

For New Technology Network

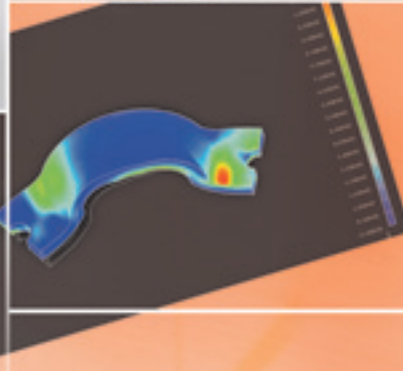
**NTN**®

# TECHNICAL REVIEW

No.  
**78**

特集 ● 産業機械用商品・要素技術

October 2010





## ベアリングで世界を変える。

**NTN**<sup>®</sup>  
BEARINGS  
[www.ntn.co.jp](http://www.ntn.co.jp)

家電製品・医療機器・工作機械から、自動車・鉄道・航空機に至るまで、あらゆる機械の回転軸において重要なベアリング。

その小さな部品で大きな世界を支えるため、NTNの挑戦は様々なフィールドに広がっています。さらにNTNでは、ベアリングの製造過程においても環境負荷物質の撤廃や徹底したリサイクル化、クリーンな自然エネルギーの活用など「エコ」な取り組みも行っています。地球環境との共生を図りながら、ベアリング技術で世界を変える。私たちは未来に向けたトライボロジーの可能性を追求しています。

# NTN TECHNICAL REVIEW No.78

産業機械用商品・要素技術特集号 ● 目次

## 巻頭言

産業機械用商品・要素技術特集号に寄せて

常務取締役 福村善一

1

## 【寄稿】

新たな加工技術とトライボロジー

名古屋工業大学副学長・教授（工学博士） 中村 隆

2

## 製造・加工設備用商品・技術小特集 「進化するモノづくりをサポートするNTN」

【解説】	工作機械用軸受の技術動向	産業機械事業本部 産業機械技術部 産業機械事業本部	多湖浩史 田中康統	8
【論文】	工作機械主軸用NU形円筒ころ軸受へのセラミックスの適用	要素技術研究所	森 正継／古林卓嗣	12
【論文】	表面窒素濃度を管理した浸炭窒化SUJ2鋼の人工圧痕付与による圧痕起点型はく離寿命評価	要素技術研究所	大木 力	20
【論文】	軸受用高合金鋼のプラズマ窒化処理	要素技術研究所	八木田和寛／大木 力	29
【解説】	軸受軌道輪の温間ローリング鍛造工程の生産性向上	NTN-SNR ROULEMENTS Production Engineering R&D	Eric PELLETIER／Pierre EHINGER	37
【製品紹介】	工作機械主軸用外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受	産業機械事業本部 産業機械技術部	小杉 太／西野晃司	41
【製品紹介】	工作機械主軸用「高速アンギュラ玉軸受新9系列」	産業機械事業本部 産業機械技術部	小杉 太	46
【製品紹介】	工作機械ボールねじ支持用軸受ユニット「BSTUシリーズ」	産業機械事業本部 産業機械技術部	谷村浩樹	50
【製品紹介】	超小型研削スラッジ固形化装置	生産技術研究所	西山 章／田中道夫／本間勇輝	55
【製品紹介】	パーツフィーダ用小型・多機能コントローラ	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部	鈴木邦彦	59
【製品紹介】	NTN-SNR高性能・高機能直動モジュールAXDLシリーズ	NTN-SNR ROULEMENTS Engineering Bielefeld	Ulrich GIMPEL／Michael WILLE	64

## 論文・解説・製品紹介

【解説】	原点信号出力タイプ高分解能回転センサ付軸受	産業機械事業本部 産業機械技術部 商品開発研究所 電子応用研究部	伊藤浩義 高橋 亨	70
		NTN-SNR ROULEMENTS New Product and Mechatronics R&D	Pascal DESBIOLLES／Cyril PETERSCHMITT／上野 新太郎	
【論文】	エッジロード発生時の転がり軸受寿命予測改良手法	自動車事業本部 自動車技術部	長谷陽夫	77
【論文】	天然抗酸化剤添加によるグリースの長寿命化	要素技術研究所	田口陽介／三上英信	85
【論文】	波形保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい性の向上	要素技術研究所	佐藤則秀／坂口智也	91
【製品紹介】	NTN-SNR高性能油潤滑プランマブロック SNOE II	NTN-SNR ROULEMENTS Engineering Bielefeld	Ulrich GIMPEL／Martin SOMMER／Jens ULBRICH	98
【製品紹介】	ステンレス製低摩耗・耐腐食性焼結含油軸受	NTN特殊合金(株) 技術部	木村和広	104
【製品紹介】	家庭用換気扇向け動圧軸受ユニット	流体動圧軸受事業部 技術部	堀 政治	109
【論文】	脳動脈瘤コイル塞栓術支援装置	商品開発研究所 電子応用研究部 名古屋大学大学院医学系研究科 脳神経外科 名古屋工業大学大学院工学研究科	永野佳孝／西尾幸宏 松原功明／宮地 茂 藤本英雄	114
【解説】	液晶ディスプレイ製造工程における微細パターン自動修正技術	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部	大庭博明	121

## 受賞案件の紹介

《平成22年度 科学技術分野の文部科学大臣賞受賞》	結晶粒微細化強化を施した高性能軸受の開発	要素技術研究所	大木 力	128
《第25回日本脳神経血管内治療学会総会 JNET論文賞金賞受賞》	光学的センサーによる脳動脈瘤塞栓用coilの挿入力測定装置の開発	商品開発研究所 電子応用研究部 名古屋大学大学院医学系研究科 脳神経外科 名古屋工業大学大学院工学研究科	永野佳孝 松原功明／宮地 茂 藤本英雄, 他	129
《2009年度 日本トライボロジー学会奨励賞受賞》	低粘度油潤滑下での長寿命スラスト針状ころ軸受の研究	要素技術研究所	藤原宏樹	130

## 新製品紹介

132

# NTN TECHNICAL REVIEW No.78

## CONTENTS

<b>Preface</b>	Yoshikazu FUKUMURA	1
<b>Contribution</b>	<b>New Machining Technologies and Tribology</b> Takashi NAKAMURA Vice President, Nagoya Institute of Technology	2
<b>● New Products and Technology for Manufacturing Equipment "NTN supports your "Mono-Zukuri" evolution."</b>		
	Technical Trend of Machine Tool Bearings Hiroshi TAKOI and Yasutsugu TANAKA	8
	Application of Ceramics to NU-Type Cylindrical Roller Bearings for Machine Tool Main Spindles Masatsugu MORI and Takuji KOBAYASHI	12
	Evaluation of Scratched Contact Fatigue Life with Artificial Dent of Carbonitrided SUJ2 Steel Whose Surface Nitrogen Content is Controlled Chikara OHKI	20
	Plasma Nitriding Treatment of High Alloy Steel for Bearing Components Kazuhiro YAGITA and Chikara OHKI	29
	Improve Productivity for Warm Ring Rolling Process of Bearing Race Eric PELLETIER and Pierre EHINGER	37
	Air Oil Lubrication Bearings with Re-lubricating Hole on the Outer Ring for Machine Tool Futoshi KOSUGI and Kouji NISHINO	41
	High-speed Angular Contact Ball Bearings New 9 Series for Machine Tool Futoshi KOSUGI	46
	Ball Screw Support Angular Contact Thrust Ball Bearing Unit "BSTU Series" Hiroki TANIMURA	50
	Ultra Small Grinding Sludge Briquetting Machine Akira NISHIYAMA, Michio TANAKA and Yuuki HONMA	55
	Compact and Multifunction Controller for Parts Feeder Kunihiko SUZUKI	59
	NTN-SNR High Performance and Flexible Linear Modules Series AXDL Ulrich GIMPEL and Michael WILLE	64
<b>● Technical Papers Technical Articles New Products</b>		
	High Resolution Sensor Bearing with an Index Signal Hiroyoshi ITO, Toru TAKAHASHI, Pascal DESBIOLLES, Cyril PETERSCHMITT and Shintarou UENO	70
	Improved Method of Rolling Bearing Fatigue Life Prediction Under Edge Loading Conditions Haruo NAGATANI	77
	Long Life Grease Added Naturally Derived Antioxidants Yosuke TAGUCHI and Hidenobu MIKAMI	85
	Improvement of Grease Leakage Prevention for Ball Bearings Due to Geometrical Change of Ribbon Cages Norihide SATO and Tomoya SAKAGUCHI	91
	NTN-SNR High Performance Oil-lubricated Plummer Blocks SNOE II Ulrich GIMPEL, Martin SOMMER and Jens ULBRICH	98
	Development of Oil-impregnated Sintered Bearing of Low Wear and Corrosion Resistance Kazuhiro KIMURA	104
	Fluid Dynamic Bearing Unit for the Home Ventilation Fan Masaharu HORI	109
	Surgical Support System for Cerebral Aneurysm Coil Embolization Yoshitaka NAGANO, Yukihiro NISHIO, Noriaki MATSUBARA, Shigeru MIYACHI and Hideo FUJIMOTO	114
	Automatic Repair Technology of Fine Pattern in LCD Manufacturing Process Hiroaki OBA	121
<b>● Our Line of Award Winning Products</b>		
	"2010 Commendation for Science and Technology by the Minister of Education, Culture, Sports, Science and Technology (MEXT) " Science and Technology Award The Commendation for Science and Technology by the Minister of Education, Culture, Sports, Science and Technology in Development Category Chikara OHKI	128
	"The 25th Annual Meeting of The Japanese Society for Neuroendovascular Therapy" Gold Prize for Excellence in a Dissertation Award Development of Optical Force Sensor System for Cerebral Aneurysm Coil Embolization Noriaki MATSUBARA, Shigeru MIYACHI, Yoshitaka NAGANO, Hideo FUJIMOTO et al.	129
	"The Japanese Society of Tribologists 2009" Encouragement Award Study of a Long-Life Thrust Needle Roller Bearing Lubricated with Low -Viscosity Lubricant Hiroki FUJIWARA	130
<b>Our Line of New Products</b>		132

## 産業機械用商品・要素技術特集号に 寄せて



常務取締役  
福村 善一

地球温暖化を含めた環境問題への関心が益々高まり、その対応策として自動車分野では低燃費化、電動化、産業機械分野では風力発電、太陽光発電などの自然エネルギー利用機器の開発がグローバルで加速されています。

このような流れの中で、NTNも地球環境との共生を重要課題に揚げ、これまで培ってきた高い技術力を活かし、省資源、省エネルギー対応に向け低トルク、長寿命、小型軽量をコンセプトとしたエコ商品の開発を行っています。

NTNでは、2010年10月28日～11月2日に「モノづくり 未来を創る 夢づくり (Mono-Zukuri Innovation)」をテーマとした第25回日本国際工作機械見本市 [JIMTOF 2010] の開催に合わせ、最先端の産業機械向け技術・商品および要素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、初めにトライボロジー分野の権威である名古屋工業大学副学長の中村隆先生の寄稿文「新たな加工技術とトライボロジー」を紹介させていただきます。その後、工作機械向けを含めた産業機械用軸受、トライボロジー、セラミックス、センサ技術などの要素技術について、最近の新技术・商品の開発成果および、本年度の受賞開発商品3件（文部科学大臣表彰、日本トライボロジー学会）についても紹介しております。

また、JIMTOF 2010にはNTNも「進化するモノづくりをサポートするNTN（環境に優しいモノづくり）」をテーマに出展し、産業機械用商品・要素技術について新しい技術・商品の提案を行います。これまでもNTNは工作機械市場のニーズである高精度、高速、省エネルギー、より良い環境づくりに対応したアルテージシリーズを市場投入してまいりました。今回のJIMTOF 2010では、工作機械用精密軸受の最先端技術に加え、当社独自の生産技術開発商品、NTN-SNRのセンサ技術を融合した超高精度検査測定技術についても提案させていただきます。

NTNは2009年度からの2年間で、新中期経営計画「NTN次への2010」として、「For New Technology Network：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」の理念の下、「技術主導」の原点に立って、規模に依存しない筋肉質の実現を目指しています。新しい技術・製品の開発を推進することで社会の持続的発展に貢献してまいります。

For New Technology Network

## 新たな加工技術とトライボロジー New Machining Technologies and Tribology



中村 隆 Takashi NAKAMURA  
名古屋工業大学副学長・教授（工学博士）

実体のある製品を製造するには何らかの加工技術が必要であり、優れた加工技術を追及し続けることがわが国のものづくり産業を維持・発展させるための必要条件である。本稿では著者らが進めている新たな加工技術を紹介し、その意義と共にトライボロジーとの関わりを解説する。

Some machining technologies, at least, are necessary for manufacturing substantial products. Continuous pursuit of superior machining technologies is a requirement to sustain and expand the monozukuri industries in Japan. New machining processes, promoted by author and others, are introduced in this paper, and the significances of these technologies are commented with explaining relevance to the tribology.

### 1. はじめに

平成22年度の名古屋工業大学入学式（4月6日）後の企業トップセミナーにて、NTN（株）代表取締役会長の鈴木泰信氏が「「夢」と「気」～多元的世界観を持つ～」をテーマに、名古屋工業大学金属工学科での学生時代から、NTNで活躍され今日に至る同氏の体験談を交えて講演された（図1）。知力、体力、気力の大切さ、歴史を学び「自分の型」を作る必要性、広い価値観で世界を見る重要性を話され、参加した新入生や保護者は熱心に耳を傾け、著者も拝聴し感銘した。名古屋工業大学では、2005年から創立100周年を記念して「人材育成に貢献し、教育研究の発展に関して顕著な功績が認められる方」に名誉博士の称号を差し上げている。第1号は縁あって本学100周年特別講演会で御講演いただいた元アメリカ合衆国国務長官のColin L. Powell氏、第2号はトヨタ自動車（株）取締役副会長の張 富士夫氏である。回を重ね上記企業トップセミナーの後に第7号として、鈴木泰信会長に名誉博士の称号を差し上げた（図2）。今後も本学の発展にもアドバイスを頂ければ幸いである。

今年の春も研究室の元気のいい女子学生がNTNに入社したように、著者はNTNに様々な場面でお世話頂いている。特に共に研究を行っている糸魚川文広准教授の博士課程学位論文「精密機器用鋼球の精度に関する



図1 企業トップセミナーで講演される鈴木泰信会長  
Chairman Yasunobu Suzuki making the speech at the seminar of business leaders



図2 学位授与式（左：高橋実学長、右：鈴木泰信会長）  
Commencement ceremony  
(left : Nagoya Institute of Technology President Minoru Takahashi  
right : NTN Chairman Yasunobu Suzuki)

る研究<sup>1)</sup>」では、鋼球製造現場の見学、実験方法のアドバイス等のご協力を頂き、大変感謝している。本稿では新たな加工技術とトライボロジーの関わりを述べる前に鋼球ラッピングについて書かせて頂くが、鋼球の製造は原理原則の上に永年の経験とノウハウを積み上げて初めて可能となる技術であり、あれほど高精度で大量に作ることは他の手法では不可能である。たとえ最新鋭の5軸超精密加工機を使ったとしても球面はまだしも玉はできない。ここで紹介する新たな技術が加工現場で使われるには、原理原則に沿ったものであるか、その時代の要請に沿ったものである必要がある。

ところで、本稿を書くにあたり過去の本誌寄稿文をWEBで調べてみると、元香川大学学長の木村好次先生の写真が「バン」と出てきて<sup>2)</sup>、あの甲高い笑い声とともに「あんたも書くのか（傍点部高音）」と言われた気がするとともに本稿執筆受諾を後悔した。故岡部先生と共に執筆された「トライボロジー概論」<sup>3)</sup>のWitに富んだ文章に影響（悪い）を受けてしまった著者は、浅学が故に真似のできない悔しさを噛締めている。

## 2. 鋼球ラッピング

工作機械による加工精度の決定要因には「母性原理」と「創成原理」があると学生時代に習った。母性原理はMother machineである工作機械の運動精度が製品にそのまま転写されることで、母以上に優れた子供は育たないことを言っている。いまどき母親だけに責任を負わせるには無理があるが、教育論的にも面白い原理であり、社会教育と関連させて別の稿で論じた覚えがある。現実には機械の精度は向上し続けていて、そこには創成原理が働いているからと説明されている。創成原理に基づく加工には様々な形態があり、ここで説明する鋼球ラッピングは代表的な方法である。なお、創成加工はホブやピニオンカッタによる歯切りや、NCを駆使して特殊形状を削りだす時に使われているので、ラッピング等は「すり合わせ加工」と呼ぶことにする。また近年の工作機械では計測技術の発達によりその機械の運動誤差や熱変形を予め測定し、加工中に補正をかけることが多くなってきた。これも「すり合わせ加工」とみなすことができる。「すり合わせ」と言えば、「エンジンを載せた日本の自動車は「すり合わせ技術」で作られているが、電気自動車になれば部品を買ってきて組み立てるだけで完成する、

パソコンも然り、日本の将来は暗い」の論調がまかり通っている。これこそが母性原理に基づく生産であり、その方向では技術の発展は無い。

古くから行われている鋼球ラッピングは「万物は球に帰する」の原理に基づいているか？ それを確かめるために真球化過程を調べた。図3はラップ盤に挟まれた鋼球であり、工程によっては円弧溝の底に切り欠き溝を設ける場合やV字溝を使う場合<sup>4)</sup>がある。実際の生産現場（今は知らないが、著者の生まれより遥かに古い製造年号の付いたアメリカ製の鋼球ラップ機械から測定限界に迫る超精密鋼球が生まれていたことから、母性原理が働いていないことは明らか）はNTNの方はご存じのように、同心円状の円弧溝が付けられたラップ盤2枚を横軸で突き合わせ、固定側のラップ盤の一部から鋼球素材を投入して、一周公転した後に取り出す。取り出された鋼球は数万個／バッチはあると思われるストッカーに戻されしばらく留まった後、再度ラップ盤に投入される。この取り出しでは投入する繰り返しには2つの重要な意味がある。1つは転動している鋼球の自転軸をランダムに変更することである。他の実験で確かめたことであるが、アンギュラ玉軸受やスラスト玉軸受では、高速で回転する転動体も容易にはその自転軸を変えない。自転軸を変えずにラッピングを続けると楕円型の球になってしまう。つまり、ラップ盤への投入を繰り返すのは、研磨する場所（球の表面）にランダム性を与えるためである。2つ目はラップ盤の摩耗速度と鋼球の研磨速度を調整し、円弧溝と鋼球のコンフォーミティ（形状適合）最良状態を最終仕上げ時点で合致させることにある。コンフォーミティが崩れると多面体状（多くは4面体）の球

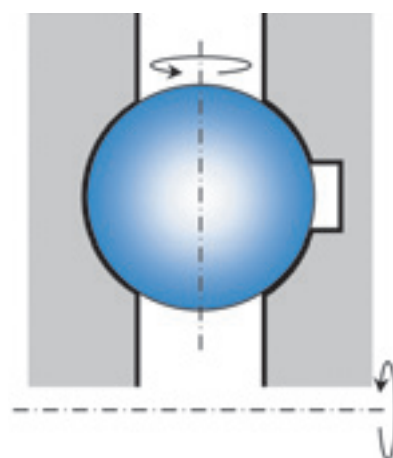


図3 鋼球ラッピング  
Lapping of steel ball

となる。同一条件で鋼球ラッピングを続けると、作業の経過時間とともに真球度は向上するが、ある時点からは真球度が悪化し始める。最良のタイミングで所定の精度に仕上げる必要があり、このあたりから勘と経験とトライボロジーの世界となる。ラップ剤、油剤の選定もこれに影響し、「その日の天候を常に気にしている」と桑名の工場長から聞いた。つまり、鋼球ラッピングは「万物は球に帰する」原理で真球化が実現できているのではなく、環境と条件を整えることで初めて高精度な鋼球が得られている。考えてみれば当たり前で、「玉軸受を清浄に使い続けると極めて精度のいい球が出来ていた」など聞いたことがない。糸魚川氏の学位論文では真球化過程を明らかにし、更なる高精度化、あるいは更なる高能率化を可能とする具体的提案としては、図3のように片方のラップ盤の円弧溝底に切り欠き溝を付けることであった。こうすることで、真球度誤差の3次山成分は確実に減少したが、計測技術の限界、実験室レベルの装置の限界もあり、常に超精密鋼球が得られるかは確かめていない。ここでは著者の感想として次の3点を提案したい。これは先の工場長に分かってもらえると思う。第1点はラップ盤の溝プロファイルと鋼球直径値をインプロセスで正確に計測（極めて困難）すること。第2点はラップ材の粒度分布をインプロセスで測定すること。第3点は前の2つで測定したデータを基にして、ラップ盤押し付け荷重を調整することである。ラップ盤と鋼球の接触は基本的には弾性ヘルツ接触であり、押し付け荷重により純すべり位置が変化することから、ラップ盤溝のプロファイルをコントロールできる可能性がある。いずれも技術的な壁が高く、基礎的実験研究も必要であるが、さらに一段高精度な鋼球が必要となった時には挑戦したい。

### 3. 切屑吸引

切削加工は切屑を生成する作業である。結果として製品が残るが加工に要したエネルギーの多くが切屑に熱として持ち去られる。熱の影響を受けないためにも切屑は出来るだけ素早く遠くへ飛ばしたい。大手某工作機械メーカーの重役も「切屑はパーと飛ばさなきゃ男じゃない」と言っていた。なぜ男じゃないのか分からないけど、切屑を飛ばしたい気持は分かる。しかし、自動化・無人化されてきた生産ラインではそのパーと飛んだ切屑がトラブルの大きな要因となっている。治

具の隙間に入り込み取り付け誤差を生み、しゅう動部では作動不良を発生する。これを抜本的に解決するため、図4に示す切屑吸引工具を試作し、図5に示す加工を実現した<sup>5)</sup>。発生した切屑は工具すくい面を覆うように配置したカバーに当たり工具中心の穴に吸引される。仕上げ加工にこの吸引ボールエンドミルを使うと図5のように加工面に切屑が残らない。特に図のようなキャビティー型の場合、通常のボールエンドミルでは切屑が跳ね返り、工具刃先に噛みこみ、仕上げ面に傷を付けることがある。長時間の金型加工の最終仕上げでのこのような不良品発生を防ぐにも切屑吸引は効果的である。課題は多く残されているが、フェイスミル、ドリル、タップも吸引型を試作し実験を重ねている。工具からホルダ、工作機械、切屑処理装置まで、多くの業種のご協力を期待している。また本年からは研削加工における研削屑を研削砥石側に回収する「デブリレス研削」の研究を開始した。もしも実現できたなら特に軸受メーカーには朗報ではないだろうか。

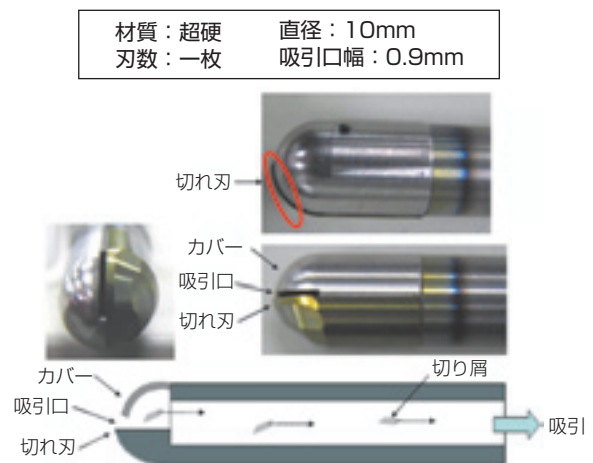


図4 切屑吸引型ボールエンドミル  
Chip suction type ball-end mill



図5 吸引工具による金型の仕上げ加工  
Mold finish machining by suction tool



## 4. レーザラップ接合

レーザー光の発熱作用を利用して、熱可塑性樹脂部材同士の重ね合わせ部分を溶着接合する技術を「レーザーラップ接合」という。研磨のLappingと語源は同じであるが、こちらの場合は「重ね合わせる」の意味で使われている。図6のように重ね合わせた部材を透過してレーザー光を接合部に集めることから、少なくとも部材の一方はレーザー光を透過する性質が必要である。ラップ接合には接合部を超音波振動により摩擦発熱させる「超音波接合」もあり、いずれも接合部界面だけを発熱させ、他領域への影響が少ないところに特徴がある。一般的なレーザーラップ接合では図6左のように樹脂の一方を光吸収性材料とする場合や、接合する界面に光を吸収する材料を塗布する場合がある。著者らはトライボロジーで常に評価対象としている表面あらさを接合界面に与えて、接合条件を探った<sup>6)</sup>。結果は思わぬ効果が表れ、図7に示すような接合も可能となった。つまり、表面あらさでレーザー光を吸収し、その表面が溶融することで接合が始まると、その接合部が透明に戻ることから発熱が停止し、自動的に接合が完了する。図7のように部材を多段に重ね合わせた場合もレーザー光照射側から順に（見た目はほぼ同時に）接合

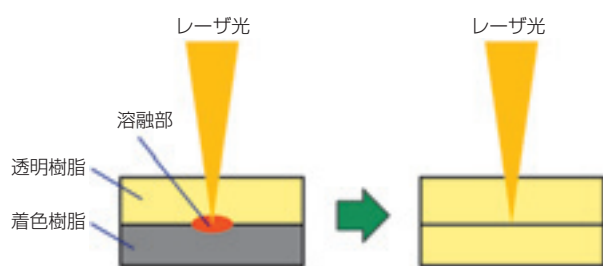


図6 従来型レーザーラッピングと透明樹脂同士のレーザーラッピング  
Conventional laser lapping and pair of transparent resin laser lapping

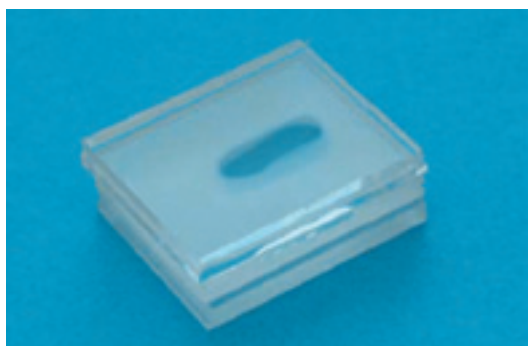


図7 透明樹脂 (PMMA) の3層同時接合  
Trilaminar simultaneous bonding of PMMA

が完了する。融点の異なる熱可塑性樹脂の多段重ね合わせも可能である。熱可塑性透明材料に対してのみその特徴が発揮できる技術ではあるが、トライボロジストが常に意識している「表面あらさ」が「ものづくり」で活躍することが楽しみなところである。

## 5. C-FRPの放電加工

著者らは金型加工で多用されている放電加工の工作物除去メカニズムを調べてきた。金属に対する放電加工では、放電による熱エネルギーで金属が溶融し、加工液が気化膨張する流れが溶融金属を飛散させていると言われていた。しかしながら加工痕の観察や加工効率の測定結果からはそれを否定する報告が散見されていた。著者らは加工環境をできるだけ実際の放電加工に近いものとしつつ、加工領域を直接観察できる器具を作成し、高速度ビデオカメラで放電加工の様子を撮影した。捉えられた映像は驚くべきもので、放電直後に加工液が気化した気泡が膨張した後に、赤熱した金属屑が放電点から飛び出し、気泡内壁に突入して停止するものであった<sup>7)</sup>。つまり、溶融した金属が自ら飛散する突沸状態となっていて、加工液は放電点を暫くの間超高压に保つ働きをしていた。放電加工の原理にせまる重要な研究であり詳細なメカニズムは現在も調査中である。切削加工や研削加工は生産技術の教科書では「除去加工」に分類され、この放電加工も同じ分類に入る。一方トライボロジーの分野から見れば、除去加工は摩耗現象の積極的な活用と言える。放電加工の原理が解明できれば、電気接点の腐食摩耗現象の正確な理解、防止策の提案に役立てることができる。つまり、加工とトライボロジーは工具の摩耗などの直接的な関連だけでなく、現象論的にも両者の特性を理解する上で共通する点が多い。幸か不幸か、著者らはその谷間領域にはまり込んだらしい。

別の発想として、このような予想外の現象を伴う放電加工なら、予想外の材料も加工できるのではと考え、近年利用が増えているC-FRPの放電加工にも挑戦した。導電性のある炭素繊維を樹脂で固めたC-FRPに対し、実験初期は全く歯が立たず、短絡と回避を繰り返すだけで放電加工は進まなかった。炭素繊維と充填樹脂の除去速度のバランスが取れないためであった。早川伸哉助教と卒研究生は根気よく条件を探り、ワイヤー放電加工では図8に示すような加工が可能となった<sup>8)</sup>。まだ加工速度は遅いものの、加工断面は極めて

シャープで毛羽立ちは無い。軽量化を目指す輸送機器での利用が期待されているC-FRPの部分的な加工手法としての可能性は十分秘めている。



図8 ワイヤ放電加工によるC-FRPのトリミング  
C-FRP trimming by wire-electrical discharge machine

## 6. なじみ過程

工作機械送り機構のすべり案内面は、古くからきさげによるすり合わせが行われてきた。第2章で説明したすり合わせ原理で、機械加工では達成できない精度を工作機械の心臓部に与えているだけではなく、きさげ面が持つ微細な凹凸模様が工作機械に求められる極めて高いしゅう動特性を生みだしている。近年では工作機械の高速化に伴い、広い速度範囲で摩擦抵抗の低い直動転がり軸受が多く用いられているが、旋盤のように重負荷、繰り返し微動が多く、高い振動減衰性が求められるしゅう動部にはすべり案内面が適している。図9に当研究室で開発した試験装置で再現したすべり案内面のしゅう動特性を示す<sup>9)</sup>。

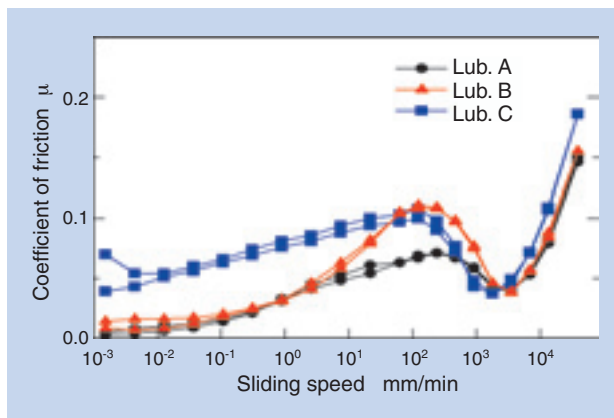


図9 専用しゅう動油のストライベック曲線  
Stribeck curve of sliding lubricant

しゅう動面用に開発された専用油剤3種に対し、幅広い速度範囲で摩擦係数を測定したものであり、通常のスライベック曲線とは異なる特性を示している。通常はほぼ一定値となる低速の境界潤滑領域で速度の低下に伴い摩擦係数が低下し続け、油剤によっては0.005以下まで低下する。境界潤滑領域（境界膜潤滑領域）とはすべり面表面に吸着した境界膜が摩擦を支配する状態であり、これらの専用油剤では強固な高粘性膜を形成して固体接触を少なくし、このような特性が得られる。高能率量産専用工作機械でも0.1 μmの位置決め精度が求められるとき、命令した位置に的確にテーブルを停めるには理想的なしゅう動特性である。

それでは、単にきさげを施し、しゅう動面専用油を使用すれば図9に示す特性が得られるか？ 否である。この実験でも20時間以上のならし運転を実施した後でしか得られない特性である。実際の工作機械では組立後に2昼夜以上のならし運転を行っている聞いた。著者はこれが原理原則に基づく究極のすり合わせ加工と考えている。それではならし運転中に何が起きているのか。一般的なならし運転は接触面凹凸の高いところを摩耗させ、あるいは押しつぶし、平坦な当たり面を形成しているとされている。しかし、きさげ作業自体が黒当たりを20か所/1インチ角（A級規格）形成することであり、すでに平坦な当たり面は完成している。きさげを施したしゅう動面のならし運転ではその個々の当たり面の角に極微小の面ダレを付けていると推定している。当たり面両端に面ダレがあるとして、油剤を供給した条件でしゅう動しているときの当たり面に発生する油圧を、面の弾性変形を考慮して計算した結果を図10に示す<sup>10)</sup>。

静止した下の平面に対し、上の当たり面が左に移動

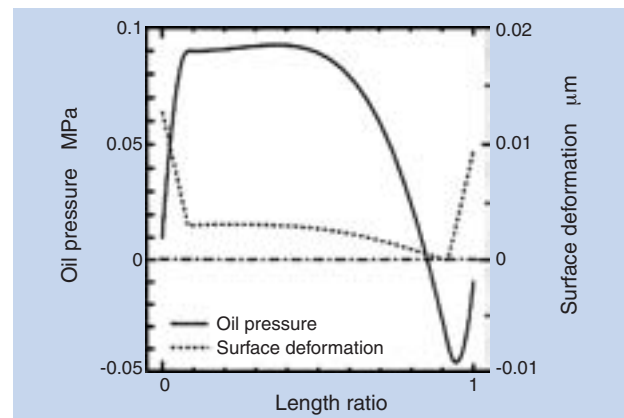


図10 面ダレが付いた当たり面の弾性変形と油膜圧力  
(すべり速度：0.10 m/s、初期油膜厚さ：1.3 μm)  
Elastic deformation and oil film pressure of contact surface with droop

している状態を表していて、両端に面ダレがあれば入り口側に油圧が発生し、当たり面の弾性変形が影響して中央まで油圧が保持され、個体接触せずに荷重を支えることになる。ここでは通常の油剤粘度で計算したが、専用しゅう動油のように表面に高粘度な吸着油膜が形成される場合は、大きな圧力が発生し、十分な荷重負荷能力が発生する<sup>11)</sup>。

きさげを施したしゅう動面は、トライボロジーの摩擦過程を利用して理想的な表面を形成し、トライボロジー分野の伏魔殿と言われている境界膜潤滑を、添加剤を調整することで使用目的に合わせて最適化しているのである。

## 7. おわりに

鋼球ラッピングのすり合わせ加工から、切削における切屑吸引加工、C-FRPの放電加工、表面あらさを利用したレーザラッピング、最後にしゅう動面のすり合わせ加工を解説した。母性原理による加工は、計算通りの精度が得られることから量産に適しているが、精度や性能の向上は期待できない。すり合わせ加工は素材と工具が相互に干渉しあって一段高い精度を達成する手法であり、式や表では示せない技術や経験を必要とする。その技術や経験を継承し、そのメカニズムを探索することでさらに高性能な製品を創り出していくことが、わが国のものづくり産業の姿であると確信する。一方、トライボロジーは相対的に運動する2つの表面の相互作用を対象とする分野であり、すり合わせ加工との類似点が多い。トライボロジーを専門とするNTN(株)が世界のリーディングカンパニーとして活躍されていることは、わが国にとって頼もしい限りである。

## 参考文献

- 1) 糸魚川文広, 精密機器用鋼球の精度に関する研究—精度評価法, 鋼球ラッピング工程及び玉軸受運動誤差の解析—: 博士論文(名古屋工業大学)(1993).
- 2) 木村好次, 要素技術と産学連携: NTN Technical Review No. 76, pp.2-9 (2008).
- 3) 木村好次, 岡部平八郎, トライボロジー概論: (株)養賢堂(1982).
- 4) 糸魚川文広ほか, V溝ラップを用いた鋼球ラッピングの機構: 日本機械学会論文集(C編) Vol. 59, No. 562, pp. 304-310 (1993).
- 5) 中村隆ほか, 環境対応切削加工の現状と今後の動向: トライボロジスト, Vol. 53, No. 1, pp. 21-26 (2008).
- 6) 山川昌文ほか, 透明熱可塑性樹脂のレーザ溶着法の研究: 日本機械学会論文集(C編) Vol. 74, No. 744, pp. 149-153 (2008).
- 7) Hayakawa S. et al., Observation of Bubble Expansion and Flying Debris in Parallel Flat Gap Space in Electrical Discharge Machining: International Journal of Electrical Machining, No. 14, pp. 29-35 (2009).
- 8) 伊藤智泰ほか, 放電加工による炭素繊維強化樹脂(CFRP)加工の試み: 2010年度精密工学会春季大会学術講演論文集, CD-ROM, pp. 577-578 (2010).
- 9) 則久孝志ほか, 工作機械すべりガイドのしゅう動性能評価装置の開発: トライボロジスト, Vol. 52, No. 9, pp. 45-52 (2007).
- 10) 中村隆ほか, 油溝をもつ平行しゅう動面の等粘性弾性流体潤滑機構: トライボロジスト, Vol. 44, No. 4, pp. 42-48 (1999).
- 11) 則久孝志ほか, 低圧境界潤滑における摩擦係数の速度依存性に関する研究(第2報)—酸性リン酸エステル添加による速度依存性発現メカニズムの考察—: トライボロジスト, Vol. 53, No. 10, pp. 51-58 (2008).

### 〈著者紹介〉

中村 隆(なかむら たかし)

名古屋工業大学副学長・教授(工学博士)

1975年 名古屋工業大学工学部生産機械工学科卒業  
 1977年 名古屋工業大学大学院修士課程機械工学専攻修了  
 1980年 名古屋大学大学院博士課程機械工学専攻満了  
 1980年 名古屋大学助手  
 1982年 工学博士(名古屋大学)

1983年 名古屋工業大学講師  
 1987年 名古屋工業大学助教授  
 2000年 名古屋工業大学教授  
 2005年 名古屋工業大学大学院教授  
 2010年 名古屋工業大学副学長

# 工作機械用軸受の技術動向

## Technical Trend of Machine Tool Bearings



多湖 浩史\* Hiroshi TAKO  
田中 康統\*\* Yasutsugu TANAKA

近年の工作機械主軸用軸受は、高速化・高剛性・高精度に加え、環境負荷低減や低コスト化も重要な要素となっている。  
本稿では工作機械の動向と合わせて、工作機械用軸受の技術動向について述べる。

For machine tool bearings, high-speed, high rigidity and high accuracy are important. Recently, reducing for environmental impact and low cost should be included, too.

This paper overviews the technical trend of machine tool bearings with explaining current machine tools.

### 1. はじめに

工作機械に要求される性能に加工効率や加工品位が挙げられるが、コストや環境負荷の低減も今日では重要な課題である。

これに対し軸受メーカーは、材料開発や内部仕様の最適化によって軸受の高速化・高剛性化・高精度化・潤滑方法の改善などに取り組み、主軸や送り系の性能向上に貢献してきた。

ここでは図1に示す「ULTAGEシリーズ」をはじめとするNTNの精密転がり軸受を交えて、工作機械用軸受の動向を紹介する。

### 2. 工作機械の動向と工作機械用軸受

2008年の不況から景気回復の兆しは見えるものの、工作機械市場も例外で無くまだまだ厳しい状況が続いている。また旺盛な内需に支えられて2009年の生産額が世界第1位となった中国の工作機械は、汎用機の品質底上げにより日本・欧州との優位差を着実に縮めている。

このような中、国内の工作機械開発は「加工効率・精度の向上やワークサイズの拡大などを施した高性能機」と、「主軸など主要部品の共通化や精度・加工範囲

などを限定してコストを抑えた汎用機」に2極化する傾向がある。

工作機械用軸受は、このような工作機械の動向に対応する最適な仕様を設定している。

工作機械の開発動向が2極化する以前から、工作機械用軸受は高速性と高剛性の両立・高精度化、環境性能などを重視して開発を進めており、これまでも5軸加工機やCNC旋盤などの高機能化に対応してきた。

一方で近年重要度を増している低価格な汎用機の開発では、付帯設備の不要なグリース潤滑軸受などにより、主軸のコスト削減とコンパクト化を図ってきた。

### 3. 工作機械用軸受の動向

図1に工作機械用精密軸受の変遷を年代順に示す(縦軸は高速化・高機能化の尺度を示す)。

#### 3.1 アンギュラ玉軸受の動向

1980年代中ごろ主軸の高速化が始まり、アンギュラ玉軸受の高速性能向上が図られてきた。

NTNは標準タイプの転動体径を小さくしたHSA軸受に始まり、1990年前後にはHSA軸受に改良を加え発熱を抑えた「HSB軸受」、さらに高速化に対応する「HSBxxxCAEX1軸受」を開発、2000年には耐

\*産業機械事業本部 産業機械技術部

\*\*産業機械事業本部

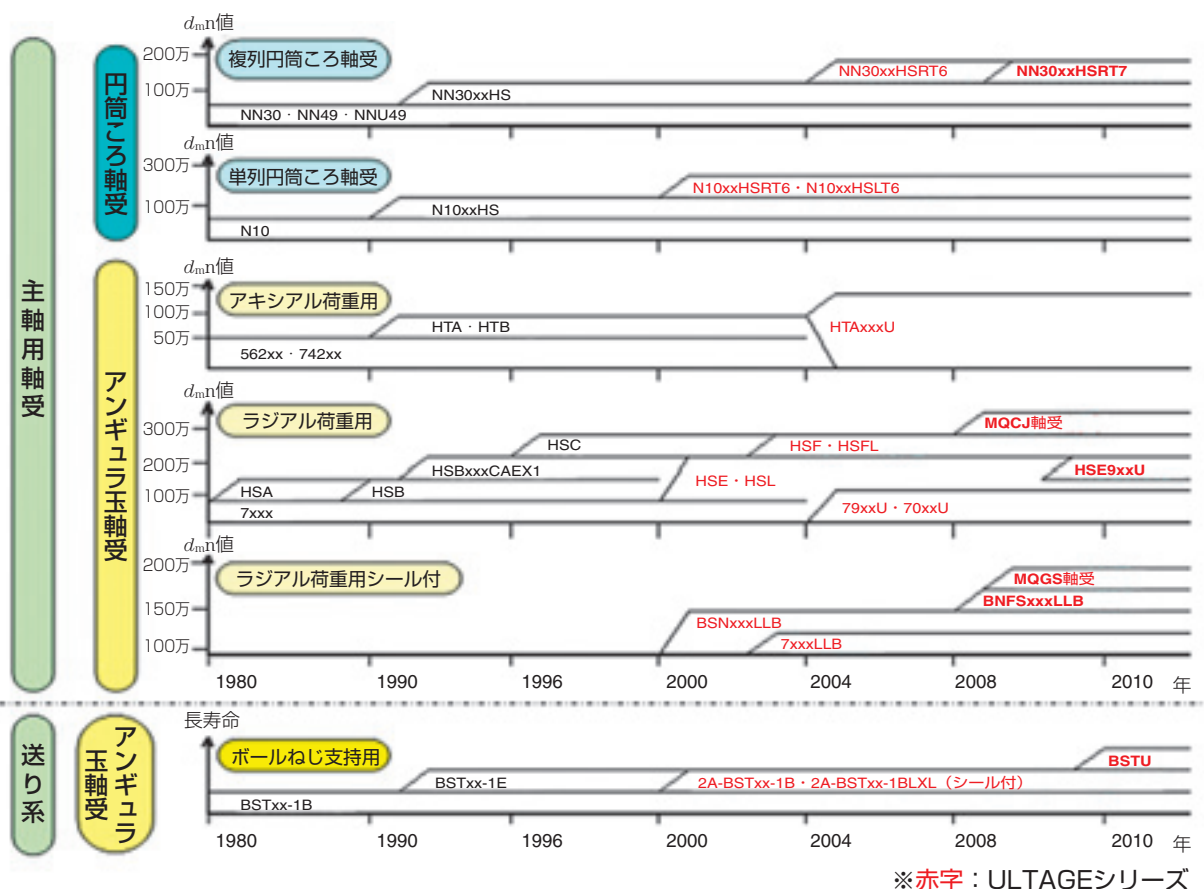


図1 工作機械用精密軸受の開発変遷  
Development history of precision bearings for machine tool

摩耗性・耐焼付性に優れた特殊軸受鋼の軌道輪を採用した「アルテージシリーズ高速アンギュラ玉軸受 HSE軸受」を開発した。HSE軸受は特殊軸受鋼の適用により従来品に比べ組込み後予圧を大きく設定可能であり、高速性と高剛性を両立させたことで主軸の高機能化を可能とした。

また2002年に発表した「HSF軸受」は、HSE軸受に比べさらに転動体径が小さく、金型加工機などの超高速主軸用の定圧予圧／エアオイル潤滑軸受として開発した。

主軸用軸受の高速化は高能率加工や加工面品位の向上に大きく寄与したが、近年は金型加工機の需要動向とともに停滞しており、工作機械のコスト削減やコンパクト化へのニーズが高まっている。

NTNではこの流れに対して「新9系列高速アンギュラ玉軸受 (HSE9xxU)」, 「ボールねじ支持用複列アンギュラ玉軸受 (BSTU)」を開発した。この2点については、後述4項「開発軸受の紹介」にて詳細を記す。

### 3.2 円筒ころ軸受の動向

マシニングセンタ主軸のリア側支持などに使用される単列円筒ころ軸受も、アンギュラ玉軸受と同時期に高速化が始まり、従来の標準タイプの転動体径を小さくした「N10xxHS軸受」を開発した。その後、さらなる高速化に対応するためPEEK樹脂製保持器を採用したアルテージシリーズ「N10xxHSRT6軸受」を2000年に開発した。

また旋盤主軸には複列円筒ころ軸受NN30xx軸受が多く用いられるが、高速化に対応するためPEEK樹脂製保持器を採用した高速複列円筒ころ軸受「NN30xxHSRT6軸受」を2004年に開発した。

### 3.3 高精度化技術

軸受の精度については、ISO規格に相当するJIS精度等級が定められている。工作機械の主軸にはJIS4級の軸受が多く使用されており、特に高精度の要求にはJIS2級が使用される。

近年では高精度・低コストを狙った特殊精度、回転精度JIS2級／寸法精度JIS4級の要求もあり、NTNで

は回転工具などを想定して開発した「シール付標準アンギュラ玉軸受7xxxCD/ADLLB軸受」に精度等級P42としてシリーズ標準に採用した。

さらに高精度の主軸には、転動体径の相互差や軌道輪真円度の角数成分を管理することで非繰り返し振れ精度 (N.R.R.O. : Non-Repetitive RunOut) を低減した軸受が使用される。

NTNでは、アンギュラ玉軸受の非繰り返し振れ0.3 $\mu$ m以下あるいは0.1 $\mu$ m以下の2水準が対応可能であり、高精度マシニングセンタや旋盤主軸に採用されている。

### 3.4 環境対応技術

2000年ごろから、工作機械においても環境負荷低減や省エネ、作業環境の改善に対する取り組みが盛んになっている。

NTNでは、環境対応型軸受として図2に示すアルテージシリーズのHSE軸受をベースに「HSL軸受」、HSF軸受をベースに「HSFL軸受」を、N10xxHSRT軸受をベースに「N10xxHSLT6軸受」をラインナップした。この軸受は特殊ノズルを通して潤滑油を軸受内に供給することでエアとオイルの消費量を従来比1/2~1/4に削減、さらに回転する転動体と

干渉するエアを減らすことで騒音を低減することが可能であり、エアオイル潤滑での省エネ・省資源・作業環境改善に貢献できる。

また、グリース潤滑軸受の採用も、エアやオイル、電力の消費量削減の点から工作機械の省エネ・省資源に貢献できる。

2000年以降に開発した図3に示す「BNS/BNFS軸受」は、外輪転走面のグリース溜り、非接触シール、高速長寿命グリース「SE-1」を採用したことでグリース潤滑の信頼性を向上させた。

これによりグリース潤滑での高速化が可能となり、エアオイル潤滑で使用されていた速度領域をグリース潤滑に置き換えることが可能となった。

さらに2008年に開発した図4に示す「グリース潤滑技術MQGS潤滑軸受 ( $d_{mn}190$ 万)」は、微量の基油を外輪転走部に吐出するグリース間座を設けて、グリース寿命の延長と更なる高速化を図っている。

## 4. 新開発軸受の紹介

### 4.1 高速アンギュラ玉軸受新9系列

欧州で多く使用されている9系列アンギュラ玉軸受は、図5に示すように国内で一般的に使用される0系

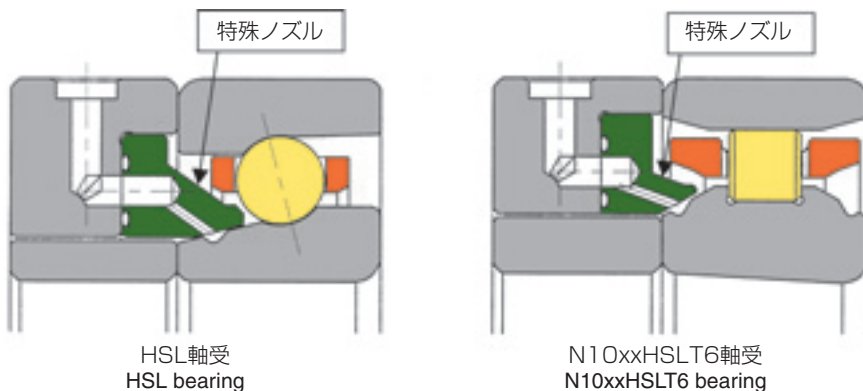


図2 環境対応型エアオイル潤滑軸受  
Eco-friendly air-oil lubricated bearing

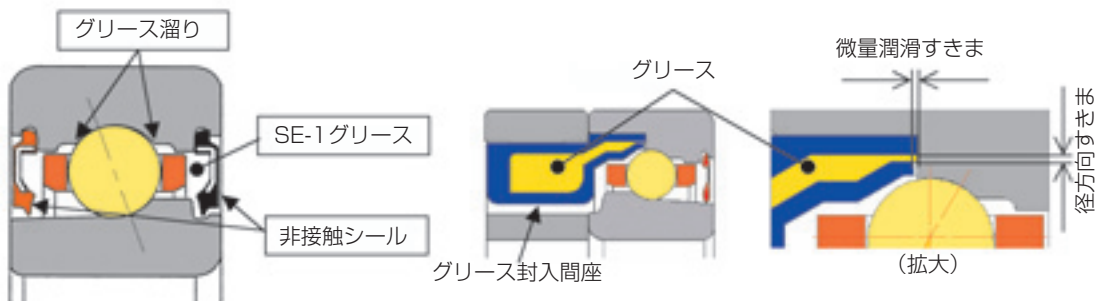


図3 BNS軸受  
BNS bearing

図4 MQGS軸受  
MQGS lubrication bearing

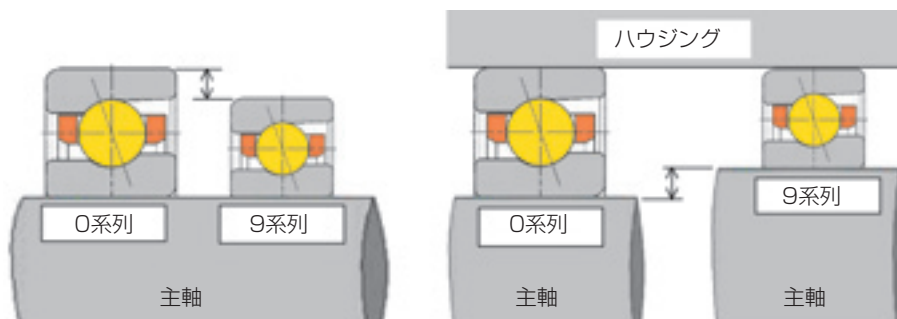


図5 高速アンギュラ玉軸受新9系列  
High-speed angular contact bearings new 9 series

列に比べ断面積が小さいため、同じ内径サイズであれば主軸のコンパクト化が可能である。また同じ外径サイズであれば主軸径を上げて軸剛性を高めることができる。

一方、9系列は断面積が小さいため0系列に比べ負荷容量や許容アキシャル荷重が不利となる。

そこで、HSE9系列の高速性能を維持した上で内部仕様を最適化し、従来品に対して動定格荷重を50%、許容アキシャル荷重を20%向上させた「HSE9xxU軸受」を開発した。

これにより、9系列アンギュラ玉軸受を採用した高速・高剛性のコンパクトな主軸が可能となる。

**高速アンギュラ玉軸受新9系列HSE9xxU軸受**については本誌別記事にて更に詳細を紹介する。

#### 4.2 ボールねじ支持用軸受

国内を含むアジア地区では、ボールねじ支持部は組合せアンギュラ玉軸受が使用されている。

一方、欧州では外輪に取付け穴を設けた複列アンギュラ玉軸受が使用されている。外輪の取付け穴により軸箱へ直接固定できること、および複列タイプのため組合せが不要となるため、組付け性向上や部品点数削減の利点がある。

この外輪取付け穴付き複列タイプに高負荷容量・新形状の軽接触低トルクシール・長寿命グリースを付加した図6に示す「ボールねじ支持用複列アンギュラ玉軸受BSTU軸受」をアルテージシリーズに追加した。

**ボールねじ支持用複列アンギュラ玉軸受BSTU軸受**については本誌別記事にて更に詳細を紹介する。

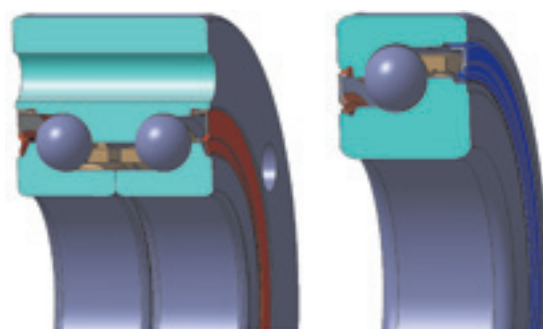


図6 BSTU軸受  
BSTU bearing

現行BST軸受  
BST Bearing (Current)

## 5. おわりに

NTNはこれまでアルテージシリーズにより、工作機械の動向に対応してきた。

工作機械の技術動向が高機能化からコスト削減・コンパクト化へとシフトしたように、今後も環境対応技術、高機能化、コスト削減などそれぞれの市況により重点が変化すると考えられる。

今後も市場の技術動向変化に対応し、工作機械の発展に寄与できるよう、軸受技術の開発・改良に引き続き取り組んでいく。

執筆者近影



多湖 浩史  
産業機械事業本部  
産業機械技術部



田中 康統  
産業機械事業本部

# 工作機械主軸用NU形円筒ころ軸受へのセラミックスの適用

## Application of Ceramics to NU-Type Cylindrical Roller Bearings for Machine Tool Main Spindles

森 正 継\* Masatsugu MORI  
古 林 卓 嗣\* Takuji KOBAYASHI



エアオイル潤滑条件下で、セラミック製内輪を用いたNU形円筒ころ軸受の $d_{mn}$ 値325万という超高速での運転を可能にした(内径70mm, 内輪回転速度35,000 $\text{min}^{-1}$ )。外輪つばの構造を工夫して排油性を高め、超高速域だけでなく、従来のNU形円筒ころ軸受に特有の中速度域での温度ピークも解消した。幅広い速度域で高剛性が求められる工作機械用円筒ころ軸受として、NU形の実用化に資することができる。保持器はPEEK製としてエアオイルノズルの外径で案内する形式である。セラミック製ころ、鋼製ころ共に35,000 $\text{min}^{-1}$ で内輪温度を70℃以下に抑えることができた。

Ultra-high-speed operation of an air-oil lubricated NU-type cylindrical roller bearing has been made possible by using a ceramic inner ring up to a maximum speed of 35,000  $\text{min}^{-1}$  ( $d_{mn}$  value of 3.25 million, inner ring bore of 70 mm). Devising the outer ring rib structure to streamline the lubricant drain dissolves the emergence of high and broad temperature rise around the mid-speed range, which is typical to conventional NU-type cylindrical roller bearings, as well as rapid temperature rise at a high shaft speed. The developed bearing will trigger practical application of NU-type cylindrical roller bearings to machine tools, that require high stiffness of bearings over a wide range of operation speeds. The cage made of PEEK is guided on the air-oil nozzle outside surfaces, while rollers made of steel can be used even at 35,000  $\text{min}^{-1}$  controlling the inner ring temperature below 70 degrees C.

### 1. はじめに

工作機械の主軸支持に用いられる軸受には、高速回転性と剛性が求められる。これは、工具や工作物を取り付けて回転する主軸が、工作機械の中で加工能率と加工精度に直接影響を及ぼす重要部品の1つであり、その主軸を支える軸受は最重要の要素部品である<sup>1)</sup>ことから窺える。主軸用軸受に要求されるその他の特性として、高精度、低振動・低騒音などが挙げられる。転がり軸受は、静圧や動圧の流体潤滑軸受、磁気軸受と比べて、コストや保守性も含め要求特性をバランスよく満たしており、最も多く使用されている。

工作機械主軸用転がり軸受としては、通常アンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受、円すいころ軸受が用いられる。その中で円筒ころ軸受はラジアル方向に高い負荷能力や剛性を有することに加え、内外輪が相対的に軸方向に移動できるため、自由側軸受として好適である。剛性に優れた定位置予圧方式での高速化が進展すれ

ば、自由側であるリア側の単列円筒ころ軸受にも一層の高速化が要求されることになる。

そこで筆者らは、後述のように、内輪をセラミック化して高速性の直接的な阻害要因になる予圧過大を防ぐことを考えた。実際、既報<sup>2)</sup>にて、セラミック内輪を用いたN形(内輪に両つばを有する形式)円筒ころ軸受を開発し、エアオイル潤滑で $d_{mn}$ 値(軸受ピッチ径 mm×回転速度  $\text{min}^{-1}$ )325万という超高速運転を達成した。これは、定圧予圧された超高速仕様のアンギュラ玉軸受単体と同等である<sup>3)</sup>。しかし、セラミック内輪につばを兼ねた鋼製の側輪を嵌合する構造であり、セラミック内輪の加工や組立の面でより簡素な構造が望まれていた。

以上を踏まえ本稿では、側輪を持たないセラミック内輪を用いたNU形(外輪に両つばを有する形式)円筒ころ軸受を開発し、エアオイル潤滑で $d_{mn}$ 値325万の超高速運転を達成したので報告する。



転がり軸受要素へのセラミックス適用は従来より提案されている<sup>4)</sup>。工作機械用途では、高速運転時特に問題となるジャイロモーメント<sup>5)</sup>の影響を抑制する目的で、アンギュラ玉軸受の転動体への適用が進んでいる<sup>6)</sup>が、円筒ころ軸受への適用は極めて限られている。セラミックスの特長を活かせば、円筒ころ軸受でも定圧予圧での超高速アンギュラ玉軸受と同等の高速化が可能となることを、既報<sup>2)</sup>と併せて示したい。

## 2. 構造と高速運転のための要素技術

今回開発したNU形円筒ころ軸受の断面図を図1に示す。

図1のNU形円筒ころ軸受の内輪は、構造用セラミックスである窒化珪素 ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) で構成されている。保持器の材料はPEEK (ポリエーテルエーテルケトン) であり、保持器の内径をエアオイルノズル間座の外径で案内する構造となっている。ころと外輪は通常の軸受鋼 (SUJ2) 製である。ただし、外輪にはつばも兼ねた排油間座が嵌合され、図中の赤丸で囲んだ外輪とつば兼排油間座のすきまからも排油される構造である。

高速化に伴い要求される軸受特性は、過大予圧の抑制ということに集約される。円筒ころ軸受の場合、内外輪が相対的に自由移動できるため軸方向の予圧は発

生しない。一方、径方向では、主に高速運転時の発熱と遠心力によって内輪が膨張し、予圧過大となり、ころと軌道面間の発熱が増加し、急激な昇温によって運転停止となる場合がある。工作機械主軸の場合、主軸系の発熱が工作機械全体に及ぼす熱影響を抑制するため、静止体である外輪外径側に外筒冷却を施す。内輪側は軸受発熱に加えてビルトインモータの発熱や放熱しにくい構造のため昇温しやすく、内外輪温度差が顕著になり、高速時には予圧過大となりやすい。つまり、軸受内部の発熱や膨張を抑えることが、高速化のカギとなる。

上記を踏まえて、高速化のための軸受内部の要素技術について述べる。先ず内輪のセラミックス化に関して、表1に窒化珪素の物性を鋼と比較する。線膨張係数が鋼の30%であることは、熱膨張量の抑制に極めて効果的である。また、密度が40%でありながら、縦弾性係数が150%でありポアソン比は大きく違わないため、内輪の遠心膨張も30%程度に止まる。すなわち、予圧の増加が鋼製内輪の場合と比べて抑制され、軸受内部の発熱も抑えられる。

表1 セラミックス ( $\text{Si}_3\text{N}_4$ ) と鋼の物性比較  
Properties of  $\text{Si}_3\text{N}_4$  and steel

	$\text{Si}_3\text{N}_4$	鋼
線膨張係数 1/K	$3.2 \times 10^{-6}$	$11 \times 10^{-6}$
密度 $\text{kg/m}^3$	$3.2 \times 10^3$	$7.8 \times 10^3$
縦弾性係数 GPa	314	211
ポアソン比	0.26	0.3

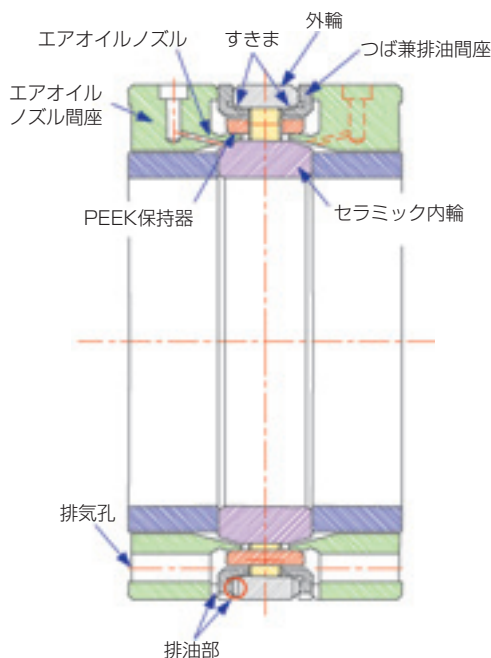


図1 開発NU形円筒ころ軸受  
Developed NU-type cylindrical roller bearing

保持器の案内形式については既報<sup>2)</sup>でも記したように、滑り軸受部を構成する案内面には比較的低温の潤滑油を常時給油すると同時に速やかに排油して、せん断発熱で高温となった油を滞留させないことが肝要である。これも軸受内部の発熱抑制に寄与する。図1で見ると、エアオイルノズルから空気と共に噴出された潤滑油は回転する内輪の傾斜面に衝突した後、油に作用する表面張力と遠心力によって斜面を登り、ころと軌道面を潤滑する。同時に、圧送されたエアに駆動されて軸受内部側から案内すきまを通過して軸受外部側に排出される。すなわち、常時新鮮な潤滑油が保持器案内内部にも供給されて速やかに排油されることになる。

外輪側の排油構造に関しても、軸受内部に供給された潤滑油は、高速域では特に遠心力で外輪内径近傍に

滞留しやすく、過剰に滞留すると攪拌抵抗の増加、つまり軸受内部の発熱に繋がる。外輪側につばを有するNU形円筒ころ軸受は、N形に比べてそれが顕著となると考えられる。したがって、高速化のためには外輪側の排油構造にも工夫が必要となる。

ここで比較のため、既報<sup>2)</sup>で紹介したN形円筒ころ軸受を図2に示す。

この構造では、内輪はセラミックスで構成されているが、両端に鋼製のつばを兼用した側輪が嵌合されている。セラミック内輪は軸としまりばめで、側輪は軸とすきまばめである。N形円筒ころ軸受で内輪をセラミックス化するには、つばも一体でセラミックス製にするかもしくはつばを別体として嵌合する必要がある。どちらの場合も図1のNU形に比べてセラミック内輪の加工が複雑化あるいは高精度化にならざるを得ず、鋼に比べてセラミックスの加工は著しくコスト高となることが難点であった。一方、N形では外輪側につばを持たないため、遠心力で外輪側に飛散した潤滑油が内部に滞留しにくい。なお、保持器の案内構造や保持器材料は図1の開発NU形と同じである。

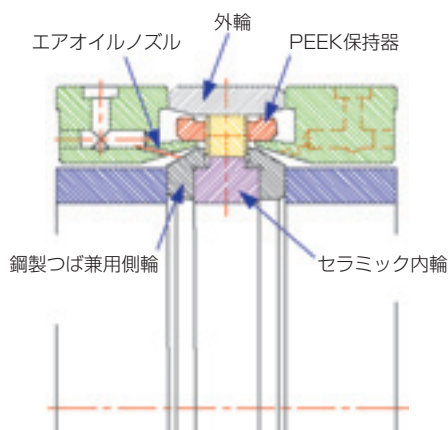


図2 セラミック内輪N形円筒ころ軸受  
N-type cylindrical roller bearing with a ceramic inner ring

### 3. NU形円筒ころ軸受の排油性と高速回転性

本章では、第2章で触れたNU形円筒ころ軸受の外輪側の排油性に着眼して、試作した各種軸受の回転速度に対する温度特性を調査する。試作品は標準排油構造、排油溝構造、排油孔構造のNU形円筒ころ軸受であり、それぞれの構造を図3、4、5に示す。

図3の標準排油構造品の内輪は鋼製（SUJ2）、ころはセラミックス製である。外輪つばは外輪と別体で、PEEK製保持器は図1、2で示したノズル外径案内形式となっているが、外輪側の排油構造は標準である。

図4の排油溝構造品では、外輪つばを別体としてころ両端面のすきま、外輪およびつばの間に設けたすきまから外径側に移動した潤滑油を、外輪外径側に設けた溝を経て排出する構造である。

図5の排油孔構造品では、両側の外輪つば部のそれぞれに円周6箇所ずつの排油孔を等配に設け、軸受両端に潤滑油を逃がす構造となっている。両側の排油孔が互いに対面しないよう位相をずらして配置している。

なお、排油溝構造、排油孔構造ともに、内輪ところはセラミックス製であり、PEEK保持器の案内はエアオイルノズルの外径で行う。

各円筒ころ軸受の主要諸元と試験条件を、表2に示す。図6は、本開発を通して用いた試験機の断面構造である。図3～5のNU形円筒ころ軸受を運転試験した結果を、図7に示す。

図7を見ると、標準排油構造、排油溝構造、排油孔構造はどれも、 $10,000\text{min}^{-1}$ 付近で大きな温度ピークを示している。これは、工作機械用途のエアオイル潤滑円筒ころ軸受にNU形が使用されてこなかった主な理由でもある。本開発では最高回転速度を向上させるだけでなく、実用性を鑑み、低速度域から高速度域まで剛性を確保しながら急な昇温も無く、滑らかに運転可能な軸受を提供することが求められている。本来、排油溝構造と排油孔構造は、高速回転域での排油性向上を意図して試作したものであり、排油溝構造では $35,000\text{min}^{-1}$ まで到達してはいるものの、どちらも中速度域 $10,000\text{min}^{-1}$ 付近での温度ピークが解消されていない。なお、標準排油構造と排油孔構造は急昇温により試験を打ち切った。

そこでまず、この温度ピークの原因が排油性にあると推察し、それを確認した。図8には、図4の円筒こ

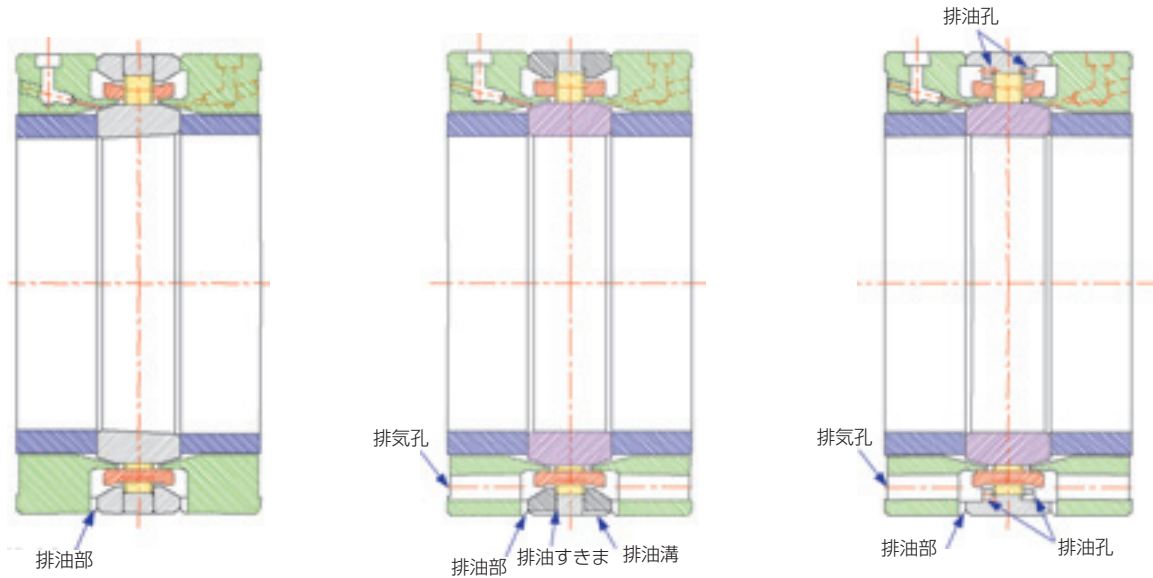


図3 標準排油構造NU形円筒ころ軸受  
Standard structure NU-type cylindrical roller bearing

図4 排油溝構造NU形円筒ころ軸受  
Oil-drain groove structure NU-type cylindrical roller bearing

図5 排油孔構造NU形円筒ころ軸受  
Oil-drain hole structure NU-type cylindrical roller bearing

表2 図7での試験軸受 (図3~5) と試験条件  
Test bearings (Figs. 3~5) and conditions associated with Fig. 7

標準排油構造	断面図 サイズ ピッチ径 内輪 外輪 ころ 保持器	図3 $\phi 70 \times \phi 110 \times 20$ 93mm SUJ2 (内径1/12のテーパ穴) SUJ2 $\text{Si}_3\text{N}_4$ , $\phi 7 \times 7$ , 22本 PEEK+CF30%, ノズル外径案内
排油溝構造	断面図 サイズ ピッチ径 内輪 外輪 ころ 保持器	図4 $\phi 70 \times \phi 110 \times 20$ 93mm $\text{Si}_3\text{N}_4$ (内径円筒穴) SUJ2 $\text{Si}_3\text{N}_4$ , $\phi 7 \times 7$ , 22本 PEEK+CF30%, ノズル外径案内
排油孔構造	断面図 サイズ ピッチ径 内輪 外輪 ころ 保持器	図5 $\phi 70 \times \phi 110 \times 20$ 93mm $\text{Si}_3\text{N}_4$ (内径円筒穴) SUJ2 $\text{Si}_3\text{N}_4$ , $\phi 7 \times 7$ , 22本 PEEK+CF30%, ノズル外径案内
試験条件	初期ラジアルすきま 軸受潤滑 軸受両側より給油 外筒冷却温度	-3~4 mm エアオイル ISO VG32 $0.01 \text{cm}^3 / 10 \text{min} \times 2$ 室温 $\pm 1^\circ\text{C}$

