It is also important to add that heat treatment solutions are in practice also selected for other considerations, for example to minimize distortions, to avoid quench cracking or depending on furnace technology available, and that many criteria are accounted for to design the heat treatment.

Many studies have been carried out on the influence of heat treatment conditions of classical bearing steel on the amount of retained austenite<sup>9-12</sup>), and its thermal stability, through its practical consequences on dimensional stability.

Pearson<sup>9)</sup> has illustrated for a variability of industrial heat treatment conditions and facilities, the dispersion of size change that can be found for standard treated SUJ2: for an aging of 3000h at 150°C, the size expansion can vary from  $7 \times 10^{-4}$  to  $11 \times 10^{-4}$ , illustrating the influence of the different heat treatment conditions used depending on the bearing manufacturer and facilities.

Franklin<sup>12)</sup> performed an extensive study in the 1970s on the effect of all these parameters on retained austenite content (without measuring its resultant dimensional size change). His main

conclusions and the ones also obtained by other authors are summarized in the following:

- An increase of austenitizing temperature and time increases the amount of retained austenite after quench;
- A quicker cooling rate produces lower retained austenite contents;
- Interrupted quenching (martempering or marquenching), commonly used for SUJ2 to reduce heat treatment distortions and quench cracking likelihood, increases the amount of retained austenite;
- Higher tempering temperature and times will lead to lower retained austenite contents, even if temperatures lower than 200°C will not lead to significant lowering of retained austenite content in SUJ2.

#### 4. 3 Reducing retained austenite content by heat treatment

Different methods can be used to reduce retained austenite content:

- **Subzero treatment** consists in an additional subzero quenching after the standard quenching to room temperature, but small amounts of retained austenite are always retained. It generally consists in an isothermal holding between -100 and -70°C.
- **Water rinsing** consists in submitting the components to a soaking in a water tank at 15-20°C, after oil quench usually realized between 40 and 60°C. It has been shown that this step can reduce a portion of the retained austenite, and resultant dimensional variations.
- **Tempering** (stabilizing heat treatment) is to date the most effective way to suppress retained austenite. For SUJ2 and other low alloyed steels, tempering must be performed at temperatures higher than 200°C for a significant reduction of retained austenite content, and at least 230°C for efficient removal of retained austenite<sup>9)</sup>.

## 5. Conclusions

The issue of dimensional stability cannot be simplified to the content of retained austenite present in the bearing ring, and complex microstructural evolution mechanisms modelled in this paper are responsible for the observed macroscopic dimensional variations.

The model presented here takes into account one initial heat treatment. Other NTN-SNR studies on the evolution of this model enable the evaluation of dimensional variations for other heat treatment conditions.

Nevertheless, the only efficient way to improve dimensional stability in service when needed (if service time and temperatures are high enough to create dimensional changes modifying the internal clearance or loss of fit with mating components) is to select the tempering with an appropriate temperature that will bring the microstructure closer to equilibrium and remove the remaining retained austenite.

## References

- 1) Speich, G.R., Taylor, K.A. "Tempering of Ferrous Martensites. Martensite : a Tribute to Morris Cohen", Edited by Olson G.B. and Owen W.S. United States of America, ASM International, 1992. pp. 243-275.
- 2) Porter, D.A., Easterling, K.E. "Phase Transformations in Metals and Alloys", London : Chapman and Hall, 1992, 514p.
- 3) Roberts, C.S., Averbach, B.L., Cohen M. Trans. ASM, 1953, Vol. 45, pp. 576.
- 4) Bhadeshia, H.K.D.H. "Steels for Bearings", Progress in Materials Science, 2012, Vol. 57, pp. 268–435.
- 5) Cheng, L., Brakman, C.M., Korevaar, B.M., Mittemeijer, E. "The tempering of iron-carbon martensite; dilatometric and calorimetric analysis", Metall. Trans. A, 1988, Vol. 19A, pp. 2415-2426.
- 6) Sidoroff, C. "Analyse Microstructurale et Modélisation des Evolutions Dimensionnelles de l'Acier 100Cr6 : Structures Martensitique et Bainitique". PhD Thesis INSA Lyon, 2002.
- 7) Perez, M., Sidoroff, C., Vincent A., Esnouf C. "Microstructural Evolution of Martensitic 100Cr6 Bearing Steel During Tempering: From Thermoelectric Power Measurements to the Prediction of Dimensional Changes", Acta Materialia, 2009, Vol. 57, pp. 3170–3181.
- 8) Sidoroff, C., Perez, M., Dierickx, P., Girodin, D. "Advantages and Shortcomings of Retained Austenite in Bearing Steels : a Review", Bearing Steel Technology, ASTM STP 1580, J. M. Beswick, Ed. American Society for Testing and Materials International, West Conshohocken, PA, 2015, pp. 312-348.
- 9) Pearson, P.K. "Size Change of Through Hardened Bearing Steels at Application Temperatures", SAE Transactions A, 1997, Vol.106, N°.2, pp. 170-175
- 10) Duval, P., Murry, G., Constant, A. "Stabilité Dimensionnelle dans le Temps. Contribution à l'Etude des Facteurs Métallurgiques Affectant la Stabilité Dimensionnelle des Aciers", Mécanique-Electricité, 1968, Novembre, pp. 28-37.
- 11) Hengerer, F., Nierlich, W., Volkmuth, J., Nutz, H. "Dimensional Stability of High Carbon Bearing Steels", Ball Bearing Journal, 1988, Vol. 231, pp. 26–31.
- 12) Franklin, J., Hill, P., Allen, C. "The Effect of Heat Treatment on Retained Austenite in a 1% Carbon / Chromium Steel", Heat Treatment of Metals, 1979, Vol. 6, pp. 46-50.

## Photo of authors



Christine SIDOROFF  
NTN-SNR Roulements  
Technology and Innovation  
Department



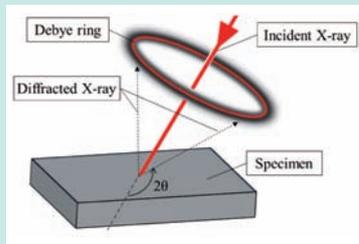
Pierre DIERICKX  
NTN-SNR Roulements  
Technology and Innovation  
Department



Pr. Michel PEREZ  
Institut National des Sciences  
Appliquées de Lyon  
MATEIS Laboratory

# X線回折環分析装置による転動疲労の評価

## Evaluation of Rolling Contact Fatigue by X-ray Diffraction Ring



嘉村 直哉\* Naoya KAMURA  
 藤田 工\* Takumi FUJITA  
 佐々木 敏彦\*\* Toshihiko SASAKI

本稿では、転動疲労(RCF)を評価する新しい方法について紹介する。X線回折環分析装置で得られる相当応力( $\sigma_{eq}$ )とX線回折環(デバイリング)の不均一さを表すパラメータ( $S/S_0$ )でRCFの進行を評価した。

境界潤滑条件下では、 $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の挙動から、RCFは次の3つの段階を経て進行することが明らかとなった。第1段階として、 $\sigma_{eq}$ は $10^3$ 回の負荷でSUJ2の降伏応力に達するが、この段階では $S/S_0$ は変化しない。次に、 $\sigma_{eq}$ の著しい増加が終わった後、結晶配向が始まり、 $S/S_0$ が増加する。最後に、ピーリングが成長するにつれて $\sigma_{eq}$ は低下するが、結晶配向は進行し続ける。このことは、RCFの評価にデバイリング分析装置を用いたことで得られた新たな知見である。デバイリングから得られるパラメータはRCFの評価に有用であり、RCFのメカニズム解明だけでなく、RCFの進行度の定量的な推定にも用いることができる。

In this report, a novel approach for evaluating the progression of rolling contact fatigue (RCF) is introduced. The progression of RCF is evaluated based on tri-axial stress state and the degree of martensite grain orientation which are characterized by two parameters:  $\sigma_{eq}$  and  $S/S_0$ , respectively.

From the behavior of the  $\sigma_{eq}$  and  $S/S_0$  during RCF, it is found that the progression of RCF can be divided into three stages as follows. First,  $\sigma_{eq}$  approaches the yield stress of SUJ2 in the early loading stage; about  $10^3$  cycles. The  $S/S_0$  does not change in this stage. After drastically increasing the  $\sigma_{eq}$  up to  $10^3$  cycles, the  $S/S_0$  increases. This shows that the martensite grain orientation on the RCF surface begins to be formed after the  $10^3$  cycles. Finally,  $\sigma_{eq}$  gradually decreased while developing peeling on the raceway although the orientation of texture continues to progress.

This is a new finding obtained by applying the Debye ring analyzer to the evaluation of RCF. The evaluation of RCF by Debye ring is a promising method, not only to investigate mechanism of RCF, but also to allow for quantitative estimation of the progression of RCF.

## 1. はじめに

転がり軸受の軌道面下では、組織変化、硬度変化、残留応力の形成をともなった疲労が起こることはよく知られており、これまで多数の報告<sup>1), 2)</sup>などがある。

転がり軸受の損傷のリスクを把握する目的で、転がり軸受の余寿命を推定する試みがある。従来の研究では、主にX線応力測定装置で得られる3つのパラメータ(平面応力状態を仮定した残留応力、半価幅、残留オーステナイト)を用いていた。しかしながら、転がり軸受の疲労は使用条件によって複雑に変化するため、これらのパラメータだけで高精度な余寿命推定を行うことは難しい。

近年、X線回折環(デバイリング)を検出できる分析

装置が開発され、材料評価に用いる研究<sup>3)</sup>などが進められている。デバイリングは、単一入射角での応力測定( $\cos \alpha$ 法<sup>4)</sup>)に利用可能である。 $\cos \alpha$ 法は、従来法に比べて短時間で応力が得られる。また、 $\cos \alpha$ 法を拡張した佐々木-廣瀬法<sup>5)</sup>を用いれば三軸応力測定も可能である。さらに、検出器上に得られたデバイリングの強度分布から、結晶粒の配向に関する情報を得ることができる。従来法で得られなかったこれらの情報を利用すれば、複雑な転動疲労のメカニズムの解明が進み、余寿命推定の高精度化につながると考える。

本稿では、二円筒試験片の転動疲労の進行について、デバイリングから得られるマルテンサイトの結晶配向と佐々木-廣瀬法で得られる三軸残留応力を関連付けて考察した。

\*先端技術研究所

\*\*金沢大学 人間科学系

## 2. X線による三軸応力測定理論

### 2.1 デバイリングによる応力測定法

結晶構造をもつ物質にX線が入射したとき、式(1)に示すBraggの条件を満たす結晶において回折現象が生じる。

$$2d \cdot \sin \theta = n \lambda \dots\dots\dots (1)$$

ここで、

$d$  : 格子面間隔     $\theta$  : Bragg 角  
 $n$  : 整数             $\lambda$  : X線の波長

一般的に、工業用に用いられる金属材料は多結晶体であり、それぞれの結晶方位は互いに異なる(ランダムな方位である)場合が多い。このような材料に引張応力が加わると、結晶粒の格子面間隔は図1のように変化し、それぞれの結晶粒の回折角が変化する。すなわち、X線応力測定はこの結晶方位による回折角の違いを利用して応力を算出する<sup>6)</sup>。

試料がX線応力測定に適した結晶粒(結晶粒径が30 $\mu$ m以下で配向や集合組織がない状態<sup>7)</sup>)の場合、回折X線は図2に示すように入射X線を中心とした円すい状に発生する。回折X線を二次元検出器で測定する場合、円すいを平面で切り取った円環が検出器上に得られ、これを「デバイリング」と呼ぶ。

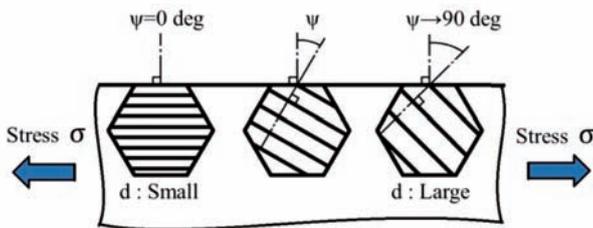


図1 引張応力による格子面間隔の変化  
 Changes of lattice spacing by applying tensile stress

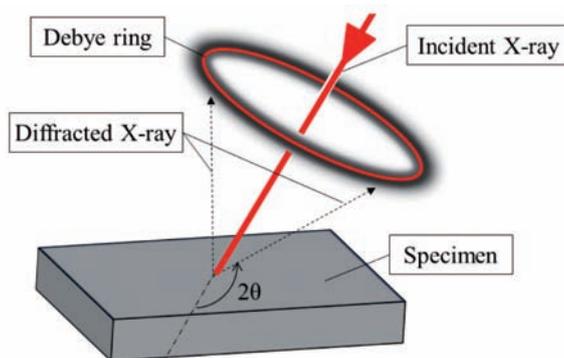


図2 入射X線とデバイリングの関係  
 Schematic drawing of incident X-ray and Debye ring

デバイリング全周を利用したX線応力測定理論は、平らにより $\cos \alpha$ 法が提案され、吉岡ら<sup>8)</sup>、佐々木ら<sup>9)</sup>によって検出器にイメージングプレート(IP)を用いる方法が提案されている。 $\cos \alpha$ 法は平面応力状態を仮定した解析法であるが、 $\cos \alpha$ 法を拡張した三軸応力測定法として佐々木-廣瀬法がある。以下では、佐々木-廣瀬法の解析理論について述べる。

### 2.2 佐々木-廣瀬法

デバイリングの中心角 $\alpha$ に対するひずみ $\epsilon_\alpha$ は、デバイリング半径 $R_\alpha$ を用いると式(2)のように表される。

$$\epsilon_\alpha = \frac{1}{2} \left[ 2\theta_0 - \pi + \tan^{-1} \left( \frac{R_\alpha}{C_L} \right) \right] \cot \theta_0 \dots\dots\dots (2)$$

ここで、

$\theta_0$  : 無ひずみ状態での Bragg 角  
 $R_\alpha$  :  $\alpha$  の位置におけるデバイリングの半径  
 $C_L$  : X線の照射位置から検出器までの距離

図3に示す座標系において、 $\epsilon_\alpha$ と応力の関係は次式で表される。

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha = & \sigma_x \frac{1}{E} [n_1^2 - \nu (n_2^2 + n_3^2)] \\ & + \sigma_y \frac{1}{E} [n_2^2 - \nu (n_3^2 + n_1^2)] \\ & + \sigma_z \frac{1}{E} [n_3^2 - \nu (n_1^2 + n_2^2)] \\ & + \tau_{xy} \frac{2(1+\nu)}{E} n_1 n_2 + \tau_{yz} \frac{2(1+\nu)}{E} n_2 n_3 \\ & + \tau_{xz} \frac{2(1+\nu)}{E} n_3 n_1 \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

ここで、

$E$  : X線のヤング率     $\nu$  : X線のポアソン比

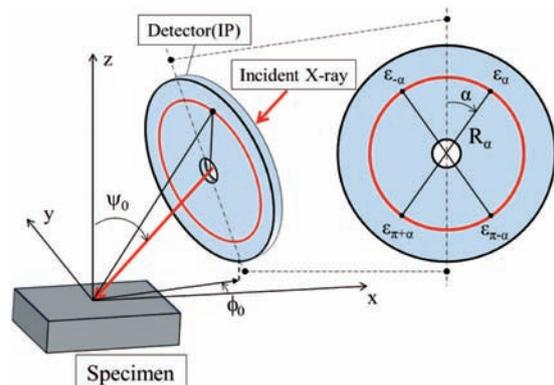


図3 イメージングプレート(IP)上にて得られる  
 デバイリングとひずみ $\epsilon_\alpha$ の関係  
 Relationship between Debye ring on Imaging Plate (IP)  
 and strain  $\epsilon_\alpha$

また,  $n_1 \sim n_3$  は  $\varepsilon_a$  の方向余弦であり, 次式で表される.

$$\begin{aligned} n_1 &= \cos \eta \sin \psi_0 \cos \phi_0 \\ &\quad - \sin \eta \cos \psi_0 \cos \phi_0 \cos \alpha \\ &\quad - \sin \eta \sin \phi_0 \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_2 &= \cos \eta \sin \psi_0 \sin \phi_0 \\ &\quad - \sin \eta \cos \psi_0 \sin \phi_0 \cos \alpha \\ &\quad + \sin \eta \cos \phi_0 \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(5) \end{aligned}$$

$$n_3 = \cos \eta \cos \psi_0 + \sin \eta \sin \psi_0 \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで,

$\eta$  : Bragg 角  $\theta$  の補角 ( $\eta = \pi/2 - \theta$ )

$\psi_0$  : X 線入射角

$\phi_0$  : 入射 X 線の投影が X 軸となす角

次に, 式 (3) から各応力成分を得るために, デバイリングの中心角  $\pi + \alpha, \pi - \alpha, -\alpha$  におけるひずみをそれぞれ  $\varepsilon_{\pi + \alpha}, \varepsilon_{\pi - \alpha}, \varepsilon_{-\alpha}$  と表し, 新たに次のパラメータを定義する.

$$a_{1(\phi_0)} \equiv \frac{1}{2} [(\varepsilon_a - \varepsilon_{\pi + \alpha}) + (\varepsilon_{-\alpha} - \varepsilon_{\pi - \alpha})] \quad \dots\dots(7)$$

$$a_{2(\phi_0)} \equiv \frac{1}{2} [(\varepsilon_a - \varepsilon_{\pi + \alpha}) - (\varepsilon_{-\alpha} - \varepsilon_{\pi - \alpha})] \quad \dots\dots(8)$$

式 (3) ~ (8) から,  $\phi_0 = 0$  における  $a_1$  と  $a_2$  は次のように表される.

$$\begin{aligned} a_{1(0)} &= - \frac{1+\nu}{E} [(\sigma_x - \sigma_z) \sin 2\psi_0 + 2\tau_{xz} \cos 2\psi_0] \\ &\quad \times \sin 2\eta \cos \alpha \quad \dots\dots\dots(9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{2(0)} &= \frac{2(1+\nu)}{E} [\tau_{xz} \sin \psi_0 + \tau_{yz} \cos \psi_0] \\ &\quad \times \sin 2\eta \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(10) \end{aligned}$$

式 (9), (10) において,  $\psi_0 = 0$  のとき, すなわち X 線を試料面に垂直な方向から入射 (垂直入射) するとき, せん断応力  $\tau_{xz}, \tau_{yz}$  について次式の関係が得られる.

$$\tau_{xz} = - \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{1}{\sin 2\eta} \frac{\partial a_{1(0)}}{\partial \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots(11)$$

$$\tau_{yz} = \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{1}{\sin 2\eta} \frac{\partial a_{2(0)}}{\partial \sin \alpha} \quad \dots\dots\dots(12)$$

また, 式 (9), (10) は  $a_1$  と  $a_2$  がそれぞれ  $\cos \alpha, \sin \alpha$  に対して線形であることを示しており, その傾きは次式で表される.

$$\left( \frac{\partial a_{1(0)}}{\partial \cos \alpha} \right) = - \frac{1+\nu}{E} [(\sigma_x - \sigma_z) \sin 2\psi_0 + 2\tau_{xz} \cos 2\psi_0] \times \sin 2\eta \quad \dots\dots\dots(13)$$

$$\left( \frac{\partial a_{2(0)}}{\partial \sin \alpha} \right) = \frac{2(1+\nu)}{E} [\tau_{xy} \sin \psi_0 + \tau_{yz} \cos \psi_0] \times \sin 2\eta \quad \dots\dots\dots(14)$$

式 (13), (14) において,  $\tau_{xz}, \tau_{yz}$  はすでに式 (11), (12) で得られているため,  $\psi_0 \neq 0$  のとき  $\sigma_x - \sigma_z, \tau_{xy}$  は次式で得られる.

$$\begin{aligned} \sigma_x - \sigma_z &= - \frac{E}{1+\nu} \frac{1}{\sin 2\eta} \frac{1}{\sin 2\psi_0} \left( \frac{\partial a_{1(0)}}{\partial \cos \alpha} \right) \\ &\quad - 2\tau_{xz} \cot 2\psi_0 \quad \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{1}{\sin 2\eta} \frac{1}{\cos \psi_0} \left( \frac{\partial a_{2(0)}}{\partial \sin \alpha} \right) \\ &\quad - \tau_{yz} \cot \psi_0 \quad \dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

$\sigma_y - \sigma_z$  は  $\phi_0 = \pi/2$  rad ( $90^\circ$ ) における式 (15) の関係を用いれば計算できる.

$\sigma_z$  は次式から求める.

$$\sigma_z = \frac{E}{1-2\nu} (\varepsilon_a - X) \quad \dots\dots\dots(17)$$

ここで,  $X$  は次式で表される.

$$\begin{aligned} X &= \frac{2(1+\nu)}{E} (\tau_{xy} n_1 n_2 + \tau_{yz} n_2 n_3 + \tau_{xz} n_3 n_1) \\ &\quad + \frac{1}{E} (\sigma_x - \sigma_z) [n_1^2 - \nu(n_2^2 + n_3^2)] \\ &\quad + \frac{1}{E} (\sigma_y - \sigma_z) [n_2^2 - \nu(n_3^2 + n_1^2)] \quad \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

式 (18) における各応力成分と方向余弦は既知であるので,  $\sigma_z$  の値が求められる. なお, 式 (17) には  $\varepsilon_a$  の項が含まれており, デバイリングの中心角ごとに  $\sigma_z$  が得られるので,  $\sigma_z$  はその平均値とする.

以上が佐々木-廣瀬法による三軸応力解析法であり, **図 5** に示す 3 回の X 線照射で応力 6 成分が得られる.

### 3. 実験条件

#### 3.1 二円筒試験条件

**図 4** に二円筒試験機の概略図を, **表 1** に試験条件をそれぞれ示す. 試験は純転がり条件で行った. No.1 ~ 3 は表面粗さの小さい試験片を駆動側に用いる条件 (以下, 鏡面駆動), No.4 は表面粗さの大きい試験片を駆動側に用いる条件 (以下, 粗面駆動) である. 二円筒試験では, 鏡面駆動よりも粗面駆動のほうが鏡面側円筒の損傷の進行が早いことが知られており<sup>10), 11)</sup>, 今回の X 線による疲労の評価にその影響がどのような形で表れるかを調べる.

