



おかげさまで創業88周年

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.
74

特集 ● 産機用商品

October 2006



The Eighty-Eighth Anniversary

1918-2006

創業88周年のごあいさつ。

ベアリングは自動車や飛行機、鉄道などの乗り物や、建設機械や
工作機械、電子機器などあらゆる機械の回転を支える重要な製品です。

私たちNTNは、そのベアリングの専門メーカーとして1918年に
創業し、おかげさまで今年88周年を迎えることができました。
早くからの海外進出や、等速ジョイントへの事業拡大など、
いくつもの挑戦を経て、今や世界19カ国に拠点を展開する
グローバルなベアリングメーカーにまで成長しました。

1989年に長年にわたる東洋ベアリングから、より一層
国際社会に貢献する企業としてNTN株式会社と社名を改めた
私たちの、世界を舞台にした挑戦はこれからもさらに続きます。



おかげさまで創業88周年

ベアリングで世界を変える。

NTN®

www.ntn.co.jp



TECHNICAL REVIEW

No.74

特集 ● 産機用商品

長寿命, 低トルク, 小型化などで
省エネ・環境保全に貢献

巻頭言	産機用商品特集号に寄せて	常務取締役 岡田健治	1
【寄稿】	工作機械をめぐる最近の話題	神戸大学工学部教授 森脇俊道	2

● 工作機械用商品小特集			
【論文】	工作機械主軸用新グリース潤滑システムの開発	要素技術研究所 李 璿雨/森 正継	8
【論文】	工作機械主軸用高速円すいころ軸受	要素技術研究所 森 正継/古林卓嗣	16
【製品紹介】	工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受 ～内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けたジェット潤滑～	産機商品本部 産機技術部 古山峰夫	22
【製品紹介】	$d_{mn}170 \times 10^4$ シール付超高速アンギュラ玉軸受 “新BNSタイプ”	産機商品本部 産機技術部 小杉 太	26
【製品紹介】	高精度加工機用エアスピンドルの開発	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 堀内照悦/青野和幸/日吉博昭	32
工作機械用新製品紹介			36

● 論文・解説・製品紹介			
【論文】	軸受鋼SUJ2の浸炭窒化処理時における雰囲気管理方法	要素技術研究所 大木 力	42
【論文】	軸受鋼の引張・圧縮疲労及び転がり疲労に及ぼす水素の影響	要素技術研究所 濱田洋志 商品開発研究所 新商品開発部 松原幸生	50
【解説】	事務機器用軸受の技術動向	産機商品本部 産機技術部 片桐 力	58
【製品紹介】	事務機器用ユニット商品	産機商品本部 産機技術部 糸見正二/諸岡 淳	64
【製品紹介】	ホーニングスラッジ・鉄鋼ダスト固形化处理機	生産技術研究所 設備開発部 後藤正三/中村莞爾	70
【製品紹介】	クリーン環境用ウルトラクリーン軸受	産機商品本部 産機技術部 中島良一/本多正明	76
【製品紹介】	鉄道車両用新RCT軸受とシール付き絶縁軸受	産機商品本部 岡 竜太郎	80
【製品紹介】	高負荷容量円筒ころ軸受	産機商品本部 産機技術部 小津琢也	86
【製品紹介】	耐食性向上軸受 ラストガード【RustGuard™】	産機商品本部 産機技術部 八木隆司	92
【製品紹介】	免震部材弾性積層ゴムすべり支承 “Super Sliding Bearing”	NTN精密樹脂(株)技術部 伊藤紀男/石井卓哉	96

● 受賞商品の紹介			
【製品紹介】	《第3回 モノづくり部品大賞・機械部品賞受賞》モノドライブ2ウェイフィード™	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 小楠登志夫	100
【製品紹介】	《2005年度 日本トライボロジー学会 技術賞受賞》 樹脂インサート型焼結金属滑り軸受「ハイブリッドベアファイト」	要素技術研究所 江上正樹	104

新製品紹介	112
-------	-----

CONTENTS

Preface

Kenji OKADA 1

Contribution

Trends in Recent Machine Tool Technologies

Dr. Toshimichi MORIWAKI Professor Department of Mechanical Engineering KOBE University

2

● Special Issue for Machine Tool

Development of a New Grease Lubrication System for Machine Tool Main Spindles Sun-Woo LEE and Masatsugu MORI	8
High-Speed Tapered Roller Bearing for Machine Tool Main Spindle Masatsugu MORI and Takuji KOBAYASHI	16
Minimum Quantity and Cooling Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Mineo KOYAMA	22
$d_{mn}170 \times 10^4$ Sealed High-speed Angular Contact Bearing "New BNS Type" Futoshi KOSUGI	26
Development of Aerostatic Bearing Spindle for Precision Machine Tool Teruyoshi HORIUCHI, Kazuyuki AONO and Hiroaki HIYOSHI	32
Our Line of New products for Machine Tool	36

● Technical Papers Technical Articles New Products

The Atmosphere Control Method for JIS-SUJ2 on Carbonitriding Processes Chikara OHKI	42
The Influence of Hydrogen on Tension-Compression and Rolling Contact Fatigue Properties of Bearing Steel Hiroshi HAMADA and Yukio MATSUBARA	50
Technical Trends in the Bearing for Office Equipment Chikara KRTAGIRI	58
Unit Products for Office Equipment Shoji ITOMI and Atsushi MOROOKA	64
Honing Sludge and Electro Furnace Dust Briquetter Shouzo GOTOH and Kanji NAKAMURA	70
Ultra-Clean Bearing for Clean Environments Ryouichi NAKAJIMA and Masaaki HONDA	76
Development of New RCT Bearing for Axleboxes and Insulated Bearing with Shields Ryutaro OKA	80
High Load Capacity Cylindrical Roller Bearings Takuya OZU	86
The Rust Guard Bearings of Highly Corrosion-resistant Bearings Takashi YAGI	92
"SSB" of Sliding Aseismic Isolation Unit Multi-ply Rubber Norio ITOH and Takuya ISHII	96

● Our Line of Award Winning Products

"The Third Mono-Zukuri Products Creation Awards" Innovative Product Award Monodrive Two-Way Feeder Toshio OGUSU	100
"The Japanese Society of Tribologists 2005" Technical Award "Hybrid Bearphite" a Sintered Metal Sliding Bearing Inserted with Plastic Masaki EGAMI	104

Our Line of New Products

112

産機用商品特集号に寄せて



常務取締役
岡田 健治

わが国の経済は、企業業績の回復による旺盛な設備投資と個人消費がかみ合った内需主導型の景気回復基調で推移しておりますが、その一方で、未曾有の原油高、容易に回復が困難な環境汚染など、生活を脅かす不安な要因も多々あり、ますます複雑化する時代に入りつつあるように思えます。このような激動の時代にあって、NTNは本年、創業88周年を迎えることができました。これもひとえに、NTN製品をご愛顧いただいたお客様があればこそと、この紙面をお借りして、厚く御礼申し上げます。

さて、NTNでは、11月1日～8日に開催される第23回日本国際工作機械見本市 [JIMTOF2006] に合わせ、省エネ・環境保全社会を目指すため長寿命、低トルク、小型化を実現した産機用商品の特集号を発行する運びとなりました。本稿では、生産工学や精密加工の分野で世界的権威である神戸大学 森脇教授の「工作機械をめぐる最近の話題」と題した寄稿文をご紹介した後、工作機械用商品関連で5件、材料・熱処理の論文3件、昨年度の受賞商品2点(ものづくり部品大賞、トライボロジー学会技術賞)を含む産機用の製品紹介9件を主な構成とし、最近の新技术、新商品等の開発成果を紹介いたしております。

近年、“環境”に対する意識は年々高まってきており、地球環境との共生をめざし地球温暖化防止のためのCO₂削減とリサイクル化への取り組みが大きくクローズアップされております。

このような状況下で、直接・間接的に省エネ・環境保全を支えているのが、NTNの製品群である転がり軸受や等速ジョイント、精密機器商品(静圧軸受、リペア装置など)です。転がり軸受は元来摩擦を軽減する商品であることから、本質的に省エネ商品と言えます。そして、摺動部の転がり化を図ることにより伝達効率とともにNVH(騒音、振動、乗り心地)特性を高めた等速ジョイント、転がり案内や非接触軸受を支持機構とする精密機器商品も同様に省エネ商品です。

NTNは、これらの基盤商品の省エネ化に留まらず、環境負荷低減を図る省エネ・環境機器に関し、新商品の開発を加速しています。

創業以来88年間、私どもは“品質こそがNTNブランド力の源泉”と考え、常に「顧客満足の品質実現」をめざし、厳しい目を自己に向け新商品開発を行ってきました。これからも「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」の理念のもと、NTNの技術力で多様化する市場ニーズに的確に応える新商品と品質の提供を通じ、お客様の信頼と満足が得られますよう邁進いたします。

FOR NEW TECHNOLOGY NETWORK

工作機械をめぐる最近の話題

Trends in Recent Machine Tool Technologies



森脇 俊道

Dr. Toshimichi MORIWAKI

神戸大学工学部教授
Professor Department of
Mechanical Engineering
KOBE University

最近における工作機械の技術動向について、高速高能率工作機械、複合加工機、超精密工作機械、制御の高度化・知能化の観点から筆者の考えをまとめた。工作機械は産業の基盤であり、わが国にとって戦略的に重要な製品であるといえる。本稿では今後開発を進めていくべきハードウェア及びソフトウェアの技術課題について、世界の動向も踏まえて筆者の考えを紹介している。

Recent trends in the machine tool technologies are surveyed from the view points of high speed and high performance machine tools, combined multi-functional machine tools, ultraprecision machine tools and advanced and intelligent control technologies. The machine tools are bases of manufacturing industries and they are strategically important products for Japan. The views of the author towards the technical developments in both hardware and software are introduced together with the world wide trends in the relevant fields.

1. はじめに

現在工作機械業界は空前の活況を呈し、生産が需要に追いつかない状況にあるといわれている。特にわが国の工作機械業界は、1982年以来世界第一のマーケットシェアを有し、ここ一両年はいわゆるダントツの強さを見せている。今後ともこの強みを維持していくためには、単に生産設備を補強してだけでなく、次のニーズに対応し、後から追いかけてくる他国の工作機械に負けない高付加価値を維持していく、着実な研究開発が必要であろうと考える。

本稿では、筆者が所属するCIRP（国際生産工学アカデミー）などを中心に、話題となっている事柄や、将来に向けた研究開発の動向をまとめてみたい。

2. 高速高能率工作機械

工作機械主軸の最高回転数や送り速度がますます高まり、いわゆる高速高能率化していることは良く知られているとおりである¹⁾。このような高速化の背景や、基礎となる基盤技術、利点の主なものを簡単にまとめ

ると、表1のようになろう。ここでは個々の技術について詳細な点は別の専門的な論文に任せるとして、利点の内の一点だけ、びびり振動の回避について紹介しておく。

1960年代から70年代にかけて、工作機械のびびり振動に関して世界的な規模で研究が行なわれた。その結果として、いわゆる再生型びびり振動や強制びびり振動の発生原理が明らかにされ、対策の基本的な考

表1 高速高能率工作機械の背景、基盤技術と利点
Background, supporting technologies and advantages of high-speed, high-efficient machine tools

高速・高能率工作機械

(背景、基盤技術)

- 高能率加工、コスト低減の必要性
- 高速主軸、高速送り（リニアモータなど）の開発
- 高速切削加工対応工具の開発、切削技術の高度化など

(利点)

- 加工時間の短縮（能率向上）
- 加工精度・仕上げ面性状の改善
- びびり振動の回避

え方が示されたが、それ以来系統的な研究はあまり行われなくなってしまった。

最近になって難削材の加工や、航空機用のアルミニウムの高速・高能率切削などにおいて、びびり振動が新たな問題として取り上げられるようになった。一般にはびびり振動が発生すると切込みや切削速度を落として回避（低速安定性）するが、主軸速度を上げることによってびびり振動を回避することは可能である。このことは1960年代の研究でも既に知られていたが、当時はそのような高速主軸が存在しなかったため、単に理論的な可能性としてのみ捕らえられていた。エンドミル加工などのフライス加工におけるびびり振動を理論的に取り扱うことは数学的にも困難であったが、Y. Altintas教授らの研究成果としての図1に示すような安定線図が描かれている。これは横軸の主軸回転数に対して、葉状のローブ以下の切込みではびびり振動が発生しないことを示している。この詳細²⁾については省略するが、図中の右に示しているように、主軸一回転前、あるいは一刃前の切削によって生成された仕上げ面の凹凸と、現在の切れ刃が生成している仕上げ面の凹凸によって作られる切りくず厚さの変動が切削力変動を生じ、このことが振動を持続するもととなる、というのがびびり振動発生原理である。ここで振動周波数に匹敵する高速で主軸を回転させると、前回と今回の振動の位相差をうまく制御することが出

来て、切りくず厚さの変動をなくすることが可能となり、この条件では切込みを大きくしてもびびり振動は発生しない。

この原理を応用して、アルミニウムなどの航空機部品の高速高能率切削が実現されている。関連して、主軸及びチャックや工具を含む主軸系の動特性に対する関心が高まり、軸受や設計諸元と主軸、主軸系の動特性の関係が理論的、実験的にも明らかにされつつあり、主軸設計にフィードバックされるようになってきている。最近では解析や設計のための各種ソフトウェアの利用も広く行われるようになってきており、主軸設計に関する理論的な検討は今後益々重要になると考えられる。

3. 複合加工機

現在高速高能率切削工作機械と並んで話題になっているのは、5軸マシニングセンターや複合旋盤（ターニングセンター）などの複合加工機であろう。複合加工機開発の背景や利点を簡単にまとめて表2に示す。複合加工機は大まかに、旋盤を基礎に発展してきたターニングセンター（TC）とフライス盤から発展してきたマシニングセンター（MC）に大別することができる。

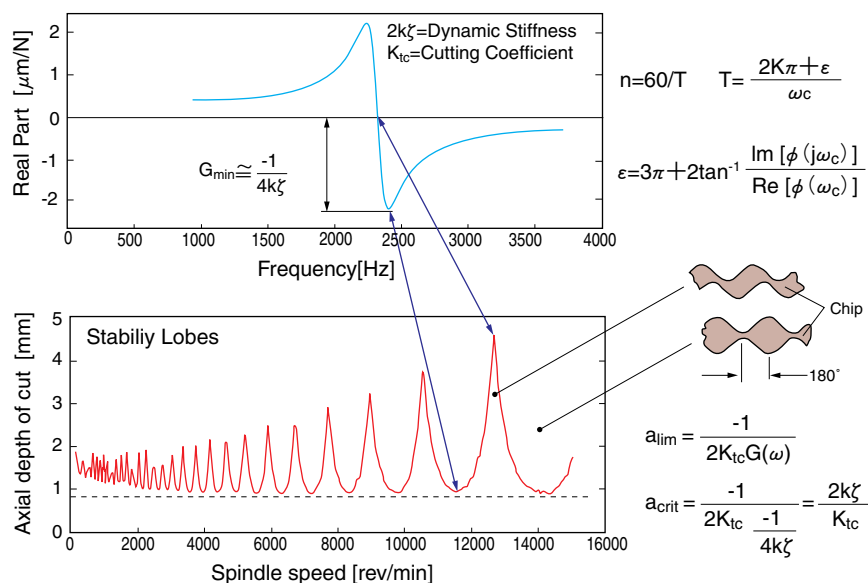


図1 再生型びびり振動の安定線図 (Y. Altintas)
Stability chart of regenerative chatter vibration

表2 複合加工機の背景、基盤技術と利点
Background, supporting technologies and advantages of combined multi-functional machine tools

同時5軸制御マシニングセンター (例：直交3軸+回転2軸)
複合加工旋盤 (例：旋盤+第2主軸, B軸, Y軸など)

(背景, 基盤技術)

- より高度(複雑)な部品の高精度, 高能率加工の必要性
- 支援ソフト(CAM)の高度化
- 高精度, 高能率機械要素(例：DDモータ駆動テーブルなど)の開発

(利点)

- 加工精度の向上, 加工時間の短縮(ワンチャック加工)
- 複雑形状の加工

旋盤系の複合加工機による加工事例を調査した結果の一部を図2に示す。内外径や端面の加工に加えて、斜面の加工やホブ切りなども一部では行われている。最近では、タレット部に相当する部分に取り付けられる主軸もエンドミルなどの補助的な切削に利用されるのではなく、本格的なフライス加工ができるものも現

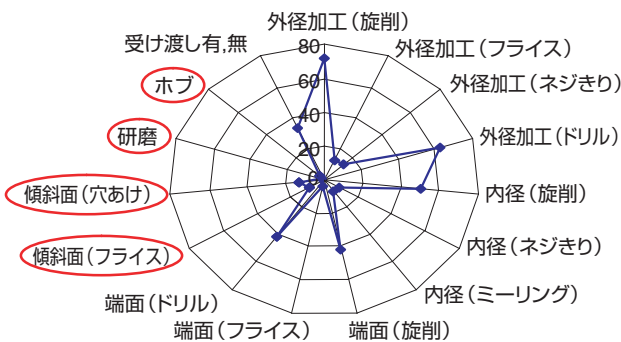


図2 旋盤系複合加工機による加工事例の調査結果
Survey of machining examples by combined multi-axis machine tools based on turning machines

れており、旋盤系の工作機械からフライス型の工作機械に近いものも開発されている。このような複合加工機の例を図3(森精機製作所製NT5400DCG)に示す。

他方、マシニングセンターについてみれば、多くの異なった種類の5軸マシニングセンターが開発されている。中でも直交3軸のたて、横マシニングセンターに加えて、工作物テーブルに回転と揺動の2軸を付加した同時5軸制御マシニングセンターが広く利用されている。さらに最近では、工作物テーブルの駆動をDDモーターによって行い、高速高馬力の回転テーブルで高速割り出しの他にたて型旋盤の機能を持たせているものも現れている。このように、当初旋盤とフライス盤から始まった複合加工機は、今後両方の機能を分離することができない新たな複合加工機に進展していくことも考えられる。

複合加工機の利点は、単に5軸制御を必要とする複雑な形状の加工のみならず、一度工作物を取り付けることによって全ての加工が行われるため、工作物の取り付け取り外しに伴う精度劣化を防ぐことができる上、機能集約型の部品が増える中であって、高精度、高能率の加工を実現することなどがあげられる。複合加工機はこれからの差別化した工作機械として、ますますその需要が増えると考えられるが、高度な機能を実現するハードウェアの開発とともに、制御の高度化、利用技術の面からの高度な支援ソフト(CAM)の開発が重要な課題となろう。

ちなみにCIRP(国際生産工学アカデミー)のSTC-M(Scientific Technical Committee Machine「機械」科学技術委員会)では、2年後をめどに複合工作機械の技術の現状と今後の動向をキーノート論文として取りまとめることにしている。