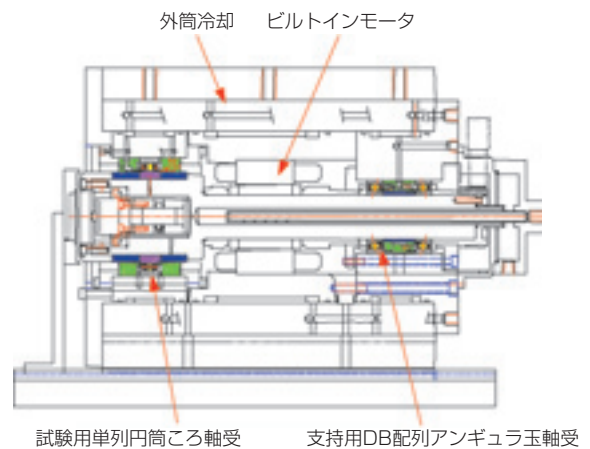


図6 試験スピンドル構造  
Section view of spindle test rig

ろ軸受において、運転開始前にエアオイルを十分供給した場合とそうでない場合についての運転結果をプロットしている。

図8 (a) (b) は、共に $0.01 \text{cm}^3 / 10 \text{min} \times 2$ で給油しながら $13,000 \text{min}^{-1}$ まで急加速した場合であるが、(a) は運転前に90分間給油し、(b) は給油しなかった。(a) は (b) に比べて、運転開始直後の昇温が内輪で約 $30^\circ\text{C}$ 、外輪で約 $15^\circ\text{C}$ も高い。このことから、中速度域での温度ピークも、軸受内部に潤滑油が滞留したことが原因と思われる。したがって、高速域だけでなく中速域での排油性にも優れた構造が必要となる。また、N形軸受ではこのような温度ピークは認められないことから、外輪つば部近傍の排油性に着目

すべきと考えるが、これは高速域での外輪側の排油性に繋がる。

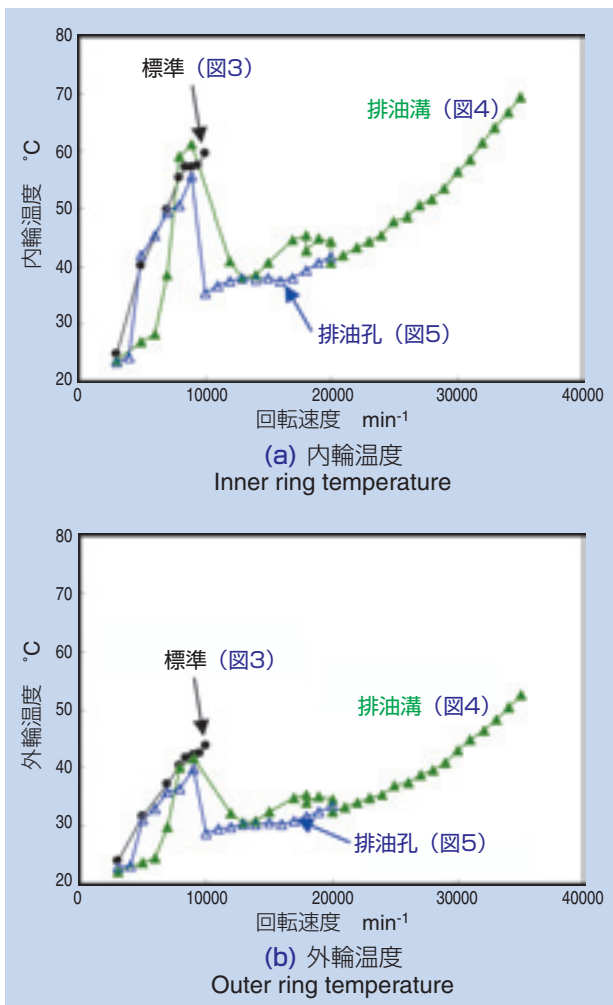
そこで、さらに検討・試作を重ねた結果、**図1**の構造に至った。**表3**に試験条件をまとめている。運転試験結果を**図9**に、**図2**のN形の結果<sup>2)</sup>と併せて示す。**図9 (a)**はセラミック製ころ、**(b)**は鋼製ころでのデータである。

**図9 (a)**によると、今回開発したNU形はN形と同じく、中速度域10,000min<sup>-1</sup>付近での温度ピークも認められず、目標である35,000min<sup>-1</sup> ( $d_{mn}$ 値325万)まで滑らかな昇温曲線を描いている。内輪温度もN形と比べると、35,000min<sup>-1</sup>で2℃低くなっている。**図9 (b)**でもNU形は、10,000min<sup>-1</sup>付近での温度ピークは認められず、35,000min<sup>-1</sup>まで温度上昇は滑らかに推移している。35,000min<sup>-1</sup>で内輪温度は70℃であり、N形と比べると4℃程度低く、好ましい結果となっている。

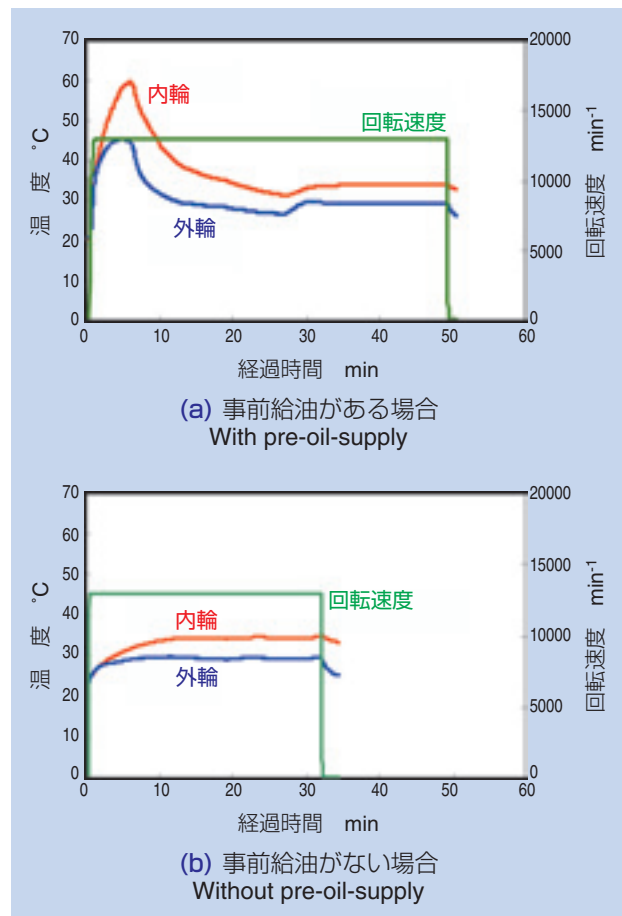
以上から**図1**の構造、すなわち、側輪を用いないセ

ラミック内輪、エアオイルノズル外径案内保持器、および外輪側の排油すきま構造により、中速度域での温度ピークを抑制し、超高速域まで急激な昇温も無く運転可能であることが実証された。セラミック製ころではなく鋼製ころでも35,000min<sup>-1</sup>での内輪温度を、実用上の指針である70℃とすることができた。**図2**のN形<sup>2)</sup>と比較して、セラミック内輪の構造が簡素であることに加え、ころも鋼製とすることができ、コスト面で実用的といえる。

さて、内輪にセラミックスを適用したことが高速回転性に寄与したことは明らかであるが、セラミックス適用の利点はこれに限らない。鋼製内輪を用いて高速運転する場合は、運転時の内輪内径の熱や遠心力起因の膨張によって軸とのはめあい緩むことを防止すべく、工作機械主軸に通常用いられる内径50~100mmの転がり軸受の場合、30μmあるいはそれ以上のしまりばめ代となり、圧入による組込作業性に難がある。内輪をセラミックスにすると、熱や遠心力



**図7** 回転速度と内外輪温度との関係  
Inner and outer ring temperatures vs. rotational speed



**図8** 事前給油量と温度上昇  
Pre-oil-supply and temperature rise

表3 図9での試験軸受 (図1, 2) と試験条件  
Test bearings (Figs. 1 and 2) and conditions associated with Fig. 9

開発NU形	断面図 図1 サイズ $\phi 70 \times \phi 110 \times 20$ ピッチ径 93mm 内輪 Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> (鋼製側輪なし) 外輪 SUJ2 ころ $\phi$ 鋼またはSi <sub>3</sub> N <sub>4</sub> , $\phi 7 \times 7$ , 22本 保持器 PEEK+CF30%, ノズル外径案内 軸と内輪のはめあい 5 $\mu$ mしまりばめ
セラ内輪N形	断面図 図2 サイズ $\phi 70 \times \phi 110 \times 20$ ピッチ径 93mm 内輪 Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> (鋼製側輪あり) 外輪 SUJ2 ころ 鋼またはSi <sub>3</sub> N <sub>4</sub> , $\phi 7 \times 7$ , 22本 保持器 PEEK+CF30%, ノズル外径案内 軸と内輪のはめあい 2 $\mu$ mしまりばめ
試験条件	初期ラジアルすきま 0~3mm 軸受潤滑 エアオイル ISO VG32 軸受両側より給油 NU形 0.01 cm <sup>3</sup> /10min $\times$ 2 (Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> ころ) 0.01 cm <sup>3</sup> /6min $\times$ 2 (鋼ころ) N形 0.01 cm <sup>3</sup> /10min $\times$ 2 (Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> ころ) 0.01 cm <sup>3</sup> /5min $\times$ 2 (鋼ころ) 外筒冷却温度 室温 $\pm$ 1 $^{\circ}$ C

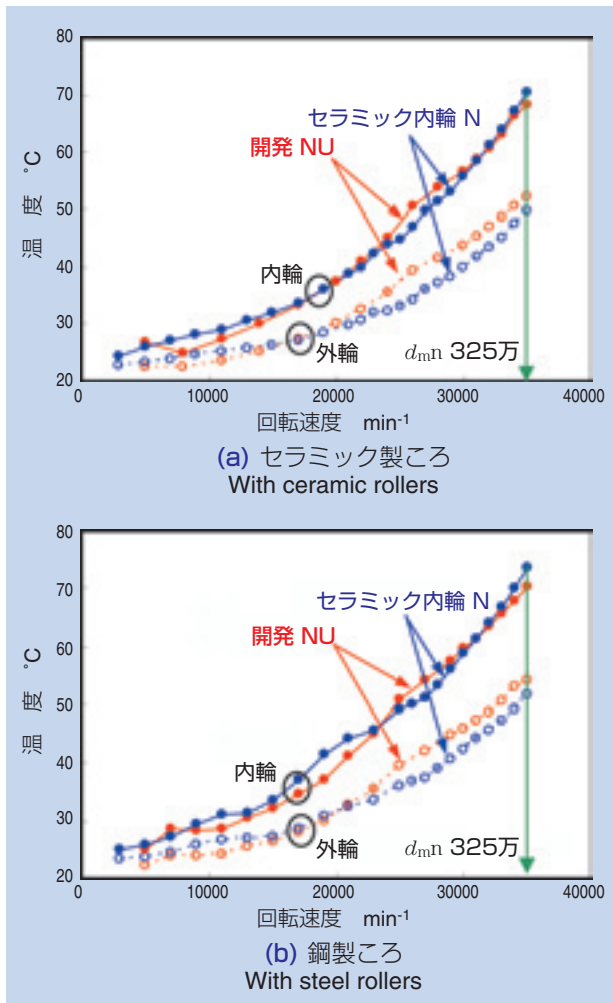


図9 回転速度と内外輪温度上昇  
Inner and outer ring temperatures vs. rotational speed

による膨張量が小さいため、5 $\mu$ m未満のしまりばめとすればよく、作業性向上に大きく寄与する。

さらに、セラミックスの高い縦弾性係数は、軸受剛性の向上にも効果がある。これを次章で確認する。

#### 4. セラミックス適用による軸受剛性の向上

本章では、第1章で概観したように、高速性と並んで重要視される軸受剛性について、セラミックス適用の効果を計算で確認した。

内径70mmの円筒ころ軸受の内部すきまゼロの条件下で、材料の組合せは内輪ところをそれぞれ鋼もしくはセラミックスとした。負荷するラジアル荷重の最大値は、工作機械の実機を考慮して7kNとした。

ラジアル荷重と軸受中心の変位を図10に示す。直線性が良い3~7kNの領域での剛性を求めると、表4のようなになる。内輪のみをセラミックスにした場合の剛性向上率は7%、ころのみをセラミックスにした場合は19%となる。ころをセラミックス化した場合は、ころと内輪、ころと外輪の2箇所の剛性が並列的に向上するため効果が大きい。内輪のみのセラミックス化による剛性向上効果は比較的小さいものの、高速性の大幅な向上に付随する利点である。

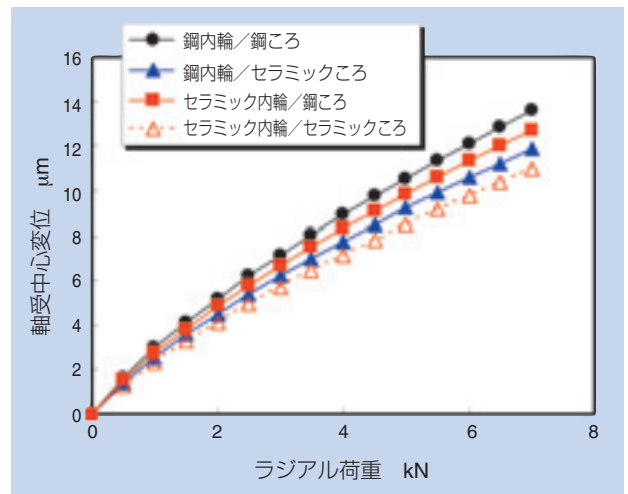


図10 ラジアル荷重と軸受変位の計算結果  
Radial load vs. calculated bearing deflection

表4 セラミックによる剛性向上の効果  
Bearing stiffness improvement due to ceramic elements

内輪/ころ	剛性 N/m	増加率 %
鋼/鋼	$6.23 \times 10^8$	0
Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> /鋼	$6.64 \times 10^8$	+7
鋼/Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	$7.43 \times 10^8$	+19
Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> /Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	$8.09 \times 10^8$	+30

## 5. セラミック内輪の強度確認

セラミックスを内輪に用いる場合、熱や遠心膨張によるフープ応力に対する強度確認が必要である。軸対称変形ではせん断応力がないため、円周方向のフープ応力（たが応力）、軸方向応力、半径方向応力が主応力となり、内圧や遠心力を受ける薄肉円筒ではフープ応力が最大となる。

図11に油圧式のセラミック内輪の強度試験機の構造を示す。供試品は、図1の開発軸受と同じ内輪を用いている。外部の油圧ポンプで昇圧した油圧を内輪内径に一樣に与え、内輪単体あるいは軸受アッセンブリー状態（ころと外輪を組み込んだ状態）でも試験が可能である。図12に結果を示す。横軸は内径に負荷する油圧であり、縦軸は相当する内輪内径のフープ応力である。内輪単体の場合は500MPa、軸受アッセンブリー状態では640MPaのフープ応力で破損しており、それぞれ実用最大応力160MPaの約3倍、4倍である。軸受形式の場合はこちらによって内輪外径にフープ応力を打ち消す方向の圧縮応力が加えられ、内輪単体の場合よりも高い内圧に耐えることができる。

以上のように機能と強度を確認した図1の構造の開発NU形円筒ころ軸受の外観写真を、図13に示す。

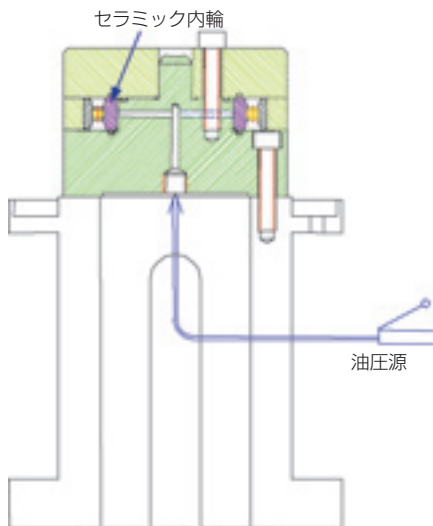


図11 内輪油圧負荷装置  
Hydraulic loading test rig

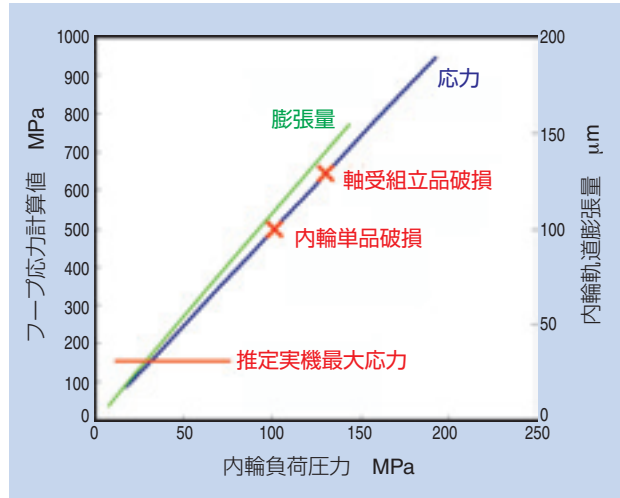


図12 内径負荷圧力とフープ応力、内輪外径膨張量  
Inner loading pressure vs. hoop stress and inner ring expansion



(a) 軸受単体  
Bearing body



(b) 軸受とエアオイルノズル間座  
Bearing and air-oil nozzle spacers

図13 開発NU形円筒ころ軸受の外観  
Developed NU-type cylindrical roller bearing

## 6. まとめ

工作機械主軸用NU形円筒ころ軸受の高速化を目的とし、以下の要素技術を導入した。

- ① セラミックス（窒化珪素）製内輪
- ② エアオイルノズル外径による保持器案内
- ③ 外輪つば別体化による排油構造

セラミック内輪は、セラミックスの特長である低い線膨張係数と密度および高い縦弾性係数を活かし、高速運転時の膨張による予圧過大を抑制することが狙いである。このことにより、高速化の最大の障壁となる軸受内部発熱の低減が可能となり、高速化に大きく寄与した。

また、軸受内部の潤滑油の滞留も、油のせん断発熱による軸受温度上昇を招く。したがって、保持器の滑り案内面での潤滑油の排油を促進するために保持器案内面を改良し、また、外輪つば近傍の排油を促進するために外輪つば別体の排油構造を導入した。

上記の要素技術を導入し超高速 $d_{mn}$ 値325万（軸受内径70mm，回転速度35,000 $\text{min}^{-1}$ ）に対応するNU型円筒ころを実現した。また、セラミック内輪の強度確認も行い、実用上十分な強度を有することを確認した。

工作機械の水準向上に直結する軸受の高機能化と信頼性向上は飽くなき追求テーマであり、今後もNTNIは軸受技術の高度化に取り組んでいく。

## 参考文献

- 1) 社団法人 日本工作機械工業会 工作機械設計技術専門委員会，工作機械の設計学（基礎編），- マザーマシンを知るために -，初版，社団法人 日本工作機械工業会，93，1998.
- 2) 森 正継・古林 卓嗣，工作機械用高速円筒ころ軸受の開発，NTN TECHNICAL REVIEW，76，80-87，2008.
- 3) NTNカタログ 精密転がり軸受，CAT. No. 2260-II/J，160，2008.
- 4) 六角和夫・西田勝利，セラミック転がり軸受，精密工学会誌，54巻，7号，1240-1244，1988.
- 5) 日本機械学会編，工作機械の最先端技術 高速・高精度・複合化手法，2版，工業調査会，104，1989.
- 6) 社団法人 日本工作機械工業会 工作機械設計技術専門委員会，工作機械の設計学（基礎編），- マザーマシンを知るために -，初版，社団法人 日本工作機械工業会，99-100，1998.

執筆者近影



森 正継  
要素技術研究所

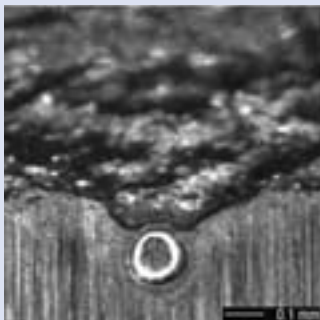


古林 卓嗣  
要素技術研究所

# 表面窒素濃度を管理した浸炭窒化SUJ2鋼の人工圧痕付与による 圧痕起点型はく離寿命評価<sup>注)</sup>

## Evaluation of Scratched Contact Fatigue Life with Artificial Dent of Carbonitrided SUJ2 Steel Whose Surface Nitrogen Content is Controlled

大木 力\* Chikara OHKI



浸炭窒化処理は転がり軸受にとって重要な性能である異物混入潤滑下の寿命を延命するのに有効であることが知られている一方で、鋼中窒素濃度と異物混入潤滑寿命の関係は明らかになっていない。そこで今般、鋼中窒素濃度を正確に管理した高炭素クロム軸受鋼2種の異物混入潤滑寿命を調査した。潤滑油中に混入させる硬質異物のパラツキを排除するため、玉軸受の内輪にロックウェル圧子によって人工圧痕を形成し、その転動疲労試験を実施した。本試験で得られたワイブル分布の傾きは従来型の試験で得られるものより大きくなったため、本方法は定量的なデータを得るのに適しているものと考えられる。鋼中の表面窒素濃度が0.05mass%以上の場合、99%の信頼性で通常のSUJ2材

よりも長寿命になることが分かり、加えて表面窒素濃度が0.4mass%の場合、0.1mass%の場合よりも99%の信頼性で長寿命になることが分かった。表面窒素濃度が0.4mass%の場合、50%はく離寿命は通常のSUJ2材の4倍の値となった。

The scratched contact life is very important performance for rolling bearings, however, there is no research about relationship between nitrogen concentration and the scratched contact life. Keeping this situation in mind, the scratched contact life of SUJ2 (SAE52100 equivalent) of which nitrogen concentration accurately controlled is investigated in this research. To avoid uncertain accidents occurred by additive contamination to lubrication oil, ball bearing's inner rings added the artificial dent by Rockwell indenter (196N) were used for the scratched contact life test. Weibull slope of the test results by this operation condition became shaper than that of test result by general test method (i.e., bearing's rolling contact fatigue life test under contaminated lubrication condition). Therefore, it is thought that the test method in this research is suitable to get quantitative data. Significance test of the results appeared that when the surface nitrogen concentration is over 0.05 mass%, the scratched contact life is superior to that of normal SUJ2 with a reliability of 99%. Besides, experimental results revealed that, when the surface nitrogen concentration is 0.4 mass%, the life can be longer than that of 0.1 mass% nitrogen concentration. The sample whose surface nitrogen concentration is 0.4 mass% demonstrated  $L_{50}$  life that was 4 times as long as normal SUJ2.

### 1. はじめに

転がり軸受の内部起点型はく離寿命<sup>1)</sup>におよぼす浸炭窒化処理の影響については、古くは倉部らによって、最近では例えばDommarcoらによって有効性が確認されている<sup>2, 3)</sup>。近年では、転がり軸受の異物混入潤滑下での寿命(以下、圧痕起点型はく離寿命と呼称する)が潤滑油中に硬質異物が混入する自動車のトランスミッション内や自動車用ハブ、減速機等の転がり軸受にとって重要であり、この圧痕起点型はく離に対しても浸炭窒化処理が有効であることが確認されている<sup>4, 5)</sup>。その一方、窒素濃度を正確に管理<sup>6, 7)</sup>したSUJ2材の寿命データはまだない。

そこで本研究では、窒素濃度を正確に管理したSUJ2材の圧痕起点はく離寿命について、人工圧痕を付与した試験片を用いることにより、不確定要因が少なく、ばらつき、再現性のよい寿命データを得ることを試みた。その方法は玉軸受内輪軌道面に、ロックウェル硬さ測定用圧子により圧痕を付与して寿命試験を行うものである。以下、これを圧痕起点型はく離寿命試験と呼称する。なお、比較のため、従来よく用いられる異物混入潤滑下での寿命試験<sup>4, 5)</sup>も行った。

\*要素技術研究所

注) 鉄と鋼 95巻(2009) pp.695-703を加筆・修正



## 2. 試験方法

### 2.1 試験片材質

試験軸受は深溝玉軸受（JIS規格軸受型番：6206、内径30mm、外径62mm、幅16mm、転動体9個）とした。転走面表面層に生じる双方向き裂の発生による寿命への影響<sup>6)</sup>を避けるため転動体にはセラミック球（φ9.525mm（3/8inch））を用いた。圧痕起点型はく離寿命試験に用いた内輪、外輪の素材は表1に示した化学成分の同一ロットのSUJ2とした。内、外輪の熱処理にはバッチ型熱処理炉（容積120ℓ）を用い、浸炭窒化処理時の雰囲気は非分散型赤外吸収法によりCO、CO<sub>2</sub>分圧を、熱伝導度法によりH<sub>2</sub>分圧を、ガスクロマトグラフィーによりNH<sub>3</sub>分圧を測定した。Ohkiの方法に基づいて、未分解NH<sub>3</sub>分圧、H<sub>2</sub>分圧、炭素の活量と処理時間から、鋼中窒素濃度分布を制御した<sup>6,7)</sup>。圧痕を付与しない外輪は内輪よりも必ず長寿命になるため、浸炭窒化処理は施さず、通常の焼入れ、焼もどしを施した。熱処理条件と研削加工取代を表2に示す。以降、各試験の実験番号は表中のように研削後の完成した表面窒素濃度を表す英数字で記述する。

試験片はそれぞれ表2に示した加熱温度から油冷による焼入れを経た後、180℃×2hの焼もどしを施した。NO、NOCは浸炭窒化処理を施さない場合で、Cは異物混入潤滑下での寿命試験用を表すものとする。N005は窒素濃度が低い場合、N01、N04は研削後

表1 SUJ2材の化学成分  
Chemical compositions of JIS-SUJ2 used (mass %)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	O (ppm)
0.99	0.26	0.44	0.012	0.006	0.08	1.46	0.03	0.15	9

表2 熱処理条件と研削取代  
Heat treatment conditions and grinding allowances (NOC for the test under contaminated lubrication)

Notation of each specimen	Inner ring				Outer ring
	N0, NOC	N005	N01	N04	
Partial pressure of NH <sub>3</sub> (Pa)	—	30	213	←	—
Partial pressure of H <sub>2</sub> (kPa)	33.4	36.5	42.5	←	33.4
Flow rate of RX gases measured at 25°C and 1 atm (L/min)	11.5	←	←	←	11.5
Treating temperature (°C)	850	852	852	←	850
Duration (s)	3000	8000	5300	←	3000
Carbon activity a <sub>c</sub>	0.70	0.95	←	←	0.70
Machining allowance (μm)	100	110	130	50	100
Surface nitrogen concentration after grinding (mass %)	0	0.05	0.1	0.4	0

にある程度の窒素濃度が確保される場合を想定した。熱処理後、各実験番号の試験片から無作為に2個ずつ抽出し、内輪軌道面溝底部中央における鋼中の炭素、窒素濃度分布をElectron Probe Micro Analyzer (EPMA)の線分析によって調査した。その結果を図1に示す。同一実験番号内での炭素、窒素濃度分布にバラツキはなく、窒素濃度分布は図1に併記した予測値とほぼ合致した。なお、EPMAによって得られる炭素、窒素濃度の値はFe中に固溶したものと析出物内に含まれるものの合計値である。

EPMAの線分析によって研削加工後の内輪軌道面溝底部中央の窒素濃度分布を実験番号毎に2箇所ずつ調査した。その結果を図2に示す。窒素濃度分布は図1の窒素濃度分布から表2に記載した研削加工取代を削除したものにほぼ合致している。熱処理によって得た鋼中窒素濃度分布は3種類だが、研削加工取代を変更することにより4種類の鋼中窒素濃度分布を持つ試験片を得ることができた。X線回折法を用いて、試験実施前の内輪軌道面溝底部中央の最表面から50μm深さ位置における残留応力と残留オーステナイト量を調査した。その結果を表3に示す。残留応力は熱処理条件によらず圧縮であり、定量値にも大きな差は生じていない。残留オーステナイト量は窒素濃度の高い順に多くなっており、N04が最も多く、浸炭窒化処理

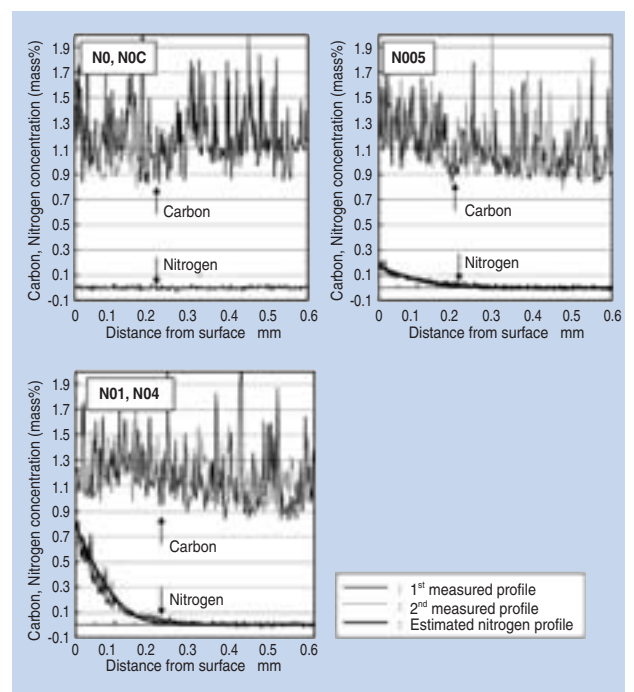


図1 研削加工前の炭素、窒素濃度分布  
Carbon & Nitrogen concentration distribution profiles before grinding

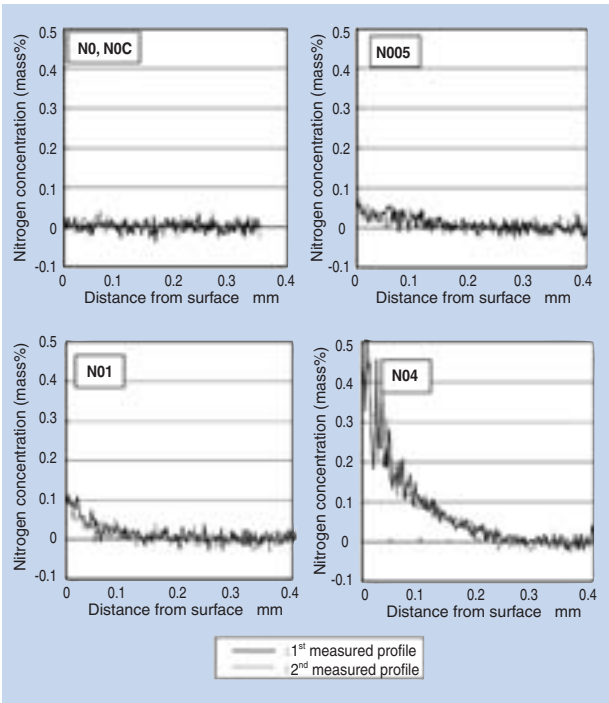


図2 研削加工後の窒素濃度分布

Nitrogen concentration distribution profiles after grinding

表3 X線回析による残留応力，残留オーステナイト量  
Characteristics measured by X-ray diffraction

Notation	Residual stress (MPa)	Retained austenite (%)
NO, NOC	-53	8.5
N005	-92	15.3
N01	-75	15.8
N04	-119	23.3

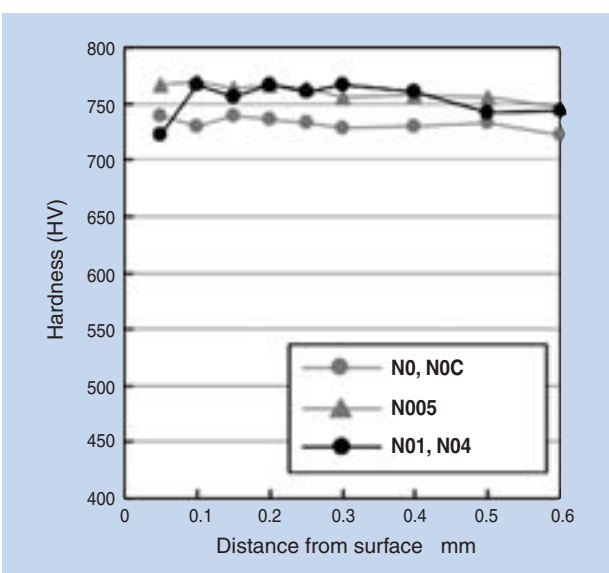


図3 熱処理完了後の断面硬度分布

Hardness distribution profiles before grinding

を施していないNOが最も少ない。また、図3に熱処理完了後の断面硬度分布を示す。研削後の最表面に相当する位置においてN005、N01の断面硬度はNO、N04と比較して若干高いが、その差は50HV以下と小さい。以上より、各実験番号における材質の主な違いは鋼中窒素濃度と残留オーステナイト量の2点であると言える。

## 2.2 寿命試験方法

試験対象は深溝玉軸受の内輪であり、圧痕は内輪軌道面溝底部中央に円すい形ダイヤモンドのロックウェル硬度測定用圧子(頂角120°の円錐の頂点に曲率0.2 mmの球面を持つ圧子)を196Nの荷重で押し付けて形成した。形成した圧痕形状は三次元表面形状装置で測定し、圧痕周縁部の盛り上がり形状が圧痕中心を対称軸として軸方向、円周方向に対しほぼ対称形状であることを確認している。各試験片の代表的な圧痕形状を図4に示す。付与した圧痕は内輪1個当たり30個(12°毎の等配)とした。

用いた寿命試験機は図5に示すように2個の試験軸受に均等にラジアル荷重を負荷する構造である。軸受の潤滑は油浴潤滑とした。試験条件を表4に示す。はく離の検知には振動監視計を用いており、試験中の振動加速度は約1.5m/s<sup>2</sup>(周波数範囲：3Hz～5kHz, 実効値)であるが、振動加速度が6m/s<sup>2</sup>になった時に振動監視計が感知して試験が停止する設定とした。振動加速度が約6m/s<sup>2</sup>になった時、内輪に形成された圧痕のうち1個の圧痕から大きなはく離が発生することを確認している。また、寿命に与える機差の影響を排除するため、全ての寿命試験を1台の試験機で実施した。

比較のため、浸炭窒化処理を行わない軸受(NOC)に対して従来多く用いられる異物混入潤滑下での寿命試験<sup>4,5)</sup>(以下、異物混入潤滑試験と呼称する)も行った。試験軸受の材質、試験機、軸受に与えるラジアル荷重、内輪回転数、潤滑方法は圧痕起点型はく離寿命試験方法と同じで、他の条件もほぼ同じである。異なる点は内輪に人工圧痕を付けず、潤滑油内に所定量の硬質異物(形状：球形、量：0.4g/l、硬さ：800HV、粒径：108～180μm)を混入させる点である。

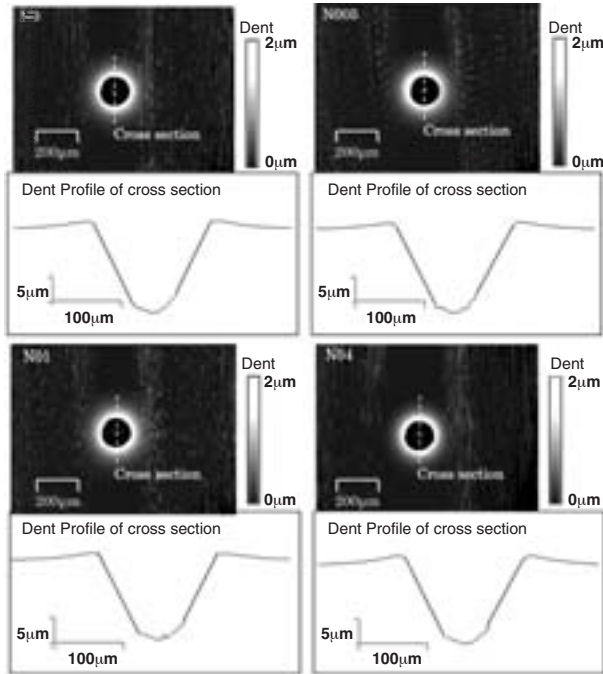


図4 圧痕形状の例  
Examples of dent's shape

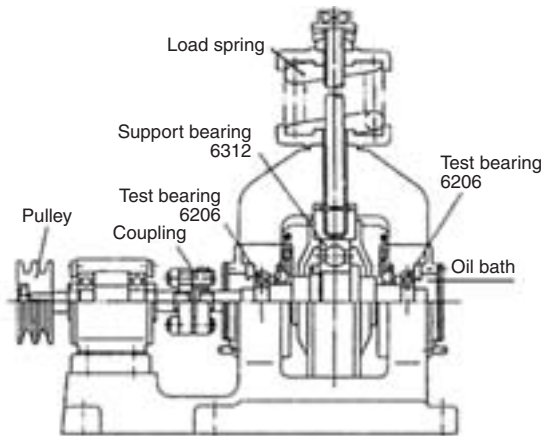


図5 試験機概略図  
Schematic drawing of rolling contact fatigue life tester for ball bearing

表4 圧痕起点型はく離寿命の試験条件  
Test conditions of scratched contact life testing

Radial load (kN)	4.9
Radial internal clearance (μm)	20
Maximum contact stress of flat surface (GPa)	3.04
Rotating speed of inner ring (min <sup>-1</sup> )	3150
Lubricant	Turbine oil (Dynamic Viscosity at 40°C :58.6mm <sup>2</sup> /s)

### 3. 試験結果

#### 3.1 はく離および圧痕の状況

圧痕起点型はく離寿命試験では、全ての試験軸受において内輪にはく離が発生し、転動体、外輪には損傷がなかった。内輪に形成された30個の圧痕のうち1個の圧痕のみから大きなはく離が発生していた。はく離の起点部周辺の例を図6に示す。他の試験軸受も同様の形態を示しており、はく離の起点は圧痕の内側には無く、圧痕周縁の盛り上がり部分を起点としたはく離が荷重移動方向に広がる形であった。この形態は従来の試験方法<sup>4,5)</sup>で得られるはく離形態と同様である<sup>9)</sup>。

異物混入潤滑試験でのはく離部周辺の代表例を図7に示す。圧痕周縁の盛り上がり部分を起点としたはく離

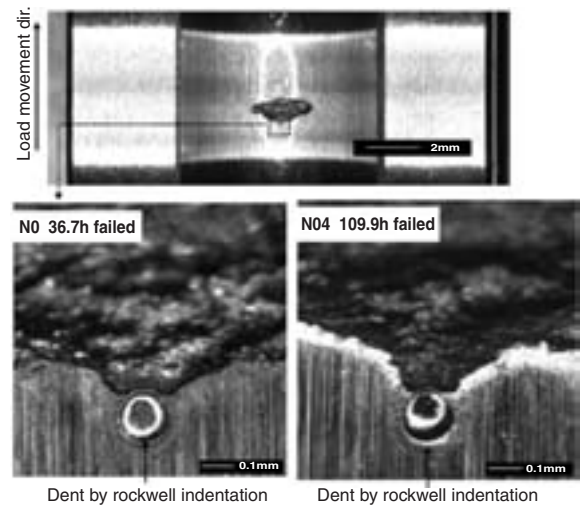


図6 人工圧痕周辺のはく離例  
Examples of flaking area with artificial dent

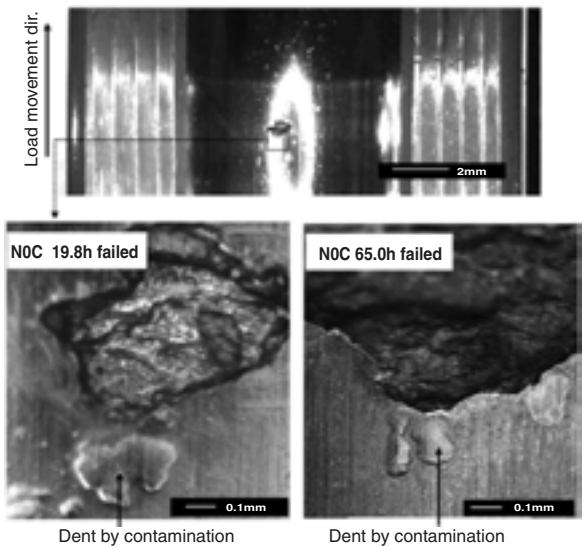


図7 異物混入潤滑試験のはく離例  
Examples of flaking area under contaminated lubrication condition

離が荷重移動方向に広がる形であり、圧痕起点型はく離寿命試験方法ではく離形態と同様であることが確認される。他の試験軸受においてもはく離形態は同様であった。試験後の内輪軌道面の圧痕分布状態（はく離していない部分）を外観写真で図8に示す。14.7hという比較的短寿命ではく離した内輪の軌道面に形成された圧痕量は、65.0hはく離品の内輪軌道面に形成されている圧痕量の2倍以上であり、本試験では同じ試験条件であっても圧痕の生成に大きなばらつきが生じることが分かる。

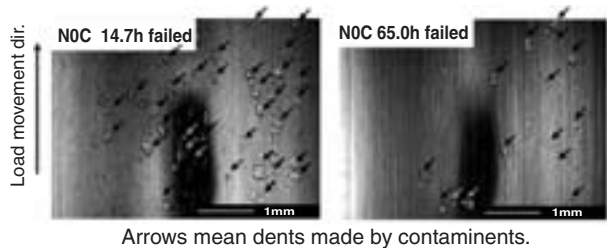


図8 異物混入潤滑試験後の内輪軌道面外観  
Inner ring's raceway after life test under contaminated lubrication condition

### 3.2 ワイブル分布

表5に試験結果の一覧を示す。本試験での寿命はLundberg-Palmgrenの古典理論<sup>10)</sup>より2パラメータのワイブル分布関数に従うものとして求めた。

表6にワイブル分布から得られた軸受寿命を示す。異物混入潤滑試験から求めた浸炭窒化処理無しの場合

のワイブル分布（NOC）を、圧痕起点型はく離寿命試験で得られたもの（NO）と比較した図を図9に示すが、前者は寿命が大きくばらついたために、ワイブル勾配が明らかに小さい。前者の試験法では、油浴中の硬質異物の分布状態や軸受の運転開始タイミング等によって軌道面に噛み込む異物量が大きく変化してしまうことが原因であると考えられる。後者の試験法ではワイブル勾配が大きくなって再現性のよい寿命データが得られており、これは人工圧痕を付与するために軌道面に噛み込む異物量という不確定要因が無く、圧痕量、すなわち疲労が主に進行する危険体積のばらつきが小さいためであると言える。

圧痕起点型はく離の寿命試験方法で得られた表面窒素濃度による寿命変化について、ワイブル分布図としてまとめたものを図10に示す。いずれの実験もばらつきが少なく、勾配が大きいことから、本試験法が実機の寿命予測の有用な試験法となりうると考えられる。表6のL<sub>50</sub>寿命で見ると、NO(浸炭窒化処理なし)では57.7h, NO05(表面窒素濃度が0.05mass%程度)では117.3h, NO1(表面窒素濃度が0.1mass%程度)では121.3h, NO4(表面窒素濃度が0.4mass%程度)では218.0h と、最短と最長では4倍程度の差になるなど、表面窒素濃度が高い程長寿命を示した。NO05とNO1では表面窒素濃度が異なるのにほぼ同じワイブル分布となっているが、これについては4章で考察する。

表5 圧痕起点型はく離寿命の試験結果  
Results of scratched contact life test

NOC		NO		NO05		NO1		NO4	
Cumulative life (%)	Failure time (h)	Cumulative life (%)	Failure time (h)	Cumulative life (%)	Failure time (h)	Cumulative life (%)	Failure time (h)	Cumulative life (%)	Failure time (h)
15.9	14.1	5.6	36.7	10.9	66.6	5.6	78.4	8.3	109.9
38.6	14.7	13.7	42.5	26.5	95.3	13.7	87.1	20.2	150.4
61.4	19.8	21.8	44.4	42.2	119.6	21.8	100.9	32.1	200.7
84.1	65.0	29.8	47.0	57.8	123.6	29.8	101.9	44.0	235.6
—	—	37.9	50.1	73.5	130.7	37.9	105.8	56.0	241.7
—	—	46.0	55.3	89.1	168.2	46.0	111.6	67.9	244.2
—	—	54.0	58.5	—	—	54.0	121.2	79.8	244.2
—	—	62.1	62.9	—	—	62.1	122.3	91.7	319.2
—	—	70.2	63.0	—	—	70.2	130.5	—	—
—	—	78.2	70.1	—	—	78.2	146.3	—	—
—	—	86.3	71.6	—	—	86.3	146.4	—	—
—	—	94.4	85.7	—	—	94.4	195.0	—	—

表6 ワイブル分布から得られた結果  
Test results from Weibull distributions

	NOC	NO	NO05	NO1	NO4
L <sub>10</sub> life* (h)	8.0	38.6	67.6	81.7	124.9
L <sub>50</sub> life* (h)	24.3	57.7	117.3	121.3	218.0
Weibull slope*	1.70	4.68	3.42	4.77	3.38

\*Calculation value from 2 parameter Weibull distribution.

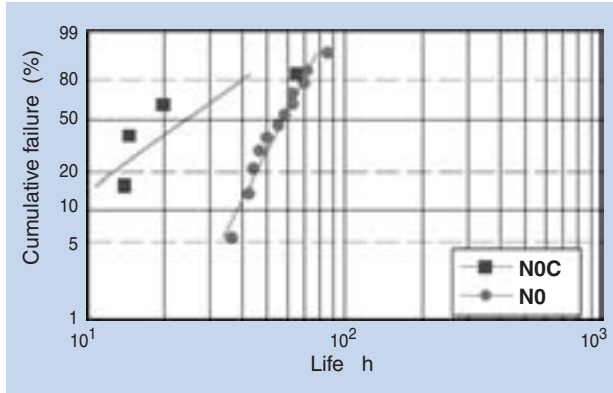


図9 試験方法によるワイブル分布の違い  
The difference of Weibull distributions by the variation of the test method

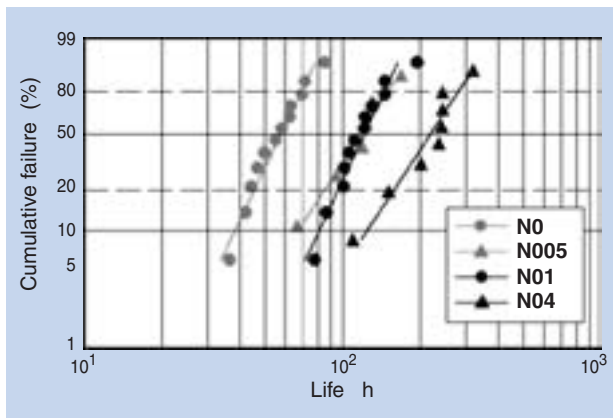


図10 窒素濃度分布によるワイブル分布の違い  
The difference of Weibull distributions by the variation of nitrogen concentration

### 3.3 有意差の検定

複数種類の軸受の寿命差を論じる場合に、試験より得られたワイブル分布から直接比較されることがある<sup>4,5,11)</sup>。しかし試験に供した軸受個数が少ない場合にはワイブル分布の信頼性が低いため、必ずしも適切な比較であるとは限らない。その場合、統計処理を背景にした有意差で比較する必要があると考えられるが、ワイブル分布の有意差検定に関する研究例は少ない。Johnsonは統計学を用いて、Fujitaは計算機上に発生させる乱数を用いて検定方法の研究を行っている<sup>12,13)</sup>が、現状では確立されているとは言えない。そこで本研究では得られた寿命試験結果を正規分布の有意差検定により評価することにした。比較する2者の母集団が正規分布であって、その分散が未知の場合、両者共通の母標準偏差を推定し、 $t$ 分布よりその母平均の有意差を検定することが可能である<sup>14)</sup>。ワイブル分布はその勾配が3.26の時に正規分布に一致する<sup>10)</sup>。

異物混入潤滑試験のワイブル勾配は1.7であり、正規分布に近似すると誤差が大きくなる(歪度1.9, 尖度3.8)が、圧痕起点型はく離寿命試験で得られたワイブル勾配は3.38~4.77の範囲で3.26に近く(歪度は最大で1.1, 尖度は最大で1.8), 正規分布におおよそ近似することが可能であると考えられる。正規分布に近似した場合の各実験番号の平均寿命, 標準偏差, および平方和を表7に示す。正規分布に近似した場合の平均寿命は全ての実験番号においてワイブル分布から求めた $L_{50}$ 寿命とほぼ同じ値を示している。従って正規分布に近似したことによる誤差は少ないものと考えられる。

有意差検定の結果を表8に示す。浸炭窒化処理を施していないNOと、N005またはN01の母平均には危険率1%で有意差が認められ、本試験での浸炭窒化処理による圧痕起点型はく離寿命の長寿命化が確認される。N005とN01の母平均には危険率10%で有意差がないことが分かった。また、表面窒素濃度が0.4 mass%程度と高いN04の母平均は、危険率1%でN01の母平均と有意差があることが確認された。従って本研究での圧痕起点型はく離寿命試験において、SUJ2の浸炭窒化処理はこれを長寿命にする効果があり、窒素濃度が高い場合にはその効果が大きくなると結論できる。

表7 正規分布に近似した場合の値  
Approximations to normal distribution

	NO	N005	N01	N04
Average life (h)	57.3	117.3	120.6	218.2
Standard deviation	14.2	34.3	31.5	64.4
Sum of squares	2211.9	5869.8	10903.7	29040.0

表8  $t$ 検定の結果  
Results of  $t$ -test

Objects	Standard deviation of population	$t_0$	$t(\phi, 0.1)$	$t(\phi, 0.01)$
N0 and N005	22.475	5.339	1.746	2.921**
N0 and N01	24.416	6.350	1.725	2.845**
N005 and N01	32.378	0.204	1.746	2.921
N01 and N04	47.107	4.539	1.734	2.878**

\*\*危険率1%で有意差あり

## 4. 考 察

本研究での圧痕起点型はく離寿命試験において、SUJ2の浸炭窒化処理が軸受寿命を長くする効果があり、鋼中窒素濃度が高い場合にはその効果が大きくなることが分かった。ここでは浸炭窒化処理による長寿命化の理由について考察する。

圧痕起点型はく離寿命について、圧痕内部の傾き(=圧痕深さ÷圧痕径)が小さいほどその寿命が長くなるという報告があるが<sup>15)</sup>、図4にある様に圧痕の内部形状の差異は少ないため、本研究での長寿命化の理由には挙げられない。

盛り上がり部の曲率半径を圧痕半径で除した値が小さいほど<sup>11)</sup>、または盛り上がり部頂点の角度が小さい(鋭角)ほど<sup>16)</sup>盛り上がり部分の疲労が進行する際に生じる応力集中が大きくなり、圧痕起点型はく離寿命は短くなると報告されている。圧痕起点型はく離寿命試験実施前後の圧痕周縁の盛り上がり部分の形状(荷重移動方向に対して後方)を図11、図12に示す。なお、Y軸方向原点は圧痕が無い場合の内輪軌道面の溝底とし、X軸方向原点は盛り上がりの斜面とY軸の交点としている。

図11の試験実施前では浸炭窒化処理品(N005, N01, N04)の盛り上がり部頂点の形状は、浸炭窒化していないN0の形状に比較してより鈍角であり曲率半径も大きい。残留オーステナイトの存在は加工誘起マルテンサイトの生成によって加工硬化係数を大きくすると考えられるが、浸炭窒化処理品は残留オーステナイト量が多い。鋼の物性と圧痕形状の関係を調査した研究<sup>17)</sup>によれば、加工硬化係数が大きい材料ほど圧痕周縁の盛り上がり形状は鈍化するという結果が得られているため、本調査結果は妥当であると考えられる。しかし試験実施後の図12では、試験実施前に比較して盛り上がり高さは半分程度に減少しており、盛り上がり部頂点付近の形状は試験片の材質や経過時間によらずにほぼ同じになっていた。過去の研究によれば転がり接触時の圧痕周縁の盛り上がり形状は疲労の初期(はく離寿命の約1/8まで)に大きく変化し、それ以降はあまり変化しないことが指摘されている<sup>18)</sup>。そのため、疲労が進行する際の応力集中は材質によらず同程度であったことが推察される。従って、浸炭窒化処理による長寿命化原因は残留オーステナイト富化による圧痕周縁の盛り上がり形状の鈍化によるものではないと考えられる。

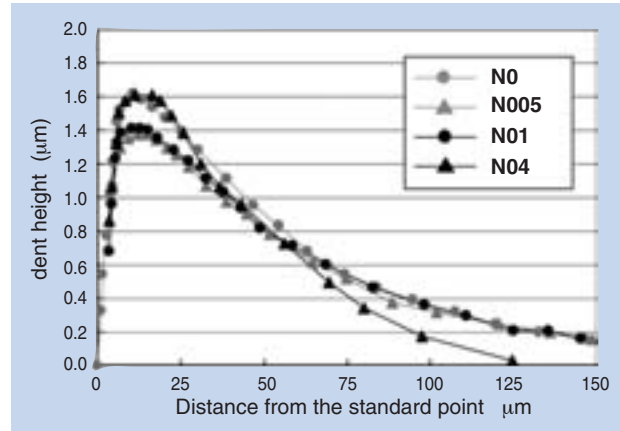


図11 転動疲労前の圧痕周縁の形状  
Shapes around dents before rolling contact fatigue

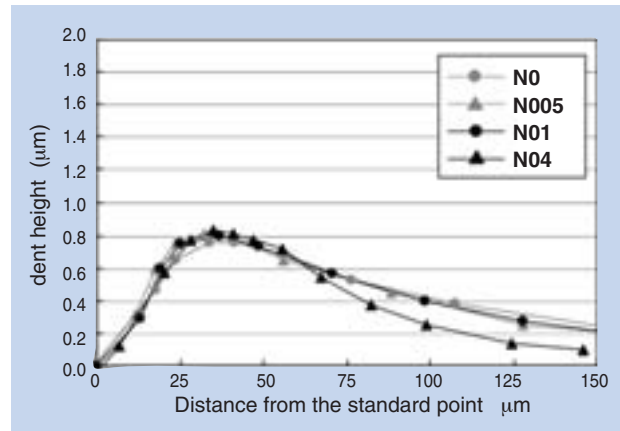


図12 転動疲労後の圧痕周縁の形状  
Shapes around dents after rolling contact fatigue

本研究での浸炭窒化処理方法<sup>6, 7)</sup>では脱炭が生じないため、炭素と窒素の合計濃度は侵入した窒素濃度分だけ増加すると考えられる。従って浸炭窒化処理による固溶強化<sup>19)</sup>によって疲労寿命が向上していることも考えられる。しかしながら、表面窒素濃度0.05mass%程度のN005と表面窒素濃度0.1mass%程度のN01のワ이블分布はほぼ同じなため、長寿命化原因を一概に表面窒素濃度で説明することはできない。そこで、鋼中全体の窒素濃度とオーステナイト(以下、 $\gamma$ -Feと呼称する)中に固溶している窒素濃度(以下、固溶窒素濃度と呼称する)の関係を市販の熱力学相平衡状態図計算ソフトにより計算した。供試材のSUJ2は化学成分としてC, Si, Mn, Crを含むが、計算の複雑化を避けるためにSi, Mnを計算対象から省き、1mass%C-1.5mass%Cr-Fe系に窒素を加えた場合の平衡状態を計算するものとした。温度は浸炭窒化処理温度と同じ850℃とした。なお、実際には加熱後

に焼入れを施すため、マルテンサイト中の固溶窒素濃度を明らかにすべきであるが、その計算は困難である。本研究での焼入れは油冷による急冷であるため、850°Cの $\gamma$ -Fe中の固溶窒素濃度と大きな差は生じないものと考えた。また、窒素はCrNの他にもセメンタイト $((Cr,Fe)_3(C,N))$ 中の炭素の置換元素としても存在するが、その量は非常に少ないために無視している。計算結果を表9に示す。0.05mass%Nの場合、850°Cでは $\gamma$ -Fe+セメンタイトの2相域であるが、0.1~0.3mass%の範囲では $\gamma$ -Fe+セメンタイト+CrNの3相域になり、0.4~0.6mass%の範囲では $\gamma$ -Fe+CrNの2相域になることが分かる。0.05mass%Nの場合にはCrNを形成しないため固溶窒素濃度は全体の窒素濃度に等しいが、0.1mass%Nの場合はCrNを形成して固溶窒素濃度は0.077mass%程度になる。0.4mass%Nの場合にもCrNを形成するが、全体の窒素濃度が高いために固溶窒素濃度が0.154mass%程度になり、0.1mass%Nの場合の2倍になることが分かった。従ってN005とN01の平均寿命に差が生じないのは、固溶窒素濃度が同程度であるためと考えられる。以上より、浸炭窒化処理材の圧痕起点型はく離寿命は、固溶窒素濃度が多い程、長くなるものと考えられる。

**表9** 850°C加熱時のオーステナイト中の窒素濃度計算値  
Calculation results of nitrogen concentration in  $\gamma$ -Fe at 850°C  
(1mass%C-N-1.5mass%Cr-Fe)

Total nitrogen concentration (mass%)	Mass of CrN per steel 1g (g)	Nitrogen concentration in $\gamma$ -Fe* (mass%)	Phase at 850°C
0.05	0	0.050	$\gamma$ -Fe*+cementite
0.1	0.001	0.077	$\gamma$ -Fe*+cementite+CrN
0.2	0.005	0.092	
0.3	0.009	0.115	
0.4	0.012	0.154	$\gamma$ -Fe*+CrN
0.5	0.014	0.211	
0.6	0.015	0.286	

\* Austenite-Fe

## 5. まとめ

本研究では表面窒素濃度を正確に管理したSUJ2材深溝玉軸受に対し、ばらつき、再現性のよい寿命データを得ることを目指し、内輪軌道面に人工圧痕を付与して圧痕起点はく離寿命試験を行った。以下にその結果をまとめる。

- 1) 本試験方法で得られたワイブル分布は、いずれの試験片も従来の硬質異物混入潤滑下での寿命試験に比較してばらつきが少なくワイブル勾配が大きい結果となった。これは異物の軌道面への噛み込み方の不確定要因が無くなったためと考えられる。従って本試験方法は再現性のよい寿命データを得るのに適していると言え、実機の寿命予測の有用な試験法になりうると考えられる。
- 2) ワイブル分布から得られた $L_{50}$ 寿命は、浸炭窒化処理を施さないもので57.7h、表面窒素濃度が0.05mass%、0.1mass%、0.4mass%のものでそれぞれ117.3h、121.3h、218.0hとなり、最大では4倍程度の差になるなど表面窒素濃度が高い程長寿命を示した。
- 3) ワイブル分布を正規分布に近似し、t分布による有意差検定を実施した。その結果、異物混入潤滑下での寿命試験ではワイブル勾配が小さく正規分布に近似できなかったのに対し、本試験方法では浸炭窒化処理品の平均寿命が浸炭窒化処理を施さない場合より危険率1%で長くなること、および表面窒素濃度が0.4mass%程度と高い場合の平均寿命は表面窒素濃度が0.05mass%、0.1mass%の場合よりも危険率1%で長くなることを明らかにできた。
- 4) 熱力学相平衡状態図計算により、浸炭窒化処理材の寿命は固溶窒素濃度が多い程、長くなるものと考えられる。

## 参考文献

- 1) N. Mitamura: J. Jpn. Soc. Tribol., vol.53 (2008), 641.
- 2) H. Kurabe, T. Araki : Tetsu-to-Hagané, vol.53 (1967), 1305.
- 3) R. C. Dommarco, K. J. Kozaczek, P. C. Bstias, G. T. Hahn, C. A. Rubin : Wear, 257 (2004), 1081.
- 4) K. Maeda : Kougyou Kanetsu, vol.38 (2001), 2.
- 5) C.Ohki: SAE Technical Paper Series (2004) , 2004-01-0634
- 6) C.Ohki: Tetsu-to-Hagané, vol.93 (2007), 220.
- 7) C.Ohki: Tetsu-to-Hagané, vol.94 (2008), 42.
- 8) Y.Fijii, K. Maeda: Wear, vol.252 (2002), 787.
- 9) T. Sada, T. Mikami: J. Jpn. Soc. Tribol., vol.49 (2004), 948.
- 10) 清水茂夫: 機械系のための信頼性設計入門, 数理工学社,東京, (2006), 34.
- 11) Y. Murakami: Machine Design, vol.39
- 12) L. G. Johnson: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, Elsevier Pubrishing Company, St. Louis, (1964), 3.
- 13) 藤田工:トライボロジー会議予稿集, 日本トライボロジー学会, 愛知(2008), 439.
- 14) 森口繁一:統計的方法新編改訂版, 日本規格協会, 東京, (1989), 121.
- 15) A. A. Lubrecht, C. H. Venner, S. Lane, B. Jacobson, E. Ioannides: Proceedings of the Japan International Tribology Conference, Aichi (1990), 185.
- 16) 大木力: トライボロジー会議予稿集, 日本トライボロジー学会, 東京(2000), 169.
- 17) S. Maki: J. Mater. Test. Res. Assoc. Jpn., vol.39 (1994), 127.
- 18) 柿嶋秀史, 木本榮治, 是永敦, 吉岡武雄: トライボロジー会議予稿集, 日本トライボロジー学会, 東京 (1997), 443.
- 19) 加藤雅治: 入門転位論, 裳華房,東京, (1999), 179.

## 執筆者近影



大木 力  
要素技術研究所



## 軸受用高合金鋼のプラズマ窒化処理

## Plasma Nitriding Treatment of High Alloy Steel for Bearing Components

八木田 和寛\* Kazuhiro YAGITA  
大木 力\* Chikara OHKI



航空機エンジン用軸受をはじめとする高温高速条件で使用される特殊用途軸受には、安全の観点から極めて高い信頼性に加えて、経済的観点から交換周期の延長が求められている。そのためには、潤滑油中への異物混入を原因とする表面損傷による突発的な軸受の破損を防ぐ必要がある。

潤滑油中への異物混入の対策として、軸受軌道面に硬化層を形成することにより、異物の影響を低減する方法がある。硬化層を形成する手段には、表面硬化処理の一種である低温窒化があり、特にプラズマ窒化（イオン窒化）処理は窒素源にアンモニア等を使用しないため、環境負荷が低く、またスパッタリング効果によって高合金鋼でも窒化を比較的容易に行える優れた熱処理方法である。本稿では、特殊用途軸受に用いられる高合金鋼であるM50、M50NiLに対するプラズマ窒化処理の適用例を紹介する。

Bearings for special purposes including aerospace engines should have a very high reliability from safety aspect, in addition, which are required to extend the maintenance interval from economical aspect. In order to do, it is necessary to prevent unexpected failure of bearing caused by surface damage with contaminated lubricant environment. A countermeasure of contaminated lubricant environment is to provide hardened layer to bearing races, as reducing effect of contamination. One method of surface modification is low-temperature nitriding as a kind of surface hardening, especially plasma-nitriding (ion-nitriding) is low environmental load treatment without using ammonia, and relatively suitable for high-alloy steel. This report describes the examples of application of plasma-nitriding.