二円筒試験片は JIS SUJ2 製で, 標準的な熱処理を施してある. 形状は  $\phi 40 \times 12$  mm の円筒形状で, 軸方向の曲率半径は **表 1** に示す. No.1 は, 最大接触応

表1 二円筒試験条件  
Two-cylinder type test conditions

No.	Load kN	$P_{max}$ GPa	Curvature in the axial direction		$R_q$ $\mu\text{m}$		$\Lambda$
			Driving	Driven	Driving	Driven	
1	3.92	2.77	$\infty$	60	0.022	0.987	0.3
2	$\uparrow$	$\uparrow$			0.025	0.010	10
3	1.96	2.20			0.030	0.945	0.3
4	3.92	2.77	60	$\infty$	0.985	0.029	0.3

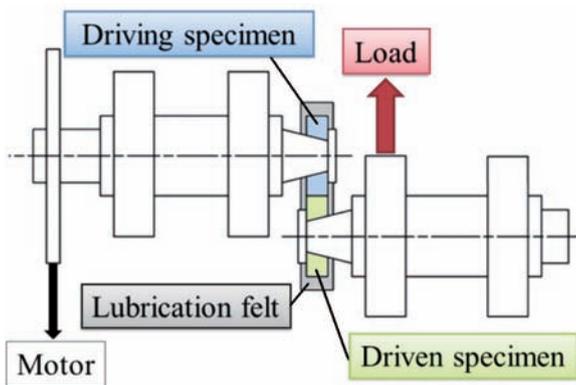


図4 二円筒試験機の概略図  
Schematic drawing of two-cylinder type test

力(以下,  $P_{max}$ )が2.77GPa, 油膜パラメータ(以下,  $\Lambda$ )が0.3の境界潤滑条件である。No.2は弾性流体潤滑条件( $\Lambda > 3$ )となるように駆動・従動の両試験片を鏡面仕上げとした。No.3はNo.1と同じく駆動側に鏡面仕上げ, 従動側に研削仕上げの試験片を用いているが,  $P_{max}$ が2.20GPaでNo.1より低面圧の条件である。

潤滑油は無添加タービン油(ISO VG32)を染み込ませたフェルトパッドを試験片に接触させることで供給した。駆動側試験片の回転速度は500min<sup>-1</sup>とした。

### 3.2 X線測定条件

X線回折環分析装置として,  $\mu$ -X360(パルステック工業株式会社製)を使用した。本装置は, 回折X線を二次元で検出するのでデバイリングの分析が行える。X線測定条件を表2に示す。測定にあたっては図5に示す座標系をとり, 応力解析には2章に記した佐々木-廣瀬法を用いた。X線の照射範囲は $\phi 2$ であり, 試験条件から計算される接触だ円の長軸直径(2.96 mm)より小さいため, 転がり接触部のみの評価ができる。

X線が材料の内部に入り込む深さ(X線侵入深さ)は, 次式で与えられる<sup>12)</sup>。

表2 X線測定条件  
X-ray measurement condition

Characteristic X-ray	Cr-K $\alpha$
Diffraction (hkl)	$\alpha$ -Fe (211)
Tube condition	30kV, 1mA
X-ray irradiated area	$\phi 2$
Incident angle $\psi_0$ rad (deg)	0, 0.524 (0, 30)
Exposure time s	72

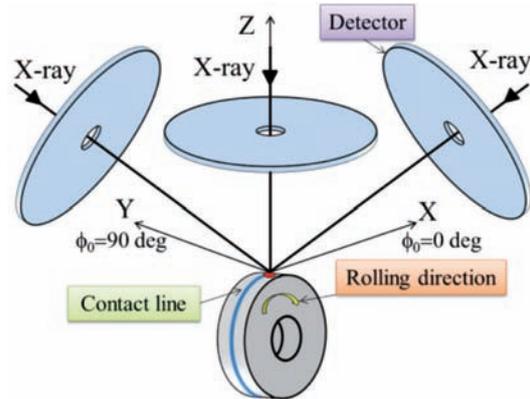


図5 測定時の試験片に対する座標系とIPとの位置関係  
Relationship between coordinating system in measuring object and location of IP

$$T_a = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\cos 2\eta \cos^2 \psi_0 + \cos \psi_0 \sin 2\eta \sin \psi_0 \cos \alpha}{(1 + \cos 2\eta) \cos \psi_0 + \sin 2\eta \sin \psi_0 \cos \alpha} \quad (19)$$

ここで,

$T_a$ :  $\alpha$  の位置における回折線の侵入深さ

$\mu$ : 鉄の Cr-K $\alpha$  線に対する線吸収係数<sup>13)</sup>

(889.76cm<sup>-1</sup>)

式(19)を用いると, 入射角  $\psi_0$  と平均侵入深さの関係は図6のようになる。本稿ではX線の入射角を0rad (0°)と0.524rad (30°)としたため, X線の平均侵入深さはそれぞれ5.4 $\mu\text{m}$ , 4.6 $\mu\text{m}$ となる。したがって, 後述するX線測定結果は試験片表面から約5 $\mu\text{m}$ までの組織や応力変化の情報を示すものである。

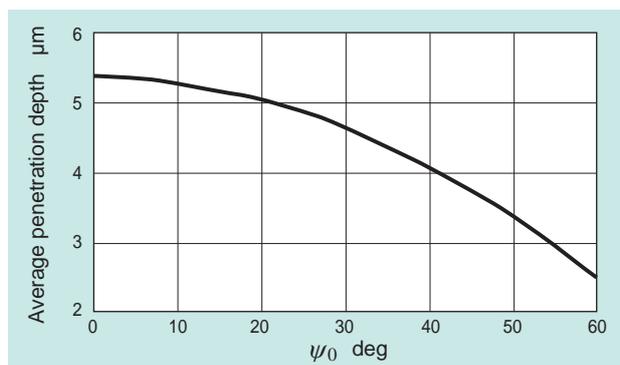
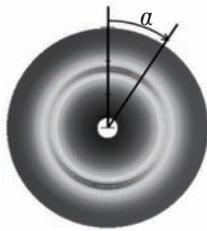


図6 X線入射角と平均侵入深さの関係  
Relationship between X-ray incident angle and average penetration depth

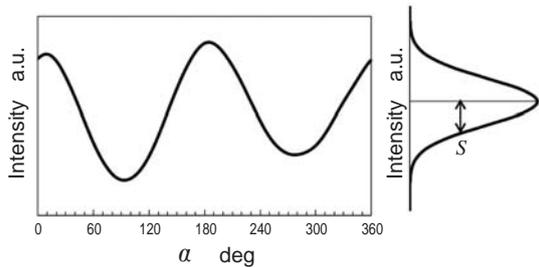
### 3.3 評価指標

転動疲労の評価指標として、相当応力(ミーゼス応力)  $\sigma_{eq}$  および結晶配向に起因するデバイリングの変化を定量化する目的で定義したパラメータ  $S/S_0$  を用いる。  $S$  は、デバイリングの中心角に対する回折強度の標準偏差であり、  $S_0$  は試験前の  $S$  の値である。図7(a)のように不均一な強度分布をもつデバイリングでは、  $\alpha$  に対するピーク強度は図7(b)のようになり、その標準偏差は右図の  $S$  で示される。一方、  $\sigma_{eq}$  は式(20)で表される。

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right\}} \dots (20)$$



(a) デバイリングの例  
Example of Debye ring



(b) 中心角に対するピーク強度とその標準偏差  
Intensities at diffraction peak for central angle and its standard deviation

図7 パラメータ  $S$  の定義  
Definition of parameter  $S$

## 4. 結果および考察

### 4.1 油膜パラメータの影響

図8にNo.1とNo.2の駆動側試験片における負荷回数と  $\sigma_{eq}$  の関係を示す。弾性流体潤滑条件であるNo.2の  $\sigma_{eq}$  は負荷回数が大きくなってほとんど変化しないが、境界潤滑条件のNo.1の  $\sigma_{eq}$  は転動初期の段階で最大となり、SUJ2の降伏応力に近い1134 MPaまで上昇した。その後、ピーリングの発生を伴いながら  $\sigma_{eq}$  は徐々に減少した。図9は試験終了時の軌道面の様子である。このピーリングは初期の段階(負荷回数  $12 \times 10^4$  回)からすでに観察されていた。

図10に試験前後の試験片で得られたデバイリングを示す。No.1では試験後に不均一なデバイリングが観察された。図11にNo.1とNo.2の負荷回数と  $S/S_0$  の関係を示す。No.2の  $S/S_0$  は試験終了まで変化しなかったが、No.1では負荷回数の増加にともなって  $S/S_0$  が増加した。これは、境界潤滑条件の転動疲労がマルテンサイト結晶粒の配向を伴う現象であることを示している。

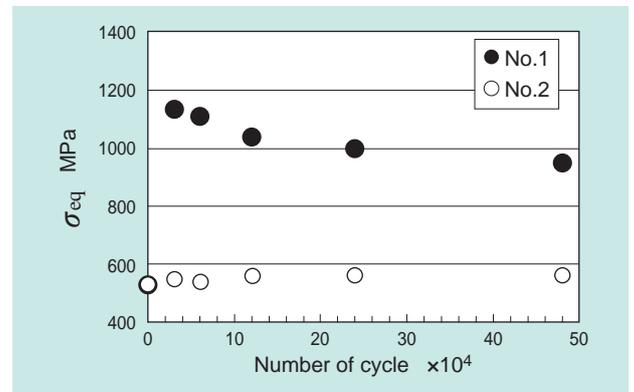


図8 No.1, No.2の負荷回数に対する  $\sigma_{eq}$  の変化  
Relationship between von Mises stress  $\sigma_{eq}$  and the number of cycles for driving specimens of No.1 and No.2 tests

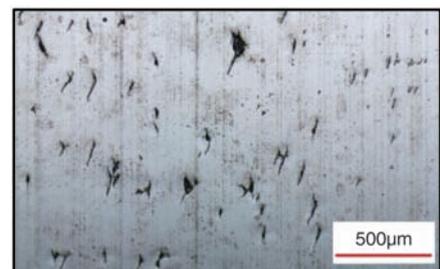


図9 No.1の条件で  $48 \times 10^4$  回の負荷後に見られた駆動側試験片のピーリング損傷  
Peeling for driving specimens of No.1 test after RCF of  $48 \times 10^4$  cycles

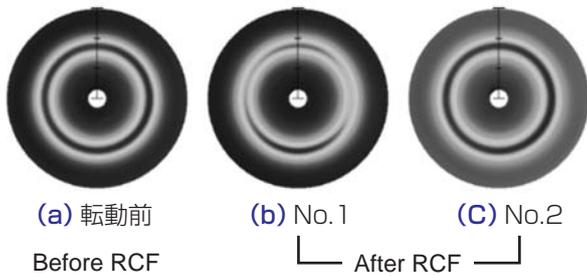


図10 新品試験片No.1, 2の試験後試験片で得られたデバイリング  
Debye rings for before and after RCF tests of No.1 and No.2 tests at  $48 \times 10^4$  cycles

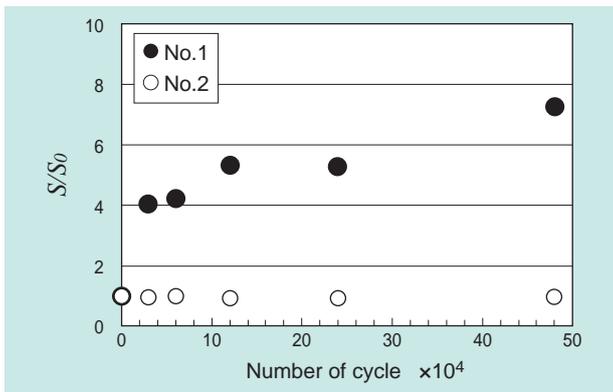


図11 No.1, No.2の負荷回数に対するデバイリングの不均一さ $S/S_0$ の変化  
Relationship between  $S/S_0$  and the number of cycles for driving specimens of No.1 and No.2 tests

#### 4.2 荷重の影響

図12にNo.1とNo.3の負荷回数に対する $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の変化を示す。 $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の挙動は、No.1とNo.3とで大差なく、ピーリングもほぼ同時期に発生した。

荷重が異なるにも関わらず、 $\sigma_{eq}$ の形成、結晶配向の挙動およびピーリングの発生時期に差がなかった原因は、表面粗さの突起接触の過酷度に両者で差がなかったためである。表面粗さの突起接触の過酷度を示すとされる $Rd_q$ <sup>14)</sup>はNo.1とNo.3の従動側円筒で試験前に $0.175 \text{ rad}(10^\circ)$ を超えている。これは通常の軸受の $Rd_q(0.017 \sim 0.070 \text{ rad})$ よりはるかに大きい数値である。 $Rd_q$ の大きい表面の突起接触部に生じる接触圧力は、いずれの荷重条件でもSUJ2材が支えられる限界値を超えると推測される。したがって、荷重の増加は局所的な接触圧力には影響を与えず、真実接触面積の増加にのみ影響を与えることがX線による分析でも認められた。これが、 $\sigma_{eq}$ の形成、結晶配向の挙動に荷重が影響しなかった理由である。

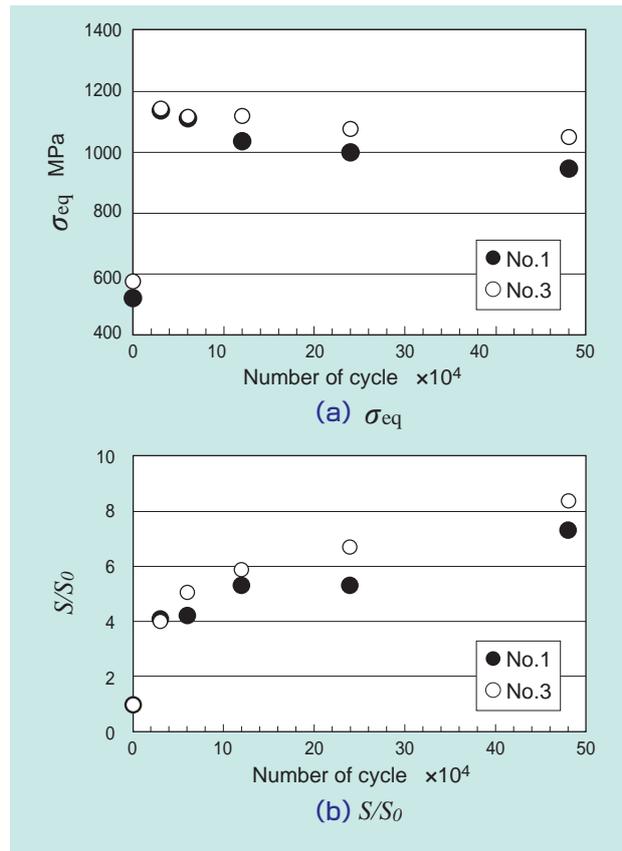


図12 No.1, No.3の負荷回数に対する $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の変化  
 $\sigma_{eq}$  and  $S/S_0$  depending on the number of cycles for the driving specimen of No.1 and No.3 tests

#### 4.3 低負荷回数領域でのX線測定値の変化

境界潤滑条件における $\sigma_{eq}$ とデバイリングの形状は負荷回数 $10^5$ 回以下で急激に変化することを前節までに示した。以下では $10^5$ 回以下の負荷回数での分析結果について述べる。

図13にNo.1と同じ条件で $5 \times 10^4$ 回までの回転試験を行った時の $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の変化を示す。 $\sigma_{eq}$ は負荷回数 $10^3$ 回の時点で試験前の533MPaから1084MPaまで増加し、その後 $5 \times 10^4$ 回まで1080~1200MPaの間でほぼ一定に推移した。一方、 $S/S_0$ は負荷回数 $10^3$ 回までほとんど変化せず、 $10^3$ 回以降増加しており、回転疲労は残留応力の生成、結晶配向の順に進行することがわかった。

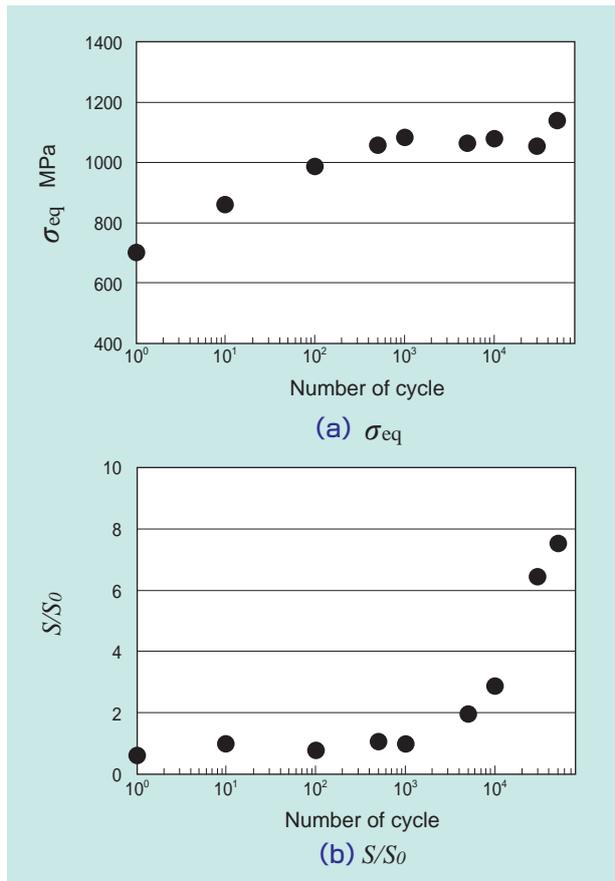


図13 No.1の $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の負荷回数 $5 \times 10^4$ 回までの変化  
 $\sigma_{eq}$  and  $S/S_0$  depending on the number of cycles up to  
 $5 \times 10^4$  for No.1 test

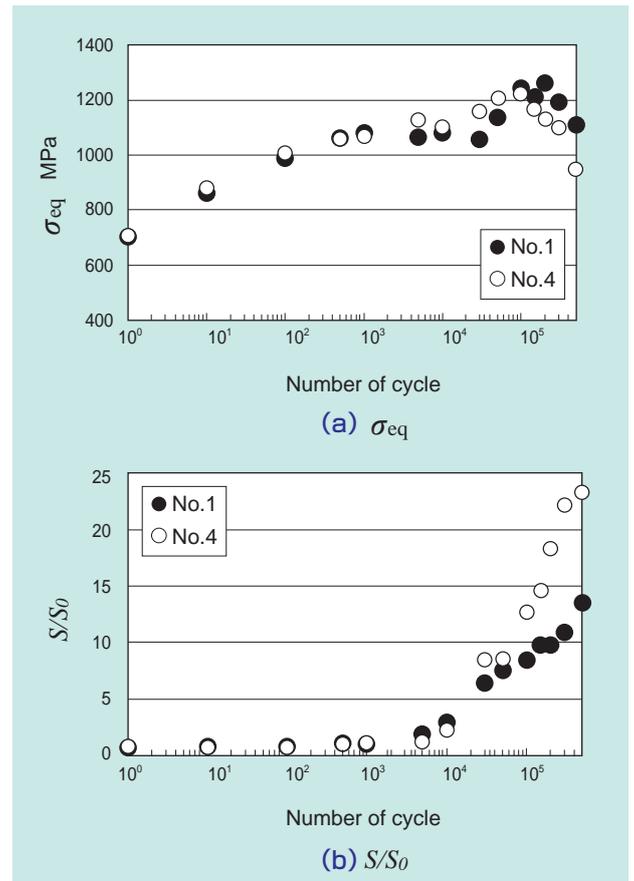


図14 No.1とNo.4の負荷回数に対する $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の変化  
 $\sigma_{eq}$  and  $S/S_0$  depending on the number of cycles for the  
driving specimen of No.1 and No.4 tests

#### 4.4 粗面駆動の影響

図14に鏡面駆動のNo.1と粗面駆動のNo.4の $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ の変化を示す。負荷回数 $5 \times 10^4$ 回までは、No.1とNo.4の $\sigma_{eq}$ と $S/S_0$ はよく似た変化を示したが、それ以降の $S/S_0$ の増加量はNo.4のほうが大きかった。また、ピーリングはNo.1、4ともに負荷回数 $5 \times 10^4$ 回付近から発生したが、その進展はNo.4のほうが早く、負荷回数 $5 \times 10^5$ 回では図15に示すように軌道面の損傷の数と大きさに差が生じた。すなわち、粗面駆動の方がピーリング発生後の結晶配向が著しく、またピーリングの進展速度も速かった。

これらの結果は、No.1とNo.4の転動疲労の進行がき裂の発生後から異なることを示している。兼田ら<sup>10)</sup>は、軌道面にき裂と潤滑油が存在するとき、き裂開口の挙動が駆動側と従動側で異なることを示しており、これがNo.1とNo.4でピーリングの進展に差が生じた原因と考えられる。き裂発生と進展のメカニズムおよび結晶配向形成のメカニズムについては、今後さらに詳細な検討を行う。

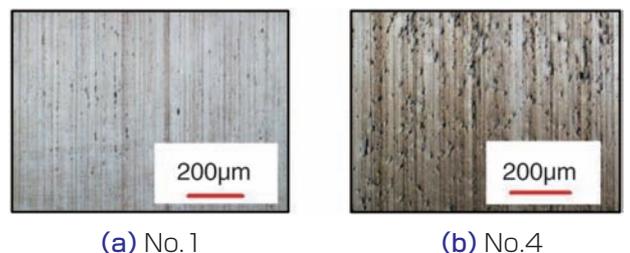


図15 負荷回数 $5 \times 10^5$ 回での軌道面のピーリング  
Peeling on raceway at  $5 \times 10^5$  cycles

## 5. 結 言

X線回折環分析装置で得られる相当応力(ミーゼス応力)  $\sigma_{eq}$  とデバイリングの不均一さを表すパラメータ  $S/S_0$  によって、境界潤滑および流体潤滑条件下の転動疲労の進行を評価した。その結果を以下にまとめる。

- 1) 転動面の  $\sigma_{eq}$  は  $10^3$  回程度の早い段階でSUJ2の弾性限度に近い値まで上昇する。
- 2)  $\sigma_{eq}$  は  $10^3$  回まで著しく増加した後、微小はく離が発生するまで、ほぼ一定に推移した。
- 3) 今回の実験では、結晶配向は  $\sigma_{eq}$  の著しい増加が終わった後、 $10^3$  回以降から始まった。
- 4) ピーリングが成長するにつれて  $\sigma_{eq}$  は低下するが、結晶配向は進行し続ける。
- 5) 駆動・従動の試験片を入れ替えても、ピーリング発生までの  $\sigma_{eq}$  と結晶配向の形成状態は変わらないが、ピーリング発生後の結晶配向の程度は粗面駆動で著しかった。