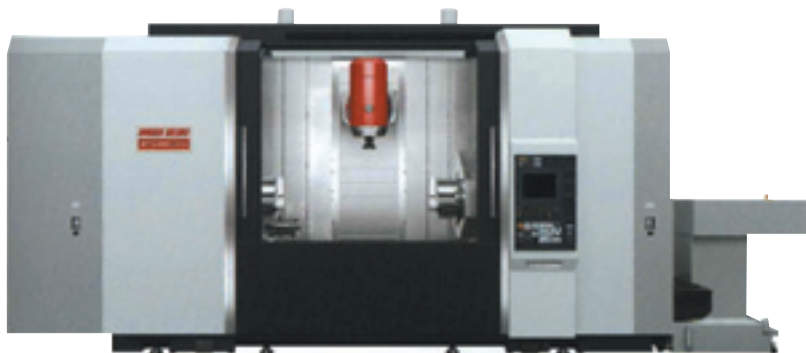


図3 複合加工機の例(森精機製作所NT5400DCG)
An example of combined multi-axis machine tool (Mori Seiki Co. NT5400DCG)

4. 超精密工作機械

高速高能率と並んで工作機械に要求されるのは高精度である。最近では高精度工作機械からさらに進んだ超精密工作機械が種々開発されてきている。これまで超精密工作機械が必要とされる分野は限られており、超精密工作機械のマーケットは比較的小さかったが、最近では主として光学部品の金型を中心とした超精密加工、各種マイクロ部品の加工など超精密・マイクロ加工の要求が増え、それに伴って各種超精密工作機械の開発が進められてきている。

超精密工作機械が必要とされる背景、超精密工作機械を実現するための基盤技術、また超精密加工の利点をまとめると表3のようになる。特に空気静圧軸受や案内など超精密機械の要素技術の進歩は著しく、こうしたハードウェア技術の進歩がわが国の工作機械の高付加価値化に貢献しているといえる。

表3 超精密工作機械の背景、基盤技術と利点
Background, supporting technologies and advantages of ultraprecision machine tools

超精密工作機械（超精密切削，研削加工機）
<p>（背景，基盤技術）</p> <ul style="list-style-type: none"> ● 超精密・マイクロ部品の要求増大（光学関連部品，金型など） ● 超精密機械要素（主軸，案内，送り駆動系など）の高度化 ● 高精度制御技術
<p>（利点）</p> <ul style="list-style-type: none"> ● 超精密・マイクロ加工による新たなマーケット開発（ニーズに対応） ● 光学関連部品，マイクロ・メカトロ部品など

表4 超精密マイクロ加工の動向
Trends in ultraprecision micro machining

<p>1. 形状精度，仕上げ面粗さ：</p> <ul style="list-style-type: none"> ● マイクロ→ナノ
<p>2. 形状（光学部品の場合）</p> <ul style="list-style-type: none"> ● 球面→非球面→非軸対称→自由曲面
<p>3. 工作物材質</p> <ul style="list-style-type: none"> ● 軟質金属（アルミニウム，銅など） ● 硬質金属（ニッケル，焼入れ鋼など） ● 脆性材料，異方性材料（ニオブ酸リチウム，蛍石など） ● 硬脆材料（超硬合金，セラミックなど） ● その他材料（プラスチックなど）

光学部品を中心とした超精密マイクロ加工の最近の動向は表4に示すように、形状精度や仕上げ面粗さに対する要求が一段と厳しくなる中で、加工すべき形状も複雑になってきている。また光学レンズも従来のプラスチックの射出成形から、ガラスのホットプレス加工への移行に伴い、金型材料も超硬合金やセラミックスなど極めて加工しにくい材料が増えている。これらの金型は研削加工、ポリシングなど多くの工程を経て加工する必要がある。現在巷に数多く出回っているカメラ付き携帯電話のレンズ、デジタルカメラのレンズはこうした金型加工技術とガラスのプレス成形技術の成果である。

さらにレンズについてみれば、光学特性を向上するためフレネルレンズと非球面レンズの組み合わせなど、より高度の加工が要求されつつある。またレーザープリンターなどレーザー光を利用する光学機器においては、非軸対称や自由曲面といったより高度な光学系が要求されており、超精密加工の高度化への要求は止まるところを知らない。そのため超精密加工、マイクロ加工に必要な超精密工作機械は、最先端の高付加価値部品を加工する工作機械として今後一層その重要性が増すと考えられる。

自由曲面を超精密、高能率で加工する装置の一例として、3軸FTS（ファースト・ツール・サーボ）³⁾の例を図4に示す。これは図に示すように、超精密回転テーブル上に固定した工作物を回転させながら、高速高応答周波数で3軸方向に切り込み制御が可能な工具を、半径方向に移動させながら切削加工する装置である。ここで工具を半径方向に送りながら高速で軸方向

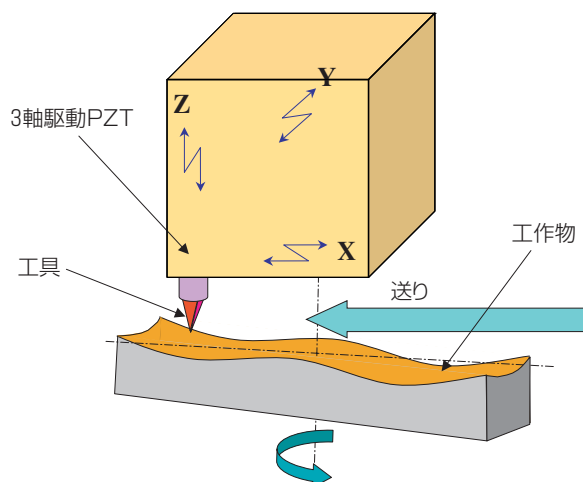


図4 3軸駆動FTSによる超精密加工の概念図
Schematic illustration of ultraprecision cutting by 3-axis FTS

に切り込み制御を行なえば、理論的には任意の形状を工作物表面に仕上げることが出来る。しかしながら実際には工具の応答周波数、応答速度をいかに上げてても切削方向に直角な段差を作ることはできない。そこで工具を3軸方向に同時制御することにより、加工しえる形状の自由度を増やし、また制御すべき工具の運動軌跡をより簡単にする事が可能となる。こうしたFTSを用いることにより、自由曲面の切削加工時間を大幅に短縮することが可能となる。

5. 制御の高度化・知能化

工作機械ハードウェアの進歩と並んで、忘れてならないものはソフトウェアの進歩であろう。関連した背景、利点などをまとめて表5に示す。最近では単にNC機能の高度化だけではなく、工作機械の特性や加工プロセスを理解した上でのより高度な制御(知能化)も進められている。例えば、工作機械の加工精度を阻害する最も重要な熱変形について見れば、工作機械の情報や、温度情報をもとにリアルタイムで熱変形を推定し⁴⁾、それに基づいて機械の運動を制御し、いかなる条件下でも高い加工精度を補償するような高度な制御も実用されている。

工作機械に与える運動制御情報を基に、工作機械の運動をリアルタイムでシミュレートすることも可能である。この考え方を利用して、オークマでは実際の工作機械の動きに少し先行したシミュレーションを行い、例えば工具とチャックが干渉して衝突するような事態を直前に知って機械を止める、アンチクラッシュシステムを開発している。図5にその概念図を示す。

こうした考え方のさらに進んだ研究として、先に述べたCIRPのSTC-Mでは現在バーチャル・マシンツールの名のもとに、加工プロセス、工作機械の動特性や

表5 制御の高度化・知能化の背景、基盤技術と利点
Background, supporting technologies and advantages of advanced and intelligent control technologies

制御の高度化・知能化
(背景, 基盤技術)
<ul style="list-style-type: none"> ●より高機能, 低コストの制御装置への要求 ●高速・高精度の補間システム ●リアルタイム熱変形補正 ●シミュレーションを併用したアンチクラッシュ・システム ●コンピュータ, IT技術の高度化
(利点)
<ul style="list-style-type: none"> ●工作機械の高付加価値化 ●ノウハウの技術化

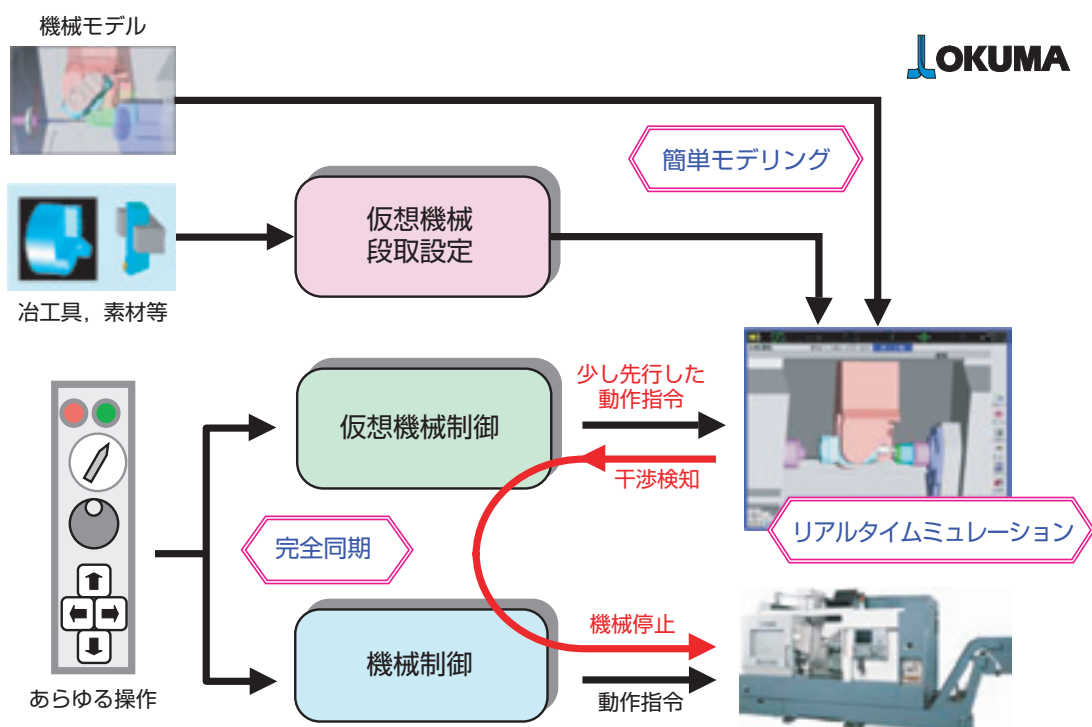


図5 アンチクラッシュシステムの概念図 (オークマ)
Conceptual diagram of anti-crash system (Okuma Co.)

制御特性など、全てを含む完全なシミュレーションを行うことを試みている。例えば工作機械に運動命令を出すと機械各部がどのように応答し、工具と工作物がどのように干渉して切削が行われ、その結果発生する切削力が機械と工具にどのように影響を与えるか、というようにコンピュータ上で機械とプロセスの完全なシミュレーションを行おうとするものである。一例として図6にバーチャルなCNCシステムのアーキテクチャ⁴⁾を示す。

バーチャル・マシンツールが現実のものとなるためには、今後まだまだ加工プロセス、工作機械のダイナミクス、運動特性など多くの事柄についての研究を進める必要があるが、着実に研究が進展しつつあることを指摘しておきたい。

6. まとめ

工作機械技術の動向に関して、筆者の身近な経験からいくつかの代表的な項目について紹介した。工作機械はわが国を代表する基幹の機械産業であり、今後とも高速・高能率、超精密に関する研究は、一段と先鋭化しながら継続されると考えられる。中でも重要な機械要素である主軸受に求められる超高速・超高精度という永遠のテーマに対して、NTNの技術、製品が世界をリードしていくよう、関係各位の引続きのご努力に期待したい。

参考文献

- 1) 垣野義昭：NC工作機械主軸系の最新動向，NTN，Technical Review, No. 72(2004) p2.
- 2) Y. Altintas, M. Weck: Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding, Annals of the CIRP, 53/2 (2004) p619.
- 3) Wada et. al.: Development of Three-axis Fast Tool Servo for Ultraprecision Machining, Proc. 6th Int. Conf. of euspen (2006) p115.
- 4) 千田治光ほか：量産を目的とした工作機械の主軸熱変位推定（第2報），日本機械学会論文集C編，71-709 (2005) p2813.
- 5) K. Erkorkmaz et. al. : Virtual Computer Numerical Control system, Annals of the CIRP, 55/1 (2006) p399.

〈著者紹介〉

森脇 俊道 (もりわき としみち)
神戸大学工学部 教授 (工学博士)

1966年 京都大学工学部精密工学科卒業
1968年 京都大学大学院工学研究科精密工学専攻修士課程修了
1974年 神戸大学工学部 助教授
1975年 カナダ・マクマスタ大学 助教授
1985年 神戸大学工学部 教授 (2000年-2004年 工学部長)

専門分野：生産システム、工作機械、人間工学
受賞・表彰歴：

CIRP (国際生産加工研究会) F.W.Taylorメダル 1977
工作機械技術振興賞 (工作機械技術振興財団) 1991, 1994,
1995, 1998, 2001

井植文化賞 (科学技術部門) (井植記念会) 1998

精密工学会賞 2002,2003

兵庫県科学賞 (兵庫県) 2004 等 他多数

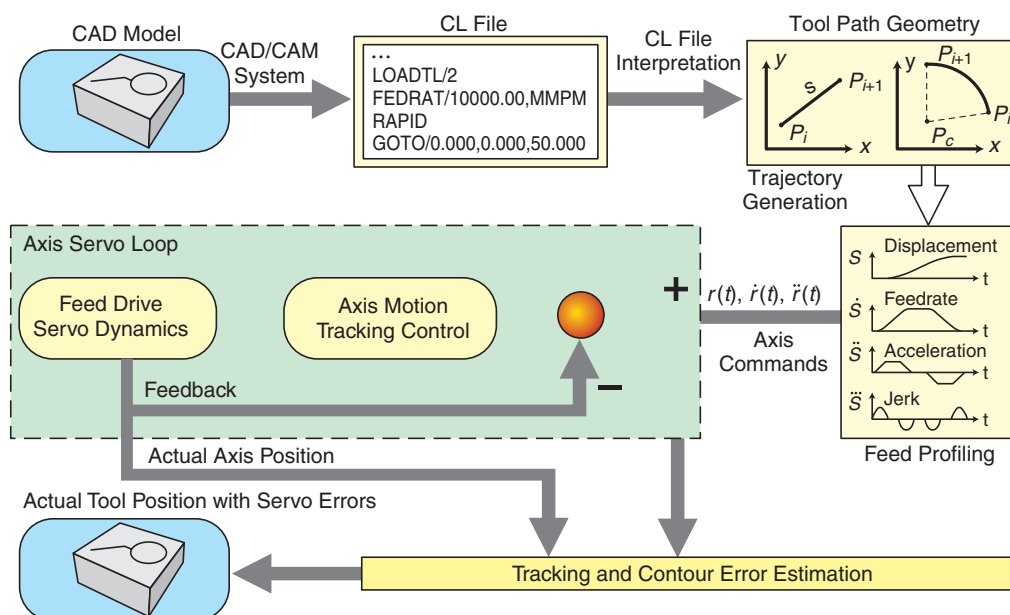


図6 バーチャルなCNCシステムのアーキテクチャ⁴⁾
System architecture of virtual CNC

工作機械主軸用新グリース潤滑システムの開発 Development of a New Grease Lubrication System for Machine Tool Main Spindles



李 璿 雨* Sun-Woo LEE
森 正 継* Masatsugu MORI

工作機械主軸用に新しいグリース潤滑システムを開発した。本潤滑システムは特別な外部付帯設備を必要とせず、軸受側面に設けたグリース溜り部からの温度変化による基油吐出を特徴としており、内径100 mmのアンギュラ玉軸受において定位置予圧方式で d_{mn} 値180万、定圧予圧方式で d_{mn} 値200万の運転が可能となった。新グリース潤滑システムは、グリース潤滑が備えるべき完全メンテナンスフリー性を維持しながらも、従来エアオイル潤滑に頼っていた高速領域での運転を可能とし、工作機械の高性能化と共に作業環境改善ならびに環境負荷低減にも有効な潤滑方法である。

NTN has developed a new grease lubrication system for main spindles of machine tools which features heat-induced base oil delivery from a grease chamber installed next to the bearing. The lubrication system does not require any external additional lubrication device. Experimental results demonstrate high-speed rotation of an angular contact ball bearing with an inner diameter ϕ 100 mm, that is 1.8 million in the d_{mn} value for definite position preloading and 2.0 million for constant pressure preloading. NTN's new grease lubrication system can thus be an alternative to the air-oil lubrication technique while keeping the maintenance-free advantage of the conventional grease lubrication method, and it will contribute to achieving a higher performance of machine tools as well as to improving customer's work environment and reducing environmental burden.