## 1. はじめに

高温高速条件で使用される軸受は、極めて高い信頼性が必要とされているため、一般的な軸受鋼と比べて清浄度の高い材料を使用している。このような材料は、鋼中の非金属介在物を起点とする内部起点はく離に対して高い耐性を有し、長寿命を示す。

しかし、軸受の使用環境は、常に清浄油で潤滑されるとは限らず、潤滑油中に異物が混入する過酷な使用環境も存在する。そのような環境においては、内部起点はく離が生じる前に、軌道面に異物を噛みこみ、圧痕が形成され、圧痕を起点としてはく離が生じる場合がある。この場合、軸受の寿命は内部起点はく離の場合より短くなり、また、異物を噛み込む確率、異物の大きさ、硬さなど多くの要因に影響される。

このように、異物を原因として軸受が破損する場合、

ユーザーが予期せぬ突発的なタイミングでの破損となりやすく、特に航空機エンジン用軸受では、飛行中にトラブルがあれば緊急着陸を余儀なくされるため、安全上極めて重要な破損モードである。また、経済的観点からも、軸受の交換周期延長のために、異物混入潤滑下での寿命延長が求められている。

潤滑油への異物混入対策として、熱処理を変更する<sup>1)~3)</sup>など様々な手法があるが、軸受軌道面に硬化層を形成する表面硬化処理もその一つである。表面硬化処理の一種である低温窒化処理の中でも、プラズマ窒化（イオン窒化とも呼ばれる）処理は、ガス窒化では窒化が困難とされる高合金鋼に対してもスパッタリングの効果により窒化を比較的容易に行うことができる<sup>4)</sup>。NTNでは、高温高速条件で使用される軸受にM50<sup>5)</sup>やM50NiL<sup>6)</sup>（表1）を使用しており、このような高合金鋼にプラズマ窒化は適している。

\*要素技術研究所

しかし、低温窒化処理は、処理条件によっては表面に化合物層（白層とも呼ばれる）や粒界に析出物（図1）が発生する可能性があり、これらは転動疲労寿命に悪影響を及ぼす恐れがある。軸受部品に適用するには、化合物層はもちろん、粒界析出物が発生しない処理が求められる。また、潤滑油中の異物噛み込みの影響を少なくできるよう、ある程度の窒化深さも要求される。本論文では、これら要求を満たしながらプラズマ窒化をM50やM50NiLへ適用した例を紹介する。

表1 M50とM50NiLの化学組成 (wt%)  
Chemical compositions of M50 and M50NiL

	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V
M50	0.80	0.2	0.3	0.1	4.0	4.3	1.0
M50NiL	0.13	0.2	0.2	3.4	4.1	4.3	1.2

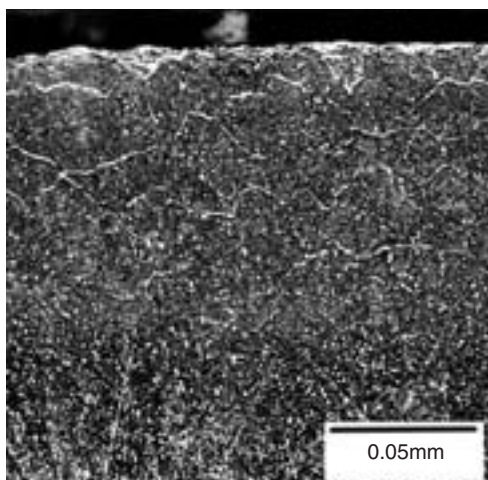


図1 粒界析出物の例（ナイトル腐食）  
Exemplification of intergranular precipitates (nital etched)

## 2. プラズマ熱処理

プラズマ熱処理の概略を説明する。現在では、様々な形式のプラズマ熱処理装置が存在するが、基本的な形式は、装置内部を真空ポンプで減圧し、被処理物を陰極、装置内壁などを陽極にして直流電圧を印加するものである。その際、装置内部に導入するガスによって窒化処理や浸炭処理を行うことができる。

減圧下で直流電圧を電極に印加すると、グロー放電が発生する（図2）。その際、陰極から電子が陽極に向かって飛び出し、装置内部に導入したガス分子と衝突することで、ガス分子がイオン化する。イオンは逆に陰極方向に加速されて陰極、すなわち被処理物と衝突し、被処理物内部へ侵入する<sup>7)</sup>。

プラズマ熱処理の特徴は、霧田気炉での熱処理と比較して環境負荷が低い点が挙げられる。例えば、窒化処理であれば、霧田気炉などの場合、アンモニアガスを使用することが多いが、プラズマ窒化処理であれば、窒素と水素で窒化することも可能である。また、霧田気炉のように炉内全体を加熱するのではなく、被処理物を選択的に加熱することもできる。

プラズマ熱処理装置の主な形式の概略を図3に示す。被処理物にバイアス電圧をかけるコールドウォールやホットウォールと呼ばれる形式では、被処理物にイオンが衝突するスッパタリングにより清浄表面が現れるため、ガス窒化や真空窒化で長時間を要する材料でも短時間で処理が可能である。しかしスッパタリングにより表面粗さが荒れるなどの悪い面もあり、被処理物にバイアス電圧をかけないアクティブスクリーンと呼ばれる形式が開発されている。

なお、本論文の実験では、コールドウォールのプラズマ熱処理装置を使用し、温度制御には放射温度計を用いた。



図2 グロー放電の様子  
Appearance of glow discharge

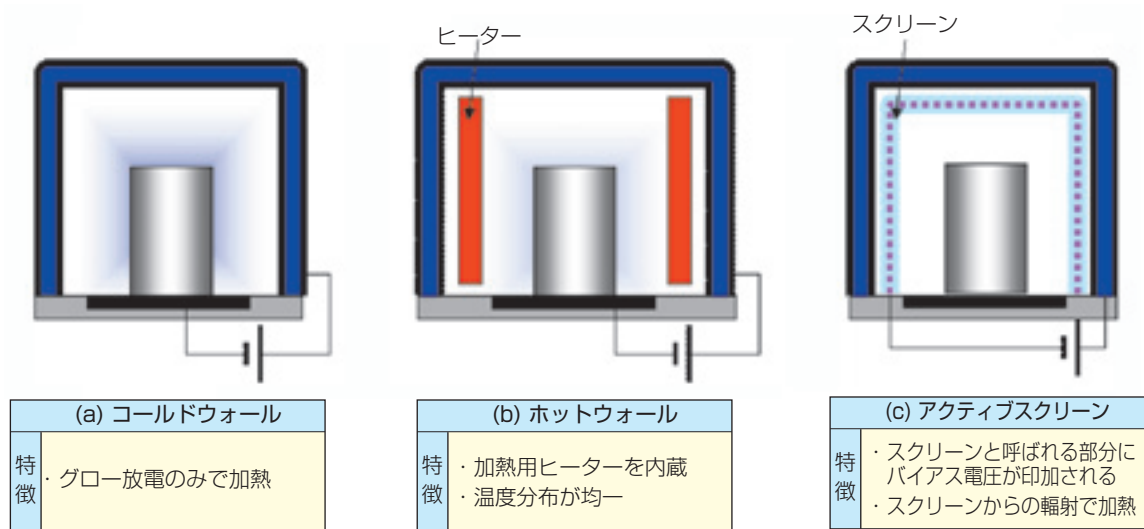


図3 プラズマ熱処理装置の概略図  
Schematic diagram of plasma heat treating equipment

### 3. プラズマ窒化処理の適用例

#### 3.1 粒界析出物

低温窒化で問題となるのが、前述した表面の化合物層や、粒界析出物の発生である。これらは、はく離や破断の起点となり、軸受の転動疲労寿命に悪影響を及ぼす可能性が高い。本項では、粒界析出物が発生した例を示す。

あらかじめ従来の焼入れ、焼戻しなどの熱処理を行ったM50（ずぶ焼入れ）、M50NiL（浸炭）の試験片をArスパッタリング後に480℃で30h保持、その際N<sub>2</sub>:H<sub>2</sub>:CH<sub>4</sub>=79:80:1の体積比でガスを装置内に導入して窒化した。CH<sub>4</sub>を導入ガスに添加しているのは、低温窒化の際、表面近傍の炭素濃度が若干低下するのを防ぐためである<sup>8) 9)</sup>。

処理後の試験片断面の炭素、窒素濃度分布をElectron Probe Micro Analyzer (EPMA) で分析し、断面硬度をビッカース硬度計で測定した（図4）。M50はおよそ0.1mm、M50NiLはおよそ0.2mmまで窒素が侵入し、図5のミクロ組織写真でわかるように、ナイトル腐食を行うと粒界に沿って白色の析出物が現出した。M50は0.05mm、M50NiLは0.2mm程度の深さまで粒界析出物が発生した。この粒界析出物は分析の結果、鉄の窒化物、その中でも主にFe<sub>3</sub>Nで構成されていた。

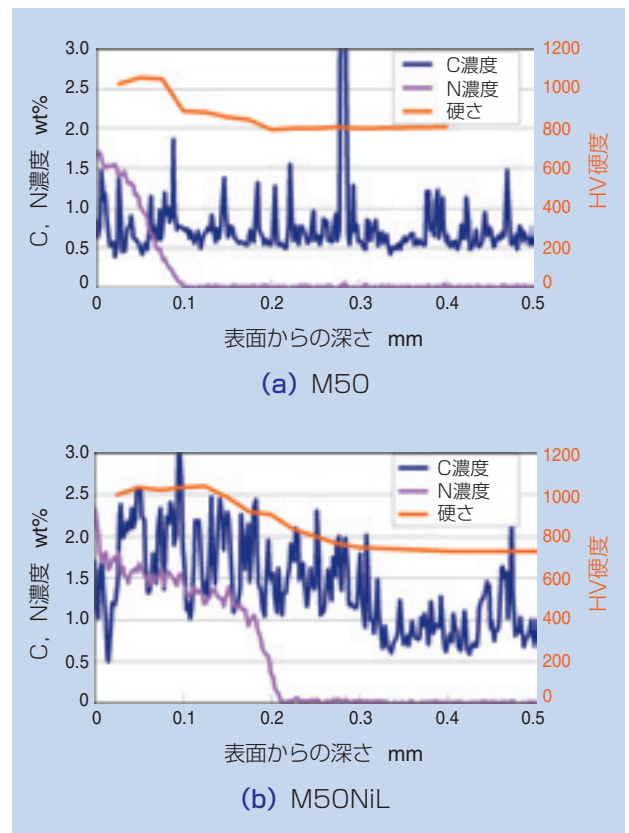
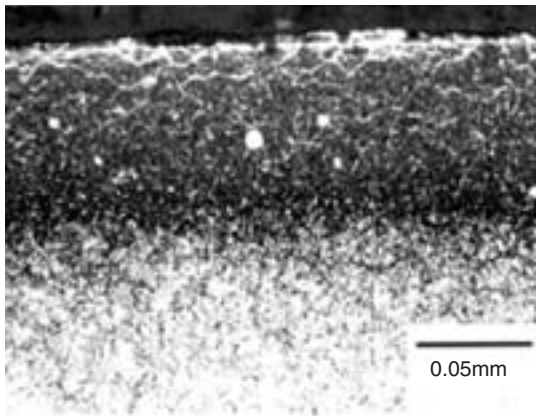
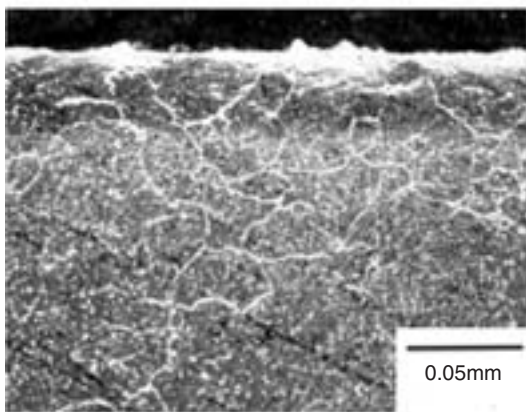


図4 プラズマ窒化処理後の炭素、窒素濃度と硬度の分布  
Depth profiles of carbon, nitrogen content and hardness of plasma nitrided specimen



(a) M50



(b) M50NiL

図5 プラズマ窒化処理後のマイクロ組織（ナイトル腐食）  
Microstructures of plasma nitrided specimen (nital etched)

の状態であることが分かった。

すなわち、短時間のプラズマ窒化処理で表面近傍だけに窒素を侵入させる場合は問題ない。しかし十分な窒化深さを得ようと長時間のプラズマ窒化処理を行った場合、プラズマ窒化処理によって迅速に窒素が鋼中に侵入しても、鋼中での窒素の拡散速度が遅いため、表層付近に窒素が高濃度で偏在し粒界析出物が発生する。そのため、プラズマ窒化処理のみで、粒界析出物の発生を抑制しながら十分な窒化深さを得ることは困難である。

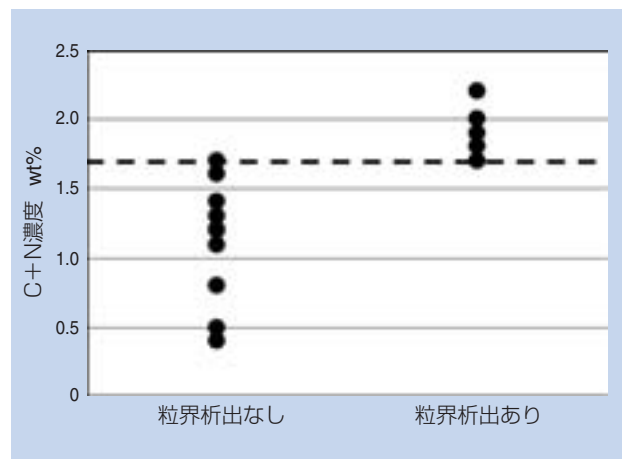


図6 粒界析出物の発生状況と炭素、窒素濃度の和の関係  
Relationship between sum of carbon, nitrogen content and occurrence of intergranular precipitate

### 3.2 粒界析出物の発生の抑制

M50やM50NiLのプラズマ窒化実験を行ったところ、基本的には鋼中の窒素濃度が高いほど粒界析出物が発生しやすくなるが、同じ窒素濃度でも発生する場合と、発生しない場合があった。

前項の結果から、粒界析出物の発生には炭素濃度も関わっていると考え、窒素濃度だけでなく炭素濃度も考慮して実験結果を整理したところ、図6のように素地の炭素濃度と窒素濃度の和がおよそ1.7wt%を境にして粒界析出物の発生の有無が層別された。なお、測定領域に析出物を含んだ場合の高濃度な結果は除外した。このことから、プラズマ窒化処理を行う場合、窒素濃度だけでなく炭素濃度と窒素濃度の和に注意する必要があることが分かった。

また、実験結果から、M50やM50NiLでは、必要な窒化深さを得るためにプラズマ窒化時間を長くすると、窒素が鋼内部に十分に拡散する前に、表層付近の窒素濃度が高くなり粒界析出物が発生する、拡散律速

### 3.3 拡散処理条件の検討

M50やM50NiLにプラズマ窒化処理だけを行っても、粒界析出物を発生させずに軸受部品に必要な窒化処理深さを得ることは困難であるため、プラズマ窒化処理後に拡散処理を行うことで、粒界析出物を発生させずに、窒化深さを得ることを目指した。

一般的に、窒素に限らず鋼中に侵入した元素をより深く拡散させるには、拡散処理温度を高く、拡散処理時間を長くすることが有効である。しかし、様々な拡散処理条件を試みたところ、プラズマ窒化処理後に長時間の拡散処理を行うと、拡散処理温度がプラズマ窒化処理前に行う焼戻温度未満であるにも拘わらず、母材の硬さが低下することがわかった。十分な窒素侵入深さを確保しても母材の硬さが低下してしまえば軸受部品として使用できなくなる。そのため、窒素の侵入深さを確保しながら、母材の硬さ低下が生じない適切な拡散処理条件を確立することが必要である。

M50やM50NiLで、拡散処理時の温度、保持時間

と母材硬さの低下の関係（図7）や、窒素の侵入深さの確認試験を行った結果、図8に模式的に示したような三角形の領域が、適切な拡散処理条件として得られた。次項に、プラズマ窒化処理と適切な拡散処理を組み合わせた結果を示す。

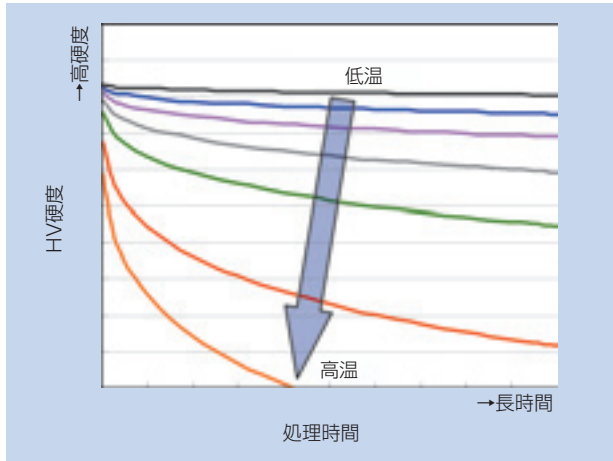


図7 処理温度と時間と母材硬さの関係  
Relationships among treatment temperature, time and matrix hardness

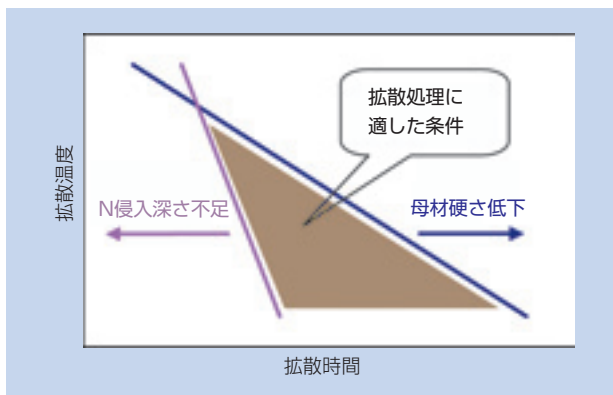


図8 拡散処理条件の概略  
Schematic diagram of diffusion treatment condition

### 3.4 拡散処理を追加した処理例

あらかじめ従来の熱処理を行ったM50（ずぶ焼入れ）、M50NiL（浸炭）の試験片を、プラズマ熱処理装置中で、Arスパッタリング後に430℃で10h保持した。保持中は、 $N_2:H_2=1:1$ の体積比でガスを導入して、プラズマ窒化した。窒化後、炉内で室温まで冷却して装置から取り出し、恒温槽で430℃、160h保持して拡散処理を行った。

拡散処理後の試験片断面の炭素、窒素濃度分布と断面硬度を図9に、ニタル腐食後のマイクロ組織写真を図10に示す。M50はおよそ0.15mm、M50NiLは

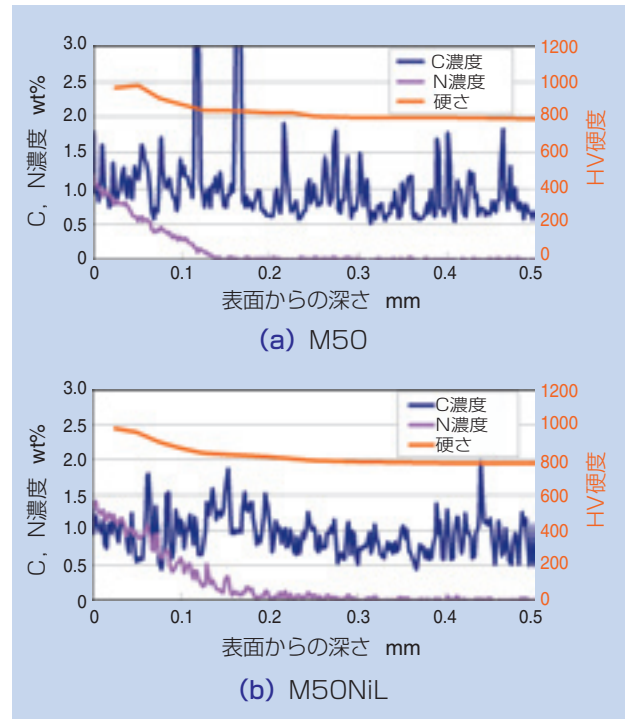
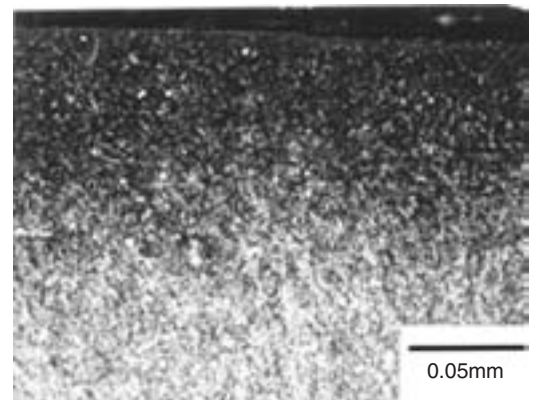
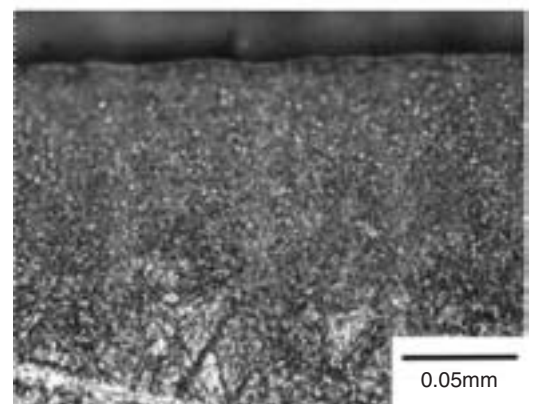


図9 プラズマ窒化処理後の炭素、窒素濃度と硬度の分布  
Depth profiles of carbon, nitrogen content and hardness of plasma nitrided specimen, after diffusion treatment



(a) M50



(b) M50NiL

図10 拡散処理後のマイクロ組織（ニタル腐食）  
Microstructures of plasma nitrided specimen, after diffusion treatment (nital etched)

およそ0.2mmまで窒素が侵入している。また、析出物を測定したことによる高値な部分を除けば、素地の炭素濃度と窒素濃度の合計値は、窒素が侵入した領域の大部分でおよそ1.7wt%以下であった。

3.1項(図4)の実験結果と比較すると、窒素の侵入量が少ないため、窒素侵入領域の硬さの増加が少ないが、表面硬さは900Hvを超えており、また、ミクロ組織に粒界析出物は認められなかった。転動疲労を受ける軸受部品に対する処理として、本項のプラズマ窒化処理と拡散処理の組み合わせた処理は適しているといえる。

### 3.5 軸受に適用する際の工程

前項までの結果から、M50やM50NiLからなる軸受部品にプラズマ窒化処理を適用する際に、適していると考えられる工程の流れを図11に示した。図11の工程のうち、赤枠で囲った工程がプラズマ窒化を適用するために追加する工程である。以下に留意点を述べる。

- ・プラズマ窒化処理を行わない従来の工程と同じ熱処理を行い、粗研削を行う。この際、仕上げ研削の取代を残しておく。
- ・プラズマ熱処理装置で、Arスパッタリングとプラズマ窒化処理を行う。
- ・必要な窒化深さを得るための、適切な条件で拡散処理を行う。
- ・仕上げ研削を行い、以降はプラズマ窒化処理を行わない場合と同様の工程を行う。

なお、拡散処理はプラズマ熱処理装置で行う必要はなく、必要に応じて、真空炉や大気炉などを選択すれば良い。

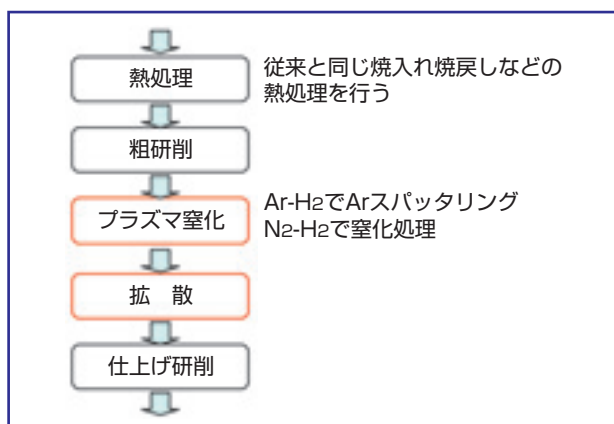


図11 プラズマ窒化処理適用部品の工程  
Process flow of producing plasma nitriding components

仕上げ研削を拡散工程後に行うのは、プラズマ窒化処理による表面粗さの変化や、わずかではあるが形状や寸法が変化する場合に対処するためである。

これら工程により、粒界析出物の発生を抑制しながら、窒素が侵入していない部分の硬さは、M50やM50NiLに従来の熱処理を行った後の硬さを維持しながら、表面には十分な深さの硬化層を形成することができる。

## 4. プラズマ窒化処理の効果の確認

耐表面損傷特性を評価するため2円筒転がり試験を行った。試験の概略を図12、試験条件を表2に示す。モーターで駆動側円筒を駆動し、従動側円筒は駆動側に従動させる自由転がりにした。表面粗さの大きいSUJ2からなる駆動側円筒で、粗さの小さいM50やM50NiLからなる従動側円筒に損傷(ピーリング損傷)を発生させ、その状況を評価した。従来の熱処理を行った従動側円筒と、3.4項で示した処理条件でプラズマ窒化、拡散処理を行った後に、仕上げ研削を行った従動側円筒で比較した。

試験後の従動側円筒の例として、M50のピーリング発生状況を図13に示す。M50、M50NiLともに、

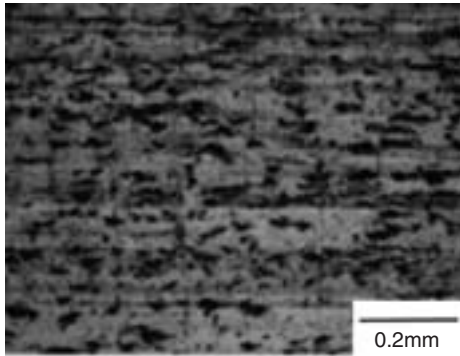


図12 2円筒転がり試験の概略  
Schematic diagram of double roller test

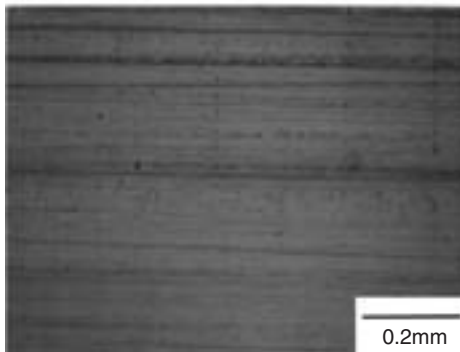
表2 2円筒転がり試験条件  
Conditions of double roller rolling test

駆動側円筒	φ40×L12, 副曲率R60, Ra=0.5 μm, SUJ2標準熱処理品
従動側円筒	φ40×L12, 副曲率なし, Ra=0.02 μm
回転数	2000min <sup>-1</sup>
最大接触面圧	2.3GPa
負荷回数	4.8×10 <sup>5</sup> 回(4h)
雰囲気温度	常温
潤滑油	無添加タービン油VG46
給油方法	フェルトパッド給油

プラズマ窒化処理を行わない場合は、ピーリング損傷が従動側円筒に発生したが、プラズマ窒化処理、拡散処理を行った従動側円筒ではピーリング損傷が発生せず、耐表面損傷特性の向上が認められた。



(a) M50



(b) M50 (プラズマ窒化+拡散)

図13 ピーリング損傷の発生状況  
Occurrence of peeling damage

次に航空機エンジン用軸受で軌道輪に用いられるM50NiLにプラズマ窒化処理、拡散処理を行った後、仕上げ研削を行って6206軸受を製作し、耐異物混入寿命を評価した。この場合、潤滑油中に異物が混入した際に発生する圧痕を模擬するため、寿命試験用軸受の内輪転走面溝底部にあらかじめ30個のロックウェル圧痕を荷重20kgfで等配に形成した。比較のため、プラズマ窒化を行っていない従来の熱処理を行ったM50NiL（浸炭）からなる内輪も準備し、同様に圧痕を形成した。図14に示す寿命試験機を用い、表3の試験条件で、これらの内輪を組み込んだ6206軸受の転動疲労寿命試験を行った。

試験結果を図15に示す。プラズマ窒化を行った方が長寿命であり、異物混入への耐性が大幅に向上していることがわかる。

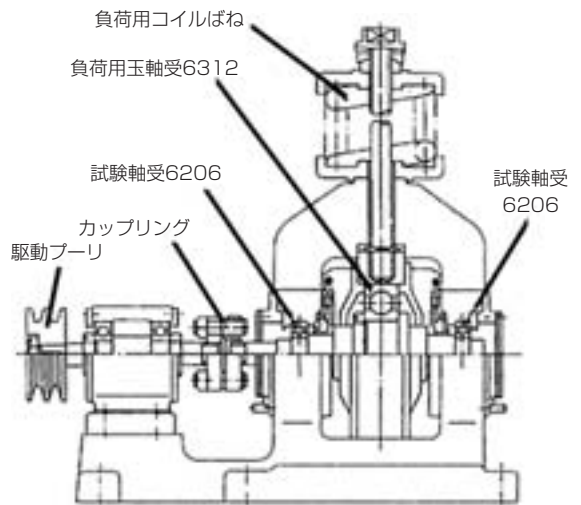


図14 試験機概略図

Schematic drawing of rolling contact fatigue life tester for ball bearing

表3 寿命試験条件

Test conditions of rolling contact fatigue life test

軸 受	6206C3
ラジアル荷重	6.86kN
最大接触面圧 (内輪)	3.44GPa
最大接触面圧 (外輪)	3.56GPa
回転速度	3000min <sup>-1</sup>
潤滑油	VG56循環給油

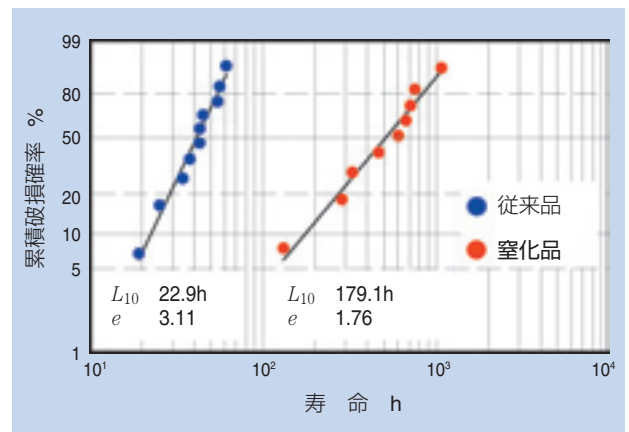


図15 寿命試験結果

Test results of rolling contact fatigue life test

## 5. まとめ

高温高速条件下で使用される軸受部品で用いられるM50やM50NiLにプラズマ窒化処理を適用する際の処理条件を検討し、以下の結果が得られた。

- 1) 鋼中の炭素濃度と窒素濃度の和が1.7wt%を超えると、軸受部品に有害である粒界析出物が発生する可能性が高くなる。
- 2) 窒化処理だけでは、粒界析出物の発生を抑制しながら、十分な窒化深さを得ることは困難であり、拡散処理が必要である。
- 3) 拡散処理温度が焼戻温度未満であっても、長時間の拡散処理を行うと母材の硬さ低下を起こす。よって、窒化深さが得られ、かつ母材の硬さ低下を起こさない、適切な処理条件で拡散処理を行う必要がある。
- 4) プラズマ窒化処理、拡散処理により、耐ピーリング損傷特性が向上した。
- 5) 適切なプラズマ窒化処理、拡散処理を行ったM50やM50NiLは、表面及び表層の硬度が上昇し、プラズマ窒化処理を行っていないものと比較して耐圧痕性や転走面に圧痕が形成した場合の寿命が向上した。

## 参考文献

- 1) 倉部 兵次郎, 荒木 透, 1%Cr 鋼の浸炭および浸炭窒化層の昇温ころがり疲れ特性, 鉄と鋼, 53 (11), 1305, 1967
- 2) K. Maeda, H. Nakashima, N. Tsushima, Proc. of the Int. Tribology Conf. Yokohama, JAST, 1387, 1995
- 3) 大木 力, 前田 喜久男, 中島 碩一, NTN TECHNICAL REVIEW, 71, 2, 2003
- 4) K. Nishiguchi, Y. Takahashi, M. Tanaka : Pre-Prints of the National Meeting of JWS, 51, 334, 1992
- 5) 例えば米国航空宇宙材料規格AMS 6491
- 6) 例えば米国航空宇宙材料規格AMS 6278
- 7) 窒化処理時の例 J. Walkowicz, Surf. Coat. Technol. 174-175, 1211, 2003
- 8) M. Lovonyak, PROC. OF THE 17th IFHTSE CONGRESS 2008, 1, 61, 2009
- 9) Kaoru Ikenaga, PROC. OF THE 17th IFHTSE CONGRESS 2008, 2, 685, 2009

## 執筆者近影



八木田 和寛  
要素技術研究所

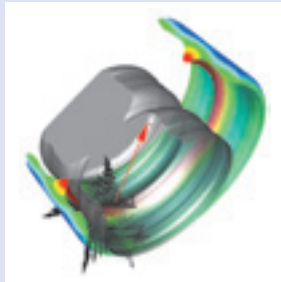


大木 力  
要素技術研究所



## 軸受軌道輪の温間ローリング鍛造工程の生産性向上 Improve Productivity for Warm Ring Rolling Process of Bearing Race

NTN-SNR Eric PELLETIER\*  
Pierre EHINGER\*



軸受軌道輪の温間ローリング鍛造工程の生産能力向上と不良削減を目指し、鍛造工程のシミュレーション精度の向上を図った。NTN-SNRは1960年より温間ローリング鍛造を採用しており、このシミュレーション技術の向上により、加工サイクルタイムの短縮、ツール寿命の改善、設備調整時間の削減を実現した。

NTN-SNR improved the accuracy of numerical simulation for warm ring rolling process to achieve the improvement of the productivity and the scrap reduction. Since 1960, NTN-SNR has applied warm ring rolling process, and be able to be realized the improvement of forming tool life and the cycle time reduction for the manufacturing and machine adjustment by the improvement of numerical simulation technology.

### 1. まえがき

従来より、各企業において製造コスト削減のために生産性向上が課題となっている。NTN-SNRでは、軸受軌道輪の製造工程に旋削レスの温間ローリング加工を実施しているが、さらなる生産性向上を図るため、温間ローリング用数値シミュレーションの最適化に取り組んできた。本稿では、複列アンギュラ玉軸受の外輪を一例として、NTN-SNRの温間ローリング鍛造加工の生産性向上について紹介する。

### 2. 温間ローリング鍛造方法の構造と特徴

図1に一般的なローリング鍛造方法と、NTN-SNRが適用している温間ローリング鍛造方法の違いを示す。

一般的なローリング鍛造方法は、ブランクに回転している成形ロールを内径側から押し当て、ブランクの肉厚を減少させながら、ブランクを成形および拡径する。

NTN-SNRの温間ローリング鍛造方法は外径拘束型の中にブランクを挿入し、成形ロールをらせん運動させながら押し当て、ブランクを成形及び拡径する。

図2に示すように、ブランクの外径を外径拘束型①、②を用いて拘束することによって、成形ロールの形状を正確に転写することができ、外径・内径面の旋削レスの高精度ローリング加工を可能としている。

また、図3にはNTN-SNRの特長である成形ロールのらせん運動の軌跡を図示しているが、このらせん運動により、ブランクの成型は効果的に肉厚を減少させながら、拡径させることが可能である。

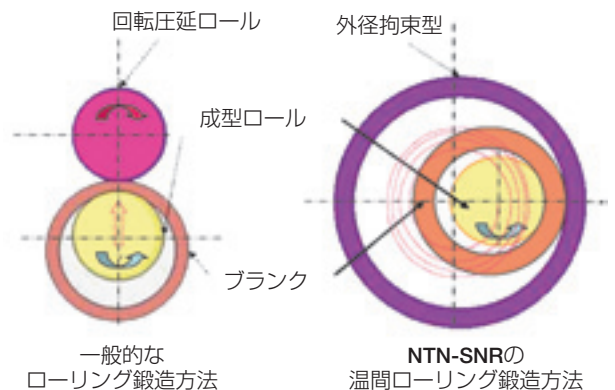


図1 ローリング鍛造方法の比較  
Comparison of rolling process

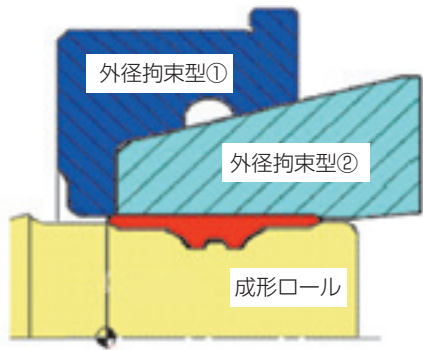


図2 外径拘束型と成形ロールの構成  
Fixed die and roll forming tool

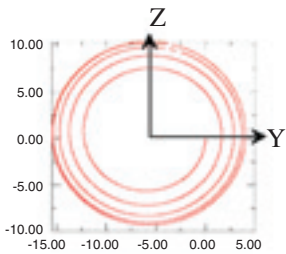
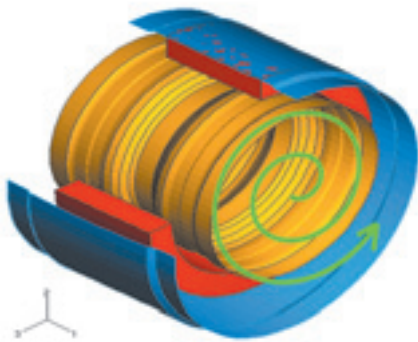


図3 成形ロールの軌跡 (例)  
Spiral trajectory for roll forming tool

### 3. 設備の特徴と生産性向上への取り組み

設備の概要を図4に示す。本設備の機構は以下の通りである。

- 1) 成形ロール回転駆動部により、成形ロールを回転させる。
- 2) 成形ロール螺旋回転駆動部、ラック機構稼動部および成形ロール押込駆動部は、歯車を介して連結されており、成形ロールに螺旋軌道・軌跡を生成する。
- 3) 外径拘束型は、図中の「外径拘束型①」が固定されており、「外径拘束型②」が作動する構造となっている。このため、「外径拘束型②」が稼動することにより、製品を型内側に挿入され、成型後排出される。

また、本装置のメインフレームは、成形ロール保持部分であり、傾斜させることにより、製品の自重によって排出可能としているため、製品排出機構については省略し、簡素化している。

本設備の駆動については、従来の油圧式からNC制御へ変更している。この結果、各機構部分の動作状態を総合的に制御し、機構動作のばらつきを抑えている。また、NC制御からの位置情報を活用して、シミュレーション制度の向上を図り、成型サイクルの短縮が可能となった。

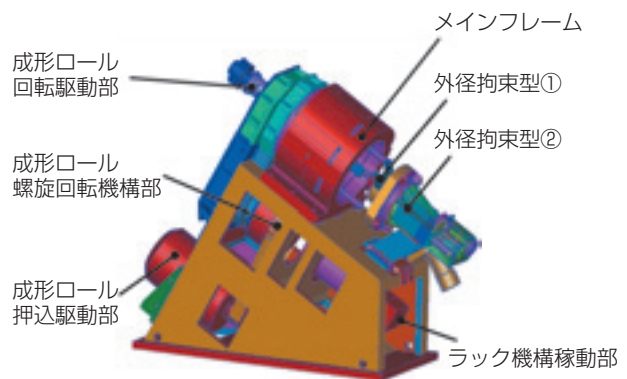


図4 温間ローリング鍛造設備の概要  
Monitoring machine for warm rolling process

### 3.1 数値シミュレーション

NTN-SNRでは加工サイクルタイムの削減、ツール寿命の改善、設備調整時間の削減を図るため、温間ローリング鍛造工程と成形ロールを最適化するための数値シミュレーションの開発に取り組んできた。

#### 3.1.1 温度解析

温間ローリング鍛造中における温度解析の一例を示す。

図5にはブランクの温度を、図6および図7には外径拘束型および成型ロールの温度分布の解析結果を示す。これらの解析をまとめ、図8は、成型ロールに対する温間ローリング鍛造時の経過時間と温度の関係および数値シミュレーション解析結果と実測値の比較を示す。

この結果、成型ロールの表面温度および内部温度（表面から20mmの位置）ともに、数値シミュレーション解析結果と実測値はほぼ一致しており、本数値シミュレーションが非常に高精度であることを確認できた。

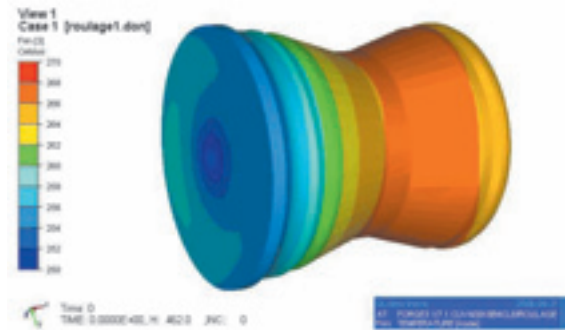


図7 温間ローリング鍛造中の成型ロールの温度  
Temperature of roll forming tool during rolling

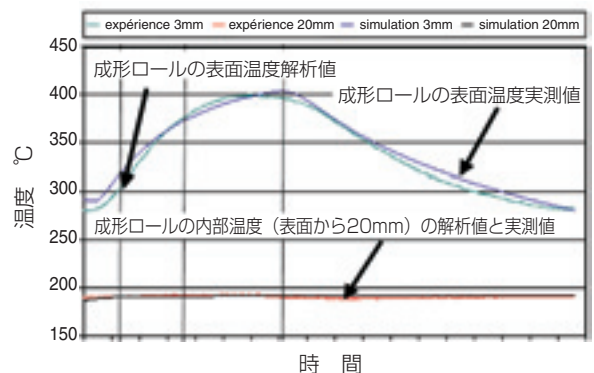


図8 成型ロールの鍛造経過時間と温度の関係  
Relation between time and temperature during rolling

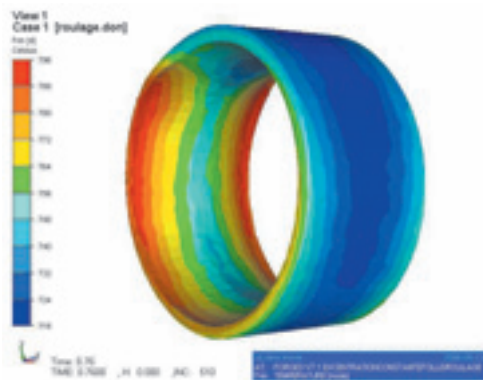


図5 温間ローリング鍛造中のブランク温度  
Temperature of blank during rolling

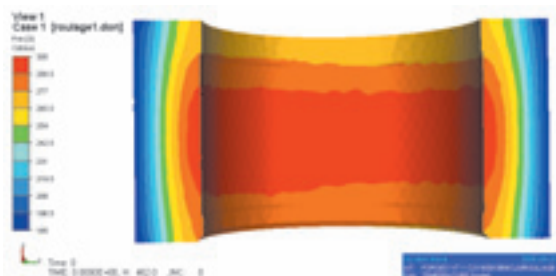


図6 温間ローリング鍛造中の外径拘束型温度  
Temperature of outer die during rolling

#### 3.1.2 応力・変形解析

温間ローリング鍛造中の成型ロールの応力解析の一例を図9に、変形量解析を図10に示す。

また、図11には運転時間と成型ロールに作用する荷重の関係を示す。運転前の解析値に対して、運転時に得られた各種データをシミュレーションにフィードバックさせた。再解析の結果、解析値(運転試験後)は実測値と比較して、成型ロールに作用するピーク時の曲線とほぼ一致しており、成型ロールに作用する荷重の発生時間と発生荷重を高精度に再現できた。

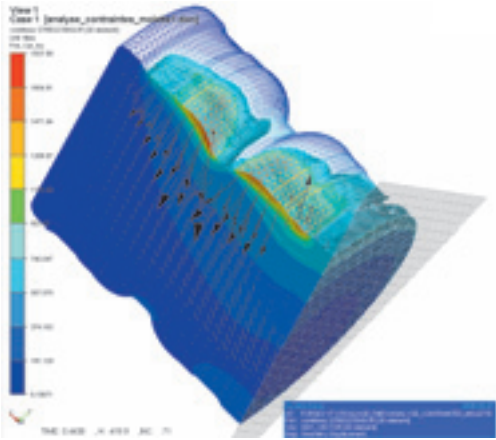


図9 温間ローリング鍛造中の成形ロールの応力  
Stress of roll forming tool during rolling

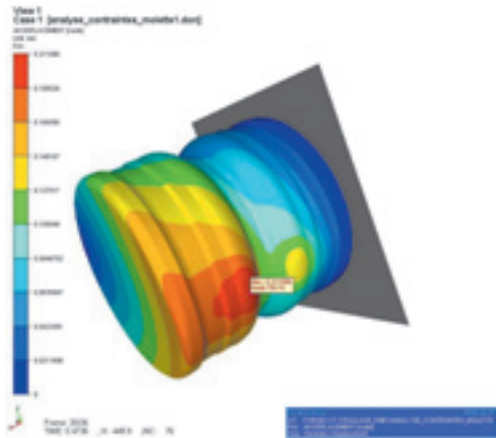


図10 温間ローリング鍛造中の成形ロールの変形量  
Deformation of roll forming tool during rolling

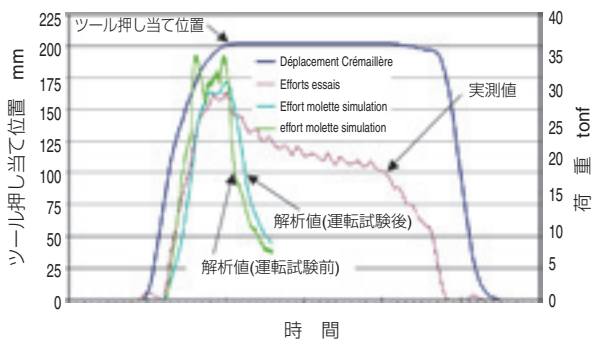


図11 成形ロールに作用する荷重  
Load applied Roll forming tool during rolling

#### 4. まとめ

NTN-SNRでは、温間ローリング鍛造工程のシミュレーション技術の向上により、成形ロール寿命の低下を招くことなく、加工条件の最適化に取り組んできた。

これらの取り組みから、図12に示すように従来に比べ約20%のサイクルタイム削減を実現した。

今後も生産能力の向上、不良削減、工程省略を目指した技術の開発を進めるとともに、複雑な形状、中型品への適用も含めた更なる鍛造加工技術向上への取り組みを進め、環境に優しいもの造りを実現していく。

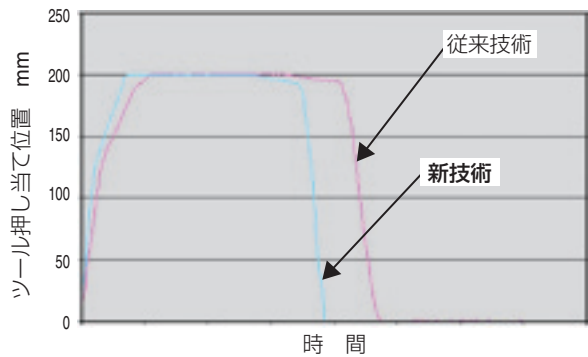


図12 加工サイクルタイム  
Cycle time

#### 執筆者近影



Eric PELLETIER  
NTN-SNR ROULEMENTS  
Production Engineering R&D



Pierre EHINGER  
NTN-SNR ROULEMENTS  
Production Engineering R&D

# 工作機械主軸用外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受

## Air Oil Lubrication Bearings with Re-lubricating Hole on the Outer Ring for Machine Tool



工作機械主軸用のエアオイル潤滑用給油穴付アンギュラ玉軸受について、最適な設計仕様を確立した。  
本稿ではその“外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受”について特長および評価試験結果を紹介する。

The best design specification was established about the angular contact ball bearings with re-lubricating hole on the outer ring for machine tool main spindle. We introduce the feature and the test data about " Air oil lubrication bearings with refueling hole on the outer ring for machine tool " in this report.

小杉 太\* Futoshi KOSUGI  
西野 晃司\* Kouji NISHINO

### 1. はじめに

工作機械主軸軸受の潤滑方法として採用されるエアオイル潤滑は、給油穴を設けた間座を用いて軸受内部へ給油される。しかし最近の欧州工作機械では軸受の外輪に給油穴を設けた仕様も見受けられる。外輪から直接給油することで潤滑効率の向上が見込まれ、給油穴付間座が不要となるメリットが考えられる。

本稿では、NTN独自の設計思想を盛り込んだ“外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受”について評価試験結果を交え紹介する。

### 2. 外輪給油穴付軸受の構造

図1に外輪給油穴付軸受および標準的な給油間座付軸受の構造を示す。

軸受外輪は漏れ防止のOリングを設け、円周油溝を経由して給油穴から供給される構造である。

### 3. 外輪給油穴付軸受の基礎評価

標準的な給油穴付間座と外輪給油穴付にて、温度上昇や騒音値の比較確認試験を行った。

図2に基礎評価用試験機の構造図、表1に試験条件を示す。

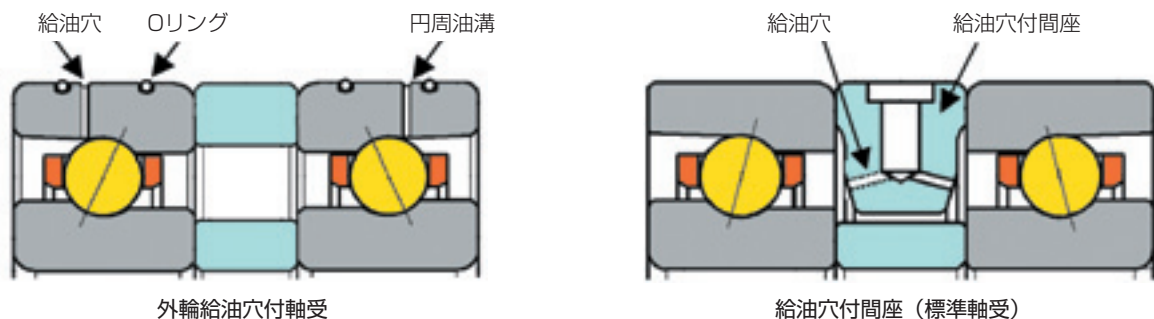


図1 軸受構成  
Design of bearing

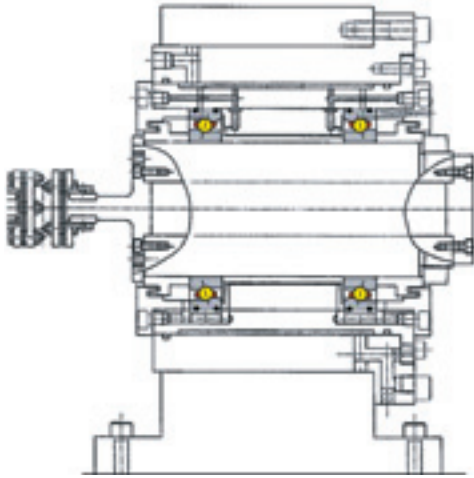


図2 試験機構造図  
Test spindle

表1 試験条件  
Test conditions

試験軸受	φ100×φ150×24
材質	軌道輪：特殊軸受鋼 転動体：セラミックス
接触角	25°
予圧方式	定位置予圧（組込時予圧量：98N）
給油量	0.03 mL/10min
潤滑方式	エアオイル
潤滑油	VG32
給油穴个数	1個/軸受
外筒冷却	有り

定位置予圧の13,000min<sup>-1</sup>までの外輪温度を図3に示す。標準的な給油穴付間座（φ1.2，エア流量40NL/min）と外輪給油穴付軸受（φ0.8，エア流量25NL/min）の両者の温度上昇はほぼ同等であった。

次に13,000min<sup>-1</sup>での高速運転のまま，給油量，エア流量を変更した試験を行なった。図4ではエア流量を15NL/minとし，1ショット0.03mLの給油間隔を変更した。外輪給油穴付軸受は給油間隔1分では給油過多となり軸受の温度上昇（昇温）が大きくなった。一方給油間隔25分では給油穴付間座のほうに若干の昇温傾向が見られた。これは総給油量を絞っていく過程において，給油穴付間座では転動体の公転によるエアカーテンの影響を受けやすいため必要給油量が不足したと考える。

図5は給油量を0.03mL/10minに固定し，エア流量を変更した試験結果である。エア流量を減らしていくと，給油穴付間座のほうに先に温度のふらつきが確認された。これも前述と同じくエアカーテンの影響により，エアによる油の搬送が阻害され，油量不足にな

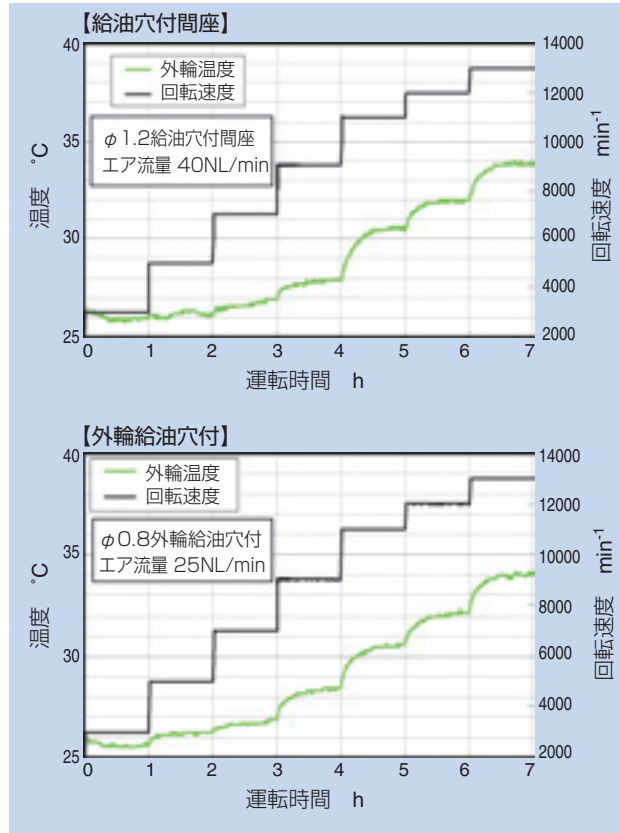


図3 軸受温度データ  
Bearing temperature

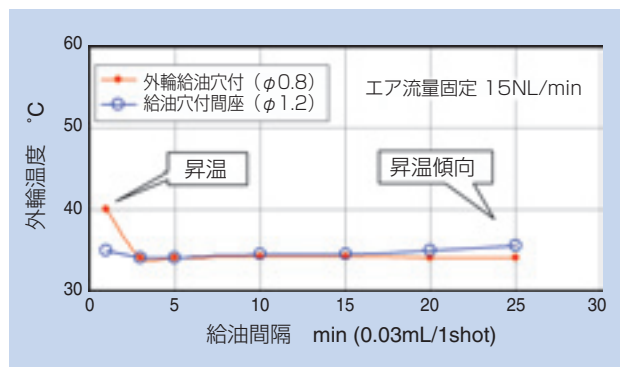


図4 給油量と軸受温度  
Amount of oil and bearing temperature

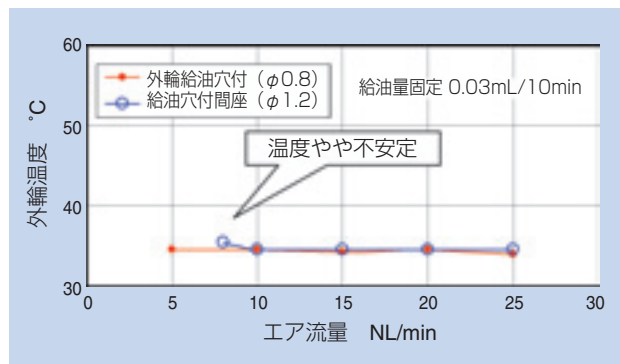


図5 エア流量と軸受温度  
Volume of air flow and bearing temperature

ったためと考えられる。

以上の結果より、外輪給油穴付軸受（φ0.8）は給油量やエア流量の削減が可能であり、エア流量10～20NL/min、給油量0.03mL/5～25minの範囲で十分使用が可能である。

騒音値を図6に示す。騒音値は外輪給油穴径φ0.8、φ1.2および給油穴付間座φ1.2で比較した。給油穴付間座φ1.2、エア流量40NL/minよりも、外輪給油穴径φ0.8、φ1.2のエア流量25NL/minは全般に騒音値が大きい、エア流量を15NL/minへ減らすとわずかではあるが高速域において給油穴付間座を下回った。

これら騒音値の差は給油穴から噴射されるエアの条件によって生じているものと考えられる。

図7に給油穴径、エア圧力とエア流量の関係の測定結果を示す。エア圧力が一定の場合、給油穴径が小さいほどエア流量は少ない。また、給油穴径が同一の場合、エア圧力が小さいほどエア流量は少ない。

図8にエア流量毎の給油穴径とエア流速（噴射速度）

の関係を示す（損失が無いと仮定した計算値）。給油穴径が同一の場合、エア流量が少ないほどエア流速は遅く、エア流量が同一の場合、ノズル径が大きいほどエア流速は遅い。

外輪給油穴付軸受では、給油穴から噴射されるエアが、給油穴付間座による給油に比べて近い距離で直接転動体へ到達する。騒音値が給油穴付間座より大きい理由は、噴射されたエアが大きく速度低下することなく、転動体に到達し、転動体による風切り音が発生するためと考えられる（図9）。図6において、φ0.8（25NL/min）外輪給油穴付軸受よりも、エア流量を15NL/minへ減らしたものの、給油穴径φ1.2（25NL/min）の騒音値が低い結果を示したのはエア流速の影響によるものとする。

なお、給油穴付間座ではエア流速600m/sとなるが、エアカーテンの影響により、転動体へ到達する際の流速は低下しているものと推定される。

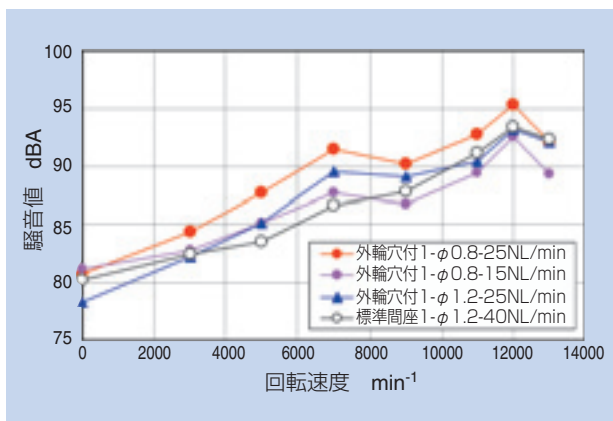


図6 騒音値データ  
Noise level

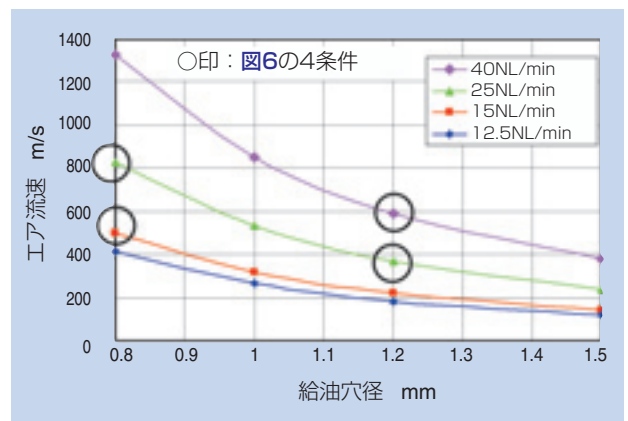


図8 エア流速データ  
Air flow velocity

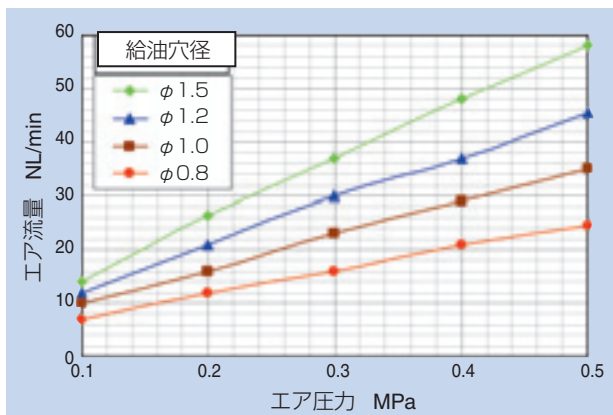


図7 エア流量データ  
Air flow volume

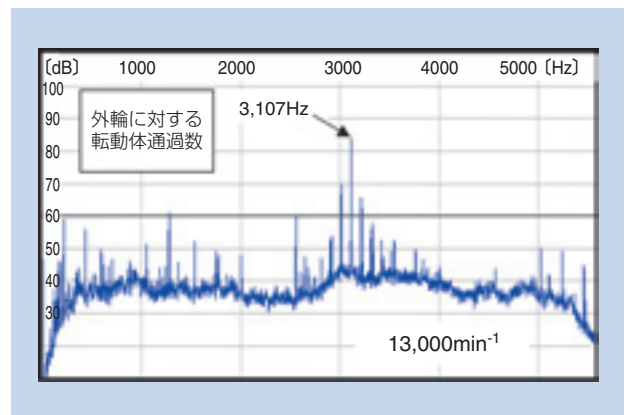


図9 軸受騒音の周波数  
Frequency of bearing noise

#### 4. 外輪給油穴付軸受の改良

前述の基礎評価結果において、外輪給油穴付軸受は給油穴付間座と比較して給油効率は向上するが、騒音値（風切り音）が大きくなる傾向がある。騒音値低減策としてエア流量削減とエア流速低減が有効と考えられる。

##### エア流量を削減する方策：

エア圧力を下げる、給油穴径を細くする

##### エア流速を低減する方策：

エア流量を削減する、給油穴径を太くする

ただし供給エア流量の大幅な削減は、配管チューブ内における潤滑油の搬送能力（ノズルに到達するまでの）にも影響を与えるため<sup>1)</sup>、最低20NL/minを目安とする。エア圧力については、実用的な面を考慮し0.3~0.5MPaとする。また給油穴径については、供給エア流量20NL/minを維持しながらエア流速を低減するためφ1.2~φ1.5程度とする。このときのエア流速は400m/s以下を目安とし、これらを満たすノズル条件を検討した。

検討の結果、0.3MPa程度のエア圧力を維持しつつ、20NL/min以上の供給エア流量を確保しながらエア流速を低減させる仕様として、図10に示す給油穴径φ1.5、給油穴は2個180°対角配置、円周溝の断面積をφ0.8給油穴相当とする仕様を考案した。

通常、エア圧力0.3MPaかつ給油穴径φ1.5で2個仕様の場合、1個あたりのエア流量は約40NL/minで、エア流速は400m/s程度となる。そこで、図11に示すように円周溝の断面積を抑えてエア流量を絞ること

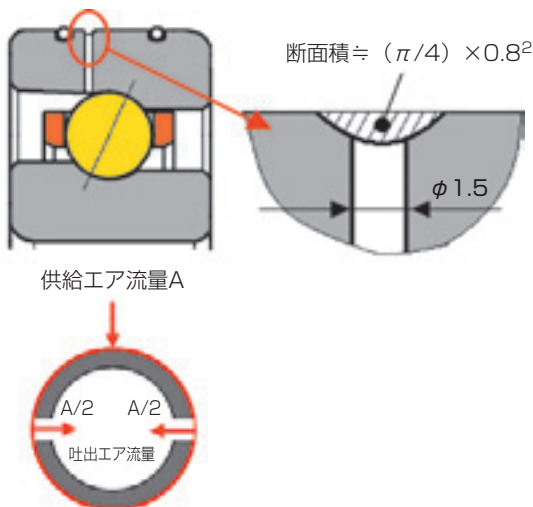


図10 考案仕様  
Improved design

で、0.3MPaのエア圧力においても供給エア流量を20NL/min程度に抑える仕様とした。さらに給油穴を2個としたことで、1個あたりのエア流量が半減でき、エア流速も400m/s以下に抑えることができた。

ハウジング給油穴と外輪給油穴位置の位相とエア流量の関係を図12に示す。円周溝によるエア流量絞り効果は給油穴径φ1.5で大きく現れており、90°以上位相を変えてもエア流量はほぼ一定となっている。φ1.5給油穴をバランスよく2個180°対角に配置して、その中央部にハウジング給油穴を位置させることで外輪給油穴1個あたり最大限のエア流量絞り効果が得られる。

図13に改良品の評価結果を示す。当初評価したφ0.8外輪給油穴付タイプや標準的な給油穴付間座に比べて騒音値の低減が可能となった。

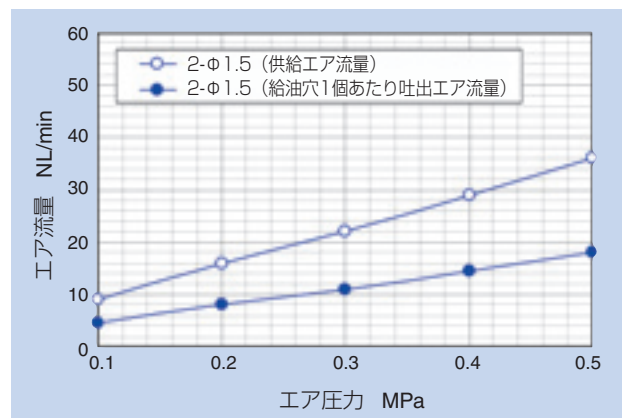


図11 エア流量データ  
Air flow volume

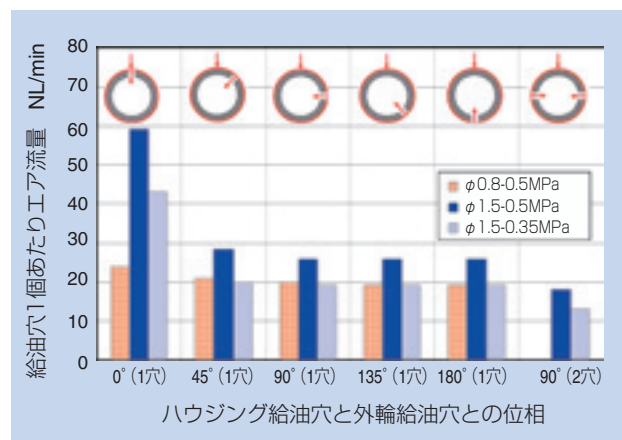


図12 位相とエア流量  
Phase and air flow volume



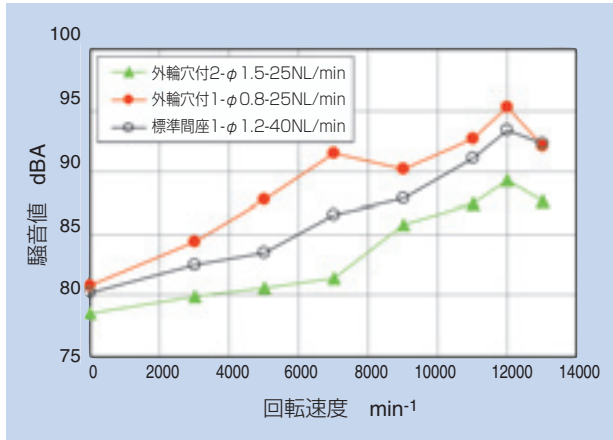


図13 騒音値データ  
Noise level

## 5. まとめ

外輪給油穴付軸受について、各種評価試験を行ない最適な仕様を確立した。軸受温度上昇はノズル間座タイプと同等であり、騒音値は同等以下のレベルとなった。また、間座へのノズル穴加工が不要となることで間座幅寸法が短く抑えられ、主軸のコンパクト設計や工具先端側への軸受配置による剛性向上も可能となる。

また今回の試験結果から、外輪給油穴付軸受の潤滑信頼性が確認でき、標準的な給油穴付間座よりもエア流量、給油量の削減が可能であることが分かった。一方で、給油穴径が軸受騒音へ与える影響も確認できた。今後は更なる高速化に向け、最適潤滑条件の確認を引き続き行う。

騒音対策を施した外輪給油穴付エアオイル潤滑軸受が、工作機械主軸の機能向上に貢献できれば幸いである。

## 参考文献

- 1) 赤松良信, 森正継: エアオイル潤滑における供給油量の微少化  
NTN TECHNICAL REVIEW NO.72 (2004)  
12-19

## 執筆者近影



小杉 太  
産業機械事業本部  
産業機械技術部



西野 晃司  
産業機械事業本部  
産業機械技術部

# 工作機械主軸用「高速アンギュラ玉軸受新9系列」

## High-speed Angular Contact Ball Bearings New 9 Series for Machine Tool

ULTRAGE



小杉 太\* Futoshi KOSUGI

工作機械主軸用に使用されるコンパクトな9系列アンギュラ玉軸受は、欧州地区の工作機械メーカーで多く使用されているが、最近では国内メーカーにおいてもその要求が増えている。今般、従来の9系列高速アンギュラ玉軸受の仕様を改良し高機能化を図った“高速アンギュラ玉軸受新9系列”について、その特長および性能試験データを紹介する。

A lot of angular contact ball bearings 9 series are used for main spindles of machine tool in Europe. However, the demand has risen also in Japan recently. We improved the current design and developed a high performance new angular contact ball bearings 9 series.

We introduce the feature and the performance test data of the “High-speed angular contact ball bearings new 9 series” in this report.

### 1. はじめに

近年、工作機械では工程集約機能を加え、リードタイムを短縮させることを目的に、5軸加工機や複合加工機のミーリング主軸のように、主軸が姿勢を変化させ加工を行う機種が増加している。

主軸が旋回し姿勢を変えるため、稼動スペースを確保する必要があり、主軸をコンパクトにする必要があり、主軸軸受もコンパクト化が要求され、断面高さや幅寸法が小さい9系列の軸受が使用される。

本稿では新たに開発した「高速アンギュラ玉軸受新9系列」について、その特長と性能について紹介する。

### 2. 9系列の特長

図1に9系列の特長を0系列との比較で示す。断面高さの小さい9系列は、0系列と比較して次の特長がある。

● 主軸径（軸受内径）が同サイズの場合（図1.a）

主軸径をそのままに軸受外径寸法が小さくできるため、軸箱のコンパクト設計が可能となり主軸のコンパクト化が図れる。

● 軸受外径が同サイズの場合（図1.b）

軸受外径寸法が制限されているような場合に、主軸径を大きくできるため軸剛性の高い主軸設計が可能となる。

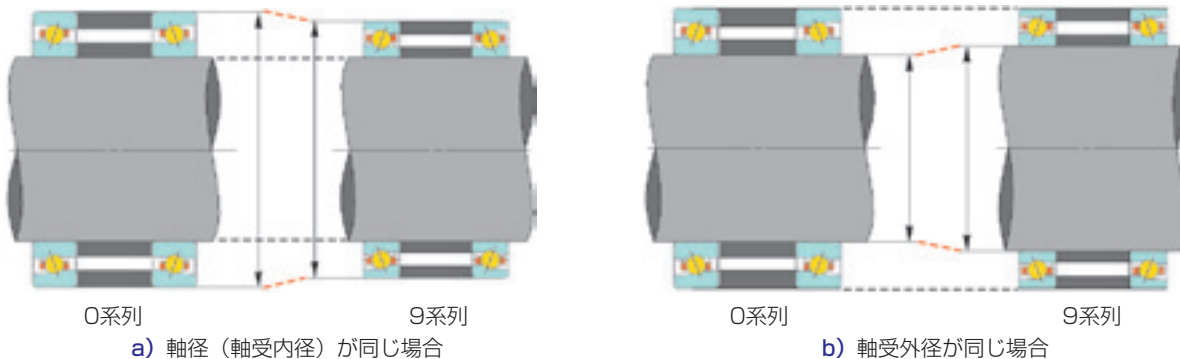


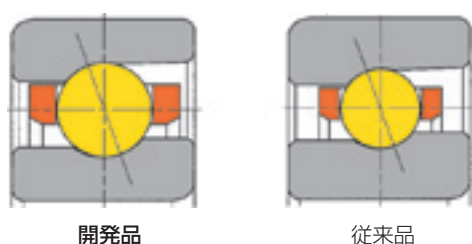
図1 アンギュラ玉軸受9系列の特長  
Feature of 9 series angular contact ball bearing

一方、軸受単体での比較では、玉径の小さい9系列は負荷容量や許容アキシャル荷重の点で0系列に及ばないため、9系列の高負荷容量化の開発に取り組んだ。

### 3. 新9系列の機能向上

#### 3.1 定格荷重と許容アキシャル荷重

新しく開発した高速アンギュラ玉軸受新9系列では、**図2**に示すように転動体径のサイズアップを含めた内部仕様の改良を行い、**図3**に示すように定格荷重



**図2** 開発品断面  
Design of new product

を最大で50%向上したほか、許容アキシャル荷重は20%向上した。これにより、長寿命化と工具交換時に発生するアキシャル荷重に対する許容値が増加し、適用範囲の拡大が可能となった。

また**図4**に内径100mm高速アンギュラ玉軸受の普通予圧（GN予圧）でのアキシャルおよびラジアル剛性線図を示す。

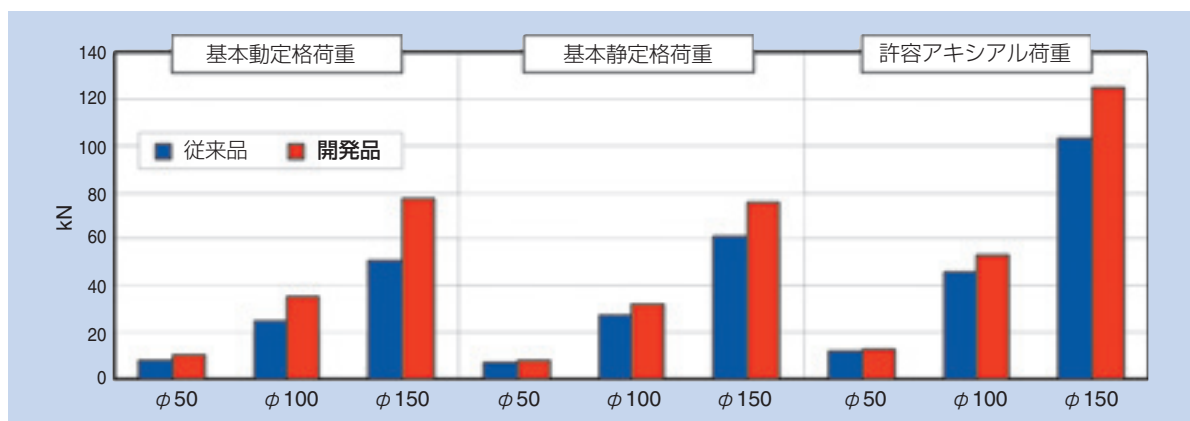
#### 3.2 運転試験結果

次に、運転試験結果について紹介する。

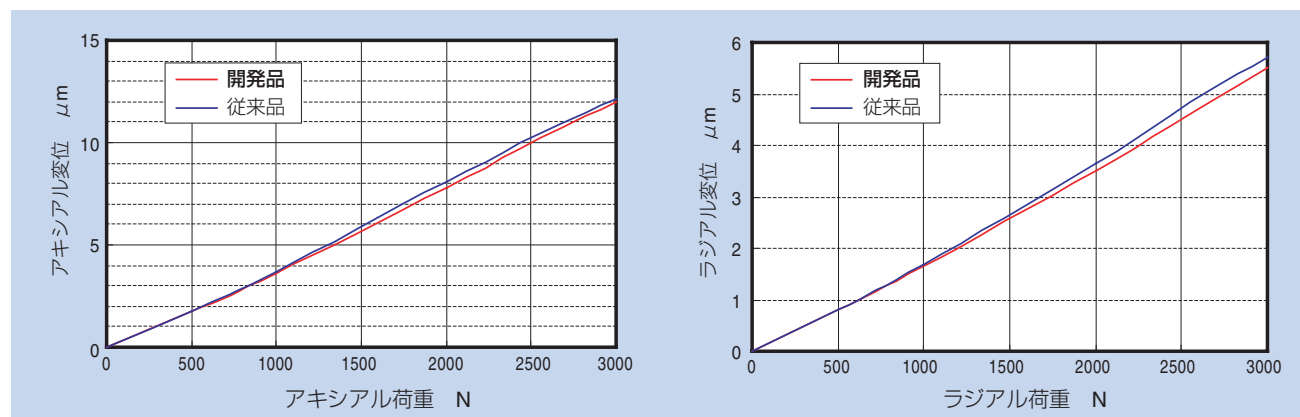
**図5**に評価試験機の概略構造を示す。

セラミック球仕様軸受、エアオイル潤滑、定位置予圧での温度上昇試験結果を**図6**に示す。

開発品の外輪温度上昇は低速域から $d_{mn}145$ 万（12,000min<sup>-1</sup>）付近まで従来品と同等であるが、それ以上の高速域になると若干（1~2℃）開発品の方が高くなる。これは、鋼球径を大きくしたことにより、PV値（接触面圧×すべり速度）が大きくなるためと考える。



**図3** 定格荷重と許容アキシャル荷重（鋼球，接触角 20°）  
Basic load ratings and allowable axial load



**図4** 剛性線図（軸受内径100mm，普通予圧）  
Rigidity graph

しかし、この時の軸受内部予圧変化を図7に示すが、開発品は従来品に比べて予圧量の上昇が約15%低減していることが分かる。すなわち、開発品の外輪温度は若干高めではあるが、内外輪温度差が付きにくいいため予圧の上昇が少なく、耐焼付性が向上した仕様であるといえる。

図8に定圧予圧での試験結果を示す。

開発品の外輪温度は従来品より1℃程度高いが、 $d_{mn}240$ 万 ( $20,000\text{min}^{-1}$ ) の超高速域まで安定した運転が可能である。

図9に鋼球軸受仕様、グリース潤滑、定圧予圧での試験結果を示す。本条件においても、開発品の外輪温度上昇は $d_{mn}144$ 万 ( $12,000\text{min}^{-1}$ ) まで安定した結果が得られた。

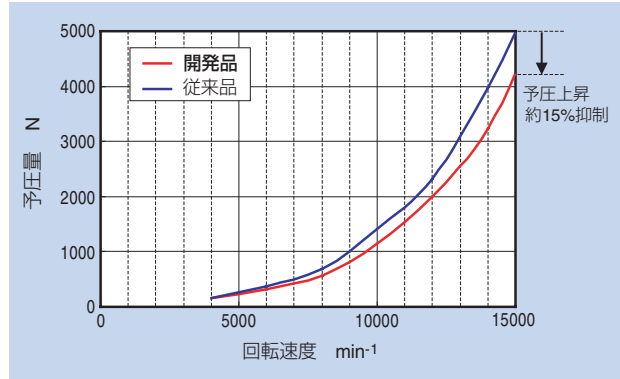


図7 回転速度と予圧量の関係  
Correlation between speed and preload

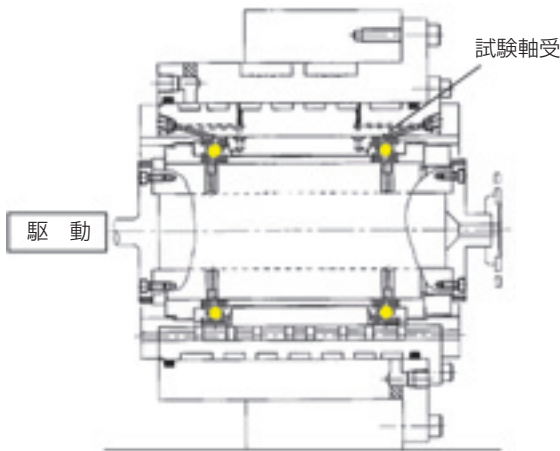


図5 試験機構造図  
Test spindle

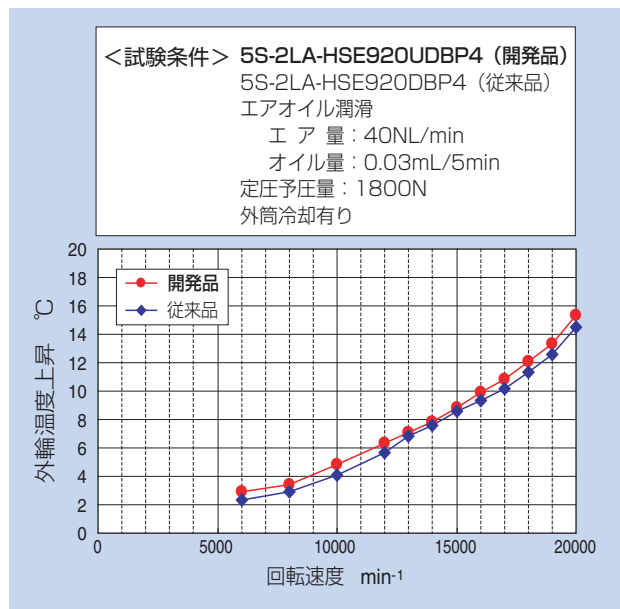


図8 性能試験 (定圧予圧, エアオイル潤滑)  
Test results (Constant pressure preload, Air-oil)

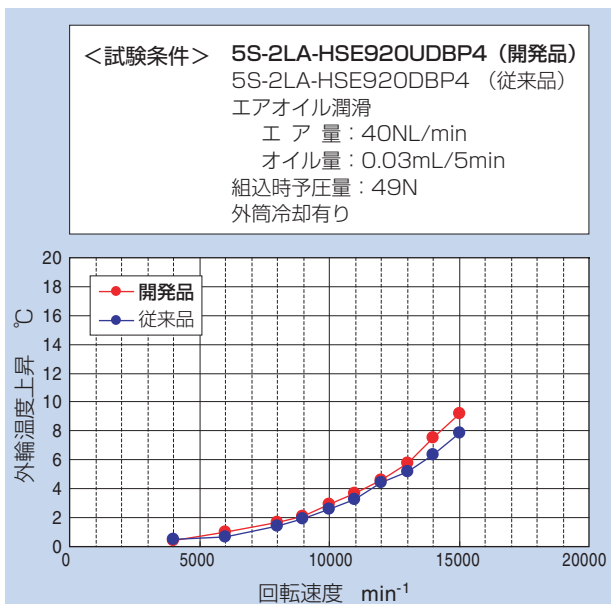


図6 性能試験 (定位置予圧, エアオイル潤滑)  
Test results (Fixed position preload, Air-oil)

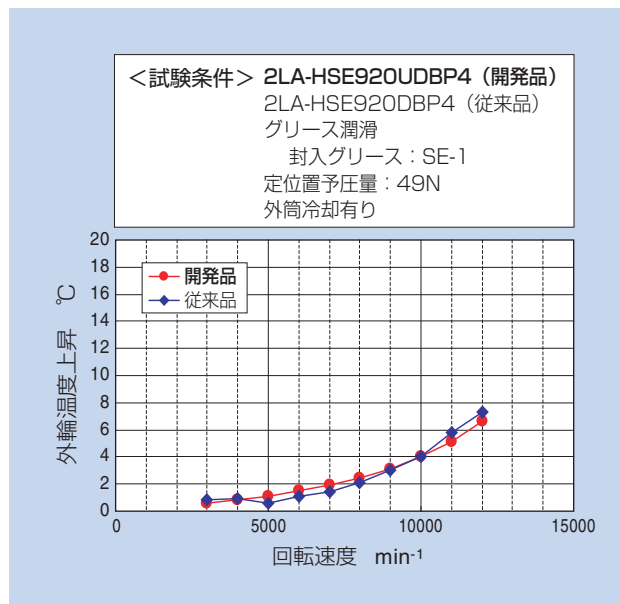


図9 性能試験 (定位置予圧, グリース)  
Test results (Fixed position preload, Grease)

## 4. おわりに

高速アンギュラ玉軸受新9系列は、従来よりも負荷容量、許容アキシアル荷重をアップし、寿命、工具交換時の耐荷重性が向上した。

一方、機能面では軸受温度上昇は従来品に対し1～2℃程度高い結果であったが、内外輪温度差が付きにくく高速時における予圧の上昇を抑えた仕様となっており、耐焼付性の点で優れている。

コンパクトかつ高機能な“高速アンギュラ玉軸受新9系列”について、今後新たなアルテージシリーズとして市場展開をしていく。

執筆者近影



小杉 太

産業機械事業本部  
産業機械技術部

## [ 製品紹介 ]

# 工作機械ボールねじ支持用軸受ユニット「BSTUシリーズ」

## Ball Screw Support Angular Contact Thrust Ball Bearing Unit "BSTU Series"

谷村 浩樹\* Hiroki TANIMURA




NTNは、工作機械ボールねじ支持用軸受としてアルテージシリーズ「ボールねじ支持用単列スラストアンギュラ玉軸受（BSTシリーズ）」を市場に投入しているが、この度、高負荷容量化に対応した「ボールねじ支持用複列アンギュラ玉軸受ユニット（BSTUシリーズ）」を開発、商品化し、アルテージシリーズにラインナップした。BSTUシリーズは、ボールねじ支持用軸受としては世界最高水準の負荷容量に加え、新シールの採用により低トルク化と高防塵性を実現している。

NTN had developed single row angular ball bearings (BST series) for ball screw support on ULTAGE series. And now NTN developed "Double row angular ball bearing (BSTU series)" on ULTAGE series.