本稿は、原著予稿資料<sup>15),16)</sup> を基に編集したものである。掲載を許可下さった日本トライボロジー学会と日本材料学会のご好意に感謝します。

## 参考文献

- 1) 例えば：室博，対馬全之，徳田昌敏，ころがり接触による残留応力の変化，材料，18，190，(1969)615-619。
- 2) 小熊規泰，軸受の残存疲労寿命予測 第1報：X線回折法の適用，KOYO Engineering Journal，161，(2002)26-31。
- 3) 例えば：富永真，秋庭義明，二次元検出器によるX線応力測定に及ぼす照射面積の影響，日本材料学会，第47回X線材料強度に関するシンポジウム講演論文集，(2013)1-6。
- 4) 平修二，田中啓介，山崎利春，細束X線応力測定の一方法とその疲労き裂伝ば問題への応用，材料，27，294，(1978)251-256。
- 5) 佐々木敏彦，高橋俊一，佐々木勝成，小林裕一，エリアディテクタ方式のX線三軸応力測定法の改良に関する研究，日本機械学会論文集A編，75，750，(2009)219-227。
- 6) 田中啓介，鈴木賢治，秋庭義明，残留応力のX線評価—基礎と応用—，第1版，養賢堂，(2002)99-105。
- 7) (社)日本材料学会，X線応力測定法標準，(1982)79-84。
- 8) 吉岡靖夫，新開毅，大谷真一，X線による材料強度研究へのイメージングプレートの適用，日本材料学会第26回X線材料強度に関するシンポジウム講演論文集，(1989)122-127。
- 9) 佐々木敏彦，廣瀬幸雄，イメージングプレートを利用した一個の回折リングからの応力測定，日本材料学会，第30回X線材料強度に関するシンポジウム講演論文集，(1994)22-27。
- 10) S. Way, Pitting Due to Rolling Contact, Journal of Applied Mechanics, 2, 2, (1935)A49-A58。
- 11) 兼田禎宏，村上敬宜，八塚裕彦，接触疲れき裂伝ばに関するWayの説の破壊力学的考察，潤滑，30，10，(1985)739-744。
- 12) 佐々木敏彦，廣瀬幸雄， $\cos\alpha$ 法による中性子応力測定に関する基礎的研究，日本機械学会論文集A編，71，704，(2005)670-676。
- 13) 株式会社リガク，X線回折ハンドブック，第6版，(1998)付録4。
- 14) E. Ioannides, G. Bergling & A. Gabelli, An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings, Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series, 137, (1999)。
- 15) 嘉村直哉，藤田工，佐々木敏彦，丸山洋一，トライボロジー会議2015春 姫路 予稿集，X線回折環分析装置による転動面の分析，講演番号 F12(2015)。
- 16) 嘉村直哉，藤田工，丸山洋一，佐々木敏彦，X線回折環分析装置による転動面の分析，第49回X線材料強度に関するシンポジウム講演論文集，(2015)58-61。

## 執筆者近影



嘉村 直哉  
先端技術研究所



藤田 工  
先端技術研究所



佐々木 敏彦  
金沢大学 人間科学系

# 高周波誘導加熱条件が軸受鋼の材料特性に及ぼす影響

## Influence of Induction Heating Conditions on Bearing Steel Characteristics



結城 敬史\* Hiroshi YUKI  
佐藤 美有\* Miyu SATO

高炭素クロム軸受鋼2種の全体加熱焼入れの加熱源を炉加熱から誘導加熱に変更する場合を想定し、炉加熱処理品と同等性能が得られる誘導加熱処理条件を探索した。誘導加熱時の加熱温度と未固溶炭化物の面積率を変更して試験片を作製し、寸法変化率、静的負荷容量、圧壊強度及びせん断疲労強度を評価した。また、良好条件で作製した試作玉軸受の基本定格寿命は、計算寿命の4倍以上であった。

In order to evaluate the characteristics of SUJ2 bearing rings hardened by induction heating (IH) in comparison to those heat treated in a furnace, we researched suitable IH conditions that achieve the same properties as furnace heating. Dimensional change ratio, static load capacity, fracture strength, and shear fatigue strength were evaluated with specimens that were induction hardened with varying temperatures and carbide area ratios. Suitable conditions were determined. Basic rating lives of ball bearings made with the suitable IH conditions were found to be 4 times longer than their calculated fatigue life.

### 1. はじめに

高炭素クロム軸受鋼2種（以下、SUJ2材）の全体加熱焼入れの加熱源を炉加熱から誘導加熱（以下、IH）に変更すれば省エネルギー化、省人化、低環境負荷を達成できる。

一方、IHは炉加熱に比べて生産性が不利であり、ワーク1個あたりの処理時間を短縮するために高温加熱が採用される事例が多い。高温加熱の場合は、SUJ2材のオーステナイト単相域から焼入することになり、炉加熱でオーステナイト+セメンタイト二相域から焼入れされる製品と特性が異なる可能性がある。

そこで本研究では、最適な誘導加熱処理条件を探索し、炉加熱品と比較した。

られない。そこで本研究では固溶炭素濃度と各種特性との関係を調査するため、炭化物面積率を4%、8%及び12%狙い、加熱温度は炉加熱よりも高く設定して、900℃、950℃及び1000℃とした。焼戻しは、通常焼戻し条件である大気炉180℃×2h、IHによる高温短時間焼戻しを想定した62HRC狙いの240℃×43s及び60HRC狙いの310℃×37sの3水準とした。すなわち、3×3×3の27水準を評価対象とした。なお、各処理条件は加熱温度、炭化物面積率及び、焼戻し条件をハイフンで順につなぎ「900-4-180」のように表記する。炭化物面積率ごとの加熱温度と加熱時間との関係及び、焼戻し後の硬度ごとの加熱温度と加熱時間との関係を表1に示す。

### 2. 試験方法

#### 2.1 IH熱処理条件

母地中の固溶炭素濃度は各種特性に影響するため重要であるが、固溶炭素濃度の直接測定は困難である。そこで固溶炭素濃度の代わりに炭化物面積率を制御した。炭素の固溶が過剰であれば、炭化物が消失しピン止め効果が得られないため、結晶粒粗大化による強度低下を招く。逆に、固溶が不足すれば十分な硬さが得

表1 各条件におけるIH加熱時間  
IH test conditions

焼入れ			
温度 ℃	狙いの炭化物面積率		
	4%	8%	12%
900	316.0s	57.5s	11.0s
950	65.0s	14.5s	3.0s
1000	10.3s	4.0s	0.7s
焼戻し			
狙い硬度 HRC	温度 ℃		
62	180	2h	
62	240	43.2s	
60	310	36.8s	

\*先端技術研究所

## 2.2 IH熱処理方法

供試材は全て同一ロットのSUJ2材とした。

表2に供試材の化学成分を示す。

表2 SUJ2材の化学成分  
Chemical compositions of SUJ2 used (mass %)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
0.98	0.27	0.42	0.011	0.007	0.06	1.47	0.03	0.08

供試材の加熱には高周波誘導加熱装置を使用した。供試材外径面中央部の温度を用いたフィードバック制御により、試験片温度を一定にした。加熱完了後、試験片温度が100℃程度になるまで油温70℃のコールド油中で焼入れ冷却した。

## 2.3 各IH熱処理条件の基本特性

供試材形状をφ60×φ54×15のリングとして、IH加熱焼入品の材質調査を行った。図1にIH加熱品の炭化物分布状態を示す。図中のA, B, Cは、それぞれ950℃×65.0s, 1000℃×4.0s及び900℃×11.0sで処理したIH加熱品である。加熱条件によってミクロ組織が異なることが確認できる。表3に焼戻し後の硬度、残留γ量及び旧γ結晶粒度を示す。

## 3. 良好条件の決定

### 3.1 寸法変化率調査

#### 3.1.1 試験方法

供試材形状はφ60×φ54×15のリングとした。各条件で熱処理したリングを230℃で2h保持し、加熱前後の寸法変化率を求めた。試験数は各水準n=3とした。寸法変化率が0.050%未満を合格とした。

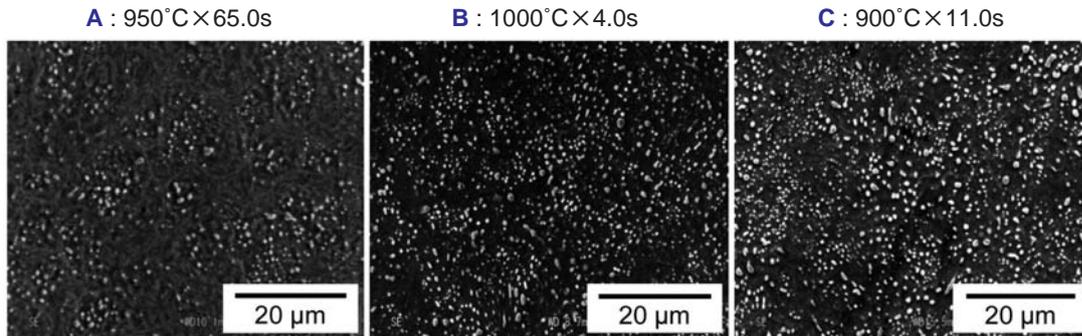


図1 加熱条件とミクロ組織  
Cementite distributions

表3 各熱処理条件における焼戻し後硬さ、残留γ量と旧γ粒<sup>1)</sup>  
Hardness, amount of retained austenite and prior γ grain size after tempering

		狙いの炭化物面積率								
		4%			8%			12%		
加熱温度 ℃	焼戻し温度 ℃	硬さ HRC	残留γ量 %	旧γ結晶粒 粒度番号	硬さ HRC	残留γ量 %	旧γ結晶粒 粒度番号	硬さ HRC	残留γ量 %	旧γ結晶粒 粒度番号
900	180	62.8	14.6	11.0	62.1	10.5	11.0	61.0	7.9	11.0
	240	62.5	14.5		62.4	11.2		60.2	8.6	
	310	60.2	7.3		60.9	5.7		57.9	5.4	
950	180	62.5	17.0	9.4	62.3	13.0	10.8	61.3	10.2	11.0
	240	62.8	17.9		62.3	13.1		61.4	10.7	
	310	60.2	9.8		60.0	7.8		59.1	6.0	
1000	180	62.0	17.2	10.0	62.1	17.3	10.2	62.4	14.6	11.0
	240	62.3	16.9		62.2	16.5		62.2	14.8	
	310	60.2	11.1		60.1	9.6		60.2	7.8	

### 3.1.2 評価結果

表4に寸法変化率を示す。炭化物面積率が4%の場合に寸法変化率が大きくなる傾向にある。加熱温度1000℃かつ62HRC狙いの焼戻し条件（180、240℃）ではいずれの炭化物面積率でも不合格となった。図2に寸法変化率と残留オーステナイト量との関係を示す。同一硬さでは残留オーステナイト量と寸法変化率に強い相関があった。

表4 寸法変化率 ( $\times 10^{-5}$ )  
Dimensional change ratio ( $\times 10^{-5}$ )

加熱温度 °C	焼戻し温度 °C	狙いの炭化物面積率		
		4%	8%	12%
900	180	71	36	19
	240	65	38	40
	310	45	25	24
950	180	78	47	35
	240	75	47	39
	310	60	38	26
1000	180	82	77	59
	240	51	62	55
	310	54	48	41

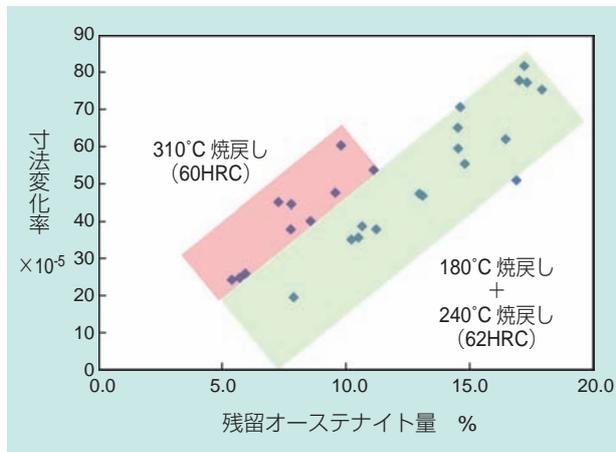


図2 残留オーステナイト量と寸法変化率  
Relationship between amount of retained  $\gamma$  and dimensional change ratio

## 3.2 静的負荷容量調査

### 3.2.1 試験方法

供試材形状は、各条件で熱処理した $\phi 60 \times \phi 52 \times 15$ のリングから切り出した、 $6 \times 15 \times 3$ の平板とした。最も広い面を鏡面加工し、その面に3/8インチの窒化けい素セラミック球を最大接触面圧 $P_{\max} = 4.0, 4.5$ 及び $5.0 \text{ GPa}$ に相当する421.3, 599.9及び

822.9Nの荷重を負荷した。負荷速度は3N/s, 荷重の保持時間は120sとした。荷重除荷後、3次元表面構造解析顕微鏡にて残留圧痕深さを測定した。試験数は各水準 $n=3$ とした。

ここで、試験結果の整理方法について記す。試験荷重に対応する最大接触面圧 $P_{\max}$ の対数と、圧痕深さ $\delta$ をセラミック球径 $D_w$ で除した値 $\delta/D_w$ の対数は直線関係が得られることが知られている<sup>2)</sup>。また、静定格荷重は転動体と軌道面の永久変形量の合計が転動体径の1/10000になる荷重とされている<sup>3)</sup>。本試験で生じる永久変形は軌道面に相当する試験片だけであるが、軌道面と転動体の永久変形の割合はほぼ等しい<sup>4)</sup>ため、本報では $2\delta/D_w$ が1/10000となるときの $P_{\max}$ を静的負荷容量と定義した。 $2\delta/D_w = 1/10000$ となる $P_{\max}$ は $\log(P_{\max}) - \log(\delta/D_w)$ のプロットから最小二乗法で近似直線を求め、算出した。

### 3.2.2 試験結果

図3に静的負荷容量を示す。図中赤枠内の条件は危険率5%で炉加熱品よりも静的負荷容量が低い。1000℃加熱では、静的負荷容量が低くなるといえる。

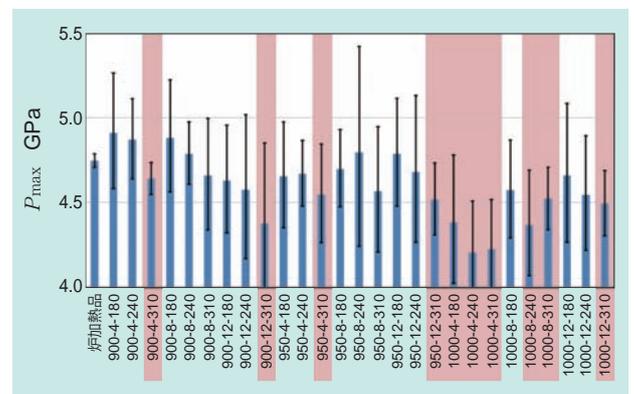


図3 静的負荷容量  
Static load capacities

## 3.3 静的圧壊強度調査

### 3.3.1 試験方法

供試材形状は $\phi 60 \times \phi 54 \times 15$ のリングとした。市販の引張圧縮試験機を用いて1mm/minで荷重負荷し、リングが破断したときの荷重を応力に換算して、静的圧壊強度とした。試験数は各水準 $n=5$ とした。

### 3.3.2 試験結果

図4に静的圧壊強度を示す。3.1及び3.2節の試験結果より、加熱温度1000℃の供試材は寸法変化率が不合格であったこと、また、静的負荷容量も低いことから評価対象から除外した。図中赤枠内の条件は危険率1%で炉加熱品よりも低強度である。炭化物面積率を4%にした場合、900℃加熱では62HRC狙いの焼戻し条件、950℃加熱では全ての焼戻し条件で炉加熱品より低強度になることが分かった。

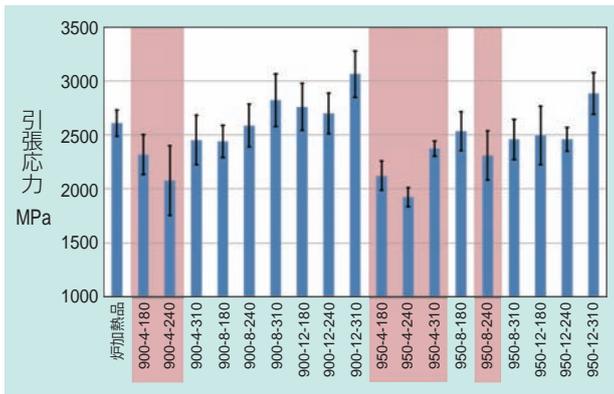


図4 静的圧壊強度  
Fracture Strength

### 3.4 せん断疲労強度評価

転がり軸受は、せん断疲労が支配的<sup>5)</sup>といわれている。そこで超音波ねじり疲労試験機<sup>6)</sup>を用い、せん断疲労強度を評価した。

#### 3.4.1 試験方法

図5に供試材形状を示す。表面粗さの影響を除外するため、評価部は鏡面加工した。共振周波数20kHz、応力比R=-1(完全両振り)で行い、負荷と休止を繰り返す間欠負荷法を用いた。負荷回数は10<sup>10</sup>回まで破損しなければ打ち切りとした。

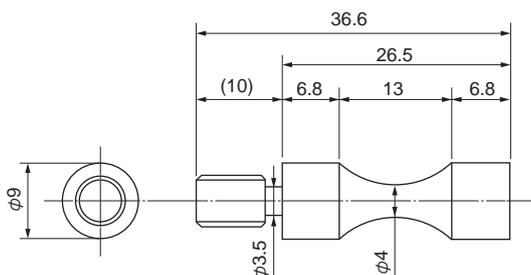


図5 試験片  
Schematic drawing of test specimen

### 3.4.2 試験結果

図6にせん断疲労強度を示す。3.3節と同様に、加熱温度1000℃の供試材は評価対象から除外した。60HRC狙いである310℃焼戻し品は疲労強度が低い傾向にあるが、その他のIH加熱品は、ほぼ同等の強度であった。詳細比較のため、図7に負荷回数が3×10<sup>9</sup>回となる応力振幅を示す。3×10<sup>9</sup>回とは、最大接触面圧 P<sub>max</sub>=2.5GPaで軸受寿命試験を行った際、はく離が生じる程度の負荷回数である。疲労強度の標準偏差が応力によらず一定であると仮定し、有意水準5%で有意差検定すると、IH加熱品の3×10<sup>9</sup>疲労強度は、いずれも炉加熱品と同等以上と判定された。

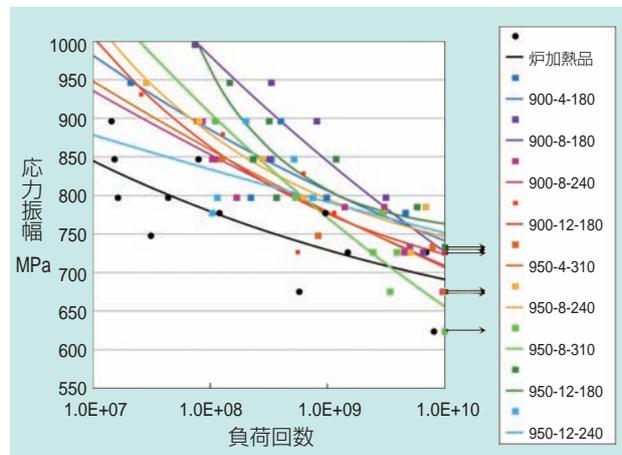


図6 せん断疲労強度  
Shear fatigue properties

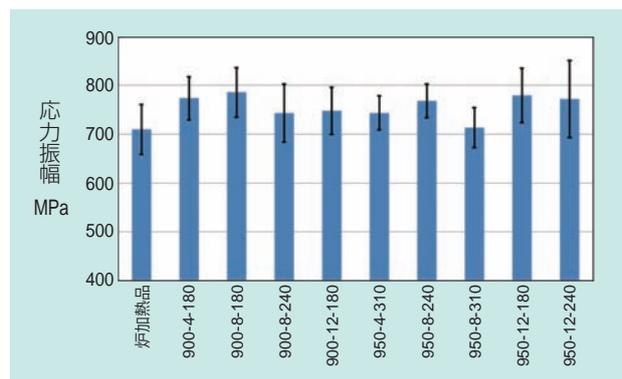


図7 3×10<sup>9</sup>回におけるせん断疲労強度  
3 × 10<sup>9</sup> fatigue strength

### 3.5 良好条件決定試験のまとめ

表5に寸法変化率と強度評価の結果の一覧を示す。炉加熱品と同等以上であるものは「○」、炉加熱品よりも低強度であるものは「×」と判定した。未実施は「—」とした。

表5 寸法変化率と強度評価結果  
Experimental results

加熱温度 °C	焼戻し温度 °C	経年寸法変化率			静的負荷容量			静的圧壊強度			せん断疲労強度			
		狙いの炭化物面積率												
		4%	8%	12%	4%	8%	12%	4%	8%	12%	4%	8%	12%	
900	180	×	○	○	○	○	○	○	×	○	○	○	○	○
	240	×	○	○	○	○	○	○	×	○	○	—	○	—
	310	○	○	○	×	○	×	○	○	○	○	—	—	—
950	180	×	○	○	○	○	○	○	×	○	○	—	—	○
	240	×	○	○	○	○	○	○	×	×	○	—	○	○
	310	×	○	○	×	○	×	×	○	○	○	○	○	—
1000	180	×	×	×	×	○	○	—	—	—	—	—	—	—
	240	×	×	×	×	×	○	—	—	—	—	—	—	—
	310	×	○	○	×	×	×	—	—	—	—	—	—	—

## 3.6 考察

本試験の結果から炉加熱品と同等性能が得られるIH加熱処理条件の実用範囲を考察する。

まず、310°C焼戻しについて考える。310°C焼戻しは硬さを犠牲にして残留オーステナイト量を減らし、寸法変化率の抑制を狙った焼戻し条件である。これにより、寸法変化率において180°C焼戻し及び、240°C焼戻しでは「×」である1000°C-8%及び、1000°C-12%が310°C焼戻しでは「○」となっている。しかし、硬さが低い影響で180°C焼戻し及び、240°C焼戻しでは「○」であった静的負荷容量が、310°C焼戻しでは「×」となり、総合評価も「×」となった。

一方、900°C-8%及び、950°C-8%では310°C焼戻しであっても静的負荷容量は「○」であるが、180°C焼戻し及び、240°C焼戻し条件でも「○」であるため、硬さが低い310°C焼戻しをあえて選択する必要はない。以上より、310°C焼戻しの条件は実用上不要であると判断する。

次に未実施とした「950-8-180」のせん断疲労強度を考える。900°C-8%と950°C-12%の結果では、180°C焼戻し品は240°C焼戻し品と同等もしくは高強度となっている。このことから、180°C $\geq$ 240°C焼戻し品の関係があると予測でき、「950-8-240」が「○」であることから「950-8-180」も「○」である。したがって、「950-8-180」の総合評価も「○」であると判断する。

炭化物面積率12%の条件では焼入性が乏しいため、肉厚のワークでは硬度低下が懸念される。表6に供試リングの肉厚と焼入後表面直下の硬度実測値を示す。比較のため炭化物面積率8%のデータも掲載し

た。炭化物面積率8%の条件では加熱温度・肉厚にかかわらず62HRC程度が確保された。一方、炭化物面積率12%の条件では固溶炭素量が少ないことから61HRC程度であるが、加熱温度900°Cで肉厚4.0mmの場合は60HRCとなった。これは肉厚が厚くなり冷却速度が低下し、一部不完全焼入になったことが原因であると考えられる。900°C-12%は未固溶炭化物が多いため、炭素やクロムのような焼入性を向上させる元素が母地に少ないことに加え、加熱温度が低くオーステナイトが不安定になるため<sup>7)</sup> わずかに冷却速度が下がるだけで硬さ低下する。したがって、900°C-12%の条件は実用性に欠けると考える。