1. まえがき

マシニングセンターをはじめとする工作機械では、加工効率及び加工精度の向上のために主軸の高速化が著しい。NTNではこの高速化の課題に対応すべく、種々軸受の開発・改良を行い「ULTAGE (アルテージ) シリーズ」¹⁾として市場に提供している。また近年地球規模で環境意識も高まり、環境対応技術も重要視されてきている。NTNではこの技術課題に対しても軸受の潤滑方法に着目した「環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受」²⁾ 「環境対応型エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受 (HSLタイプ)」¹⁾、「グリース潤滑シール付きアンギュラ玉軸受 (BNSタイプ)」¹⁾の開発を行ってきた。特に、グリース潤滑は他の潤滑方法に比べ環境への負荷が少なく、メンテナンスフリーが可能であることから要求が増えている。グリース潤

滑における現状性能としては、前記「グリース潤滑シール付きアンギュラ玉軸受 (BNSタイプ)」において、 d_{mn} 値140万の回転速度で2万時間以上の耐久寿命を満足できるまでに達している。

今回、メンテナンスフリーのグリース潤滑での更なる高速化と長寿命化を目的として、「工作機械主軸用新グリース潤滑システム」を開発した。新グリース潤滑システムは、軸受の内部設計を従来のまま、軸受正面側にグリース溜りを設け、グリース中の基油のみを抽出して軸受の潤滑を行う新潤滑機構である。この新グリース潤滑システムで内径100 mmのアンギュラ玉軸受を定圧予圧方式で d_{mn} 値200万、定位置予圧方式で d_{mn} 値180万の高速且つ長寿命運転を可能とした。本稿では、完全メンテナンスフリーとなる新開発の新グリース潤滑システムについて、その研究成果を報告する。

2. 新グリース潤滑システムの構造

グリース潤滑で軸受の高速化及び長寿命化を達成するためには、高速運転時における潤滑油量の確保と共に、限られたグリース封入量で長期間グリース基油の供給を維持させることが課題となる。開発した新グリース潤滑システムは、運転中にグリース中の基油を積極的に分離させ、その基油を軸受軌道面に確実に供給する機構である。図1に新グリース潤滑システムの軸受構造を示す。軸受正面側に外輪間座と一体となる空間を円周上に設け、その中にグリースが封入されている。一方、転動体と外輪軌道面の接触位置近傍に段差面を設け、その段差面とグリース溜りの先端との間で軸方向の微小流路を円周上に構成し、グリース溜りと連通させている。

この構造において、基油吐出機構を次のように考えた。すなわち、軸受は運転に伴い発熱し、同時にグリース溜り内のグリースの温度も上昇する。この時グリース中の基油は増稠剤から分離する。同時に、昇温によりグリース溜り内の圧力が上昇し、基油が上記の軸方向流路より段差面すきまを経て外輪軌道面に吐出する。外輪軌道面に吐出された基油で軸受の潤滑が円滑に行われることになる。

3. モデル試験

グリース溜りからの基油の吐出特性を調査し、前章に記した基油吐出機構を検証するため、内径100 mmのアンギュラ玉軸受への適用を想定したモデルを用いて試験した。以下にその結果を述べる。

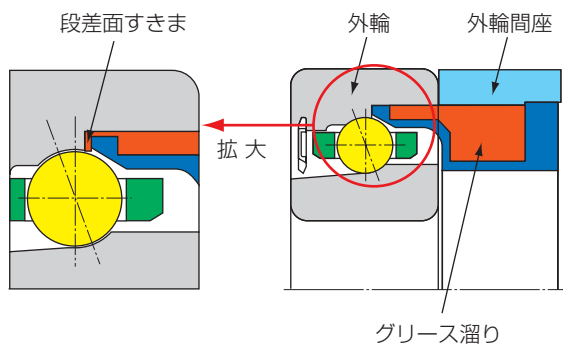


図1 新グリース潤滑システムの構造
Schematic construction of new lubrication system

3.1 モデル試験装置および試験方法

図2に使用した基油吐出モデル試験装置の概略図を示す。写真1はその外観である。図2の径方向すきまは、図1の段差面すきまに相当しており、半径ベースで表記する。使用したグリースは、工作機械主軸軸受として開発した、表1に示す2種の性状のものを用いた。グリース溜りへのグリース封入は、外径面に設けた4箇所のグリース封入孔から行い、封入量はグリース溜りの全容積が完全に満たされるまでとし、その量は約47 gである。

実施した試験内容は、基油吐出に影響を及ぼすと考えられる以下の項目である。

- グリース溜りの温度変化
- 先端部の径方向すきまの大きさ
- 使用グリースの種類

表1 グリース性状
Grease properties

項目	グリース	
	Grease-A	Grease-B
増稠剤	ウレア	ウレア
基油	PAO	PAO
	ポリオールエステル	ジェステル ポリオールエステル
増稠剤量 wt%	11.2	11.7
基油動粘度 mm/s ² 40 °C	40.6	40.6
60回混和ちょう度 60W 25 °C	243	280
広がりちょう度	230	260

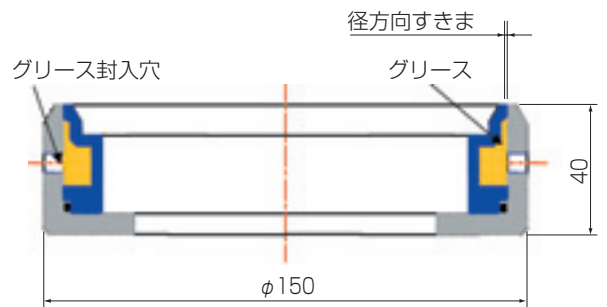


図2 基油吐出モデル試験装置の概略図
Sketch of model test rig for base oil delivery

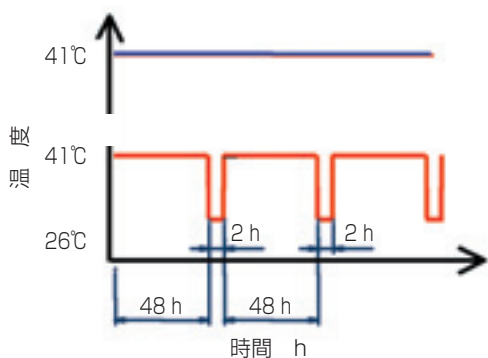
3. 1. 1 温度変化による基油吐出量

表1のGrease-Aを用いて温度上昇による基油吐出を確認した。試験は供試モデルに温度上昇と温度降下(以後ヒートサイクルと略す)を繰り返し与えた場合と、温度上昇後その温度で保持させた場合とで吐出量の比較を行った。ヒートサイクルのパターンは図3(a)に示すもので、恒温槽を用いて自動運転した。ヒートサイクルの温度差(15℃)は、グリース溜り内部の軸受運転時の温度(41℃)と停止時の温度(室温26℃)との差を想定している。

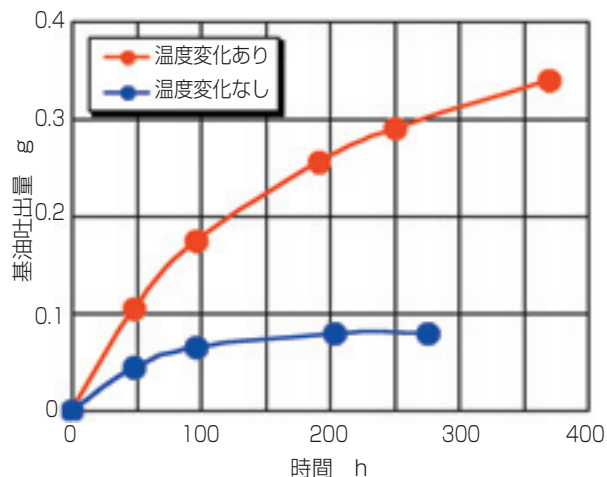
図3(b)に径方向すきま0.15 mmでの吐出量結果を示す。供試モデル(写真1)を径方向すきまによる流路が鉛直になるよう設置し、50~100時間毎にすきま先端部に吐出している油分を吸い取り紙を用いて吸収し、その重量増加分を累計して吐出量としている。グリース封入直後は、基油だけではなくグリースその

ものの吐出が認められ、この分についてはふき取って吐出量より除外した。写真2はすきま先端部での基油吐出状況を示したものである。供試モデルに温度変化がない場合、初期に僅かな吐出が認められたが、100 h以後における吐出は認められなかった。一方ヒートサイクルのある場合、継続した吐出が認められ、時間に比例する吐出となることが判った。即ちグリース溜り部にヒートサイクルを与えることにより、グリース中の基油が繰り返し分離してすきまより吐出され、潤滑油として利用できることが明らかとなった。

次にヒートサイクルの温度差の違いによる基油吐出量への影響を、径方向すきま0.15 mm, Grease-Aを用いて確認した。試験はヒートサイクルの温度差15℃と3℃の2条件で比較調査した。ヒートサイクルパターンは図4(a)に示し、図4(b)に結果を示す。すきまからの基油吐出量は、温度差が大きい方が多い



(a) ヒートサイクルパターン
Heat cycle pattern



(b) 基油吐出量と時間の関係
(径方向すきま0.15 mm, Grease-A)
Base oil delivery versus elapsed time

図3 ヒートサイクルの有無と基油吐出量
Base oil delivery with/without heat cycle



写真1 基油吐出モデル試験の概観
Model test rig for base oil delivery

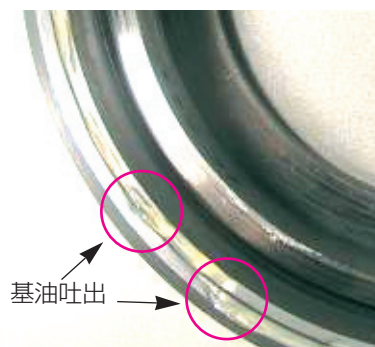
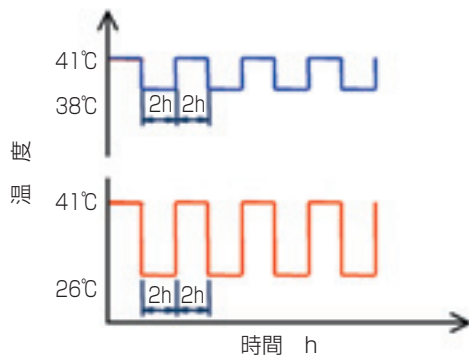


写真2 基油吐出状態
Delivered base oil

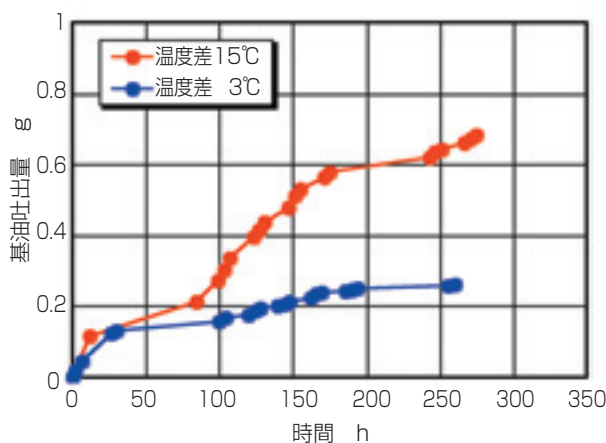
が、温度差3℃程度でも十分吐出が可能である。このように、すきまからの基油吐出に必要なヒートサイクルの温度差は少なくとも3℃以上あれば良いと考えられ、長期間にわたってほぼ完全連続運転する場合でも、例えば、外筒冷却温度の制御に起因する周期的な温度差でも本潤滑システムを適用できる可能性がある。

3. 1. 2 径方向すきまの大きさと吐出量

基油が吐出する先端部の径方向すきまの大きさと吐出量の関係を調査した。すきまの大きさは、0.05, 0.15, 0.2, 0.45 mmの4条件である。ヒートサイクルは運転中の軸受外輪温度(41℃)を基準に、温度差3℃(41℃⇔38℃)と15℃(41℃⇔26℃)とした。ヒートサイクルパターンは上記に示した図4(a)と同様であり、250 h後の吐出量を図5に示す。使用グリースは表1のGrease-Bである。



(a) ヒートサイクルパターン
Heat cycle pattern



(b) 基油吐出量と時間の関係
(径方向すきま0.15 mm, Grease-B)
Base oil delivery versus elapsed time

図4 温度変化量と基油吐出量
Relation between temperature difference and base oil delivery

基油の吐出量は、温度差3℃と15℃で絶対量に違いはあるものの、両条件共すきまが小さくなる程多くなる結果であった。

3. 1. 3 グリースの違いによる吐出量への影響

グリース溜りへの封入グリースの種類による基油吐出量に及ぼす影響を、表1に示した2種グリースで調査した。試験中のヒートサイクル温度差は15℃で、径方向すきまは0.05 mmとした。試験のヒートサイクルパターンは上記に示した図3(a)と同様であり、250h後の基油吐出量を図6に示す。

基油吐出量は、グリースの種類によって大きく相違していることが判る。Grease-BはGrease-Aに比較して約2倍の吐出量であった。即ちGrease-BはGrease-Aに比べ基油分離を起こし易いグリースであるといえる。開発した新グリース潤滑システムでは、

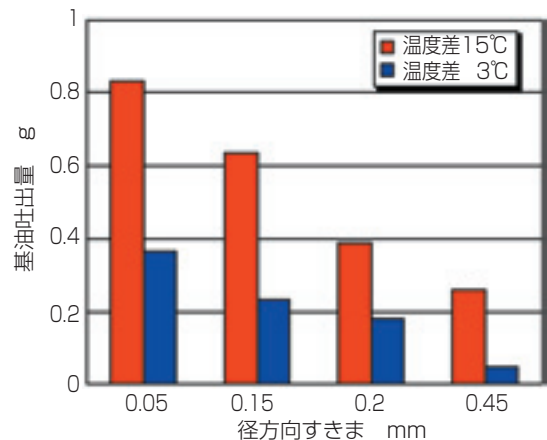


図5 基油吐出量と径方向すきまの関係
(250 h後, Grease-B)
Base oil delivery versus radial gap

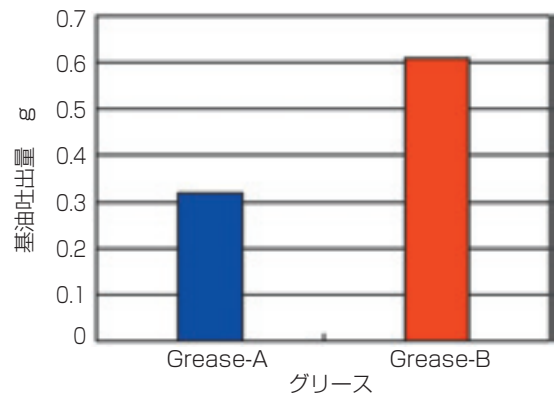
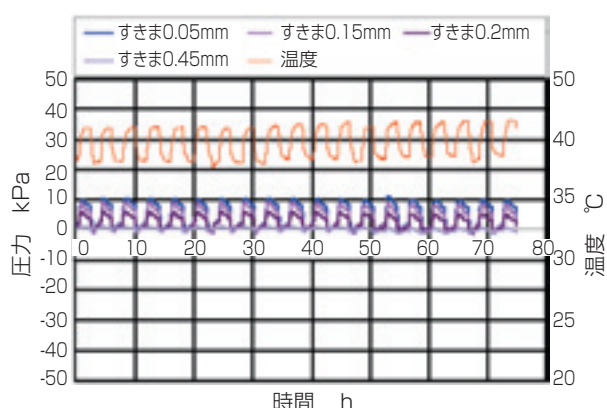


図6 グリース種類による基油吐出量
(250 h後, 径方向すきま0.05 mm)
Base oil delivery versus grease property

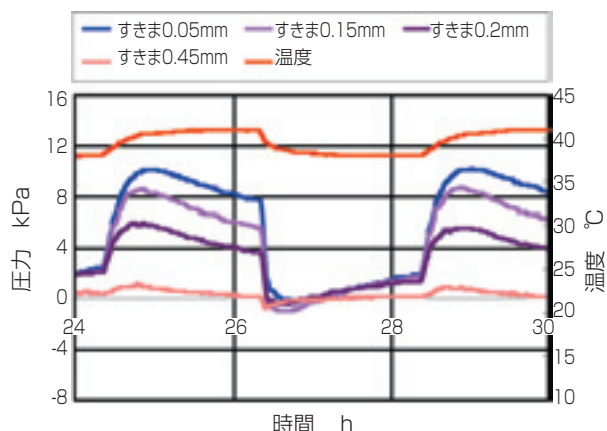
基油の分離のしやすさを考慮したグリースの選定も重要な検討項目となる。

3.2 基油吐出機構

以上より、開発した新グリース潤滑システムは、基油吐出に必要な要因として、ヒートサイクル、径方向すきま量の適正化、グリースの選定が挙げられる。これらの要因がどのように関わって基油吐出されるのか、その吐出メカニズムについて、グリース溜り内の圧力を測定して検討した。試験は図2の基油吐出モデル装置を使用して、グリース溜り内の圧力を歪式圧力センサーで、同時にグリース温度を熱電対で測定した。供試モデルのすきまは、0.05、0.15、0.2、0.45 mmである。グリース溜りにはGrease-Bを封入した。



(a) グリース溜り内の圧力変化履歴
Pressure change history in grease chamber



(b) 圧力変化詳細
Detailed pressure change

図7 グリース溜り内の圧力履歴
Pressure change history in grease chamber

図7 (a) にグリース溜り内の圧力測定結果を示す。また同時に測定したグリース溜り内の温度を径方向すきま0.05 mmのモデルで代表併記した。ヒートサイクルパターンは、38 °Cと41 °C (温度差3 °C) を2 h周期で変化させた。なお、圧力測定値は試験開始時のグリース溜り内の温度が38 °Cの状態を0 kPaとしている。図7 (b) は、図7 (a) で示した測定記録の一部の時間軸を拡大して示したものである。

これらの図から、グリース溜り内の圧力は、予想したように、温度の上昇で高くなり下降で低くなる。温度上昇時の圧力値は先端部の径方向すきまの大きさに影響を受け、すきまが最も小さい0.05 mmが一番高くなり、すきまが大きくなる程低くなる。すきま0.05 mmの最大圧力は約10 kPaであった。すきまが小さいほどグリース溜り内部の密閉性が高く、圧力も上昇しやすいと考える。温度上昇によりグリースは膨張するが、この時グリース中の基油と増稠剤は分離し易くなって、一部の基油に分離が生じる。分離した基油は増稠剤に比べて流動性が高く、グリース溜り内の増加圧力によってすきま部より押し出されると考えられる。そして、すきまより基油吐出が始まると、グリース溜り内部では図7 (b) でもわかるように徐々に圧力が降下すると推察する。

次にグリース温度が低下すると、グリースは収縮を始めグリース溜り内部の圧力は降下する。圧力降下時はすきまからの基油吐出も次第に弱まり、吐出油の一部はすきまに戻されて油の表面張力等によってグリース溜り部の内部が密閉された状態になっていると推察される。このことは、圧力極小値が微小ではあるが負圧となっていることから伺える。また、その後には圧力が微増しているのは、グリース溜りが密封された状態でモデル本体が徐々に収縮しているためと考える。そして、ヒートサイクルにより再度温度が上昇・降下すると、上記のパターンが繰り返される。

以上より、前章に記した基油吐出機構が確認された。

4. スピンドル試験

開発した新グリース潤滑システムをスピンドルを支持するアンギュラ玉軸受に適用して実機を模擬した運転試験を実施した。供試軸受には内径100 mmのアンギュラ玉軸受を使用した。軸受仕様は表2に、軸受の断面図を図8に示す。

なお、3項のモデル試験において「径方向すきま

(図2参照)」が行っていた潤滑油の供給量の調整機能は、今回のスピンドル試験など実際の軸受の場合、「段差面すきま (図1参照)」で行なうことになる。

表2 スピンドル試験での軸受仕様
Bearing specifications for spindle test

試験軸受	$\phi 100 \times \phi 150 \times 24 \text{ mm}$
接触角	20°
転動体材質	Si_3N_4
保持器材質	積層フェノール樹脂
軸受内部封入グリース	Grease-A 6g 封入

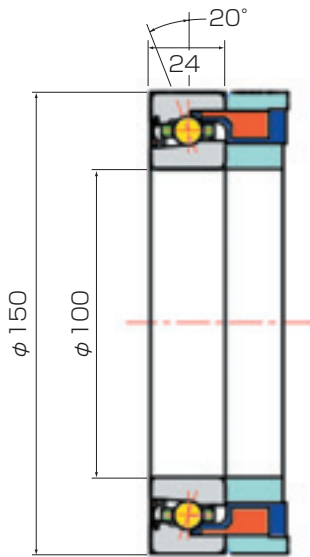
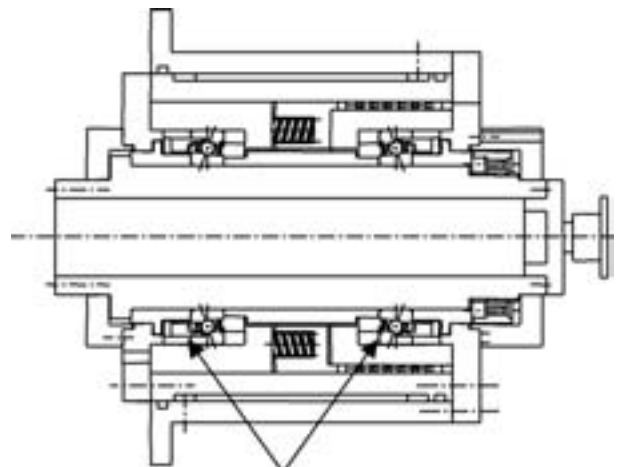