The BSTU series have high basic load rating (highest level in the world as the bearing for ball screw support), low torque, and dust-proof feature.

### 1. まえがき

工作機械ボールねじ支持用軸受について、NTNではこれまでアルテージシリーズ「ボールねじ支持用単列スラストアンギュラ玉軸受（BSTシリーズ）」を既に市場投入している。

今回、高負荷容量複列アンギュラ玉軸受ユニットを開発・商品化し、アルテージシリーズにラインナップした。

単列のBSTシリーズは、主にアジア地区で採用されているが、今回の開発品は、欧州地区向けの標準仕様である。

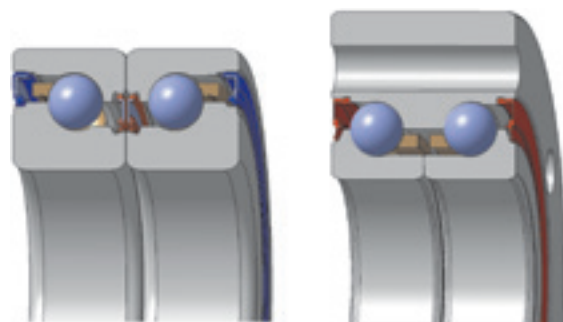
開発した高負荷容量複列アンギュラ玉軸受ユニットは、ボールねじ支持用として世界最高レベルの負荷容量を持ち、また新シールの採用により低トルクと高防塵性を実現している。

尚、今回の新しいシリーズを「BSTU (Ball screw Support angular contact Thrust ball bearing Unit) シリーズ」と名づけた。

### 2. 構造と特長

BSTUシリーズの構造を図1に示す。

BSTUの特長について以下に紹介する。



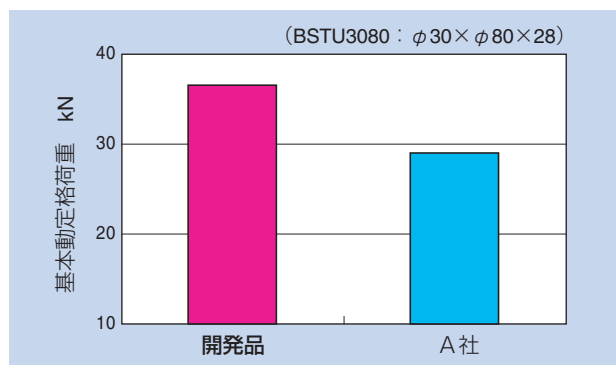
BSTシリーズ  
単列 (DB組合せ)

BSTUシリーズ

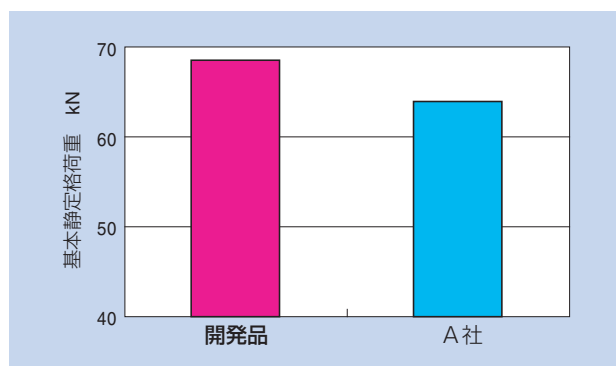
図1 軸受断面図  
Design of BST and BSTU

## 2.1 高負荷容量の実現

鋼球径のサイズアップと鋼球を最大限組み込む設計とした事で、**図2**、**3**に示すように世界最高レベルの高負荷容量を達成した。



**図2** 基本動定格荷重 (BSTU3080, カタログ値)  
Dynamic load rating (BSTU3080)



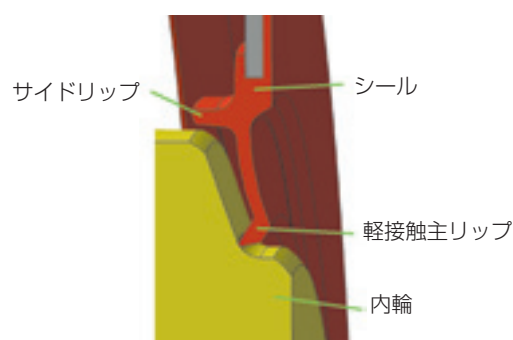
**図3** 基本静定格荷重 (BSTU3080, カタログ値)  
Static load rating (BSTU3080)

## 2.2 低トルク・高防塵性

**図4**に示す新しいシールリップ形状（軽接触シール）を採用し、高防塵性と低トルクの両立を実現した。

軽接触の主リップが高防塵性と低トルクを実現し、サイドリップが内部グリースの外部への流出を抑える役割を果たしている。

グリース封入タイプとした事で、客先での軸受組立時の洗浄、脱脂、グリース封入が不要となり、取り扱いの容易な環境に優しい軸受である。



**図4** シールリップ形状  
Seal design

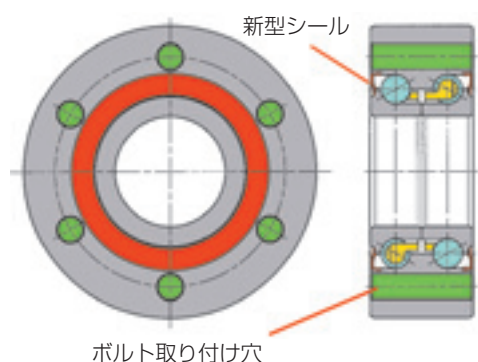
## 2.3 長寿命

ボールねじ支持軸受は、近接時の早送りと加工時の低速回転・切削時振動を受けることから、潤滑条件が非常に厳しい。振動、衝撃での油膜切れを抑えるため、耐フレッティング性とグリース寿命に優れたウレア系グリースを標準仕様とした。

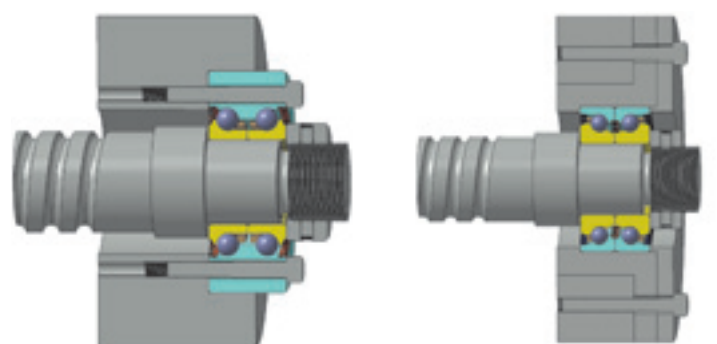
標準仕様のウレア系グリース「L588」の性能については、3項で紹介する。

## 2.4 取り付け性向上

**図5**、**図6**に示すように外輪にボルト穴を設け、ハウジングへの取付けを容易にした。



**図5** 軸受断面図  
Bearing design



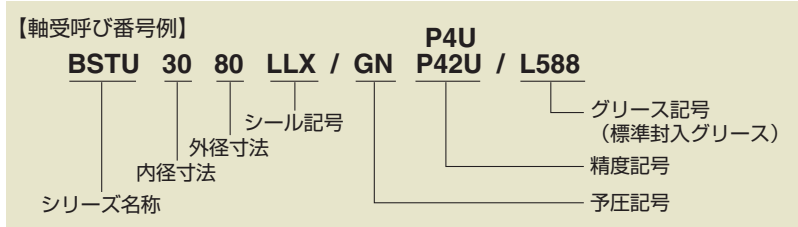
BSTUシリーズ

(参考) BSTシリーズ

**図6** 軸受取り付け構造図  
Bearing assembly

## 2.5 標準シリーズ化

BSTUは、内径φ20～φ100、外径φ68～φ200までをラインナップしている。  
新シリーズの呼び番号を右に示す。



## 3. 性能評価

BSTUシリーズの性能試験結果について以下に紹介する。

### 3.1 温度特性

工作機用途の運転パターンで評価した結果、図7に示すように「新軽接触シール」の採用により、優れた温度特性（低温度上昇）を示している。低温度上昇により、BSTUはボールねじの伸びに対する影響が少なく、高速回転での使用にも対応可能と考える。

#### <温度上昇試験条件>

軸受型番：BSTU3080LLX/GNP4U/L588  
 回転速度：1000～5000min<sup>-1</sup>  
 予 圧：2700N  
 潤滑方法：グリース  
 (封入量：1.6gr,空間容積の25%)

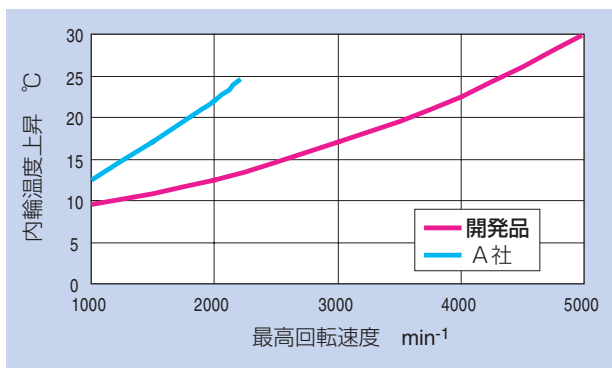
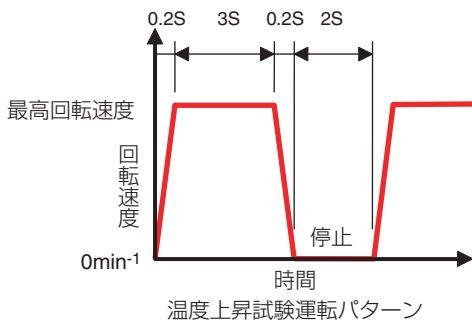


図7 温度上昇比較試験  
Test results of temperature rise

### 3.2 トルク特性

一方向回転のトルク比較結果を図8に示す。BSTUは、回転数を変化させても低位安定したトルク性能を示している。

#### <トルク特性試験条件>

軸受型番：BSTU3080LLX/GNP4U/L588  
 予 圧：2700N  
 潤滑方法：グリース  
 (封入量：1.6gr,空間容積の25%)

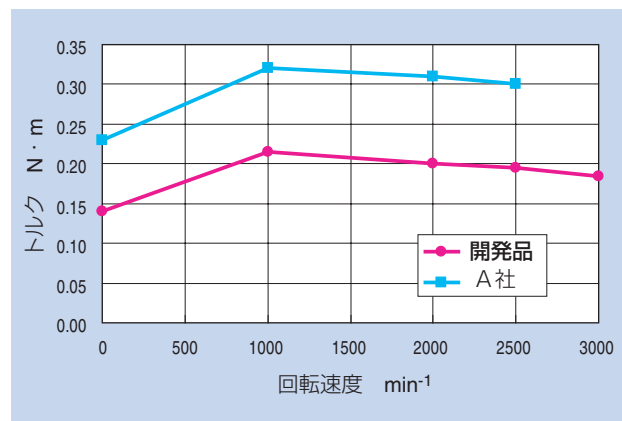


図8 回転トルク比較試験  
Test results of rotational torque



### 3.3 許容回転速度

図9に示すように、低温度上昇、低位安定のトルク特性により、BSTUは高速域での使用が可能である。

軸受型番：BSTU3080LLX/GNP4U/L588  
 潤滑方法：グリース  
 (封入量：1.6gr,空間容積の25%)

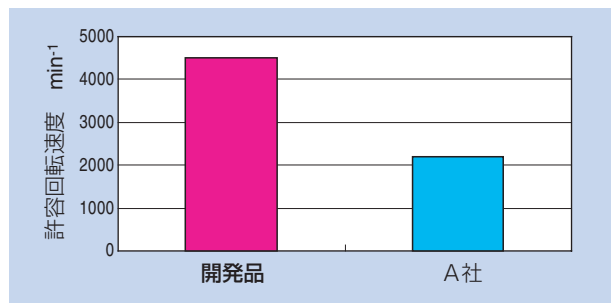


図9 許容回転速度比較  
Limiting speed

### 3.4 グリース特性

BSTUでは、微動摩耗とグリース寿命に優れたウレア系グリース「L588」を採用している。微動摩耗試験結果を図11に示す。試験は図10に示すように、固定したボールをプレートに押し当て、プレートを水平方向の往復摺動を加えた後の摩耗深さで比較評価している。

リチウム系グリースに対し、標準採用したウレア系グリース「L588」は微小摩耗特性に優れ、微少送りや揺動運動を行うボールねじ支持軸受に適している。

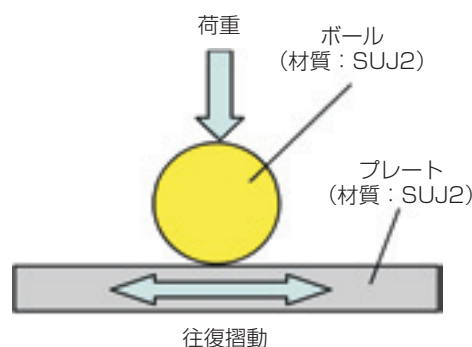


図10 微動摩耗試験  
Test method of fretting corrosion

#### <微動摩耗試験条件>

荷重 : 98N  
 最大接触面圧 : 2560MPa  
 負荷回数 : 8.6 (X10<sup>5</sup>サイクル)  
 試験時間 : 8h  
 摺動サイクル : 30Hz, 振幅 : 0.47mm  
 雰囲気 : 室温, 大気中

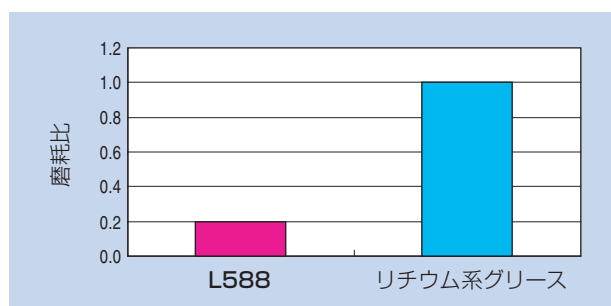


図11 微動摩耗試験結果  
Test results of fretting corrosion

### 3.5 防塵特性

工作機では切削粉やクーラント液がボールねじ付近にまで侵入する可能性があり、軸受の防塵性能が重要である。

開発品のダスト試験結果を図12に示す。新型軽接触シールの防塵性能により軸受内部への異物侵入はない。

#### <防塵試験条件>

軸受型番：BSTU3080LLX/GNP4U/L588  
 回転速度：2200min<sup>-1</sup>  
 潤滑方法：内部封入グリース  
 ダスト：粒径5~75μm  
 (成分：SiO<sub>2</sub>, Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Al<sub>3</sub>O<sub>3</sub>など)  
 ダスト色相：茶色  
 試験時間 : 1h

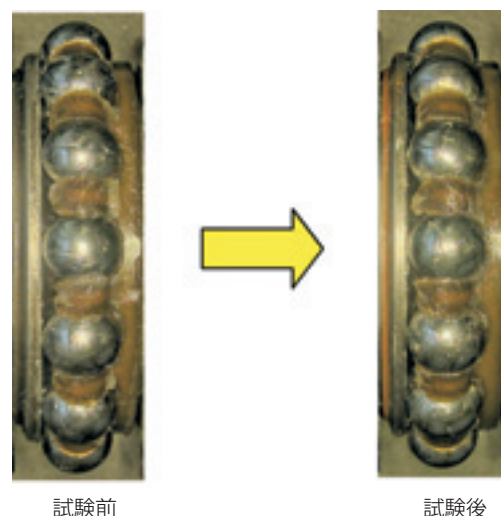


図12 ダスト試験写真  
Results of dust test

## 4. まとめ

今回開発した「BSTUシリーズ」は、世界最高水準の負荷容量と低トルク化を実現するとともに防塵性能向上、長寿命化、取付けの容易性を実現した新商品である。環境対応型社会に貢献するため工作機械の各部位における様々な要求に対応する技術革新が求められており、BSTUは長寿命、省エネのニーズに対応できる商品である。

今後も各種市場ニーズに応え、更なる改善と高機能化を図り、次世代軸受の開発を推進して行く所存である。

執筆者近影



谷村 浩樹

産業機械事業本部  
産業機械技術部

## 超小型研削スラッジ固形化装置 Ultra Small Grinding Sludge Briquetting Machine



西山 章\* Akira NISHIYAMA  
田中 道夫\* Michio TANAKA  
本間 勇輝\* Yuuki HONMA

研削スラッジを経済的な方法で金属と研削液に分離し、それぞれを再利用するリサイクル技術を確立し、併せて、研削スラッジ固形化装置の開発を行ってきた。今回、研削スラッジ排出量の少ない小規模事業場用にスペースの小さい「超小型研削スラッジ固形化装置」(型式PRG-Ⅲ)を開発した。

We established the economic recycle technology that separated the steel and the grinding lubricant of the grinding sludge, and we have developed the grinding sludge briquetting machine.

This time, we developed the ultra small grinding sludge briquetting machine (type PRG-Ⅲ) for small plants that make a little grinding sludge.

### 1 はじめに

NTNは1998年ISO14001を認証取得後、循環型社会の構築に向け、環境負荷低減への取り組みを進めている。2000年にはベアリング製造工程で発生する

研削スラッジを経済的な方法で金属と研削液に分離する処理技術とその設備(研削スラッジ固形化装置)を開発し、金属と研削液を資源として再利用するリサイクル技術(図1)を確立した。

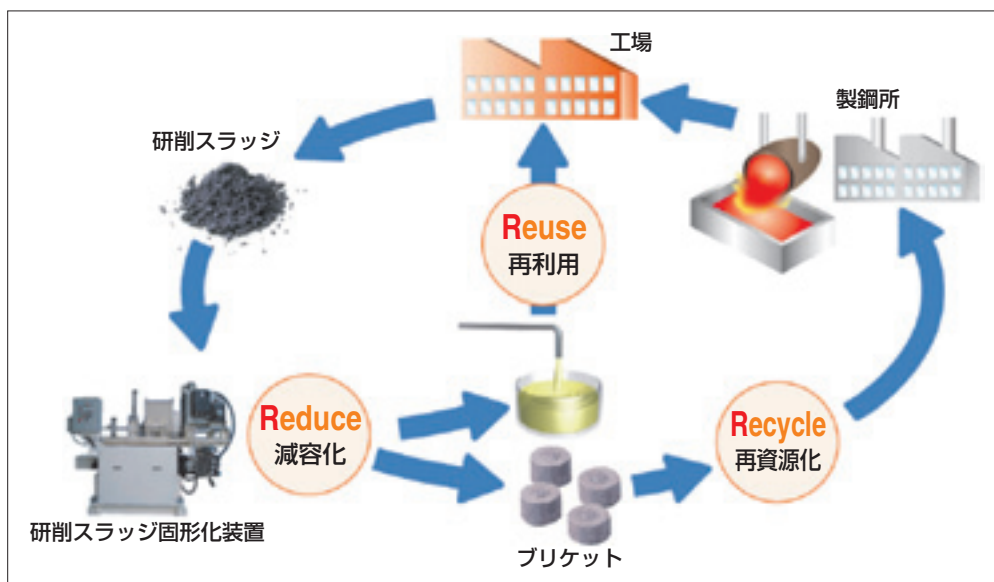


図1 研削スラッジリサイクルシステム  
Grinding sludge recycle system

\*生産技術研究所

これにより、研削スラッジ処理費用の大幅なコストダウンと同時に、ゼロエミッションを達成した。

この技術を市場に供給するに当たり、ユーザーの研削スラッジ排出量の規模に合わせ、これまでに圧縮能力1000kNタイプ（処理能力30トン／月、型式PRG-I）、圧縮能力520kNタイプ（処理能力20トン／月、型式PRG-II L）の2タイプの充実を図ってきた。その中で、大規模事業場においても小規模単位で処理したいという要望があることや、研削スラッジ排出量が少ない企業も多いことが確認できた。

そこで、これまでの研削スラッジ固形化技術を応用し、主に小規模事業場用に設置スペースの小さい「超小型研削スラッジ固形化装置（型式PRG-III）」を開発した。

## 2. PRG-IIIのコンセプト

図2に、主に自動車部品関連、軸受関連、鉄鋼関連企業の研削スラッジ排出量に対する企業数割合を示す。

これにより、46%の企業が研削スラッジ排出量5トン以下という、研削スラッジ排出量が少ない企業が多く、設置スペースの小さい設備の要求が高いことも確認できた。

また、研削スラッジの性状（主に含水率）は、ユーザーによって異なるだけでなく、日によっても微妙に異なるため、性状に応じて加圧条件を調整する必要があることも分かった。

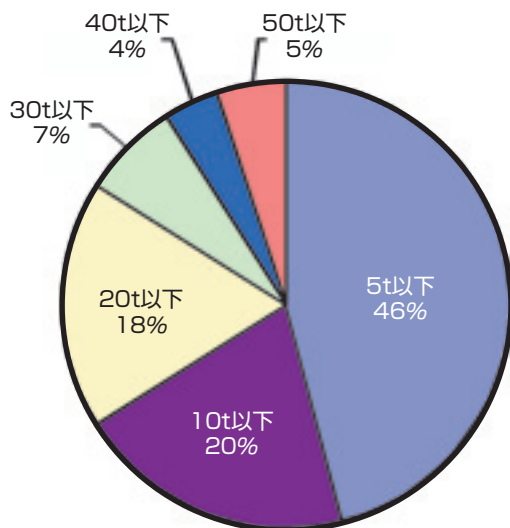


図2 研削スラッジの月排出量別の企業数割合  
Ratio of company's number regarding grinding sludge quantity per one month

これらの点から、新タイプの超小型研削スラッジ固形化装置PRG-IIIのコンセプトを次のようにした。

- ①加圧条件の自動設定  
知能化、加圧条件の最適化
- ②コンパクト  
設置面積：PRG-I比40%、  
設備重量：PRG-I比40%、  
研削スラッジ処理量：5トン／月
- ③人に優しい  
作業性・メンテナンス性の向上
- ④環境対応  
消費電力削減

## 3. PRG-IIIの仕様と特長

今回開発した超小型研削スラッジ固形化装置PRG-IIIを図3に、従来タイプPRG-I、-II Lとの仕様比較を表1に示す。

参考に、PRG-IとPRG-IIIにより固形化した研削スラッジブリケットの写真を図4に示す。

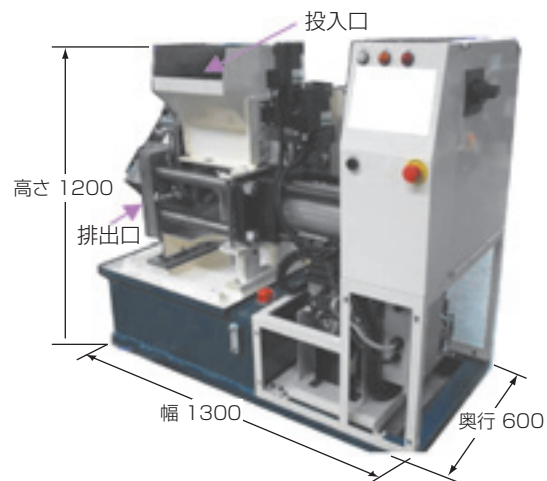


図3 PRG-III外観写真  
View of PRG-III

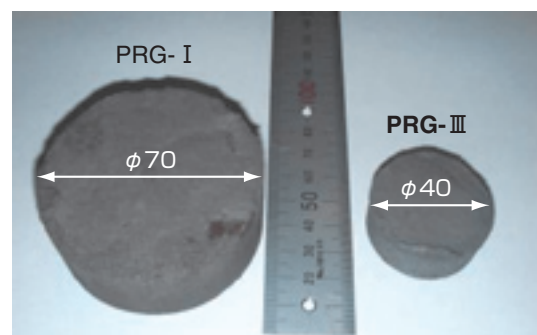


図4 PRG-IとPRG-IIIのブリケット  
Briquets of PRG-I & PRG-III

表1 研削スラッジ固形化装置のタイプと主な仕様  
Grinding sludge briquetting machine type and main specification

主な仕様	PRG- I	PRG- II L	(新)PRG- III
処理能力 (水溶性スラッジ)	max. 80kg/h (30トン/月)	max. 50kg/h (20トン/月)	max. 13kg/h (5トン/月)
脱水率	90wt%	90wt%	90wt%
圧縮能力	max. 1000kN	max. 520kN	max. 300kN
ブリケット径	φ70	φ60	φ40
概略寸法 W×H×D	2510×2200×850	2220×1950×620	1300×1200×600
(参考) 設備設置面積	2.1m <sup>2</sup>	1.4m <sup>2</sup>	0.8m <sup>2</sup> (PRG- I 比40%)
設備重量	2500kg	1800kg	800kg

以下に、設備の主な特長を示す。

#### (1) 加圧条件自動設定システムの採用 (知能化, 加圧条件の最適化,)

含水率の異なる研削スラッジを最適に固形化するには、含水率に応じて加圧条件 (加圧力, 加圧速度) を設定しなければならない。そこで、固形化サイクル中に加圧力及び加圧速度を検出し、そこから含水率を推定し、その含水率に応じた最適な加圧条件 (加圧力と加圧速度) に自動的に変更する方法を採用した。その結果、成形の安定性を実現することができた。

#### (2) 省スペース (コンパクト化)

本体ベースと油圧タンクを一体化した架台を採用し、かつ加圧機構と供給装置のコンパクト化を行い、間口1300mm、奥行600mmという非常に小さな設置面積 (従来設備PRG- I 比40%) を達成した。

また、設備重量においても表1に示すように軽量化 (従来設備PRG- I 比40%) を達成した。

#### (3) 人に優しい (作業性・メンテナンス性の向上)

人に優しい設備を目指し、作業性・メンテナンス性の向上を実現した。主な改良点を以下に示す。

- ①総高さを1200mmと低く抑えて投入作業の負荷を軽減。
  - ②操作盤はタッチパネルを採用し、操作性を向上。
  - ③加圧条件以外の固形化条件をデータベース化したことで、スラッジ切り替え時の条件変更がボタン一つで可能。
  - ④新たに監視システムを導入し、生産実績・メンテナンス実績・異常履歴等のデータ管理、メンテナンス時期を事前通知。
- また、遠隔地からのリアルタイム監視により設備異常などへの対応を迅速化。

#### (4) 成形の安定性向上, 供給・排出改善

加圧条件自動設定システムの採用 (前述) により、加圧条件を最適化することで、成形の安定性が向上した。

また、スラッジの供給とブリケットの排出をより確実にするために、以下を盛り込んだ。

- ①スラッジ投入部や送り込み部でのスラッジの流れ不良 (スラッジのブリッジ状態) を防止するため、投入部攪拌用パドルとスラッジ送りスクリュウに逆転サイクルを設けた。また、投入部攪拌用パドルとスラッジ送りスクリュウのモータ回転数を自由に変更可能にし、多様なスラッジ性状に対応可能とした。
- ②ブリケットの排出不良を防止するため、研削ブリケットの排出方向を排出シュートの流れ方向と同様に斜め方向とした排出部 (図5) を新設計した。また、スライド部はスラッジやクーラントが侵入しにくい構造とすることで、耐久性を向上させた。

#### (5) 省エネルギー

油圧ポンプをインバータ駆動とし、またシリンダ動作必要時のみ油圧ポンプが稼働する新制御方式を採用し、油圧ポンプを常時稼働する従来制御方式と比べ、消費電力14%削減を実現した。

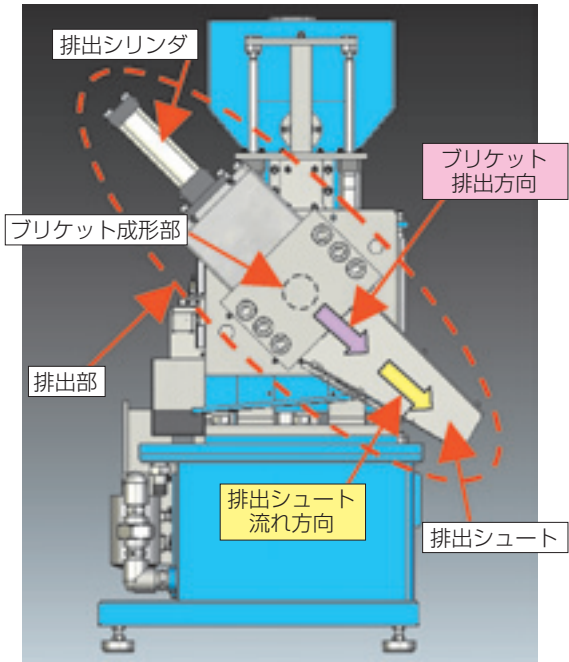


図5 PRG-Ⅲの排出部  
Exhaust unit of PRG-Ⅲ

#### 4. まとめ

NTNは、これまで主に大規模事業場の集中クーラントろ過設備から排出される研削スラッジを対象にリサイクル技術を開発してきた。今回、加圧条件（加圧力と加圧速度）を研削スラッジの含水率に応じて自動的に最適化するシステムを採用した「超小型研削スラッジ固形化装置PRG-Ⅲ」を開発した。これにより、小規模クーラントろ過設備等から排出される、性状の多様な少量研削スラッジへの研削スラッジ固形化装置の適用が期待される。

また、今回開発した超小型機の用途拡大として、紙くず、切削粉、脱水汚泥、タンブラー汚泥など、様々な固形化ニーズに対応するため、さらに技術開発を進め、リサイクル社会の構築に向け環境負荷低減に取り組んでいく。

#### 執筆者近影



西山 章  
生産技術研究所



田中 道夫  
生産技術研究所



本間 勇輝  
生産技術研究所

# パーツフィーダ用小型・多機能コントローラ

## Compact and Multifunction Controller for Parts Feeder



鈴木 邦彦\* Kunihiko SUZUKI

部品を自動的に整列・供給するNTNパーツフィーダは、さまざまな分野の製造業に受け入れられ、工程の自動化や生産性の向上に貢献している。このパーツフィーダを制御するコントローラにおいて、小型軽量、かつ多機能化した新シリーズを開発した。また、使い勝手の良い専用の振動センサも新たに開発した。ここでは新型コントローラの特長について紹介する。

The NTN parts feeder that automatically lines up and supplies parts is accepted to manufacturing in various fields, and is contributing to the improvement of the automation and productivity in the process. NTN developed a new series of controller for parts feeder. This controller's feature is lightweight, compact and multifunction. Moreover, a convenient special vibration sensor was newly developed. This article introduces the feature of the controller with new small type for parts feeder.

### 1. はじめに

パーツフィーダ（振動式部品供給装置）は自動車・電機をはじめとして食品から半導体製造に至るまでさまざまな分野の生産ラインで幅広く使用されている。このパーツフィーダの振動を制御するコントローラには、多様化する用途を満足する多機能、小型軽量が求められている。

NTNでは小型軽量化と多機能化を図った新しいコントローラシリーズを商品化したので特長を紹介する。

### 2. 新型コントローラの概要

NTNではデジタル制御型パーツフィーダ用コントローラを1996年に業界で初めて商品化した。アナログ型では得られなかった高精度と操作性の良さが認められ、デジタル制御タイプの業界スタンダードとなった。今回の機種は第3世代となるが、デジタル制御の特長を活かしてユーザに有用な機能をさらに追加し、小型軽量化と多機能化を同時に達成した点が大きな特長である。

旧型コントローラとの外観比較を図1に示す。右側が新型であるが制御容量は同じでありながら、外形寸法を大幅に小さくした。

旧型コントローラとの仕様の比較を表1に示す。

大幅に機能を増やしたことで、入出力信号用端子などの数が2倍に増えたため、この端子台を新設計して小型にするとともに、操作パネル全面が開くことで配線スペースを確保した（図2参照）。

さらに、コントローラの開発と並行して振動センサも新たに開発した。小型ながらも回路を工夫することでノイズに対して強くなり、旧型では不可能であった一般的な端子台やキャブタイヤケーブルなどを使ったリード線の延長が可能となり、現場での配線作業が容易となった。

### 3. 特長

#### ①小型、軽量化

旧型との体積比で新型のK-ECH45/K-ECJ45は60%と大幅に小型化した。（表1および図3参照）

コントローラのサイズを小さくするには放熱に必要な面積とインターフェースに要する面積をいかに縮小するかである。

放熱面積を減らすには内蔵部品の発熱を下げるのが最も重要である。使用するFETの変更およびドライブ回路の改良で発熱を抑制し、必要面積を20%削減した。さらに放熱フィンの取付部を背面から側面に移



図1 新旧比較写真 (右が新型)  
Externals view (right side : new model)

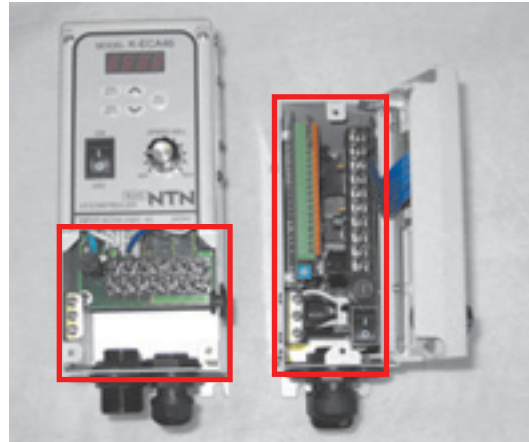


図2 配線部のスペース比較 (右が新型)  
Wiring enclosure (right side : new model)

表1 新旧コントローラの仕様比較  
Comparison table of new and old model

項目	品番	新型 (小容量)		新型 (大容量)		旧型		新型の特長
		K-ECF25	K-ECG25	K-ECH45	K-ECJ45	K-ECA49	K-ECA46	
外形寸法W×H×D[mm]		60×140×142		82×140×142		80×180×180		同一容量で約60%に小型化
電源電圧		100/200V		100/200V		100V	200V	新型は100/200V入力兼用
制御容量		2A		4.5A		4A		
周波数可変範囲		30~500Hz		30~500Hz		30~250Hz		SMDフィーダの駆動も可
各種機能	多段速機能	パネル+3段		パネル+3段		なし		内部に3つの速度メモリを持つ
	アナログ電圧指令	あり		あり		なし		外部から速度可変が可能
	バルブ制御機能	あり		あり		なし		バルブ3個の接続が可
	ワークなし警報機能	あり		あり		なし		センサ1, センサ2の選択可
	異常信号出力	あり		あり		なし		異常が出た場合に信号を出力
	警報信号出力	あり		あり		なし		警報が出た場合に信号を出力
	過負荷保護機能	あり		あり		あり		
	F/Vカーブ	18本		18本		2本		負荷保護曲線の選択範囲UP
	定電圧機能	あり		あり		あり		
	定振幅機能	なし	内蔵	なし	内蔵	オプション外付け		
共振点追尾機能	なし	内蔵	なし	内蔵	なし			

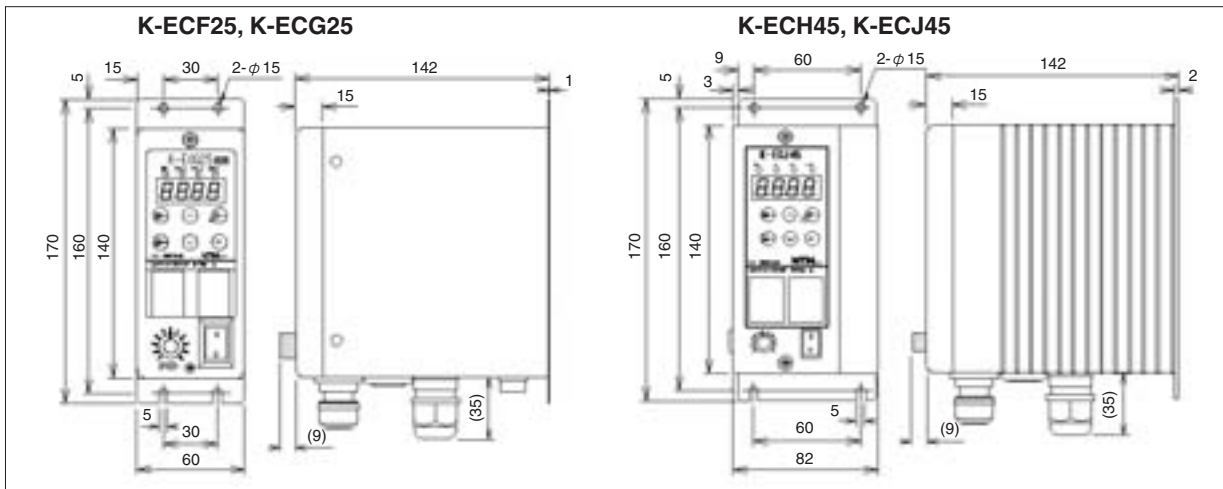


図3 新型コントローラの外形寸法  
New controller outline dimension



したことでより広い面が使用できるようになり、放熱フィンのサイズを半減できた。また、汎用型振動本体は中サイズと大サイズで定格電流が大きく変わる。従来は1機種で賄っていたコントローラを制御容量で大小2種類に分けたことにより、中サイズまでの振動本体を制御する小容量型（K-ECF25/K-ECG25）は旧型との体積比46%と非常に小型化できた。

配線などのインターフェースに必要な面積は操作パネル全体を開くようにしたことで確保した（図2参照）。配線スペースをコントローラの前面全体に拡大すると同時に、信号回路には小型差込式端子台を採用することで省スペースながら入出力点数を拡大することができた。

さらに放熱フィンの小型化による軽量化で筐体の必要強度が下がり、使用する板金の板厚を薄くできたために30%の軽量化もおこなえた。

## ②多機能化

### ・過負荷保護

振動本体の定格電流を設定することで接続した振動本体を過負荷から保護することを可能とした。振動本体に内蔵される電磁石は可動鉄心とのギャップによって流れる電流が大きく変わる。また、コントローラの設定を誤った場合には電磁石に過大な電流が流れる危険性があるが、コントローラが自動で出力電圧を制限して電磁石を保護することを可能とした。旧型から搭載している機能であるが、検出精度を上げることで、設定範囲の下限値を0.5A以上から0.2A以上に向上させた。

### ・ソレノイドバルブの制御

図4のような2列供給仕様の場合、従来は小型のプログラマブルロジックコントローラ（以下PLC）などを使用してワーク確認センサの状況に応じて、対応す

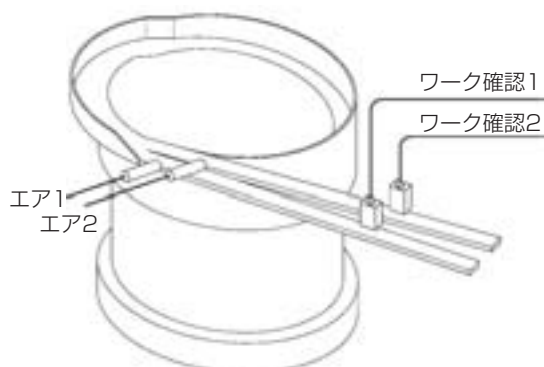


図4 2列パーツフィーダの図  
Two tracks bowl feeder

る列のソレノイドバルブを制御する必要がある。しかし、エア供給用ソレノイドバルブ2個を制御するためにPLCや直流電源、ケースなどを用意するのはコスト面で問題がある。新シリーズではパーツフィーダ周辺で使用される制御機能をコントローラ制御用のワンチップマイコンに内蔵することで、部品を追加することなく制御を可能とした。使用する場合はファンクションを選択し、タイマ時間を設定するだけであり、専用のプログラミングツールやソフトウェアを用意する必要もないので非常に使いやすくなった。

### ・キャリア周波数変更

パーツフィーダの駆動には正弦波PWM\*方式を採用している。この制御精度を高くするには変調するキャリア周波数を高くする方がよいが、周波数を高くすると高調波ノイズが増え、計測器に悪影響を及ぼす場合がある。K-ECH45/K-ECJ45ではキャリア周波数を3種類の中から選べるようにした。この機能を使ってキャリア周波数を変えることで、高調波ノイズの影響を緩和することができる。

\*PWM：パルス幅変調（Pulse Width Modulation）の略。交流波形を得る場合の一つの方式。

## ③新型振動センサ

振動センサも新たに開発した。振動検出には一般的に圧電素子が使用されるが、圧電素子はその特性上出力インピーダンスが非常に大きく、利用するケーブルには制約が多かった。新型センサには使用する領域の帯域だけを通過させるバンドパスフィルタを内蔵すると同時に、出力インピーダンスを下げることでケーブルに対する制約を緩和した。このため、ケーブル延長を行う場合、従来のようにシールド線を使用しなくても一般のキャブタイヤケーブルと端子台を利用して延長することが可能となり、配線作業を簡素化することができる。

新型の振動センサの外観を図5に示す。また、旧型では難しかった一般のキャブタイヤケーブルを使用して延長した事例を図6に示す。



図5 振動センサの写真  
Vibration sensor

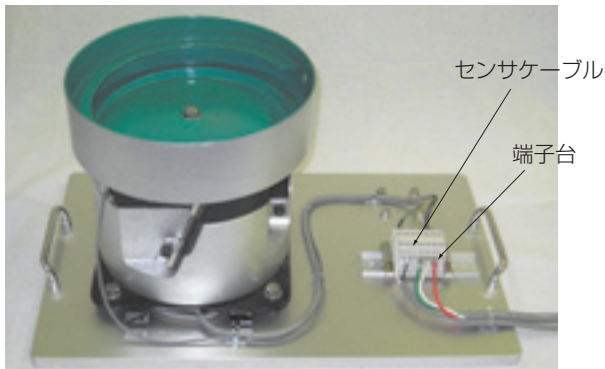


図6 振動センサのケーブル延長例  
Example of cable expansion for new type vibration sensor

④定振幅運転モード

コントローラ形式K-ECG25とK-ECJ45の2機種はつまみで設定した振幅の大きさを目標値とし、振動センサからの信号が一定となるよう出力電圧を自動制御する機能を内蔵した。この定振幅特性と次に説明する共振点追尾機能を加えた制御特性の代表例を図7に示す。パーツフィーダにワークを投入した場合など、負荷が増加してもコントローラが元の振幅に戻るよう出力電圧を自動調整するため、常に安定した振動でワークを供給することができる。さらに旧型で定振幅機能を利用する場合は、ゲインボリュームの手動調整が必要であったが、新型はこのゲイン調整を自動で行うようにした。その結果、作業者の感覚によらず常に最適な値を選ぶことが可能となった。

⑤共振点追尾運転モード

パーツフィーダの共振点はボウル内のワーク量などによって変化するが、K-ECG25とK-ECJ45の2機種は共振点を自動で追尾して振動数を制御する機能も追加した。パーツフィーダは共振現象を利用して振動を増幅し、その振動を利用してワークの整列供給を行っている。このため、加振周波数を共振点に一致させれば最も効率よく運転できるはずである。しかし、共振点での駆動は外乱に弱く、振動が安定しないといった弱点もある。このため旧型では、負荷電流は共振点の状態より増えるが、振動が安定する共振点より少し高い周波数で運転するようにしていた。新型は振動センサの信号から共振状態を検出し、常に共振状態から外れないよう加振周波数を自動制御する機能を設けた。加振周波数を共振点に一致させても振動が安定するようになり、実験機では従来と同じ振幅を得るのに負荷電流を約20%減らすことができた（電流の減少量は振動本体の形式や設定状態、動作条件などによって変化する）。

共振点追尾機能を使用する場合に必要な調整は、オートキャリブレーション機能により自動的に行われるので調整の手間はかからない。さらに、キャリブレーション終了後には対応する運転モードへ自動で移行すると同時に、モード表示灯を点灯するようにしたので、設定や確認作業も簡単になった。また共振点

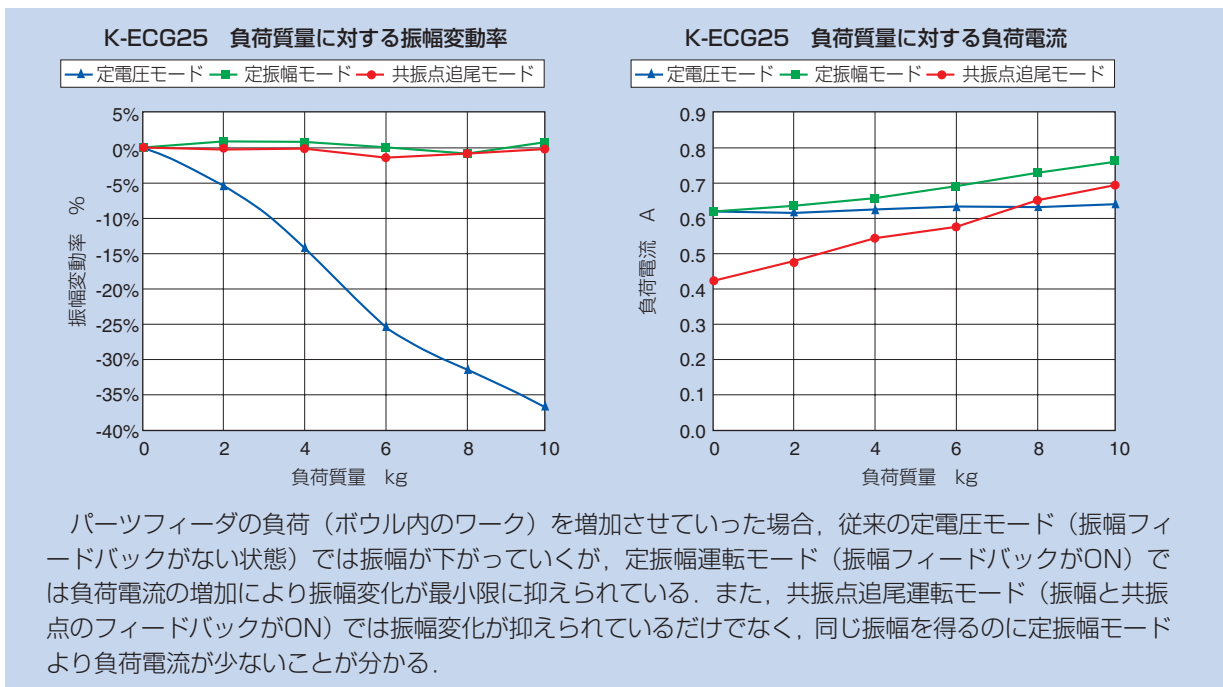


図7 定振幅特性 (代表例)  
Constant amplitude characteristic (typical example)

自動追尾機能だけでは振動の安定性が劣るので、共振点自動追尾運転モードでは定振幅機能が同時に動作するようにした。

共振点追尾機能は高速供給の実現に特に有効であるが、微速供給運転や振動本体の設定あるいは供給するワークなどによっては、供給性能や安定性において効果が薄い場合もある。

なお、定振幅機能を使用して運転している時に制御できる限界に到達した場合はリミットランプが点灯する。使用している板ばねの疲労などによって必要な振幅を得られなくなった場合にも、リミットランプが点灯するので保守をおこなうタイミングも分かりやすくなった。

#### ⑥その他の機能

多段速、設定電圧（振幅）のアナログ電圧による制御、つまみロック（操作ロック）やワークなし警報、異常信号、アラーム信号など多彩な機能や信号を取り扱うことができるようになり、このコントローラ1台あれば、その都度専用で用意していた制御回路を準備する必要はない。そのため、ユーザーにおいても設備費や保守用在庫品が削減できるといったメリットがある。

#### ⑦コスト

より多くの機能を搭載しながらも旧型からのコストアップは極力抑えるように取り組み、従来機種とほぼ同コストで新たな機能を利用可能とした。

## 4. まとめ

本稿では多機能で小型・軽量化の新型コントローラシリーズ4機種の特長を紹介した。また、100V電源でも200V仕様のパーツフィーダを駆動できるように、専用の昇圧ユニットをオプション品としてラインアップする予定である。

さまざまな用途で使用されるパーツフィーダは、非常に多くの使い方に対応する必要がある。新型コントローラはこれらの多くの要求を満たしており、ユーザーに高いレベルで対応した商品である。パーツフィーダ本体の特性、最適なツーリング、適切な制御が相まってより多くのユーザーに受け入れられるような商品を今後も展開していく。

執筆者近影



鈴木 邦彦

精機商品事業部

# NTN-SNR高性能・高機能直動モジュールAXDLシリーズ

## NTN-SNR High Performance and Flexible Linear Modules Series AXDL

NTN-SNR Ulrich GIMPEL\*  
Michael WILLE\*



位置決め精度、メンテナンスフリーおよび運動応答性に対する高度な要求を満たす高剛性位置決めモジュールとして直動モジュールAXDLシリーズを開発した。設計思想を統一することで、サイズや機能など多様化する顧客ニーズに柔軟に対応可能とすると共に、歯付きベルトの固定方法の改良およびシール性向上により長寿命でかつ安定稼動を実現した。さらに、接続・固定用ブラケットを標準化し、従来品であるAXC/AXLT全シリーズとの組み合わせを可能としている。

The linear modules series AXDL is developed as the positioning module with high rigidity to fill the high requirements for accuracy, zero maintenance and dynamics. Concept-oriented CAD design has resulted in an extremely flexible programme to respond to various specifications such as size and functions from customers and innovative synchronous-belt clamping and complete sealing ensure a long service life and high operating safety. AXDL modules can be combined with the complete type range of the AXC/AXLT series by using a standardised system of connecting and fastening elements.

### 1. まえがき

直動モジュールは、1980年代より自動車、太陽光発電、木材加工、航空、包装機械および医療など様々な製造装置に組み込まれてきた。ロボットの先端ユニットあるいはピックアンドブレースを含め門型直交ロボットの基本的構成部品として使用され、自動化や搬送機構には不可欠な技術といっても過言ではない。また、適用用途によって高位置決め精度、あるいは耐荷重性が要求され、使用環境も屋外からクリーンルームまで多様である。本稿では、多様化する市場要求に対応するNTN-SNRで開発した直動モジュールAXDLシリーズについて紹介する。

### 2. AXDLシリーズ

#### 2.1 AXDLシリーズの特長

AXDLシリーズは、独自構造のアルミ製フレームに駆動装置、案内機構および可動部であるステージ部が組み合わされる。最大の特長は用途に応じ、最適な駆動装置および案内機構をフレームに自由に組み合わせ使用できる高い汎用性にある。

以下にAXDLシリーズの特長を示す。

#### 1) 駆動装置の選択が可能

##### ① 歯付ベルト駆動装置

歯付ベルト駆動装置を備えたAXDL直動モジュールの外観を図1に示す。ステージ部は歯付ベルトに固定されており、駆動ヘッドから歯付ベルトをモータ駆動することでステージ部が移動する。歯付ベルト駆動装置は、後述のトラックローラ複列案内と組み合わせることで10m/sの高速送りが可能となる。

AXDLシリーズ歯付ベルト駆動モジュールは、ベルト交換を容易とする歯付ベルトの固定方法に特長がある。一般的な歯付ベルト駆動装置では、装置内部の取り扱いにくい位置に歯付ベルトが配置されている場合が多く、ベルト交換に多くの工数を必要としていた。AXDLシリーズでは、図2、図3に示すように、ステージ部断面内の歯付ベルトを通す部分をくさび形断面空間とし、そこに歯付ベルトを挟み込むようにくさび部材を押し込む新たな固定方法を開発した。この固定方法により確実に歯付ベルトを固定し、かつ構成部品を取り外すことなく容易に交換できるようにした。

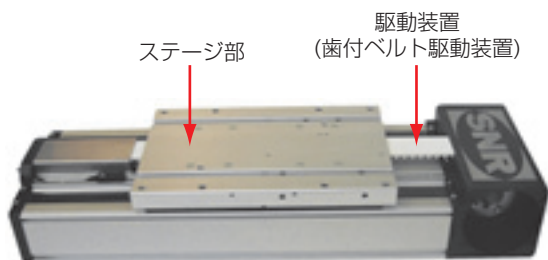


図1 歯付ベルト駆動直動モジュールAXDL240Z  
AXDL240Z linear module with toothed-belt drive

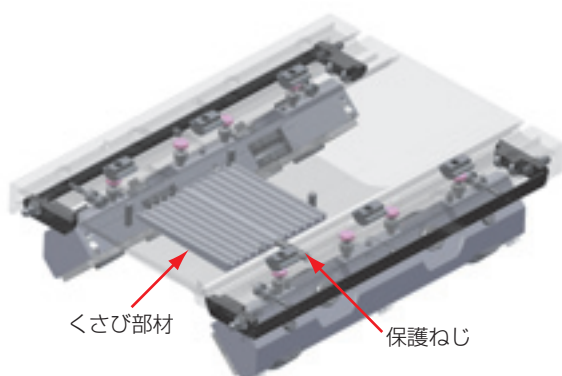


図2 歯付きベルト固定部の構造  
Fixed unit of toothed belt

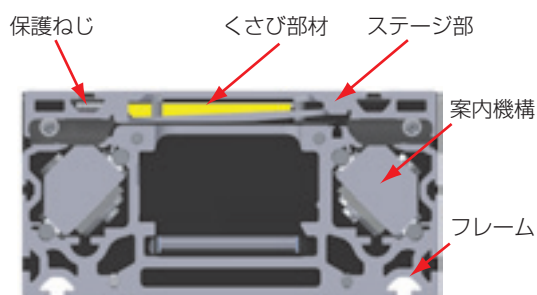


図3 歯付ベルトの固定方法  
Fixed method of toothed belt

## ② ボールねじ駆動装置

AXDLボールねじ駆動モジュールを図4に示す。

ボールねじ駆動装置を備えたAXDLモジュールでは、必要性能に応じて送りねじの種類やボールねじの精度等級を選択することができる。

標準仕様では精度等級T7\*の転造ボールねじを使用しているが、高精度な位置決め用途向けに精度等級T3\*\*までのボールねじが選択可能である。また、位置決め精度を必要としない調整動作用途向けとして台形ねじの選択も可能である。

\*JISではC7級

\*\*JISではC3級

なお、ボールねじ駆動装置を高速移動用途に適用する場合、ボールねじの許容回転速度を超えないよう注意する必要がある。許容回転速度は、ボールねじの軸径、支持形態、支持間距離によって決定され、許容回転速度内で使用しなくてはならない。

NTN-SNRは、図5に示すワイヤ駆動型ボールねじフローティングサポート機構を開発し、サポートユニットの形状の工夫により高荷重条件にも対応可能とした。本機構は、ボールねじナットの移動に合わせ、連結要素で連結された1組のサポートユニットが軸方向に移動する構造になっている。図6には2組のサポートユニットを備えたフローティングサポート構造の作動例を示す。サポートユニットを適用することで、固定支持軸受のみの仕様と比較して支持間距離を短くすることが可能となり、さらにサポートユニットを増やすことが可能となった。

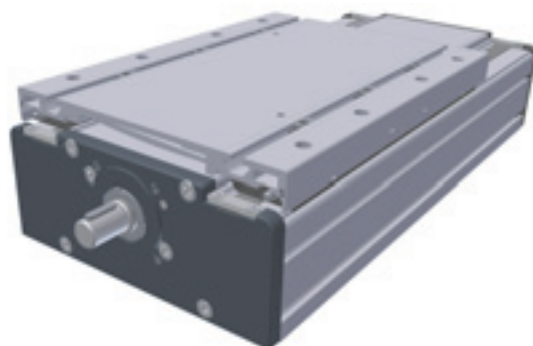


図4 ボールねじ駆動直動モジュールAXDL240S  
AXDL240S: linear module with ball screw drive

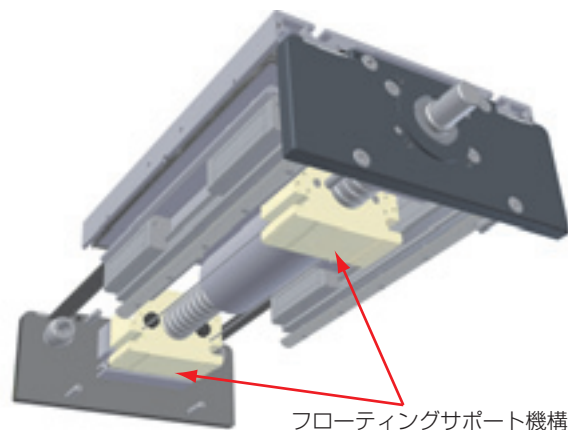


図5 フローティングサポート機構  
Floating support system

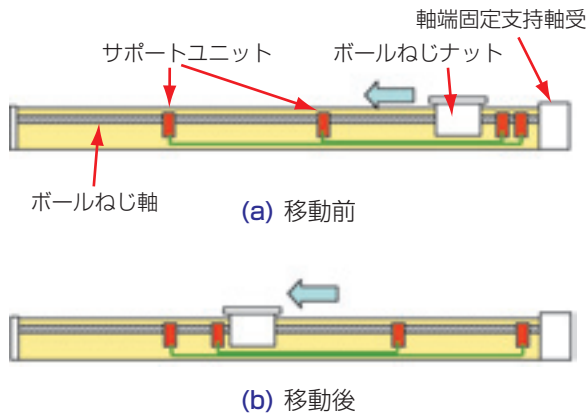


図6 フローティングサポート機構  
(サポートユニット2組)の作動  
Floating support (case of 2 support units)

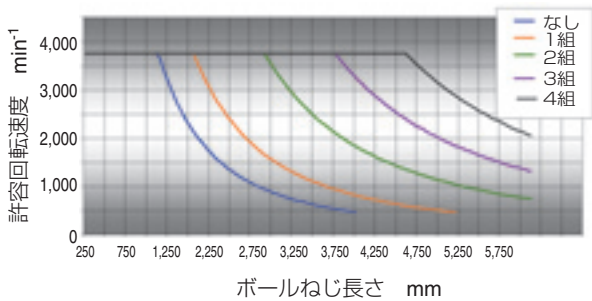


図7 許容回転速度  
Limiting rotation speeds

## 2) 案内機構の選択が可能

### ① 直動案内

保持器付ボールによる直動案内を適用している。本案内機構は負荷容量が高く、後述のトラックローラ案内と比べ高剛性、高精度かつ長寿命である。図8に直動案内透視図と組み合わせたときの断面図を示す。

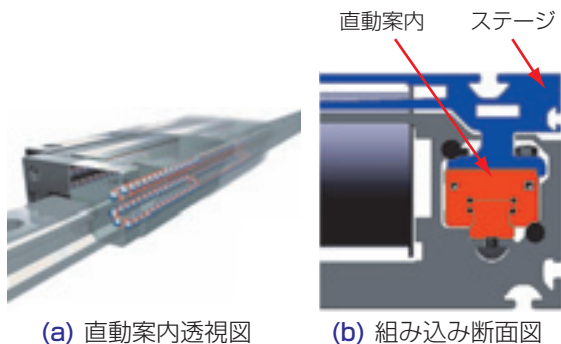


図8 保持器付ボール直動案内  
Linear guide systems with ball chains.