以上の結果より、表7に全特性が炉加熱品と同等以上となる良好条件を示す。

表6 肉厚ごとの熱処理後硬さ (HRC)  
Hardness of each sample thickness

加熱温度 °C	炭化物面積率 %	肉厚 4.0mm	肉厚 3.4mm
900	12	60.1	61.0
	8	62.1	62.1
950	12	61.2	61.3
	8	62.1	62.3

表7 良好条件  
Suitable IH conditions for JIS-SUJ2

加熱温度 °C	炭化物面積率 %	焼戻し条件
900	8	180°C×120min もしくは 240°C×43.2s
950	12	
	8	

## 4. 良好なIH熱処理条件での軸受寿命試験

前章の良好条件で深溝玉軸受軌道輪を作製し、軸受寿命試験を実施した。

### 4.1 試験方法

軸受寿命試験は清浄油潤滑下で実施した。図8に試験機概略図、表8に試験条件を示す。試験対象は炉加熱品と良好IH熱処理条件品とした。軸受形番は6206、鋼球はSUJ2製を用いた。

表8 軸受寿命試験の条件  
Test conditions of the ball bearing RCF life test

軸受	6206C3
ラジアル荷重	6.86kN
接触応力 $P_{max}$	内輪/鋼球 = 3.11GPa
	外輪/鋼球 = 3.21GPa
内輪の回転速度	3000min <sup>-1</sup>
潤滑	タービン油VG56循環給油
基本定格寿命	126h
打ち切り	1000h

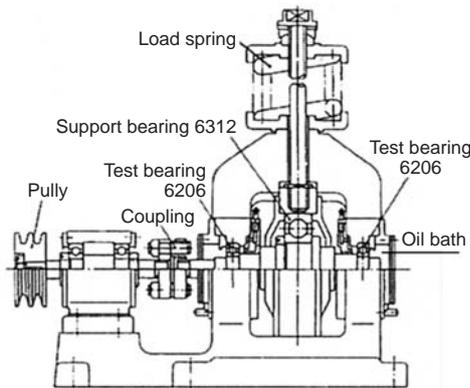


図8 試験機概略図

Schematic drawing of rolling contact fatigue life tester for ball bearings

### 4.2 試験結果

表9に試験結果を示す。炉加熱品及び「900-8-240」は8個全数、「950-8-240」は7個全数が1000時間を超え、打ち切りとなった。IH熱処理品の軸受寿命は炉加熱品と同様に、基本定格寿命126hの4倍以上を確保可能である<sup>8)</sup> (n数7のとき930h)。

表9 軸受寿命試験結果  
Results of life test

条件	n数	時間
炉加熱品	8	> 1015 ~ 1303h 全数打切
「900-8-240」	8	> 1207 ~ 1901h 全数打切
「950-8-240」	7	> 1075 ~ 1159h 全数打切

注) 基本定格寿命126 h

## 5. まとめ

SUJ2材の全体加熱焼入れの加熱源を炉加熱から誘導加熱に変更する目的で、炉加熱品と同等性能が得られる誘導加熱処理条件を探索して、以下の知見を得た。

1) 今回の試験条件において、炉加熱品と同等性能を確保できる熱処理条件は下表の通りである。

均熱温度 °C	炭化物面積率 %	焼もどし条件
900	8	180°C×120min もしくは 240°C×43.2s
950	12	
		8

2) 上記良好条件で作製した軌道輪を用い、軸受寿命試験を実施した。その結果、試作軸受の寿命は基本定格寿命の4倍以上であった。

3) 本稿の条件において、IHにより加熱温度を1000°Cまで高めると、寸法変化率が悪化する。それを改善するため高温で焼戻しすると硬度が低下し静的負荷容量が悪化する。

### 参考文献

- 1) JISハンドブック2007 鉄鋼 I G055 1 p.665 附属書C表1.
- 2) Eschmann, Hasbargen, Weigand: Ball and Roller Bearings —Their Theory, Design and Application—, London, (1958).
- 3) JIS B 1519:2009 「転がり軸受-静定格荷重」.
- 4) Tedric A. Harris: Rolling Bearing Analysis Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., (2001) 824.
- 5) 岡本純三: ころがり軸受・ころ軸受の動的負荷容量—LUNDBERG-PALMGREN理論の詳解—, 正文社, (1990) 1.
- 6) 坂中, 松原, 島村, 石井: NTN TECHNICAL REVIEW, 79 (2011) 104.
- 7) 西山善次: マルテンサイト変態, 丸善, (1971) 219.
- 8) Takumi Fujita: Rolling Contact Fatigue Life Test Design and Result Interpretation Methods Maintaining Compatibility of Efficiency and Reliability, Journal of ASTM International, Vol. 7, No. 6, (2010).

### 執筆者近影



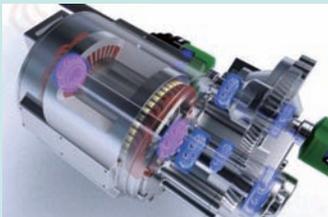
結城 敬史  
先端技術研究所



佐藤 美有  
先端技術研究所

# EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受 Grease Lubricated High-speed Deep Groove Ball Bearing for EV and HEV Motor

里田 雅彦\* Masahiko SATODA  
中尾 吾朗\* Goro NAKAO



EVやHEVでは、モータの小型化に伴う出力トルク低下を補うため、回転数を増加させて出力を確保する傾向にある。そのためモータ支持用に使用する深溝玉軸受は高速回転の要求が高まっている。  
本稿では、NTNのEV・HEVの高速モータに適用可能なグリース潤滑高速深溝玉軸受の特長と性能を紹介する。

EV and HEV are tending to increase the output by increasing the rotational speed to compensate for the output torque reduction by miniaturization of the motor. Therefore, there is an increasing high-speed rotation request also for deep groove ball bearings are used for the motor support.

This paper introduces NTN grease lubricated high-speed deep groove ball bearing for EV and HEV motor, and explains its features and performances.

## 1. まえがき

車両のEV・HEVにおける電動駆動部は、モータ及び減速機のユニットで構成されている。EV・HEVの開発動向の一つに駆動ユニットの小型化が挙げられ、それに伴い、モータの出力トルク維持のため高速回転が求められる。

モータの回転を支持する軸受は、一般にグリース潤滑で使用するが、モータの高速化は軸受においても保持器に発生する遠心力や、グリースの拡散により、軸受自体の温度が上昇する。従来の軸受に対し、保持器の材料や形状、グリースの配合、物性を見直すことで、EV・HEV用モータのさらなる高速回転にも対応可能とした、グリース潤滑高速深溝玉軸受を紹介する。

## 2. EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受

### 2.1 EV・HEVの高速化に伴う軸受の課題と対策

深溝玉軸受を高速で回転させるためには、軌道輪と転動体の転がり接触面（転動面）や保持器と転動体の接触部（ポケット面）に潤滑剤が保持されることである。特にグリース潤滑は油潤滑と異なり遠心力によりグリースが拡散し、転動面やポケット面に油分が不足し、潤滑不良となる。

高速回転における軸受の寿命に至る損傷プロセスを図1に示す。転動面の潤滑不良⇒温度上昇及び保持器に掛かる負荷増加⇒焼付き及び保持器破損となる。

本プロセスに対し、従来のグリース潤滑深溝玉軸受を高速回転させた場合、破損直前の樹脂保持器・グリースの状態を図2に示す。

樹脂保持器は、保持器ポケット面の内径側に転動体と接触した強い当たりが認められる。また、遠心力により保持器が変形し、保持器ポケット面と転動体のすきまがなくなると推定できる。

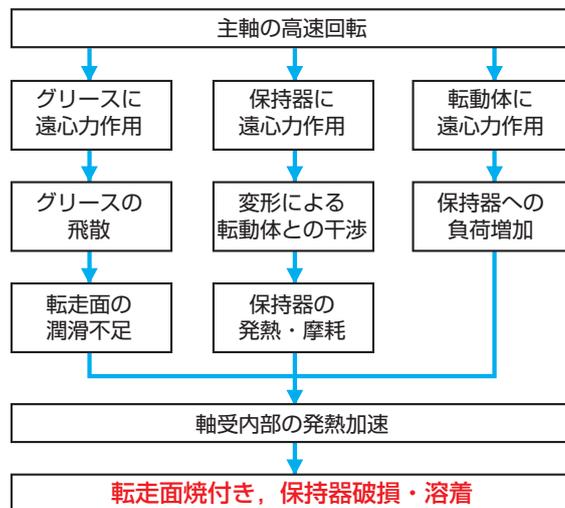


図1 高速回転時における軸受損傷プロセス  
Bearing damage process in high-speed operation

\*自動車事業本部 自動車商品技術部

また、保持器ポケット面内径部に劣化したグリースの付着も認められ、潤滑状態が悪化していたことが推定できる。

また、破損直前のグリースの状態を図3に示す。グリースはシールの側面に多く付着し、変色していないグリースが認められた。

以上から、高速回転時には保持器が遠心力により変形することでポケットすきまが減少し、グリースを転動面から掻き取り、必要な潤滑剤の供給が不足する局所的な潤滑不良により、短時間で損傷すると推定して保持器を開発した。

また、グリースが転動面近傍に留まり、高速回転時に基油が供給しやすいグリースを開発した。

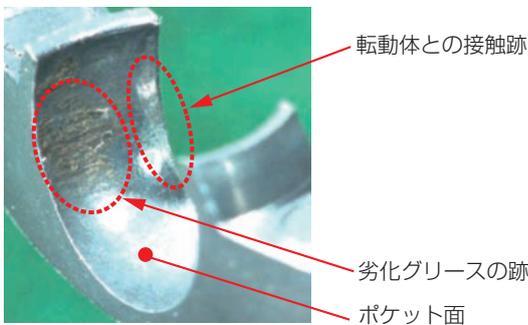


図2 破損直前の保持器状況  
Cage situation on damage verge



図3 破損直前のグリース状況  
Grease situation on damage verge

## 2.2 開発軸受の構造と特長

前項の課題を解決し、開発した軸受は従来軸受に対し、2倍以上の高速性能を達成した。

### ●高速性能

開発軸受  $d_{mn}$ 値<sup>\*1</sup>  $1.08 \times 10^6$   
(従来軸受  $d_{mn}$ 値  $0.40 \times 10^6$ )

<sup>\*1</sup> 軸受転動体ピッチ円径と回転速度の積

開発軸受は、上記の高速性能を達成するために、以下に着目した。

- ・高速回転での変形を抑える保持器形状と材質
- ・保持器破損強度の向上
- ・高速回転でのグリースの潤滑性改善

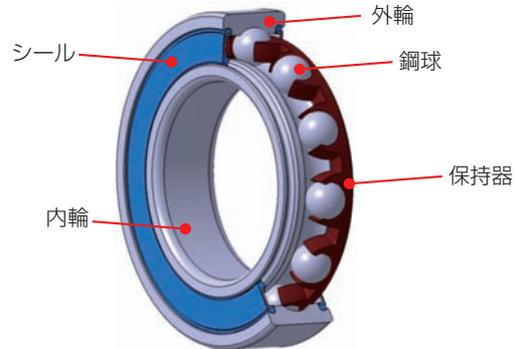


図4 EV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受  
Grease lubricated high-speed deep groove ball bearing for EV/HEV motor

## 2.3 開発保持器

### ① 保持器形状と材質

高速回転での変形抑制のため、以下3点を改良した。

- ・高強度材料の採用  
⇒ 保持器剛性の向上
- ・変形抑制のためのポケット底の厚肉化  
⇒ 保持器剛性の向上
- ・保持器ポケット間の肉抜き  
⇒ 遠心力の軽減

従来品と開発品の違いを図5に示す。また現行材と開発材の違いを表1に示す。

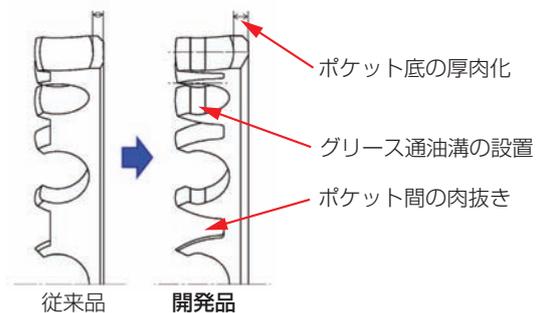


図5 従来品と開発品の形状比較  
Shape comparison of current and developed cage

表1 従来材と開発材の材質比較  
Material comparison of current and developed cage

項目	従来材	開発材
融点	260°C	>300°C
比重	1.32	1.28
引張強度	170MPa	274MPa
曲げ強度	260MPa	410MPa
曲げ弾性率 (23°C)	7.6GPa	22.3GPa
曲げ弾性率 (120°C)	3.5GPa	14.1GPa

## ② 保持器強度

図6に示す強度試験機で保持器の静破壊強度を確認した。図7に従来品と開発品の保持器静破壊強度比較を示す。保持器破壊強度は約1.5倍に向上した。

図8及び、図9に $d_{mn}$ 値  $1.08 \times 10^6$ 、 $120^\circ\text{C}$ における従来品と開発品の保持器変形量及び応力の解析結果を示す。また、図10及び図11に各回転数の保持器変形量最大値との関係及び保持器変形量最大値との関係を示す。従来品は、 $d_{mn}$ 値  $0.60 \times 10^6$ 程度で保持器と転動体が干渉し、図2の現象が発生する可能性がある。一方、開発品の変形量は従来品の1/10程度であり、高速回転域でも保持器と転動体に十分なすきまがある。また、開発品の最大応力は従来品の1/2以下であり、樹脂保持器としての耐力も向上している。

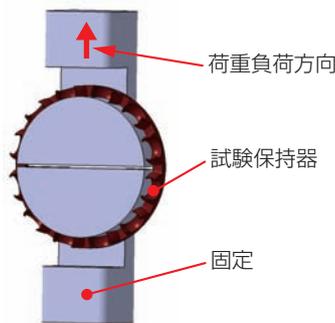


図6 保持器強度試験機  
Cage strength tester

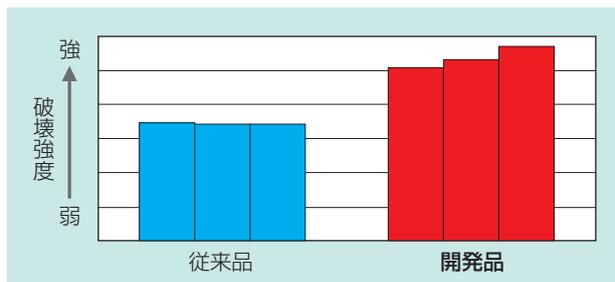


図7 保持器の破壊強度  
Static fracture strength of cage

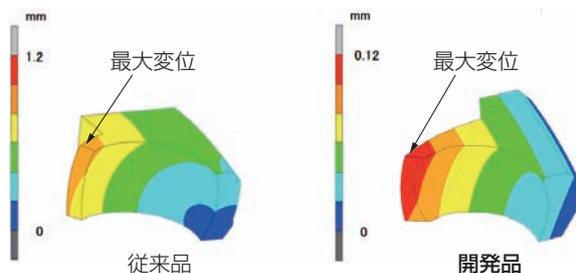


図8 保持器変形量の解析結果  
Analysis result of cage deformation

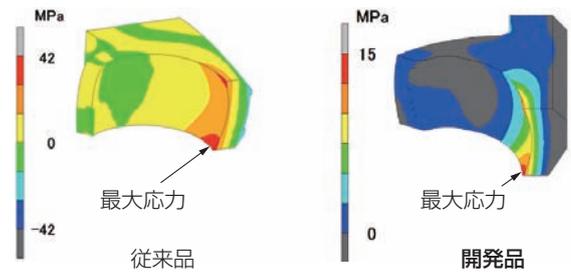


図9 保持器応力の解析結果  
Analysis result of cage stress

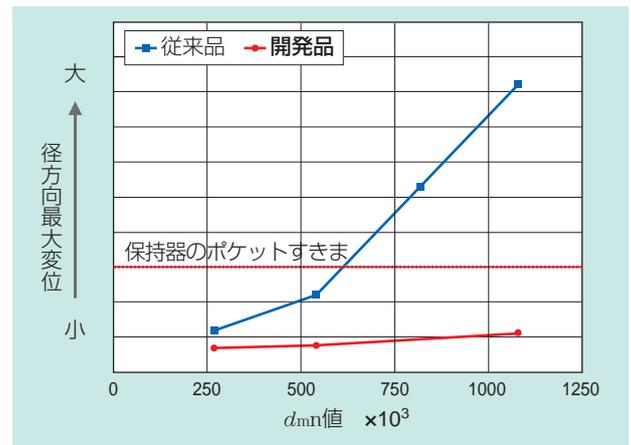


図10 回転数と保持器変形量の関係  
Relationship between speed and cage deformation

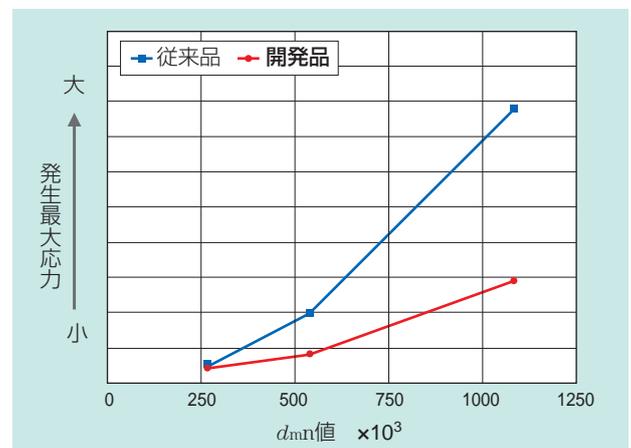


図11 回転数と保持器応力の関係  
Relationship between speed and cage stress

## ③ 高速回転での潤滑性改善

樹脂製保持器は自己潤滑性により発熱を抑制し、また、金属製保持器と異なり保持器からの摩耗粉が発生してもグリースの酸化劣化を促進しない。さらに図5に示すようにグリースの通油溝を設けることで、グリースの掻き出し量を減少させ、高速回転でも良好な潤滑性能を維持している。

## 2.4 開発グリース

### ① 仕様

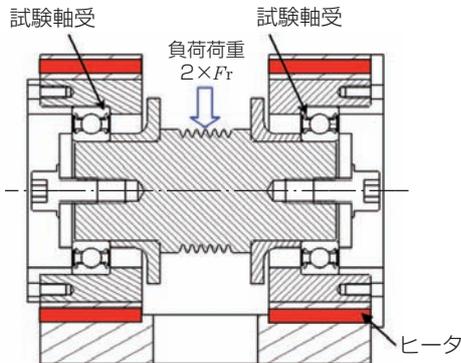
表2にグリース性状を示す。開発グリースは、軸受の高速回転時でも基油が転走面に介入しやすい合成油へ変更し、基油粘度も比較的柔らかく設定している。増ちょう剤は、高温寿命に優れたジウレアを採用した。また、ちょう度については低く（硬く）することで、遠心力によるグリースの飛散を抑え、転動面近傍にグリースを保持するようにしている。

表2 グリース性状  
Grease properties

項目	従来グリース	開発グリース
基油	エステル油	合成炭化水素油
基油粘度 (40°C)	33mm <sup>2</sup> /s	48mm <sup>2</sup> /s
増ちょう剤	ジウレア	ジウレア
ちょう度	280	220

### ② 性能

図12に示す試験機および試験条件でグリース寿命評価を実施した。高温グリース寿命の評価結果を図13に示す。開発グリースは従来グリースの約1.2倍の寿命であった。



評価軸受	6204LLB (鉄板保持器)
回転速度	10,000min <sup>-1</sup>
負荷荷重	2,000N
温度	150°C

図12 グリース寿命試験機・試験条件  
Grease life evaluation tester / test conditions

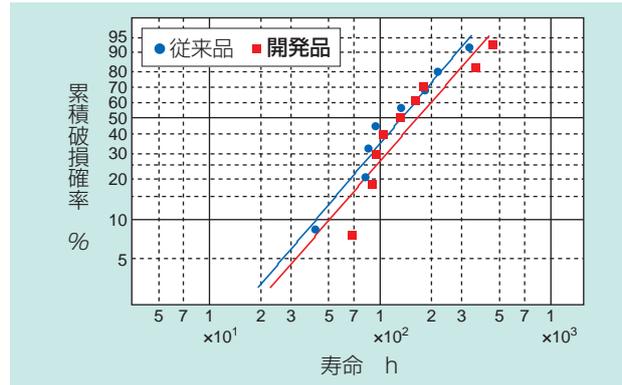


図13 グリース寿命評価結果  
Grease life evaluation results

## 2.5 開発軸受の耐久性能

### ① 高速耐久試験

従来軸受、開発軸受を含む3種類のサンプルA～Cで耐久試験を実施した。試験条件を表3に、高速耐久試験結果を図14に示す。従来軸受（サンプルA）は、高速回転時の軸受転走面に十分な潤滑が行われず、ほとんどのグリースが使用されず潤滑不良による焼付き破損が発生していた（図3）。次にサンプルAに対し保持器に通油溝を設け、通油性の改善を行ったサンプルBは、寿命が延びた。

サンプルBでは寿命は十分に改善されたが、さらに高速回転での潤滑油の供給性を保持したままグリース飛散を抑えたグリースを採用した開発軸受（サンプルC）は、封入グリースを効果的に消費し、大幅な寿命向上を達成した。

表3 試験条件、サンプル仕様  
Test conditions and Sample

回転速度	$d_{mn}$ 値 $1.08 \times 10^6$
負荷荷重	0.05C (C: 基本動定格荷重)
温度	120°C
サンプルA	従来軸受
サンプルB	従来軸受+開発保持器
サンプルC	開発軸受 (B+開発グリース)

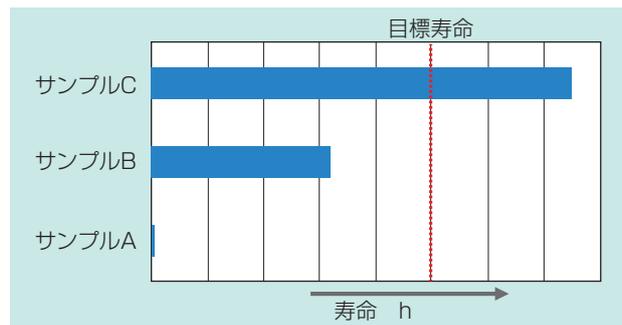


図14 高速耐久試験結果  
High-speed endurance test results

## ② 温度上昇試験

表4の試験条件における、温度上昇試験結果を図15に示す。従来軸受は高回転時に異常昇温が発生し、保持器と転動体の接触が認められた。一方、開発軸受は異常な温度上昇は認められず、良好な状態であった。