図8 試験軸受の断面図
Section view of test bearing

4.1 温度上昇確認試験

ここでは新グリース潤滑システムの運転特性を調査するため、定圧と定位置予圧方式で軸受温度上昇を測定した。軸受温度が著しく上昇しないことが、実用のための必要条件となる。図9 (a), (b) に各予圧方式の試験装置の構造を示す。試験軸受はいずれも軸受2個を背面組合せ (DBセット) で組込んだ。表3に試験条件を示す。試験条件において定圧予圧試験で負荷したアキシアル荷重値は、転動体接触面圧値の負荷限界を想定して決定した。また定位置予圧試験での予圧設定は、実用上の必要最小予圧 (初期組込み軸受すきま量 0) とした。

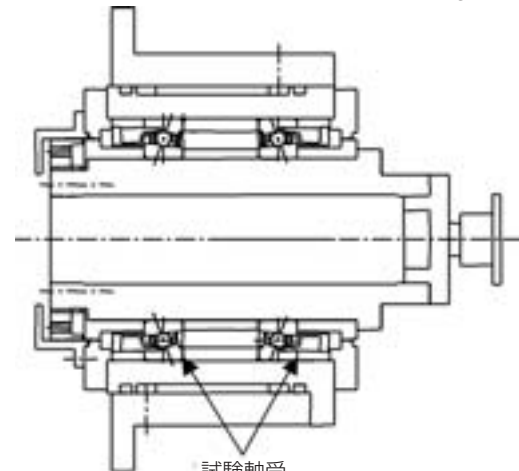
軸受温度に関して、図10 (a) に定圧予圧方式に



試験軸受

(a) 定圧予圧

Schematic construction of test spindle supported with constant pressure preloaded bearings



試験軸受

(b) 定位置予圧

Schematic construction of test spindle supported with definite position preloaded bearings

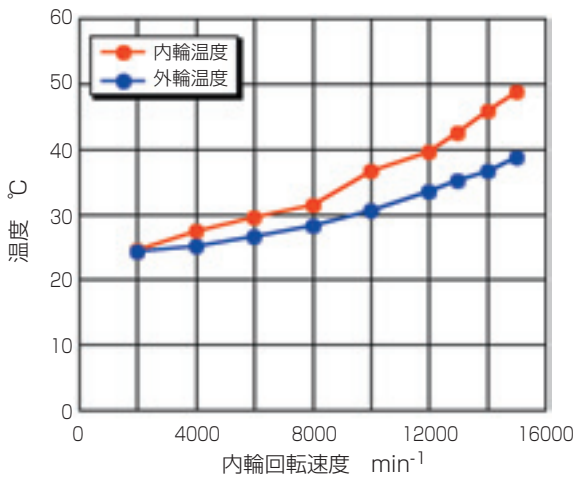
図9 スピンドル試験装置
Spindle test rig

よる結果を、図10 (b) に定位置予圧方式による結果を示す。軸受へのアキシアル荷重をほぼ一定とする定圧予圧方式で d_{mn} 値200万 (15000 min^{-1}) まで運転し、軸受温度は各回転速度において安定し、問題ないことを確認した。

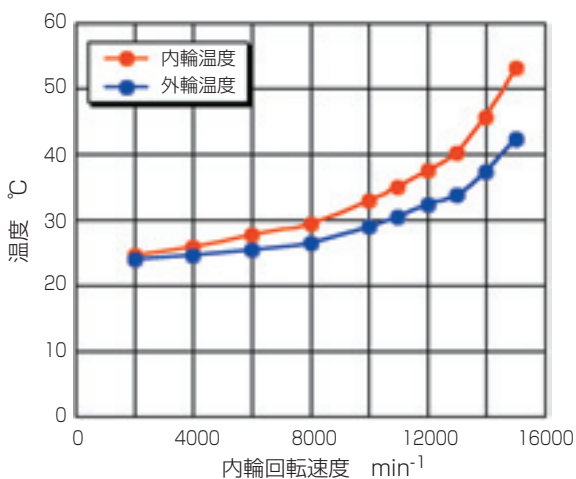
一方、図10からわかるように定位置予圧では、 d_{mn} 値180万 (14000 min^{-1}) での内輪、外輪の温度はそれぞれ 46°C 、 37°C であり、同じ回転速度での定圧予圧の場合とほぼ温度値を示した。しかし、 d_{mn} 値200万 (15000 min^{-1}) での内輪、外輪の温度はそれぞれ 53°C 、 43°C となり、定圧予圧の場合の同じ回転速度での温度を上回り、運転中の軸受負荷 (予圧) が大きくなるため運転不可と判断した。定位置予

表3 温度上昇試験の条件
Temperature rise test conditions

項目	内容	
グリース溜り仕様	段差面すきま	0.08 mm
	封入グリース	Grease-A 47 g封入
	ヒートサイクル	なし
軸受予圧	定圧予圧試験	2.2 kN
	定位置予圧試験	組込み後すきま 0
外筒冷却油温度	室温 ±1℃	



(a) 定圧予圧
Constant pressure preloading



(b) 定位置予圧
Definite position preloading

図10 回転速度と温度上昇
Temperature rise versus rotational speed

圧での高速限界を、軸受温度が一致する定圧予圧での回転速度と考えると、上記の結果より、その値は d_{mn} 値180万 (14000 min⁻¹) となる。

このように新グリース潤滑システムを用いることにより、従来エアオイル潤滑方法に頼っていた高速領域での運転が可能となった。

4.2 耐久試験

新グリース潤滑システムを用いて軸受の耐久性を確認した。耐久試験は、定位置予圧と定圧予圧方式で実施した。使用した試験装置は図9 (a), (b)に示したもので、グリース溜りの構成と運転条件を、表4に示す。軸受回転速度は、定圧予圧方式で d_{mn} 値200万 (15000 min⁻¹)、定位置予圧方式でも回転数を重視して、同じく d_{mn} 値200万で実施した。定位置予圧方式では、前項4.1の結果から過大予圧となるため、 d_{mn} 値200万 (15000 min⁻¹) の運転において適正予圧 (アキシャル荷重2.2 kN) になるように初期すきまを調整して使用した。運転中のヒートサイクルパターンは、図11 (a)に示したもので、50 h運転、1 h停止を周期的に繰り返し与えた。ヒートサイクルの温度差は約15℃である。また定位置予圧方式では、主軸の姿勢の影響についても試験するため、縦、横の2姿勢で試験を行った。

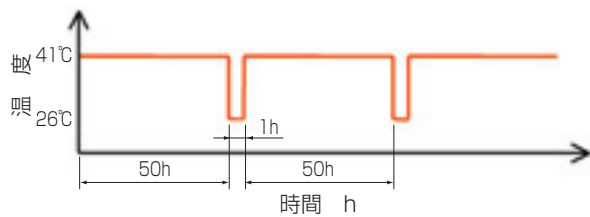
図11 (b)に試験結果を示す。新グリース潤滑システムによる耐久結果と共に、従来の両側シール付きグリース潤滑アンギュラ玉軸受を同じ条件で試験した結果も併記した。従来型グリース潤滑軸受を d_{mn} 値200万で運転した場合、約500 hで焼損により停止した。

表4 耐久試験の条件
Endurance test conditions

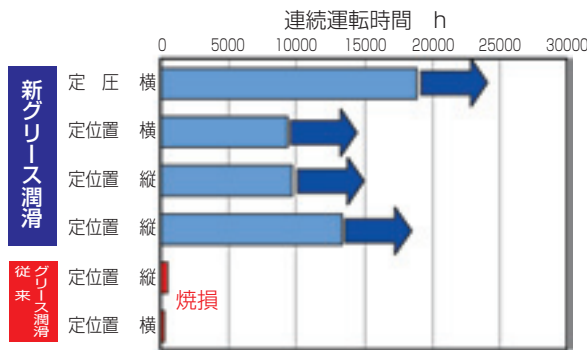
項目	内容		
グリース溜り仕様	段差面すきま	0.08 mm	
	封入グリース	Grease-A	
	グリース封入量	47 g	
運転条件	定位置予圧	軸姿勢と試験数	立 (2台) ・ 横 (1台)
		予圧	d_{mn} 値 200万運転時にアキシャル荷重2.2kNとなる初期すきま
		回転速度	d_{mn} 値 200万
	定圧予圧	軸姿勢と試件数	横 (1台)
		予圧	2.2 kN
		回転速度	d_{mn} 値 200万
外筒冷却油温度	室温 ±1℃		

新グリース潤滑システムを採用した場合には、潤滑油量の確保と共に継続した潤滑油供給が可能となって、最長18000 hの運転を継続中であり、明らかに効果があることがわかる。

なお、ここで報告した耐久試験結果は、Grease-Aを使用したものであるが、現在Grease-Bを使用した耐久試験も定位置予圧方式で実施中であり、縦姿勢、横姿勢ともに2000 hを超えて順調に稼動している事も付記しておく。



(a) ヒートサイクルパターン
Heat cycle pattern



(b) 新グリース潤滑システムと従来グリース潤滑での軸受耐久結果
Bearing endurance of new and conventional grease lubrication system

図11 耐久試験結果
Endurance test results

5. まとめ

工作機械主軸用軸受の高速化に対応して、完全メンテナンスフリーである新グリース潤滑システムを開発した。ヒートサイクルによるグリース溜り部からの基油吐出を特徴とするこの潤滑システムを用いることで、内径100 mmのアンギュラ玉軸受を定位置予圧方式で d_{mn} 値180万、定圧予圧方式で d_{mn} 値200万で運転することが可能となった。新グリース潤滑システムは、グリース潤滑が備えるべき完全メンテナンスフリー性を維持しながらも、従来のグリース潤滑方法では達成できなかった高速運転を可能とし、工作機械の高性能化と共に環境負荷低減にも有効な潤滑方法である。

参考文献

- 1) NTNカタログ 精密転がり軸受, CAT. No. 2260/J.
- 2) 赤松良信・森正継：工作機械用環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受の開発, NTNTECHNICAL REVIEW No.72 (2004) 6-10.

執筆者近影



李 璿雨
要素技術研究所



森 正継
要素技術研究所

工作機械主軸用高速円すいころ軸受 High-Speed Tapered Roller Bearing for Machine Tool Main Spindles



森 正継* Masatsugu MORI
古林 卓嗣* Takuji KOBAYASHI

工作機械主軸用に剛性に優れた円すいころ軸受を用い、円すいころ軸受の難点である高速回転性を克服する目的で新たな軸受構造およびエアオイル潤滑構造を考案した。軸受内部の動力損失を極小化して高速化を図るべく、内外輪軌道面への給油を低減すると同時に、つば部へは十分給油する機構を開発した。内径100 mmの円すいころ軸受を試験した結果、エアオイル潤滑で過去の実績を上回る d_{mn} 値125万の運転に成功した。

Tapered roller bearings which essentially feature high stiffness are intended to support main spindles of machine tools, where new geometrical and air-oil lubrication structures are needed to overcome their difficulty in high-speed operation. Power loss minimization of the bearings are attained by fully lubricating the rib-roller end contacts as well as by reducing lubricant supply to the roller-race contacts to enable high-speed rotation. The mechanism is specified by a ribbed cup, multiple nozzle holes penetrating the rib for air-oil supply and a resin cage riding on the outer-ring spacers. According to the idea, NTN has experimentally produced an air-oil lubricated tapered roller bearing with an inner diameter 100 mm, and the prototype successfully operates at a maximum speed of 1.25 million in the d_{mn} value which is beyond previously reported records within the category of air-oil lubrication.

1. まえがき

工作機械主軸には一般に高速回転性と剛性が求められる、それらは主軸を支持する軸受性能に大きく依存する。主軸用軸受としては、転がり軸受の他にも油または気体潤滑の動圧・静圧軸受や磁気軸受が挙げられるが、保守性やコスト面も含めてトータルバランスに優れた転がり軸受が広く採用されている。転がり軸受をマシニングセンタ等に用いて高速回転性を重視する場合には、主軸フロント側に高速アンギュラ玉軸受4列を配列する場合が多く、定位置予圧方式でも高速回転が可能であるが、剛性は必ずしも高くはない。一方、複合工作機械の旋盤主軸等は剛性が重視され、フロント側軸受として複列円筒ころ軸受とアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受の組合せ配列が選択される場合が多

い。この場合、アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受の接触角は 30° 以上あり、高速回転時にはジャイロモーメントによる滑りが発生し易く高速回転性能は劣る。

しかしながら、最近の工作機械にはさらなる加工効率の向上が求められ、複合工作機械の旋盤主軸等にも一層の高速性と高剛性が望まれる。転がり軸受でラジアル、アキシアル方向を問わず、極めて剛性に優れた軸受となると、円すいころ軸受の適用が考えられる。実際、円すいころ軸受はその高い剛性により一部の大型旋盤や汎用旋盤に使用されてはいるが、最近の工作機械に要求される高速回転性で大きく劣るため、使用されることが少なくなってきたのが実状である。そこで、今回NTNでは円すいころ軸受の高速回転性を向上させ、本来の高剛性と併せて高速性においても、

複列円筒ころ軸受とアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受の組合せを凌駕する円すいころ軸受の開発に取り組んだ。

過去にも工作機械主軸用円すいころ軸受の高速化への取り組みは見受けられ、32020相当の円すいころ軸受で d_{mn} 値125万を達成した例¹⁾が報告されている。しかしこの例では、毎分4ℓ以上もの潤滑油を強制循環給油しており、グリースまたはエアオイル潤滑される複列円筒ころ軸受とアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受の組合せの置換としては、潤滑のコストや潤滑油の循環系統も含めた軸受系全体の動力損失の観点から難がある。本稿では、エアオイル潤滑された円すいころ軸受の高速化について検討ならびに試作、実験を行ない、これまで例のない d_{mn} 値125万に到達することができたので報告する。

2. 高速化の条件

転がり軸受の高速化に必要な課題は回転速度上昇に伴う温度上昇を極力押さえることである。温度上昇が過大になれば熱膨張により予圧が大きく変化し、それがさらなる温度上昇を進展させることになる。このことは高剛性が要求される軸受系に通常用いられる定位置予圧方式において、顕著となる。

温度上昇を抑えるには、大量の潤滑油を供給して油の粘性による軸受部の発熱量以上に軸受部から熱を奪い去ることを狙った強制循環給油やジェット潤滑があるが、前章で述べたようにここでは採用していない。少量の潤滑油を圧縮空気で給油するエアオイル潤滑では、軸受の発熱量自身を極小化することが高速化の要となる。

そこで、**図1**に示す円すいころ軸受の発熱要因、すなわちトルク発生要因を考える。円すいころ軸受はこの母線と内外輪軌道の延長線が回転軸上の1点で交わる機構上、ころと軌道輪間のスピンによる滑り摩擦は生じない²⁾。また、ころと軌道輪の接触形態は線接触であり差動滑りも発生せず、弾性ヒステリシス損失も一般に小さい³⁾。したがって、主に考慮すべき要因として、

- ①ころと軌道輪間のEHL（弾性流体潤滑）転がり粘性抵抗
- ②ころ大端面とつば面間の滑り摩擦抵抗
- ③ころと保持器ポケット面間の滑り摩擦抵抗
- ④軸受内部での油や空気の攪拌抵抗

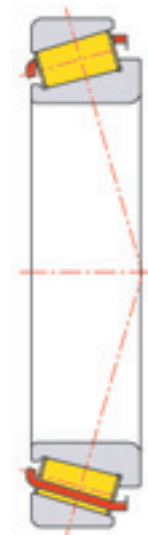


図1 標準円すいころ軸受の断面図
Section view of standard tapered roller bearing

が挙げられる。

まず、①のころと軌道輪間のEHL（弾性流体潤滑）転がり粘性抵抗については、次式⁴⁾で表すことができる。

$$f_{EHL} = \phi_{s, EHL} \phi_t \frac{29.2R(GU)^{0.648} W^{0.246}}{\alpha} l \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $\phi_{s, EHL}$ は油量不足の程度を意味するEHLスターベーション係数であり、0から1までの値をとる。 ϕ_t はEHL入口部でのせん断発熱による補正係数であり、荷重と回転速度および潤滑油の物性から決定される。 α は潤滑油の粘度-圧力係数、 l はころの接触部長さである。 G 、 U 、 W はそれぞれ無次元の材料、速度、荷重パラメータであり、軸受の幾何形状、回転速度、荷重および軸受と潤滑油の物性から一意に定まる。したがって、軸受の幾何形状や運転条件、使用する潤滑油が与えられたとすると、転がり粘性抵抗を減らすには、EHL油膜が保たれる範囲内でころと軌道輪間への給油量を減らして極力スターベーションを発生させ、 $\phi_{s, EHL}$ を0に漸近させればよいことになる。このとき同時に入口部でのせん断発熱も減少し、 ϕ_t の値も小さくなる。

次に、②のころ大端面とつば面間の滑り摩擦抵抗について考察する。この部位の接触面圧は低く、流体潤滑モードは等粘度-剛体もしくは粘度変化-弾性体（EHL）モードである⁵⁾。そこで、スターベーションが摩擦抵抗に与える影響を定性的に調べる目的で等粘度-剛体モードでの数値解析を試みた。

具体的には、極座標系での2次元流れのReynolds方程式を緩和法で解いて得られる油膜圧力分布から油膜反力と圧力中心位置を求め、前者が与えられた荷重に等しく、かつ後者がころ中心位置を通るという条件式を満たすまでNewton-Raphson法で繰り返し計算を行う。Reynolds方程式のキャビテーション境界条件にはReynoldsの条件を用いる。最終的に得られたころ大端面の浮上量とスキュー角での圧力分布からつば部での粘性摩擦トルクが算出される。このときころ大端面と内輪つば部の流体潤滑的な干渉部とを模擬した図2において、斜線部がスターベーションが発生していない場合 ($\theta = \theta_{\min}$) の流体潤滑解析領域であり、油膜圧力発生開始位置を角度 θ としてつば部スターベーション係数を次式で定義する。

$$\phi_{s,rib} = \frac{\theta - \theta_{\min}}{\theta_{\max} - \theta_{\min}} \dots\dots\dots (2)$$

このつば部スターベーション係数を用い、ころ全数29本分のつば部での粘性摩擦トルクをまとめると図3の結果となる。圧力の殆どは θ が $\pi/2$ 以下の領域で発生するため、 $\phi_{s,rib}$ は50%未満としている。図3から $\phi_{s,rib}$ が45%でトルクが約2倍になることが分かる。これは、圧力発生領域すなわち摩擦トルク発生領域が狭くなるにもかかわらず、同じ荷重を支持する必要があるためつば部の油膜厚さが減少し、領域減少の影響以上にトルクが増加するためである。実際には円周方向のみならず、半径方向にもスターベーションは発生し得ると考えれば、さらにトルクが増大すると予想される。

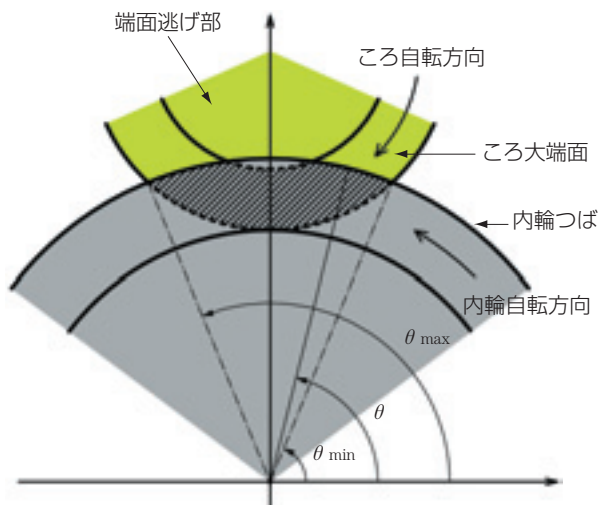


図2 ころ大端面と内輪つば部の干渉模式図
Sketch of interaction between roller large end face and inner-ring rib