### ② トラックローラ案内

一般に、直動案内を用いた直動モジュールの定格運転速度は、最大5m/sである。しかし、AXDLシリーズでは図9に示すようにトラックローラ案内機構と歯付ベルト駆動を組み合わせることで10m/sに対応可能である。



(a) トラックローラ案内組み込み例 (b) 組み込み断面図

図9 トラックローラ案内  
Track roller guide units

### 3) 駆動モータの選定自由度が大きい

最適な駆動特性のモータとの組み合わせを可能とする、モータフランジ、カップリングおよび減速機を取り揃えている。

## 2.2 AXDLシリーズの設計改良

AXDLシリーズは、既存AXCシリーズにさまざまな改良技術を盛り込んだ製品である。改良ポイントを以下に示す。

### 1) フレーム形状の最適化

フレームの断面形状は装置全体の剛性に大きな影響を与えるため、図10に示す $I_x$ 、 $I_y$ の2方向の断面二次モーメントをより高くする必要がある。

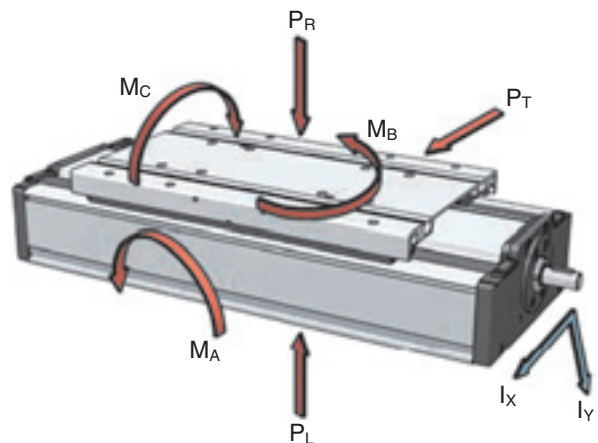


図10 直動モジュールの座標系  
Coordinate of linear module

フレームはアルミ材を押し成型にて製作している。押し成型では、棒状のアルミ素材（ビレット）を抜き型を通して押し出し、所望の断面を持った成型部材を形成する。ビレットをあらかじめ約500℃に誘導加熱することで成型に伴う適切な素材流動が得られる。同一断面内で部分的に厚みが異なる場合でも安定した流動速度が得られるように成型条件を最適化している。なお、AXDL240Zの真直度は有限要素法解析により押し工程の物理的限界範囲内で最適化したことで、0.5mm/m未満に抑えている（DIN EN12020-2準拠）。

図11に示す押し成型で製作したフレームの断面構造は、直動モジュールの剛性、そして装置全体の剛性に重要な影響を与える。剛性は荷重による装置の変形量を示し、装置の機能と耐久性を決定する重要な要素である。

AXDL240の複列直動案内品（高さ25mm）、複列トラックローラ案内品（トラック直径47mm）、単列直動案内の従来品AXC120について、図10の座標系に従って剛性を測定した。剛性はモーメント荷重により生じるステージ部の傾き角を1m先の変位置に換



図11 押し成型で製作したフレームの断面構造  
Cross section structure of flame

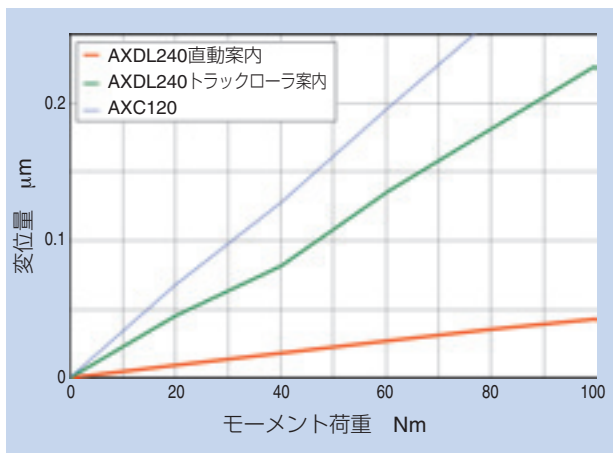


図12 M<sub>A</sub>方向剛性比較  
Comparison of the rigidity in M<sub>A</sub> direction

算して表記した。モーメント荷重M<sub>A</sub>（図12）、M<sub>B</sub>（図13）およびM<sub>C</sub>（図14）に対する実験結果を示す。

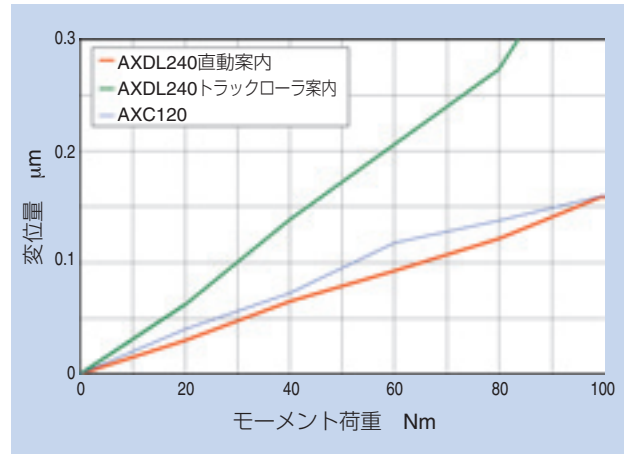


図13 M<sub>B</sub>方向剛性比較  
Comparison of the rigidity in M<sub>B</sub> direction

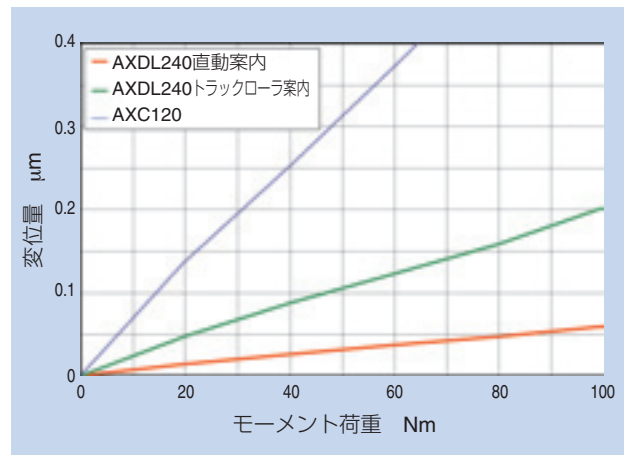


図14 M<sub>C</sub>方向剛性比較  
Comparison of the rigidity in M<sub>C</sub> direction

## 2) 構成部材の剛性最適化

装置全体の剛性を高めるため、フレーム断面形状の最適化に加え、各種モジュール構成部品の装置剛性に対する影響について、有限要素法解析を活用し算出した一例を図15に示す。構成部品を組み合わせた状態（図15ではトラックローラ案内とステージ部）を想定し解析を行うことで部材が相互に及ぼす影響を評価し、装置全体への影響を推定することができる。

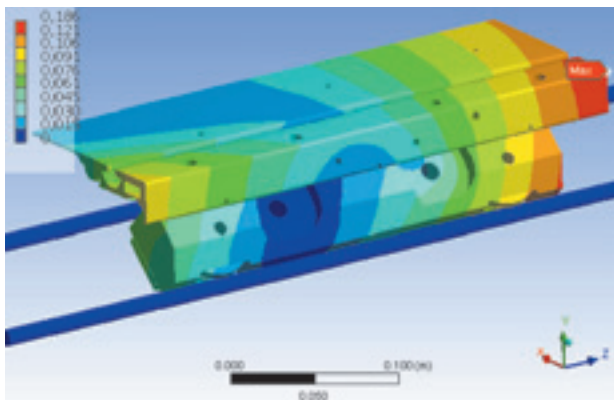


図15 AXDLの解析結果  
FEM analysis result for AXDL

### 3) ボールねじとの締結方法の改良

直動案内とボールねじ駆動装置を締結する場合、装置全体の耐久性に影響を及ぼす応力を発生させないことが重要である。NTN-SNRは、図16に示すようにボールねじのナットホルダと直動案内の締結方法を改良した。ボールねじのナットホルダから一半径方向のみに突き出す梁を經由して直動案内と締結する構造とし、ボールねじ一直動案内間で生じる相互位置誤差に起因する応力発生を低減する。また、本改良により組立工程での調整が不要となり組立不良の発生も防止される。

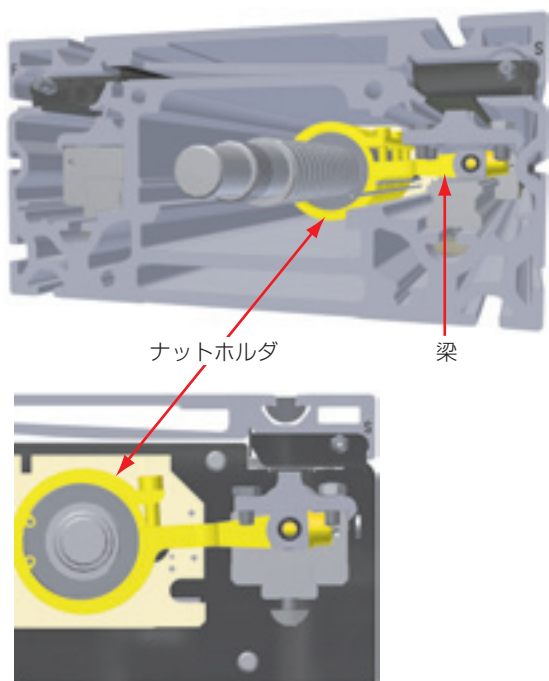


図16 ボールねじとの接続  
Connecting between ball screw and guide system

### 4) シール構造の最適化による防塵性向上

装置の防塵は、耐久性向上および保守作業の削減のために重要である。図17に示すようにポリアミド (PA) 製のシールストリップと側面シールにより防塵性の向上を図った。

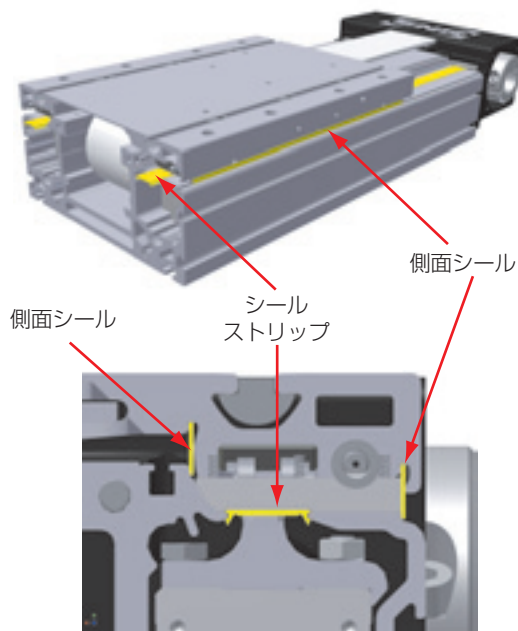


図17 シール構造  
Sealing design

### 5) 装置への組付性向上

歯付ベルト駆動装置の駆動ヘッドの構造を図18に示す。AXDLシリーズでは、駆動ヘッド内にモータ駆動軸を組み込むことで組付性を改善した。これにより大径のプーリを組み込んで駆動ヘッドをコンパクトにすることが可能になり、以下の利点がある。

- ⇒ システムの設置高さを低く抑えられる。
- ⇒ システムの全長に対して有効ストローク長さが大きくとれる。

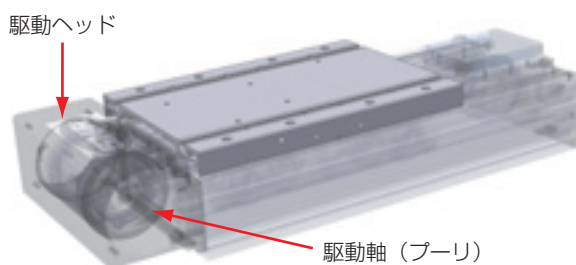


図18 モータ駆動ヘッドの構造  
Structure of motor drive head



### 3. AXDLシリーズの適用例

自動車製造装置向け2軸構成ねじ締めロボットへの適用例を図19に示す。

本用途に平行に配置した複列案内機構を持つAXDLシリーズを適用したことで、大きな回転モーメント (Mc) を吸収することが可能となった。なお、各モジュールの剛性を高めることで、軸の移動に伴う振動防止を図っている。

Y軸：サーボモータ駆動の遊星減速機付歯付ベルトモジュールAXDL160

Z軸：モータ取付フランジおよびサーボモータとの接続用カップリング付ボールねじ駆動モジュールAXDL110

Z軸上には、自動車エンジンのシリンダーヘッドにバルブカバーをねじ止めするための電動ドライバが搭載されている。

### 4. まとめ

精度、メンテナンスフリーおよび運動応答性に対する高い要求を満たす高剛性な直動モジュールAXDLシリーズの開発に成功した。設計思想の統一により、サイズや機能など多様化する顧客ニーズに柔軟に対応すべく、用途に適した駆動装置と案内機構を組み合わせ可能とした上で、ボールねじ支持形態、歯付ベルトの固定方法および内部構成部品の完全なシール技術などにより長寿命と高い安定稼動を実現した。さらに、AXDLシリーズは接続・固定用ブラケットを標準化し、従来品であるAXC/AXLT全シリーズとの組み合わせ利用も可能としている。

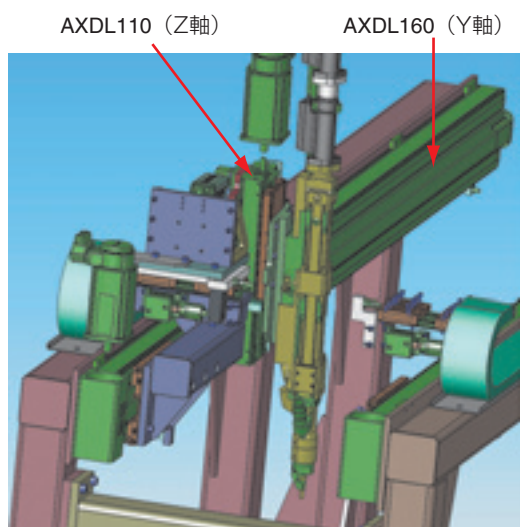


図19 AXDLの用途例: 自動車製造装置向けねじ締めロボット  
Example of application :  
Screw-driving unit for automotive parts

執筆者近影



Ulrich GIMPEL

NTN-SNR ROULEMENTS  
Engineering Bielefeld



Michael WILLE

NTN-SNR ROULEMENTS  
Engineering Bielefeld

# 原点信号出力タイプ高分解能回転センサ付軸受 High Resolution Sensor Bearing with an Index Signal

NTN 伊藤 浩義\* Hiroyoshi ITO  
高橋 亨\*\* Toru TAKAHASHI  
NTN-SNR Pascal DESBIOLLES\*\*\*  
Cyril PETERSCHMITT\*\*\*  
上野 新太郎\*\*\* Shintarou UENO



回転センサ付軸受はA相およびB相の2相の回転信号を出力し、バッテリーフォークリフトなどのサーボモータの速度制御や、回転方向検出の目的で用いられている。今回新たに原点信号出力と高分解能出力が可能な回転センサ付軸受を開発した。

The bearing with a rotation sensor is used for the purpose of speed control and rotational direction detection of servo motors used in such as the battery forklifts, and the sensor outputs two signals of phase A and B. NTN and NTN-SNR newly developed the high resolution rotational sensor bearing with an index signal output this time.

## 1. まえがき

NTNでは、サーボモータの回転制御など、産業機械の電気制御を支える商品として、軸受と回転センサをユニット化した「回転センサ付軸受」をラインナップしてきた。<sup>1),2)</sup> 今回新たに、NTNグループのNTN-SNR ROULEMENTS社のセンサIC (MPS40S)<sup>3)</sup> を活用し、原点位置信号 (Z相) 出力を可能とした『原点信号出力タイプ高分解能回転センサ付軸受』をNTN-SNRと共同開発した。NTN-SNRのセンサICは、内部に複数個配置したホール素子により、回転検出能力を最大40倍に高めると共に、原点位置信号出力を可能としている。さらに本開発品は、機器への組み付け性を向上するため電力および信号出力用電線を本体から分離させ、コネクタ接続を採用した。

ンサICの実装状態を示す。QFN28パッケージを採用しコンパクト化を図った。

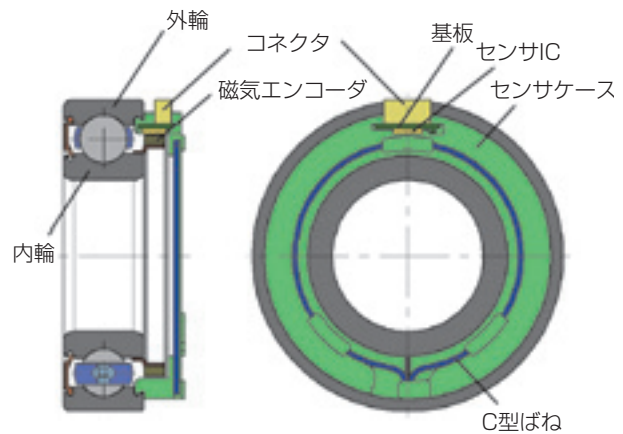


図1 構造図  
Structure

## 2. 構造

開発品の構造を図1に示す。

- ① 内輪側：磁気エンコーダを圧入。
- ② 外輪側：C型ばねでセンサケースを固定。センサケースに固定された基板には、予めセンサICとコネクタが実装されている。図2にセ

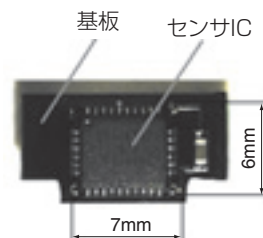


図2 センサIC実装状態  
Sensor IC soldered with circuit board

\*産業機械事業本部 産業機械技術部 \*\*商品開発研究所 電子応用研究部

\*\*\*NTN-SNR ROULEMENTS New Product and Mechatronics R&D

### 3. 特長

開発品の特長と、本開発品に用いたセンサICの特長について説明する。

#### 3.1 開発品の特長

本開発品は、以下の特長を有している。

- ① 完全非接触で回転検出が可能であり、摩耗による性能劣化などの恐れがない。
- ② 現行品と比較して、検出能力を最大40倍高めた回転信号出力が可能のため、6206サイズの軸受では回転角度分解能は0.14°となる。
- ③ A相、B相の信号出力により、回転速度の検出および、回転方向の判別が可能。
- ④ Z相の信号出力により、原点位置の検出が可能。  
(例として、モータ回転軸やステアリングの位置検出に適用される)
- ⑤ コネクタ接続を採用したことで、軸受の組み付けが容易。

表1に6206サイズの開発品と現行品の仕様比較を記載する。

表1 6206品での仕様比較  
Specifications of 6206 size

	開発品	現行品
AB相出力パルス数	2560パルス/回転	64パルス/回転
分解能	0.14度/パルス	5.625度/パルス
原点位置信号	可能	—
信号接続方法	コネクタ接続	配線接続

#### 3.2 サンサICの特長

センサIC (MPS40S) 内には、複数のホール素子がライン状に実装されている。これら複数のホール素子の信号を利用し、特殊設計された逓倍回路と組み合わせることにより、磁気エンコーダの磁気パターンを最大40倍まで内部で分割し、分解能を高くすることが可能である。本ICの主な特長を以下に、主な仕様を表2に示す。

- ① 一つのICパッケージでA相、B相、Z相信号の出力が可能であり、センサの組付けが容易。
- ② 超小型のICパッケージを採用し、小スペース組み込みが可能。

- ③ エンコーダの磁力低下検出が可能。
- ④ 自己診断機能を搭載。センサICやエンコーダの状態を監視し異常（例えば着磁ピッチの極端な異常など）があれば通知する。
- ⑤ 磁気エンコーダの磁極幅、逓倍数、信号出力の出力形態がプログラミングにより設定可能。
- ⑥ A相、B相信号出力間の位相差が正確であるため、A、B相出力をもとに、さらに4逓倍処理による高分解能化が可能。

表2 センサICの仕様  
Specification of sensor IC

要求磁束密度	±5mT以上
電源電圧	5V±10%
消費電流	最大 40mA
対応磁極幅(設定可能)	1.15~3mm
最大入力磁界周波数	5kHz
逓倍数(設定可能)	1x, 2x, 4x, 8x, 16x, 32x, 5x, 10x, 20x, 40x
信号出力	A相, B相, Z相
出力形態(設定可能)	5VTTLレベル または オープンドレイン
パッケージ	TSSOP20 または QFN28
取得認証	AEC-Q100*

\*自動車用集積回路のための限界ストレス試験の認定基準

### 4. 出力波形の特性

磁気エンコーダの磁極に対する、現行品と開発品の回転信号出力波形を比較し図3に示す。現行品ではNSの磁極対に対して1パルス分の信号が出力（1回転では64パルス）されるのに対し、開発品では40パルスの信号が出力される。なお、図3の回転信号は現行品、開発品ともA相信号だけを代表して表記した。実際にはA相信号と90度位相差（1/4パルス分の位相差）を持ったB相信号も加えた2相の回転信号が出力される。開発品の回転信号は、現行品の回転信号を基本に、センサIC内部で40逓倍している。図4に磁気エンコーダを用いた原点位置信号の生成方法を示す。磁気エンコーダの着磁パターンは、軸方向に2列に並び複列のトラックで構成される。2列のトラックの内、等ピッチで着磁されるトラックをHRトラック、不等ピッチで着磁されるトラックをRPトラックと呼び、それぞれ以下の役割を持っている。

HRトラック：A相、B相信号出力用

RPトラック：原点位置（Z相）信号出力用

RPトラックの原点位置信号検出位置付近は、他の

位置に比べて磁気位相が変化するように着磁される。  
 原点位置信号は、HRトラックの磁極が変化する位置  
 (ゼロクロス位置) において、RPトラックの磁気強度  
 が閾値を超えている場合に出力される。

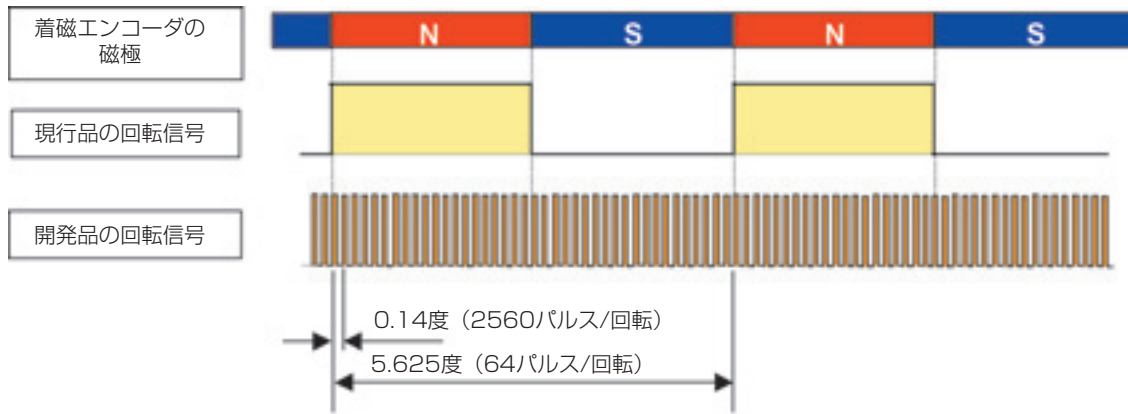


図3 現行品と開発品の出力波形の比較  
 Comparison of output form of current products and developed products

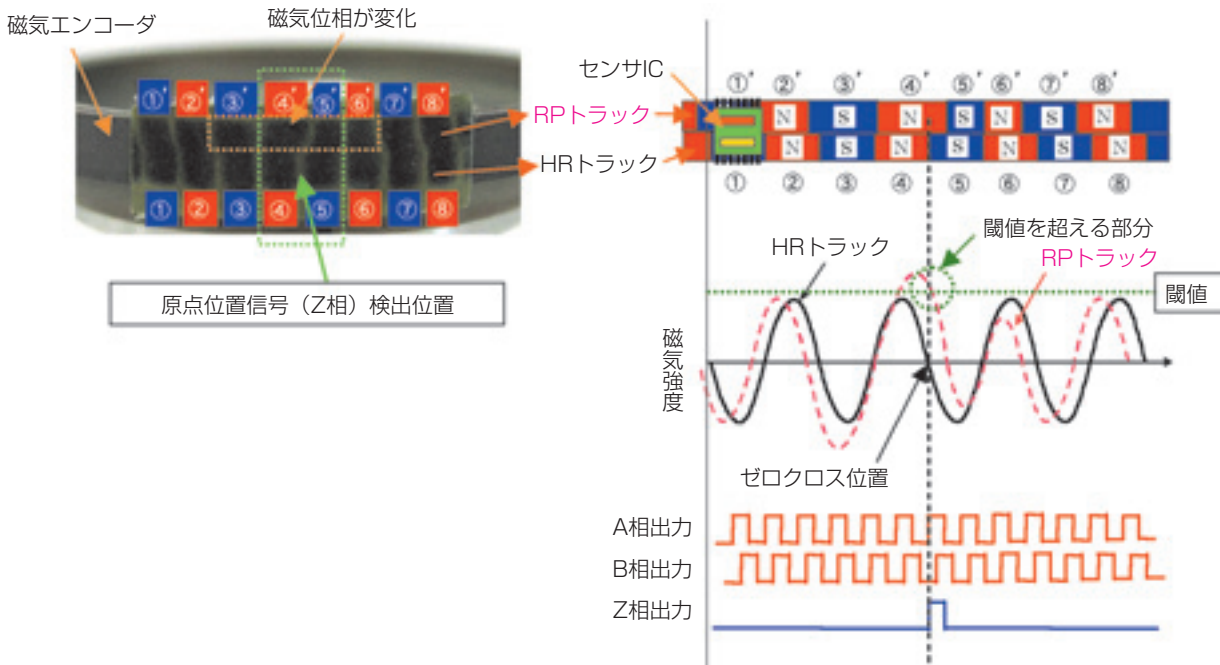


図4 Z相出力波形の生成  
 Generation of output wave form of index signal

## 5. 各部の主な仕様

開発品の主な標準仕様について、表3～表5に示す。

- ① 軸受仕様はモータ支持用途を想定し選定。
- ② 複列着磁の磁気エンコーダを採用。
- ③ 5芯コネクタには電源、グランド各1本と、A、B、Z相の信号出力3本が割り当てられている。

表3 軸受仕様  
Specification of bearing

軸受サイズ	6206 (φ30×φ62×16)
ラジアル内部すきま	C3 (0.013~0.028mm)
封入グリース	モータ用長寿命グリース
シール	接触型ゴムシール
保持器	波型鉄板保持器
許容回転速度	4687min <sup>-1</sup> *
使用温度範囲	-40~120℃

\*センサの応答周波数 (5kHz) による制限

表4 磁気エンコーダ仕様  
Specification of magnetic encoder

ゴム材質	NBR
磁性材質	フェライト
着磁極数	N, S 各々64極
着磁方向	半径方向 (複列)
表面磁束密度	17mT以上 (ギャップ0.5mmにて)

表5 コネクタ仕様  
Specification of connector

端子数	5
適用電線サイズ	AWG26

## 6. 評価試験

6.1項から6.4項に示す評価試験を行ない、センサ出力の精度を測定した。センサ出力の精度は、以下に定義する隣接ピッチ誤差、デューティ比、位相差で評価する (図5参照)。なお、評価基準に用いる規定範囲は、エンコーダの製作精度や取り付け誤差を含む測定系に起因する誤差要因を考慮して決定した。この範囲を超える場合は、なんらかの異常があると考えられる。

- ① 隣接ピッチ誤差 (%)

$$|(T_n - T_{n+1})| / T_n \times 100 \dots\dots 1 \text{ 回転の最大値}$$

規定範囲：10%以下。

- ② デューティ比 (%)

$$T_p / T_n \times 100 \dots\dots 1 \text{ 回転の最大値}$$

規定範囲：35~65%。

- ③ 位相差 (度)

$$T_{AB} / T_n \times 360 \dots\dots 1 \text{ 回転の最大値}$$

規定範囲：45~135度。

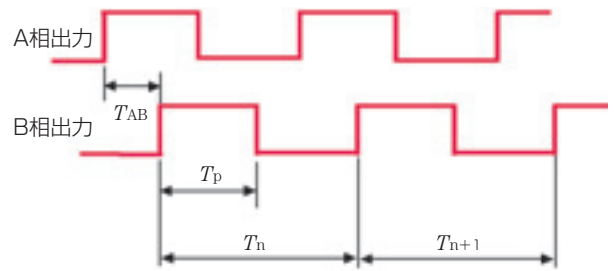


図5 センサ出力精度の定義  
Definition of sensor output accuracy

### 6.1 高温放置試験 (120℃)

120℃高温雰囲気条件下で、試験開始時、300時間後、600時間後、および1000時間後のセンサ出力精度を室温にて測定した。試験結果を図6に示す。各放置時間後のセンサ出力精度は、初期精度を維持した。

### 6.2 低温放置試験 (-40℃)

-40℃低温雰囲気条件下で、試験開始時、300時間後、600時間後、および1000時間後のセンサ出力精度を室温にて測定した。試験結果を図7に示す。各放置時間後のセンサ出力精度は、初期精度を維持した。

### 6.3 熱衝撃試験

(-40℃×60分⇔室温×10分⇔120℃×60分)

-40℃と120℃の熱衝撃試験を行ない、試験開始時、100サイクル後、600サイクル後、および800サイクル後のセンサ出力精度を室温にて測定した。試験結果を図8に示す。各サイクル後のセンサ出力精度は、初期精度を維持した。

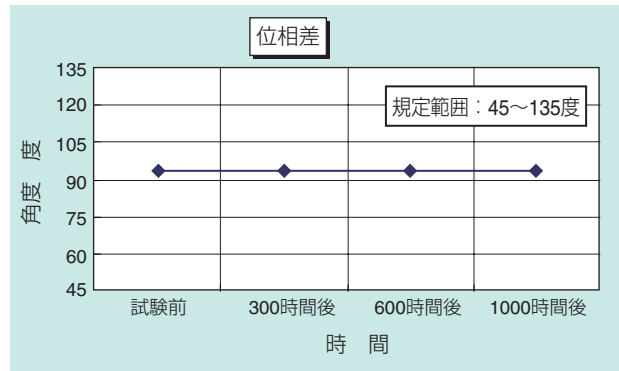
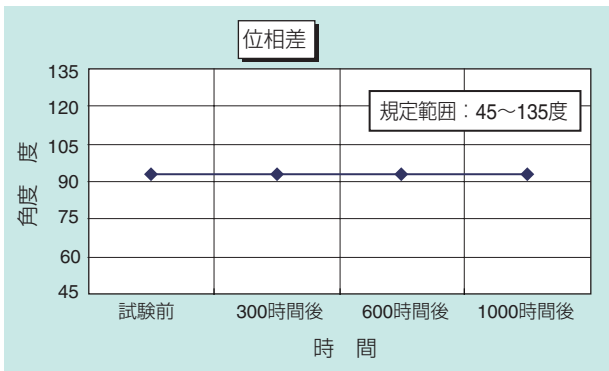
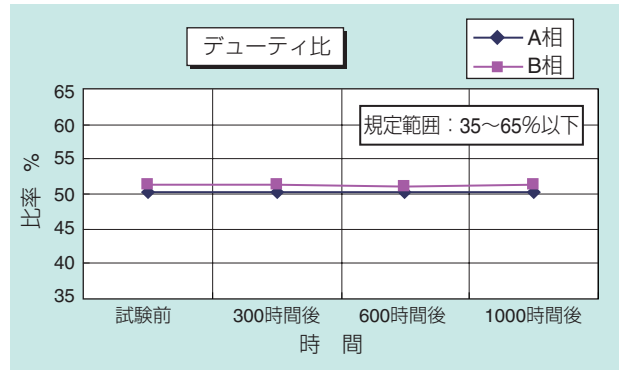
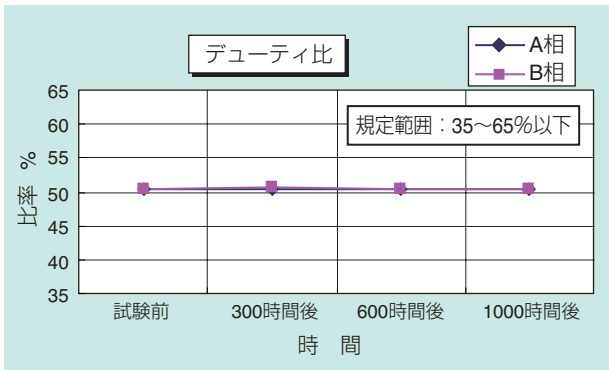
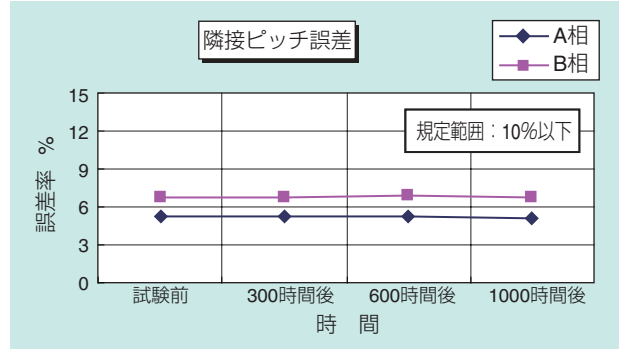
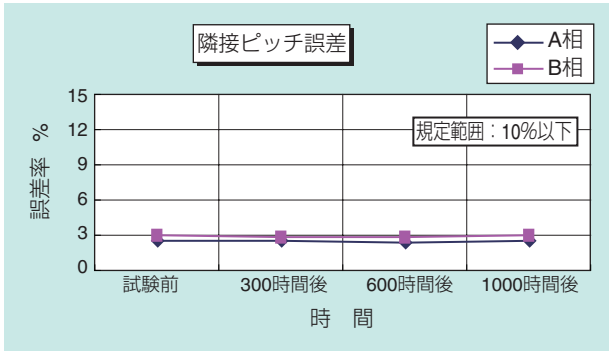


図6 高温放置試験結果  
Result of high temperature environment test

図7 低温放置試験結果  
Result of low temperature environment test

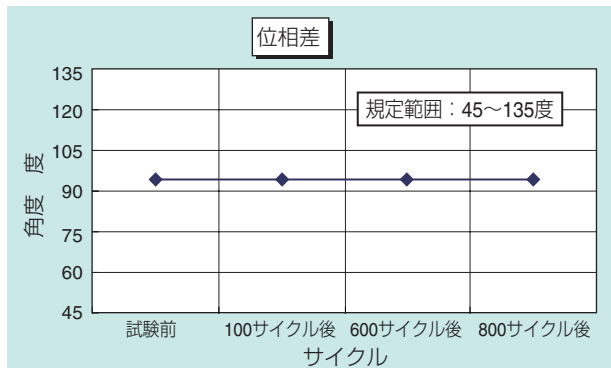
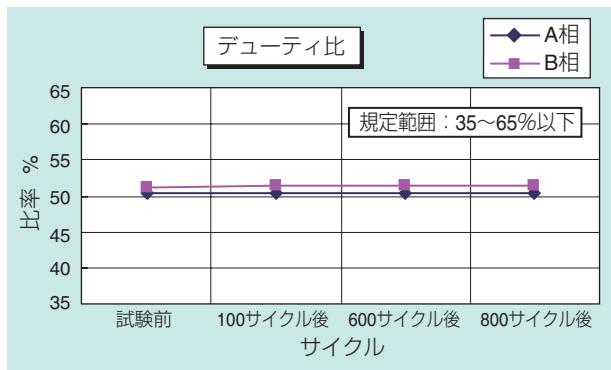
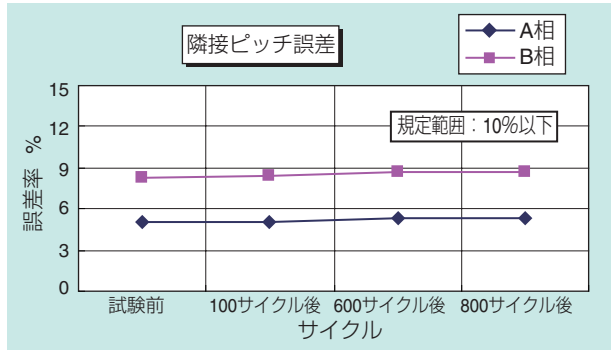


図8 熱衝撃試験結果  
Result of heat shock test

### 6.4 加振試験

表6および図9に示す条件での加振前後のセンサ出力精度を室温にて測定した。振動周波数は、5Hzから200Hzの間を15分間で連続的に変化させ往復することを1サイクルとして繰り返される。加振試験の状況を図10に、試験結果を図11に示す。24時間（96サイクル）加振後のセンサ出力精度は、初期精度を維持した。

表6 加振試験の条件  
Condition of vibration test

周波数 (Hz)	5	38.62	200
加速度 (G)	0.5	30	30
振幅 (mm)	10	10	0.37
振動条件 (1サイクル)	周波数を5→200→5Hzと15分間で徐々に変化		
振動方向	軸方向		
試験時間	24時間 (96サイクル)		

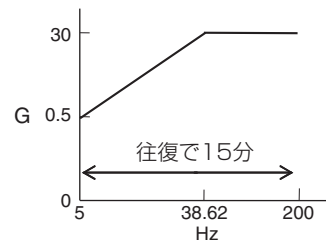


図9 振動加速度と周波数の関係  
Relation between vibratory acceleration and frequency

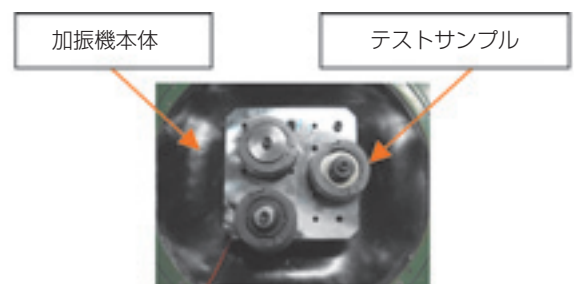


図10 加振試験の状況  
Condition of vibration test

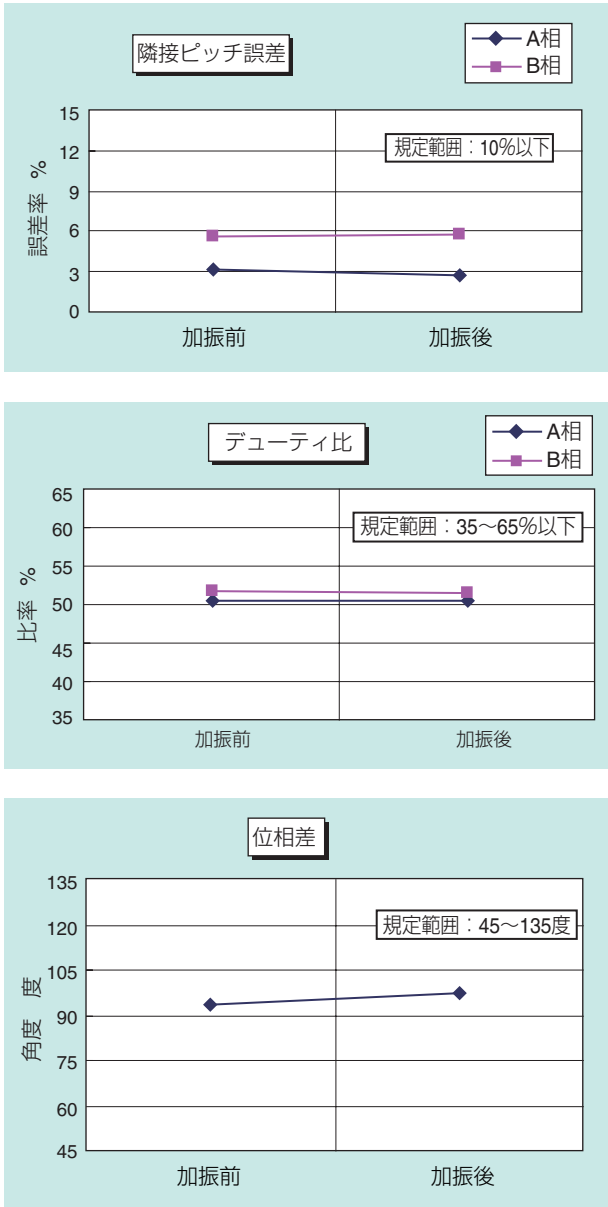


図11 加振試験結果  
Result of vibration test

### 6.5 評価結果

これらの結果より、

- (1) 初期のセンサ出力の精度は規定範囲内であり、初期性能には問題がないと判断される。センサ出力精度は、実施した高温、低温、熱衝撃、加振試験後も規定範囲内にあり、耐久性に関しても問題ないことが確認された。
- (2) 隣接ピッチ誤差においてA相出力とB相出力の各隣接ピッチ誤差に差が見られるが、これはそれぞれRPトラックの磁界の影響を受けたためと推定される。

### 7. あとがき

本稿では、新たに開発した原点信号出力タイプ高分解能回転センサ付軸受技術（AB相出力パルス数：2560パルス／回転仕様）を紹介した。

今後は、本技術を用いた回転センサ付軸受の商品化開発を進めるとともに、既に商品化開発を完了している1280パルス／回転仕様高分解能回転センサ付軸受の市場展開を積極的に図る所存である。

### 参考文献

- 1) 伊藤，小池：回転センサ付軸受について，NTNテクニカルレビューNo.69
- 2) 小池，石川，伊藤，水谷：回転センサ付軸受の耐漏洩磁束性向上，NTNテクニカルレビューNo.71
- 3) DESBIOLLES, FRIZ：Development of High Resolution Sensor Element MPS40S and Dual Track Magnetic Encoder for Rotational Speed and Position Measurement, NTNテクニカルレビューNo.75

### 執筆者近影



伊藤 浩義  
産業機械事業本部  
産業機械技術部



高橋 亨  
商品開発研究所  
電子応用研究部



Pascal DESBIOLLES  
NTN-SNR ROULEMENTS  
New product and  
Mechatronics R&D



Cyril PETERSCHMITT  
NTN-SNR ROULEMENTS  
New product and  
Mechatronics R&D



上野 新太郎  
NTN-SNR ROULEMENTS  
New product and  
Mechatronics R&D



# エッジロード発生時の転がり軸受寿命予測改良手法

## Improved Method of Rolling Bearing Fatigue Life Prediction Under Edge Loading Conditions

長谷 陽夫\* Haruo NAGATANI



転がり軸受の疲労寿命予測手法として、表面下の応力負荷領域を分割して、各分割片の寿命を算出し、分割片の寿命を合成して全体寿命を求めるという手法が各種提案されている。これらの手法は、表面下に発生するあらゆる応力分布に適用できるようにしたものと考えられるが、エッジロード発生時のような局所的な応力集中による寿命低下現象に対しては、予測精度が低下することがわかった。改良手法として、複数個ある応力集中部で寿命を算出し、それらを合成するという手法（多点LP法）を提案した。

Various types of life prediction methods have been proposed that calculate the total lives by synthesizing the lives of the subdivided stressed volumes. These methods seem to be devised to deal with any stress distribution. However from this study, it has been found the life prediction accuracy of these methods deteriorate when the stress concentration occurs. For this measure, the improved method is proposed. This method calculates the total life by synthesizing the lives at the locations where stress concentrations occur.

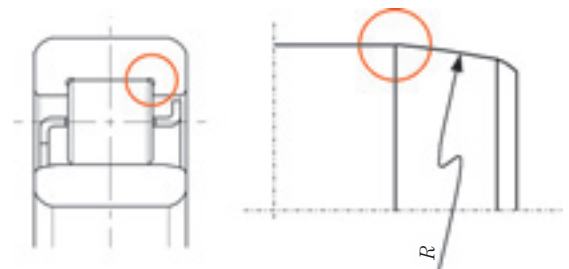
### 1. まえがき

LundbergとPalmgren（以後LPと表す）が転がり軸受の寿命理論を確立してから<sup>1) 2)</sup>、半世紀以上が経過し、すべりが発生したときに発生する表面の剪断力（接線力）や嵌合による初期応力や残留応力を考慮できない、などの課題が指摘され、その改良も種々報告されている<sup>3) ~6)</sup>。しかし、これらの課題は特殊な条件下で使用したときに発生するものであり、ほとんどの場合は、上記項目が問題にならないため、過去の実績重視の観点からも、現状では依然としてLP理論による設計検討が行われている。

一方、ころ軸受を設計する上でクラウニングの設計は重要である。エッジ部の荷重と中央部の荷重の分担に不均衡がある場合やミスアライメントがある場合などに、どちらか一方への負荷が大きくなってしまうと、その部位は短時間で破損に至ってしまう。このような問題を避けるために、適切なクラウニングを設定する必要がある。

クラウニングプロフィールの決定手法として、伊藤と杉浦の手法<sup>7)</sup>が著名である。彼らは、フルクラウニングころのクラウニング量を変更して行った各種寿命

試験結果をベースに、Harris<sup>8)</sup>やMoyerら<sup>9)</sup>の手法を用いて最適クラウニング設定法を提案した。しかし、この手法では図1に示すように、(a) 転走面の研削加工用ヌスミ部に発生するエッジロードや、(b) カットクラウニングでの円筒部とクラウニング部の接合部に発生するエッジロード問題には適用できない。クラウニングプロフィールの決定手法は、このほかにも各種提案されているが<sup>10) 11)</sup>、いずれの手法も面圧や応力を低下させるべくクラウニングプロフィールを決定しているものであり、軸受寿命を算出するためのものではない。



(a) 研削加工用ヌスミ部 Undercut part for grindings (b) 円筒部とクラウニング部の接合部 Connecting part of cut crowning

図1 伊藤と杉浦の手法が適用できない事例  
Examples that Ito and Sugiura's method cannot be applied

近年、転がり軸受の寿命予測にIoannidesとHarris (以後IHと表す) の理論<sup>12)</sup>に見られるような、応力が負荷される領域を分割して、各分割片の個々の寿命を算出し、分割片の寿命を合成して全体寿命を求める手法が各種提案されている。これらの手法は、どのような応力分布状態にでも適用できるようにしたものと考えられ、エッジロード発生時の寿命予測にも適用できるはずであるが、十分な確認がなされていない。

実際の設計では、加工上の制約やコスト問題などから、最適なクラウニング形状を設定できない場合が多く、現行の加工機的能力範囲でクラウニング形状を決定せざるを得ない。このときの軸受寿命が要求寿命を満足できるか否かを検討する必要があるが、その際に、精度良く軸受寿命を予測するツールがあれば、非常に有用である。本稿では、このような問題にも対応できる「エッジロード発生時の寿命予測手法」について検討する。

る。(b)ではエッジ部(x=0.5)と中央部の両方に応力集中が発生している。(c)はクラウニングのないころの応力計算結果であり、エッジ部に激しい応力集中が生じている。また、中央部での応力集中度合では、(b)は(a)より弱く、応力分布は比較的均一化している。

表1 転がり疲労試験結果<sup>7)</sup>  
Rolling fatigue test results<sup>7)</sup>

Test No.	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Load (kN)	13.72					17.35	11.76	9.8
Crowning radius (mm)	300	480	890	1200	∞	480	890	1200
$L_{10} \times 10^4$	560	1240	930	900	400	410	2200	4010
$L_{50} \times 10^4$	2160	4640	2360	1640	745	1330	5100	7250
Weibull slope	1.4	1.4	2.0	3.2	3.0	1.6	2.2	3.2
Edge failure/test frequency	0/14	0/15	7/15	12/15	13/15	3/15	6/15	8/15

## 2. 伊藤と杉浦の転がり疲労試験

伊藤と杉浦<sup>7)</sup>が行った転がり疲労試験結果を表1に掲載する。彼らは、φ12×12フルクラウニング円筒ころのクラウニング半径と負荷荷重を変えて転がり疲労試験を行っている。

図2はこの試験で発生している表面下剪断応力振幅のコンター図の例である。図では、対称性から軸方向の半分だけを示している。剪断応力振幅計算に使用した座標系を図3に示す。図2の横軸はころ軸線方向、縦軸は深さ方向に対応し、応力振幅の等高線をプロットしている。(a)はエッジロードのない接触状態のものであり、軸方向中央部(x=6)に応力集中部があ

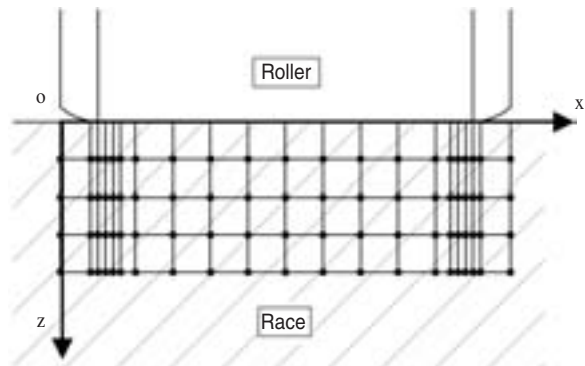


図3 座標系と応力計算点  
Coordinates and stress calculation points

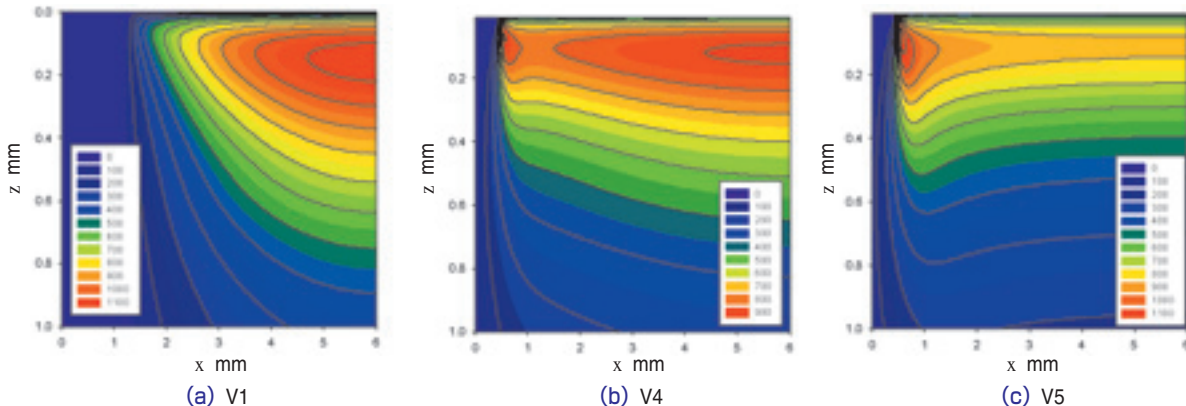


図2 剪断応力振幅のコンター図 (単位: MPa)  
Contour plots of orthogonal shear stress amplitude

### 3. 現行寿命モデルによる予測

上記実験結果に対して、現行寿命予測モデルを適用して、その予測精度を確認する。ここでは、以下に示す4つの寿命モデルをとりあげる。なお、指数 $e$ 、 $c$ 、 $h$ は係数であり、ころ軸受の場合、それぞれ9/8、31/3、7/3である。

#### Model-A

LP理論の考え方をベースとしたモデルであるが、LP理論での応力算出方法は用いず、数値計算で求めた剪断応力分布全体の中での最大値とその深さを用いて式(1)で寿命を算出する。 $S$ は残存確率、 $\tau_0$ は剪断応力振幅最大値、 $z_0$ は $\tau_0$ の深さ、 $V$ は応力体積、 $a$ は接触幅、 $\ell$ は転走面の円周長さ、 $N$ は負荷回数である。

$$\log \frac{1}{S} \propto \frac{\tau_0^c}{z_0^h} \cdot N^e \cdot V = \frac{\tau_0^c}{z_0^{h-1}} \cdot N^e \cdot a \ell \dots \dots \dots (1)$$

#### Model-B, C

IH理論をベースとした手法であり、表面下を分割して(図4参照)疲労限以上の応力を受ける領域 $V_R$ での寿命を算出し、全体寿命を算出する。計算式は式(2)で表される。 $\tau_i$ は各分割片の応力値、 $\tau_u$ は疲労限、 $\Delta V_i$ は各分割片の体積である。疲労限 $\tau_u$ を350MPaとしたものがModel-B、疲労限なしとしたものがModel-Cである。Model-Cの応力体積 $V_R$ は疲労限350MPaのときの応力体積と同じとした。IH理論では寿命計算の基準となる応力を明示していないが、ここでは、LP理論と同様、剪断応力振幅を用いる。 $z'$ は応力で重み付けされた深さであり、各分割片で共通の値をとる。

$$\log \frac{1}{S} \propto \sum_{V_R} \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{z'^h} \cdot \Delta V_i \cdot N^e \dots \dots \dots (2)$$

$$z' = \frac{\int_{V_R} z (\tau - \tau_u) dV}{\int_{V_R} (\tau - \tau_u) dV} = \frac{\sum_{V_R} z_i (\tau_i - \tau_u) \Delta V_i}{\sum_{V_R} (\tau_i - \tau_u) \Delta V_i} \dots \dots \dots (3)$$

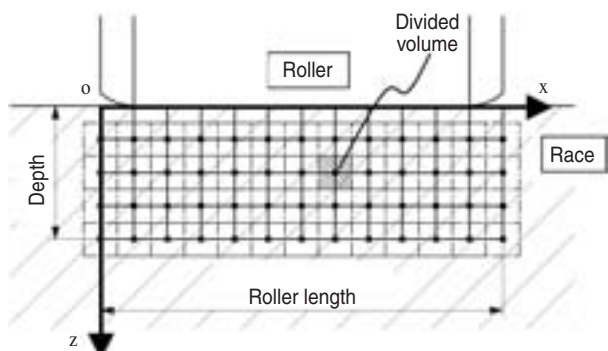


図4 Model-B,-Cの分割体積  
Subdivide volumes in Model-B and -C

#### Model-D

このモデルはLP理論をベースに応力分布を考慮できるように考案したモデルである<sup>13)</sup>(図5参照)。表面下は深さ方向には分割せず、軸方向にだけ分割するため、分割後は円盤状のスライス片となる。各スライス片が受ける最大応力振幅 $\tau_{0j}$ とその深さ $z_{0j}$ を用いて、スライス片の寿命を算出し、それらを合成する。このようにすれば、LP理論での亀裂進展の意味を各スライス片にそのまま持ち込むことができる。 $a_j$ は各スライス片の幅である。

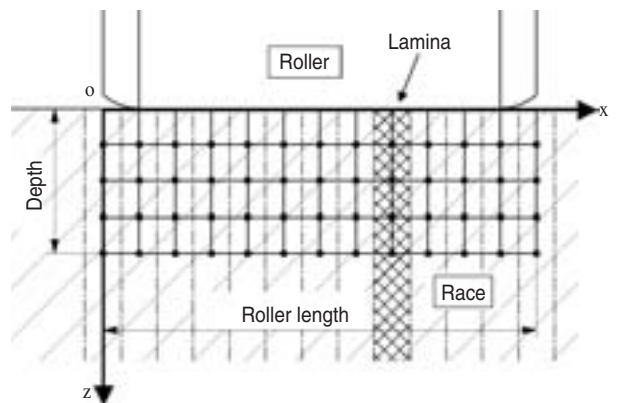


図5 Model-Dのスライス片  
Laminas in Model-D

$$\log \frac{1}{S} \propto \sum_{\ell_{sf}} \frac{\tau_{0j}^c}{z_{0j}^h} \Delta V_j \cdot N^e = \sum_{\ell_{sf}} \frac{\tau_{0j}^c}{z_{0j}^{h-1}} a_j \ell \cdot N^e \dots \dots \dots (4)$$

上記4モデルによる寿命計算結果を図6に示す。図6ではそれぞれV1を基準とした寿命比で示している。目盛が20までであり、モデルによってはオーバーフローしている。

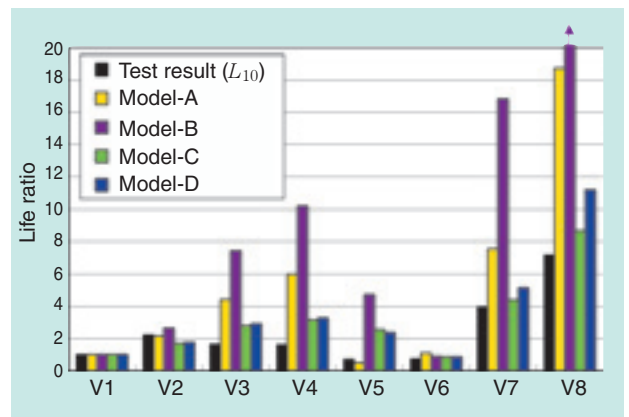


図6 寿命予測結果と実験結果の比較  
Comparison of life predictions and test results

図6で寿命試験結果に対しModel-Aは、V2、V5などで概略の傾向を捉えているが、V3、V4、V7、V8で一致度が悪化している。Model-Bも類似の傾向であるがV3、V4、V5、V7、V8でさらに一致度が悪い。一方、疲労限を設けていないModel-CはModel-Bより良い一致を示している。Model-Bのように疲労限を考慮した場合、式(2)の応力項  $(\tau_i - \tau_u)^c$  の値は、実際の応力から疲労限の  $\tau_u$  分だけ差し引かれてその値が小さくなるため、実験との一致度が悪化すると考えられる。Model-Dは、疲労限を考慮しないModel-Cと類似の傾向であった。

表2に上記4モデルによる計算結果の評価をまとめる。

以上の4種類の寿命モデルでの計算結果のうち、実験との整合性が比較的良好なのは、Model-A、Model-C、Model-Dであったが、いずれも十分とはいえない。Model-C、-Dは分割片寿命を合成するモデルであるが、V5のようなエッジロードがきつい場合に、計算寿命が実験寿命より大きくなっている。一方、分割片寿命を合成しないModel-AではV5に関しては実験結果を一番うまく捉えている。従って、エッジ部の影響を寿命に反映しやすくするには、Model-Aの手法が有効と考えられる。Model-C、-Dで、エッジロードがきつい場合に、実験との一致度が悪化する原因を以下で考察する。

表2 寿命予測結果の評価  
Validation of the 4 models

	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Model-A	○	×	×	△	△	△	×
Model-B	○	×	×	×	○	×	×
Model-C	△	△	△	×	○	○	○
Model-D	○	△	△	×	○	○	△

○：実験との誤差が3割程度まで  
△：実験との誤差が3割から2倍の間  
×：実験との誤差が2倍以上

## 4. 考察

Model-Dにおける各スライス片の寿命の軸方向分布を、サンプルV5について調査する。寿命値を式(5)で示すLIFE Parameterで代表させて、図7に示す。式(4)との比較からわかるように、この値は完全に寿命と比例関係にある。式(5)で、応力はMPa、長さはmmの単位を用いている。

$$LIFE\ Parameter = \frac{\tau - \tau_u}{\tau_{0j}} \cdot \frac{h-1}{z_{0j}} \cdot \frac{1}{a_j^e} \dots\dots\dots (5)$$

なお、図7ではエッジ部での急激な応力変化を表現するために、図3に示すように、計算点の間隔(=スライス幅)を細かくしている。

図7では、エッジ部近傍のスライス片の幅が細かいところ(x=0.49~0.65mm)では不連続となっており、応力集中が生じているにも拘らず、中央部と比べて寿命がそれほど低下していない。この原因は応力集中を表現するためにスライス幅を中央部のスライス幅に対して10分の1にしたため、式(5)の  $a_j$  の値が低下し、逆数をとるため寿命が長くなったことである。このように、体積が寿命に及ぼす影響は非常に大きく、小さい体積のものは寿命が長くなる。エッジロード部の寿命は本来寿命が低下しなければならないのに、図7の段階で既に中央部と同等になっているが、全体の寿命を求めるためにこれらを合成すると、さらにエッジロードの影響は弱められる。即ち、エッジ部より中央部の方がはるかに体積が大きいため、エッジ部で寿命が減少しても、寿命を合成する中で、その効果はか

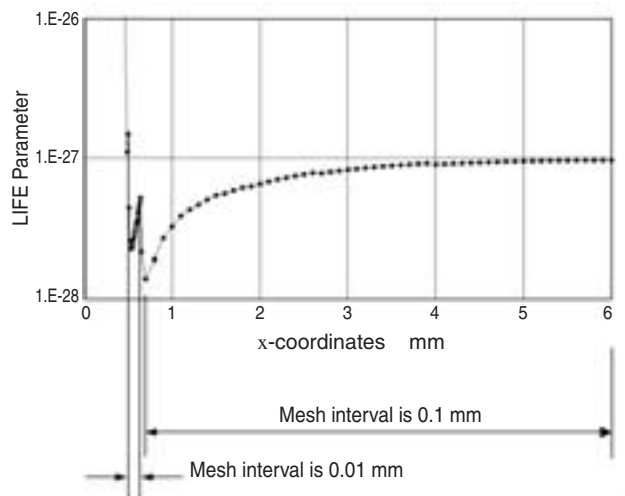


図7 V5の軸方向寿命分布  
Life distribution of V5

なり小さくなってしまふ。

上記内容を数値的に表現すると、 $x=0.5\sim 0.64\text{mm}$  (エッジ部) のLIFE Parameterを合成すると $2.95\text{E}-29$ であり、 $x=0.8\sim 11.2\text{mm}$  (中央部) は $1.08\text{E}-29$ である。これは、計算上は中央部の寿命がエッジ部の寿命の3分の1になっていることを表している。

しかし、実際の破損は、表1に見られるように、V5では15個中13個がエッジ部で破損しており、エッジ部は中央部より寿命が短くなければならない。従って上記手法は実現象と全く一致しない。これはスライス片の寿命を合成したことによる弊害と考えられる。このメカニズムは応力分布を用いて寿命を合成する手法に共通のものであり、IH理論ベースのModel-CでもV5の計算寿命が実験結果より大きくなるのは同様のメカニズムによると考えられる。

ところで、ノッチがついた平板の疲労試験を行う場合、破断は応力集中部であるノッチ部から生じるため、その部分の応力だけを考え、他の部分の応力から算出される寿命と合成することはしない。LP理論では大多数のクラックが最大剪断応力振幅位置に発生しているとして、その部分の応力とその深さだけを用いて計算しており、まさにこの計算方法を実践していることになる。LP理論での応力体積 $V$ は、主に軌道輪の長さの影響を考慮するためのものであり、応力分布を考慮するためのものではないと考えられる。

以上のように、エッジ部の影響を寿命に反映しやすくするには、応力集中部の値だけを用いるModel-Aの手法が有効と考えられる。しかし、Model-AはV3、V4、V8などの他のT.P.で計算結果が実験結果と一致していないので、改良が必要である。

## 5. 改良モデル (多点LP法)

上記考察をベースに、改良モデルを考案した。改良モデルでは、LP理論の考え方を踏襲し、複数個ある応力集中部の応力振幅  $\tau_{0peak}$  とその深さ  $z_{0peak}$  だけを考え、応力集中部の寿命を次式で表現する。

$$\ln \frac{1}{S_{peak}} \propto \frac{\tau_{0peak}^c}{z_{0peak}^{h-1}} \cdot \phi_v \cdot N_{peak}^e \cdot a \ell \dots\dots\dots (6)$$

実験が行われたフルクラウニングの場合、応力集中部はエッジ部2箇所と中央部1箇所であり、式(6)をこの3箇所に適用し各部の寿命を算出する。エッジロードが発生しないときは、中央部の応力だけで寿命が決まるため、本モデルはLP理論と全く同じになる。

全体の寿命 $L$ はこれら応力集中部の寿命を合成して求める。フルクラウニング時の3箇所の合成寿命は式(7)で与えられる。 $i$ についての3つの和はエッジ部2箇所と中央部1箇所についてのものである。

$$(1/L)^e = \sum_{i=1}^3 (1/L_i)^e \dots\dots\dots (7)$$

なお、式(6)中の $\phi_v$ は、応力均一化の程度によって寿命を補正するための係数であり、「応力均一化係数」と名づける。3箇所の応力集中部は、応力振幅のピークが明瞭な場合を前提としているが、条件によっては中央部の応力集中度が弱くなり、ピークが明瞭でない場合がある。この様子を説明するために、V1、V4、V5の剪断応力最大値の軸方向分布を図8に示す。図8は、図2に示したコンター図から深さ方向に剪断応力振幅最大値を探索しその値をプロットしたものと同一であり、Model-Dにおける各スライス片の寿命を決定している最大応力振幅の軸方向分布状況を示している。

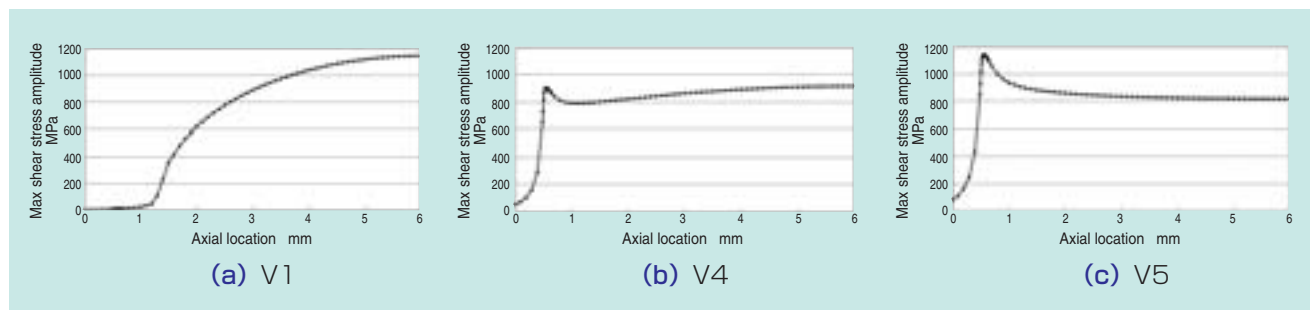


図8 剪断応力振幅最大値の軸方向分布  
Distributions of max orthogonal shear stress amplitudes

図8から、V4は、V1と比べて中央部の応力集中度が低くなり、応力分布がかなり均一化されていることがわかる。このような状況はクラウニングプロフィールが最適形状に近づいたときに表れると考えられるが、前述のノッチが付いた平板の疲労試験でいうと、ノッチの半径が非常に大きくなった場合であり、最大応力値がどの軸方向位置においてもほぼ同じであり、材料の強度ばらつきによっては、クラックがどこから入るかかわからないようになる。このような場合、寸法効果と同様のメカニズムで寿命が低下すると考えられ、何らかの補正が必要になる。しかし、これはあくまで材料のばらつきによりクラック発生のチャンスが増加するということであり、寿命に大幅な影響を与えるものではない。この値を決定するには詳細な実験が必要であるが、ここではある仮定を設けて、係数  $\phi_v$  の算出を行う。従って以下の算出案は中央部での寿命低下を考慮するための一つの方向を示すものにすぎない。

応力均一化係数  $\phi_v$

式 (6) からわかるように、 $\phi_v$  が1より大きな値をとると寿命は低下する。この係数値決定の考え方を以下に述べる。通常のHertz接触のような応力分布では十分な応力集中が生じており、応力均一化係数の考慮は不要と考え、 $\phi_v = 1$  とする。また、エッジ部の応力集中度合は中央部より強いので、 $\phi_v$  は常に1になる。問題となるのは中央部の応力であり、これが均一化するにつれ  $\phi_v$  の値は増加する。

図9は図8に示す応力振幅の軸方向分布を4つのタイプに模式化したものである。サンプルV1はエッジロードのないHertz接触であり、図9 (a) のような二次の応力分布に対応する。前述のように、この場合は  $\phi_v$  は1である。エッジロードが強くなるにつれ、図9 (b) (c) と変化し、最後は図9 (d) のようになるが、

図9 (d) では中央部に応力集中があるとはみなされないため、中央部の応力は無視される。ただ、中央部よりエッジ部の寿命低下が著しいため中央部を含めて寿命を合成しても結果はほとんど同じである。V4は比較的図9 (c) に近い。V5は図9 (d) に該当する。

応力集中の程度は図8の応力分布の中央部における曲率半径で表すのが良いのかもしれないが、計算が複雑になるため、図8の応力が占める面積で表現することにする。この面積は式 (8) で表される。

$$S = \sum \tau_{yzj \max} \Delta a_j \dots\dots\dots (8)$$

面積  $S$  を計算する範囲は、エッジ部の応力ピークの影響を受けないようにエッジ領域を除いて計算する。T.P.のころチャンファは0.5mmであるが、本稿では、ころ端面から1mmまでの部分を除外した。

一般に面積  $S$  は、図9 (a) の面積  $S_a$  と図9 (c) の面積  $S_c$  の間にあり、面積  $S_a$ 、 $S_c$  はそれぞれ式 (9)、(10) で表される。 $\phi_v$  は、図9 (a) で  $\phi_v = 1$ 、図9 (c) で  $\phi_v = 2$  とし、この間を面積  $S$  に応じて配分する。よって  $\phi_v$  は式 (11) のように表現できる。

$$S_a = \frac{\tau_{\max}}{2h} \{g\sqrt{h^2 - g^2} + h^2 \sin^{-1}(\frac{g}{h})\} \dots\dots\dots (9)$$

$$S_c = 2g \tau_{\max} \dots\dots\dots (10)$$

$$\phi_v = 1 + \frac{(S - S_a)}{(S_c - S_a)} \quad 1 \leq \phi_v \leq 2 \dots\dots\dots (11)$$

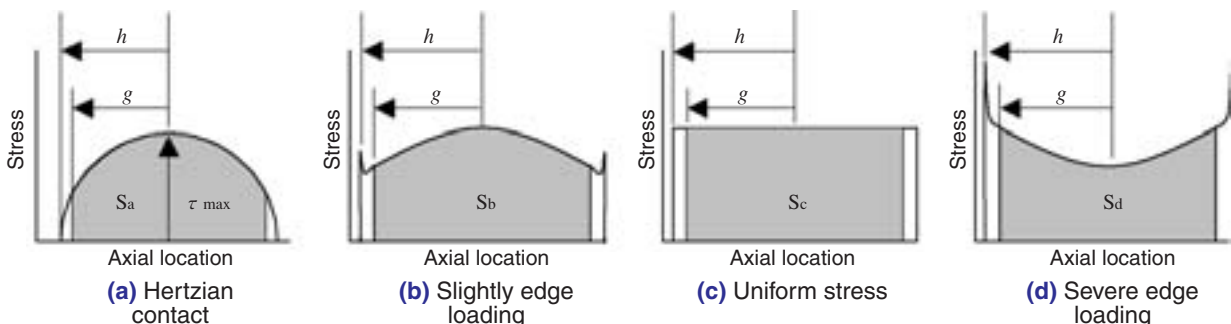


図9 中央部での剪断応力分布の型  
Type of max. shear stress distribution at center part

## 6. 改良モデルによる計算結果

改良モデルによる計算結果を図10に示す。図には応力均一化係数を使用しない場合 ( $\phi_v=1$ ) の計算結果とModel-Dの結果も併記した。表3に、計算に用いた応力均一化係数値を示す。

改良手法では4モデルでの結果 (図6) と比べて、実験との整合性が格段に改良されていることがわかる。特に最適クラウニング半径の決定に利用できるという点が他の4モデルに比べて優れている。即ち、表1における荷重13.72kN時の最適クラウニング半径はV1～V5の寿命試験結果から決定できるが、伊藤と杉浦はV3より若干V2寄りの830mmであると考察しているのに対し、前述のModel-A, -B, -C, -DではV4がピークとなっている。一方、本手法ではV2～V3の間に寿命のピークが現れており、実験結果の寿命ピークをうまく捉えている。改良手法に対する評価結果をModel-Dと比較して表4に示す。

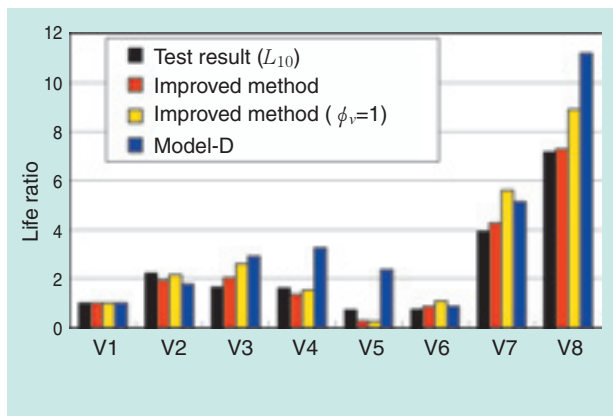


図10 改良モデルでの寿命比計算結果  
Life ratio of improved model

表3 中央部の応力均一化係数  
Stress uniformity factors for center part

	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Stress uniformity factor	1.000	1.128	1.582	1.731	—	1.302	1.498	1.586

表4 改良手法による寿命予測結果の評価  
Validation of the improved method

	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Improved method	○	○	○	△	○	○	○
Improved method ( $\phi_v=1$ )	○	△	○	△	△	△	○
Model-D	○	△	△	×	○	○	△

○：実験との誤差が3割程度まで  
△：実験との誤差が3割から3倍の間  
×：実験との誤差が3倍以上

改良手法の欠点はV5のようにエッジロードがきつい場合に実験値より計算寿命が低く見積もられることである。これはエッジロードによる高面圧により塑性変形が生じ応力値が変化しているにも拘らず弾性理論で応力値を計算しているため、実際より高く応力値を見積もっていることに起因している。従って、設計的には安全側に見積もったことになっており、実用上問題ないと考える。

## 7. あとがき

ころ軸受にエッジロードが発生したときの寿命予測手法について検討した。

現在よく用いられる、表面下体積を分割して個々の分割片の寿命を算出してそれらを合成するという寿命計算手法は、応力体積の影響が大きいいため、正しい寿命予測結果が得られないことがわかった。

改良手法として、複数個ある応力集中部のそれぞれが軸受破損に進展する起点であると考え、各破損起点での寿命をLP理論から算出し、それらを合成するという「多点LP法」を提案した。この手法では、応力分布が均一化する場合に生じる寸法効果と類似の疲労寿命低下現象を考慮するために「応力均一化係数」を導入している。応力均一化係数の値としては、剪断応力最大値の軸方向分布が作る面積によりその値を決定するという方法を暫定的に採用した。この値を決定するには、過去材料力学の分野で寸法係数を決定したプロセスと同様、今後実験データを蓄積して決定していく必要があると考える。

本稿は "Improved Method of Roller Bearing Fatigue Life Prediction Under Edge Loading Conditions" (Tribology Transactions, Vol. 53, Issue 5, pp.695-702) をベースに、加筆修正したものである。

## 参考文献

- 1) Lundberg, G., and Palmgren, A., Dynamic Capacity of Rolling Bearing, Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Vol.1, No.3 (1947).
- 2) Lundberg, G., and Palmgren, A., Dynamic Capacity of Roller Bearings, Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, Vol. 2, No. 4 (1952).
- 3) Harris, T., A., and Ragen, M., A., Spitzer, R., F., "The Effect of Hoop and Material Residual Stresses on the Fatigue Life of High Speed, Rolling Bearings," Tribology Transactions, Vol. 35, No. 1 (1992), pp.194-198.
- 4) Yu, W., K., and Harris, T., A., A New Stress-Based Fatigue Life Model for Ball Bearings, Tribology Transactions, Vol. 44, No. 1 (2001), pp.11-18.
- 5) Kudish, I., I., A New Statistical Model of Contact Fatigue, Tribology Transactions, Vol. 43, No. 4 (2000), pp.711-721.
- 6) Kotzalas, M., K., A Theoretical Study of Residual Stress Effects on Fatigue Life Prediction, Tribology Transactions, Vol. 44, No. 4 (2001), pp.609- 614.
- 7) 伊藤重男, 杉浦郁生, 線接触型転動疲れ試験における最適クラウニング量の検討, NTN ベアリングエンジニア, No.48 (1982), pp.18-26.
- 8) Harris, T. A., The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings Having Crowned Rolling Members, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 91, Series F, No.2, (1969), pp.294-300.
- 9) Moyer, C. A., and Neifert, H. R., A First Order Solution for the Stress Concentration Present at the End of Roller Contact, Transaction of the ASLE, Vol.6 (1963), pp.324-336.
- 10) 藤原宏樹, 川瀬達夫, ころ軸受の対数クラウニングとその最適化手法, 機械学会論文集, C編, 第72巻, 第721号 (2006), pp.338-345.
- 11) 原田昌寛, 鎌本繁夫, 藤原良承, 内部応力を考慮したころ軸受のクラウニング形状, トライボロジー会議2000-5予稿集 (2000), C6, pp.171-172.
- 12) Ioannides, E., and Harris, T., A., A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 107, July, (1985), pp.367-378.
- 13) 長谷陽夫, エッジロードを考慮したころ軸受寿命予測方法, 機械学会論文集, C編, 第74巻, 742号 (2008), pp.1609-1616.