表4 試験条件  
Test conditions

回転速度	$d_{mn}$ 値 $0.135 \sim 1.08 \times 10^6$
負荷荷重	$0.05C$ ( $C$ : 基本動定格荷重)
温度	常温
保持時間	各回転速度 2時間

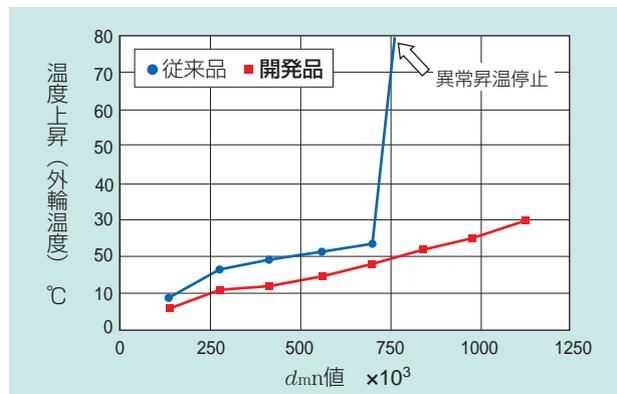


図15 温度上昇測定結果  
Temperature rise test results

## ③ 急加減速試験

表5の試験条件で、開発品の急加減速耐久試験を行った。従来軸受は数十時間で破損したが、開発軸受は1,000時間を経過したも問題なく機能し、保持器の異常も認められなかった。

表5 試験条件  
Test conditions

回転速度	$d_{mn}$ 値 $0 \leftrightarrow 0.70 \times 10^6$ (急加減速試験: 図16)
負荷荷重	$0.1C$ ( $C$ : 基本動定格荷重)
温度	$120^\circ\text{C}$

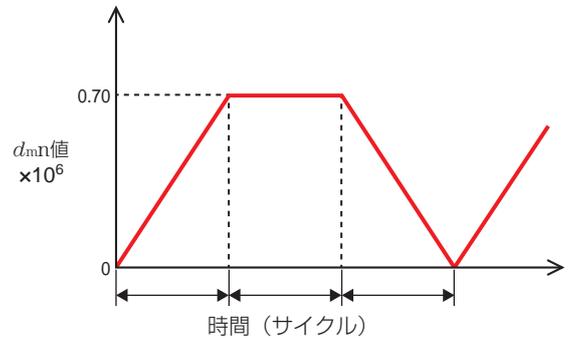


図16 急加減速試験  
Rapid up / down test

## 3. まとめ

本稿で紹介した開発軸受は、以下の特長を有する。  
高速回転  $d_{mn}$  値  $1.08 \times 10^6$  の条件下で使用可能

[ 軸受内径40mmの場合,  
回転速度  $20,000 \text{ min}^{-1}$  相当 ]

・限界回転数：従来軸受の2倍以上

本開発したEV・HEV用グリース潤滑高速深溝玉軸受は、今後EV・HEV用として必要とされる高速性能が期待でき、積極的に市場展開していく。また、EV・HEVのさらなる高性能化に対応した商品開発を継続してすすめていく。

執筆者近影



里田 雅彦  
自動車事業本部  
自動車商品技術部



中尾 吾朗  
自動車事業本部  
自動車商品技術部

## 200°C対応オルタネータ用軸受

## Deep Groove Ball Bearing for Alternator Corresponding to 200°C



自動車用電装補機部品の電動化が進むにつれ、車両の電力消費は増加する。このため、オルタネータの発電能力を高めることから周辺環境がより高温となり、オルタネータ用の軸受も高温に対応する必要がある。

本稿では、200°Cに対応したオルタネータ用軸受の特長と性能を紹介する。

According to electrification of automotive auxiliary equipment progresses, electric power consumption of vehicle will increase. It is enhanced power generation capacity of alternator, and usage environment tends to become high temperature, alternator bearing is also required to support high temperature.

This article introduces the feature and the performance of the 200°C capable bearing for automotive alternator.

井筒 智善\* Tomoyoshi IZUTSU  
中尾 吾朗\* Goro NAKAO

## 1. まえがき

自動車部品は信頼性向上・軽量・コンパクト化に加え電動化などさまざまな要求があり、かつこれらの要求水準は厳しくなっている。

また、車両の快適性や安全性や燃費向上のため車載の電動化が進んだ現在では、オルタネータの更なる発電能力アップが求められる。その中でオルタネータ用軸受については、高温耐久性・耐脆性はく離性・防錆性・低温特性などが求められる。

発電能力アップに伴い使用する軸受も高温対応の様子が求められてきた。このためNTNはこれまでに180°Cでも連続使用可能なオルタネータ用玉軸受を開発している<sup>1)</sup>。

NTNはさらにオルタネータの使用温度が200°Cまで上昇すると予測し、それに対応する軸受を開発した。本稿では、従来品に対し軸受材質、保持器、シール及びグリースの性能を向上させ、2倍の耐久性を持つ「200°C対応オルタネータ用軸受」について紹介する。

## 2. 200°C対応オルタネータ用軸受

## 2.1 特長

## ① 200°C対応

軸受使用温度範囲：-40~200°C

## ② 長寿命

グリース寿命、脆性はく離寿命：従来比2倍以上

## ③ 高い耐腐食性能

グリース防錆性能：従来比2倍以上

金属腐食性能：従来比5倍以上

## 2.2 構造

200°C対応オルタネータ用軸受の構造を図1に示す。

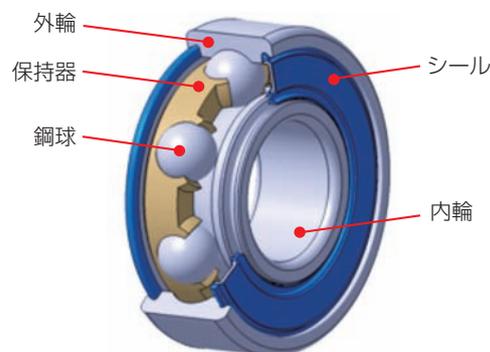


図1 200°C対応オルタネータ軸受  
Deep groove ball bearing for alternator corresponding to 200°C

## 2.3 軸受仕様

### ① 内輪／外輪

軌道輪である内輪と外輪は高炭素クロム軸受鋼（SUJ2）を採用し、特殊耐熱処理を施して高温での寸法安定性を高めたほか、耐脆性はく離特性を向上させた。図2に脆性はく離寿命比較結果を示す。

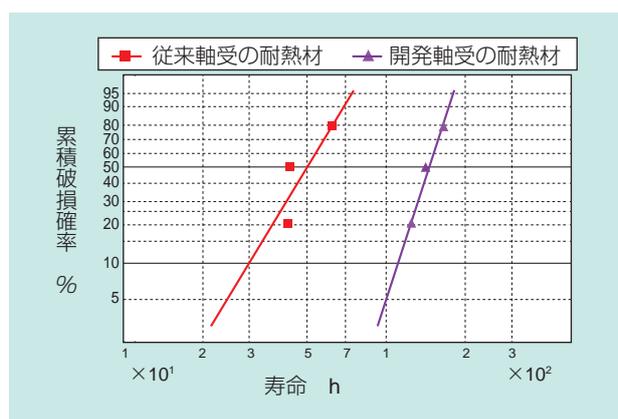


図2 脆性はく離寿命比較  
Brittle flaking life comparison

### ② 保持器

オルタネータ用軸受の保持器は急加減速運転や軸との取り付け誤差に起因するボールからの荷重が常に負荷されるため、高い強度や耐久性のほか、広い温度範囲で機能することが必要である。金属製保持器ではボールと保持器間の油膜切れや金属摩耗粉が発生し、劣化を促進させる可能性があることから保持器材料は、高強度で高い耐熱性を有し、グリース寿命向上が期待できるPPS樹脂を採用した。

図3に軸受が20,000min<sup>-1</sup>で回転した時に発生する保持器の応力解析結果を示す。最弱部の最大応力が57MPaとなり、本材料の200℃×1,000hでの劣化を想定した引張り強さは125.4MPaであることから、2倍以上の安全率がある。

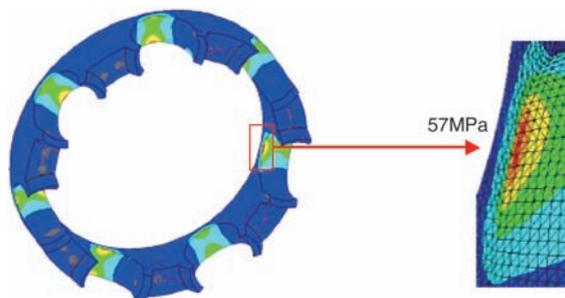


図3 保持器応力解析結果  
Stress analysis results of cage

### ③ シール

オルタネータ用軸受のシールは、グリース漏れ及び、外部からの異物侵入を防止するため図4に示すシールリップ部を独自に設計した接触型のゴムシールを採用した。ゴムの材質は、後述する開発グリースと相性の良いふっ素ゴム材料を採用して200℃での使用を可能にした。

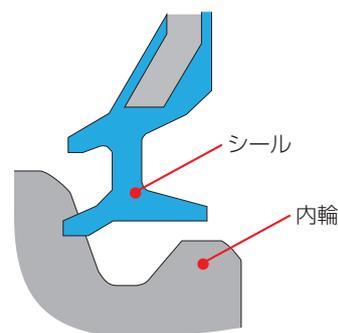


図4 シール形状  
Seal shape

### ④ グリース

NTNはこれまで、電装補機用軸受に求められる高温耐久性、耐脆性はく離性、防錆性、低温特性などすべての性能を向上させたウレア系のグリースを開発、採用してきた<sup>2)</sup>。しかし、200℃への対応を考慮した場合、ウレア系グリースはゴムシールを攻撃するアミンの析出が多いため、高温耐久性に優れたふっ素グリースを採用した。ただし、従来のふっ素グリースではオルタネータの低温始動時にトルクが増大し、自己発熱の増加や金属腐食性の問題があるため、これらの性能を向上させたふっ素グリースを新たに開発した。本グリースの基本性状を表1に示す。

表1 グリース性状表  
Grease properties

		開発ふっ素グリース	従来ふっ素グリース
増ちょう剤		PTFE	PTFE
基油		PFAE	PFAE
基油動粘度 mm <sup>2</sup> /s	40℃	130	160
	100℃	17.5	18.0
混和ちょう度 (60W)		280	265~295
滴点 (°C)		-	232以上

試験方法：JIS K 2283, JIS K 2220

## 2.4 性能

### ① 高温耐久性

図5の試験機及び試験条件で200℃でのグリース寿命を評価した結果を図6に示す。開発グリースは独自の添加剤を配合することで金属接触を防止し、摩耗を抑制する事で従来グリースに対し2倍以上の耐焼付き性を有している。

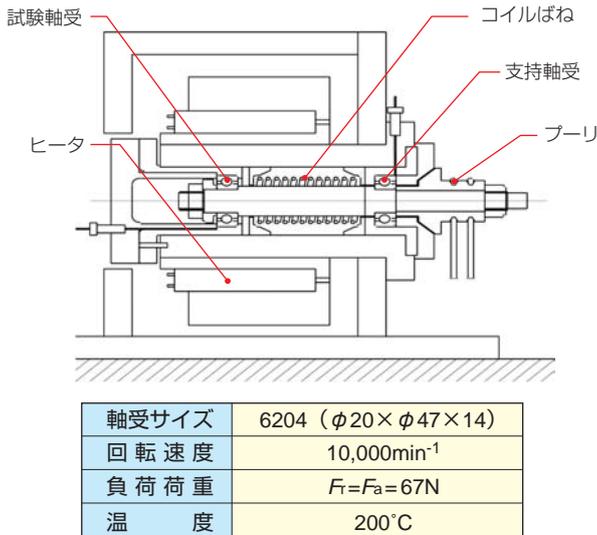


図5 グリース寿命試験機・試験条件  
Grease life tester/test condition

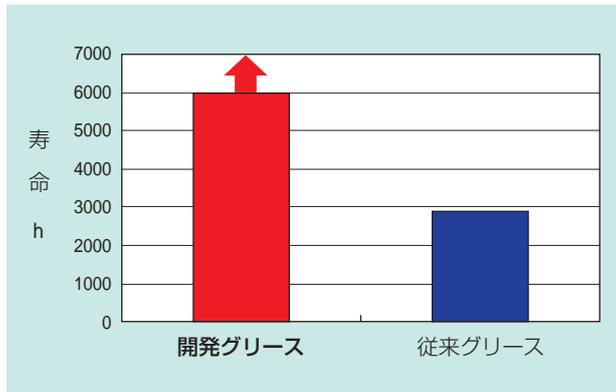


図6 グリース寿命試験結果  
Grease life test results

### ② 急加減速特性

オルタネータの実使用条件は、急加減速で使用され負荷荷重も大きい為、実使用条件での耐久評価も必要である。

図7に実使用条件に合わせた高温急加減速試験の条件を示し、その結果を図8に示す。

急加減速試験の結果、実使用条件でも開発グリースの寿命は従来グリースの2倍以上である。

軸受サイズ	6202 (φ15×φ35×11)
温度	200℃

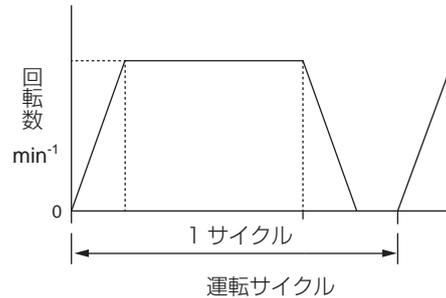


図7 高温急加減速試験条件  
High temperature rapid up / down test condition

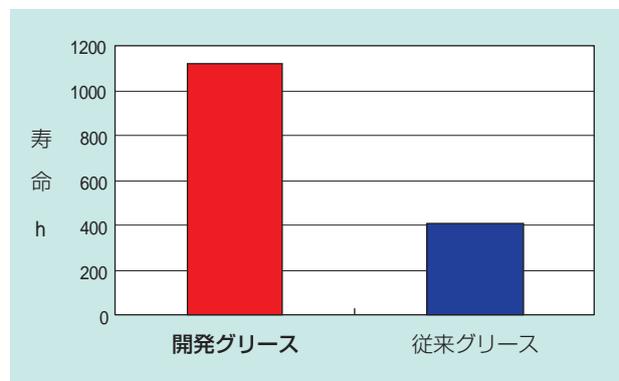


図8 高温急加減速試験結果  
High temperature rapid up / down test results

### ③ 耐脆性はく離性

耐脆性はく離性をNTNの条件で評価した結果を図9に示す。開発グリースは本試験での目標寿命に対し2倍以上の寿命を有している。

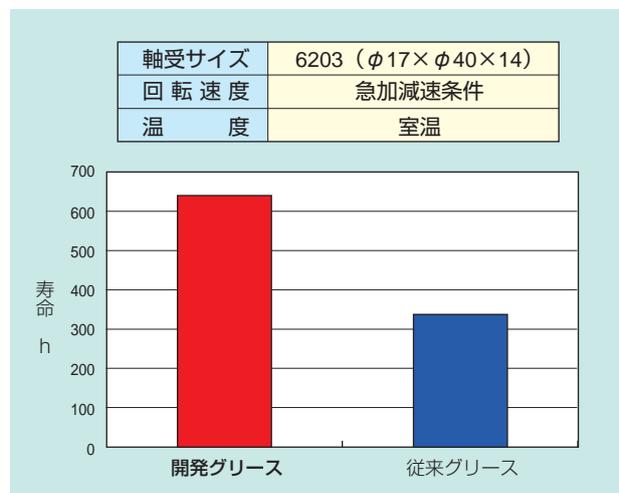


図9 脆性はく離寿命試験結果  
Brittle flaking life test results

## ④ 防錆性

開発グリースの防錆試験条件及び結果を図10に示す。防錆試験の結果、開発グリースは防錆性能が大幅に改善している。

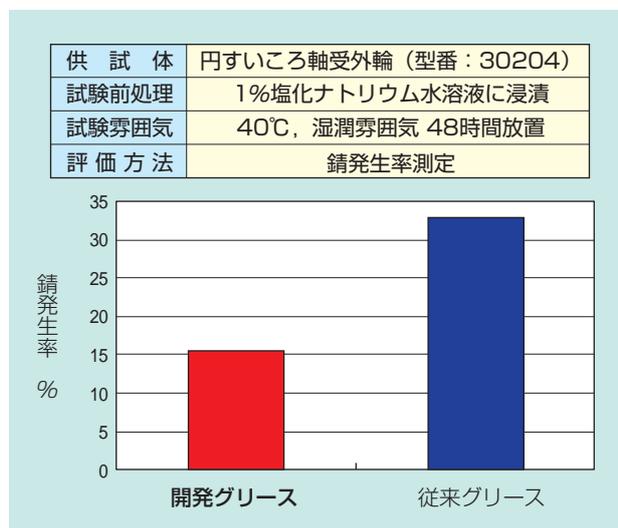


図10 防錆試験結果  
Rust test results

## ⑤ 低温特性

オルタネータの使用環境では-40°Cなど低温時に起動することがあり、この時軸受内部のグリースが硬化して円滑に回転できない場合がある。低温トルク試験の条件及び結果を図11に示す。開発グリースは低温トルクが従来品に比べて1/6以下に改善している。

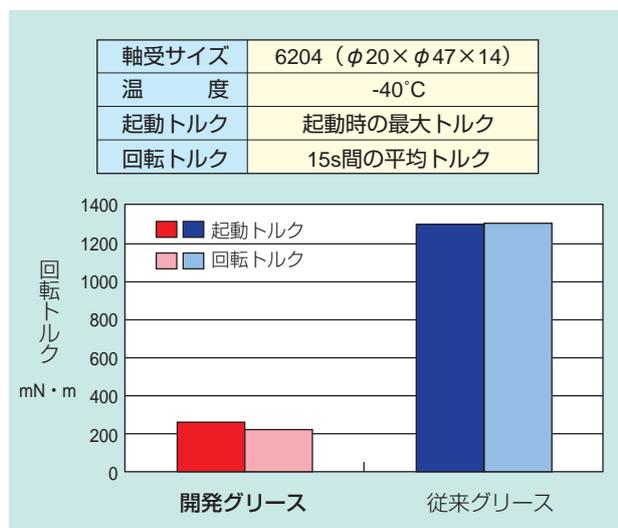


図11 低温トルク測定結果  
Rotation torque measurement results

## ⑥ 金属腐食性

一般にふっ素は金属活性面と接触すると鉄 (Fe) と結合して腐食させ、摩耗が促進される。これを対策するため、本開発グリースには独自の添加剤を配合し、金属表面に付着させ、ふっ素と鉄との反応を抑制することで金属摩耗の減少を狙った。

図12に高温耐久性評価時の軸受内部の摩耗量（鉄分量）測定結果を、図13に試験後軸受の外観状況を示す。開発グリースは、従来グリースの1/5の鉄分量であり、添加剤がふっ素による金属腐食を抑制する効果が認められた。

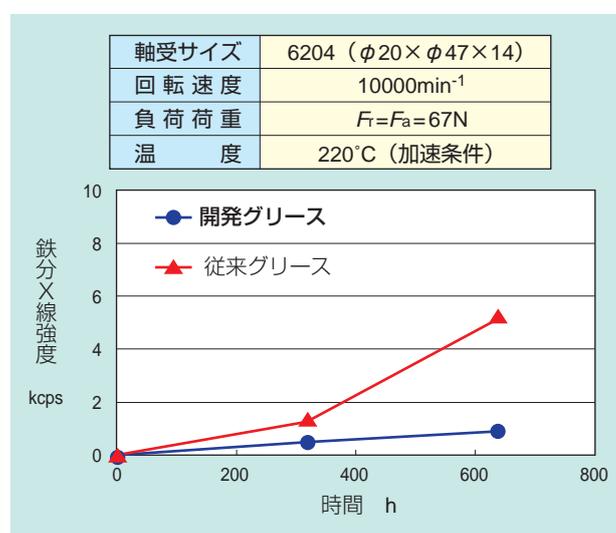


図12 鉄分量測定結果  
Iron weight measurement results



図13 試験後の軸受内部  
Bearing inside situation after test

⑦ 温度上昇（自己発熱）

オルタネータは高速で回転するため、軸受内部の自己発熱で想定以上に高温にならないことを確認する必要があります。図14に示す試験機・試験条件を示し、図15に温度上昇測定結果を示す。

開発グリースは、20,000min<sup>-1</sup>でも安定している。

軸受サイズ	6203 (φ17×φ40×12)
回転速度	5,000~20,000min <sup>-1</sup>
負荷荷重	300N
温度	室温
測定位置	外輪（安定時）

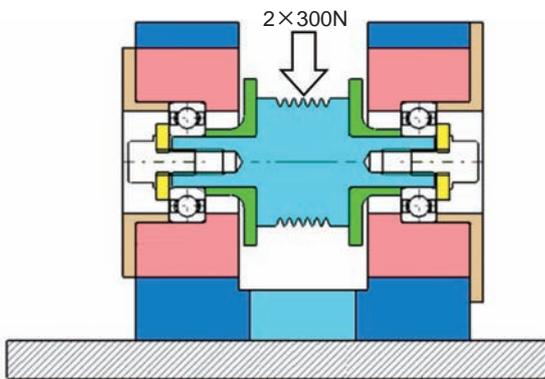


図14 グリース寿命試験機・試験条件  
Grease life tester/test condition

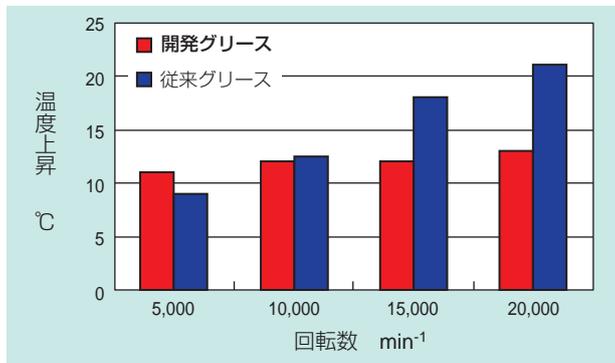


図15 温度上昇測定結果  
Temperature rise measurement results

3. まとめ

本項で紹介した200℃対応オルタネータ用軸受の特長は以下の通り。

- ・軸受材質、保持器、シール及びグリースを改良することで、-40℃から+200℃の広い温度範囲での使用が可能になった。

本開発品は高温耐久性を向上させ、2倍の長寿命となる事から、今後更なるオルタネータの発電能力アップによる高温環境に本軸受の適用が期待され、自動車部品の一層の電動化に寄与するものと考えられる。

参考文献

- 1) 藤庭 郁雄, 村松 誠, 田中 唯久, 電装・補機用商品の技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007), 110-115
- 2) 川村 隆之, 三上 英信, 電装補機軸受用長寿命グリース『NA103A』の開発, NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007), 116-123

執筆者近影



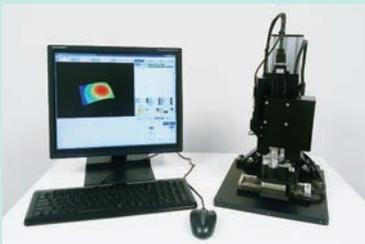
井筒 智善  
自動車事業本部  
自動車商品技術部



中尾 吾朗  
自動車事業本部  
自動車商品技術部

## 微細三次元形状測定機 3D Microgeometry Measuring Machine

大庭 博明\* Hiroaki OBA



20 $\mu\text{m}$ の測定範囲を最短0.6秒で高さ測定し、三次元表示するクラス最速レベルの微細三次元形状測定機を開発した。白色干渉法と高速度カメラを採用し、独自開発の画像解析ソフトウェアにより高速化を実現した。測定結果の三次元表示や断面図表示に加え、段差寸法や球状物の体積の測定、表面粗さ等の解析機能も備える。卓上型微細塗布装置に組み込むことで、塗布直後の形状確認も可能である。

NTN has developed a 3D microgeometry measuring machine that can measure a height length of 20 micrometer only for 0.6 seconds and is the fastest of same class.