以上より、軌道面での転がり粘性抵抗を減らすには極力油量を少なくし、つば部での摩擦抵抗を減らすには逆に十分な油量を確保する必要がある。また、軌道面での油量を減らせば、上記③や④に起因するトルクも同時に低減できると考える。

実際にエアオイル潤滑油量とトルクの関係を確認すべく、表1に諸元を示した標準円すいころ軸受32020で総トルクとつば部トルクを分離して測定した。通常と同じく、遠心ポンプ作用を利用して背面側(内輪小つば側)から給油している。図4に結果を示す。

図4において、総トルクとつば部トルクの差が上記①、③、④の総和に等しくなるが、4000 min⁻¹未満の比較的低い速度領域においては④の影響は十分小さく、また、ころ軸受では①は③よりも支配的である³⁾から、主に①の軌道面でのEHL転がり粘性抵抗に相当すると考えられる。式(1)から分かるように、転がり粘性抵抗はスターベーションや発熱の影響が無ければ回転速度の0.65乗に比例して増加するが、発熱の影響が

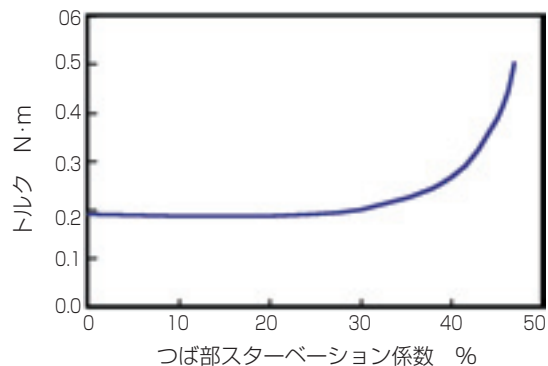


図3 標準円すいころ軸受32020のつば部の粘性摩擦トルクの数値解析結果
(内輪回転速度：5000 min⁻¹、アキシャル荷重：1 kN、潤滑油粘度：0.01 Pa·s)
Numerically evaluated viscous torque at inner-ring rib of standard tapered roller bearing 32020

表1 トルク分離測定での軸受緒元と試験条件
Specifications of torque test bearing and test conditions

軸受	名称：32020XUP4 サイズ：内径φ100×外径φ150×総幅32 mm 接触角：17° ころ：鋼製、29個 保持器：鋼板製打抜き保持器 転動体案内
試験条件	軸受負荷：アキシャル荷重 1 kN 軸受潤滑：エアオイル 軸受両側より給油 ノズル径φ1.2×1 (片側) 使用油 ISO VG32 外筒冷却：なし

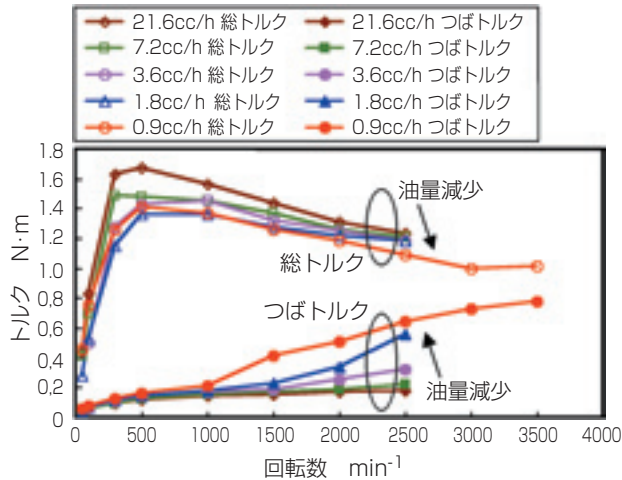


図4 標準円すいころ軸受32020のトルク測定結果
Measured torque values of standard tapered roller bearing 32020

軽微と思われる300 min⁻¹付近から総トルクが減少し始めるのは、スターベーションの影響が顕著になっているためと推察される。また、油量を絞るほどスターベーションの影響がさらに増加し、転がり粘性抵抗は減少することが確認できる。一方、つば部のトルクも流体潤滑条件下にあるので回転速度に比例しているが、油量を絞るほど増加しており、上記の解析結果を裏付けている。

以上より、円すいころ軸受の高速化には軌道面への給油を極力減らし、同時につば部には十分給油する機構を考案することが必要となる。

3. 開発軸受の構造と性能

3.1 基本構造

前章の考えに則り、種々の潤滑、内部構造の軸受を試作評価した結果、図5の構造に至った。図5を参照して特徴を順次示すと、先ず通常の内輪つばを廃し、つばを外輪側に配置した。これにより内輪回転に伴う遠心力でつば部の油が飛散し、油量不足となることを防止する。同じくつば部を確実に潤滑する目的で、つば面に複数の直噴ノズルを設け、そこからエアオイル潤滑油を供給する。一方、通常行う背面側からの給油は行わず、軌道面へは上記直噴ノズルからころの間を通して給油するに止めた。また、標準品のようなころ案内保持器では、高速下ではポケットところが干渉して損傷しやすいため、外輪側のつばで案内する形式にした。加えて、保持器材料は軽量で含油性のあるフェ

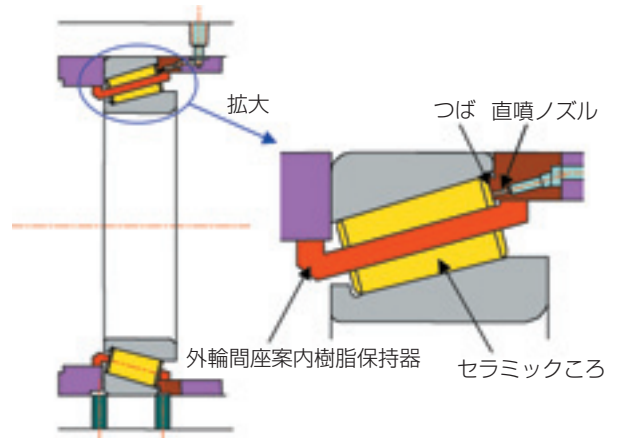


図5 開発円すいころ軸受の構造
Section view of developed tapered roller bearing

ノール樹脂を採用した。ころには軽量で熱膨張率も小さいセラミック素材を用いた。

3.2 試験と軸受性能

図6に試験スピンドルの構造を示す。スピンドルは外部のインバータモータをカップリングを介して駆動した。軸受は開発軸受のみが2列背面組合せで配置されている。基本寸法は32020相当で内径が100 mmである。ただし、標準品の鋼板製打ち抜き保持器とは異なり、ポケット柱の幅が増加した分、ころ本数は29本から23本に減少している。ハウジングには外筒冷却を施した。予圧方式は初期すきませ口の定位置予圧とした。主な試験条件は表2のとおりである。

試験はスピンドル（内輪）回転速度に対して内外輪温度とトルクを測定して行った。インバータモータでスピンドル回転速度を所定の各回転速度に設定し、温度とトルク値が両方安定した時の値を測定値としてい

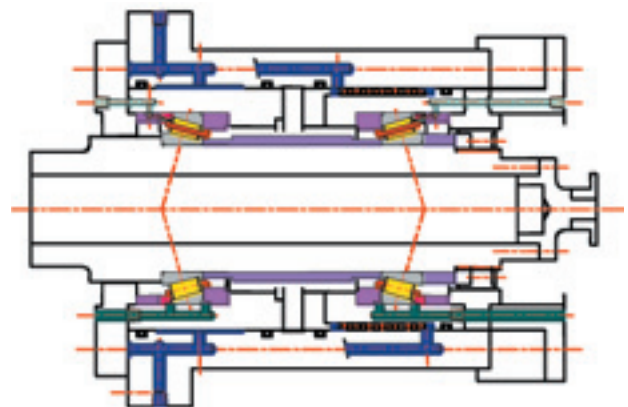


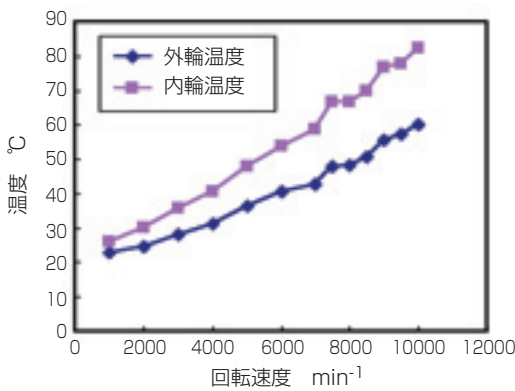
図6 試験スピンドル構造
Schematic construction of test spindle

る。トルクはスピンドルに付したトルク計で測定しており、開発軸受2個のトルクに加え、回転部の風損等も含まれている。開発軸受へのエアオイル供給量は軸受1個当たり1.8 cc/hである。

結果として得られた内外輪温度を図7(a)に、トルク値を図7(b)にそれぞれ示す。図7(b)のトルク値は軸受1個あたりに換算されている。これらの図に示すように、開発軸受では内輪回転速度10000 min⁻¹まで急激な温度やトルクの上昇も認められず、本開発軸

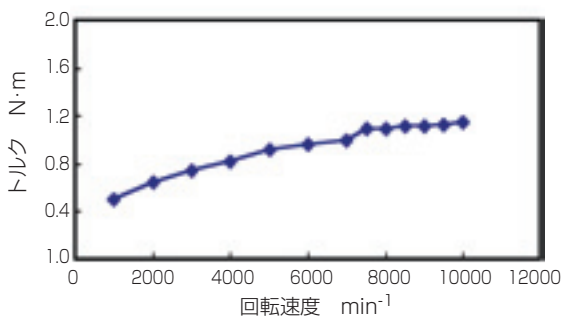
表2 スピンドル試験での軸受諸元と試験条件
Specifications of spindle test bearing and test conditions

軸 受	名 称：32020XUP4 相当(つば構造変更) サイズ：内径φ100×外径φ150×総幅34 mm 接触角：17° こ ろ：Si ₃ N ₄ 、23個 保持器：フェノール樹脂製もみ抜き保持器 外輪案内
試験条件	軸受すきま：組込み後0とする定位置予圧 軸受潤滑：エアオイル つば面のみ給油 使用ノズル径 φ0.6×12 (軸受1列) 使用油 ISO VG32 給油量 0.01 cc / 20 s (軸受1列) 外筒冷却油温度：室温±1℃



(a) 内外輪温度

Measured temperature of inner and outer ring



(b) トルク (軸受1列分)

Measured torque per bearing

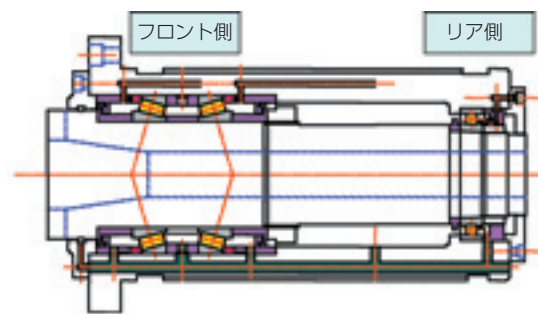
図7 開発軸受の試験結果

Test results of developed tapered roller bearing

受はエアオイル潤滑で d_{mn} 値125万を達成することが実証された。各回転速度でストロボを用いて保持器の回転速度も確認したが、滑りは認められず、正常に転がり運動していることを確認した。試験後の各軸受要素を調査した結果、変色や摩耗等の損傷は認められなかった。なお、油量減少による軌道面での油膜切れを防ぐ目的で潤滑油の粘度を特に下げることとは行わず、工作機械用潤滑油種として標準的なISO VG32を用いたが、粘度を下げることでトルクや温度上昇をさらに抑えることが可能になると考えられる。

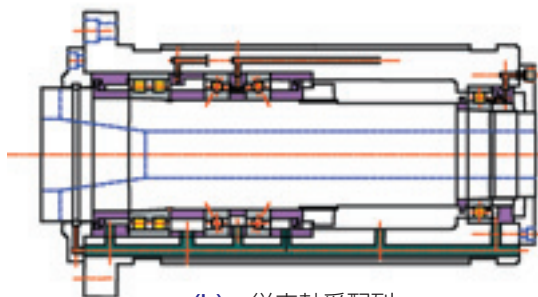
また、標準軸受32020を用いても別途試験したが、潤滑油粘度や供給油量を変化させて最も高回転を達成できた場合でも6000 min⁻¹で軸受温度が急上昇し、運転の継続は不可能であった。

さて、本開発軸受には第1章で記したように、高速回転性に加えて剛性も求められる。そこで、従来フロント側軸受として用いられている複列円筒ころ軸受とアキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の組合せとで、荷重負荷時のスピンドルの変位量の比較を、工作機械主軸に組み込んだ場合を想定して計算で確認した。開発円すいころ軸受の配列を図8(a)に、複列円筒ころ軸受とアキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の配列を図8(b)に示している。開発円すいころ軸受の諸元は



(a) 開発円すいころ軸受配列

Arrangement of developed tapered roller bearing



(b) 従来軸受配列

Conventional bearing arrangement

図8 工作機械主軸の軸受配列

Bearing arrangements for machine tool main spindle

表2と同じである。複列円筒ころ軸受はNN3020、アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受はHTA020ADBであり、ともに標準品としている。リア側には単列円筒ころ軸受N1016を配した。

スピンドルのフロント側端部に純アキシャル荷重および純ラジアル荷重を与えた場合のフロント側端部の変位量を図9(a)、(b)にそれぞれ示す。例えば、4 kNのアキシャル荷重では、開発軸受のアキシャル変位は従来軸受に比べて50%近く減少している。一方4 kNのラジアル荷重では、フロント側の軸受スパンは円すいころ軸受の方が30%程度短いにもかかわらず、変位は約80%も減少している。すなわち、アキシャル方向、ラジアル方向のどちらの荷重においても剛性が大きく向上していることが確認できる。

図8(b)の従来型軸受配列では、第1章にも記したように、アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受の高速回転性が十分でなく、エアオイル潤滑で d_{mn} 値100万

程度が限界である。したがって、開発した円すいころ軸受で支持したスピンドルは、高速性と剛性の両面において、従来の複列円筒ころ軸受とアキシャル荷重用アンギュラ玉軸受配列で支持した場合よりも高い性能を発揮できる。

4. まとめ

工作機械主軸用に剛性に優れた円すいころ軸受を用い、円すいころ軸受の難点である高速回転性を克服する目的で新たな軸受構造およびエアオイル潤滑構造を考案した。開発した内径100 mmの円すいころ軸受を試験した結果、エアオイル潤滑で過去に例のない d_{mn} 値125万の運転に成功した。工作機械主軸を支持する軸受にとって、高速回転性と高剛性は被加工物の表面品位と加工効率の向上のため今後も要求される課題である。NTNではこうした要求に応えるべく、一層の技術向上を目指す所存である。

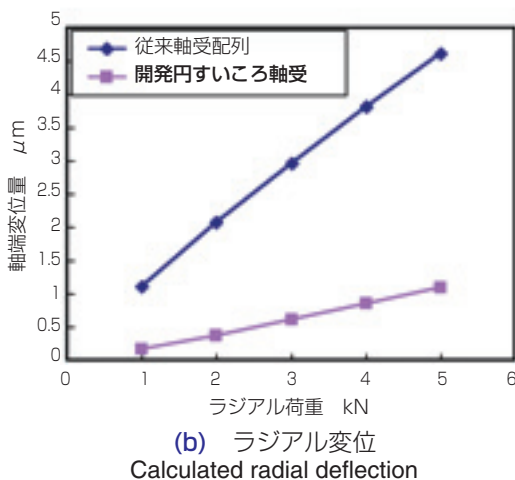
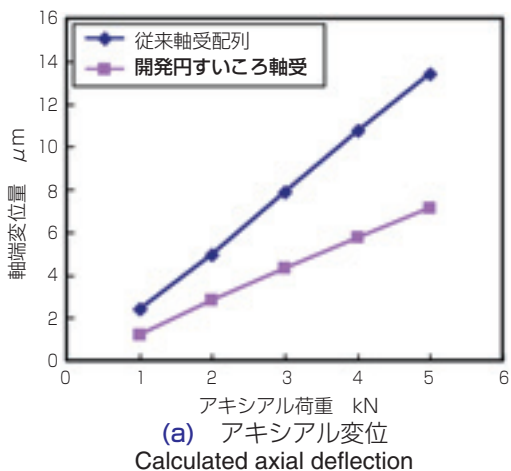


図9 開発軸受と従来軸受配列との変位量比較
Comparison of spindle end deflections between developed bearing and conventional bearing arrangements

参考文献

- 1) 三木敏雄：超高速HA型円すいころ軸受の性能と実用例，機械設計，26，10（1982）109-114.
- 2) 曾田範宗：軸受，岩波書店（1964）.
- 3) 藤原宏樹，藤井健次：油浴潤滑下における転がり軸受のトルク，精密工学会春季大会学術講演会講演論文集（2002）219.
- 4) Zhou, R. S. and Hoepfich, M. R.: Torque of Tapered Roller Bearings, ASME J. of Tribology, 113, 3 (1991) 590-597.
- 5) Gadallah, N. and Dalmaz, G.: Hydrodynamic Lubrication of the Rib-Roller End Contact of a Tapered Roller Bearing, ASME J. of Tribology, 106, 2 (1984) 265-274.

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

[製品紹介]

工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受

～内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けたジェット潤滑～

Minimum Quantity and Cooling Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool



古山 峰夫* Mineo KOYAMA

工作機械主軸軸受の超高速化と高剛性の両立を目的に、内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けたジェット潤滑『MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受』において、定位置予圧方式で d_{mn} 360万の高速運転を達成した。本稿にて開発概要を紹介する。

MQCJ lubrication angular contact ball bearing has the jet lubrication that installs cooling inner ring and a best minimum quantity lubrication mechanism for raceway. It was developed so that super-high-speed-up and high rigidity of machine tool applications may coexist, and it was succeeded in practical use by the high speed driving of d_{mn} 3.6 million in fixed-position preloading. It is introduced the outline of development by this text.

This new jet lubrication was named MQCJ lubrication (omission name of the initial of Minimum Quantity and Cooling Jet).