## 執筆者近影



長谷 陽夫

自動車事業本部  
自動車技術部



# 天然抗酸化剤添加によるグリースの長寿命化

## Long Life Grease Added Naturally Derived Antioxidants

田口 陽介\* Yosuke TAGUCHI  
三上 英信\* Hidenobu MIKAMI



グリースの長寿命化は永遠の課題であり、これまでも基油の酸化劣化を防止するために適切な酸化防止剤を添加してグリースの長寿命を達成してきた。さらなるグリースの長寿命化を図るには、従来の酸化防止剤よりも優れた機能を持つ添加剤が必要である。そこで、本稿ではこれまで潤滑剤の添加剤として検討されていない植物由来の「天然抗酸化剤」の採用により、低騒音、低トルクを維持しながら、長寿命化が可能なグリース組成の確立を目指した。

It is generally known that prevention of oxidation degradation of oil is necessary to develop the long life grease. The evaporation of oil has been controlled by having used the best antioxidant up to now. In attempting making of long life grease, the additive with a function that is more excellent than conventional antioxidants is needed. Therefore, "Naturally derived antioxidants" of the plant origin was adopted as an additive, and we aimed to develop long life grease while maintaining low noise and low torque.

### 1. はじめに

転がり軸受は、各種機械の回転部分において使用されており、機械の効率化や回転部の信頼性向上に貢献している。一般的に、転がり軸受には潤滑剤が必要であり、潤滑グリースが多く用いられている。

潤滑グリースは、高温で長時間使用すると酸化され劣化するため、酸化防止剤を添加して劣化を抑制している。多くの種類の酸化防止剤が実用化されているが、その中でも水素原子を供与し自らは安定したラジカルとなって連鎖反応を停止させるフェノール系酸化防止剤の添加効果が高い。グリースに使用されるフェノール系酸化防止剤のほとんどは第三級ブチル基をもつフェノールの誘導体である<sup>1,2)</sup>。

近年、高温条件下で軸受を使用する用途が増加傾向にあるため、潤滑グリースの高温耐久性向上が要求され、さらに優れた酸化防止剤が必要となっている。

本稿では、これまで工業用潤滑油の酸化防止剤としては用いられていなかった天然由来の抗酸化剤に着目し、潤滑剤の添加剤として用いた場合の酸化防止能を調査した。さらに、潤滑グリースに添加した場合の耐久性など各種特性に及ぼす影響について確認した。

### 2. 酸化劣化のメカニズム

一般的に、潤滑油は以下の式のように酸化劣化されている<sup>3) ~5)</sup>。

〈Step 1〉 温度などの要因により、潤滑油がアルキルラジカルに分解する。

〈Step 2〉 アルキルラジカルが、酸素1分子と反応し、過酸化物とアルキルラジカルを生成する。

〈Step 3〉 Step 2で生成した過酸化物が、正常な潤滑油2分子と反応し、アルキルラジカルを生成する。

〈Step 1〉  $RH \rightarrow R \cdot$

〈Step 2〉  $R \cdot + O_2 \rightarrow ROO \cdot$

$ROO \cdot + RH \rightarrow ROOH + R \cdot$

〈Step 3〉  $ROOH + 2RH \rightarrow$

$ROH + H_2O + 2R \cdot$

RH：炭化水素（潤滑油）

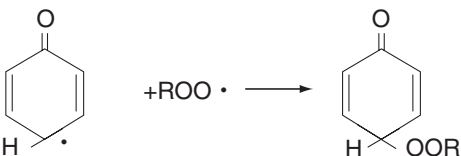
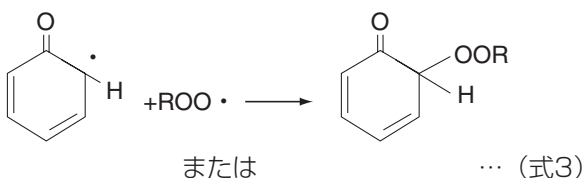
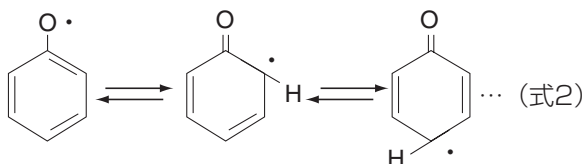
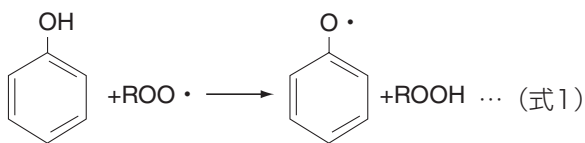
R·：アルキルラジカル

ROO·：ペルオキシラジカル

ROOH：過酸化物

潤滑油は、高温長時間の使用に耐えるため、一般的に酸化防止剤が添加されている。酸化防止剤には、①連鎖停止剤（一次酸化防止剤）、②過酸化分解剤（二次酸化防止剤）の2種類があり、両者は酸化防止機構が異なる。連鎖停止剤の例としてフェノール系とアミン系があり、過酸化分解剤として、フォスファイト、フォスフェート、チオエーテル、チオエステルなどが知られている。

フェノール系の酸化防止剤は、連鎖停止剤に分類され、酸化劣化機構の成長段階において発生するペルオキシラジカルに水酸基の水素原子を供与し（式1）無害化させる。生成したフェノキシラジカルは共鳴安定化し（式2）、さらに別のペルオキシラジカルと再び反応して非ラジカル化合物となる<sup>6)</sup>（式3）。その結果、潤滑油の酸化劣化が抑制される。



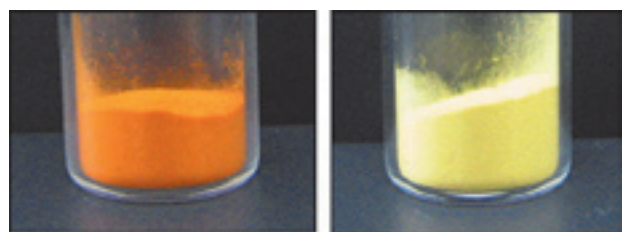
### 3. 天然抗酸化剤

天然抗酸化剤は、分子内に複数のフェノール性水酸基（ベンゼン環、ナフタレン環などの芳香環に結合したヒドロキシル基）をもつ植物成分の総称である。天然抗酸化剤の種類は、クルクミン、フラボノール、イソフラボン、タンニン、カテキン、ケルセチン、アントシアニンなどが有名であり、人体に摂取されると抗酸化物として有効に働くことが明らかになっている<sup>7)</sup>。

本稿では天然抗酸化剤の酸化防止剤としての効果に期待し、ウコンから抽出されるクルクミンおよびタマネギから抽出されるケルセチンに着目し、グリースに添加することで、長寿命化を試みた。クルクミンおよびケルセチンの構造式を表1、外観を図1にそれぞれ示す。これらは、一般的に、健康食品や食品用防腐剤として使用されている。

表1 天然抗酸化剤  
Naturally derived antioxidants

名称	構造式
クルクミン (ウコン)	
ケルセチン (タマネギ)	



クルクミン                      ケルセチン

図1 天然抗酸化剤の外観  
Appearance of naturally derived antioxidants

#### 4. 高温下での潤滑油の重量減少

潤滑グリースの長寿命化を図るには、基油（潤滑油）の酸化劣化を抑制する必要がある。図2に潤滑油を高温で放置した場合の重量減少例を示す。潤滑油を高温で放置すると、時間とともに重量が減少し、潤滑油の酸化が始まるまでの期間（誘導期間）を過ぎると重量が急激に減少する。潤滑油が酸化されると、分解されて揮発しやすくなるため、重量が急激に減少すると考えられる<sup>2)</sup>。したがって、酸化防止剤無添加の潤滑油は誘導期間が短く、酸化防止剤が添加されている潤滑油は誘導期間が長い。酸化防止剤が添加されている場合でも、その効果が小さければ誘導期間は短くなる。

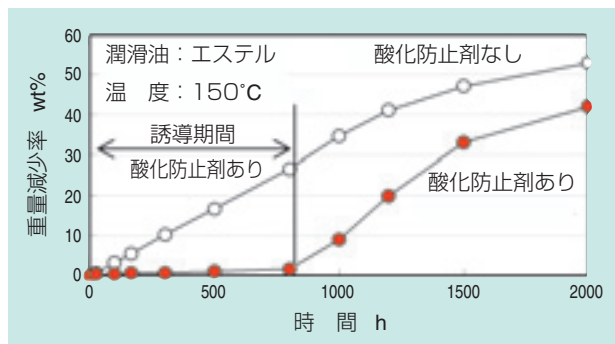


図2 潤滑油の重量減少 (例)  
The weight decrease of lubricant

天然抗酸化剤と従来型の酸化防止剤について、潤滑油に添加して酸化劣化抑制効果を確認した。従来型の酸化防止には、第三級ブチル基を持つフェノール系酸化防止剤 (AO-1)、アミン系酸化防止剤 (AO-2) を採用した (表2)。潤滑油はエステル油 (33mm<sup>2</sup>/s, 40°C) を選定して酸化防止剤を各々1wt%添加し、150°Cで放置した際の重量減少率を求めた<sup>3)</sup>。測定結果を図3に示す。

無添加油は、試験開始直後に酸化劣化し、時間経過とともに重量減少が大きくなった。一方、酸化防止剤を添加した潤滑油は、一定時間潤滑油の重量減少が抑えられている。フェノール系酸化防止剤 (AO-1) およびアミン系酸化防止剤 (AO-2) は500 h付近から潤滑油の重量減少が明瞭になるのに対し、クルクミン、ケルセチンなどの天然抗酸化剤を添加した場合、2,000 h経過後も潤滑油の重量減少が小さい。潤滑油の重量減少が顕著になるまでの時間が長いほど、潤滑油の酸化劣化が抑制されているため、酸化防止性能

に優れると考える。したがって、クルクミン、ケルセチンはエステル油に対して、有効な酸化防止剤であると考えられる。

表2 従来型の酸化防止剤  
Conventional antioxidants

名称	構造式
フェノール系酸化防止剤 (AO-1)	
アミン系酸化防止剤 (AO-2)	

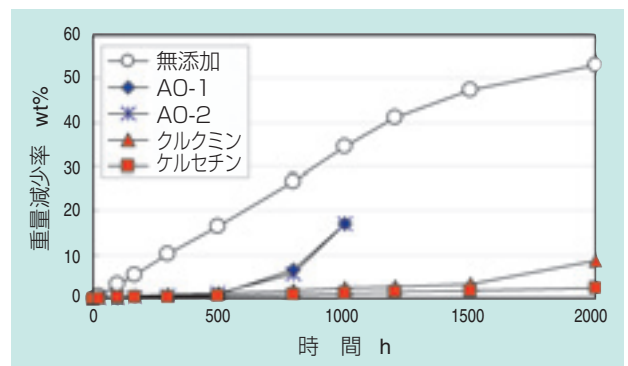


図3 潤滑油の重量減少率  
The weight decrease rate of lubricant

#### 5. 天然抗酸化剤の潤滑グリースへの適用

Li石けん/エステル油グリースは、主にモータ用軸受グリースとして用いられており、低トルクで音響特性に優れた特長がある。

このLi石けん/エステル油グリースに天然抗酸化剤を添加して高温耐久性向上に対する効果や騒音（音響）、トルクへの影響を確認した。

##### 5.1 グリースの高温耐久性

クルクミン、ケルセチンおよび従来型の酸化防止剤を添加したグリースを転がり軸受 (#6204) に封入し、高温下での耐久試験を実施した。評価グリースの組成を表3に示す。

表3に示した4種類のグリースについて、高温下での耐久試験 (ASTM D3336準拠) を実施した。試験装置概略図を図4に、寿命試験結果を図5に示す。なお、潤滑グリースの封入量は、軸受内部空間比で

38%相当(1.8g)としている。また、試験の繰り返し数はn=3で行い、グリース寿命はすべて3回の平均値により算出した。天然抗酸化剤を添加したグリースCとグリースDは、共に無添加グリースAよりも約10倍、アミン系酸化防止剤(AO-2)を添加したグリースBよりも約3倍の長寿命となった。前項の油の高温劣化試験の結果(図3)との関連から、重量減少が少ない添加剤ほど、グリース長寿命化に寄与しているといえる。

表3 試験グリース  
Test grease

	A	B	C	D
増ちょう剤	Li石けん			
基油	エステル			
基油粘度 mm <sup>2</sup> /s 40°C	26			
添加剤	—	AO-2	クルクミン	ケルセチン
添加量 wt%	—	2	2	2
混和ちょう度 60W 25°C	250	245	245	245

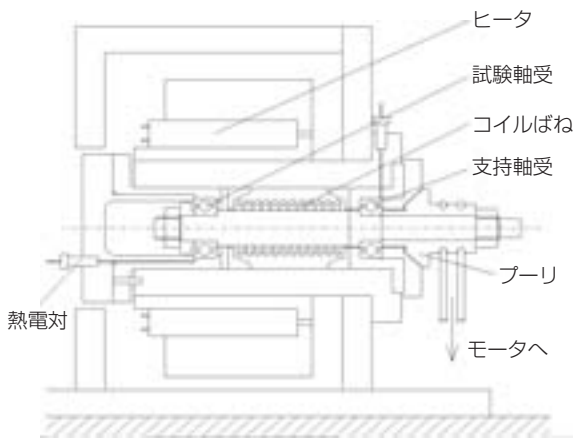


図4 高温軸受耐久試験機  
High temperature bearing endurance test machine

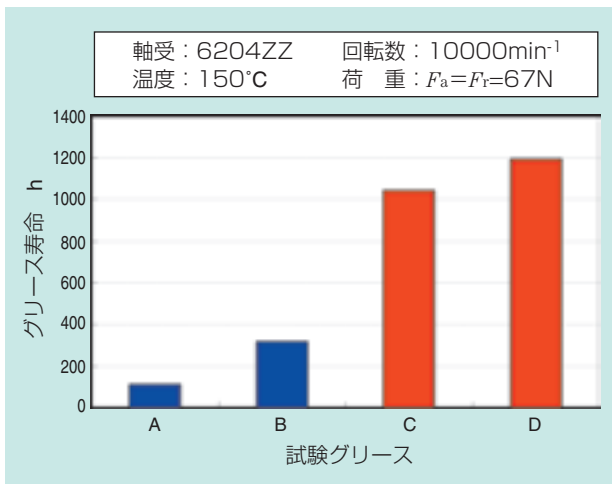


図5 高温軸受耐久試験結果 (1.8g封入)  
Result of high temperature bearing endurance test

## 5.2 添加量の影響

天然抗酸化剤の最適な添加量を検討した。天然抗酸化剤にはクルクミンを選択し、Li石けん/エステル油グリースに添加した。クルクミンの添加量は、0~10%まで6水準用意し、それぞれ転がり軸受に封入して高温での耐久性を確認した。試験結果を図6に示す。クルクミンを2%添加した場合が最も長寿命となり、5%以上添加すると短寿命化した。よって、クルクミンの添加量には、最適値があると言える。なお、クルクミン添加量が多い場合に効果が小さくなった。クルクミンの添加量が2wt%を超えると、クルクミンがグリースに完全に溶解しきれずに不溶分が残る。そのため、軸受の振動が増加して潤滑性が低下したものと予想している。

以上のことから、クルクミン、ケルセチンは潤滑グリースに対して有効な酸化防止剤であり、グリースの長寿命化に有効であると考えられる。

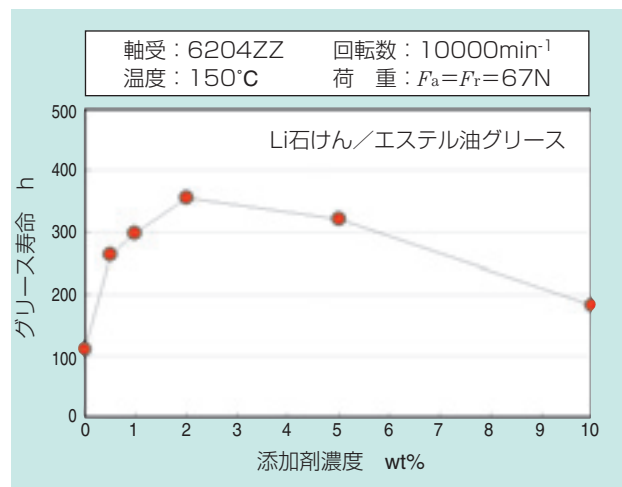


図6 クルクミン添加量の影響 (0.7g封入)  
Influence of amount of curcumin addition

## 5.3 音響特性

モータ用軸受などでは、低騒音が求められる。天然抗酸化剤は常温で固体であるため、低騒音性を保つにはグリース中に溶解させる必要がある。クルクミンを市販のLi石けん/エステル系グリースに2%添加したグリースの顕微鏡写真を図7に示す。図7(a)はクルクミンをグリースに混合しただけの状態では、クルクミン粒子が存在していることが分かる。一方、図7(b)は製造工程の改良によってクルクミンをグリース中に溶解させた状態である。

クルクミンを溶解させたグリースの音響値をアンデ

ロンメータによって測定した。測定結果を図8に示す。クルクミン溶解品は、クルクミン未添加品と同程度の音響性能を示した。クルクミンは、Li石けん/エステル油グリースに溶解するため、低騒音の維持が可能である。

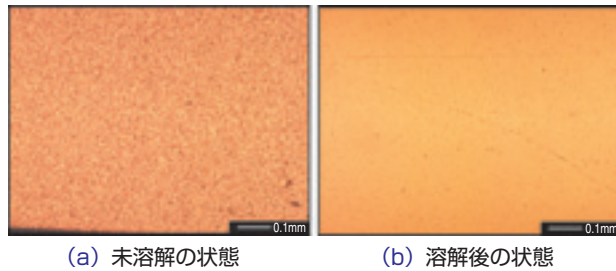


図7 クルクミン添加グリースの顕微鏡写真  
Photomicrograph of curcumin addition grease

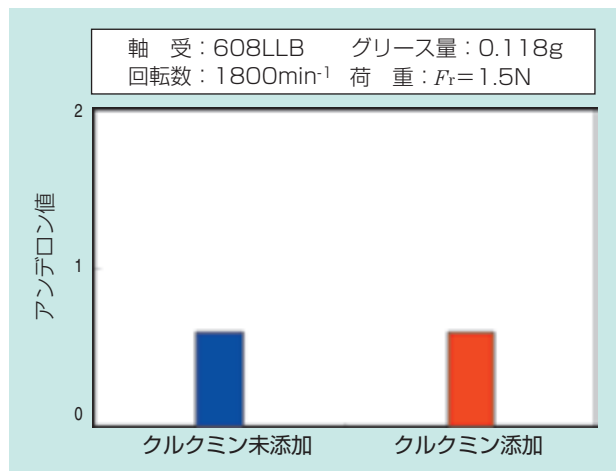


図8 音響特性  
Noise levels of various greases

#### 5.4 回転トルク

モータ軸受などでは、消費電力を低減するため回転トルクが小さいことが求められる。クルクミン添加による回転トルクへの影響を確認した。トルク測定に用いた試験機と回転トルク測定結果をそれぞれ図9、図10に示す。

測定は1,800 min<sup>-1</sup>から10,000 min<sup>-1</sup>まで1時間毎に順次回転数を上げていき、各回転数での平均トルクを測定した。

市販のLi石けん/エステル油グリースにクルクミンを2%添加したグリースは、すべての回転数で未添加グリースと同程度の回転トルクを示すことが確認できた。このためクルクミン添加による回転トルク増加の悪影響はないといえる。

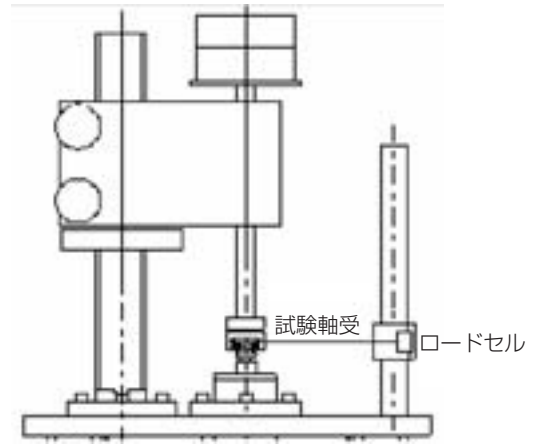


図9 縦型トルク試験機  
Vertical torque examination machine

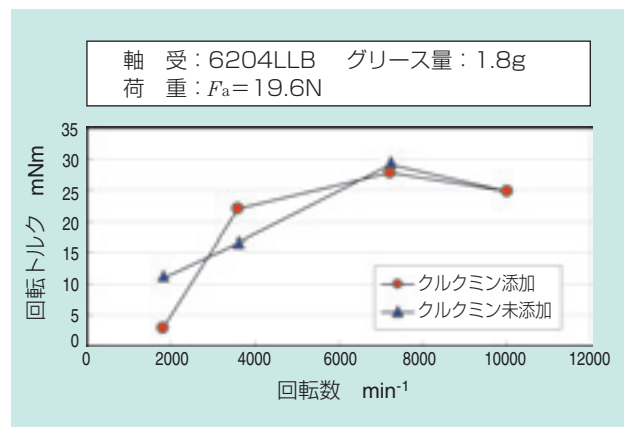


図10 回転トルク  
Rotational torque of various greases

## 6. グリース封入量削減による軸受トルクの低減

転がり軸受の高温耐久性は、グリース封入量に影響され、グリース封入量が多いほど長寿命となる。また、転がり軸受の回転トルクは、グリース封入量が少ないほど小さくなる。したがって、グリース封入量を削減すると、低トルク化を実現できるが、軸受寿命が短くなる。

天然抗酸化剤はグリースに添加することでグリースの長寿命化が達成できるため、天然抗酸化剤を添加することで、従来のグリースに比べ、グリース寿命を低下させることなく封入量を削減することが可能になる。

本項では、天然抗酸化剤を市販のLi石けん/エステル油グリースに添加して潤滑グリース封入量とグリース寿命時間の関係、回転トルクの関係进行调查した。

グリース封入量と寿命の関係を図11、グリース封

入量と回転トルクとの関係を図12に示した。クルクミン添加グリースは25%封入した場合において、未添加グリースと比較し、約3倍長寿命化した。したがって、クルクミン添加グリースを用いた場合は、グリース寿命を低下させることなく封入量を38%封入から25%封入まで(削減割合：30%)低減することが可能になる(図11)。それに伴い、回転トルクも標準封入時と比べて35%小さくすることができた(図12)。

また、グリース封入量を削減することによって、グリース漏れによる周辺環境の汚染を防ぐことも可能である。

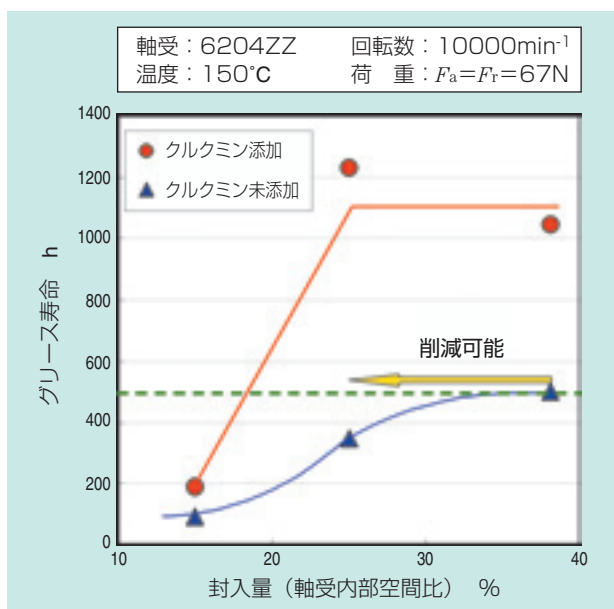


図11 グリース封入量と寿命時間の関係  
Relation between amount of grease and longevity time

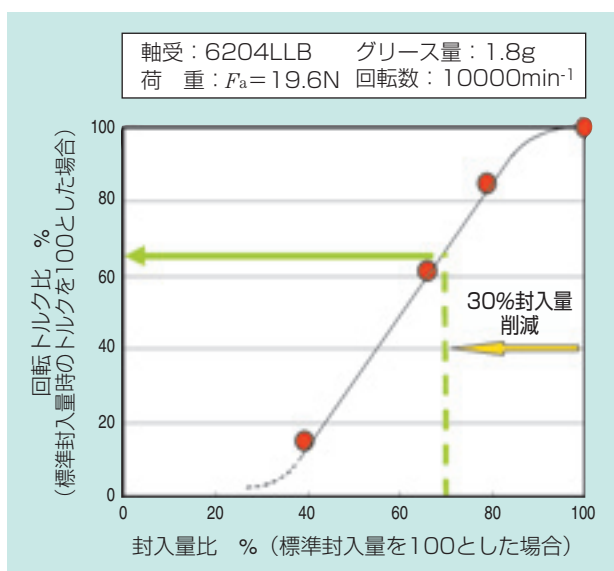


図12 グリース量の回転トルクへの影響  
Influence of amount of grease on rotating torque

## 7. まとめ

これまでの実験結果から、天然抗酸化剤を潤滑油およびLi石けん/エステル油グリースに添加すると、低騒音、低トルクを維持しながら、長寿命化が図れることがわかった。

天然抗酸化剤により潤滑剤の酸化を防止して高温耐久性を向上させた潤滑グリースは、少ない封入量でも転がり軸受の寿命を維持することができる。さらに、封入量を低減することにより攪拌抵抗が小さくなるため、転がり軸受の回転トルク低減も可能となる。

天然抗酸化剤は、今回紹介したLi石けん/エステル油グリース以外の組成の潤滑剤にも適用できる可能性が高く、各種潤滑剤への適用が期待できる。グリースの長寿命化、グリース封入量の削減によって、省エネルギー化、低コスト化、グリース漏れによる周辺環境の汚染防止など、環境負荷低減に活用可能であると考えられる。

### 参考文献

- 1) H.Mikami, Book of Synopses ITC Kobe , pp.145, (2005)
- 2) 三上英信, "高速長寿命グリースの開発—モータ軸受用グリース「ME-1」—", NTN TECHNICAL REVIEW No.72, pp.20-25, (2004)
- 3) 大勝靖一, 青島知也, 山口和男, "新しいフェノール系酸化防止剤の分子設計", The Chemical Society of Japan, No.11, pp.711-721, (1998)
- 4) J.L.Reyes-Gavilan, Paul Odorisio, NLGI Spokesman, 64, 11, pp.22, (2001)
- 5) 五十嵐仁一, 日石レビュー, 32, 3, pp.5, (1990)
- 6) 渡辺亨, "酸化防止剤の機能と用途", 潤滑経済, pp.6-13, (2003)
- 7) 西野輔翼, "フリーラジカル理論の発展と老化予防食品", CMCテクニカルライブラリー, pp.14-21, (1999)
- 8) 田口陽介, 三上英信, "潤滑グリースの酸化劣化に及ぼす天然抗酸化剤の効果", トライボロジー会議予稿集, pp.283-284, (2010)

### 執筆者近影



田口 陽介  
要素技術研究所



三上 英信  
要素技術研究所

# 波形保持器の形状変更による玉軸受の耐グリース漏えい性の向上

## Improvement of Grease Leakage Prevention for Ball Bearings Due to Geometrical Change of Ribbon Cages

佐藤 則秀\* Norihide SATO  
坂口 智也\* Tomoya SAKAGUCHI



グリース密封軸受からのグリース漏れは、軸受の寿命低下や周囲の汚染を招くため、シール形状の変更やグリース封入量削減等のグリース漏れ防止策を施すが、反面、トルク増加や短寿命などの性能低下となることがある。

グリース漏れは通常、互いに相対回転しているシールと内輪シール溝との間から生じる。そこで本稿では、グリース密封玉軸受の耐グリース漏えい性を向上させるため、内輪シール溝へのグリース付着を低減する新形状保持器を考案した。試験の結果、本保持器は優れた耐グリース漏えい性を有すことを確認した。

Grease leakage from sealed bearings with grease makes bearing life shortened and the ambient parts polluted. Therefore, change of seal shape and decrease of included grease amount were conducted; however, they would induce lower performances such as higher torque or shorter bearing life.

Generally, grease leakage comes out between the inner seal groove and seal, which are relatively rotating each other. Then, in this report, in order to improve the prevention performance of grease leakage from sealed deep groove ball bearings, new geometrical designs of cages were developed. These cages were experimentally confirmed to have excellent performances on grease leakage prevention.

### 1. はじめに

グリース密封軸受からのグリース漏れを軽減するためには、接触シールではシールの緊迫力（内輪シール溝へのシールリップの押し付け力）増加<sup>1)</sup>や、シールリップの形状変更<sup>2)</sup>等の対策が採られるが、軸受トルクの増加や、高コスト化が懸念される。また、グリース封入量の削減もグリース漏れ低減に有効であるが、グリース潤滑寿命の低下が避けられない。

上記のグリース漏れは、互いに相対回転しているシールと内輪シール溝との間で生じることから、当該部へのグリース付着が抑制できればグリース漏れの低減が可能と考えられる。そこで本稿では、内輪シール溝へのグリース付着を低減可能な新形状の保持器を考案し、耐グリース漏えい性の向上を試みた。

### 2. グリース漏れメカニズムと鉄板波形保持器へのグリース付着状態

接触シール形のグリース密封深溝玉軸受（6203 LLU、鉄板波形保持器、グリース：リチウム石けん+エステル油、初期封入量：870mg）を、ラジアル荷重下で $3600\text{min}^{-1}$ の速度にて内輪回転または外輪回転で運転した後の軸受質量を比較すると、外輪回転下の質量減少量は内輪回転下の約5倍となった。外輪回転下の軸受では、内輪シール溝部からグリースが漏れており、質量減少の主要因はグリース漏れによるものである。すなわち内輪回転よりも外輪回転の方が、軸受からのグリース漏れが生じやすい運転条件といえる。

シールを外した状態で、本軸受を $3600\text{min}^{-1}$ で5秒間運転した後のグリース付着状態を図1に示す。内輪回転下では内輪シール溝にグリースが未付着であるが、外輪回転下では多量のグリースが認められる。これより、上述の外輪回転下の多量のグリース漏れは、内輪シール溝へのグリース付着が必要条件の一つと考えられる。

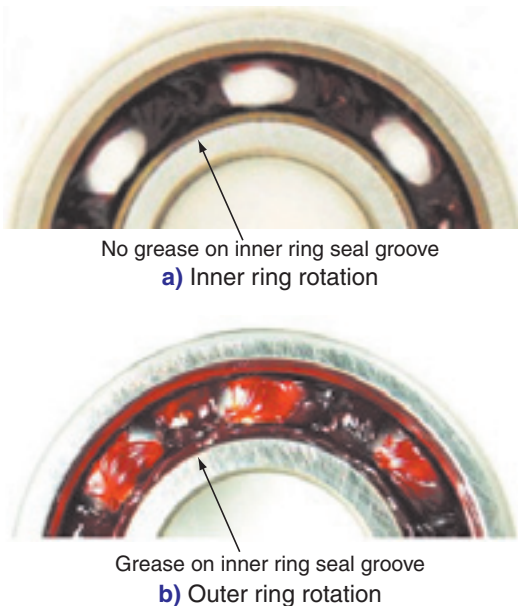


図1 鉄板波形保持器での運転後のグリース付着状態  
Grease deposition of ball bearing with ribbon cage after operation

全周を密封する接触形シールでのグリース漏れは、図2に示すように次のプロセスにて発生すると推定される。

- ① 軸受の運転により、グリースが内輪シール溝部へ移動
- ② 軸受温度の上昇による内部空気の膨張
- ③ 膨張した空気によるシールの外側への押し広げ、およびそれにとまなうシールリップ部のグリースの排出

以上より、外輪回転の運転条件下において、接触シール形グリース密封玉軸受からのグリース漏れ防止には、内輪シール溝に付着するグリース量の低減が普遍的に有効と考えられ、これを実現するための保持器形状を検討した。

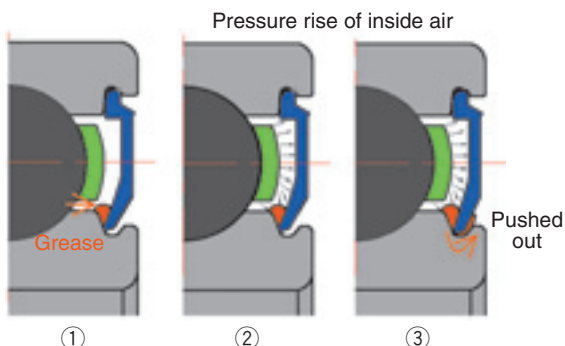


図2 接触シール形密封玉軸受のグリース漏れプロセス  
Grease leakage process from sealed ball bearings

### 3. 内輪シール溝へのグリース付着挙動

外輪回転下での内輪シール溝へのグリース移動経路を把握するため、微量のグリースを封入した軸受を5秒間回転させ、グリース付着状態を観察した。

深溝玉軸受6203において、60mgのグリースを外輪軌道面と保持器との間に封入し外輪を回転させると、図3のようなグリース付着状態となる。保持器ポケット(以下ポケット)外面の左側において、内径から外径側に向かいグリースが付着している。これは転動体に付着していたグリースが、ポケットの内径側エッジでかき取られ、ポケット外面上に付着したものと考えられる。320mgのグリースを同様に封入した場合のグリース付着状態を図4に示す。ポケットの左側の

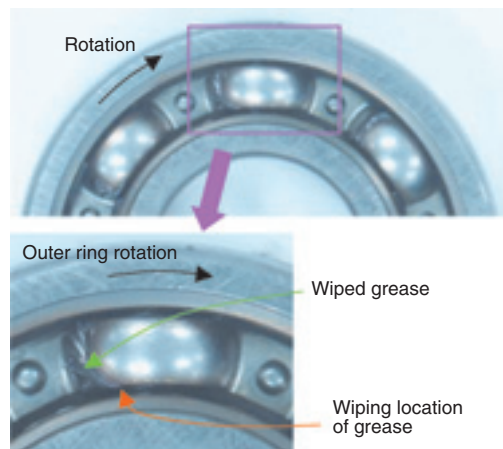


図3 グリース60mgを封入した軸受の外輪回転後のグリース付着状態  
Grease deposition in general ball bearing with 60mg grease after outer ring rotation

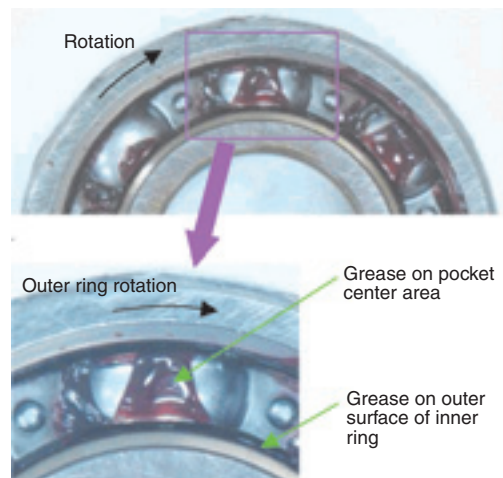


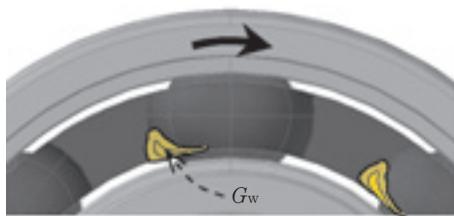
図4 グリース320mgを封入した軸受の外輪回転後のグリース付着状態  
Grease deposition in general ball bearing with 320mg grease after outer ring rotation



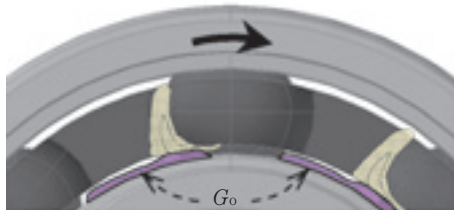
グリースが増えることに加え、ポケット中央部ならびに内輪外径部にもグリースが付着している。

以上の結果から、一般的な鉄板波形保持器を組み込んだ玉軸受における、外輪回転下での内輪シール溝へのグリース移動経路は、以下と考えられる。

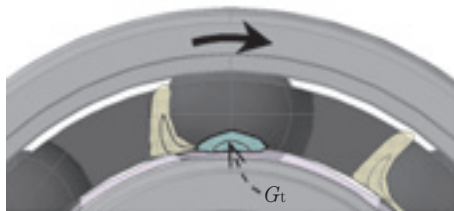
- I) 自転する転動体に付着しているグリースは、保持器ポケットの内径側エッジでかき取られ、**図5 a)**の $G_w$ のようにポケットの縁に付着する。
- II) ポケットの縁のグリース $G_w$ の堆積量が増すと、**図5 b)**の $G_o$ のように内輪外径部にもグリースが付着する。
- III) 内輪外径部のグリース $G_o$ が増加すると、これに対峙する保持器の内径面にグリースが付着する。ただしこの位置は、**図2**からわかるように軸方向に最も膨らんでいるポケット中央部であり、結果として**図5 c)**の $G_i$ のようなグリース付着が生じる。



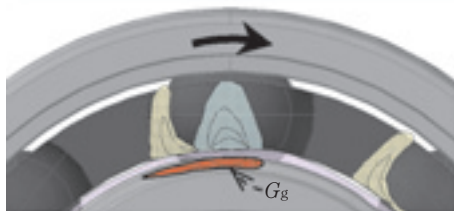
a) Wiping step



b) Grease transfer step to outer surface of inner ring



c) Grease transfer step to pocket center area



d) Grease shift step to inner seal groove

**図5** 転動体から内輪シール溝へのグリース挙動  
Grease behavior from ball surface to inner ring seal groove

- IV) グリース $G_i$ が増加する際、その一部のグリースは内輪シール溝へも押し出され、**図5 d)**の $G_g$ のように付着する。保持器が回転しながら本現象が続けば、内輪シール溝全周に渡りグリースが付着する。なお、内輪回転下の場合は**図5**のグリース $G_o$ が遠心力により飛散するため、グリース $G_i$ は生じにくく、内輪シール溝にはグリースが付着しない。ただし、内輪回転速度が低ければ、遠心力が小さく、外輪回転下と同様の挙動となる。

## 4. 内輪シール溝へのグリース付着を低減する保持器の開発

### 4.1 改良保持器の考案

3章より、内輪シール溝へのグリース付着の抑制には、次の3つのコンセプトが有効と考えられる。

- ① ポケット内径側エッジによるグリースのかき取り作用を低減し、ポケット縁に堆積するグリースを減少させる。
- ② ポケットの縁に堆積するグリースが増えた際の内輪の外径部へのグリース移着を防止する。
- ③ ポケット中央部と内輪外径部とのすきま部から押し出されることで生じる内輪シール溝へのグリース移動を防止する。

そこで、これらのコンセプトを盛り込んだ3種類の保持器を試作し、グリース挙動に及ぼす影響を確認した。なおこれらの保持器は全て、一般的な鉄板波形保持器（以降、基準保持器と称す）の一部を加工し、製作した。

**図6**の保持器は、ポケットの中央部を広範囲に面取りしたものである。保持器ポケットの内径側エッジでのかき取り作用の抑制（コンセプト①）、ならびにポケット中央部の内径面の板厚減少による内輪シール溝へのグリース移動作用の抑制（コンセプト③）を狙ったものである（以降、中央凹み保持器と称す）。

**図7**の保持器は、ポケット内径側エッジでのグリースのかき取りが生じる領域のみを面取りしたもので、コンセプト①を具体化した例である（以降、対角凹み保持器と称す）。前記の中央凹み保持器と比較すると効果が小さいと予想される。

**図8**の保持器は、ポケット部のみ、保持器の内径寸法を拡大したものである。ポケット内径側のエッジ部

およびポケット中央部と、内輪外径とのすきまを増すことで、コンセプト②と③の効果を狙ったものである（以降、ポケット幅狭保持器と称す）。



図6 中央凹み保持器  
Cage of widely recessed pocket at the center



図7 対角凹み保持器  
Cage of recessed pocket at diagonal positions

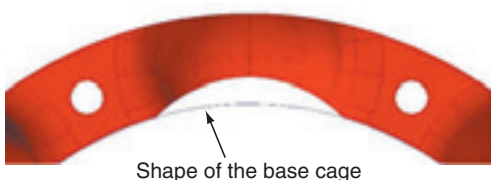


図8 ポケット幅狭保持器  
Cage of narrow pocket width



図9 中央凹み保持器（図6）のグリース付着状態  
Grease deposition of ball bearing with cage of widely recessed pocket at the center (Fig. 6)



図10 対角凹み保持器（図7）のグリース付着状態  
Grease deposition of ball bearing with cage of recessed pocket at diagonal positions (Fig. 7)



図11 ポケット幅狭保持器（図8）のグリース付着状態  
Grease deposition of ball bearing with cage of narrow pocket width (Fig. 8)

#### 4.2 内輪シール溝へのグリース付着の防止効果

考案した改良保持器を図1と同様に外輪回転させた後のグリース付着状態を図9から図11に示す（グリース封入量：870mg）。

図9は中央凹み保持器の場合で、内輪シール溝へのグリース付着は認められない。内輪の外径部やポケットの外面の中央部にも、グリースは認められず、期待した効果が得られている。

図10は対角凹み保持器の場合で、内輪シール溝へのグリース付着は認められない。コンセプト①のみの具体化にもかかわらず、良好な結果が得られた。

図11はポケット幅狭保持器の場合で、ポケットの縁のかき取りグリース（図5の $G_w$ ）の量は多いものの、内輪シール溝へのグリースは認められず、期待通りの結果である。

以上のように、考案した改良保持器は、いずれも内輪シール溝へのグリース付着の抑制効果を有していることが確認された。

### 5. 耐グリース漏えい性に及ぼす改良保持器の効果

4章で考案した改良保持器の耐グリース漏えい性の改善効果を確認した。使用する保持器は、4章の削り加工によるものではなく、量産と同じプレス加工にて試作した。

中央凹み保持器は、ポケット内側の中央凹みをプレス加工にて製作すると外面側が膨らみ、軸受シールとのスペースが狭くなるため軸受内部設計の変更が必要なことから、プレス加工品の評価は対角凹み保持器とポケット幅狭保持器の2種類のみとした。

鋼球を組み込んだ状態の各保持器（基準保持器、対角凹み保持器、ポケット幅狭保持器）を、図12から図14に示す。

これら3種類の保持器をそれぞれ軸受に組み込み、グ

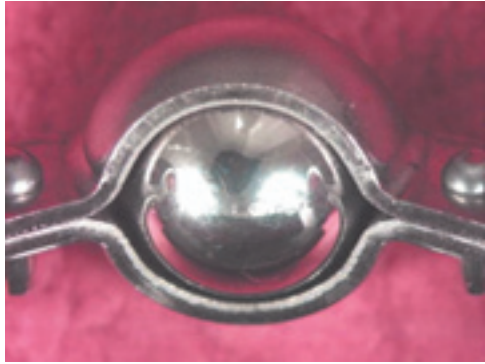


図12 鋼球を組み込んだ基準保持器  
Base cage with ball

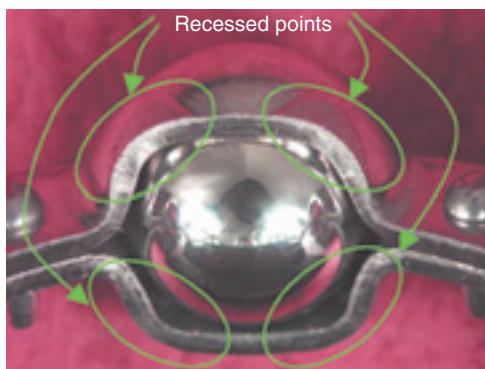


図13 鋼球を組み込んだ対角凹み保持器  
Press cage of diagonally recessed pocket with ball



図14 鋼球を組み込んだポケット幅狭保持器  
Press cage of narrow pocket width with ball

グリース漏れが生じやすい外輪回転下の条件（表1）にて、グリース漏れ試験を行った。グリース漏れ有無の判定は、軸受外部に付着する漏えいグリースの目視確認に基づく。

グリース漏えい試験の結果を表2に示す。基準保持器では15個中6個でグリース漏れが認められたが、改良保持器では、対角凹み保持器で1個、ポケット幅狭保持器では0個と、良好な結果を得た。

基準保持器とポケット幅狭保持器を組み込んだ軸受

の、試験後のシールの内面の状態を図15と図16に示す。基準保持器軸受のシールリップ部には多量のグリースが認められるが、ポケット幅狭保持器のそれにはグリースが認められない。すなわち、保持器形状の改良により、内輪シール溝へのグリース流動が抑制できており、本効果により、軸受からのグリース漏れが低減されたと考えられる。

以上より、内輪シール溝へのグリース付着を低減できる保持器は、グリース漏れも低減可能なことが実証された。

表1 グリース漏えい試験の条件  
Test conditions of grease leakage

Bearing	6203LLU (Sealed ball bearing)
Outer ring rotation speed, min <sup>-1</sup>	3600
Operation time, min	15
Grease	870 mg, Lithium soap-Ester, Penetration 255
Leakage detection	Visual inspection

表2 グリース漏えい試験の結果  
Results of grease leakage test

Cage shape	Leakages / Total
Base cage (Fig.12)	6 / 15
Press cage of diagonally recessed pocket (Fig.13)	1 / 15
Press cage of narrow pocket width (Fig.14)	0 / 15

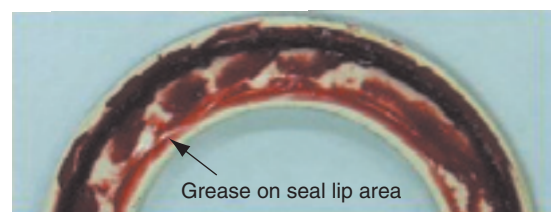


図15 基準保持器（図12）のシール内面のグリース付着状態  
Adhered grease on the inside of seal with base cage (Fig. 12)

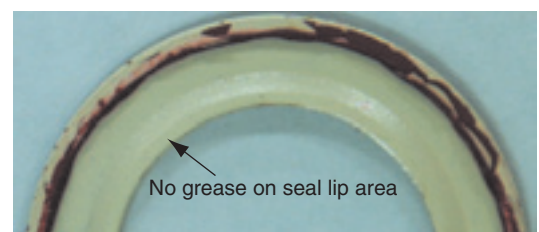


図16 ポケット幅狭保持器（図14）のシール内面のグリース付着状態  
Adhered grease on the inside of seal with cage of narrow pocket width (Fig. 14)

## 6. 改良保持器の強度検討

耐グリース漏えい性に優れることが確認された保持器は、基準保持器とは形状が異なるため、発生応力の値や集中位置が変化すると予想される。そこで有限要素法による静的な構造解析を用い、強度検討を行った。

解析の想定物理モデルには、転動体が公転方向へ相対的に移動し、ポケット面に接触荷重と摩擦力を与える条件を用いた。

解析により求めた、基準保持器における主応力分布のカラーコンターを図17に示す。鋸穴部間の1ポケット分のみを解析対象として導入し、分割の切断面に周方向の変位拘束を、また、鋸押さえ部の合わせ面側に軸方向の変位拘束を与えている。同形式の軸受をモーメント荷重下で運転すると、鋸穴のある平面部とポケットとの境界部（以降、ポケットエンドと称す）にクラックが生じる場合が多く、図17の解析でも同位置で最大主応力が生じていることから、妥当な境界条件と考えられる。

2つの改良保持器における主応力分布を図18と図19に示す。応力コンターの上下限値は3つの図で統一してある。図18の対角凹み保持器では、基準保持器と同様にポケットエンドにて最大主応力が生じるが、図19のポケット幅狭保持器では、ポケット中央部にて最大主応力が生じている。

基準保持器での最大主応力値に対する各保持器でのポケットエンドおよびポケット中央部における主応力値の比を図20に示す。半径方向の幅が等しい基準保持器と対角凹み保持器は、同等の応力値となる。一方、ポケット幅狭保持器は、ポケット部半径方向の幅が狭いため剛性が低く、ポケットの内側中央部の応力が相

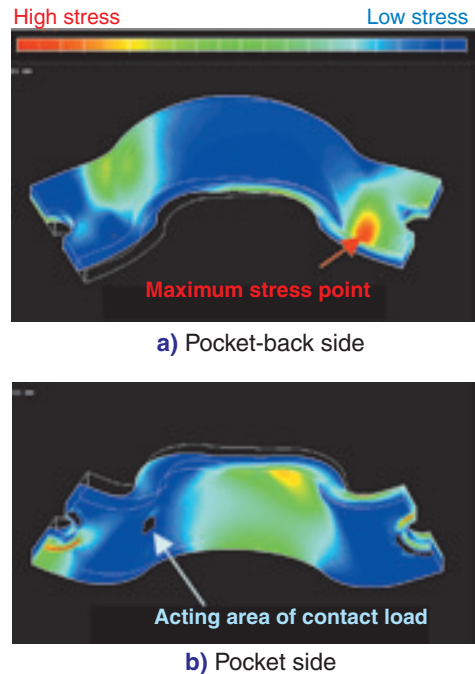


図18 対角凹み保持器 (図13) での主応力分布  
Principal stress distribution in diagonally recessed pocket cage (Fig. 13)

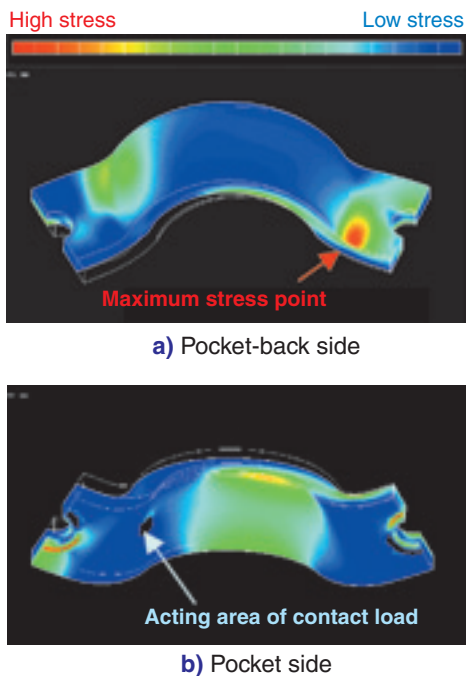


図17 基準保持器 (図12) での主応力分布  
Principal stress distribution in base cage (Fig. 12)

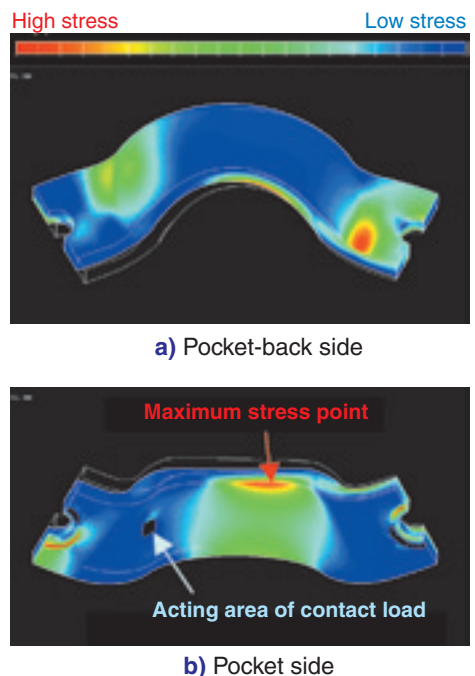


図19 ポケット幅狭保持器 (図14) での主応力分布  
Principal stress distribution in narrow pocket width cage (Fig. 14)

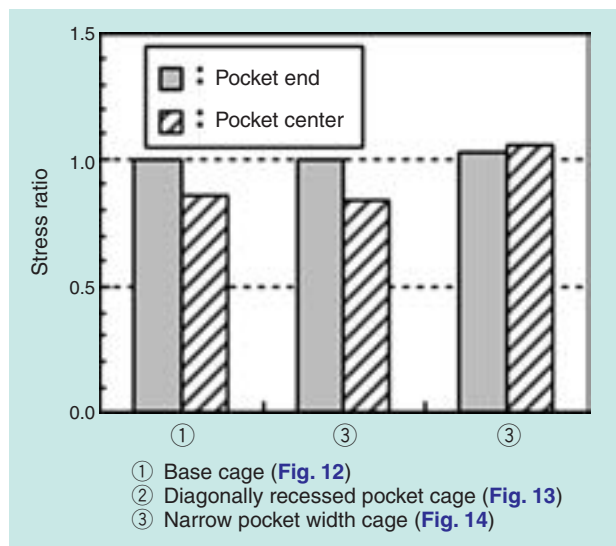


図20 有限要素法による各種保持器でのポケットエンドとポケット中央部の主応力の比  
Stress ratios of cages at pocket end and center using structure strength analysis

対的に増加し、基準保持器の最大値に対して6%増となる。

基準保持器に対して解析上6%高い応力が生じるポケット幅狭保持器を適用する際は、使用条件にて保持器強度が十分満足することを確認していく。

## 7. まとめ

グリース潤滑された密封玉軸受のグリース漏れを低減するため、内輪シール溝へのグリース付着挙動を調べ、これを低減できる改良保持器を考案し、評価を試みた。結論を以下に記す。

- 1) 密封軸受では、軸受が温度上昇する際に、内輪シール溝にグリースが存在すると、グリース漏れが生じると考えられる。また内輪シール溝へのグリース付着は、①転動体に付着していたグリースの保持器ポケットの内径側エッジでのかき取り、②そこから内輪の外径部へのグリースの移着、③内輪シール溝へのグリースの押し出し、によると考えられる。
- 2) 保持器形状の変更により、内輪シール溝へのグリース付着の抑制が可能であった。抑制効果を有した形状変更部の特徴は、①転動体に付着するグリースの保持器ポケットの内径側エッジでのかき取り作用を低減し、この部分のグリース堆積量を減少させること、②前記かき取り部と内輪外径との

すきまを増すことはいずれかである。

- 3) 内輪シール溝へのグリース付着を抑制可能な保持器を軸受に組み込むと、耐グリース漏えい性は大幅に改善される。
- 4) 保持器強度については、ポケット幅狭保持器の最大応力が基準保持器より解析上6%増す結果のため、適用の際は使用条件での保持器強度評価を実施し、十分な強度を有していることを確認する。

従来、グリース漏れに関してはシールの工夫や、グリース封入量の低減により改良を行ってきたが、保持器形状の改良でもグリース漏れが大幅に軽減できることがわかった。

また、今回の改良保持器を用いれば、グリース漏れを起こさないグリースの限界封入量の増加が可能となり、軸受の長寿命化も期待できる。

## 参考文献

- 1) 転がり軸受 総合カタログ・CAT.NO.2202-VI/J, NTN(1997).
- 2) 野崎・岡坂・久保田・赤部：電装補機用軸受の技術動向, NTN TECHNICAL REVIEW, 65 (1996) 65.
- 3) 佐藤・坂口：内輪シール溝へのグリース付着に及ぼす保持器形状の影響, トライボロジー会議予稿集東京, 2008-5, (2008)135.
- 4) 佐藤・坂口・川村：玉軸受用の耐グリース漏洩鉄板波形保持器の開発, トライボロジー会議予稿集名古屋, 2008-9, (2008)323.
- 5) T. Sakaguchi & Y. Akamatsu : Simulation for Ball Bearing Vibration, Proc. Int. Trib. Cont., Nagasaki 2000, 3(2000)1795.

## 執筆者近影



佐藤 則秀  
要素技術研究所



坂口 智也  
要素技術研究所

[ 製品紹介 ]

# NTN-SNR高性能油潤滑プランマブロック SNOE II

## NTN-SNR High Performance Oil-lubricated Plummer Blocks SNOE II



NTN-SNR Ulrich GIMPEL\*  
Martin SOMMER\*  
Jens ULBRICH\*

油潤滑プランマブロックは、産業機械の大型プラント設備に使用される。従来のSNOEシリーズに対し、ハウジング剛性、シール性などを改良し、機能・信頼性を向上させた「SNOE II」シリーズを開発した。

The oil-lubricated plummer block is used for large plant of industrial machineries. NTN-SNR developed the new type of plummer block "SNOE II" against current type of plummer blocks SNOE, which redesigned mainly rigidity of housing, labyrinth sealing system and improved as better performance and higher reliability.

### 1. はじめに

油潤滑プランマブロックは、産業機械のプラント関連設備で多岐にわたり使用されている。例えば図1のような鉄鋼、石油化学、火力発電所の換気・乾燥用送風機や鉱山設備の粉砕機などが挙げられる。これらの設備に使用されるプランマブロックは、稼動効率向上のため高速化や保守作業の短縮化が要求される。また、屋外環境での使用による油漏れ防止など環境への配慮も求められている。

このため、従来の油潤滑用プランマブロック（SNOEシリーズ）を改良し、機能・信頼性向上、部品の共通化を図ったSNOE IIシリーズを開発した。



図1 油潤滑プランマブロックの適用例（大型送風機）  
Application example of oil-lubricated plummer block (large size air blower)

### 2. 油潤滑プランマブロックSNOE II

#### 2.1 構造

開発品の構造を図2に示す。本製品は、二つ割りのハウジングに222または223系列の自動調心ころ軸受（円筒穴）を適用している。効果的な油潤滑を行う

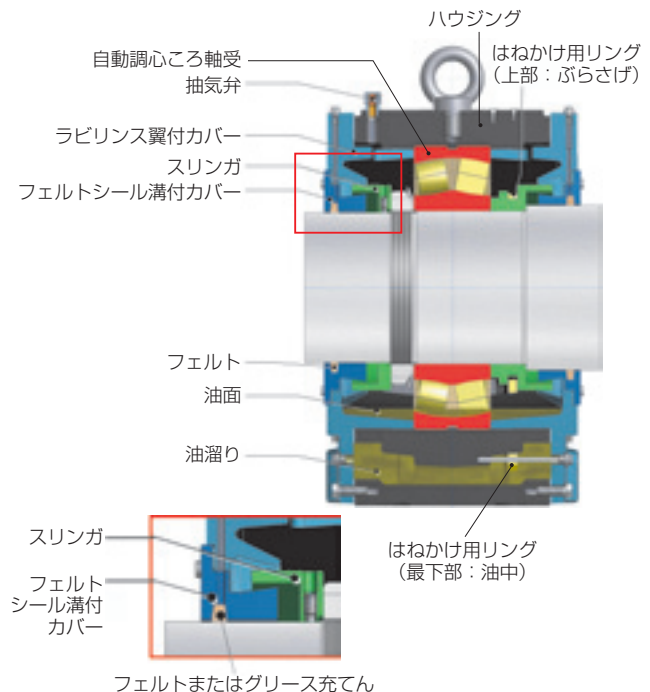


図2 油潤滑プランマブロックSNOE II（固定側）  
Oil-lubricated plummer block SNOE II (fixed side)

ため、軸側のスリングに、はねかけ用リングがぶらさげた状態で設置され、このリングが運転中油溜りから潤滑油を軸受に供給する。また、最適なラビリンス構造とし、高速回転でも対応可能なフェルトシールを適用している。

また、ハウジングは過酷な環境、荷重条件下でも内部の軸受が安定して回転するよう、確実に支持することが必要である。通常機械設備への設置は、固定側軸受と自由側軸受で構成されたプランマブロック（2個）で使用される。特に、大型設備は運転時の軸方向移動量が大きいいため、自由側で使用されるプランマブロックのハウジングは、軸受の移動量が大きい場合でも対応できるようにしている。

## 2.2 機能

### 2.2.1 潤滑

ハウジング内の自動調心ころ軸受は、ハウジング下部に溜められた油で潤滑される。通常の油浴潤滑に加え、潤滑油は図3に示すようにラビリンス間座に施された溝に、軸に対して偏心して置かれたはねかけ用リングによって軸受内部へ供給される。すなわち、軸の回転時にはねかけ用リングも回転することで、ハウジング下部の油溜りに浸されたリング部から潤滑油を引き上げて、軸受の上部へはねかけて供給する。

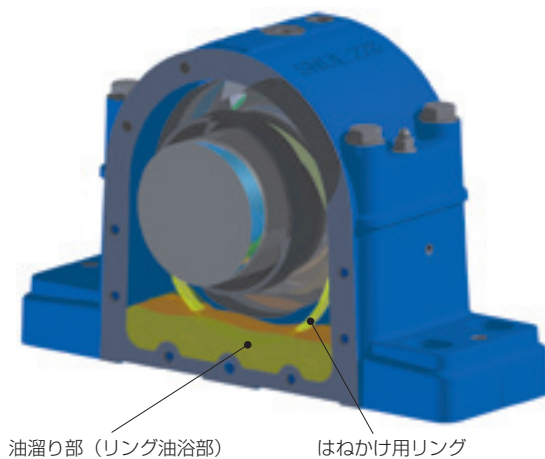


図3 はねかけ用リング取付位置  
Location oil pick up ring

### 2.2.2 シール性

本製品は、軸受の両側に非接触のラビリンスシールを設置している。回転側のラビリンスリング（ラビリンス間座）および、固定側のラビリンスリング（ラビリンス付カバー）を最適設計することで、軸受にはねかけられた潤滑油がプランマブロックの外へ漏れることなく、確実にハウジング内部の油溜まりへ回収される。

またラビリンスシールの他、図2に示すようにフェルトシール溝付カバーも設置しているため、軸回転数や温度・湿度、ダスト有無など周囲環境によっては、フェルトの追加を可能としている。加えて、このカバーはフェルトシール溝への給脂孔を付与しているため、グリースシール（グリース充てん）の適用も可能である。

## 2.3 プランマブロックSNOE IIの特長

### 2.3.1 ハウジング材質

表1に示すように、従来のSNOEハウジング材質は減衰性能の大きいねずみ鉄（EN-GJL-250（DIN GG25，JIS FC250））を採用していたが、近年の高負荷・高速化に伴い、耐衝撃・振動特性に優れた高強度な球状黒鉛鉄（EN-GJS-600-3（DIN GGG60，JIS FCD600））を採用した。

表1 鋳鉄材の主要物性  
Specification of ductile materials

		従来材質	開発品材質
EN規格		GJL-250	GJS-600-3
DIN		GG25	GGG60
JIS		FC250	FCD600
引張強度	N/mm <sup>2</sup>	250	600
ヤング率	N/mm <sup>2</sup>	103,000	174,000
硬さ(HB30)	—	180 - 250	190 - 270

### 2.3.2 ハウジング本体の最適設計

図4に示すように、プランマブロックの強度や軸受および、軸受はめあい面への影響を最小限にするため、外形寸法や二つ割ハウジングの締結方法を変更することなく剛性を高めた。また、軸受回転時の放熱性を考慮したハウジング設計とし、潤滑及び軸受寿命の向上を図った。

ハウジング最適設計の特長を以下に示す。

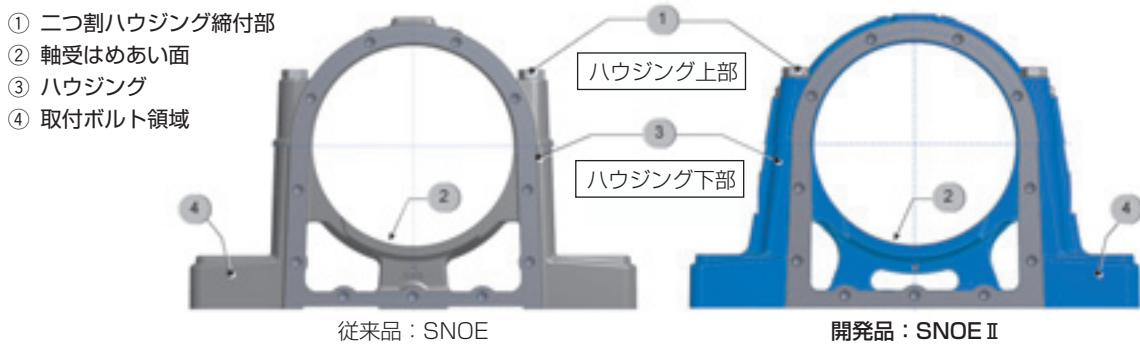


図4 ハウジング形状  
Design of housings

(特長)

- ・ハウジング下部の軸受支持に二本柱構造の採用
- ・ハウジング下部から上部にかけて締付ボルト間を補強
- ・取付ボルト周辺部の補強
- ・締付ボルト間距離の変更 (両側)
- ・取付面の放熱性向上

(1) 柱構造

従来品に対し、二本の柱へ変更するにあたり、油溜り部の容積を維持した設計とし、図5のようなFEM解析(有限要素法)を適用して軸受はめあい面の変形が最小となる時の柱設置角度を求めた。

図6に示すように、柱角度が25°の場合に軸受はめあい面の変形が少ないことが確認できた。また図7, 8に示すように、この時のハウジング上下部の変形解析も実施した。

(2) 2つ割りハウジングの締付部周辺構造

開発品の2つ割りハウジングは、図9に示すような取付ボルト間に補強リブを施して剛性向上を行い、保守・点検時の正確な位置決めのため、上下ハウジングはテーパ固定ピンで保持されている。

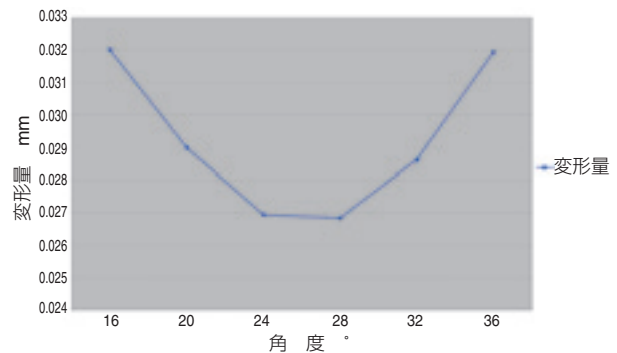


図6 柱部配置角度と軸受はめあい面の変形量  
Relationship between rib angle and deformation of fitting area

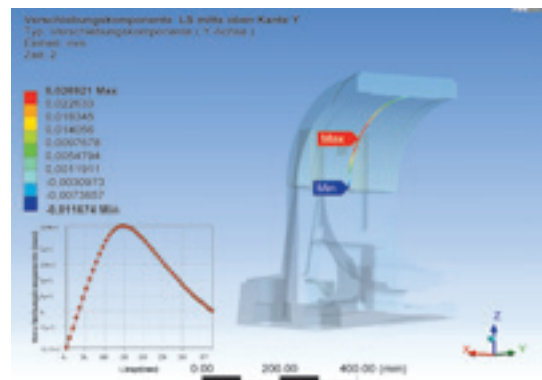


図7 軸受はめあい面の変形解析 (上部)  
Deformation of bearing fitting area (upper part)

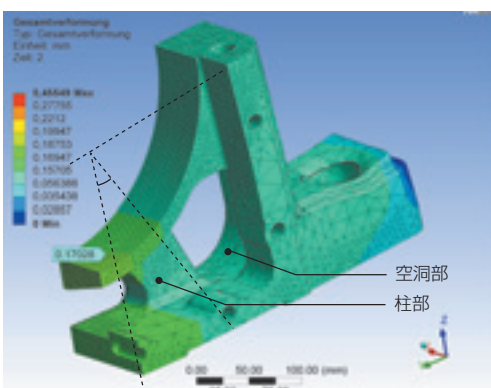


図5 FEM解析計算モデル  
FEM-analysis model

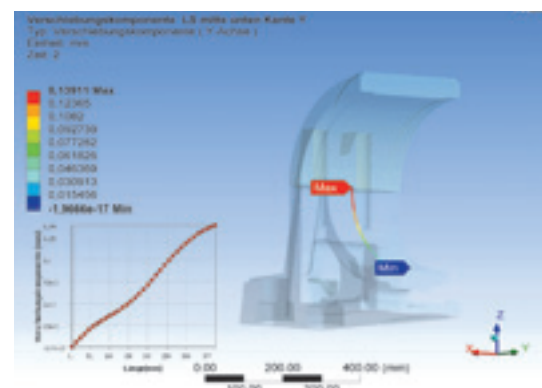


図8 軸受はめあい面の変形解析 (下部)  
Deformation of bearing fitting area (bottom part)



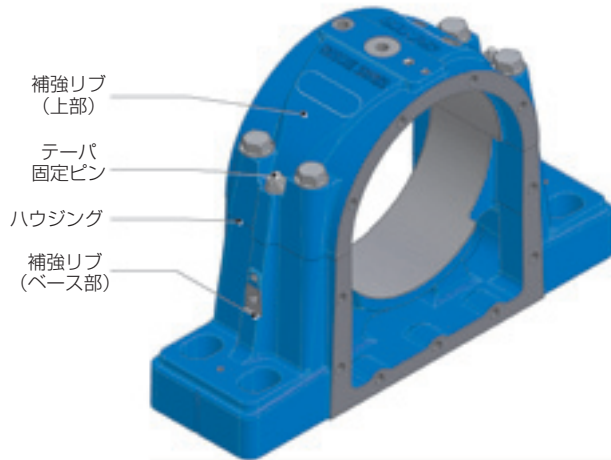


図9 2つ割りハウジングの締付部周辺  
Fastened area of split type housing

### (3) 締付ボルトの位置

ハウジング上下を取付ける締付ボルトは、図10に示すように各側のボルト間距離を接近させて分離しづらくし、かつ軸受はめあい面（割り面）のずれを抑えた仕様とした。

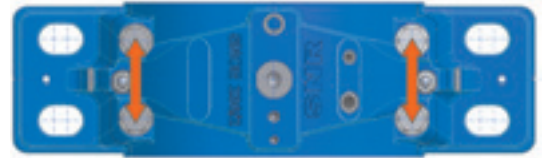


図10 締付ボルト間位置  
Position of fastened bolts

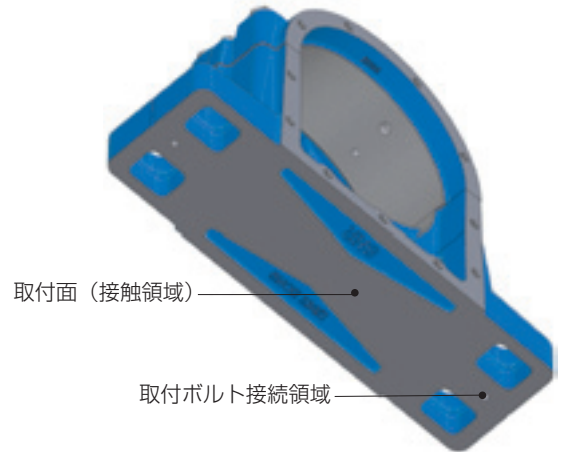


図11 ハウジング接地面  
Contact area of housing

### (4) ハウジング取付面

図11に示すように、ハウジングの接地面は特に軸受はめあい部の下部を中ぐりなしとすることで荷重に対し安定させ、また、軸受から発生する発熱に対しても放熱性を良くしている。

また、取付ボルト接続領域周辺も中実とし、ボルト締付時の張力を吸収させることで、ハウジング全体への変形の影響を抑えている。

### (5) その他取付例

本ハウジングに振動、温度および他のセンサを設置することでプランマブロック回転時の状態管理が可能であることから、センサ取付用穴がハウジングの各部に設置されている。また、潤滑油の油面は油面計により常に確認が可能である。

なお、運転時の温度が高くなる場合には、図12に示すように、ハウジング内の油溜りスペースに冷却パイプを設置することで、熱は油から除去され、外部に設置した熱交換器へ移送される。

一方、寒冷地で使用される場合、機械始動前に潤滑油を予熱することが必要であり、図13に示すように、ヒータとサーモスタットの設置を可能としている。

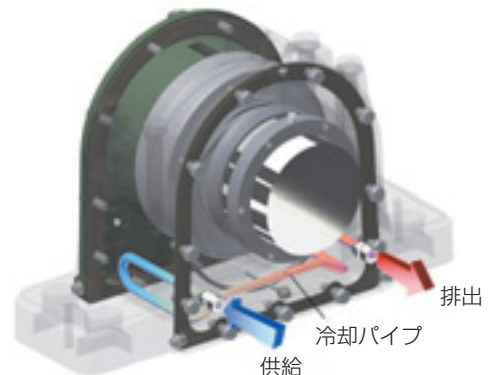


図12 ハウジングへの冷却パイプの設置例  
Housing with integrated cooling pipe



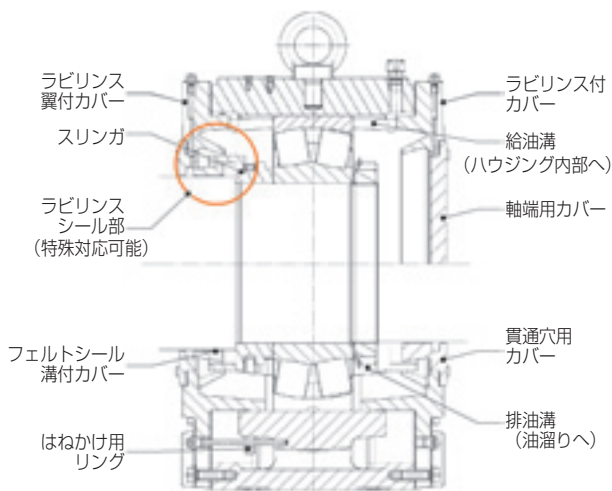
図13 潤滑油の予熱装置設置例  
Preheating device of lubricant oil

### 2.3.3 シール構造

プランマブロックのシール構造はラビリンスシールが一般的である。従来のSNOEシリーズは、自由側、固定側のラビリンス設計に対して、各カバー（貫通、非貫通（軸端用））は客先要求仕様毎に個別対応の設計となっていた。このため、ラビリンス設計を加工方法も加味しながら仕様統一を行い、部品点数の削減および仕様の簡素化を行った。

SNOE II では、**図14**に示すように固定側軸受用と自由側軸受用のラビリンス翼付カバーに対し、スリングとフェルトシール溝付カバーを固定側用、自由側用を同一設計とした。

この結果、特殊用途（グリースシールや砂漠環境などのシール性強化）への対応も大きな設計変更が不要となった。



**図14** SNOE II のラビリンスシール構造 (固定側)  
Labyrinth sealing design of SNOE II (fixed side)

#### (1) 固定側軸受部のラビリンスシール機能

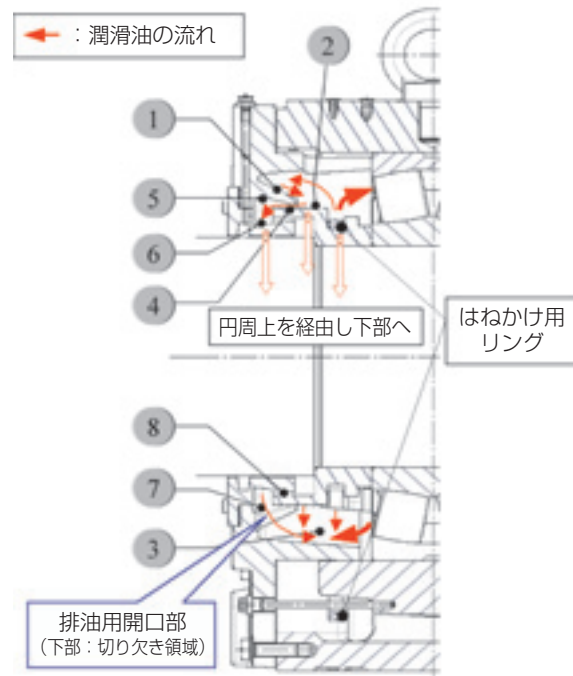
ラビリンスの構造を**図15**に示す。潤滑油は油溜り部③から、はねかけ用リングによってハウジング内部ではね上げられて軸受上部を潤滑するほか、ラビリンス翼付カバー①の斜面もしくはスリング②の外径面④に付着し、油溜り③へ回収される。

また、はねかけられた潤滑油が直接ハウジング下部へ落下せず、ラビリンス内部（ラビリンス翼付カバー⑤内径周辺部）へ流入する場合、潤滑油はフェルト溝付カバー⑥に付着したあと、ラビリンス翼付カバー下部の開口部⑦から油溜り③へ回収される。

潤滑油がさらにラビリンス部分⑧へ浸入する場合には、フェルトシール溝付カバー⑥のスリング外径部が

円すい形状となっているため、潤滑油はラビリンス部⑧から戻されて、ラビリンス翼付カバー下部の開口部⑦から油溜り③へ回収される。

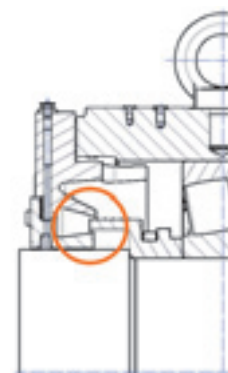
ラビリンスシール機能の他、用途に応じてフェルト溝部にフェルトシールを施すことで、より潤滑油の流出を防止することができる。



**図15** 固定側軸受部のラビリンス  
Labyrinth sealing design of fixed side

#### (2) 自由側軸受部のラビリンスシール機能

**図16**に示すように、自由側のラビリンス構造は、基本的に固定側と同構造であるが、ラビリンス翼付カバーに対し、軸受の軸方向移動量（距離）が最大となる場合、スリングの位置が浅くなるが、ラビリンス通路は確保されている。一方、スリング位置が最接近してもラビリンス翼付カバーへ干渉しないように設定しており、ラビリンスシールとしての機能が十分に確保されている。



**図16** 自由側軸受部のラビリンス  
Labyrinth sealing design of floating side

## 2.4 評価

油潤滑プランマブロックの設備稼動時における重要な機能はシール性が挙げられるため、油漏れ評価試験を行った。

### (1) 試験条件

ラビリンスシールのシール性評価の代表的な試験条件を表2に示す。本評価はフェルトシールやグリースは適用せず、図17に示すように軸とフェルトシール溝付カバーのすきま部（ラビリンス出口）を連続監視した。

表2 潤滑油漏れ評価の試験条件例  
Test condition of lubricant leak (example)

プランマブロック基本形式	SNOE II 218	
使用軸受形式（自動調心ころ軸受）	22218（φ90×φ160×40）	
試験雰囲気温度	20°C (RT)	
潤滑油粘度	40 mm <sup>2</sup> /s	
軸受回転速度	3,000 min <sup>-1</sup> (max)	
軸傾き角（ミスアライメント）	0°	0.25°
試験時間	各4 h	
判定基準	外観目視、油量(油面計) 測定	

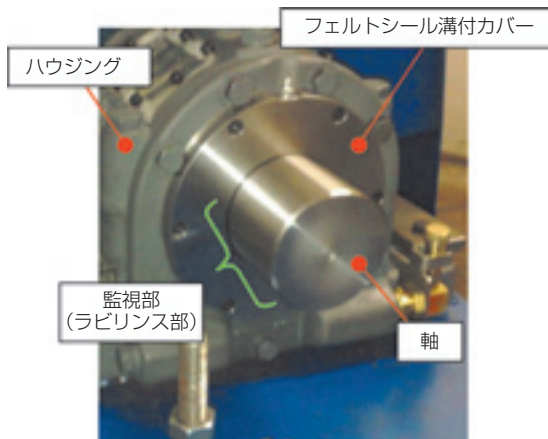


図17 試験プランマブロック（油漏れ監視）  
Test plummer block (monitoring oil leak)

### (2) 試験結果

いずれの試験においても、図18に示すように油漏れは発生せず、軸受の異常、ラビリンス部の干渉も認められず、良好な結果を得ることができ、高い密封性能が立証できた。

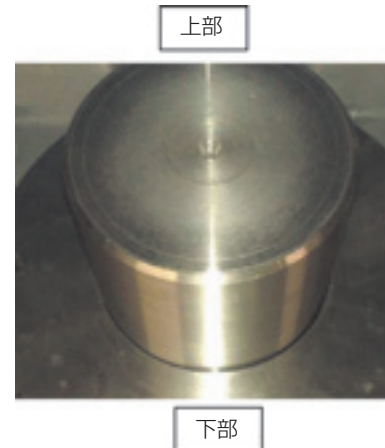


図18 試験終了後のすきま部（漏れなし）  
Gap area after lubricant leak test (no leakage)

## 3. まとめ

本稿では、NTN-SNR油潤滑プランマブロックを紹介した。

産業用プラント設備の性能向上や保守作業の短縮による高効率化に対応するだけでなく、屋外環境など過酷な使用条件下においても常に環境への配慮を行っていくとともに、さらなる高性能化を推進していく所存である。

### 執筆者近影



Ulrich GIMPEL  
NTN-SNR ROULEMENTS  
Engineering Bielefeld



Martin SOMMER  
NTN-SNR ROULEMENTS  
Engineering Bielefeld



Jens ULBRICH  
NTN-SNR ROULEMENTS  
Engineering Bielefeld

# ステンレス製低摩耗・耐腐食性焼結含油軸受

## Development of Oil-impregnated Sintered Bearing of Low Wear and Corrosion Resistance

木村 和広\* Kazuhiro KIMURA



すべり軸受である焼結含油軸受は、無給油で長期間安定した摺動性能を発揮することができるため近年多用されている。

本稿では、固体潤滑剤として硫化マンガン (MnS) を添加し、鉄系含油軸受と同等の摺動特性を持ち、耐腐食性に優れたステンレス製含油軸受について紹介する。

Recently, the oil-impregnated sintered bearing that is the slipping bearing is multiused because a steady sliding performance can be demonstrated for a long term with the unrefueling.