By the development of unique image analysis software, in addition to adapting a scanning white light interferometry and a high-speed camera, speeding up has been realized.

The image analysis software has various functions that are 3D viewer, profile viewer, automatic measurement function of height and volume, analysis function of surface roughness, etc.

If this equipment is mounted on NTN desktop fine pasting system, you can also check the shape of the ink immediately after pasted.

### 1. はじめに

微細加工分野では、エッチングや精密機械加工、薬液塗布による表面性状や仕上がり寸法の管理が重要であり、工程内及び完成品の外観検査により製品品質の維持を図っている。特に、配線パターンの微細化が著しい電子部品分野や、高い信頼性が望まれる医療機器分野への応用が進み、これまで以上の高い品質とともに、検査時間の短縮による生産性向上が求められるようになってきた。しかし、市販の三次元測定機の多くは、測定時間に数秒以上を必要とし、製造ラインでの確認用としては実用性において課題があった。

NTNでは、白色干渉法と高速度カメラを採用し、独自の画像解析ソフトウェアを開発することで、20 $\mu\text{m}$ の測定範囲を最短0.6秒で高さ測定する、クラス最速レベルの微細三次元形状測定機（以降、本測定機と呼ぶ）を開発した。本稿では、その特長について紹介する。

### 2. 微細三次元形状測定機の概要

#### 2.1 高さ測定原理

##### 1) 白色干渉計の構成

本測定機で合焦位置検出用に採用している白色干渉計を図1に示す。顕微鏡筒に二光束干渉対物レンズを組み合わせ、白色干渉計を構成した。

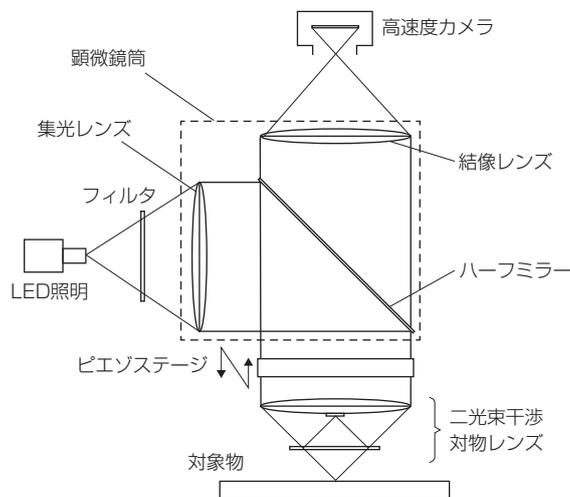


図1 白色干渉計  
White light interferometer

二光束干渉対物レンズは、低倍ではマイケルソン型、高倍ではミロー型が一般的に用いられる。本測定機では、2.5倍及び5倍ではマイケルソン型を、10倍、20倍及び50倍ではミロー型を用いる。図1はミロー型の二光束干渉対物レンズを用いた構成例である。

## 2) 測定原理

まず、干渉縞の発生原理について説明する。図2にミロー型の二光束干渉対物レンズの模式図を示す。このレンズは対物レンズの表面中央に反射鏡を、対物レンズの焦点面の途中に半透鏡を配し、対象物の表面と反射鏡からの反射光が干渉するように構成したレンズである。

両反射光により生じる干渉光の強度は、図3に赤線で示すように対象物表面に焦点が合ったとき最大になる。二光束干渉対物レンズを光軸方向に移動しながら画像を撮影し、各画素について干渉光の強度が最大になる光軸上の座標を求め、この座標から合焦位置、つまり対象物表面の高さ情報を算出する。

干渉光の強度から光軸上の座標を求めるには、光軸方向に一定間隔で移動しながら画像を撮影する必要がある。この間隔の正確さが測定精度に影響するため、本測定機の二光束干渉対物レンズの光軸方向の移動にはピエゾステージを用いた。

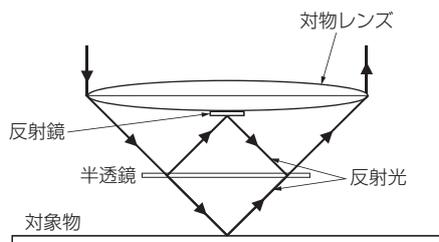


図2 ミロー型二光束干渉対物レンズ  
Mirau interferometry objective lens

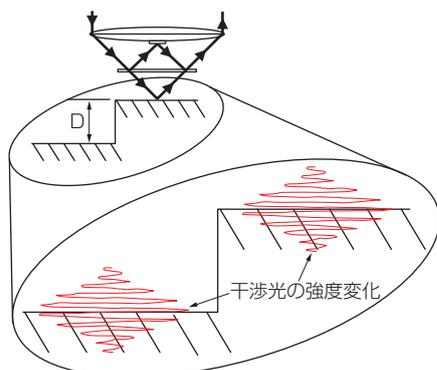


図3 干渉光強度の変化  
Intensity variation of interfering light

## 2.2 測定処理の高速化

図3の段差寸法Dを測定するためには、二光束干渉対物レンズをDよりも長い距離移動させなければならない。

レンズの移動速度は、使用するカメラの画像撮影周期に制約を受ける。本測定機では、1秒間に1,000枚以上の画像を撮影できる高速度カメラを採用した。画像解析ソフトウェアは、カメラが次の画像を撮影している時間を利用し、直前に撮影した画像から高さ測定に必要な情報を算出する。カメラ側で設定可能な最小の画像撮影時間で処理を完了するようにアルゴリズムを高速化した。これにより、20 $\mu$ mの高さ測定範囲を最短0.6秒で測定可能とした。

## 2.3 測定機の構成

測定機の外観写真を図4に示す。

図5は、自動XYステージ、自動Zステージを装備した本測定機の構成である。各ステージのストロークは、対象物のサイズに応じて選定可能である。また、図5の構成に限らず、ピエゾステージと二光束干渉対物レンズ、カメラ等を含む光学ヘッドのみを各種装置に組み込むことが可能で、例えば別稿で紹介する卓上型微細塗布装置に組み込めば、塗布直後の液状材料の形状確認が可能になる。

表1に主な仕様を示す。カメラの解像度は水平640画素、垂直480画素である。視野サイズは、この解像度で撮影したときの水平方向と垂直方向の寸法を示す。高さ測定範囲は標準で100 $\mu$ mである。これは、組み合わせるピエゾステージのストロークに依存する。

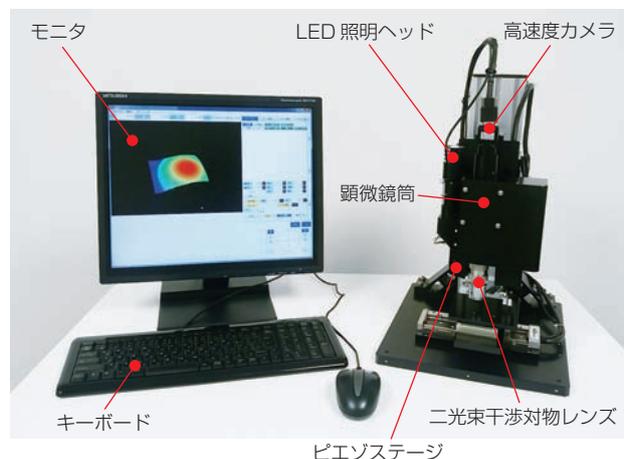


図4 測定機の外観写真  
Appearance of 3D microgeometry measuring machine

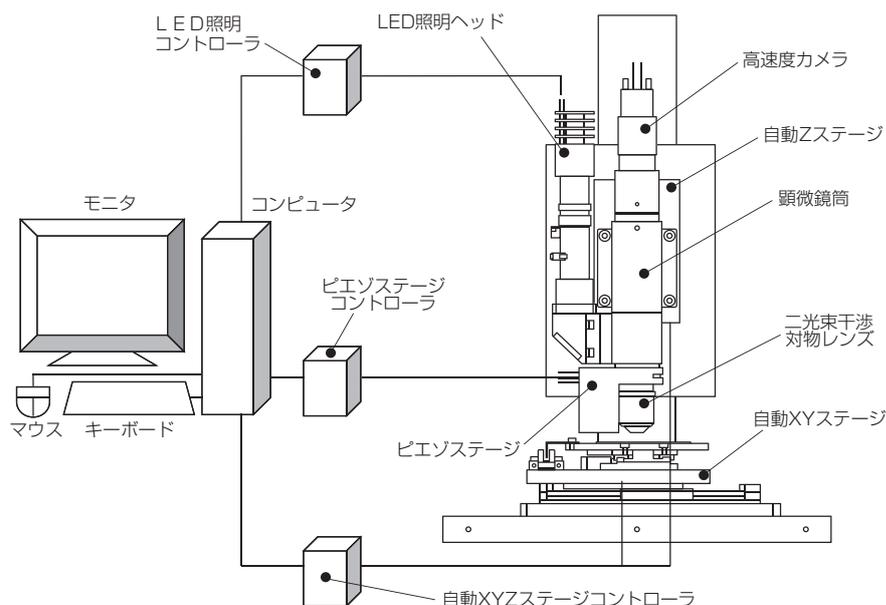


図5 測定機の構成例  
Configuration example of 3D microgeometry measuring machine

表1 測定機の主な仕様の例  
Main specifications of 3D microgeometry measuring machine

項目	内容				
高速度カメラ	モノクロCCDカメラ, 解像度 水平640画素×垂直480画素 測定時フレームレート: 1,000枚/秒以上				
視野サイズ	2.5倍	5倍	10倍	20倍	50倍
	1,280×960 $\mu\text{m}$	640×480 $\mu\text{m}$	320×240 $\mu\text{m}$	160×120 $\mu\text{m}$	64×48 $\mu\text{m}$
照明装置	白色LED同軸落射照明				
高さ測定範囲/分解能	100 $\mu\text{m}$ /5nm				
コンピュータ	CPU: ハイパフォーマンス品, メモリ: 4GB				
解析ソフトウェア	ライセンスキーが必要				
電源	単相AC100V $\pm$ 10% 50/60Hz 15A (1.5k VA)				

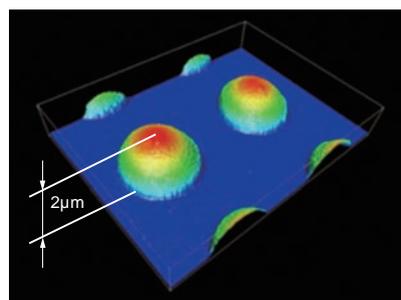
## 2.4 測定例

図6 (a) に卓上型微細塗布装置を用いてガラス基板上に一定間隔で塗布した液剤の三次元表示を示す。測定時間は高さ測定範囲20 $\mu\text{m}$ で約0.6秒である。液剤の高さ測定結果は2 $\mu\text{m}$ であった。

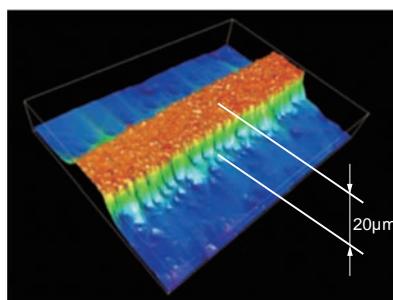
図6 (b) にエッチング後のプリント基板配線の三次元表示を示す。測定時間は高さ測定範囲30 $\mu\text{m}$ で

約0.9秒である。測定された配線部の高さ測定結果は20 $\mu\text{m}$ であった。

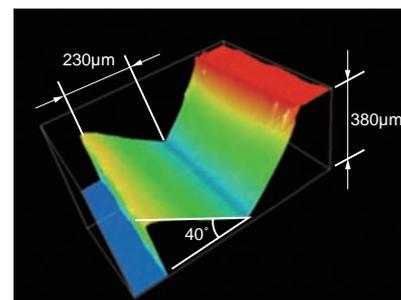
図6 (c) にステンレス製の金属加工品の三次元表示を示す。測定時間は500 $\mu\text{m}$ の高さ測定範囲で約15秒を要する。上面と底面の段差は380 $\mu\text{m}$ である。なお、本測定には、ストローク2,000 $\mu\text{m}$ のピエゾステージを用いた。



(a) ガラス基板に塗布した液剤  
Pasted ink on glass substrate



(b) 市販プリント配線基板  
Printed wiring board

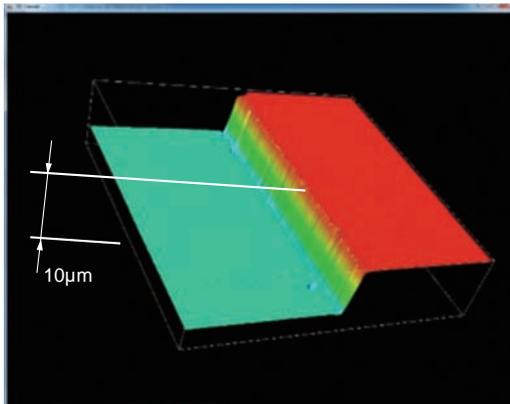


(c) 機械加工部品  
Machined part

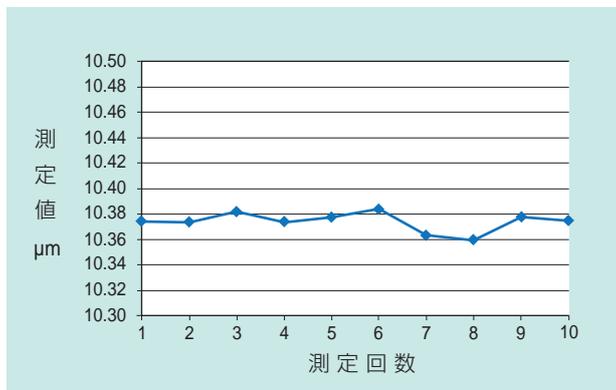
図6 測定例  
Examples of measurement result

## 2.5 再現性の確認

段差寸法 $10\mu\text{m}$ の模範（ミットヨ製段差マスタ）の測定結果を図7 (a) に、繰返し測定した結果を図7 (b) に示す。繰返し測定の結果、平均値 $10.374\mu\text{m}$ 、標準偏差 $7\text{nm}$ （再現性 $0.1\%$ ）が得られた。なお、再現性は、測定結果が信頼度 $95\%$ で正規分布であると仮定し、繰返し測定回数を $10$ 回として算出した。



(a) 模範：段差寸法  $10\mu\text{m}$   
Height standard : length 10 micrometer



(b) 高さ測定再現性  
Repeatability of height measurement

図7 段差模範と再現性  
Height standard and repeatability

## 3. 画像解析ソフトウェア

本測定機の操作画面を図8に示す。操作画面は、測定または解析に必要な各種操作ボタンや断面図などの二次的な特徴量を表示する結果表示部、カメラの撮像画像をリアルタイム表示する画像表示部、及びステージ操作部から構成される。

操作ボタンや結果表示部をまとめたことにより、作業中に新たな操作画面を開く必要はなく、2クリック程度の少ないマウス操作での測定作業を可能とした。

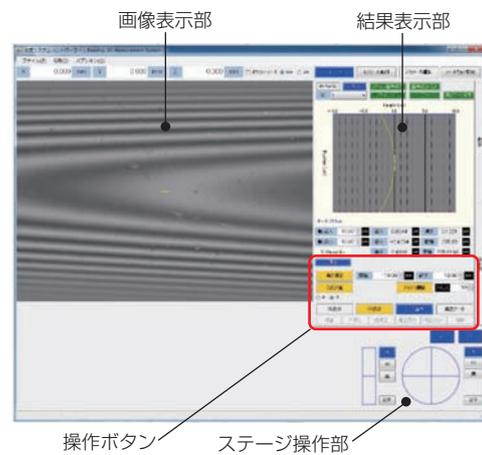


図8 操作画面  
Operation screen

### 3.1. 測定結果の表示

測定結果の表示機能として、カラー表示機能、三次元表示機能、断面図表示機能の3つがある。

#### ● カラー表示機能

図9に、円筒形状の対象物のカラー表示結果を示す。カラー表示機能は、等高線図をカラー表示する機能であり、最も低い場所を青、最も高い場所を赤で示す。

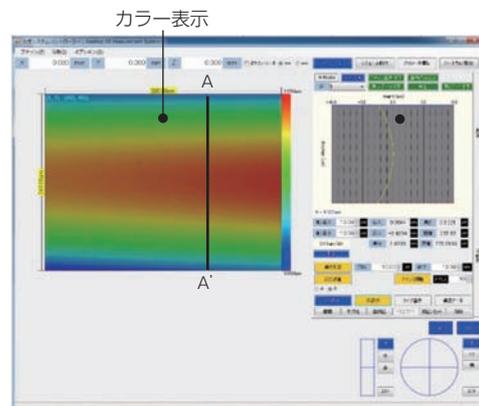


図9 カラー表示  
Height indication with the color

● 三次元表示機能

対象物の測定結果を三次元形状として立体表示する機能である。簡単なマウス操作で拡大・縮小，移動，回転が可能である。図6や図7はこの機能を用いて表示した。

● 断面図表示機能

カラー表示部上のマウスで指示した水平線及び垂直線，または任意に指定した2点を通る直線に沿う高さ測定結果を表示する。横軸に高さ，縦軸に画素位置をとる。図10に，図9のA-A'断面表示の様子を示す。

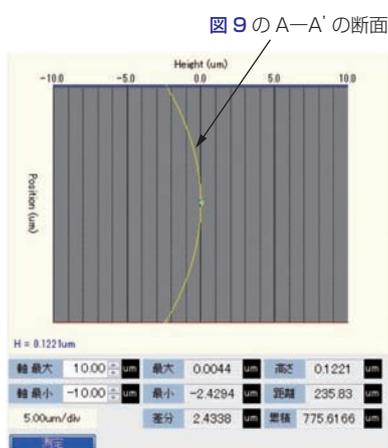


図10 断面図表示  
Profile viewer

す。その際，高さ測定結果の最大，最小，最大と最小の差，指定した2つの位置の高さ及び距離，またはその間の高さの累積が断面表示の下部に表示される。

3.2. データ補正機能

データ補正機能として，補間機能，平滑化機能，面補正機能の3つがある。これらは，高さ測定結果の欠落を補間したり測定誤差に基づくノイズを除去することで測定結果表示を見やすくしたり，後述の解析機能の前処理として面の傾斜や曲がりを取り除くために使用する。

● 補間機能

本測定機では原理的に高さが急に变化する場所では，干渉光が得られない場合がある。図11 (a) に示す測定結果では矢印で示す箇所黒抜け部分の高さが測定できていない。そこで補間機能によりその画素の高さを近傍の画素の高さから推定する。補間後の三次元表示を図11 (b) に示す。補間の結果，図11 (a) の矢印の部分が修復されていることがわかる。

● 平滑化機能

測定結果に混入するスパイク状のデータを平滑化により除去する機能である。反射光量が低い箇所では，干渉光の最大強度を誤計測する場合があるため，平滑化機能で誤計測した測定結果を平均化して除去する。

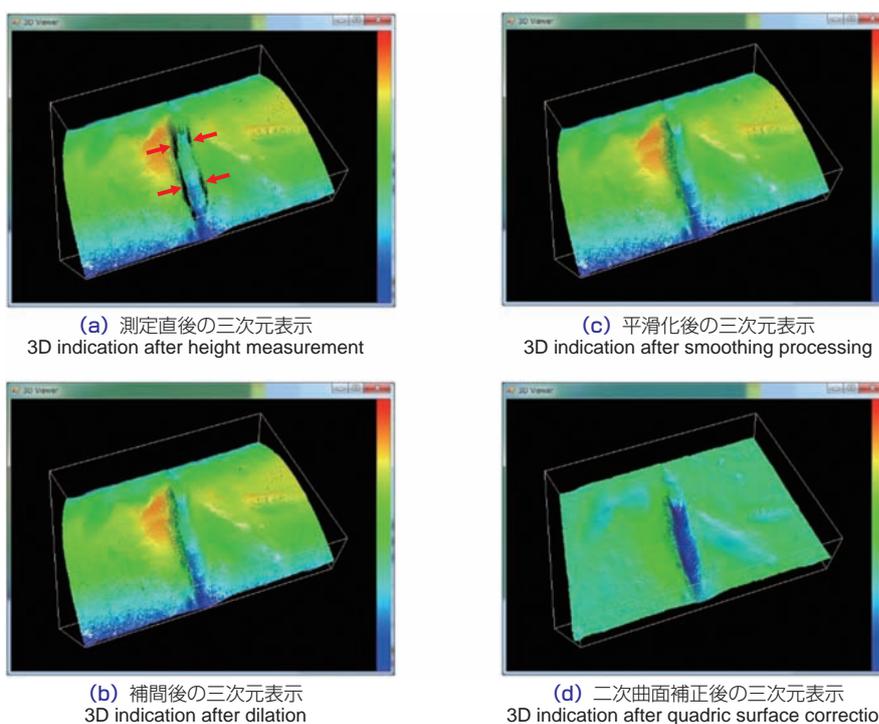


図11 データ加工機能の適用例  
Example of data processing functions

●面補正機能

平面補正と二次曲面補正の2つの面補正機能がある。平面補正は傾斜面を平面に、二次曲面補正は二次曲面を平面に変換する。図11(a)は、直径6mmの円筒形状の対象物の三次元表示を示す。図11(a)に対し、補間、平滑化、二次曲面補正の順に加工したときの三次元表示を図11(b)、図11(c)及び図11(d)にそれぞれ示す。図11(c)に対し、図11(d)では曲面形状が除去されていることがわかる。