1. まえがき

工作機械主軸の回転速度は、金型加工用のマシンングセンタ等、加工表面の品位向上、並びに加工効率の向上を目的に一層の高速化要求があり、エアオイル潤滑やオイルミスト潤滑による高速化が進められてきた。NTNでは2004年に内輪端面に形成したスクープに潤滑油を噴射させる新しいジェット潤滑機構を開発し、アンギュラ玉軸受の定圧予圧方式にて d_{mn} 500万の高速運転を可能にし、且つエアオイル潤滑並みの動力損失を実現した。今回、市場の要求に合わせ、定位置予圧方式での開発を進め、運転初期の予圧荷重を確保した上で、 d_{mn} 360万の高速運転を達成した。本稿では、その特長と評価試験結果について紹介する。

なお、今回この新しいジェット潤滑をMQCJ潤滑 (Minimum Quantity and Cooling Jetの頭文字の省略名称) と名づけた。

2. MQCJ潤滑機構の特長

2.1 内輪をジェット冷却

図1にMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の構造を示す。主軸の高速運転では遠心力による内輪の膨張並びに、軸受の発熱による内輪・外輪の温度差により予圧が増大する。また外筒冷却が実施される場合、外輪側は積極的に冷却されるが、放熱面で不利な内輪側は外輪側に比べ温度が高く熱膨張量も大きくなり予圧は益々増大する。本潤滑機構では、先ず内輪端面に形成したスクープに潤滑油を噴射させ内輪を積極的に冷却し、予圧の増大を抑えることを特長としている。

2.2 転動面への最適少量潤滑機構の採用

従来のジェット潤滑では、軸受内部を通過する潤滑油量が多いために、高速運転時の攪拌抵抗により動力損失が大きくなることが課題となっていた。本潤滑機構では、スクープに噴射した潤滑油がスクープ内径面

*産機商品本部 産機技術部

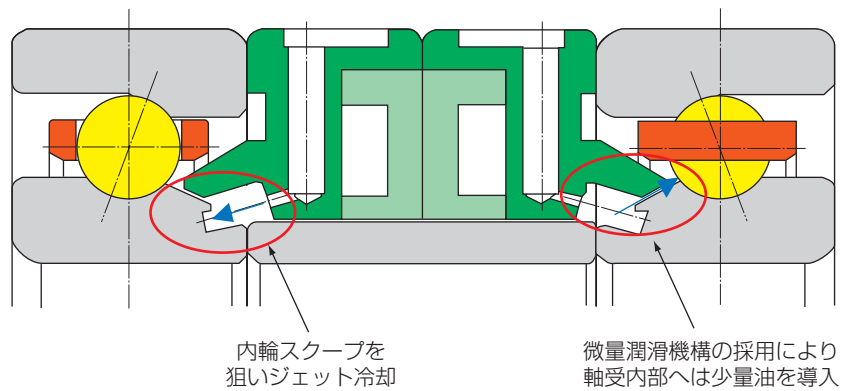


図1 軸受及びノズル付外輪間座
Bearing and spacer design

に付着し、遠心力と表面張力によって内輪外径の円すい面に移動し、少量の潤滑油のみ軸受内部に供給される。円すい面と外輪間座のすきまが軸受内部に入る潤滑油を制限することで、多くの潤滑油は内輪の冷却に使用され、少量の潤滑油のみが軸受内部を貫通するため、動力損失が小さくなることを特長としている。

2.3 軸受潤滑油と外筒冷却油を兼用

図2に本潤滑システムの概要を示す。エアオイル潤滑や、オイルミスト潤滑に代表されるように、工作機械主軸では一般的に軸受の潤滑油と外筒冷却油は個別に設定され、それぞれの供給装置を設けている。本潤滑機構では1つの油供給装置から軸受部と外筒冷却部にそれぞれ油を供給し、使用された油は排油ポンプで回収される。外筒冷却油と軸受潤滑油を兼用することで、付帯設備の簡素化も可能となる。

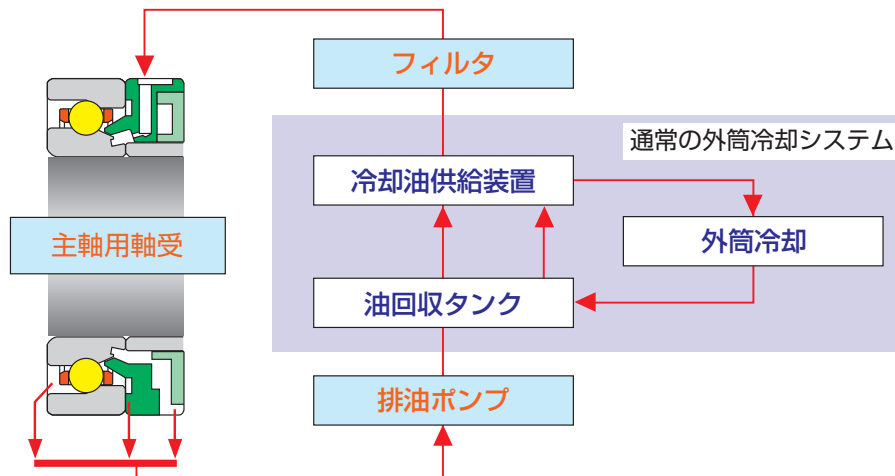


図2 MQCJ潤滑システムの概要
MQCJ lubrication system

3. 試験結果

表1に試験条件、図3に試験機の構造を示す。試験機の構造においては、寸法の制約からフロント側軸受(下部)のみ、MQCJ潤滑機構を採用している。(リア側はエアオイル潤滑) 図4に潤滑油供給油量を変えた場合の外輪温度上昇、図5にその場合の動力損失の結果を示す。立軸、組込後予圧荷重ON(アキシアルすきま0)の条件で、 $d_{mn}360$ 万を超えても安定した運転が可能であり、外輪の温度上昇も 50°C 未満である。またその際の動力損失も 8kW 以下であった。

図6に組込後予圧荷重ON及び 150N の外輪温度上昇の測定結果を示す。組込後予圧荷重 150N では、ONに比べ温度上昇が高いものの、 $d_{mn}360$ 万を超え、かつ、外輪温度上昇も 50°C 以下であり、実用化の目安になると考える。図7に軸姿勢(立軸、横軸)の場合の外輪温度上昇の測定結果を示す。軸姿勢に関係なく

同等の温度上昇であり、本構造はいずれの姿勢でも使用可能である。

表1 試験条件
Test condition

試験軸受	内径φ70×外径φ110×幅20 mm
接触角	20°
予圧方式	定位置予圧
組込後予圧荷重	0, 150 N
主軸姿勢	立, 横
潤滑油・冷却油	ISO VG1.5
軸受部供給油量	0.8, 1.5, 3.0 L/min
外筒冷却	モータ部のみ実施
外筒冷却油温	20℃
軌道輪材質	特殊浸炭鋼
転動体材質	セラミックス Si ₃ N ₄
保持器材質	フェノール樹脂

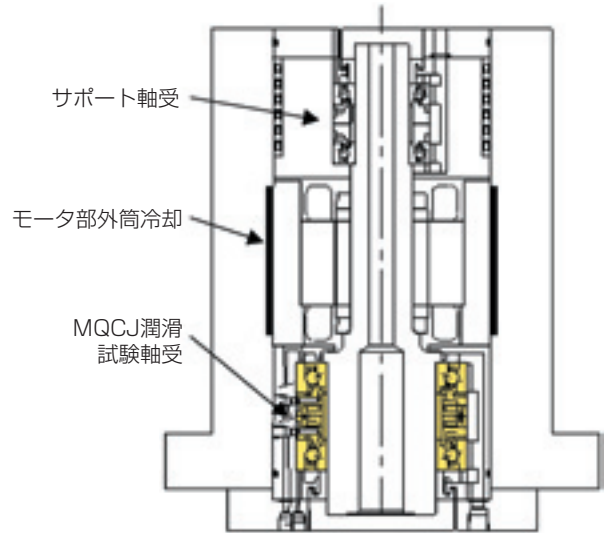


図3 試験機構造
Schematic construction of test spindle

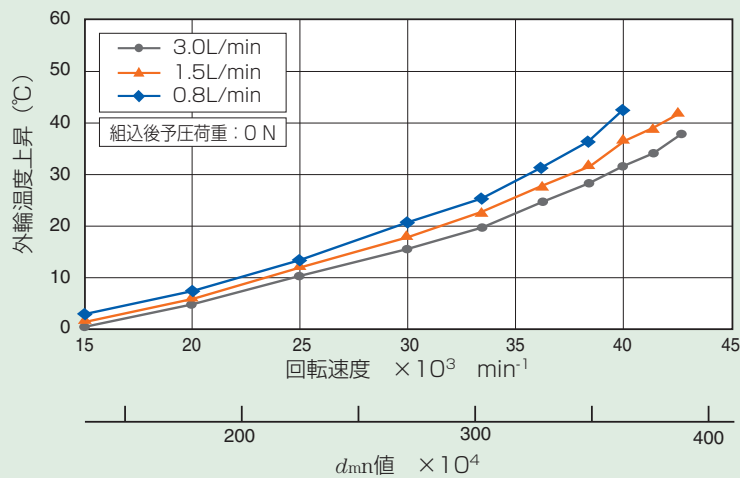


図4 潤滑油量と外輪温度上昇
Affect of amount of lubricant on outer race temperature

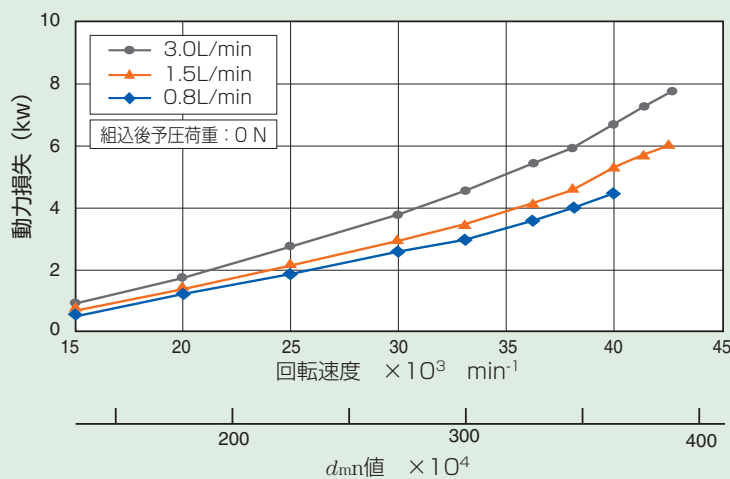


図5 潤滑油量と動力損失
Affect of amount of lubricant on power loss

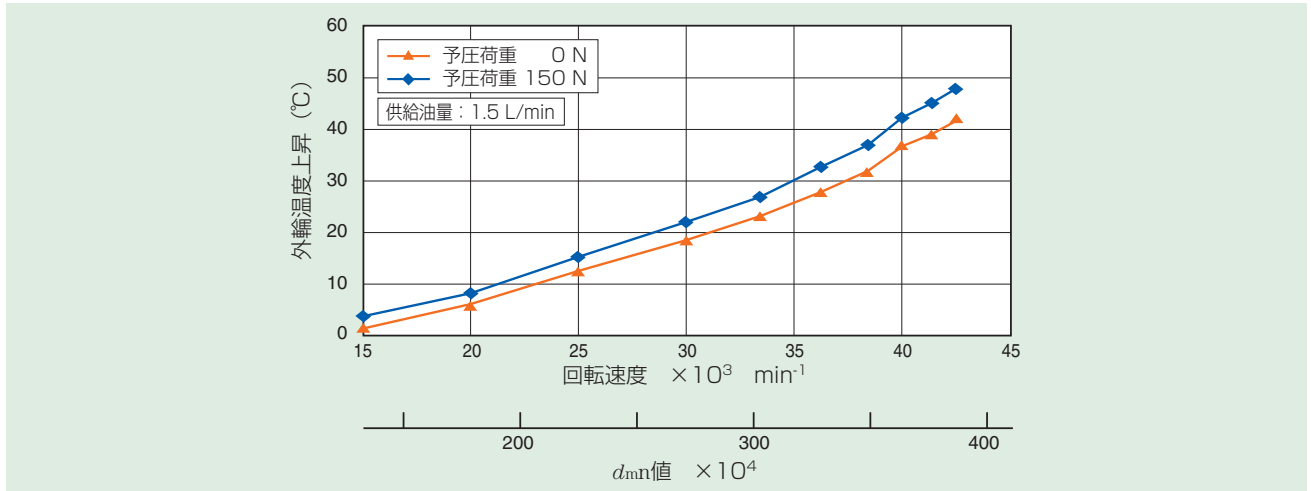


図6 組込後予圧荷重と外輪温度上昇
Initial preload after mounted with DB set on outer race temperature

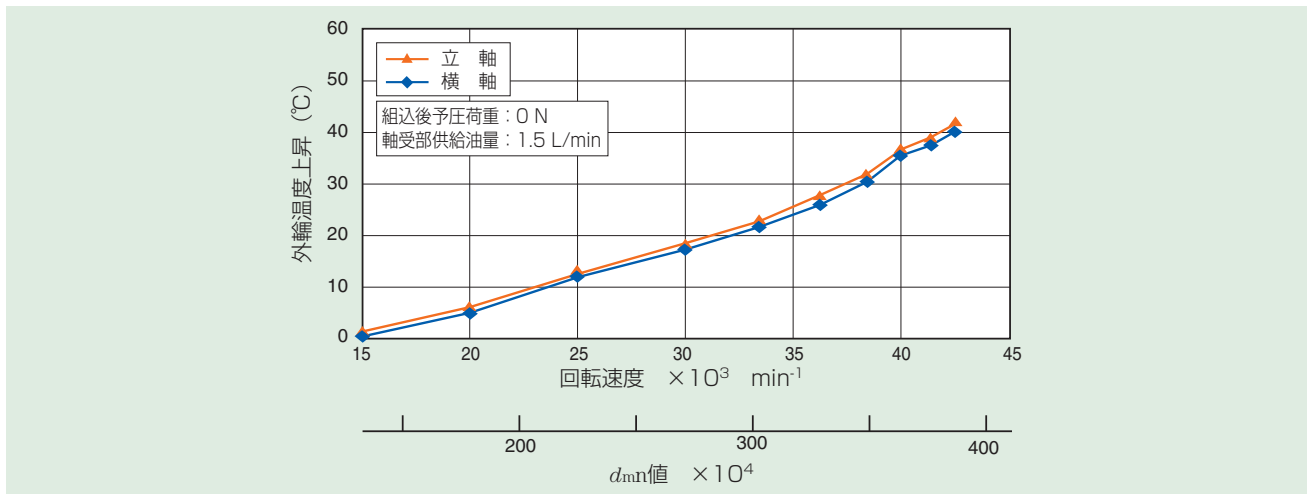


図7 軸姿勢と外輪温度上昇
Main spindle orientation on outer race temperature

4. まとめ

今回、MQCJ潤滑の採用によりアンギュラ玉軸受／定位置予圧方式において d_{mN} 360万の高速化が可能であることを確認した。今後、工作機械主軸用軸受の高速、高剛性、高精度化に貢献できるものとする。

執筆者近影



古山 峰夫
産機商品本部
産機技術部

参考文献

- 1) 赤松良信・森正継：工作機械用環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受の開発 **NTN TECHNICAL REVIEW** No.72 (2004) 6.

[製品紹介]

$d_{mn}170 \times 10^4$ シール付超高速アンギュラ玉軸受 “新BNSタイプ”

$d_{mn}170 \times 10^4$ Sealed High-speed Angular Contact Bearing “New BNS Type”



小杉 太* Futoshi KOSUGI

アルテージシリーズ・シール付高速アンギュラ玉軸受BNSタイプの許容 d_{mn} 値は $d_{mn}140 \times 10^4$ であるが、内部設計の最適化および新グリースの採用により世界最高速レベルである $d_{mn}170 \times 10^4$ の高速化を可能とした。本稿ではその“新BNSタイプ”について紹介する。

Limiting d_{mn} value of sealed high-speed Angular contact bearing BNS type is $d_{mn}140 \times 10^4$.

This time, the speed-up of $d_{mn}170 \times 10^4$ (The world highest speed level) was enabled by optimized internal design and new grease. New grease improves the Running-in operation for main spindle bearing. It corresponds to the small machining center and tapping machine by making it to the series up to the small diameter size of $\phi 20$ mm bore.

1. はじめに

JIMTOF2002においてアルテージシリーズを紹介してから既に4年が経過しようとしている。アルテージシリーズ開発の目的は工作機械主軸の高速化・高機能化への対応にあったが、主軸の高速化は単に回転速度の増加だけでなく、急加減速運転に適したビルトインモータ化による発熱源の増加、危険速度向上のための全長短縮等も合わせ、主軸を支える軸受に新たな課題を与えた。遠心力、雰囲気温度の上昇、軸受スピンの短縮は軸受の内部予圧量を増大させ、使用条件は一段と厳しさを増した。そこで新たに高面圧条件下での高速回転の使用にも耐え得るアルテージシリーズ標準アンギュラ玉軸受（HSEタイプ）を開発しこれまで市場へ投入してきた。

アルテージシリーズは高速性だけでなく環境面にも配慮した、環境対応型軸受、シール付アンギュラ玉軸受など広範囲な顧客ニーズに応えられる12タイプを用意している。

本稿では、既存のBNSタイプをベースに内部設計の最適化に加え、新グリース「SE-1」、内外輪に特殊浸炭鋼を採用し定位置予圧で世界最高速レベルである $d_{mn}170 \times 10^4$ の高速回転を可能としたシール付アンギュラ玉軸受“新BNSタイプ”の製品開発について紹介する。

2. 世界最高速レベル($d_{mn}170 \times 10^4$)の超高速シール付アンギュラ玉軸受“新BNSタイプ”の開発

2.1 開発のポイント

工作機械主軸軸受には、主に加工時間短縮の点から高速化・高剛性化、加工精度向上の点から低温度上昇や回転精度の高精度化、環境への優しさの点から油量の削減やグリース潤滑の採用が求められている。その中でも特に市場のニーズとして求められているのは環境に優しく、取り扱いも簡単なグリース潤滑の採用であり、アルテージシリーズグリース潤滑シール付アン

*産機商品本部 産機技術部

ギョラ玉軸受が市場で好評を得ている。

しかし、現行のグリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受の許容 $d_{mn}140 \times 10^4$ を超える高速化ニーズへの要求も強く、潤滑寿命の点から微量給脂ユニットや軸受間座のグリース給脂システム（当社新グリース潤滑システム）が提案されている。

グリース潤滑を採用する場合の重要性能は長期耐久性であり、一般には20,000時間以上が求められる。グリース潤滑主軸軸受の長期耐久性を確保するには、軸受の低温度上昇化、転走面付近へのグリースの保持と長期間の基油の供給、軸受に隣接して設置されるビルトインモータの発熱に対する耐久性が必要である。また、低コストであることも重要なニーズである。

そこで現行のグリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受の内径、外径、幅寸法はそのままに超高速化ニーズへの対応として世界最高速レベルの新BNSタイプを開発した。新BNSタイプは従来エアオイル潤滑等の油潤滑が必要となる高速回転主軸のグリース潤滑化を可能にし、主軸コストの低減が可能である。現行BNSタイプに対し、高速化に適した内部設計の見直しにより、従来比20%アップの世界最高速レベルの $d_{mn}170 \times 10^4$ において、主軸の温度上昇も現行並に抑えた安定した運転を実現した。

また、新グリースの採用により、初期慣らしの容易性確保、ビルトインモータの熱影響対策を進め、20,000時間以上の耐久性の確保も可能であると判断している。

新BNSタイプは、小型マシニングセンタ、タッピングセンタへの対応も考慮し、軸受内径 $\phi 20 \sim \phi 100$ mmをシリーズ化する予定である。