In this text, manganese sulphide (MnS) is added as a solid lubricant, it has the sliding characteristic equal with a oil-impregnated sintered bearing made of the steel, and it introduces an excellent oil-impregnated sintered bearing made of the stainless steel in the resistance to corrosion.

### 1. はじめに

一般的に、母材が青銅系や鉄系の焼結含油軸受では、固体潤滑剤として黒鉛 (C)、二硫化モリブデン (MoS<sub>2</sub>) が使用されることが多い<sup>1)</sup>。しかし、青銅系や鉄系材料は、特殊環境下 (例えばガソリン雰囲気) での耐腐食性が劣り、腐食による摺動特性の劣化という課題があった。

本課題を解決するため、耐腐食性に優れるオーステナイト系ステンレス鋼を母材とし、固体潤滑剤の選定と適正な添加量により鉄系焼結含油軸受と同程度の摺動特性を有したステンレス製焼結含油軸受を名古屋市工業研究所と共同で開発した。

本稿では、開発品の材質、基本特性および性能について紹介する。

### 2. 開発品の材質

母材にステンレスを使用し、優れた摺動特性を得るためには、固体潤滑剤の選定が重要となる。固体潤滑剤として、ビスマス (Bi)、窒化硼素 (BN)、黒鉛 (C)、二硫化モリブデン (MoS<sub>2</sub>)、アンチモン (Sb)、および硫化マンガン (MnS) を選定し、母材との反

応及び摺動特性を評価した。表1に加熱時における固体潤滑剤と母材の反応を示す。

固体潤滑剤は母材の焼結温度 (1200℃) 以下で反応しない必要があるが、C、MoS<sub>2</sub>、Sbは化合物を生成し、これら化合物は、硬度が高くなる傾向にあるため、焼結軸受の固体潤滑剤として利用出来ない。

Bi、BN、MnSはステンレスの焼結温度である1200℃まで反応物は生成せず、摩耗摩擦試験の結果、MnSが最も摺動特性に優れていたことから固体潤滑剤として硫化マンガン (MnS) を選定した。

硫化マンガン (MnS) 粉末の拡大写真を図1に示す。

表1 固体潤滑剤の温度による反応  
Reaction by temperature with stainless steel

固体潤滑剤	温度(℃)	反応
黒鉛(C)	1100	(Cr,Fe) <sub>7</sub> C <sub>3</sub> 析出
	1200	融解
二硫化モリブデン(MoS <sub>2</sub> )	800	分解後化合物を生成
アンチモン(Sb)	700	化合物を生成
ビスマス(Bi)	1200	反応せず
窒化硼素(BN)		
硫化マンガン(MnS)		

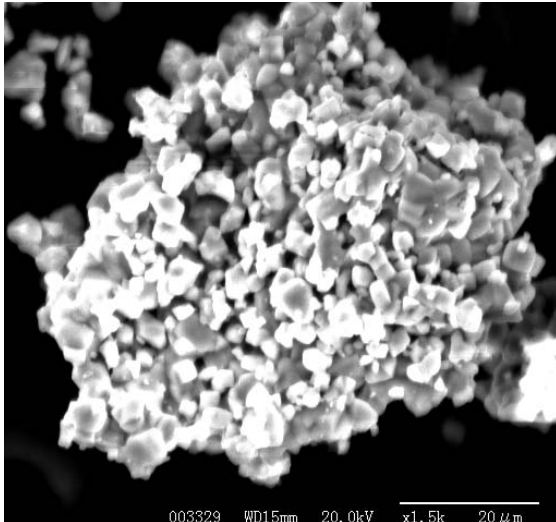


図1 硫化マンガン(MnS)  
Manganese sulphide (MnS)

### 3. 開発品の基本特性

#### 3.1 開発品の特長

<特長>

- ①硫化マンガン (MnS) を固体潤滑剤として用いることにより、耐焼付性、耐摩耗性に優れる。
- ②硫化マンガン (MnS) はステンレス鋼中の酸化クロムによる不動態膜の形成を阻害しないため、耐腐食性に優れる。
- ③特殊環境下 (ガソリン雰囲気) での摺動特性に優れる。

#### 3.2 耐腐食性

表2に開発品の化学成分を示す。開発品は、オーステナイト系ステンレス鋼を母材としており、耐腐食性に優れた材質である。

開発品と鉄系焼結軸受の耐腐食性の確認をするため、湿潤試験を行った。

表2 化学成分  
Chemical composition

化学成分 (%)				
Fe	Cr	Ni	MnS	その他
残	15~20	10~15	1~3	1以下

(試験方法)

開発品と鉄系焼結軸受を以下の条件で恒温槽内に200h放置し錆の発生状況を確認した。

- ・ 温度：50±5℃
- ・ 湿度：95±5%RH
- ・ 未含油状態

試験後の軸受外観を図2に示す。

鉄系焼結軸受の表面には、試験開始24hで錆の発生が見られたが、開発品の表面には200h後も錆の発生は見られない。

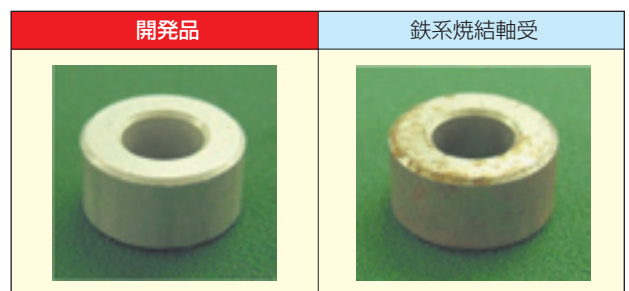


図2 湿潤試験結果  
Result of humidity cabinet test

#### 3.3 特殊環境下での耐腐食性評価結果

燃料ポンプ用軸受は、ガソリンや最近注目されているバイオ燃料内で使用されるため、優れた耐腐食性が要求される。

そのため、焼結含油軸受として広く使用される青銅系軸受と開発品を未含油の状態、硫黄分を含んだ溶液中に浸漬し、耐腐食性の比較を行った。

(試験方法)

- ・ 溶 液：レギュラーガソリン+エタノール  
+硫黄 混合液
- ・ 溶液温度：60℃
- ・ 試験時間：100h
- ・ 軸受サイズ：内径6×外径12×長さ6mm

試験後の外観を図3、腐食による寸法変化を図4に示す。

試験後、青銅系焼結軸受には変色が見られ、内径、外径、長さ共に0.1mm以上変化し、腐食が進行しているのに対し、開発品は外観上の変化は見られず、寸法変化量も青銅系焼結軸受の1/10以下であった。

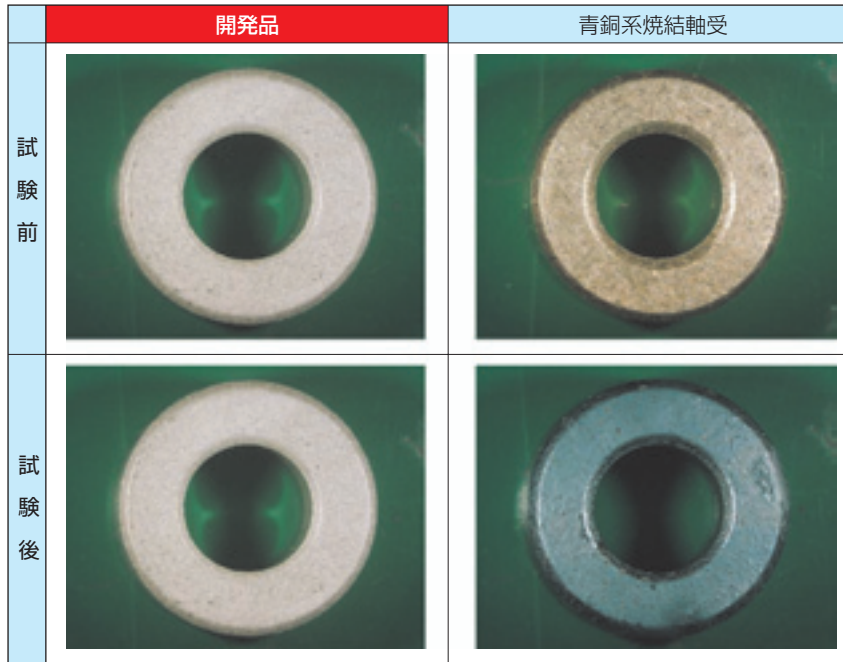


図3 腐食性試験結果  
Result of corrosion test

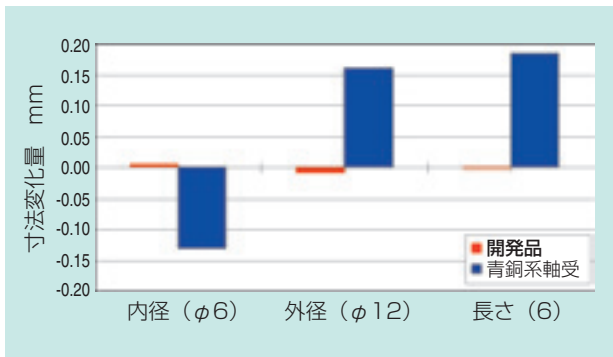


図4 試験後の寸法変化  
Dimensional change of after test

EDX・EPMAにて分析を行った。表面状態を図5、分析結果を図6に示す。

硫化マンガン(MnS)表面が酸化によって黒く変色しているが、硫化マンガン(MnS)近傍のステンレス表面に変化は見られない。又、試験前後の分析結果から、試験前には見られなかった酸素(O)が試験後の試料から検出されており硫化マンガン(MnS)表面には微量のO(酸素)が見られたが、ステンレス表面に変質は無く、硫化マンガン(MnS)は母材の耐腐食性に影響を与えていない。

### 3.4 固体潤滑剤硫化マンガン(MnS)の耐腐食性評価

開発品を積極的に腐食させた場合、硫黄を有する硫化マンガン(MnS)が母材であるステンレスへ及ぼす影響を湿潤試験で確認した。

(試験方法)

- ・ 温度：60℃
- ・ 湿度：90%Rh
- ・ 試験時間：168h毎で観察を行い、表面に変化が見られた時点で試験を終了とした。

試験開始から1176h経過後、開発品表面に変色が見られたため、試験を終了し変色部近傍をSEM/

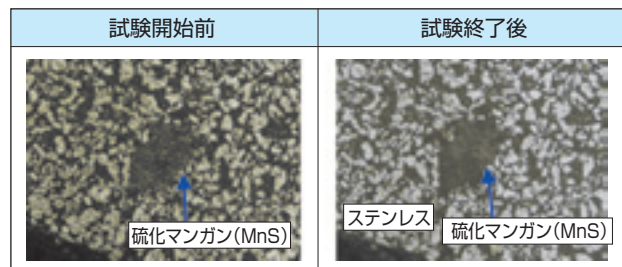


図5 湿潤試験後の表面 (光学顕微鏡像)  
Surface of after corrosion test

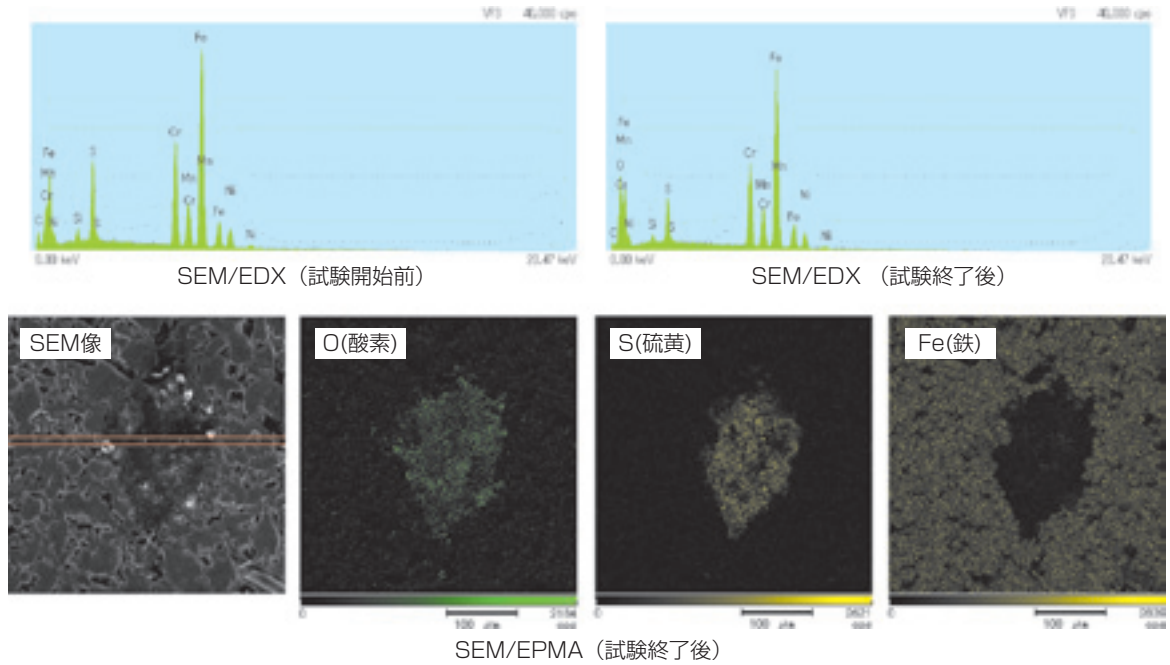


図6 分析結果  
Analysis result

### 3.5 ステンレス焼結軸受の摺動性

ここでは、開発品と鉄系焼結軸受の摩擦係数を比較するため、図7に示す試験機を用い、摩擦係数の測定を行った。又、表3に開発品と鉄系焼結軸受の物性値を示す。

(試験方法)

- ・周速 (V) : 37.7m/min
- ・面圧 (P) : 0.2~1.5MPa
- ・潤滑油: 鉱油
- ・雰囲気: 室温

※周速を一定とし、面圧を変更してPV値の増減を行った。

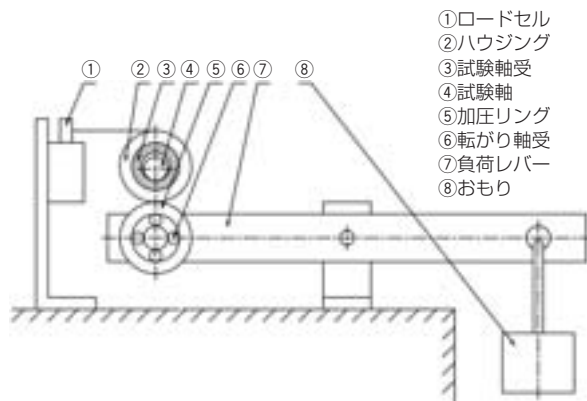


図7 試験装置  
Test rig

図8にPV値に対する摩擦係数を示す。何れの材質も摩擦係数が0.1前後の値であり、鉄系焼結軸受と同等の摩擦係数を示している。

又、図9に周速37.7m/min、面圧1.0MPaでの初期なじみ特性と500hの摩擦係数の推移を示す。

鉄系焼結軸受同様、試験開始直後は高い摩擦係数を示しているが、次第に摩擦係数は減少しており、摩擦係数の値も同等である。

表3 一般物性  
Basic characteristics

	密度 g/cm <sup>3</sup>	圧環強さ MPa	表面硬さ HRF	含油率 Vol.%
開発品	6.5~7.0	150以上	70以上	8以上
鉄系焼結軸受	5.9~6.3	200以上	40以上	18以上

※物性値は代表値を記載

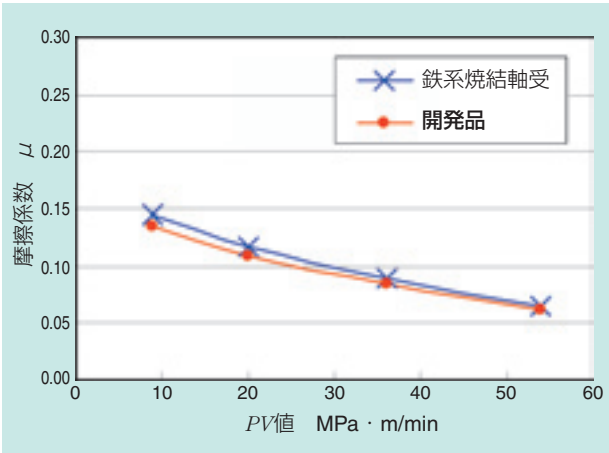


図8 摩擦係数の比較  
Comparison of frictional properties

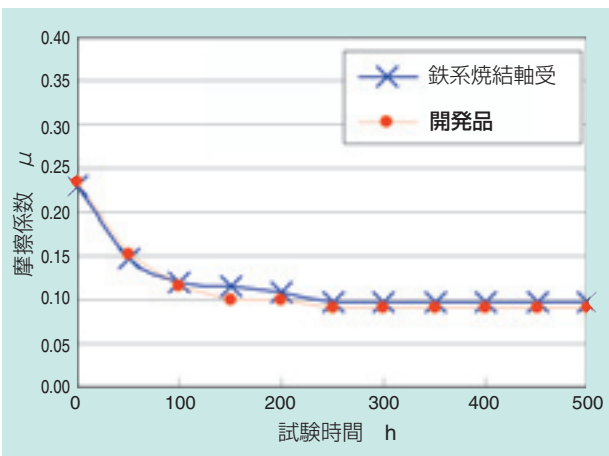


図9 摩擦係数の測定結果  
Measurement result of frictional properties

#### 4. ステンレス焼結軸受を使用する上での注意点

一般的に焼結軸受は、含浸された潤滑油が軸受表面へ滲み出てくることで油膜を形成し、軸と軸受との金属地相互の接触が避けられている。そのため、良好な摺動特性を保つためには潤滑油の存在が不可欠であり、開発品もその特性は同様である。<sup>2)</sup> 従って、無潤滑や潤滑油の性能が十分に発揮できない高温条件下では、その性能が著しく低下する。固体潤滑剤 (MnS) が異常摩耗を防ぐ働きをするが、摺動部の異常発熱、軸や軸受の異常磨耗に発展する危険性があるため、雰囲気温度に合わせて潤滑油を選定する必要がある。

#### 5. まとめ

従来、焼結軸受として利用されていなかったステンレスを母材とし、固体潤滑剤を硫化マンガン (MnS) とすることで、耐腐食性に優れ低摩擦の焼結含油軸受を開発した。開発品は、従来の鉄系焼結軸受と同等の摺動特性で、耐腐食性が大きく向上している。

本開発により、特殊環境下での焼結軸受の長寿命化が一層進むものと考えられる。

#### 参考文献

- 1) 渡辺 尙尚, 新版 粉末冶金, 技術書院, 65, 1995
- 2) 渡辺 尙尚, 新版 粉末冶金, 技術書院, 63, 1995

執筆者近影



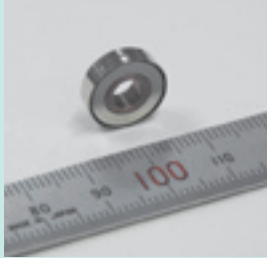
木村 和広

NTN特殊合金(株) 技術部



## 家庭用換気扇向け動圧軸受ユニット Fluid Dynamic Bearing Unit for the Home Ventilation Fan

堀 政治\* Masaharu HORI



建築基準法の改正に伴い、原則、居室を有する全ての建築物に換気設備の設置が義務付けられた。そのため、一般家庭向けに換気扇の需要が増え、高信頼性、低騒音の要求が高まることとなった。

NTNではこの市場の動きに対し、転がり軸受をそのまま置き換えられ、しかも信頼性、静粛性に優れた動圧軸受ユニットを開発した。この動圧軸受ユニットは、換気扇に限らず、転がり軸受が使用されていて、静粛性が要求される用途への展開が可能である。ここでは、家庭用換気扇向け動圧軸受ユニットについて紹介する。

The installation of the ventilation equipment has come to be obligated to all buildings that has the room as a rule by revision of Building Standard Law. Therefore, demand of home ventilation fan increase for the ordinary family and also demand of high reliability and a low noise for the home ventilation fan has come to rise. NTN has developed the fluid dynamic bearing unit with excellent reliability and quietness that is easily replaced the rolling bearing.

This fluid dynamic bearing unit can be developed with the usage in which not only the home ventilation fan, but also the rolling bearing is used, and quietness is demanded.

This report introduces the fluid dynamic bearing unit for the home ventilation fan.

### 1. はじめに

シックハウスの原因となる化学物質の室内濃度を下げ、建築物に使用する建材や換気設備を規制する改正建築基準法が平成15年7月1日に施行された。

これにより、ホルムアルデヒドを発生する建材を使用しない場合でも、家具からの発生があるため、原則として全ての建築物に機械的な換気設備の設置が義務付けられた。

そのため、リビングルーム、寝室などにも換気扇が取り付けられることになったことから、特に静粛性に対するニーズが強まり、転がり軸受からすべり軸受へ置き換えたいとの要望がある。これに対応するため、転がり軸受と同寸法で容易に置き換え可能な動圧軸受の開発を行ったので以下に紹介する。

### 2. 構造と特長

現状、家庭用換気扇の軸受には主に転がり軸受695（深溝玉軸受 $\phi 5 \times \phi 13 \times 4\text{mm}$ ）が使用されており、開発品の主要寸法も図2に示すように695に合わせた。

また、既に転がり軸受で製造ラインを持っている換気扇メーカーの強い要求があり、現行の転がり軸受と同様な取り扱いが可能なものとした。

図1にロータ組み込み状態、図2に単体形状を示す。動圧軸受ユニットは、原価低減を狙い構成部品はすべて金型品を使用した。2体のハウジングは共にプレス加工品とし、回転体は焼結含油軸受とした。

図2に示すように2体のハウジングは接着により固定するが、両ハウジング断面をL字にしたことで、ハウジングの重なり合う接着部が大きくなり締結強度を高めることが出来た。

図3、4に動圧溝形状を示す。

スラスト動圧溝は両ハウジングの内側端面に設けた。また、ラジアル動圧溝は回転体の外径面に設けた。

これらの動圧溝にて形成される油膜によって回転体は、ラジアル、スラスト両方向完全に非接触の状態です持される。

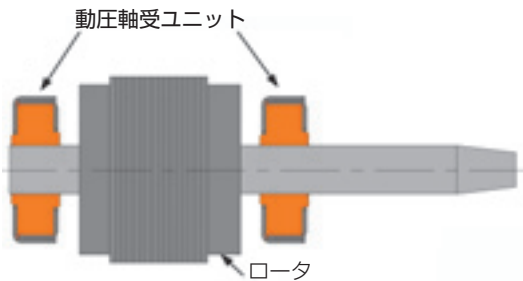


図1 ロータ組み込み状態  
Schematic layout of rotor and fluid dynamic bearing unit

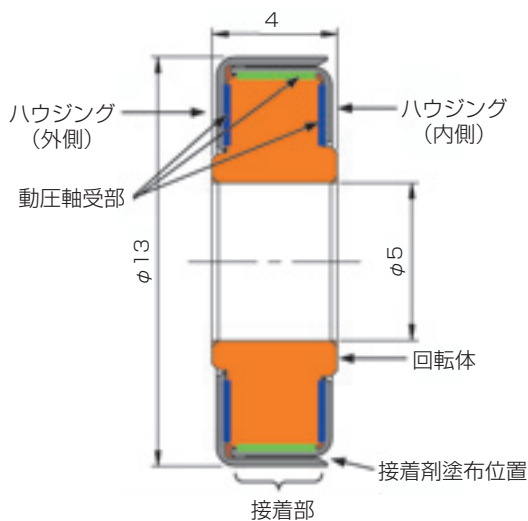


図2 動圧軸受ユニット単体断面形状  
Cross-section shape of fluid dynamic bearing unit



図3 スラスト動圧溝  
Thrust groove



図4 ラジアル動圧溝  
Radial groove

## 2.1 スラスト動圧溝の加工法

ハウジングはプレス品で、プレス工程内に動圧溝の加工を取り込むことで動圧溝加工による工程の増加を防止した。

溝加工用金型には現在ハードディスクドライブ（以下HDD）用スピンドルモータの支持軸受用に量産中の動圧ベアファイトの生産で培った金型設計技術を活用することにより、高精度な動圧溝を得ることが可能となった。図5に動圧溝部の外観写真を示す。

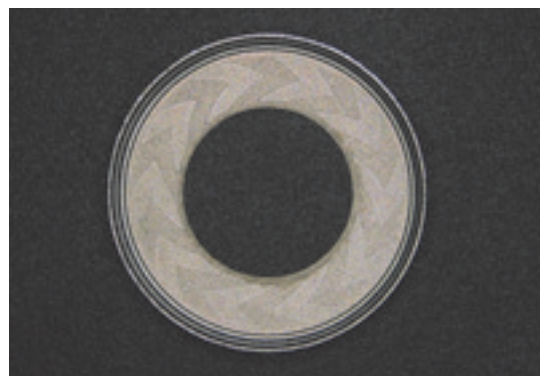


図5 スラスト動圧溝の外観写真  
Photo of thrust groove

## 2.2 ラジアル動圧溝の加工法

ラジアル動圧溝は、現在量産中の動圧ベアファイトと異なり、回転体の外径面に設ける必要があるため、従来のベアファイト内径面への加工である強サイジングによる溝加工法は採用できない。

そこで今回は、焼結含油軸受が持つ多孔質性を活かし転造加工を採用することで良好な軸受面を得ることができた。図6に外観写真を示す。

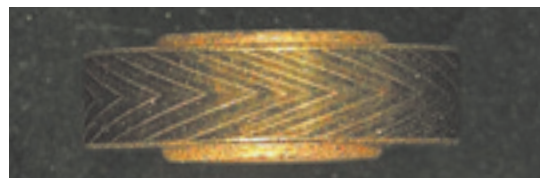


図6 ラジアル動圧溝の外観写真  
Photo of radial groove

## 2.3 組立方法

組立は、HDD用動圧軸受で量産実績のある方法を応用した。

3部材を一旦密着させ、一方のハウジングを必要なアキシャルすきま分移動させ、その状態で接着剤を塗布し2体のハウジングを接着固定、その後、潤滑油を含油させる方法とした。

## 2.4 負荷容量

実機の回転体重量より、水平状態でのラジアル負荷容量として1N以上は必要である。

そこで、当社で開発した多孔質油動圧軸受ユニットの特性解析プログラムにより負荷容量を計算し、軸受仕様を決定した。

表1に解析条件を図7に解析結果を示す。図7に示すように、ラジアルすきま20 $\mu$ mで負荷容量1.44Nが確保できることを確認した。

表1 解析条件  
Analysis condition

回転速度	2000 min <sup>-1</sup>
雰囲気温度	25°C

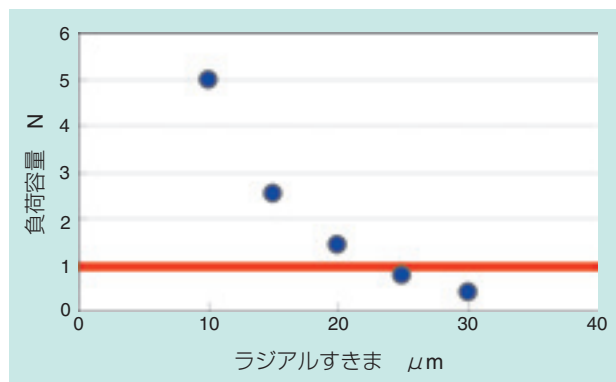


図7 解析結果  
Analysis result

## 3. 性能評価

### 3.1 換気扇用軸受の使用条件

換気扇用軸受の一般的な要求機能を表2に示す。

動圧軸受は油膜を介して非接触で回転するため、軸受の寿命は潤滑油の蒸発がポイントとなる。今回適用の潤滑油は、現在HDD用動圧軸受として量産で使用している潤滑油と同じであり、80°C 50,000hで蒸発率1wt%未満と極めて低蒸発の潤滑油である。10°Cの温度上昇で蒸発速度はおおよそ2倍になることを実験で確認しており、換気扇の使用運転条件(60°C)で換算すると22年以上となり、表2に示す

表2 要求機能  
Functional requirements

運転寿命	15年
雰囲気温度	-10~60°C
雰囲気湿度	0~100%
回転速度	2000 min <sup>-1</sup>

要求寿命15年を満足することになる。なお、耐久性については3.5項に記載の実機耐久試験を実施中である。

### 3.2 油膜形成試験

運転中に油膜が形成され非接触状態となることを確認するため図8に示すNTN動圧軸受ユニット試験機にて油膜形成率の測定を行った。

#### 1) 評価条件

- ・試験機：NTN製動圧軸受ユニット試験機
- ・測定項目：油膜形成率、トルク
- ・回転速度：2000 min<sup>-1</sup>
- ・潤滑油：動圧軸受ユニット用潤滑油  
(HDD用動圧軸受に量産使用中)
- ・油膜形成率は、主軸とハウジング間の通電状態により測定する

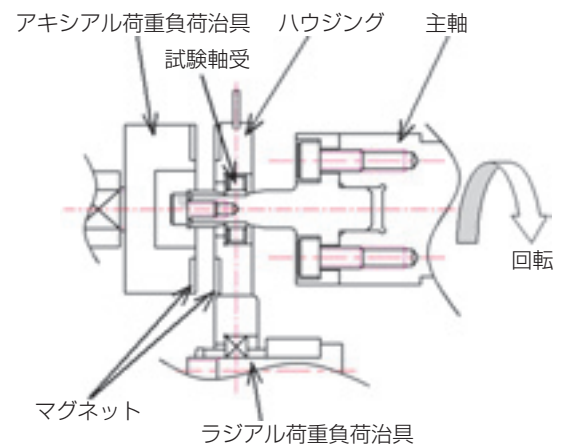


図8 NTN動圧軸受ユニット試験機概略図  
Schematic view of test rig

#### 2) 評価結果

図9に示すように、回転初期より油膜形成率が100%となり、完全に油膜が形成され、非接触で回転していることがわかる。

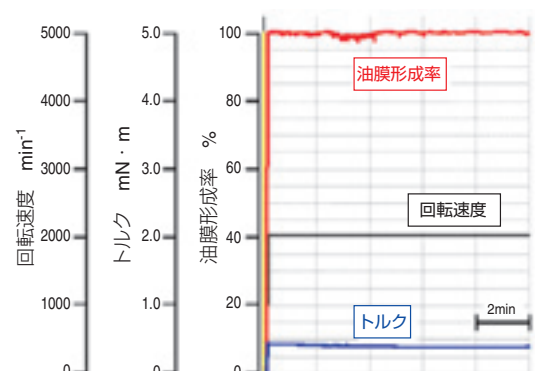


図9 単体評価結果  
Evaluation result of fluid dynamic bearing unit

### 3.3 温度特性試験

温度変化による回転速度の変動を確認した。

#### 1) 評価条件

- ・試験機：実機モータ
- ・印加電圧：AC100V
- ・測定項目：回転速度
- ・雰囲気温度：-10~60℃
- ・潤滑油：動圧軸受ユニット用潤滑油

#### 2) 評価結果

図10に示すように、動圧軸受の場合、低温域で潤滑油の粘度が上がるため、回転速度が低下するが、客先要求の2000min<sup>-1</sup>はクリアすることができた。

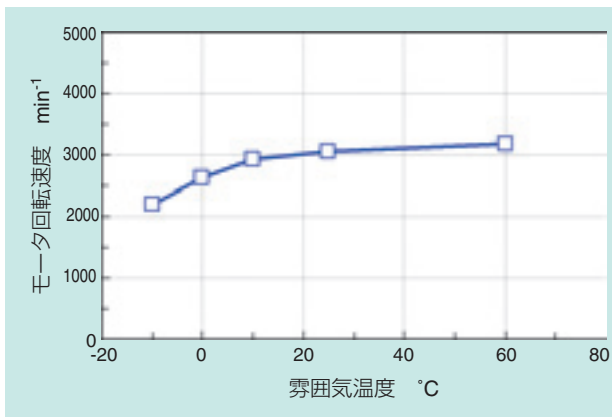


図10 実機評価結果  
Evaluation result as electric motor

### 3.4 実機音響測定

転がり軸受との音響比較を行った。

図11に騒音測定方法を示す。換気扇の音響測定方法はJIS (騒音試験 JIS C 9603)で定められており、JIS C 1502 (普通騒音計)に規定された騒音計を使用し測定する。

なお今回は、転がり軸受と動圧軸受ユニットの騒音値比較が目的であり、ファンを外し風切り音を無くして測定した。また、騒音値が小さいためマイクロフォンまでの距離は規定の1/10である100mmとした。

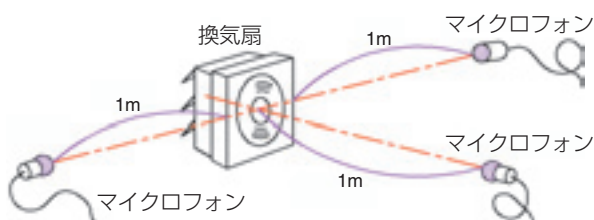


図11 騒音測定方法 (JIS C 9603)  
Method of noise measurement

#### 1) 測定条件

- ・試験機：実機モータ (ファン未装着)
- ・回転速度：約3000min<sup>-1</sup>  
(印加電圧：AC100V)
- ・雰囲気温度：25℃
- ・モータ姿勢：軸水平
- ・潤滑油：動圧軸受ユニット用潤滑油
- ・マイクロフォンまでの距離：100mm
- ・測定環境：無響室(暗騒音:13.5dBA)

#### 2) 評価結果

図12に示すように、動圧軸受ユニットの方が現行の転がり軸受に比べ低騒音である。

人の耳に聞こえる周波数帯域は一般に20Hz~20kHzといわれ、耳に付きやすいのは3kHz付近といわれているが、全域で動圧軸受ユニットの方が低い値を示した。騒音値に14.5dBAの差があるが、これは騒音が約1/5であることを示している。動圧軸受ユニットは非接触で駆動するため、軸受から生じる音は極めて小さい。

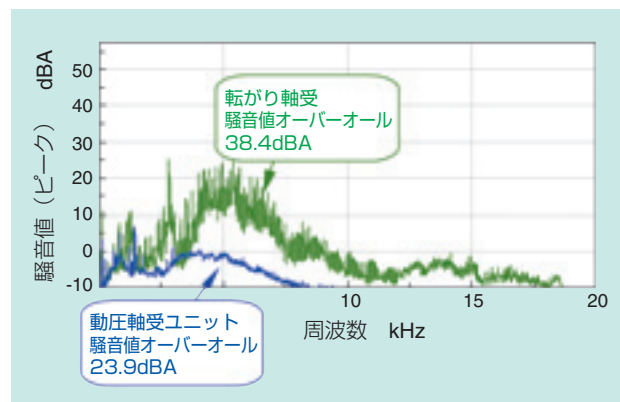


図12 騒音測定結果  
Result of noise measurement

### 3.5 実機耐久試験

実機モータを使用し耐久試験を実施している。本試験は、要求雰囲気温度の上限である60℃に対し、80℃での評価を行っていることから、3.1項に記載した10℃上昇で蒸発速度2倍の実験結果より、4倍の加速試験となる。

#### 1) 耐久試験条件

- ・試験機：実機モータ (ファン未装着)
- ・回転速度：約3000min<sup>-1</sup>  
(印加電圧：AC100V)
- ・雰囲気温度：80℃

- ・モータ姿勢：軸水平
- ・潤滑油：動圧軸受ユニット用潤滑油

## 2) 評価結果

図13, 14に示すように、回転速度も振動値も大きな変化が無く1000時間を経過し、良好な結果を示している。なお、試験は2年間継続し、機能面の確認と、重量減少量から潤滑油の蒸発量を確認する。

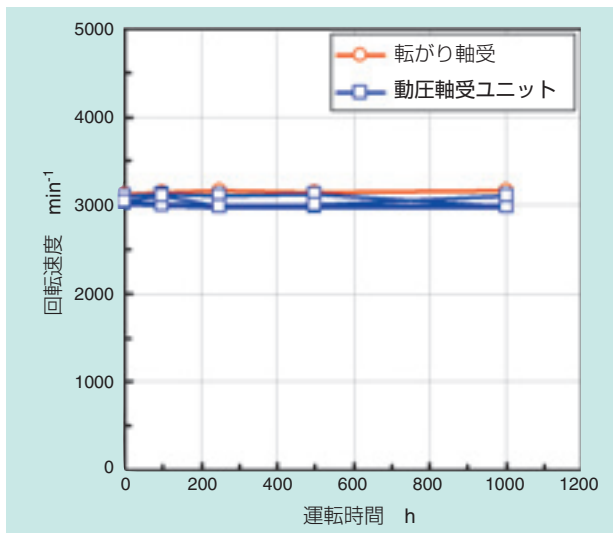


図13 回転速度測定結果  
Result of rotational stability

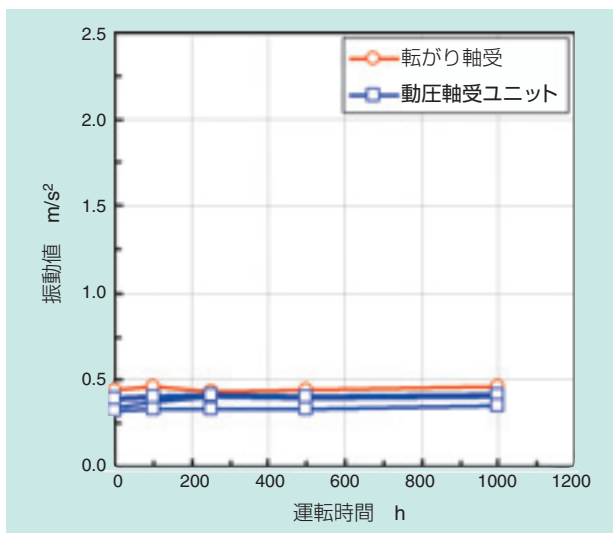


図14 径方向振動値測定結果  
Result of vibration stability (Radial direction)

### 3.6 潤滑油の加水分解試験

換気扇ではHDDとは異なり高湿環境での使用が想定される。そこで、換気扇に使用されている転がり軸受用エステル系グリースの基油と、動圧軸受ユニット用潤滑油の加水分解比較試験を行った。

試験方法は、ASTM D 2619に準拠し、試験油と

水を混合し、高温・触媒存在下にて攪拌、油層と水層の酸価の変化を確認した。

#### 1) 試験条件

- ・混合割合：試験油 75g, 水 25g
- ・試験温度：93℃
- ・触媒材質：銅
- ・攪拌速度：6min<sup>-1</sup>
- ・試験時間：48時間

#### 2) 試験結果

表3に示すように、動圧軸受ユニット用潤滑油は、転がり軸受のエステル系グリースの基油に比べ、酸価増値及び水層酸価の値が小さく、潤滑油自体の特性としても加水分解に強く、耐湿度性も高い。

表3 加水分解試験結果  
Result of hydrolytic reactivity

調査項目	エステル系グリースの基油	動圧軸受ユニット用潤滑油
試験前	動粘度 40℃ [mm <sup>2</sup> /s]	25.44
	酸価 [mgKOH/g]	0.71
試験後	動粘度 40℃ [mm <sup>2</sup> /s]	12.3
	酸価 [mgKOH/g]	0.05
	酸価増 [mgKOH/g]	25.51
	水層酸価 [mgKOH/g]	12.24
	1.06	0.09
	0.35	0.04
	6.23	2.72

## 4. まとめ

今回、家庭で使用される換気扇用として、動圧軸受の特徴である静粛性・高信頼性を活かし、現行の転がり軸受と同寸法で、かつ同様の使用方法が可能な動圧軸受ユニットを開発した。

本開発品は、換気扇用だけではなく、静粛性・高信頼性が求められる用途へ展開可能であり、今後はシリーズ化し、他型番、他用途へも積極的に展開していきたい。

執筆者近影



堀 政治

流体動圧軸受事業部  
技術部

## 脳動脈瘤コイル塞栓術支援装置 Surgical Support System for Cerebral Aneurysm Coil Embolization



永野 佳孝\* Yoshitaka NAGANO  
西尾 幸宏\* Yukihiro NISHIO  
松原 功明\*\* Noriaki MATSUBARA  
宮地 茂\*\* Shigeru MIYACHI  
藤本 英雄\*\*\* Hideo FUJIMOTO

カテーテルを用いる脳動脈瘤コイル塞栓術は、脳動脈瘤の標準的な破裂防止治療になりつつある。コイル塞栓術は、カテーテルの中に先端にコイルを接続したワイヤを挿入して瘤の中にコイルを詰める方法である。瘤に負荷を加えないように小さな力でコイルを挿入するには、カテーテルとワイヤを連携して操作する必要がある。本操作は、2名の医師で行っており、意思疎通が重要であり、課題でもある。この解決に医師1名で連携操作を実現できる支援装置を開発した。本装置の基本性能をシリコン製の模擬瘤を用いて検証した結果、一定速度のワイヤ送り出しにコイル挿入力を下げる効果があること、本装置を使用することで医師1名による操作でも従来と同じようにコイル塞栓ができることを確認した。本稿では、本システムの特長と検証結果を報告する。

Endovascular coil embolization is becoming a standard treatment option for people with a cerebral aneurysm. The embolization method is filling an aneurysm with embolization coils by the collaborative manipulation of a microcatheter and a coil delivery wire. The manipulation requires an advanced collaboration to two surgeons. Thus we have developed a new surgical support system that can be operated by only one surgeon. Basic verification for this system was conducted using a silicone dummy aneurysm. The results confirmed that the delivery of the wire at a constant velocity is an effective method for decreasing coil insertion force, and that only one surgeon can perform the same coil embolization procedure. In this paper, we report the system features and the verification results.

### 1. 緒言

医療分野では手術の傷口を小さくすることで患者の身体的負担を少なくした治療が普及している。その代表例にカテーテル治療がある。これは、カテーテルと呼ばれる細いチューブを人体の管に挿入し、管の内部から患部を治療する方法である。近年、カテーテル治療は細く蛇行している脳血管の分野にも進出し、くも膜下出血の原因である脳動脈瘤の破裂の防止治療に適用されている。図1に示すコイル塞栓術は、脳動脈瘤の中に所定の密度まで白金製のコイルを充填することで、瘤内部の血流を止めて血栓化し、瘤の破裂を防止する方法である<sup>1) 2)</sup>。

コイルの充填は、足の付け根の大腿動脈から脳動脈瘤まで挿入したマイクロカテーテルを導管にし、先端に離脱可能<sup>注1)</sup>なコイルを接続したデリバリーワイヤを体外から操作して行う。瘤は血管壁が薄く破裂しやすいので、コイルを可能な限り小さな力で挿入する手技が必要である。医師はワイヤの挿入力を注意深く監

視しながら、マイクロカテーテル先端の位置をコイルの挿入しやすい場所へ移動する。マイクロカテーテル先端の位置決めはコイルの押し引きの影響を受けるため、マイクロカテーテル操作にはコイルの動きに合わせた木目細かい力加減が必要である。一方、ガイディングカテーテルは、先端が柔軟なマイクロカテーテルを動脈瘤近くまで誘導するために用いられる。

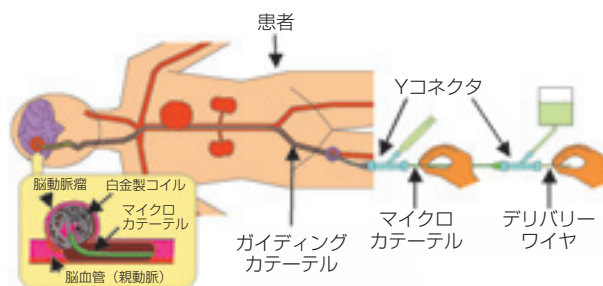


図1 脳動脈瘤コイル塞栓術  
Endovascular coil embolization of cerebral aneurysm

注1) デリバリーワイヤに通電することでコイルをワイヤから離脱する電気式が多く用いられている。

コイル塞栓術は、医師2名が別々にマイクロカテーテルとワイヤを両手で操作する方法と、医師1名で、左手でマイクロカテーテル、右手でデリバリーワイヤを操作する方法とがある<sup>3) 4)</sup>。医師1名の場合、カテーテルとワイヤを左右それぞれの手を使って同時に操作する高度な手技が必要である。このため、医師2名で治療することが多いが、「ワイヤ挿入力の手元の力覚」と「カテーテルの押し引き操作」の相互の意思疎通が要求される。

これまで、NTNは、名古屋工業大学、名古屋大学と共同で、デリバリーワイヤの手元挿入力を測定表示する脳動脈瘤治療用センシングシステムを開発した<sup>5) 6)</sup>。図2に示すように、センシングシステムは、カテーテルの中にデリバリーワイヤを通すYコネクタと呼ばれる医療器具に光学式のカセンサを組み込んだものである。ワイヤの手元挿入力を音程変換して音響提示することで、手術室の治療スタッフ全員が挿入力を共有できる環境を提供している<sup>7) ~9)</sup>。

このセンシングシステムの機能を拡張し、医師1名のみで2名の場合と同様なカテーテルとワイヤを同時に連携操作できる脳動脈瘤コイル塞栓術支援装置を開発した<sup>10)</sup>。本稿では、カテーテルとコイルとの連携操作、開発した支援装置の構成、および本装置の有用性の検証結果について述べる。

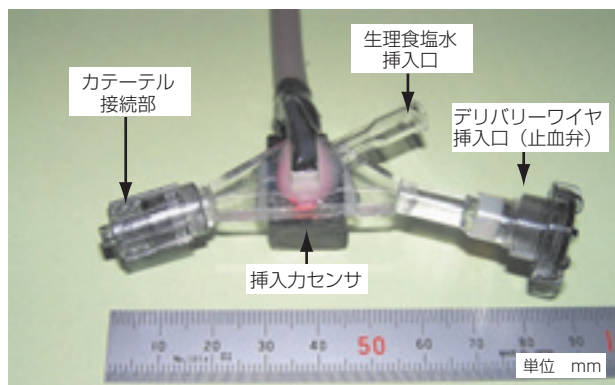


図2 脳動脈瘤治療用センシングシステム (センサ部)  
Sensing system for cerebral aneurysm treatment

## 2. カテーテルとコイルの連携操作

コイル塞栓後に、コイルコンパクション<sup>2)</sup>と呼ばれるコイル塊の体積収縮が発生すると、瘤内部に血流が戻り破裂の防止効果を失う。コイルコンパクションを防ぐには、コイルを均一かつ高密度で充填する必要がある<sup>11)</sup>。医師は、瘤に過度な力が作用しないように、コイルの密集していない挿入箇所を推定してコイルを挿入する。

### 2.1 ペインティング現象

コイル塞栓術は、X線透視装置を用いて瘤とコイルの状態を画像で観測しながら実施する。コイルの密集していない箇所の推定には、図3 (a) に示すマイクロカテーテル先端に発生する「ペインティング」<sup>注2)</sup>と呼ばれる首振り現象<sup>9)</sup>を用いる。本現象は、次に示すように送り出されたコイルと瘤内壁との相互作用により発生する。

- (1) コイルの一部が瘤内壁や挿入済みコイルとの摩擦により拘束される。
- (2) この状態でコイルが送り出されると、拘束部を支点に圧力変形を始め、マイクロカテーテル先端が首振り（ペインティング）を始める。
- (3) その後にコイルが座屈し、マイクロカテーテル先端はコイルの拘束から解放されてペインティングしながらほぼ元の位置に戻る。

コイルの密集する空間では、マイクロカテーテル先端はコイルに拘束され、ペインティングが発生しない。この状態では、コイルの送り出しに過度な力を必要とし、無理な送り出しは瘤の破裂をまねく恐れがある。

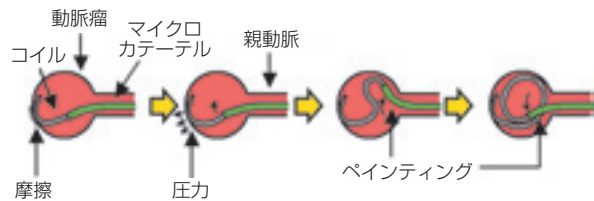
### 2.2 医師2名による手技

マイクロカテーテルとデリバリーワイヤをそれぞれ担当する医師2名は、X線透視画像を確認しながら会話などで意思疎通を図り、図3 (b) に示すように、次の手順でコイルを充填する。

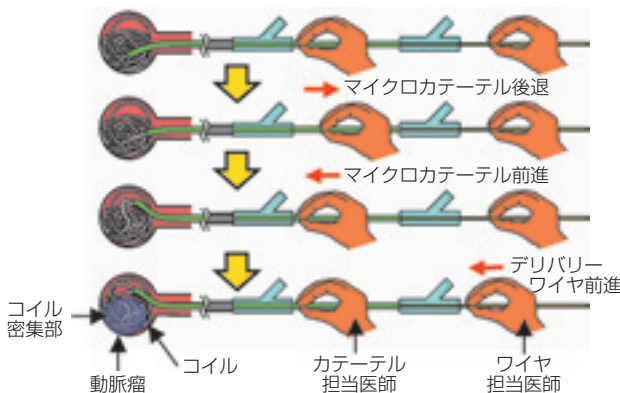
- (1) コイル充填中において、ペインティングが観測されず、挿入に抵抗が感じられる場合、ワイヤ担当医師はデリバリーワイヤの挿入を一旦停止する。

注2) カテーテルの動きが筆使いに似ていることから命名された。

- (2) カテーテル担当医師が、マイクロカテーテル先端を瘤から抜け出さない程度に引き戻してから、再びカテーテルを送り出して瘤の中に戻す。
- (3) カテーテル先端がコイルの密集していない位置に移動すれば、ワイヤ担当医師はワイヤ（コイル）を小さな挿入力で送り出すことが可能となる。



(a) コイルとマイクロカテーテル先端の挙動  
Behavior of coil and microcatheter tip



(b) マイクロカテーテルとデリバリーワイヤの連携操作  
Collaborative manipulation of microcatheter and delivery wire

図3 二人の医師によるコイル挿入  
Coil insertion by two surgeon

### 2.3 マイクロカテーテル操作

マイクロカテーテル担当医師は、コイル挿入中にマイクロカテーテル先端が瘤から逸脱しないように、血管の中のマイクロカテーテルの撓み具合を予測し、木目細かなマイクロカテーテルの位置決め操作を行っている。その先端を動かさない場合でも、マイクロカテーテルを押し引きする操作は必要である。たとえば、コイル挿入中ではマイクロカテーテルが押し戻されないように、マイクロカテーテルを押し出した状態を保つように操作する

マイクロカテーテルの出し入れは、Yコネクタの止血弁（図2を参考）の開け閉めを伴うため、左手でYコネクタを保持しながら止血弁を操作し、右手で操作するとスムーズに行うことができる。

## 3. 開発した支援装置

### 3.1 全体構成

図4に本装置の全体構成を示す。医師が従来どおりマイクロカテーテルを両手で操作し、フットスイッチを用いてデリバリーワイヤを操作する構成である。ワイヤ送り出し機構によってワイヤは一定速度で送り出される。ワイヤ挿入力は、脳動脈瘤センシングシステムで検出され、音程情報に変換され医師に伝達される。送り出し速度は、切替スイッチで調整する。この構成によりワイヤ担当医師がいなくとも、コイル塞栓術を行うことができる。

図5にセンシングシステムとワイヤ送り出し機構の外観を示す。医師が患者の様子を常時確認できるように、本機構は手術ベッド上で使用できる小型のサイズとした。また、上蓋を開けてワイヤを直接手で操作できる機能を持つ。この機能は、コイル挿入前のデリバリーワイヤ移動やコイル離脱後のデリバリーワイヤ回収に使用できるだけでなく、術中に従来の治療方式に変更できる特長がある<sup>12)</sup>。

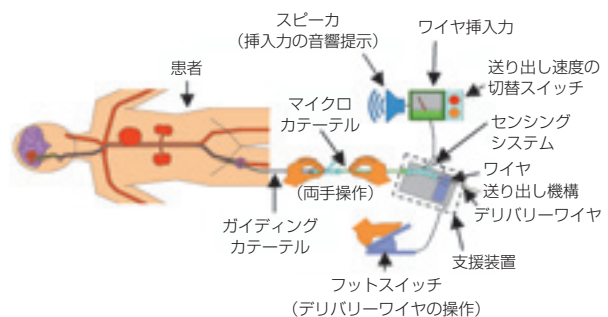


図4 支援装置の全体構成  
The structure of the surgical support system

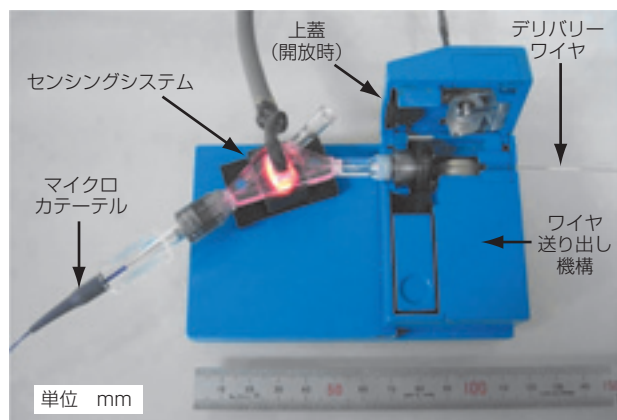


図5 センシングシステムとワイヤ送り出し機構の外観  
The photo of the sensing system and the delivery wire driving unit



### 3.2 ワイヤ送り出し機構

図6に開発したワイヤ送り出し機構の構成を示す。直流モータは減速機を介して駆動ローラに接続され、デリバリーワイヤを長手方向に動かす。極細のデリバリーワイヤ（直径約0.3mm）が滑らずかつ横ずれしないように、駆動ローラ中央に案内溝を設けた。従動ローラは押し付けバネを介して上蓋に取り付けられており、上蓋を本体部に固定することでデリバリーワイヤを駆動ローラと従動ローラとの間に把持する構成である。デリバリーワイヤの送り出し速度は、医師の手元操作によるデリバリーワイヤの送り出し速度の測定結果から最大2.0mm/sとした。

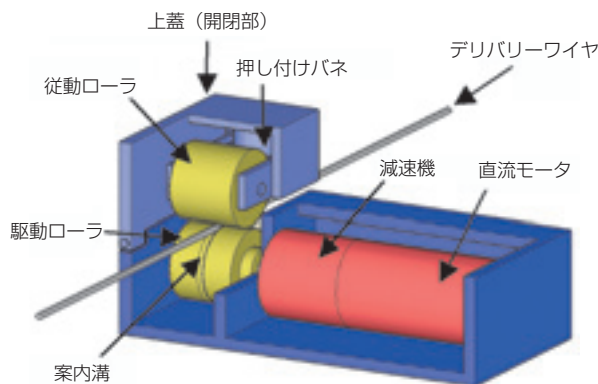


図6 ワイヤ送り出し機構の構成  
The structure of the delivery wire driving unit

## 4. 連続送り出しの評価

図7に評価実験システムを示す。模擬瘤を水中に置き、ガイディングカテーテル、マイクロカテーテル、Yコネクタ、およびセンシングシステムの内部に水を注入した。次にカテーテルに挿入したデリバリーワイヤを送り出し、コイル塞栓の様子を顕微鏡で観察しながら評価を行った。カテーテルの全長は1.5m、デリ

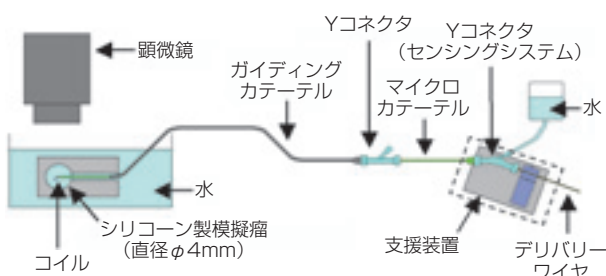


図7 支援装置の評価実験システム  
The evaluation system for the surgical support system

バリーワイヤの全長は1.75m（コイル部を除く）である。模擬瘤は、直径4mmのターミナル型形状で、適度な柔軟性が得られて瘤内部のコイルを観察できるように透明シリコンで製作した。コイルの充填本数は、充填率がコイルコンパクションを発生させない20%以上<sup>13)</sup>となるように2本とした。

### 4.1 速度と挿入力

表1に、デリバリーワイヤの一定速の送り出しによるコイルの充填結果を示す。マイクロカテーテルを固定して実施した。コイルにはカテーテル先端から出たときに螺旋形状に展開する2次元タイプを用いた。1本目のコイルは、展開直径<sup>注3)</sup>を模擬瘤の直径と同じ4mmとし、2本目を小径の3mmとした。1本目のコイルの全長は80mm、2本目は充填率の比較用として60mm（充填率21%）と80mm（同24%）を選択した。

送り出し速度を0.5mm/s刻みで変化させてコイルを挿入した結果、1本目のコイルは充填率が12%と低いため、評価した最大速度の2.0mm/sまで充填に成功した。一方、2本目のコイルは、1.0mm/sから1.5mm/s以上の速い速度で送り出すと瘤に入らずに親動脈側へ押し出された。充填率が増加するにつれて充填可能な速度の上限が低下した。

図8(a)に、1本目のコイルを使用した場合のデリバリーワイヤ挿入力の時間変化を示す。青色で示す医師の手元操作による間欠的な送り出しに対し、赤色で示す1.0mm/sの一定速送り出しの方が、明らかに挿入力が小さく、半分程度となっている。最大力の比較でも、1/2以下である。挿入力が小さくなることは、コイル挿入中における瘤の破裂の危険性が下がることに直接つながるため、一定速の連続送り出しは有用といえる。

表1 コイルを充填できたワイヤ挿入速度  
The delivery wire speeds for completed filling coil insertion

コイルの挿入本数 [本目]	コイル仕様 形状-直径-長さ [mm]	コイルの体積充填率 [%]	充填できたワイヤ速度 [mm/s]
1	2D-4-80	12	0.5~2.0
2	2D-3-60	21	0.5~1.0
2	2D-3-80	24	0.5

注3) コイルはカテーテル先端から外に出ると、元の2次元（螺旋）や3次元（籠型）形状に戻る（展開する）。このときのコイル直径を展開直径といい、瘤の直径に合わせて挿入するコイルの展開直径を選択する。

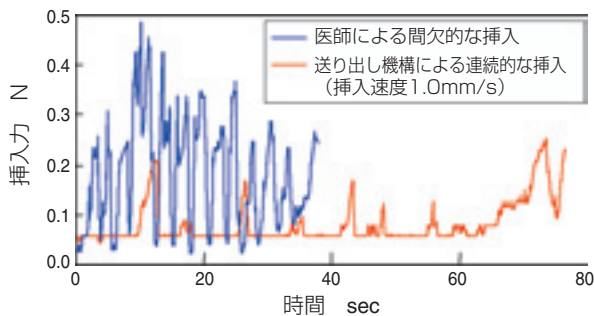
## 4.2 挿入力と展開状態

図8 (b) に医師の手元操作（間欠送り出し）とワイヤ送り出し装置（連続送り出し）によるコイル挿入後の展開状態を示す。医師の間欠送り出しによる展開は、0.5mm/sの低速な送り出しの状態とよく似ており、コイルは振れている。これに対して、挿入力の小さくなる1.0mm/s以上の高速の場合は振れることなく、きれいな螺旋（円筒）形状に展開している。このような展開は人では難しい。挿入力と展開状態の関係について、詳細に調査するため、図9に示すようにコイルの展開状態を1秒刻みで撮影した。コイルは籠型形状に展開する3次元コイル（展開直径4mm、全長40mm）を用いた。撮影は、コイル全長の約半分が挿入された時に開始した。

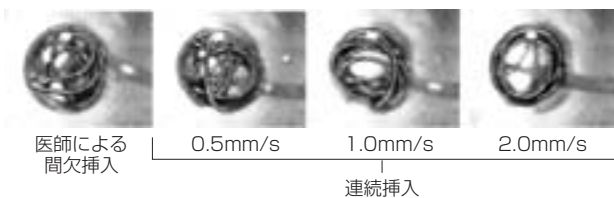
0.5mm/sの場合、図9 (a) に示すように、挿入力の時間変化に鋸波形状のパターンが頻繁に現れている。図9 (c) より、コイルの展開状態が変化しないことが確認できる。低速送り出しのために静止摩擦力が作用し、コイルが瘤壁に拘束されていると考えられる。この硬直した状態では、コイルの送り出しに合わせて挿入力が増加し、カテーテル先端にペインティング現象が発生している。図8 (a) に示すように医師による間欠的な送り出しには、図9 (a) と同様に鋸波形状のパターンが頻繁に現れている。これは一

時停止時に静止摩擦が作用し、コイルが瘤壁に拘束されるためと考えられる。

一方、1.0mm/sの場合、図9 (d) に示すように、コイルの展開形状が頻繁に変化し、コイルは瘤壁を滑り動いていることを示している。速い速度のワイヤ送り出しの場合、摩擦力が小さく、コイルを瘤壁に拘束できない状況にあると考えられる。図9 (b) では、一部に静止摩擦が作用したと思われる挿入力の鋸波形状の増加が見られるものの、ほぼ0.1N弱の一定の挿入力になっている。

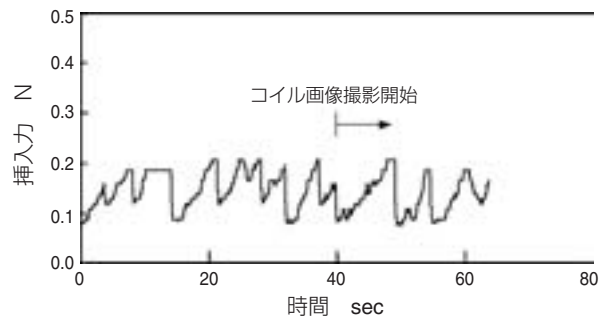


(a) コイル挿入力の比較  
Comparison of coil insertion forces

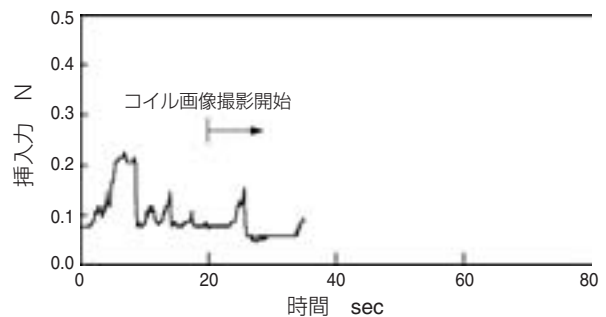


(b) 挿入後のコイル展開形状（2次元タイプ）  
The photos of the deployed 2D coil

図8 間欠と連続送り出しによる挿入  
Intermittent and continuous insertions



(a) 低速送り出し挿入 (0.5mm/s)  
Low speed continuous insertion



(b) 高速送り出し挿入 (1.0mm/s)  
High speed continuous insertion



(c) 低速送り出し挿入のコイル展開状態 (0.5mm/s)  
The photos of the deployed 3D coil by low speed coil insertion



(d) 高速送り出し挿入のコイル展開状態 (1.0mm/s)  
The photos of the deployed 3D coil by high speed coil insertion

図9 挿入力とコイル展開からの挿入速度の比較  
Comparison of insertion speed using 3D coil

## 5. 手足による連携操作の評価

### 5.1 連携操作の結果

2本目のコイルは、ワイヤの一定速の送り出しだけでは充填できないので、医師による「カテーテルの手元操作」と「デリバリーワイヤの足元操作」とを加えた。その充填結果を表2に示す。

コイル全長が60mmの場合、カテーテルの手元操作を加えることにより、評価に用いた全ての送り出し速度（0.5mm/s～2.0mm/s）でコイルの充填に成功した。一方、コイル全長が80mmの場合、医師がカテーテル先端を適宜移動させても、充填率が高いためにコイル間の隙間を見つけにくく、カテーテル操作のみではコイルを充填できないことがあった。

コイルが動脈瘤の入口から押し出されそうな兆候が見られる場合は、フットスイッチによるデリバリーワイヤの停止と引き戻し操作を加え、慎重にコイル間の隙間を探して充填を完結した。

以上のように、コイル充填率の高い状態において、医師1名が本システムを用いてカテーテルとデリバリーワイヤとを同時に連携操作し、コイルを充填できることを確認した。

**表2** 連携操作により2本目コイルを充填できたワイヤ挿入速度  
The delivery wire insertion speeds with collaborative manipulation

コイル仕様 形状-直径-長さ [mm]	マイクロ カテーテル 手元操作	デリバリー ワイヤ 足元操作	充填できた ワイヤ速度 [mm/s]
2D-3-60	無	前進のみ	0.5～1.0
	有	前進のみ	0.5～2.0
2D-3-80	無	前進のみ	0.5
	有	前進のみ	0.5
	有	前進後退	0.5～2.0

### 5.2 操作性の評価

熟練医から経験年数3～4年までの医師4名に本システムの操作性を主観的に評価していただいた。その結果を次に示す。

- (1) コイルの挿入力は音程変化によって聴覚提示されるため、コイル充填の様子をX線透視画像で常に確認しながらデリバリーワイヤを操作できる。コイルは一定速で送り出されるため、瘤内での展開動作を予測しやすい。
- (2) ワイヤ操作に比べて、ペインティングの観測をもとにした木目細かなカテーテルの出し入れ操作は、従来どおり両手操作のために違和感がない。

## 6. 結 言

医師2名で連携してきた脳動脈瘤コイル塞栓術において、医師1名のみで実施できる新しい支援装置を開発した。本装置は、手術ベッド上で使用できる小型サイズであり、いつでも医師の手による通常操作に切り替えることができる。シリコーン製模擬瘤を用いて検証を行った結果を以下に示す。

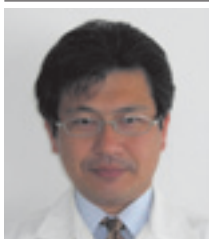
- (1) 一定速での連続送り出しは、医師による間欠的な送り出しに比べ、ワイヤ挿入の最大力が1/2以下になることを確認した。
- (2) コイルの挿入力が聴覚提示されるため、医師は従来どおりコイル展開の様子をX線透視画像で常に確認しながら、手元のカテーテル操作と足元でのデリバリーワイヤ操作を同時に行うことができる。
- (3) デリバリーワイヤは一定速の送り出しのため、瘤内でのコイル展開を予測しやすい。

今後、コイルの挿入が難しい瘤形状における操作性と、血管モデルや動物を用いた模擬手術により、本システムの有用性をより詳細に検証していく。

## 参考文献

- 1) 宮地茂, 脳血管内治療, 現代医学, 52-1 (2004), 73-84.
- 2) 兵頭明夫, 脳動脈瘤内へのカテリゼーションとGDC 塞栓術の一般的方法, 兵頭明夫, 根本繁編, GDCを用いた脳動脈瘤血管内手術, 医学書院, 1999, 30-34.
- 3) 宮地茂, セットアップと血管撮影 術者と助手, 吉田純, 宮地茂編, 脳血管内治療のDo's & Don'ts 第2版, 医学書院, 2006, 16-20.
- 4) 伊藤靖, 脳動脈瘤内塞栓術の基本手技, 菊池晴彦監, 脳動脈瘤の血管内治療 最新症例集, 先端医療技術研究所, 2005, 49.
- 5) 永野佳孝, 佐野明人, 坂口正道, 藤本英雄, 極細かつ長尺の線状体用力センサの開発 -脳動脈瘤コイル塞栓術への適用-, 計測自動制御学会論文集, 44-3 (2008), 278-284.
- 6) 永野佳孝, 藤本英雄, 脳動脈瘤治療用センシングシステムの開発, NTN Technical Review, 76 (2008), 63-67.
- 7) 永野佳孝, 佐野明人, 坂口正道, 藤本英雄, 宮地茂, 大島共貴, 松原功明, 細島理, 吉田純, 脳動脈瘤コイル塞栓術用センシングシステムの開発 -血管モデルとIn vivoの模擬瘤を用いた挿入力の評価-, 日本コンピュータ外科学会誌, 10-2 (2008), 147-153.
- 8) N. Matsubara, S. Miyachi, Y. Nagano, T. Ohshima et al., A novel pressure sensor with an optical system for coil embolization of intracranial aneurysms, Journal of Neurosurgery, 111-1 (2009), 41-47.
- 9) 松原功明, 宮地茂, 大島共貴, 細島理, 泉孝嗣, 靄見有史, 錦古里武志, 吉田純, 永野佳孝, 佐野明人, 坂口正道, 藤本英雄, 光学的センサーによる脳動脈瘤塞栓用coilの挿入力測定装置の開発, 脳神経血管内治療, 2-2 (2008), 113-118 (第25回日本脳神経血管内治療学会総会 JNET論文賞金賞) .
- 10) 永野佳孝, 佐野明人, 松原功明, 宮地茂, 西尾幸宏, 細島理, 大島共貴, 若林俊彦, 藤本英雄, 脳動脈瘤コイル塞栓術用ワンサージョン手術システムの開発, 日本コンピュータ外科学会誌, 12-2 (2010), 101-107.
- 11) 坂井信幸, 未破裂脳動脈瘤に対する血管内治療, 菊池晴彦監, 先端医療シリーズ9 脳神経外科脳神経外科医のための血管内治療 その実際と今後の展望, 先端医療技術研究所, 2001, 173-180.
- 12) <http://www.jscas.org/guideline.htm>
- 13) Y. Kawanabe, A. Sadato, W. Taki and N. Hashimoto, Endovascular Occlusion of Intracranial Aneurysms with Guglielmi Detachable Coils, Correlation Between Coil Packing Density and Coil Compaction, Acta Neurochir (Wien), 143-5 (2001), 451-455.