3.3. 解析機能

解析機能として、自動段差測定機能、自動体積測定機能、表面粗さ解析機能の3つを備えている。

●自動段差測定機能

基準面に対する検査対象領域の最大高さ（段差）を自動算出する機能である。図12に、段差寸法10μmの模範の本機能による測定結果を示す。図12(b)に示す赤枠内部が基準面、青枠内部が検査対象領域で、任意に設定可能である。検出された段差寸法値は測定ウィンドウの左上タイトル部に表示される。図12の例では算出された段差寸法値は10.266μmである。

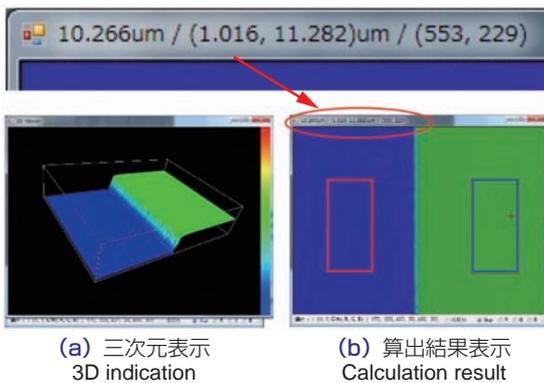


図12 段差測定例  
Example of height measurement

●自動体積測定機能

球状物の直径と基準面に対する頂点高さを自動算出し、更に、直径と頂点高さから体積を算出する機能である。図13に、卓上型微細塗布装置で塗布した球状の液剤の体積測定結果を示す。図13(b)の赤枠内部が基準面、黄色の枠は画像処理で自動検出された球状の液剤の外接長方形を示す。検出された液剤の頂点高さ、直径、体積が測定ウィンドウの左上タイトル部に

表示される。図13の体積測定例では、頂点高さ3.444μm、直径174μm、体積0.041nlの球状物が測定された。なお、頂点高さは基準面からの相対高さである。

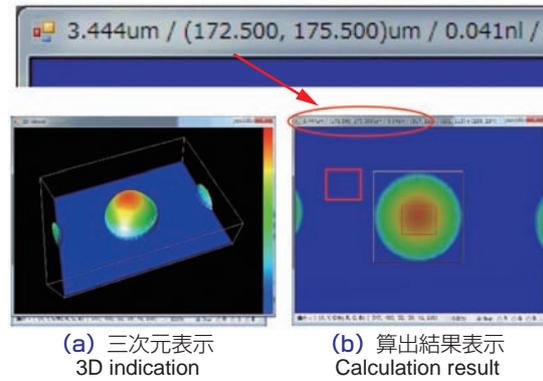


図13 体積測定例  
Example of volume measurement

●表面粗さ解析機能

線粗さを算出する機能と、面粗さを算出する機能の2つがある。線粗さを算出する機能では、水平、垂直、任意角度のいずれかの線分の測定値から粗さ情報を算出する。面粗さ算出機能は、指定した領域内部の測定値から粗さ情報を算出する。図14は、赤い線分に沿った線粗さ測定結果を表示した例である。

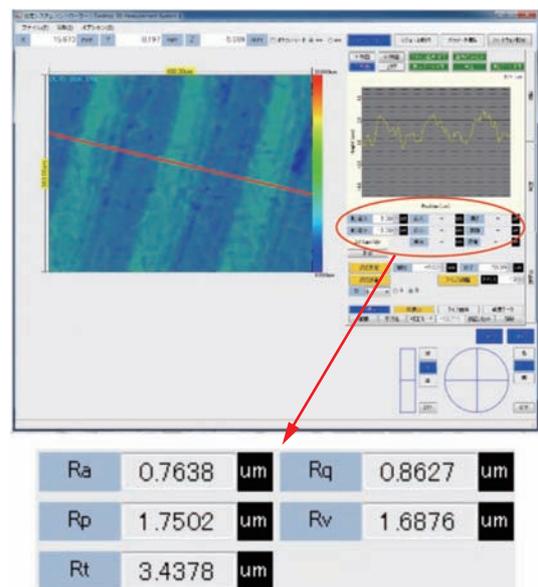


図14 線粗さ表示例  
Example of linear surface roughness

## 4. まとめ

本稿では、クラス最速レベルの高速測定を実現した微細三次元形状測定機の特長を紹介した。

微細加工技術は、半導体や電子部品、医薬品などさまざまな分野の研究開発で利用され、その応用範囲は拡大している。また製品の製造工程では、品質を維持するために高い信頼性が望まれることから、微細形状を高速で測定表示し、確認するニーズが今後も高まっていくと予想する。

このような高信頼性が望まれる研究開発用途や製造工程で、微細加工製品の機能と品質向上に貢献する商品を提供するために、今後もさらなる性能の向上と機能の充実を図る。

### 参考文献

- 1) Kieran Gerald Larkin, "Efficient nonlinear algorithm for envelope detection in white light interferometry", J. Opt. Soc. Am. A, Vol.13 (1996), No.4, 832-843
- 2) 谷田貝豊彦, "光干渉計測法の最近の進歩", 精密機械 Vol.51 (1985), 33-40
- 3) 久保田弘, "光の干渉性 (Coherency) とその応用", 生産研究, 第15巻 (1963), 第10号, 410-414
- 4) Akiko Harasaki, Joanna Schmit and C. Wyant, "Improved vertical-scanning interferometry", APPLIED OPTICS, Vol.39 (2000), No.13, 2107-2115

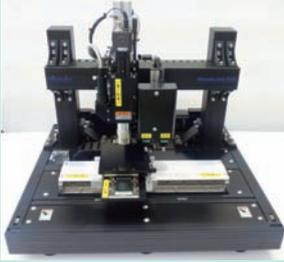
執筆者近影



大庭 博明  
商品開発研究所

# 高速微細塗布装置 High-speed Microscopic Coating Applicator

山中 昭浩\* Akihiro YAMANAKA



NTNは1990年よりフラットパネルディスプレイの生産工程で発生した欠陥を修正する装置の製造販売を開始し、多くの採用実績がある。この修正装置のコア技術は、精密ステージによる高精度な位置決め技術とレーザーによる微細加工技術及び、塗布針を用いた微細塗布技術である。特に、微細塗布技術は、NTN独自の塗布方式であり、多様な液体を安定して微細に塗布できることから、液晶ディスプレイのカラーフィルタに発生した欠陥の修正用途に多く採用いただいている。本稿では、微細塗布技術の用途展開を目的に新規開発した高速微細塗布装置について説明する。

Since 1990, NTN has started to manufacture and sell the system to repair defects that have occurred in the production process of flat panel display, there are many adoption proven. Core technology of this repair system are high-precision positioning technology with precision stages, fine processing technology with laser beam and fine pasting technology with pasting needle. In particular, the fine pasting technology is a unique pasting method of NTN, and we can paste many kinds of liquids in a stable with this technology, there are many adoption proven in the repair application for the color filter of a liquid crystal display.

This paper explains newly developed high-speed microscopic coating applicator for the purpose of application deployment of fine pasting technology.

## 1. まえがき

NTNは1990年よりフラットパネルディスプレイ (FPD) の生産工程で発生した欠陥を修正するパターン修正装置を開発し、多くのFPDメーカーに採用頂いている。本装置は、破棄される不良基板を減少させることで、環境負荷低減やFPD製造コストの低減に大きく貢献してきた。

この装置のコア技術は、精密ステージによる高精度な位置決め技術とレーザーによる薄膜の微細加工技術、及び塗布針を用いた微細塗布技術である。特に、微細塗布技術は、NTN独自の技術であり、2011年には、日刊工業新聞社主催の“超”モノづくり部品大賞で機械部品賞を受賞している。

本稿では、微細塗布技術の原理と、多様な液体に対応できる特長を生かして新たな分野に展開するため、新規に開発した高速微細塗布装置について紹介する。

フラットな面を設けた形状をしている。塗布針に塗布材料 (インク) を付着させると、塗布材料は表面張力によって、図2のように塗布針の上方に移動し、先端のフラット面に一定量が残る。このフラット面に残った塗布材料を、図3に示すように塗布面に転写塗布することで、安定した微細塗布を実現している。

## 2. 塗布針方式による微細塗布技術

### 2.1 塗布針形状と塗布原理

塗布針は、図1に示すように、円すい形の先端部に

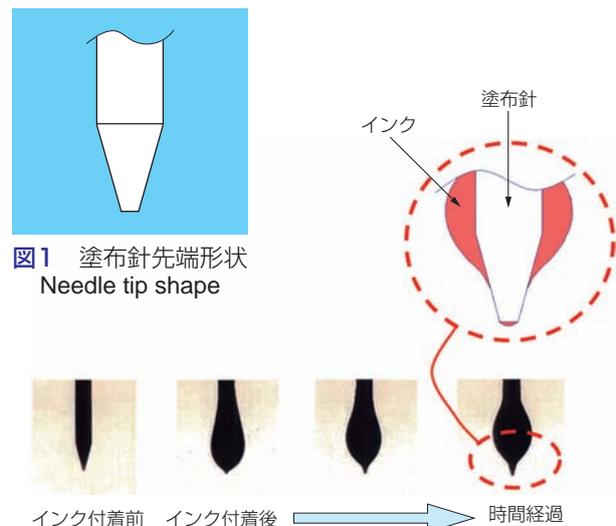


図1 塗布針先端形状  
Needle tip shape

図2 塗布針への塗布材料付着例  
Adhesion example of the pasting material

\*商品開発研究所

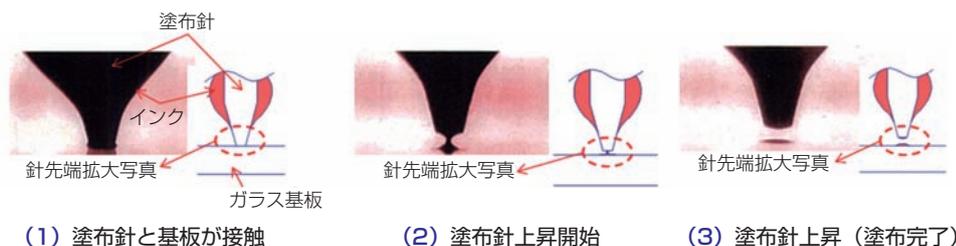


図3 塗布プロセス  
Pasting process

## 2.2 塗布針部構成

塗布針部は、図4に示すように、塗布針支持部で塗布針と塗布材料容器を一体支持する構成となっている。また、塗布針と塗布材料容器は塗布針支持部にマグネットで固定する構成とし、ワンタッチで交換可能である。

塗布材料容器には上部と下部に塗布針が貫通するための穴が開いており、上部の穴から塗布針が挿入されている。塗布針の先端は、塗布材料容器に注入された塗布材料に常時浸漬しており、塗布針先端に付着した塗布材料が乾燥しないように保持されている。

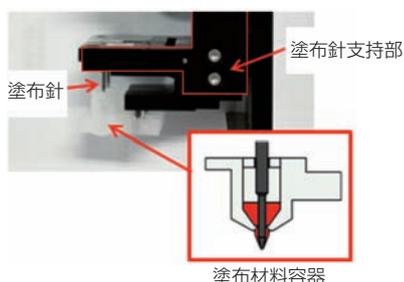


図4 塗布針と塗布材料容器の一体支持構成  
United support construction of the needle and pasted material cassette

塗布する時は、塗布材料容器の下部の穴から塗布針先端を突出させ、図3に示したように、塗布針先端を塗布部に接触させる。塗布針は上下移動可能なスライド機構を介して固定されており、接触圧は一定に保たれる。

## 2.3 塗布針方式の特長

図5に従来塗布方式の2つの例を示す。塗布針方式は塗布針外周に塗布材料を付着させて塗布するため、従来塗布方式のようにノズル穴の目詰まりが発生しない。したがって、広範囲の粘度の塗布材料を安定して塗布できる点が最大の特長である。従来塗布方

式との比較を表1に、塗布針方式による塗布例を図6に示す。

塗布材料は、高粘度の銀ペーストであるが、連続して500回程度塗布しても塗布径の変化は少なく、安定した塗布が可能である。

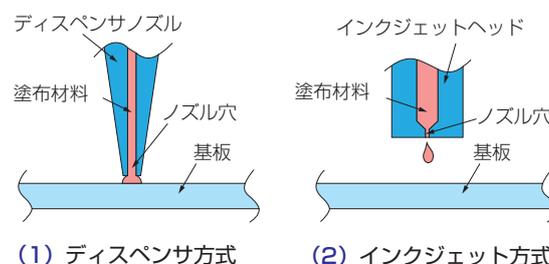


図5 従来塗布方式  
Conventional pasting methods

表1 従来塗布方式との比較  
Comparison with the conventional pasting method

	塗布針方式	従来塗布方式	
		ディスペンサ方式	インクジェット方式
塗布サイズ	直径15μm~	直径100μm~	直径20μm~
塗布量	数pℓ~	数μℓ~	5pℓ~2000pℓ
塗布材料粘度	1~1×10 <sup>5</sup> mPa·s	50~3×10 <sup>5</sup> mPa·s	1~40mPa·s
目詰まり	なし	あり	←
〈用途〉 高粘度材の微細塗布	○	△	×

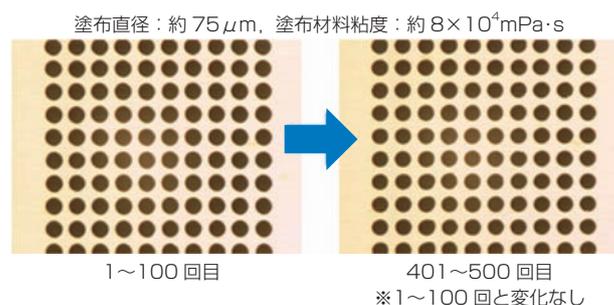


図6 塗布例  
Examples of paste

### 3. 高速微細塗布装置

電子デバイスの量産工程や回路パターンの描画など、微細塗布技術を新しい用途へ展開する中で、塗布の精度や安定性は高い評価を得ているが、処理時間（タクト）の短縮が課題となっていた。

そこで、従来のFPDパターン修正装置では1回あたり塗布時間2.4秒を要するのに対して、1回あたり0.1秒と、従来比24倍の高速塗布が可能な塗布機構を開発した。

#### 3.1 高速塗布機構

高速塗布機構では、塗布針の上下駆動に、モータとカムを組み合わせた機構を採用した。モータの回転を、カムを用いて直線運動に変換することで、塗布針を高速に上下動させている。

高速塗布機構を図7に示す。上下動速度の高速化に伴う塗布針が塗布面に接触する瞬間の衝撃荷重を軽減するため、モータ制御とカム形状を最適化すると共に、塗布針支持部の軽量化のため塗布針ホルダの構造を見直した。図8に塗布針ホルダを示す。塗布針ホルダ内にスライド機構を組み込み、塗布針支持部をでき

る限り小型化し、軽量化を図った。これにより、塗布針が塗布面に接触する瞬間の衝撃荷重を約0.06N程度に、また、塗布時の接触荷重を約0.03N程度まで軽減した。

新たに開発した高速塗布機構と、従来の塗布機構との比較を表2に示す。

表2 従来塗布機構との比較  
Comparison of conventional pasting unit

塗布方式	塗布速度	接触荷重
従来塗布機構	2.4秒/塗布	約0.07N
高速塗布機構	0.1秒/塗布	約0.03N
従来比	24倍	半分以下

#### 3.2 高速微細塗布装置

高速塗布機構を搭載した高速微細塗布装置（以後、装置）の例を図9に示す。ここに示した本装置では、塗布機構を2台搭載している。このように塗布機構は複数台搭載することも可能である。複数台搭載することで、異なる塗布サイズの塗布や、異種材料の塗り分けが可能となる。

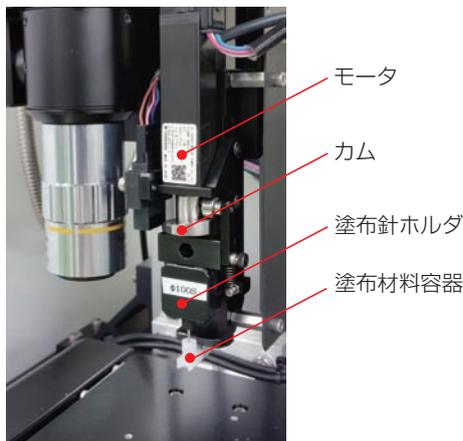


図7 高速塗布機構  
High-speed coating unit



図8 塗布針ホルダ  
Pasting needle holder

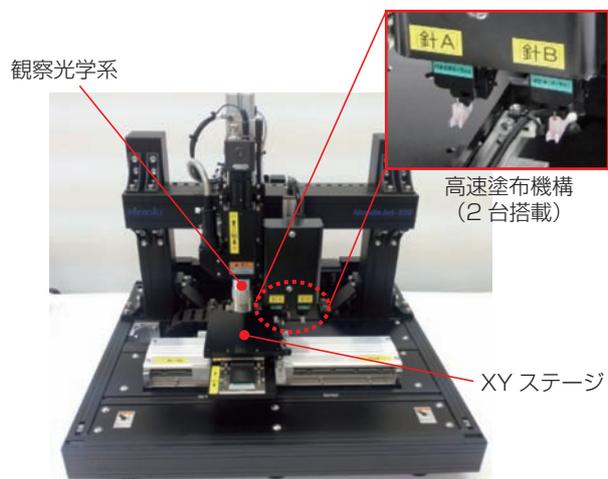


図9 高速微細塗布装置例  
Examples of high-speed microscopic coating applicator

## 1) ユーザーインターフェース

本装置の操作は、全て制御用のコンピュータ画面を見ながらマウスで指示する。操作画面例を図10に示す。

本画面は塗布対象部の画像を観察画像表示エリアに表示するので、この画像を見ながら塗布したい位置をマウスのクリックで指示する。また、XYZステージを移動させる場合は、図10右下部に示すXYZステージ操作指示エリアをマウスクリックで指示することで、XYZステージを移動させることが可能である。

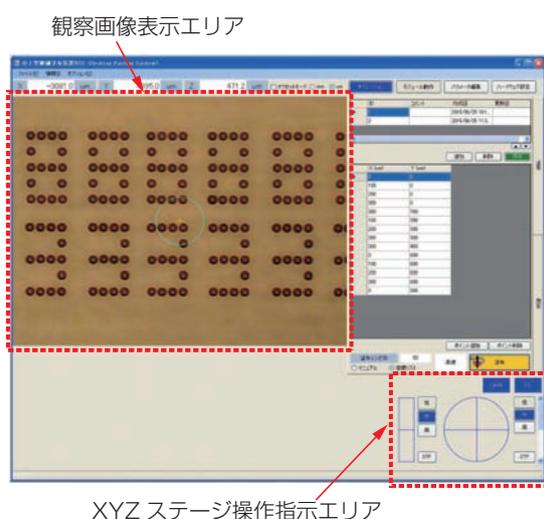


図10 高速微細塗布装置の操作画面例  
Operation screen of high-speed microscopic coating applicator

## 2) 塗布モード

あらゆる塗布作業を想定し、図11に示す6種類の塗布モードを標準で用意している。



図11 塗布モード  
Paste modes

### ①ポイント塗布モード

観察画像表示エリアの十字マーク位置（画像中央部）に塗布する。

### ②フリー塗布モード

観察画像表示エリア内において、マウスクリックで指示した位置に塗布する。

### ③ライン塗布モード

観察画像表示エリア内において、マウスクリックで

始点と終点を指示することで、予め設定したピッチでライン状に塗布する。

### ④マトリックス塗布モード

XY方向のピッチと塗布点数を指定することで、マトリックス状に塗布する。

### ⑤長方形塗布モード

長方形の左上位置と右下位置をマウスクリックで指示することで、長方形で面状に塗布する。

### ⑥エリア塗布モード

長方形塗布モードと似ているが、左上位置と右下位置をマウスクリックで指定することで、ひし形で面状に塗布する。

上記以外にもオプションで、下記の自動一括塗布動作に対応可能である。

### ⑦登録座標への自動一括塗布

図10の観察画像表示エリアに示すように、予め登録した座標位置に自動一括で塗布する。

### ⑧CADデータによる自動一括塗布

BMP形式の画像データ、および、DXF形式のCADデータにより、自動一括塗布する

## 3) その他オプション

オプションで、別稿で紹介する弊社の微細三次元形状測定機を搭載することが可能で、塗布直後の塗布部の形状確認や評価を行うことができる。塗布形状測定例を図12に示す。

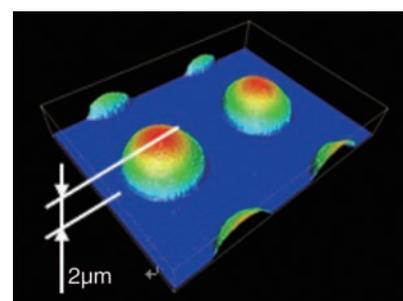


図12 塗布形状測定例  
Measurement example of pasted shape

## 4) 高速微細塗布装置の仕様と構成例

本装置の基本構成の仕様例を表3に、外観図を図13に示す。

本装置は、設置場所の制約を避けるため、AC100V電源のみで稼働し、設置面積も□300mmとコンパクトな構成になっている。また、評価用に装置の貸し出しも可能である。

表3 高速微細塗布装置の仕様例  
Specification example of High-speed microscopic coating applicator

項目	内容
塗布ユニット	塗布速度 : 0.1s/塗布~ 塗布位置精度 : ±15μm以下 (繰り返し再現性)
塗布針	搭載可能本数 : 1本 塗布針先端径 : φ10μm~ (打ち合わせにより決定)
光学部	鏡筒 : 明視野単眼鏡筒 対物レンズ : 超長作動距離対物レンズ1本 (10倍) 画面上での視野範囲 : 0.48×0.64mm 照明 : 100Wハロゲンランプ ファイバー付コールドライト (ファイバー長さ1m)
ステージ部	XYステージ : ストローク : (打ち合わせにより決定) : 分解能 : 0.1μm/pulse : 最大速度 : 200mm/s Zステージ : 有効ストローク : 35mm : 分解能 : 0.2μm/pulse : 最大速度 : 10mm/s
制御部	コンピュータ 本体 : FA/PC モニタ : 17型液晶カラーディスプレイ (1台) 言語 : OS/アプリケーション 日本語 (Windows7 professional)