2.2 最適設計

現行BNSタイプをグリース潤滑で更に高速回転を可能とするためにまず内部設計の見直しを行なった。玉径、個数、溝曲率等を最適組合せとし、軸受昇温を抑えることでグリース寿命へ与える影響を小さくすると共に内部面圧の増加を抑制し、剛性低下も最小限に抑えた設計とした。（図1）また高速回転する転動体のより近くにグリースを保持させ、グリースの潤滑性能を十分発揮させるべくBNSタイプでも採用しているグリースポケットを採用した。（図2）

さらに高速領域での使用に際してはフープ応力が問題となる場合があるため、軌道輪は浸炭鋼をベースに合金成分を最適化した特殊浸炭鋼を採用した。

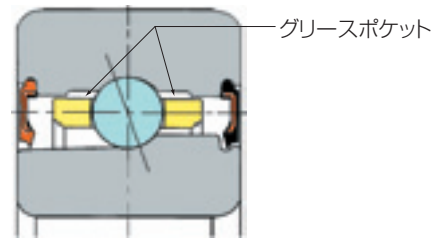


図2 開発品断面図
New design

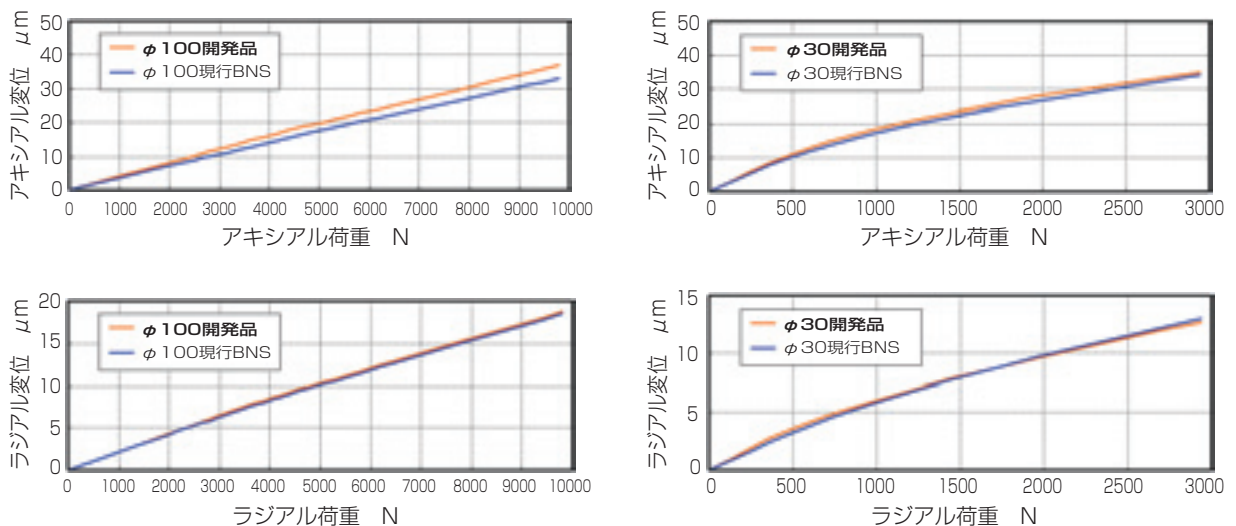


図1 剛性線図
Rigidity graph

性能試験では開発目標である $d_{mn}170 \times 10^4$ ($d_n135 \times 10^4$)を上回る $d_{mn}190 \times 10^4$ ($d_n150 \times 10^4$)まで評価運転し、現行品に対して開発品が低温度上昇であることを確認した。(図3)

なお内径 $\phi 100$ mm軸受、 $\phi 30$ mm軸受で軸受温度上昇値が同じ d_{mn} 値で異なっているのは試験機構造の違いによるものである。(図4)

2.3 グリース寿命(潤滑寿命)に関して

主軸軸受の潤滑仕様を決定する上で重要視されるのがグリース寿命(潤滑寿命)である。グリース寿命はその使用環境に大きく影響される。特に使用温度、軸受荷重(予圧量)、異物(切削粉他)の侵入が大きな要因として挙げられる。

実機の主軸は試験機と異なり製品加工時に使用されるクーラントの侵入を防ぐためにその密封性が高く、

熱が内部にこもる傾向が強い。また主軸のコンパクト化も軸受間距離を接近させ放熱し難くなっている。放熱が悪ければ昇温が大きくなり、さらに加工荷重が加わればより温度上昇を高めることになり結果としてグリース寿命低下に繋がる。この傾向は外筒冷却が無い場合、より顕著になる。

主軸に外筒冷却等の冷却構造を設けるか否かでも軸受温度は大きく変わり、それがグリース寿命へ与える影響も少なくない。

そこで今回の開発品には新グリースを採用しているが、新グリース開発時にはスピンドル形態の試験機を新設し、外筒冷却は実施せず出来るだけ実機に近い条件で試験することでグリース耐久データの信頼性にも配慮した。

なおシール付軸受のシールの役割はグリース保持がメインであり、クーラントの侵入を防ぐことは機能上

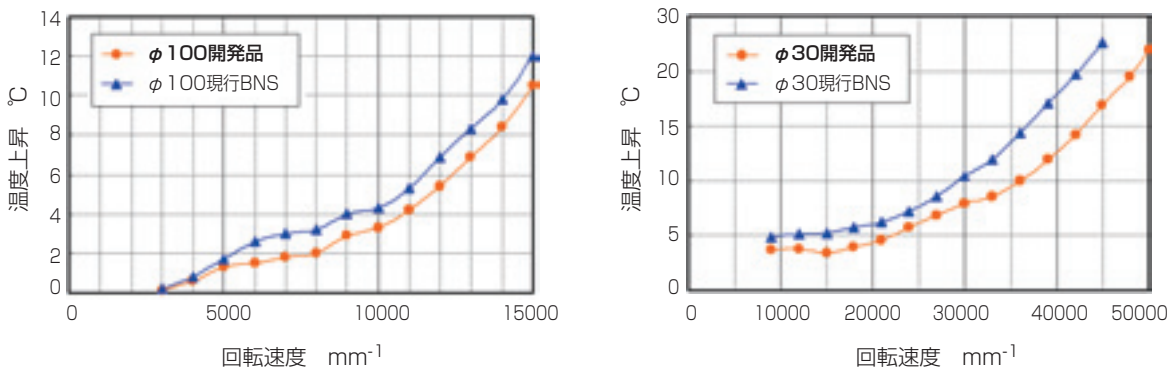


図3 内径 $\phi 100$ mm軸受および $\phi 30$ mm軸受温度データ
Temperature rise test results

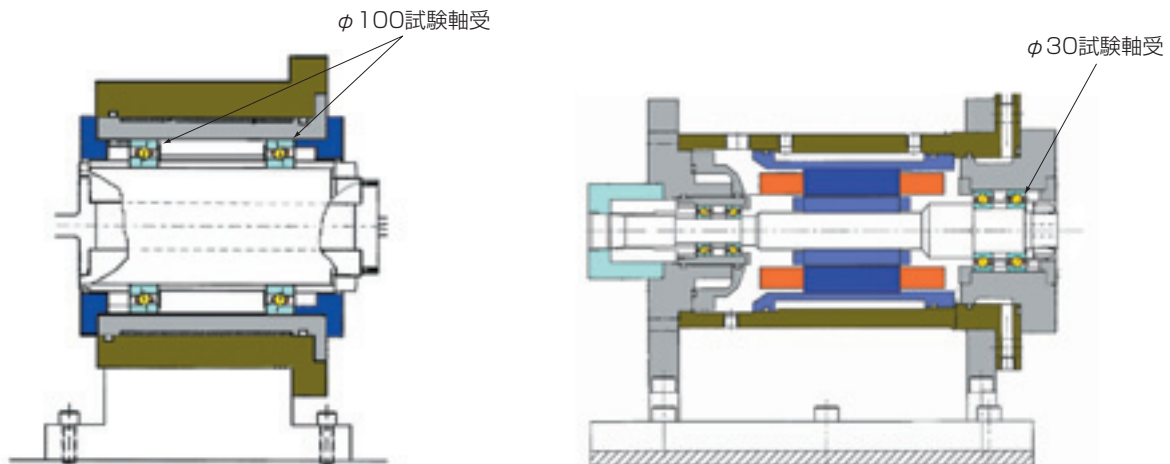


図4 試験機概略図
Test machine

できない。実機主軸において異物（切削粉他）が侵入することは少ないが、クーラントが軸受内部に侵入するとグリースちょう度を変化させ、グリースを流出させたり、硬化させてしまい本来の潤滑機能を発揮できなくなり回転不具合に繋がるため、注意が必要である。

2.4 新グリース「SE-1」の開発

BNSタイプでは標準グリースとして「MP-1」（ウレア系増ちょう剤＋合成油）を封入している。本グリースは高速モータでの実績とASTM D 3336に準拠したCRCグリース高温寿命試験においても長寿命の結果が得られている点からBNSタイプに採用し、工

作機械主軸用グリースとしても多くの実績を残してきている。採用当初実施したアンギュラ玉軸受による耐久試験において $d_{mn}140 \times 10^4$ （内径 $\phi 100$ mm \times 11000 min⁻¹ 外筒冷却有り）でも20000時間の耐久性能を確認しており高い潤滑性能を示していた。（図5）

一方で工作機メーカに広く使用されている主軸軸受用汎用グリースに比べて基油粘度が40.6 mm²/s（40℃）とやや高く（図6）、外筒冷却を実施していない場合には慣らし運転において稀に外輪温度が60℃を超える事例が見受けられ、「慣らし運転の容易さ」の面からは改善の余地を残していたといえる。

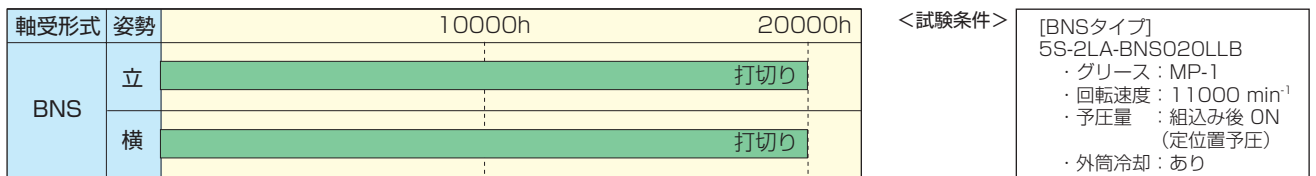


図5 BNS耐久性能
Durability test results of BNS type

グリース銘柄	主軸軸受用汎用グリース	MP-1	SE-1
増ちょう剤	バリウムコンプレックス石鹼	ウレア系	ウレア系
基油	エステル油	合成油	エステル油
基油粘度 (40℃ mm ² /S)	20	40.6	22
使用温度範囲 (℃) 【参考】	-60~+130	-40~+150	-50~+120

図6 グリース性状
Grease properties

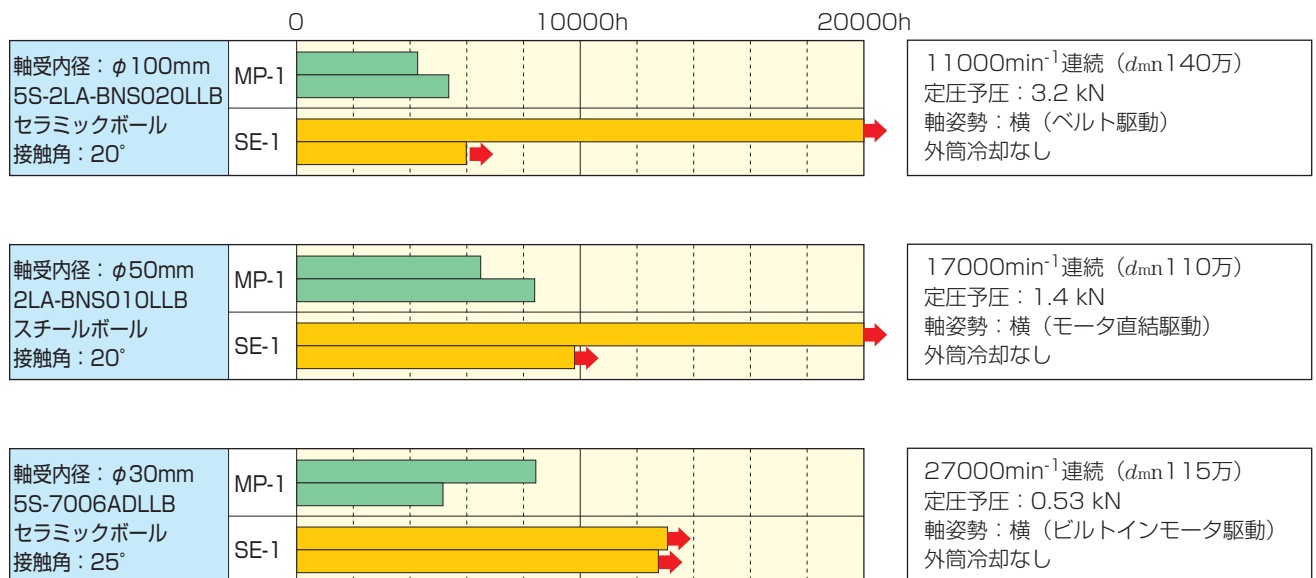


図7 外筒冷却無し条件でのBNS耐久性能
Durability test results (jacket cooling)

また前述の耐久性能確認では $d_{mn}140 \times 10^4$ という高速条件でもあり外筒冷却実施を前提とした試験を実施してきたが、外筒冷却を実施しない条件下での耐久性能の要求も出てきている。耐久試験データの一例を図7に示す。

「慣らし運転の容易さ」, 「外筒冷却を実施しない条件下での耐久性能」これら2つの課題に対応すべく「SE-1」グリースを開発した。

SE-1は増ちょう剤にせん断安定性に優れたジウレアを使用しており、低速から高速回転に幅広く対応可能である。また基油には耐熱性および酸化安定性に優れたエステル油を採用しグリース寿命延長に寄与して

いる。基油粘度は $22 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C) であり、「慣らし運転の容易さ」に関しても配慮している。(図8)

現在SE-1封入の開発軸受を背面組合せ(DB配列)の定位置予圧で高速耐久試験を実施している。(図9) 回転速度は内径 $\phi 100 \text{ mm}$ 軸受が 13500 min^{-1} , $\phi 30 \text{ mm}$ 軸受は 40000 min^{-1} である。主軸の回転速度として $d_{mn}170 \times 10^4$ は十分高速領域といえ、機能面からも外筒冷却が必要な領域であり本耐久試験でも外筒冷却を実施している。軸受温度は安定して推移している。

<試験条件>
 5S-2LA-BNS010LLBDB
 $0 \sim 20000 \text{ min}^{-1}$
 組込み時予圧量: 98 N
 外筒冷却: なし

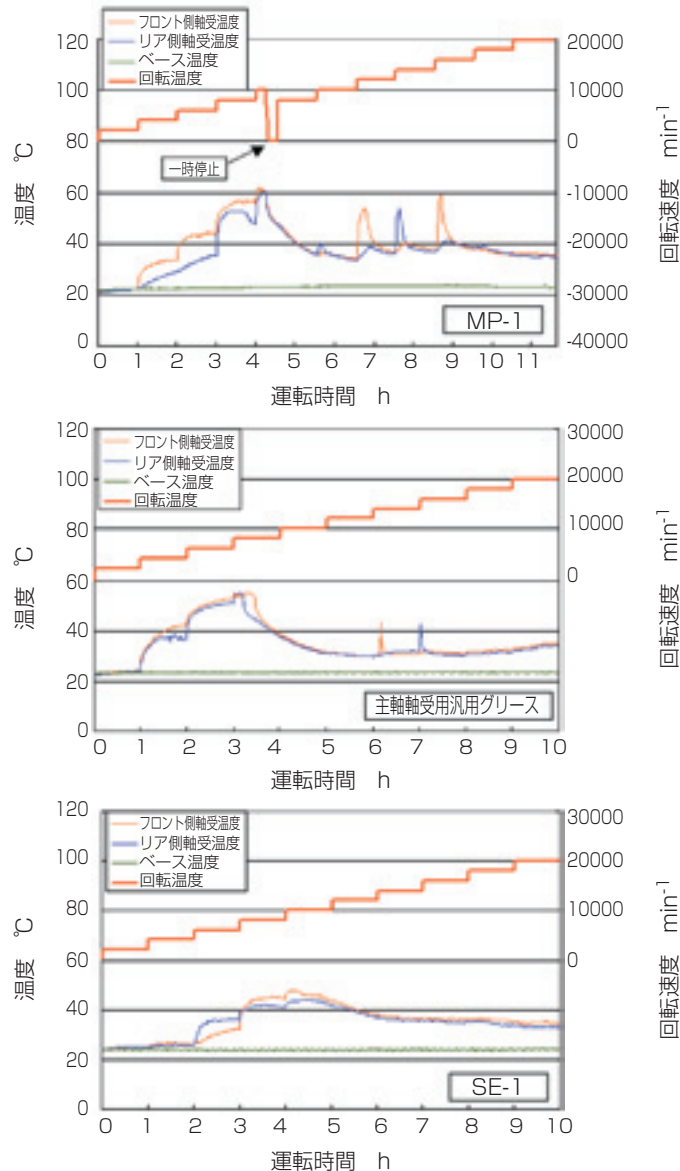


図8 各グリースでの慣らし運転
 Running in operation

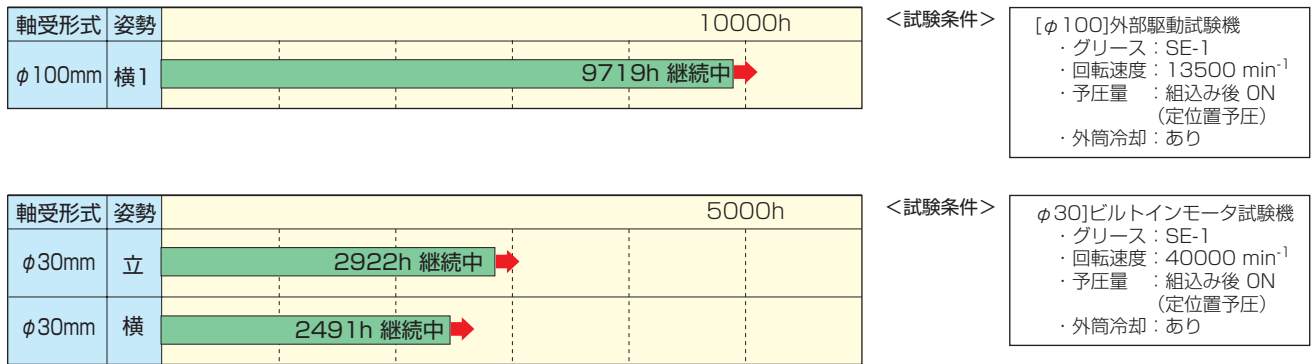


図9 耐久試験結果
Durability test results

3. おわりに

新BNSタイプの開発経緯について述べてきたが、軸受温度上昇を抑えるとともに転走面へ如何に潤滑油を供給するかが高速グリース潤滑の重要なポイントである。

現在 $d_{mn}170 \times 10^4$ において耐久試験を継続中であるが、今後より高速回転に適したグリース開発へも注力していきたい。

執筆者近影



小杉 太
産機商品本部
産機技術部

高精度加工機用エアスピンドルの開発 Development of Aerostatic Bearing Spindle for Precision Machine Tool



堀内 照悦* Teruyoshi HORIUCHI
青野 和幸* Kazuyuki AONO
日吉 博昭* Hiroaki HIYOSHI

精密加工で使用されるエアスピンドルの課題は、剛性の向上と軸伸びの抑制および安定化である。NTNは軸受部設計の見直し、冷却機構の設置と適切な材料の選定により、上記の課題に応える加工用エアスピンドルを開発した。本内容を採用した試作エアスピンドルの性能評価結果について説明する。

Main issues of aerostatic bearing spindle in precision machining region are increase in stiffness and reduction of thermal displacement of work position. To meet such demands NTN has developed new aerostatic bearing spindle for precision machining by review of bearing part design, cooling mechanism, and material selection. Result of performance evaluation test of the prototype air bearing spindle is described here.