## 執筆者近影



永野 佳孝  
商品開発研究所  
電子応用研究部



西尾 幸宏  
商品開発研究所  
電子応用研究部



松原 功明  
名古屋大学大学院  
医学系研究科 脳神経外科



宮地 茂  
名古屋大学大学院  
医学系研究科 脳神経外科



藤本 英雄  
名古屋工業大学大学院  
工学研究科

# 液晶ディスプレイ製造工程における微細パターン自動修正技術

## Automatic Repair Technology of Fine Pattern in LCD Manufacturing Process

大庭 博明\* Hiroaki OBA



NTNでは、液晶ディスプレイの構成要素であるカラーフィルタやTFTの生産歩留まり向上に貢献すべく、修正技術の開発はもとより、修正作業の省人化の要求に対応するために自動化技術の開発にも取り組んでいる。

本稿では、液晶ディスプレイの修正装置で用いられる自動修正機能について紹介する。自動修正機能として、画像処理技術を応用し欠陥の検出や修正位置の算出、修正インクの色選択および修正異常の検知などを実現し修正作業を自動化した。本機能により、欠陥修正の効率化と省人化要求への対応を可能とした。

NTN has been working on the development of the repair technology to boost yield of CF (Color Filter) and TFT (Thin Film Transistor), which are components of the LCD (liquid crystal display). Recently, customer's demand for productivity in repair process has increased, and we developed automatic repair technology.

This paper presents an overview of the automatic repair function used in the LCD repair system. As the automatic repair function, automatic defect detection, repair position calculation, ink color selection, detection of abnormal repair etc. are realized with applying image processing technology. This function improves efficiency of repair process and meets the customers' demand for high productivity.

### 1. はじめに

液晶テレビの需要拡大にともない、パネルメーカーでは一辺が3メートルを超える第10世代のガラス基板を採用するなど基板の大型化が進み、生産歩留まり向上に貢献する欠陥修正装置のニーズが高まってきている。NTNでは、欠陥部に針でインクを塗布リペアするカラーフィルタ用の修正装置や、YAGレーザーによりTFT基板上の回路を切断したり欠陥部を除去する修正装置を開発・販売し、多くの液晶製造工程で採用されている。

これらの修正装置では、従来からタクトタイムの短縮や修正品位の向上が要求されているが、最近ではパネルのコストダウンのために製造工程の高効率化や省人化の要求も高まっており、当社では省人化に向けた有効なツールとなる自動修正機能の開発に取り組んでいる。

従来は、オペレータがモニタに表示された欠陥の状態を観察し、修正のための加工条件を選択、修正位置を指示していたが、修正対象の欠陥に適した当社独自の画像処理アルゴリズムの開発により、欠陥の検出や修正位置の算出、修正に使用するインクの色選択およ

び修正異常の検知などの自動化を実現している。

本稿では、液晶ディスプレイ修正装置の概要を説明した後、これまでに開発した自動修正機能について紹介する。

### 2. 液晶ディスプレイ修正装置

図1に、液晶ディスプレイ修正装置の外観を示す。本装置は、基板を固定するチャック機構および修正機能を搭載した修正ヘッドならびに修正ヘッドを欠陥位置に移動するXYZステージなどで構成されている。



図1 液晶ディスプレイ修正装置の外観  
Appearance of LCD repair system

修正ヘッドには、基板上の欠陥を観察するための光学系、パターンをカットしたり欠陥を除去したりするためのレーザーおよび除去した部分にインクを塗布するための塗布機構などが搭載されている。

自動修正機能を実現するための特別なハードウェアは必要なく、観察光学系に取り付けられた落射光源と透過光源を制御して画像処理に適した画像をCCDカメラで撮影し、修正装置のコンピュータに取り込んで演算処理を行い、この画像処理結果に基づき修正装置を制御することで自動修正が可能となる。

図2に、自動修正の一般的な流れを示す。修正対象の基板が装置内へ搬入されると、基板のチャックおよびアライメントを行い、修正ヘッドが欠陥位置に移動する。なお、欠陥の位置情報は基板搬入の際に前工程検査装置より取得する。

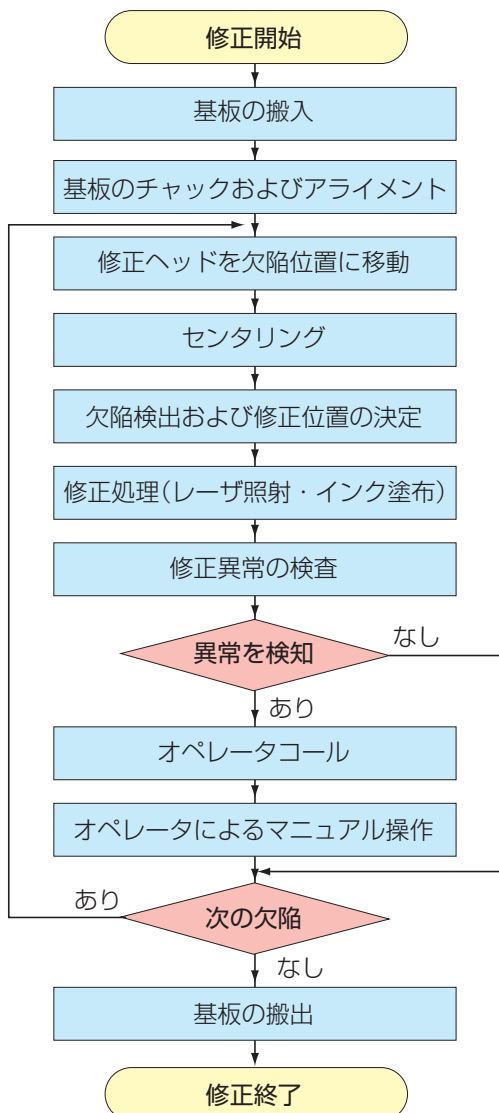


図2 修正フローチャート  
Flow chart of repair

修正ヘッドを欠陥位置に移動後、基板表面に焦点を合わせ、欠陥をセンタリングする。その後、欠陥検出を行って欠陥種（黒欠陥・白欠陥など）を特定し、欠陥種に応じて修正処理（レーザー照射・インク塗布）を選択、実行する。

さらに、修正処理後に修正異常の有無を検査し、レーザー照射部に欠陥残りが検出されたりインク塗布部に白欠陥が検出されたりするなど異常を検知した場合、ブザーを鳴らして自動修正処理を中断し、オペレータによるマニュアル操作に切り替える。

正常に修正されたと判断した場合、次の欠陥に修正ヘッドを移動し、同様の自動修正作業を繰り返し、基板上のすべての欠陥の修正作業を行う。

液晶製造工程において修正作業が必要とされる工程はTFT基板やカラーフィルタ基板などのいわゆる前工程または液晶が封入されセルあるいはモジュールとなった後工程のいずれかであるが、導入される工程により欠陥種や修正方法が異なる。

下記に、カラーフィルタ基板とTFT基板の自動修正機能に関して説明する。

### 3. カラーフィルタ基板の自動修正機能

本機能では、①欠陥の検出、②修正位置の算出、③修正インクの色決定、④修正異常の検知について自動処理を可能とする専用の画像処理アルゴリズムを開発した。

カラーフィルタに発生する欠陥には、図3(a)に示す白欠陥と黒欠陥がある。白欠陥は基板上に形成された膜の一部が欠けて本来のRGB色が抜けている欠陥である。また、黒欠陥は形状不良などによりブラックマトリクスやRGB色の膜がはみ出して混色した欠陥である。これらの欠陥の修正では、欠陥種によらず、まず、欠陥部をレーザーで一旦除去し、その後、除去した部分にインクを塗布して修正する。また、後処理としてインクのUV光源による硬化処理やIR光源による乾燥処理が実施される。

上記の自動化処理では、単に一連の作業をバッチ処理として順次自動実行できるだけでなく、オペレータ作業と同等の作業内容、品質が期待される。つまり、これまでオペレータが目視で行っていた欠陥の認識や修正位置の指示、修正インクの色決定などを自動で行う必要があると共に、確実に修正が行われたことを保証するため、自動修正中に発生する異常の検知も要求されることを意味する。

### 3.1 欠陥の検出

欠陥の検出は、欠陥を含む画像とあらかじめ登録されている正常な状態の画像を比較して、一致しない部分を抽出する方法で行っている。

欠陥を含む画像を図3 (a)、正常な状態の画像を図3 (b) として、濃淡の比較を行った結果が、図3 (c) である。図3 (c) では、濃淡が一致している箇所を灰色で、濃淡が一致しない箇所の内、正常な画像よりも暗い箇所を黒で、明るい箇所を白で示す。本機能では、黒で示された箇所を黒欠陥（候補）、白で示された箇所を白欠陥（候補）と認識し、最終的に濃淡の差がしきい値よりも大きな箇所を欠陥として検出する。

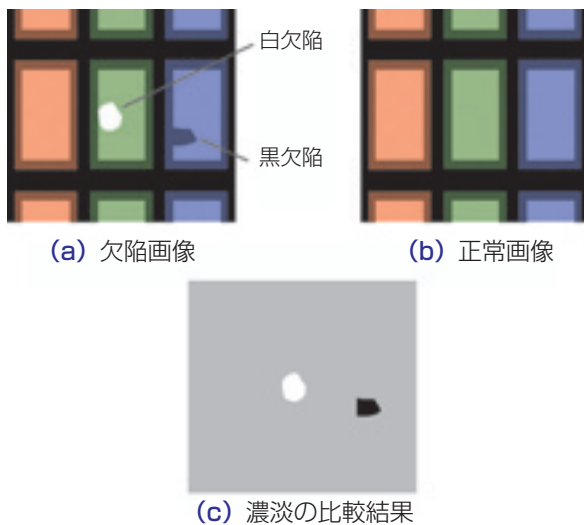


図3 カラーフィルタの欠陥と欠陥検出例  
Example of defects on color filter panel and defect detection

### 3.2 修正位置の決定方法

前述のように、カラーフィルタの修正作業では、まず欠陥部にレーザを照射して欠陥を除去した後、除去した部分にインクを塗布して修正する。このため、修正作業を行うにはレーザ照射位置とインク塗布位置をそれぞれ自動決定する必要がある。本機能では、欠陥検出処理の結果得られる欠陥位置とサイズの情報を利用してこれらを決定する。

修正位置の決定例を図4に示す。図4 (a) のようにインクの塗布円よりも欠陥の方が小さい場合は、レーザ照射とインク塗布の中心が欠陥中心に一致するように決定される。また、図4 (b) のように欠陥の方が大きい場合は数回に分けて修正する。修正回数は欠陥サイズとインク塗布円サイズから決定される。

実際の自動修正では、オペレータと同等の修正品位

でより効率的な処理が要求され、欠陥周囲の正常な部位を可能な限り傷付けず、修正回数をできるだけ減らすことなどをアルゴリズムに組み込んでいる。

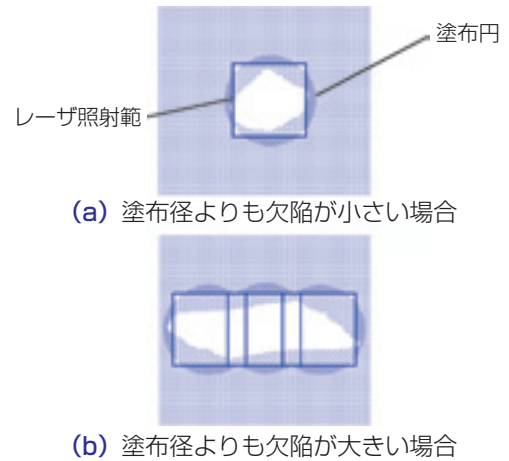


図4 修正位置の決定例  
Calculation example of repair positions

### 3.3 修正インクの色決定

欠陥修正では、正常部と同色のインクを欠陥部に塗布しなければならないため、塗布すべき色を判定する必要がある。

本処理では、抽出された各欠陥について、正常画像の同一部位の色彩情報を画像処理により求め、求めた色彩情報と各インクにあらかじめ対応付けられた色彩情報とを比較して、最も近い色彩情報を有するインクを選択する方法を取っている。

図5に示した欠陥画像と正常画像の例を基に、修正インクの色決定方法について説明する。例えば、4色の修正インクR, G, B, Black (以下Blk) に対して色彩情報 $c_R, c_G, c_B, c_{Blk}$ が対応付けられているとする。図5の欠陥画像における (a) の位置に相当する、正常画像における (b) の位置の色彩情報が色彩情報 $c_G$ に最も近いと判定されたなら色彩情報 $c_G$ を有するインクGを、修正インクに決定する。

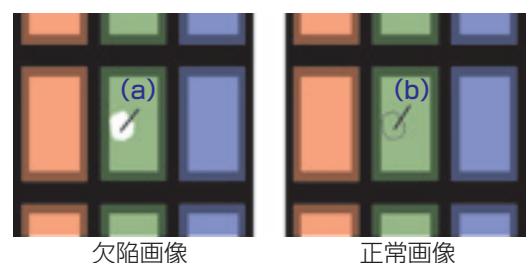


図5 修正インクの色決定  
Ink color selection for repair

### 3.4 修正異常の検知

オペレータのマニュアル操作における修正作業では、作業の途中でオペレータが目視で画像を随時検査し、修正動作が適切に実行されているかを確認している。例えば、レーザー照射後には除去されずに残った欠陥の有無を、インク塗布後はインクの充填状態などを目視で確認しながら作業を進めている。

本機能では、自動でのレーザー照射とインク塗布実行毎に画像処理による検査を行い、確実に修正処理が行われたことを確認する。

#### 3.4.1 レーザ照射後の検査

レーザー照射後は照射領域内を検査し、欠陥が残っていないことを確認する。図6 (a) には欠陥が残っている例を示す。異物など高さを持った欠陥は1回のレーザー照射処理で除去できない場合があり、図6 (b) のように繰り返しレーザーを照射する除去処理が必要な場合がある。ただし、レーザーは長期間使用するとパワーが低下して欠陥を除去できない場合があるため、除去作業を一定回数繰り返しても除去できない場合は異常と判断する。

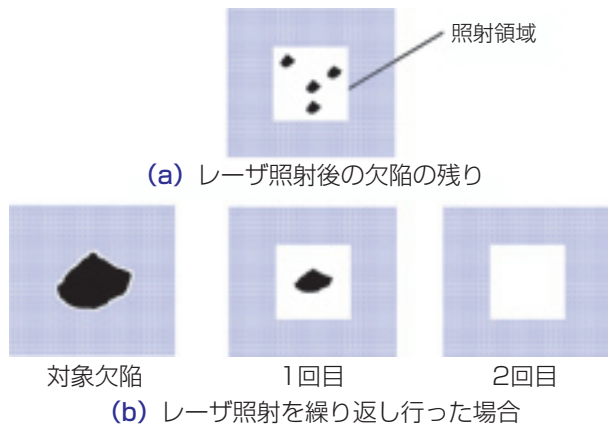


図6 レーザ照射後の検査  
Check after laser cutting

#### 3.4.2 インク塗布後の検査

インク塗布後、図7 (a) に示すように、インクが充填されずに白抜け部分が残っていたり、図7 (b) のように大量のインクが塗布されてしまうボタ落ちなどの有無を検出する。インクの粘度が変化したり針の洗浄が十分行われなかった場合、このような状況が稀に発生する。レーザー除去の場合と同様に、作業を繰り返し行っても所定の結果が得られない可能性が高く異常と判断する。

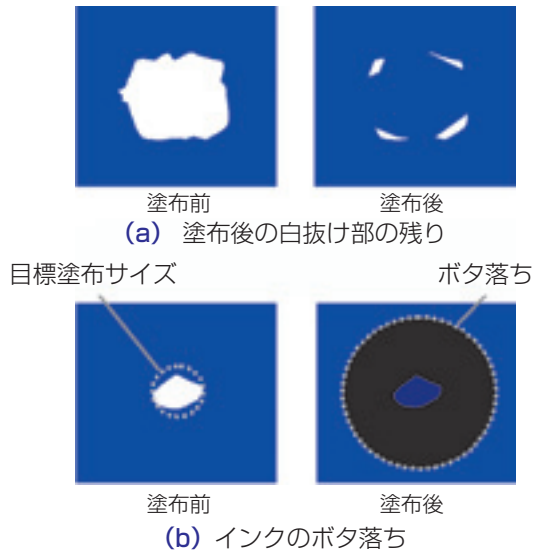


図7 インク塗布後の検査  
Check after ink pasting

## 4. TFT基板の自動修正機能

TFT基板の修正作業では、レーザーにより欠陥を除去したり基板上に形成された電気回路の一部を切断したりする作業が主である。また、基板上の連続する電気配線群の中の断線箇所などを見つけ、塗布針を使用して金属ペーストを塗布して導通させる修正作業もある。

レーザーによる修正作業は以下の2通りに大別される。

- ①欠陥を除去したりパターンの一部を切断したりするなど欠陥に応じてあらかじめ決められた修正作業を実行する。
- ②欠陥をオペレータが目視確認し、修正作業の内容を決定する。

①は画像処理と組み合わせることで自動化することができる。欠陥位置に修正ヘッドを移動後、正確な欠陥位置を画像処理により検出し、レーザー照射範囲の中心に欠陥を移動する。その後、画像処理でレーザー照射による修正結果を確認する。

②は作業内容がかなり複雑となる。画像処理で欠陥位置を特定してもその場所を修正するとは限らないため、オペレータが目視で欠陥性状を判定し修正方法を決定する。修正作業の時間も増加するため、オペレータが欠陥に対する修正処理内容を設定する間に装置は別の欠陥の自動修正処理をするといった機能も必要とされる。

一方、連続配線群の中の断線箇所に対する塗布針での修正作業では、連続する配線上のどの場所が断線し



ているのか前工程の検査装置では特定できないため、修正装置側で断線箇所を特定する機能が求められる。

本機能も、オペレータによる作業を可能な限り省略し、修正作業時間の短縮と省人化に寄与することを目的にアルゴリズムを開発した。なお、本検査アルゴリズムはフラットパネルディスプレイ以外にも、トリミングを目的とする用途への応用が可能である。

#### 4.1 レーザによる欠陥の自動除去

パターン上に付着した異物などの欠陥をレーザー照射により除去する自動修正手順を以下に示す。

- ①前工程の検査装置により検出されている欠陥位置に移動する。
- ②図8のように、モニタに映し出された欠陥の位置を3.1で説明した方法や隣接する繰り返しパターン同士の比較など欠陥に適した検出方法により検出し、画面の中心に再移動する。

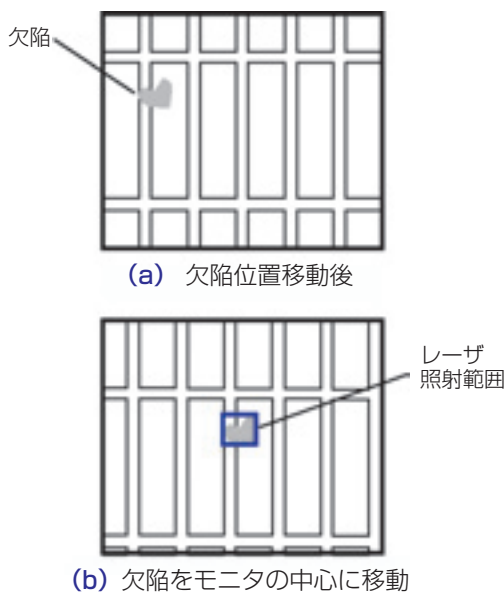


図8 欠陥のセンタリング  
Centering of defect

- ③レーザー照射範囲を所定のサイズまたは欠陥と同等のサイズに変更し、レーザーを照射する。レーザーパワーや発振周波数などの加工条件は、あらかじめ装置に登録されている。
- ④3.4.1と同等の方法やレーザー照射前後の画像を比較することで修正結果を確認し、欠陥が残っていなければ正常とする。欠陥の一部が残っている場合は再度レーザーを照射する。指定の回数だけ繰り返しても欠陥が残っている場合は異常と判断する。

#### 4.2 決められた箇所の自動カット

冗長回路の形成目的などパターン上の決められた位置にレーザーを照射し、一部をカットする自動修正手順を以下に示す。

- ①前工程の検査装置により検出されている欠陥位置に移動する。
- ②図9のように、モニタに映し出されたパターンの中からパターンマッチングなどの画像処理によりレーザー照射により切断すべき部位を検出し、画面の中心に移動する。

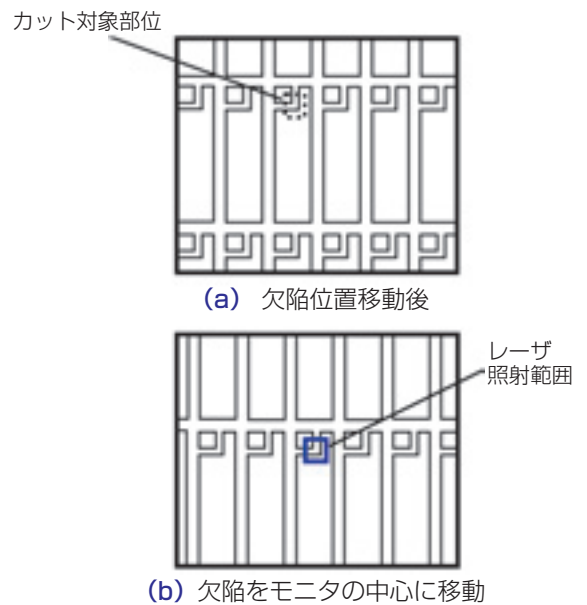


図9 カット対象のセンタリング  
Centering of cutting target

- ③レーザー照射範囲を所定のサイズに変更し、レーザーを照射する。レーザーパワーや発振周波数などの加工条件はあらかじめ装置に登録されている。
- ④3.4.1と同等の方法やレーザー照射前後の画像を比較することで修正結果を確認し、欠陥が残っていなければ正常とする。欠陥の一部が残っている場合は再度レーザーを照射する。指定の回数だけ繰り返しても欠陥が残っている場合は異常と判断する。

#### 4.3 連続配線の自動欠陥追跡および修正

自動修正処理は、図10のような連続する配線の断線部や短絡部に対しても適用される。

これらの欠陥は電氣的な検査により検出されるが、前工程の検査装置では欠陥が存在する配線の番号情報が得られるだけで、異常箇所の座標情報までは得られない。

このため、オペレータによるマニュアル修正作業では、一旦配線の始点に修正ヘッドを移動し、そこからオペレータが配線に沿ってジョイスティックなどで修正ヘッドを移動しながら目視にて追跡し、欠陥箇所を特定する方法が取られていた。しかしこの方法では、欠陥を特定するまでに多大な時間を要するため、自動修正機能の開発が必要となった。

図11に、本自動修正機能による追跡の様子を示す。画面Aから追跡を始める。修正装置は、画面A内の●印のライン番号を取得する。●印の座標は、ライン番号とライン間ピッチなどの設計情報から算出される。設計情報はあらかじめ装置に登録されている。

Aから始めてA→B→Cの順にステージを移動しながら画像データを順次取り込み、2値化処理や隣接パターンとの比較処理などにより欠陥を検出する。欠陥を検出すると、その場所でステージを停止させ、その欠陥に応じた修正処理を自動で行う。図11では、直線

的なパターンを示しているが、途中で折れ曲がったパターンでも追跡が可能である。

欠陥が配線の断線であった場合、断線部分に塗布針を用いて金属ペーストを塗布し、配線を導通させる。短絡であった場合、短絡部にレーザーを照射し除去する修正を行う。

## 5. まとめ

本稿では、液晶ディスプレイ修正装置の自動修正機能について紹介した。

今後もフラットパネルディスプレイ市場は拡大し、画面の大型化や高精細化がさらに進むと思われる。それに伴い修正装置に対しても、より多くの欠陥を高品位に効率的に修正できることが求められ、タクトタイムの短縮や省人化といった要求が一層高まることが予想される。

上記のような製造工程からの新たな要求に迅速に対応し、フラットパネルディスプレイの歩留まり向上に貢献できる装置を目指し、今後も装置の機能向上に努める。

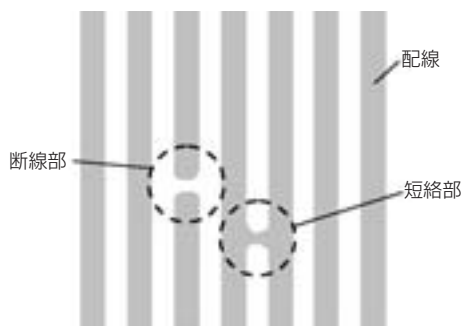


図10 ラインパターンの欠陥例  
Defect example of line pattern

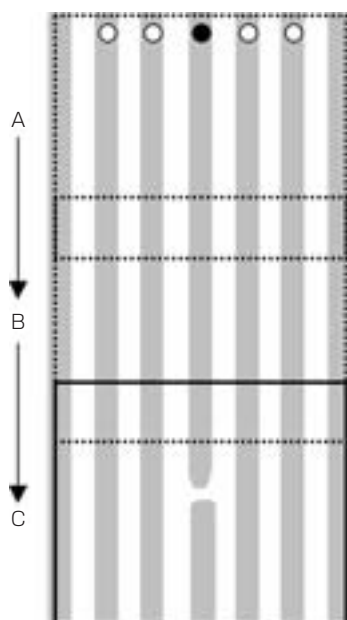


図11 欠陥追跡  
Defect search

## 参考文献

- ・猿田，匂坂：高性能リペア装置とその要素技術，NTNテクニカルレビューNo. 64
- ・清水，大庭：液晶パネルにおける透明薄膜欠陥の検出および修正技術，NTNテクニカルレビューNo. 68
- ・猿田：カラーフィルタ用マルチリペア装置，NTNテクニカルレビューNo. 72
- ・山中，松島：フラットパネルの欠陥修正装置用塗布機能一体型リニアチェンジャの開発，NTNテクニカルレビューNo. 76

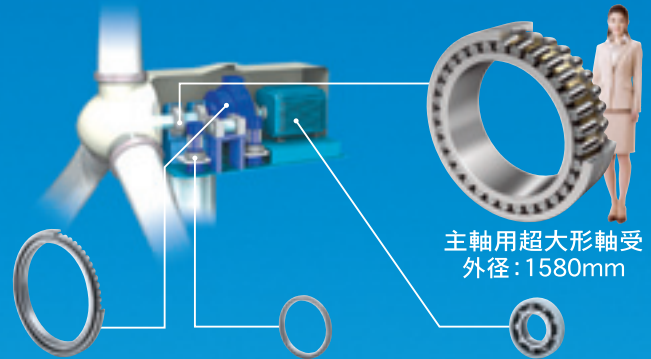
## 執筆者近影



大庭 博明

精機商品事業部  
プロダクトエンジニアリング部

*Essential Elements for Ecology*



主軸用超大形軸受  
外径:1580mm

増速機用大形軸受  
外径:980mm

減速機用軸受  
外径:400mm

発電機用絶縁軸受  
外径:380mm

品質と環境を造るNTN

**NTN**<sup>®</sup>

[www.ntn.co.jp](http://www.ntn.co.jp)

クリーンエネルギーを支える、NTNのベアリング

平成22年度 科学技術分野の文部科学大臣賞受賞

## 結晶粒微細化強化を施した高性能軸受の開発

The Commendation for Science and Technology by the Minister of Education, Culture, Sports, Science and Technology in Development Category

大木 力

Chikara OHKI

## 1. はじめに

「結晶粒微細化強化を施した高性能軸受の開発(商品名:FA処理軸受<sup>1)</sup>)」により、平成22年度科学技術分野の文部科学大臣賞を受賞した。FA処理軸受は特殊熱処理を施して軸受鋼の結晶粒を従来の半分以下に微細化した軸受で、5年以上前から本格量産され、現在は主に自動車用エンジン・動弁機構部分に使用されている。

## 2. 背景

機械装置の軽量・コンパクト化、低価格化ならびに省資源化の流れを受け、転がり軸受には過酷な使用環境での長寿命を汎用鋼材で達成する技術が望まれてきた。本技術は、汎用軸受鋼である高炭素クロム軸受鋼2種を用い、熱処理技術のみで希少金属を含む高性能鋼と同等性能を得ることを達成したものである。結晶粒を整粒に保ちつつ微細化する熱処理方法を開発し、窒素による固溶強化、結晶粒微細化強化、炭窒化物の析出強化により、高強度・長寿命軸受材料開発に繋がった。

## 3. 性能

FA処理の開発により、従来標準品(軸受鋼2種の標準熱処理品)に比較して軸受の異物混入潤滑下での破損寿命を確実に延長し、静定格荷重(耐塑性変形性)も高めることが出来た。また、従来長寿命品(軸受鋼2種の浸炭窒化処理品)に比較して、経年寸法変化率を低減させることも可能とした。

図1にFA処理軸受と標準軸受の結晶粒を、図2に異物混入潤滑下の寿命試験結果を示す。

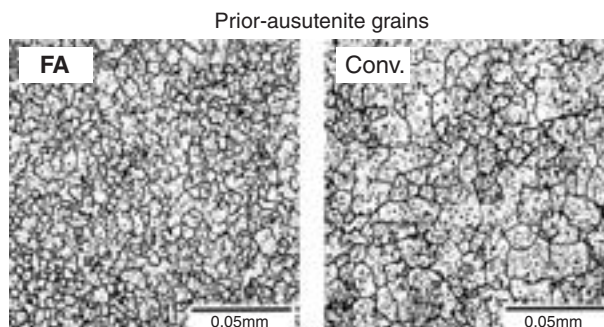


図1 FA処理品と標準品の結晶粒  
Grain sizes of FA treated and conventional

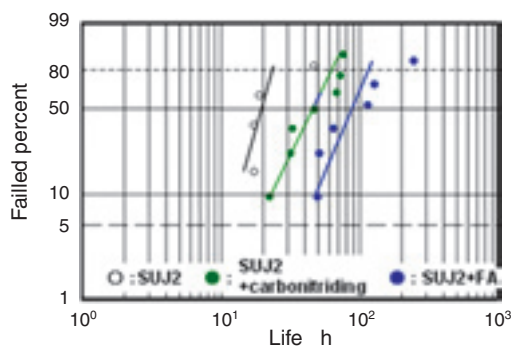


図2 異物混入潤滑寿命試験結果  
RCF life under contaminated lubrication condition

## 参考文献

- 1) C.Ohki, Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels through Grain Refinement, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, (2004), 2004-01-0634

執筆近影



大木 力  
要素技術研究所

## 第25回日本脳神経血管内治療学会総会 JNET論文賞金賞受賞

# 光学的センサーによる脳動脈瘤塞栓用coilの挿入力測定装置の開発\*

## Development of Optical Force Sensor System for Cerebral Aneurysm Coil Embolization

松原功明\*\*, 宮地茂\*\*, 永野佳孝\*\*\*, 藤本英雄\*\*\*\*, 他  
Noriaki MATSUBARA, Shigeru MIYACHI, Yoshitaka NAGANO, Hideo FUJIMOTO et al.

### 1. 序 論

カテーテルを用いた脳血管内治療は、近年急速に発展してきた。その代表的な治療法として、くも膜下出血の原因である脳動脈瘤の破裂を防止するcoil塞栓術がある。塞栓術において、過度の力でcoilを挿入すると瘤の破裂により重篤な合併症を起したり、カテーテル先端が瘤内から逸脱し不十分な塞栓となったりする可能性がある。光学的システムを用いたcoilの挿入力測定装置を開発したので、その概要と基礎的実験の結果について報告する。

### 2. 方 法

coilはデリバリーワイヤの先端に接続されており、ワイヤを操作してcoilを瘤の中に挿入する。カテーテルの中にデリバリーワイヤを挿入するための医療器具であるYコネクタを改良し、内部に光学的センサを組み込んだ(図1)。内部を通るワイヤは挿入力により「たわみ」を生じる。挿入力は、LED光で生じるワイヤの影から検出したたわみ量を変換して求める<sup>1)</sup>。シリコン製模擬瘤に対してcoilの挿入を行い、本装置で挿入力を測定した。

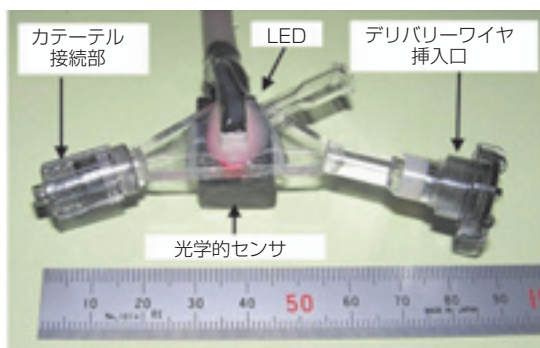


図1 挿入力センサ  
Force sensor

### 3. 結 果

図2に示すように、模擬瘤にcoilを挿入したときの最大挿入力は0.3 [N] を超えることがなく、力の2峰性の分布が観察され、正確なcoil挿入力の測定が可能であった。

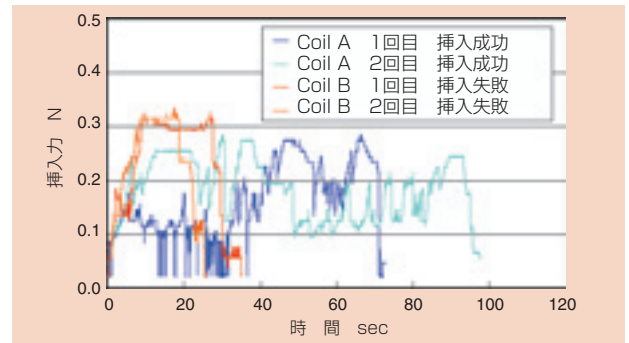


図2 挿入力の測定結果  
Measurement results of insertion force

### 4. 結 論

光学的センサによるcoil挿入力測定装置を開発した。本装置の臨床応用が広がれば、より安全で確実な塞栓術の施行が期待される。

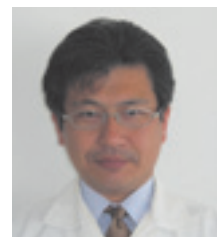
#### 参考文献

- 1) 永野, 佐野, 坂口, 藤本, 極細かつ長尺の線状体用力センサの開発, 計測自動制御学会論文集, 44-3(2008), 278-284.

執筆者近影 (代表)



松原 功明  
名古屋大学大学院  
医学系研究科 脳神経外科



永野 佳孝  
商品開発研究所  
電子応用研究部

\*JNET(脳神経血管内治療), 2-2(2008), 113-118より要約

\*\*名古屋大学大学院医学系研究科 脳神経外科 \*\*\*商品開発研究所 電子応用研究部 \*\*\*\*名古屋工業大学大学院工学研究科

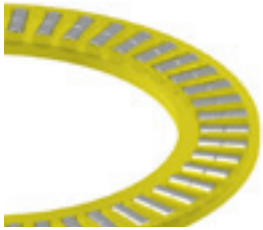
## 2009年度 日本トライボロジー学会奨励賞受賞

低粘度油潤滑下での長寿命スラスト針状ころ軸受の研究<sup>1)</sup>

## Study of a Long-Life Thrust Needle Roller Bearing Lubricated with Low-Viscosity Lubricant

藤原 宏樹

Hiroki FUJIWARA



## 1. はじめに

カーエアコン用コンプレッサに用いられるスラスト針状ころ軸受では、冷媒と冷凍機油の混合流体が潤滑剤として使用される。近年、コンプレッサの効率向上のために混合流体の粘度が低下し、潤滑性能が以前より大幅に低下する傾向にあり、低粘度油による潤滑下での長寿命化が求められている。本研究では、低粘度油で潤滑されたスラスト針状ころ軸受の損傷メカニズムについて、実験および理論的検討を行い、その結果をもとに長寿命化を図った。この成果をWorld Tribology Congress 2009にて発表したところ、回転機器の信頼性向上とエネルギー効率の改善に寄与したとして、2009年度日本トライボロジー学会奨励賞を受賞した。

## 2. 損傷メカニズムの解明

標準のスラスト針状ころ軸受を低粘度油潤滑下で使用すると、軌道輪軌道面に短時間ではく離を生じる。軌道輪の寿命に対し、熱処理方法、形状精度、材質の影響は認められなかった。はく離した軌道面を観察すると、転走跡の内径側エッジ部に表面起点はく離が生じていたことから、発熱とこれに伴う塑性流動が損傷の原因と推定し、表面分析によりこれを確認した。発熱の原因を定量的に特定すべく、混合潤滑理論を導入して、スピン、転がり粘性抵抗、弾性ヒステリシス損失による摩擦トルクの理論解析を行った。これにより、低粘度油による潤滑下では摩擦トルクの支配要因は図1のようにスピンによるすべりであることを明らかにした。

## 3. 軸受の長寿命化

発熱は摩擦力とすべり速度に依存する。そこで、摩擦力を減少させるために、クラウニングを施してすべりの大きいころエッジ部での面圧を減少させた。また、

すべり速度を減少させるためにころを複列化した。ころはそのピッチ円上で純転がりとなるために、複列化すればエッジ部での滑り速度が減少する。これらの技術によって、図2のように従来の単列ストレート軸受と比較して約8倍の長寿命化を達成した。

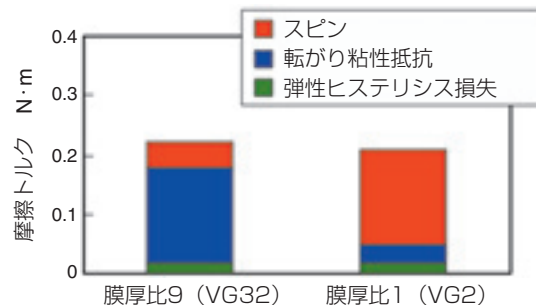


図1 摩擦トルクの要因分析  
Analysis of frictional torque factor

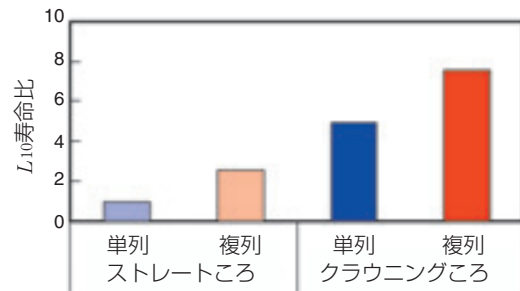


図2 寿命試験結果  
Results of life test

## 参考文献

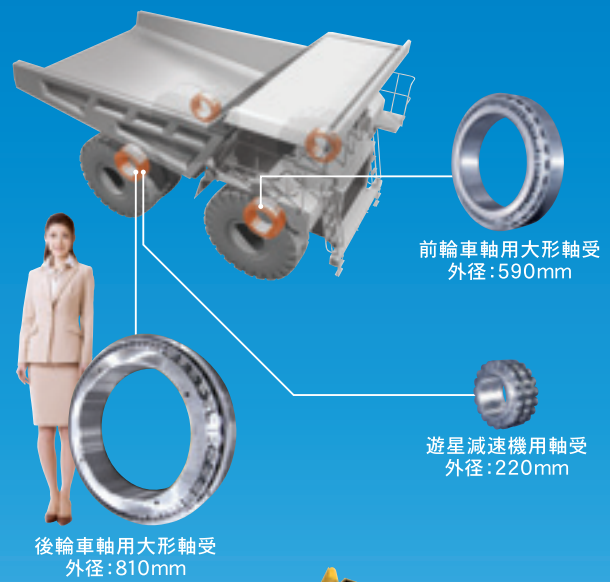
- 1) H.Fujiwara & K.Tamada, Study of a long-life thrust needle roller bearing lubricated with low viscous lubricant, Proceedings of WTC 2009 (Kyoto, Japan), F-232, p.350.

執筆近影



藤原 宏樹  
要素技術研究所

*Essential Elements for Construction*



**NTN**<sup>®</sup>  
www.ntn.co.jp

建設機械のパワーを支える、NTNのベアリング

# インテリジェント・インホイール

NTNが提案する次世代電気自動車用アクスルユニット  
(インホイールモータ・電動ブレーキ・多軸荷重センサ)



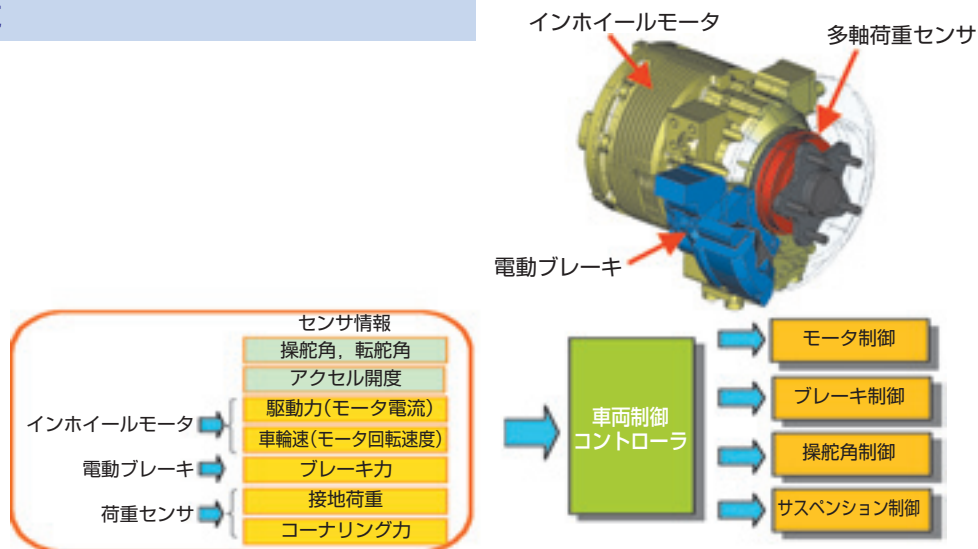
## 特長

- ① 高速・高効率・高出力モータと世界最高速・高負荷容量なサイクロイド減速機の組合せによる、小型・軽量インホイールモータ
- ② 燃費と運転時の安全性が向上

## 用途

- 電気自動車, ハイブリッド車, 燃料電池車

## 構造





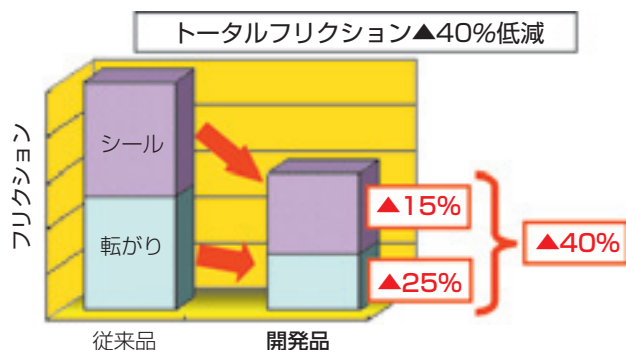
## 低フリクションハブベアリング

車両直進走行時のフリクション低減し、  
車両の燃費改善に貢献！

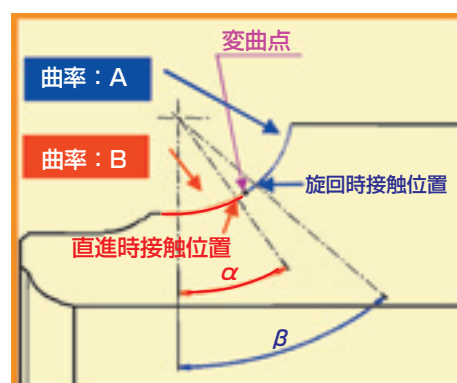


### 特長

- ① 軸受軌道面に複合溝曲率を採用  
転がりフリクションの低減と従来同等の軸受耐久性
- ② 軸受の初期設定予圧範囲を縮小  
転がりフリクションの低減
- ③ 低フリクションシールの採用



### 構造



鋼球との接触位置により異なった曲率半径  
 ・ 旋回走行時：曲率半径 A (従来と同一)  
 ↓  
 従来と同等の耐久性  
 ・ 直進走行時：曲率半径 B  
 ↓  
 トルク低減  
 曲率半径 B > 曲率半径 A

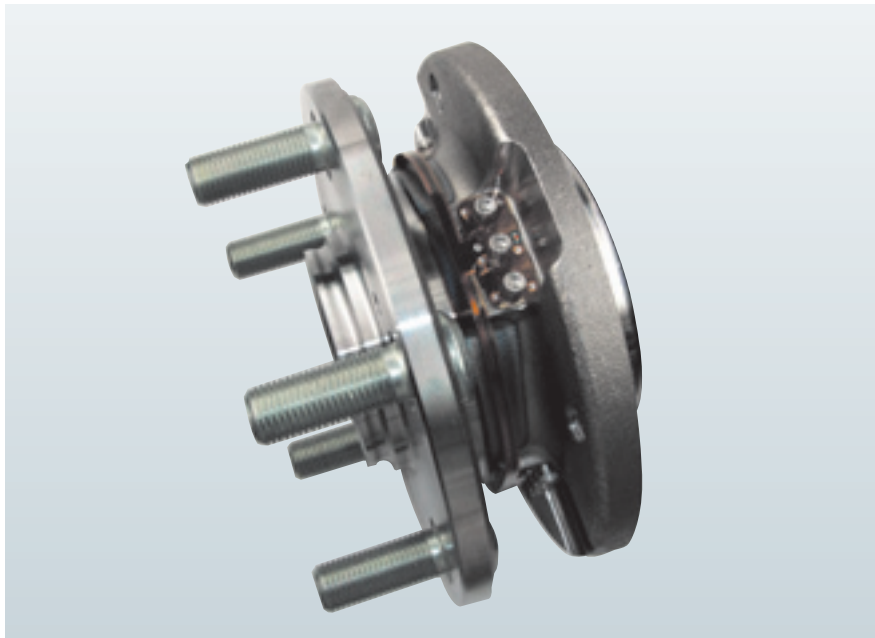
### 用途

- 乗用車用ホイールハブベアリング



## 多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング

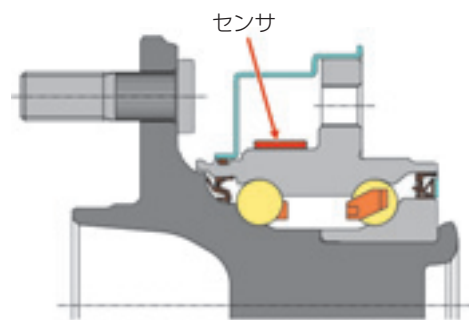
世界最高水準の荷重検出精度で、  
先進車両安全制御の高度化に貢献！



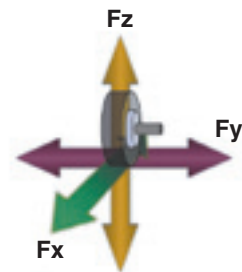
### 特長

- ① 四輪独立の接地荷重を検出可能
- ② 静止状態から高速走行時まで検出可能
- ③ 3軸荷重 (Fx, Fy, Fz) の高精度検出 (±5%FS)
  - ⇒ 路面状態の高精度な推定による  
正確な車両制御
- ④ タイヤ近傍 (ハブベアリング) で測定
  - ⇒ 路面状態変化を即座に検知
  - 応答時間：従来0.2秒⇒0.05秒  
(時速100kmで空走距離4.2mの差に相当)

### 構造



Fx：駆動力・制御力  
Fy：コーナリング力  
Fz：上下方向力



### 用途

乗用車用ホイールハブベアリング  
● 車両姿勢制御

## 後輪駆動車専用 軽量・高効率ドライブシャフト

軽量化とトルク損失低減を実現し  
高級車の低燃費化と乗り心地向上に貢献！

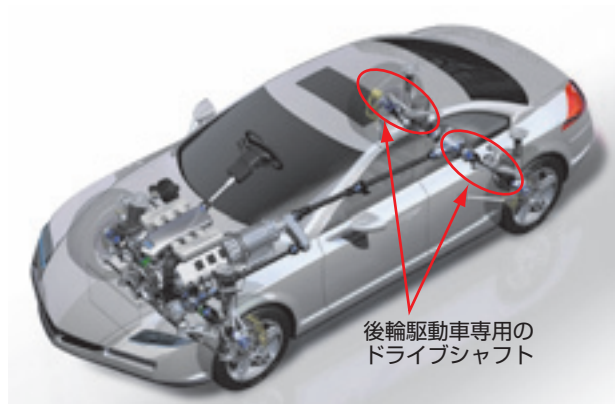


### 特長 (従来品比)

- ① 軽量：重量を16%低減
- ② 高効率：トルク損失率を40%低減

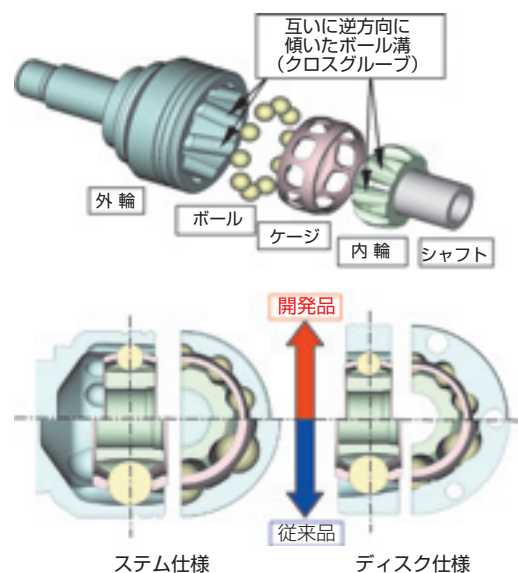
### 用途

- 自動車用ドライブシャフト  
(FR車、4WD車のリア専用ドライブシャフト)



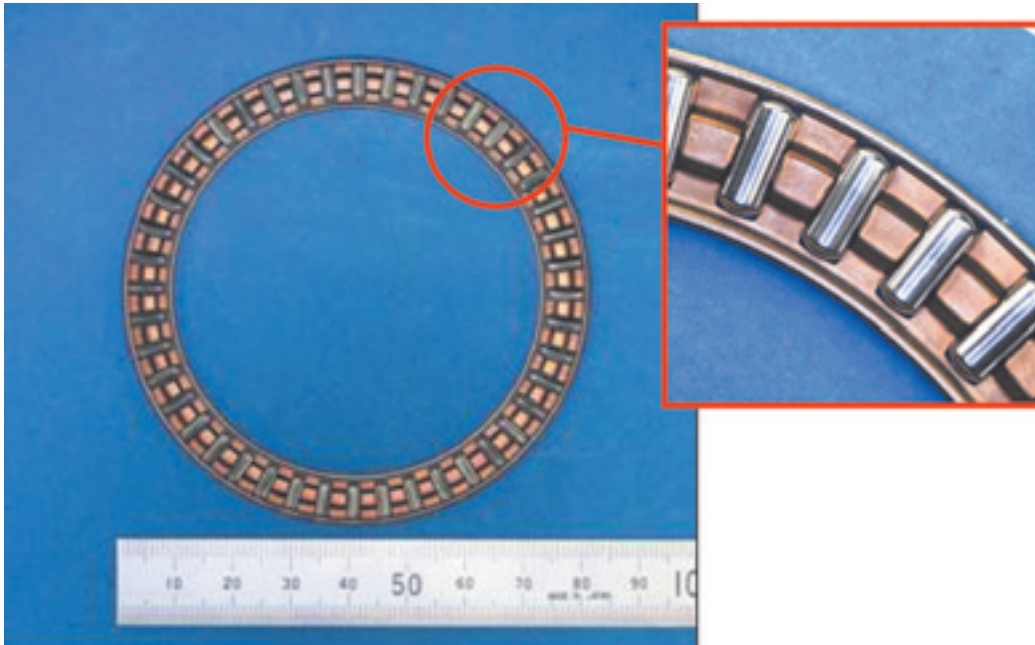
### 構造 (従来品との比較)

- ボール径の小径化と、内輪・外輪・ケージを小型・軽量化
- 薄肉中空シャフトの採用による軽量化
- ボール溝傾斜角の最適化により、ボールの軸方向移動時の抵抗を軽減し低発熱化



## 低トルクスラストニードル軸受

燃費向上！回転トルク50%削減（従来比）

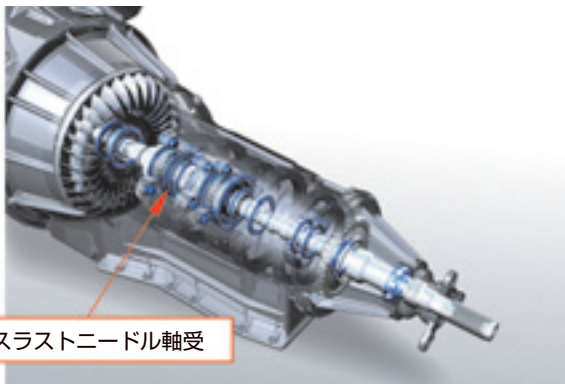


### 特長（従来比）

- ① 軸受回転トルク50%低減
- ② 軸受温度上昇の抑制

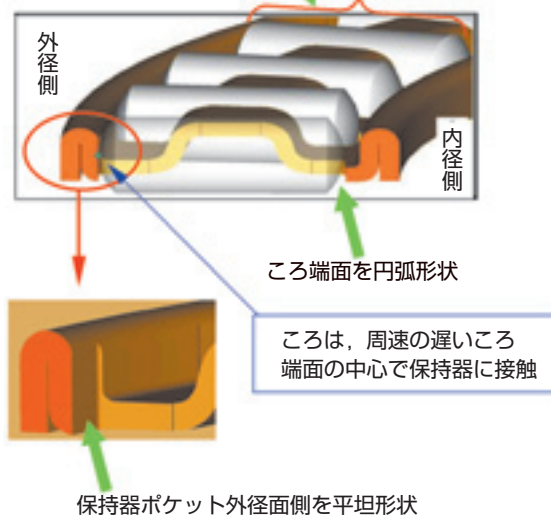
### 用途

- トランスミッション  
(ガソリン車, ハイブリッド車)



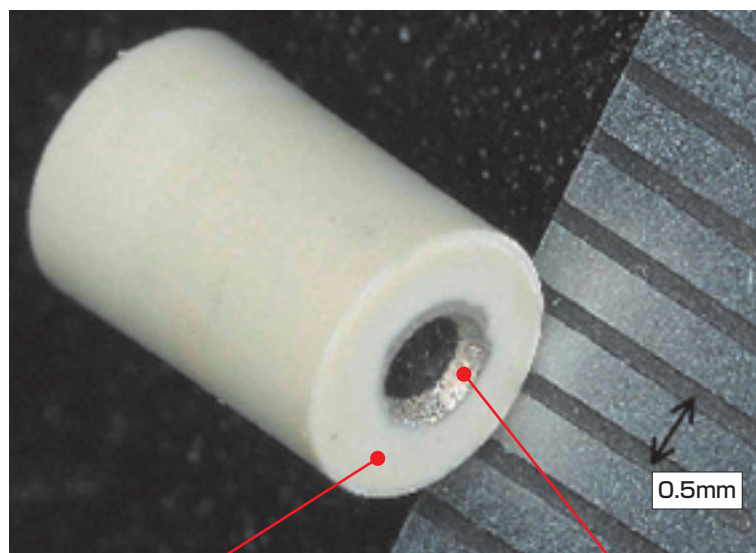
### 構造

フルクラウニングころを採用  
(外径面の軸方向形状が円弧状)



## 世界最小径動圧軸受

特殊な動圧溝形成技術により，世界最小径の動圧軸受を実現！



樹脂（一体成形）

動圧軸受

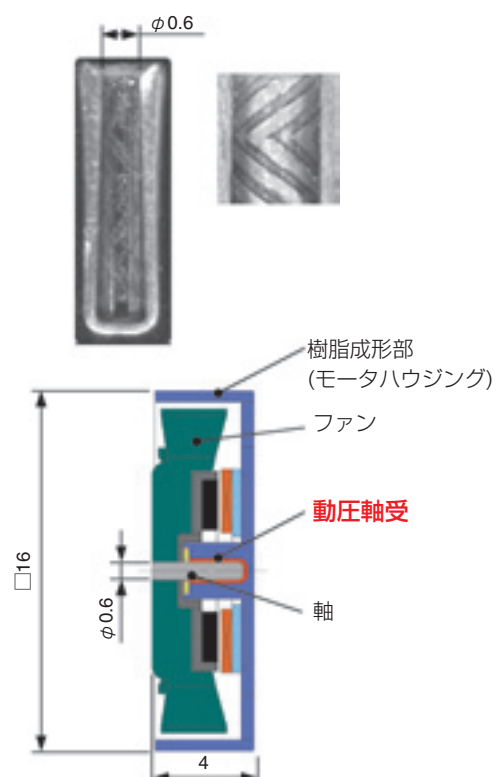
### 特長

- ① 世界最小径動圧軸受  
電鑄の転写性を利用した軸径0.6mm
- ② 樹脂部品との一体化が可能  
樹脂射出成形による一体成形が可能
- ③ 静粛性・高信頼性  
動圧効果によって回転軸を支持

### 用途

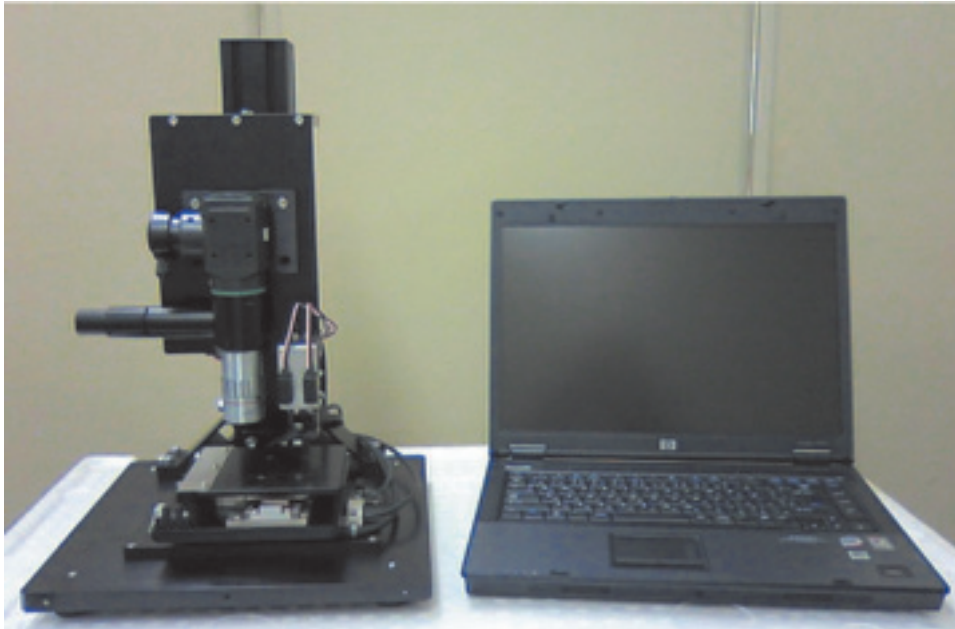
- モバイル機器用ファンモータ

### 構造



## 卓上型微細塗布装置

研究開発や試作少量生産向けに  
液晶製造装置分野でNo.1技術を卓上化



### 特長

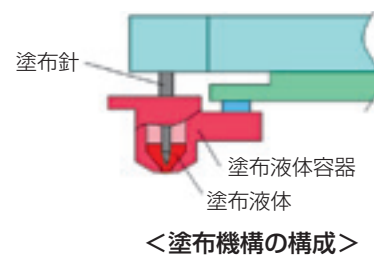
- ① “修正インク塗布機能”を搭載。
  - 1) 数pI(ピコリットル)程度の液体(薬剤など)塗布が可能
  - 2) 塗布針による独自の塗布方式  
⇒ノズルの目詰まりが発生しない
- ② 卓上サイズで装置の設置・取り扱いが簡単。
  - 1) 本体設置面積は約30cm四方
  - 2) AC100V電源で作動
  - 3) マウスによる簡単操作

### 用途

研究開発や試作少量生産用途として

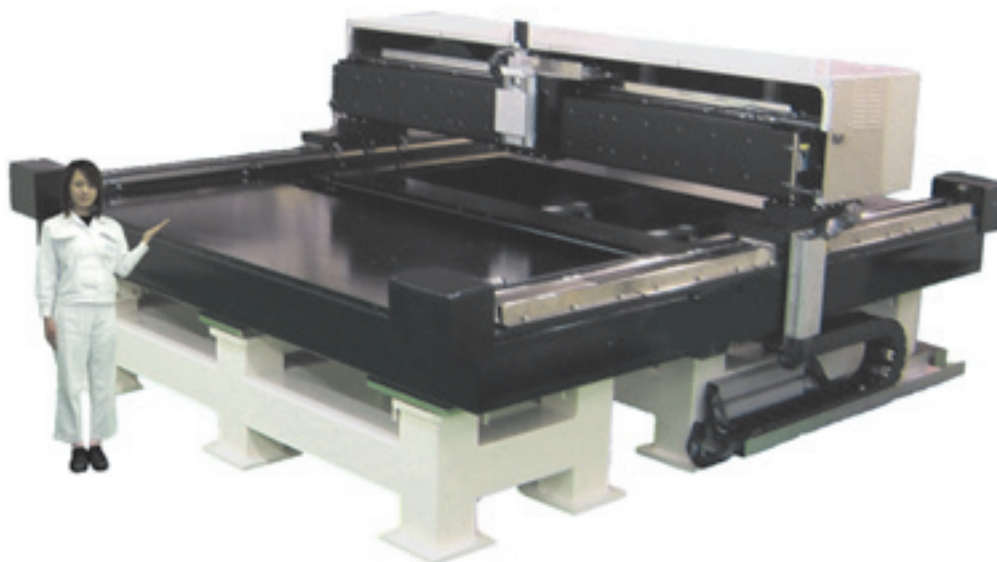
- バイオ・新薬の研究開発
- 電子回路(集積回路)の試作開発
- マイクロマシンなど微細部品の組立作業
- 液体材料(導電性ペースト)の開発

### 構造



## 高性能大型ガントリXYテーブル

軽量，高剛性を実現した大型精密位置決め駆動ユニット  
**整定時間短縮，駆動モータの省出力化に貢献！**



### 特長

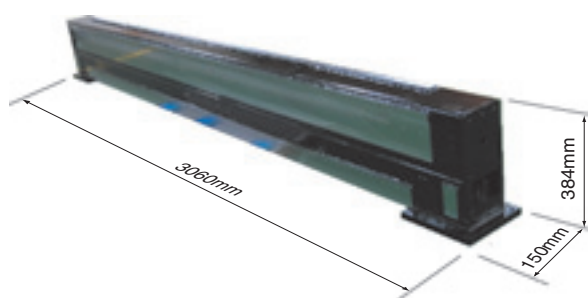
大型ガラス基板などの製造装置・検査装置に対応した機能・性能を実現

- 軽 量  
従来比 60% (上軸部)
- 高剛性  
従来比 120% (上軸部)
- テーブル移動速度  
従来比 120% (最大速度：2000mm/s)

### 用 途

- フラットパネル製造・検査装置
- 太陽電池用パネル製造装置

### 構 造



上軸部（ガントリビーム）外観