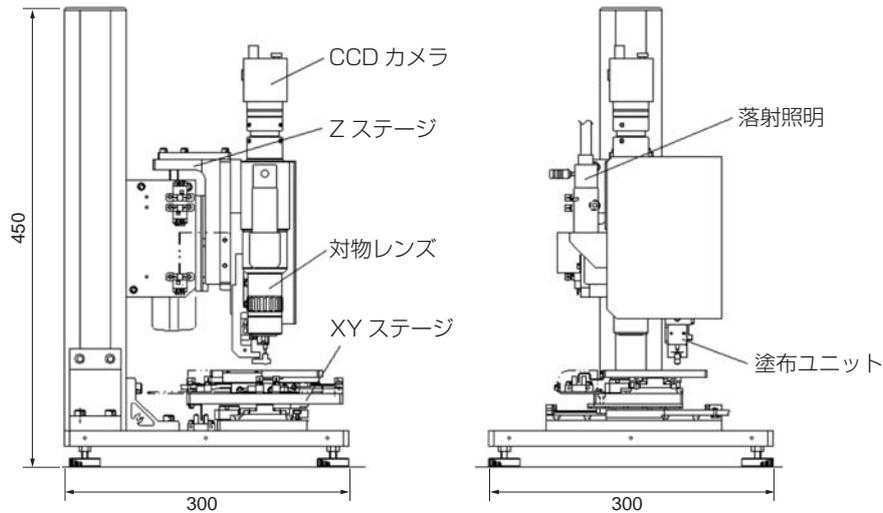


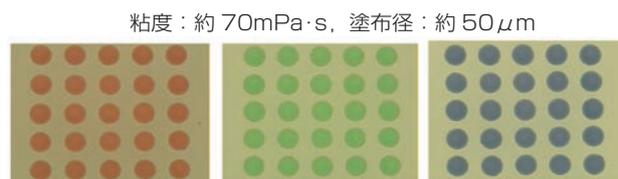
図13 高速微細塗布装置の外観図  
Outline view of high-speed microscopic coating applicator

### 5) 応用用途例

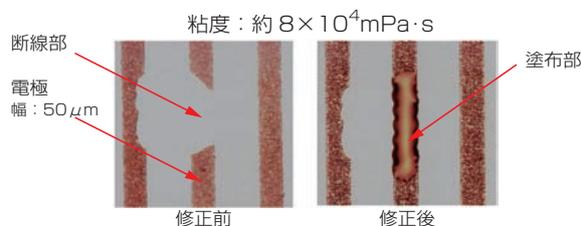
現在、高密度配線基板（プリント基板）の電極修正や、電子部品の実装、センサへの触媒材料の塗布、バイオ関連での試薬の塗布、プリントエレクトロニクス分野での導電性ペーストの塗布など、色々な分野で具体的な評価検討を進めている。低粘度塗布材料の塗布例と、プリント基板への導電性ペーストの塗布例を図14に示す。図14(3)に例示したように、導電性ペーストの塗布により電極パターンを直接描画することも可能である。本提案はすでいくつかの用途で

高速塗布性と安定性が評価され、量産工程へ採用されている。

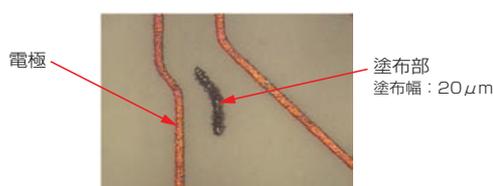
上述のように、高速微細塗布装置を用いることで、広範囲な粘度の塗布材料を、微細かつ高速で安定に塗布することが可能であり、今後も多くの分野でご使用いただけるものと考えます。



(1) 低粘度塗布材料の塗布例 (カラーインク)



(2) プリント基板の電極修正例



(3) プリント基板への塗布例

図14 応用用途例  
Examples of application use

## 4. まとめ

本稿では、高速微細塗布装置について紹介した。NTNでは、独自の塗布針を用いた微細塗布方式について今回紹介した高速化への対応に加え、より広範囲の材料の塗布や高安定な塗布を目指した開発を進めている。

電子部品の小型化やバイオ分野などの新しい用途で、微細な塗布を高速で安定して行う手法に関する要求は高まりつつある。今後もこれら分野の研究開発や生産に寄与できる装置開発を進めていく。

## 参考文献

- ・山中, 月刊ディスプレイ 2004年12月号.
- ・山中, 「カラーフィルタにおける新しい材料開発と製造プロセス全集」技術情報協会 2006年7月発刊.
- ・山中, 月刊ディスプレイ 2006年12月号.
- ・猿田, NTN TECHNICAL REVIEW No.72, (2004).
- ・山中, 松島 NTN TECHNICAL REVIEW No.72, (2004).
- ・山中, 松島 NTN TECHNICAL REVIEW No.76, (2008).
- ・鈴木, 月刊トライボロジー, No294, (2012) 34-36.
- ・内山, 「ウェットプロセスによる精密薄膜コーティング技術」技術情報協会 2014年8月発刊.

執筆者近影



山中 昭浩  
商品開発研究所

受賞案件の紹介

2014年度 “超”モノづくり部品大賞 自動車部品賞

ダイレクトアダプティブステアリング用  
メカニカルクラッチユニット(MCU)  
Mechanical Clutch Unit for Direct Adaptive Steering

北山 直嗣  
Naotsugu KITAYAMA

石川 慎太郎  
Shintaro ISHIKAWA

1. はじめに

モノづくり推進会議と日刊工業新聞社主催（後援：経済産業省、日本商工会議所）の「2014年“超”モノづくり部品大賞」で、NTNの「ダイレクトアダプティブステアリング※用メカニカルクラッチユニット」（以下「DAS用MCU」）が自動車部品賞を受賞しました。

「DAS用MCU」は、日産自動車殿が量産車として世界で初めて市場投入したDASシステムの機械的バックアップ機構として採用された商品です。電磁クラッチとローラクラッチを組み合わせたコンパクトな構成で、通電/非通電で、トルク伝達有無を切り替える機能を有しています。

※日産自動車株式会社殿 登録商標



写真：日産自動車株式会社殿

2. メカニカルクラッチユニットの構造

「DAS用MCU」は、入出力軸間のトルク伝達を切り替える新しい機械要素として、NTNが開発した商品です。

DAS機能時には電磁クラッチに通電することで、ローラクラッチを解放し、ステアリング操作は電気信号を介してタイヤに伝達されます。一方、電磁クラッチへの電源が遮断されると、ローラクラッチが瞬時に締結し、ステアリング操作が機械的にタイヤに伝達されることでフェールセーフ機能を果たします。

電磁クラッチとローラクラッチに加え、2つのローラを対に配置し、ボールカム機構（軸方向直線運動を回転運動に変換）を新規採用することで、機械的締結時の回転方向ガタを縮小し、高トルク容量のクラッチ機構を実現することが可能になりました。

なお、本商品は別稿で詳しく紹介しています。

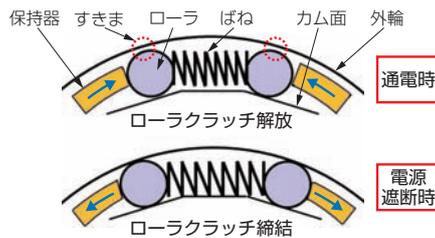


図1 ローラクラッチ作動  
Roller clutch mechanism

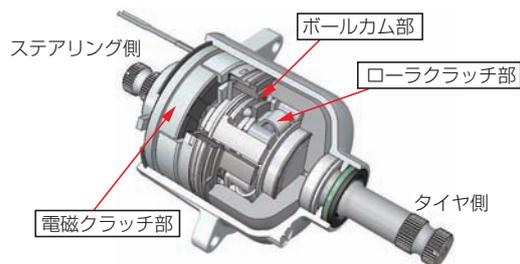


図2 構成  
Component

3. まとめ

本商品はNTN独自のローラクラッチと電磁クラッチに、直線-回転変換機構（ボールカム）を新規に採用することで、お客様が要求される機能を実現するとともに、信頼性を確保しました。今後も、次世代の自動車技術を支える新商品の開発を進めて参ります。



表彰状を授与される森常務執行役員(左)  
Commendation of Cho-monodzukuri award

執筆者近影



北山 直嗣  
自動車事業本部



石川 慎太郎  
自動車事業本部

## AVEC'14 Best Paper Award

フルドライブバイワイヤEVを用いたタイヤ前後力による  
ロール制御とタイヤ力配分制御の統合Roll Control Using Tire Longitudinal Forces  
Integrated with Tire Force Distribution of Full Drive-by-Wire Electric Vehicle鈴木 雄大  
Yuta SUZUKI水貝 智洋  
Tomohiro SUGAI平田 淳一  
Junichi HIRATA鈴木 伸幸  
Nobuyuki SUZUKI

## 1. はじめに

神奈川工科大学との共同研究成果を発表した表題の論文が、2014年9月、東京農工大学で開催された「先進車両運動制御学会シンポジウム」において、「2014年ベスト論文賞」を受賞した。本シンポジウムは、公益社団法人自動車技術会が主催する車両運動性能や制御に関する国際会議である。1992年に横浜で初めて開催されて以来、隔年でドイツ、アメリカ、台湾など世界各地の会場で開催されており、国内外の自動車技術者や研究者が中心となって最先端の技術を発表する世界有数の場となっている。本報では、受賞した研究の概要を紹介する。

## 2. 制御方法

各車輪にインホイールモータを取り付けることで、高速な応答かつ正確に車輪ごとで独立した駆動力制御が可能になる。さらに、4輪独立操舵が可能なFull Drive-by-Wire車両になれば、制御の幅が広がる。図1に、上記のシステムを搭載した実験車両を示す。

インホイールモータからタイヤに前後力を作用させると、サスペンションのメカニズムを通して車体には上下力が作用する。この特性を生かし、前後輪及び左右輪で逆方向に前後力を作用させることで車両のロール制御が可能となることを、これまでの研究で実証した。

しかし、タイヤの特性上、前後力を積極的に使用すると横力が低下する。そのため、高い横Gが発生している旋回中に本ロール制御を行うと、旋回内輪のタイヤ負荷率が大きくなり横力が低下するため、車両挙動が不安定になる可能性がある。そこで、Full Drive-by-Wire車両の特徴を生かし、4輪の負荷が均一になるようにタイヤの前後力と横力を配分しロール制御を行うことで、ロール制御中のタイヤ負荷率の増加を抑える。



図1 実験車両  
Experimental Full Drive-by-Wire EV

## 3. 実車試験結果

緊急回避を想定した左車線へのレーンチェンジ実験を実施した。図2に実験結果を示す。制御なし（青線）に対してロール制御のみ（緑線）では、後輪の旋回内輪のタイヤ負荷率が前後力によって極端に増加している。これに対し、タイヤ力配分制御を統合したロール制御（赤線）では、後輪のタイヤ負荷率が極端に増加することなく左右輪で均一化している。このことから、前後力でロール制御を行う際に、タイヤ力配分制御のような車両安定化制御との組み合わせが必須であることを実車走行実験で確認できた。

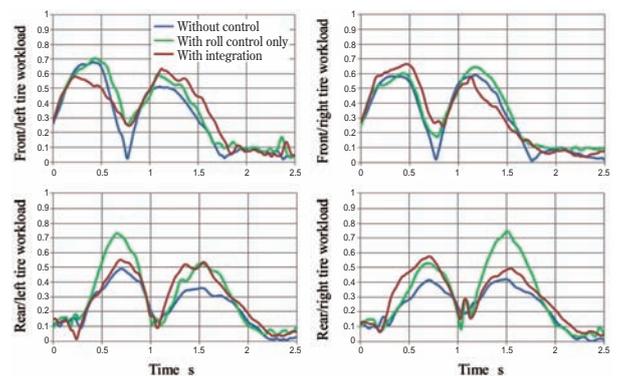


図2 各車輪のタイヤ負荷率  
Work-load of each tire

## 4. おわりに

今後も、モータの応答性と高い精度を活かした車両運動制御を考案し、インホイールモータ等のEVシステムの有効性を示していきたい。

執筆者近影（発表者）



鈴木 雄大

EVモジュール事業本部  
シャシーシステム技術部

# 自動調心ころ軸受(ULTAGE EMAタイプ)

内部設計の最適化によりころのサイズと本数を最大化  
**世界最高水準の高負荷容量**を実現！

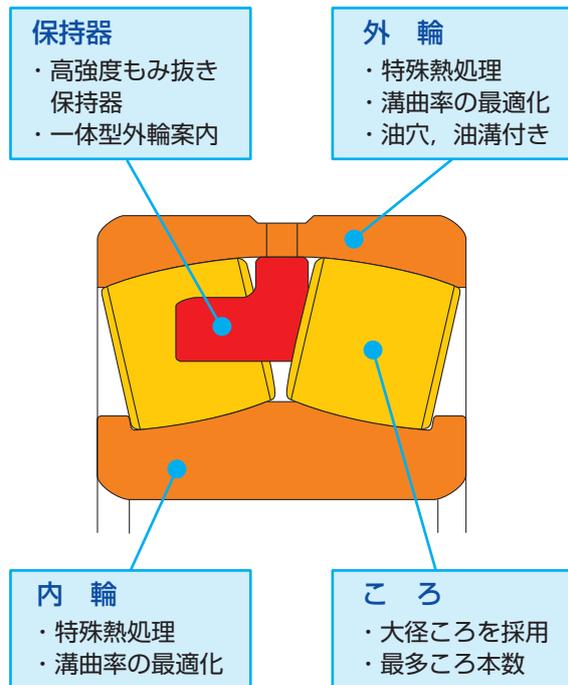


## 特長

- ① 世界最高水準の高負荷容量
  - ・基本動定格荷重：最大20%向上\*
- ② 優れた耐振動・衝撃荷重性能
  - ・保持器強度：最大55%向上\*
- ③ 低発熱
  - ・振動・衝撃荷重条件下において、軸受の温度上昇を最大10%低減\*
- ④ 200℃の耐熱仕様
  - ・特殊熱処理を採用し、高温環境下での寸法安定性と長寿命化を実現

※当社UAタイプ比

## 構造



## 用途

- 破碎機, 粉砕機, 振動ふるい機, 減速機など

# CMS用無線式計測ユニット

世界初！風力発電装置の状態監視で  
無線通信を実現、状態監視機能を拡大！



## 特長

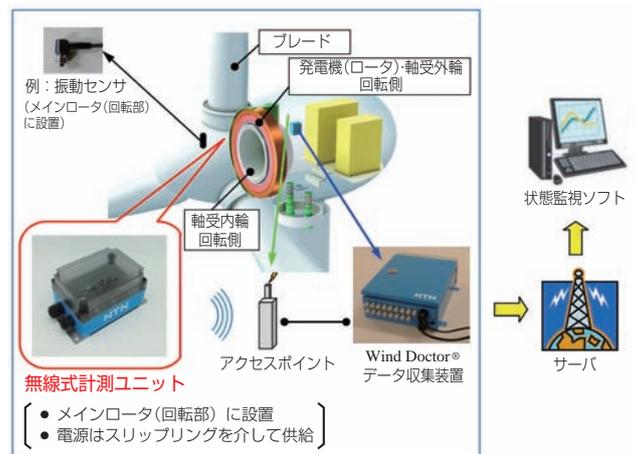
- ① データ収集装置とセンサ間の配線をワイヤレス化
  - ・小型で回転部にも取付け可能
  - ・ケーブルの取回しが困難な場所でも計測可能
  - ・2つの信号を同時計測可能 (2ch入力)
- ② 洋上や過酷な条件でも利用可能
  - ・JIS C 0929 IP65に準拠した防塵・防水性能

## 用途

- 風力発電装置, 各種機械設備, 試験・検査装置など

## 構造

- 同期型風車 軸受外輪およびロータ回転例



## ユニット寸法・質量

寸法：幅130×奥行180×高さ102mm  
 質量：550g  
 (防水ケースは任意設計可能)

## 食品機械用樹脂製スラスト転がり軸受

高性能で取扱い性に優れた樹脂製転がり軸受！



### 特長

耐熱性樹脂とセラミックボールの採用

- ① 軽量でさびない構成
- ② 200℃の耐熱性能を確保

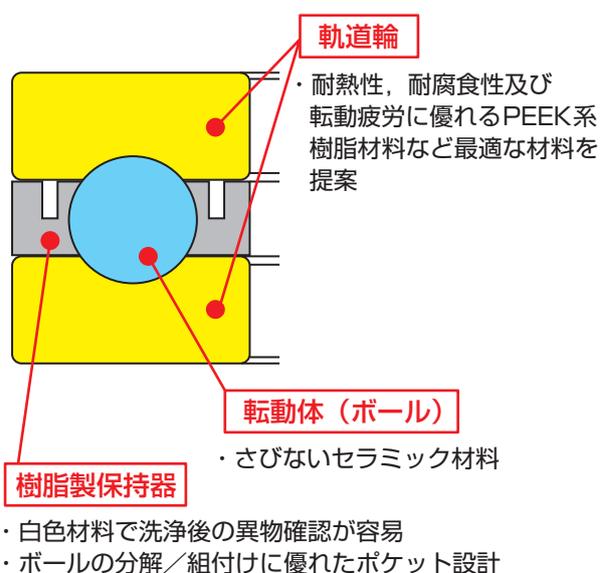
メンテナンスを意識した材料配合と設計

- ③ 洗浄しやすく優れた取扱い性を実現
- ④ 白色で洗浄後における異物の付着確認が容易

### 用途

- 食品機械の攪拌機やポンプ、医療機器、水中・クリーン環境用装置など

### 構造



## 航空・宇宙



ジェットエンジン用  
3点接触玉軸受



H-II Bロケット  
エンジンターボ  
ポンプ用軸受

## 高速鉄道



北陸新幹線車軸用軸受

## 自動車



プレスコネクトスプライン・  
ハブジョイント



センサ内蔵第3世代  
ハブベアリング

## 工作機械



ボールねじ支持用軸受ユニット



外輪給油穴付アンギュラ玉軸受

## アフターマーケット



専門スタッフによる技術講習会の様子



テクニカル  
サービスカー



各種メンテナンスツール

様々な分野で活躍する  
NTNの先進テクノロジー&  
サービス

# NTN®

ご照会・技術相談は……下記支社・営業所にお申し付けください。

東京地区：03(6713)3624 FAX. 03(6713)3682	大阪地区：06(6449)6715 FAX. 06(6448)7296	名古屋地区：052(222)3347 FAX. 052(222)3341
東北地区：022(262)6201 FAX. 022(262)6205	広島地区：082(568)1470 FAX. 082(568)5913	九州地区：093(513)3188 FAX. 093(513)3190

**NTN株式会社** URL <http://www.ntn.co.jp> 本社 06(6443)5001 〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

#### 【自動車事業本部】

関東自動車支社 TEL03(6713)3605 FAX03(6713)3685  
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

宇都宮自動車支社 TEL028(333)9016 FAX028(333)9020  
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

北関東自動車支社 TEL0276(30)0115 FAX0276(45)0062  
〒373-0851 群馬県太田市飯田町1220-1 (オカバ太田ビル3階)

東海自動車支社 TEL0566(72)2030 FAX0566(72)2420  
〒446-0056 愛知県安城市三河安城町1丁目4番地4 (カリツービル6階)

浜松自動車支社 TEL053(454)2586 FAX053(454)2589  
〒430-0928 静岡県浜松市中区板屋町110番地の5 (浜松第一生命日通ビル7階)

大阪自動車支社 TEL06(6449)6711 FAX06(6443)1578  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

広島自動車支社 TEL082(568)5912 FAX082(568)5913  
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

#### 【産業機械事業本部】

東京支社 TEL03(6713)3606 FAX03(6713)3681  
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835  
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

茨城営業所 TEL029(823)3528 FAX029(824)7633  
〒300-0037 茨城県土浦市桜町1丁目15番11号 (M・Yビル6階)

西関東支社 TEL042(757)1011 FAX042(758)2150  
〒252-0239 神奈川県相模原市中央区中央3丁目14番7号 (セントラルビル2階)

沼津営業所 TEL055(962)7573 FAX055(951)6427  
〒410-0801 静岡県沼津市大手町3丁目8番23号 (ニッセイスタービル3階)

名古屋支社 TEL052(222)3301 FAX052(222)3341  
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

大阪支社 TEL06(6449)6712 FAX06(6448)7296  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

神戸営業所 TEL078(917)1201 FAX078(917)1205  
〒673-0892 兵庫県明石市本町2丁目2番20号 (朝日生命明石ビル6階)

広島支社 TEL082(568)1470 FAX082(568)5913  
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

九州支社 TEL093(513)3167 FAX093(513)3190  
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (甲南アセット小倉ビル7階)

#### 【アフターマーケット事業本部】

東日本支社 TEL03(6713)3620 FAX03(6713)3682  
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

北海道駐在 TEL011(822)8788 FAX011(822)8835  
〒003-0809 札幌市白石区菊水九条2丁目2番37号

東北支店 TEL022(262)6201 FAX022(262)6205  
〒980-0014 宮城県仙台市青葉区本町1-12-30 (太陽生命仙台駅北ビル7階)

宇都宮営業所 TEL028(333)9025 FAX028(333)9020  
〒320-0026 栃木県宇都宮市馬場通り1丁目1番地11号 (宇都宮TDビルディング4階)

相模原支店 TEL042(757)1011 FAX042(758)2150  
〒252-0239 神奈川県相模原市中央区中央3丁目14番7号 (セントラルビル2階)

甲府営業所 TEL055(232)2301 FAX055(232)2252  
〒400-0043 山梨県甲府市国母7丁目5番17号 (サンライン甲府ビル3階)

中日本支社 TEL052(222)3301 FAX052(222)3341  
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

西日本支社 TEL06(6449)6715 FAX06(6448)7296  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

北陸営業所 TEL076(263)8673 FAX076(263)8628  
〒920-0024 石川県金沢市西念2丁目37番18号

広島支店 TEL082(568)1472 FAX082(568)5913  
〒732-0824 広島市南区的場町1丁目2番19号 (アーバス広島7階)

水島営業所 TEL086(425)6311 FAX086(425)6322  
〒710-0057 岡山県倉敷市昭和2丁目4番6号住友生命倉敷ビル3階)

九州支店 TEL093(513)3188 FAX093(513)3190  
〒802-0003 福岡県北九州市小倉北区米町1丁目1番7号 (甲南アセット小倉ビル7階)

#### 【NTNテクニカルサービス(株)】

##### 精機商品事業部 販売グループ

東日本：TEL03(6713)3652 FAX03(6713)3687  
〒108-0075 東京都港区港南2丁目16番2号 (太陽生命品川ビル15階)

西日本：TEL06(6449)6716 FAX06(6443)1576  
〒550-0003 大阪市西区京町堀1丁目3番17号

中日本：TEL052(222)3291 FAX052(222)3341  
〒460-0003 名古屋市中区錦2丁目3番4号 (名古屋錦フロントタワー11階)

#### お問い合わせは

●本冊子の内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外觀や仕様などは予告なしに変更することがあります。また、内容の正確さを維持するため、細心の注意を払っておりますが、万が一、誤記及び製本上の落丁を起因とする損害が発生した場合の保証責任については負いかねます。

©NTN株式会社 2015

NTN TECHNICAL REVIEW No.83

印刷・発行 2015年 10月20日

編集人 寺 阪 至 徳  
発行人 孝 橋 宏 二

**【禁無断転載】**

発行所 大阪市西区京町堀1丁目3番17号  
**NTN株式会社**

印刷所 京都市中京区壬生花井町3  
日本写真印刷コミュニケーションズ株式会社