1. はじめに

携帯電話やDVDレコーダ等の需要拡大に伴い、非球面レンズ等の精密金型の生産性を向上させることが強く求められている。このような小型の精密金型を製造する超精密加工機には、静圧気体軸受を用いた精密エアスピンドルが多く採用されており、生産性を向上させるために、エアスピンドルの高速化と高精度化を同時に実現する必要がある。

NTNでは、静圧気体軸受を応用して光ディスクの原盤記録装置や磁気ディスク検査装置に用いられる高精度のエアスピンドルを長年にわたり供給している。今回、この技術をもとに、高速かつ高精度な加工機用エアスピンドルを開発した。

2. 加工機用エアスピンドルの課題

エアスピンドルは一般的に図1に示すように、回転軸の半径方向を支持する2個のジャーナル軸受、軸方向を支持する一組のスラスト軸受、駆動用のACサーボモータ、回転検出用のロータリエンコーダで構成されている。回転軸は厚さ数 μm の空気膜の圧力によって軸受に対して非接触の状態で作支持され、モータとロータリエンコーダについても非接触タイプを採用している。固定部に対して完全に非接触の状態で作回転軸を支持する事により、回転に対する摩擦抵抗を小さく抑え、超高精度な回転制御を実現している。

加工機用エアスピンドルにおいては、基本的な構成に加え、剛性を高める為の軸受構成、加工に必要なトルクを確保するための高トルクモータ、そしてワークを吸着する為の真空チャック機構が必要になる。また、モータや軸受部での発熱に対する冷却機構等の熱変形対策、さらに検査装置用エアスピンドルとは設置される環境が異なるため、切削粉やクーラントミストが軸受に進入することを防ぐシール機構が必要になる。

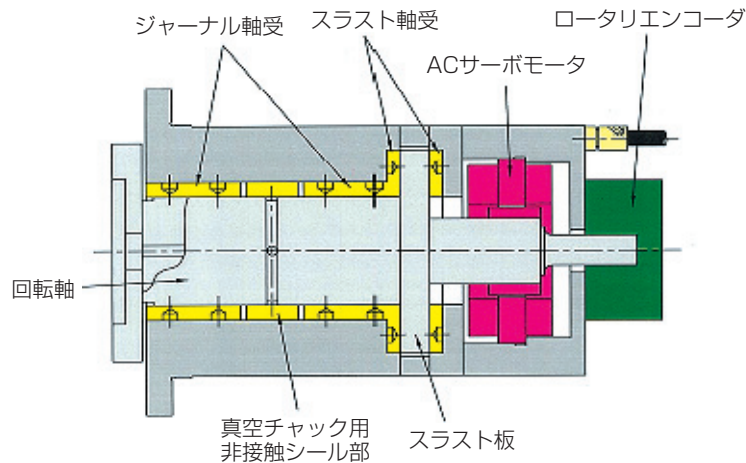


図1 エアスピンドルの構造
Structure of air spindle

3. 試作スピンドルの仕様

今回試作した加工機用エアスピンドルの仕様（目標値）を表1にまとめる。

従来は、この種のスピンドルの最高回転速度は、10,000r/min程度であったが、今回は20,000r/minとした。また加工精度を確保するために、検査装置用エアスピンドルと同等のNRRO（非繰返し振れ精度）と、定常回転時におけるチャック面の軸方向位置変動を1μm以下に抑えることが必要とされた。

表1 主な仕様
Specifications

最高回転速度	20,000 r/min	
軸受給気圧力	0.49 MPa	
ラジアル剛性	45 N/μm	
アキシャル剛性	227 N/μm	
NRRO	ラジアル	0.010 μm以下
	アキシャル	0.010 μm以下
チャック面位置変動	定常回転時 1 μm以下	

4. 加工機用エアスピンドルの構造

① 高い剛性と高精度の実現

加工機用エアスピンドルの構造を図2に示す。剛性を高めるため、ジャーナル軸受をスラスト軸受の前後の4箇所に配置している。さらに高精度を実現するために、ジャーナル軸受の給気孔配置を最適化して、回転軸の形状誤差と給気孔配置の相互作用によって発生する高次振動を抑制するとともに、軸受の動剛性の向

上を図った。

② 高トルクの確保

駆動部の高トルク化と、スピンドル外径寸法のコンパクト化を両立するため、モータを2個連ねる形式により、通常の2倍のトルクを確保した。

③ 切削粉、クーラント対策

ワークを固定するための真空チャック機構に関しては、吸気口を従来よりも軸受と離れた位置に配置し、チャック部からクーラント液が浸入した場合でも、軸受部に入りにくい構造とした。また、切削粉やクーラント液の軸受への進入を防ぐために、非接触のエアシールを採用した。これは回転軸と固定部（ハウジング）との間に狭い隙間を設け、その隙間から圧縮空気を噴出させて、切削粉やクーラント液が軸受に侵入するのを防ぐものである。

④ 発熱対策

静圧気体軸受は発熱が小さいことが特徴であるが、高速回転させる場合には、軸受隙間での気体の剪断による発熱が無視できない。また、今回の試作スピンドルでは、モータの発熱も従来機と比較して大きくなる。このため、モータ部および軸受部のハウジングを水冷構造とし、スラスト軸受をワークに近い位置に配置し、さらに、低熱膨張材で各部品を構成する事により、発熱による熱変形を抑制し、チャック面の位置変化を小さく抑えている。さらに、モータ固定子の内径側に冷却用の圧縮空気を供給するための給気口を設けた。

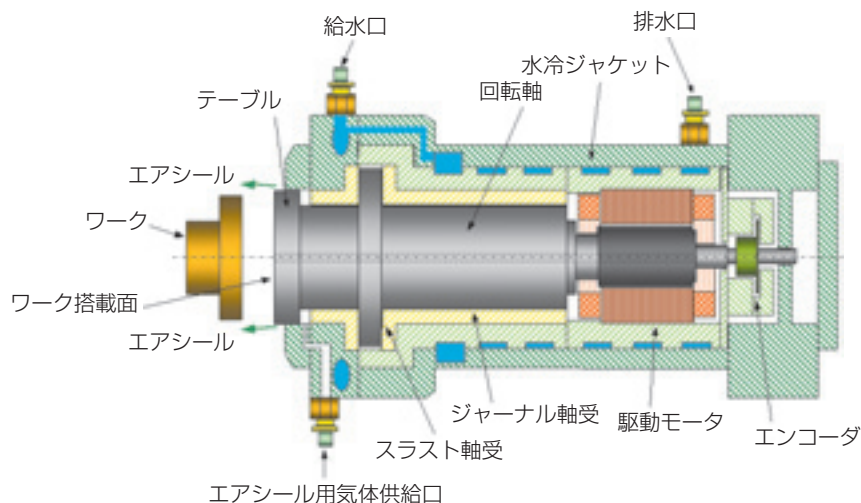


図2 加工機用エアスピンドルの構造
Structure of the air spindle which we developed

5. スピンドル評価試験

試作スピンドルに実際のワークを想定したダミーワークを搭載した状態で、精度評価試験を行った。振れの測定には静電容量式非接触変位計を使用し、図3に示す位置で測定した。また、ジッタ（回転周期変動）は、ロータリエンコーダのZ相信号（1パルス／回転）周期の変動を、パルスジッタカウンタによって測定した。非繰返し振れ（NRRO）の測定結果を表2、ジッタ（回転周期変動）測定結果を表3に示す。低速から最高速まで良好な結果が得られている。

また、熱変形対策の評価として、スピンドルが室温で静止した状態から起動し、20,000r/minで連続運転した場合のワーク位置の変化を測定した。図4に測定結果を示す。回転開始に伴って約2.5μmほど軸が伸びる方向（図3の左向き）に変位が生じているが、5～10分経過した後では、ワーク位置の変動は0.6μm程度である。

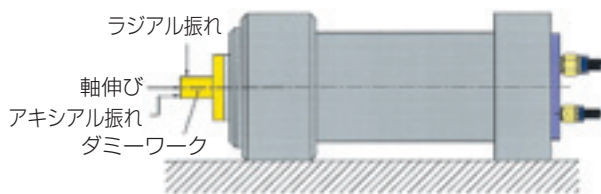


図3 振れ、変位測定位置
A measurement position

表2 NRRO測定結果
A measurement result of NRRO

回転速度 r/min	NRRO, nm ラジアル	NRRO, nm アキシャル
1000	3.75	3.75
5000	3.75	3.75
10000	3.75	3.75
15000	3.75	3.75
20000	3.75	6.25

表3 ジッタ測定結果（ダミーワーク搭載）
A measurement result of jitter (A dummy)

回転速度 (r/min)	ジッタ値 (nsec)					精度 (%)
500	213.0	180.1	190.9	205.5	195.0	0.00018
1800	82.1	72.7	68.5	84.3	67.6	0.00025
5400	33.5	28.2	27.9	31.8	26.5	0.00031
10000	20.8	21.2	17.4	21.2	18.8	0.00035
15000	14.1	12.2	11.5	13.6	14.3	0.00036
20000	9.3	10.3	10.9	10.8	10.2	0.00036

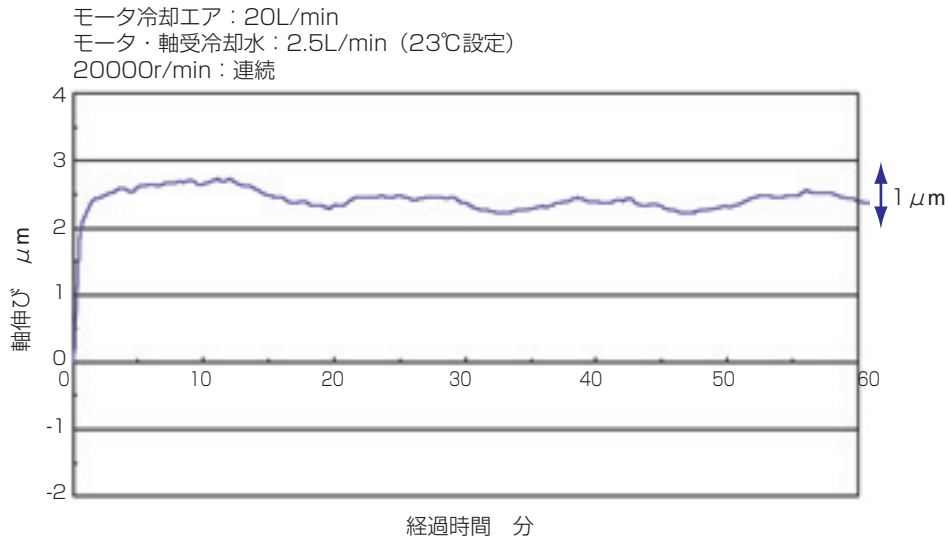


図4 ワーク加工位置の変化測定（軸伸び）
 The measurement of a work position

6. 加工試験

テストカットは超精密旋盤に本エアスピンドルを仮設置して、端面の平面加工を行い、粗さについて評価した。ナノメートルクラスの粗さが得られることを確認した。

表4 テストカットでの面粗さ（平面加工）
 Precision of cut side

加工条件	面平均粗さ (Ra)	1断面平均粗さ (Ra)
1000 r/min - A	3.127 nm	1.675 nm
20000r/min - A	2.672 nm	0.819 nm
20000r/min - B	2.386 nm	2.671 nm

A：送り2.0 mm/min
 B：送り4.0 mm/min

7. まとめ

モータの高トルク化，ミスト対策，熱変形対策等を盛込んだ，加工機用エアスピンドルを開発し，スピンドル単体での評価試験および加工試験によって実用性を確認した。

静圧気体軸受は，ナノメートルオーダの超高精度回転が可能であり，従来NTNでは，クリーンな環境で使用される検査装置や半導体製造装置等の用途を中心に実績を積んできた。今回の開発によって，加工機用エアスピンドルという，NTNにとって新たな分野に静圧気体軸受のフィールドを広げることができたと考える。今後はさらなる加工精度向上，生産性向上の要求に対応するため，精度向上と高速化という課題をより高いレベルで追求するとともに，実用性の面でも改良を進めていきたい。

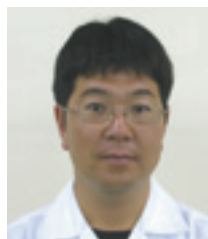
執筆者近影



堀内 照悦
 精機商品事業部
 プロダクトエンジニアリング部



青野 和幸
 精機商品事業部
 プロダクトエンジニアリング部



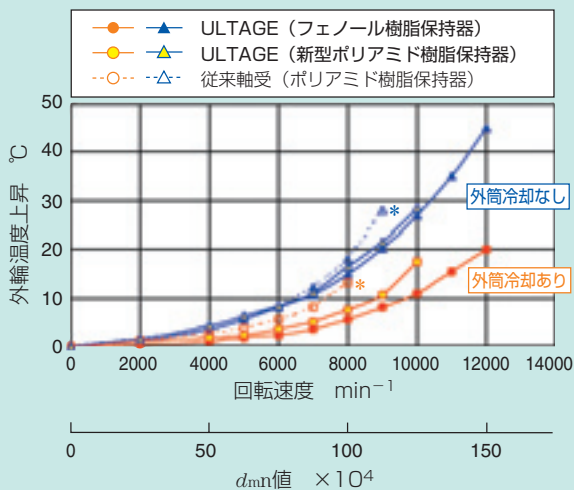
日吉 博昭
 精機商品事業部
 プロダクトエンジニアリング部

標準アンギュラ玉軸受 79U/70Uタイプ

標準シリーズで世界最高レベルの高速性，長寿命，高剛性を実現

特長

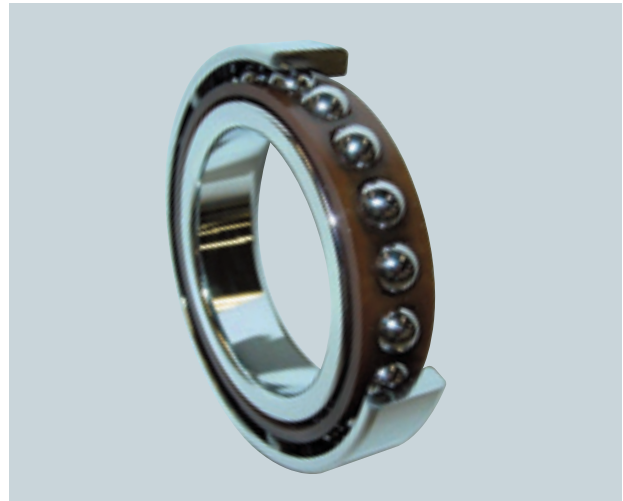
- 高速性 エアオイル潤滑 最大 d_{mn} 150万
グリース潤滑 最大 d_{mn} 95万
- 長寿命 10%寿命アップ
- 許容アキシャル荷重 2~3倍アップ



【試験条件】

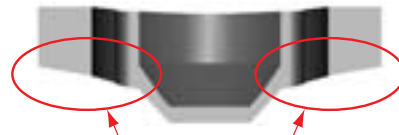
軸受品名	【ULTAGE】 7020UCDB 【現行軸受】 7020CDB [φ100mm×φ150mm×24mm×2列] [接触角15°]
組込み後予圧荷重	150N (定位置予圧方式)
潤滑方法	エアオイル潤滑
エア量	40NL/min
オイル供給量	0.03mL/5min/1ショット
油種	ISO VG32
外筒冷却	あり, なし

図1 高速運転試験 (エアオイル潤滑)
High-speed test (air-oil lubrication)



構造

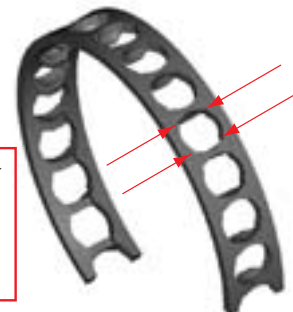
新形状樹脂成形保持器の構造



<内径のテーパ形状>

- 【エアオイル潤滑】 潤滑油の供給・排出が容易
- 【グリース潤滑】 軸受内部へのグリース封入が容易

図2(a) 新形状保持器 (ポケット部断面)
New resin cage (section of the ball pocket)



<ポケット部四隅のぬすみ>

- 【エアオイル潤滑】 潤滑油の排出が容易
- 【グリース潤滑】 グリース保持性能が向上

図2(b) 新形状保持器 (外観)
New resin cage (appearance)

用途

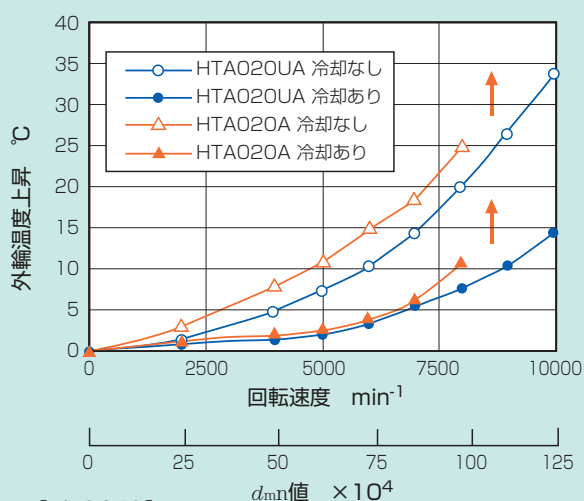
- 工作機械主軸，精密機器 など

アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受 HTA Uタイプ

アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受で世界最高レベルの
高速性，負荷容量，高剛性を実現

特長

- 高速性 エアオイル潤滑 最大 d_{mn} 125万
(当社従来比25% UP)
グリース潤滑 最大 d_{mn} 100万
(当社従来比60% UP)



【試験条件】

軸受 [α:30°]	HTA020UADB HTA020ADB (φ100×φ150×22.5×2列)
回転速度	~10000min ⁻¹
組込後予圧量	880N
潤滑方法	エアオイル潤滑
給油量	0.03mL/1ショット オイルショット間隔5min
エア流量	40NL/min
外筒冷却	あり, なし

図1 運転試験結果 [α: 30°, エアオイル潤滑]
Results of high-speed test (air-oil lubrication) (α:30°)



構造

- 高速領域での温度上昇を抑制した内部設計仕様の採用
- 油潤滑における排油性を向上した内外輪形状
- グリース潤滑時，およびエアオイル潤滑時の潤滑効率を高めたポリアミド樹脂成形保持器の転動体との接触部形状

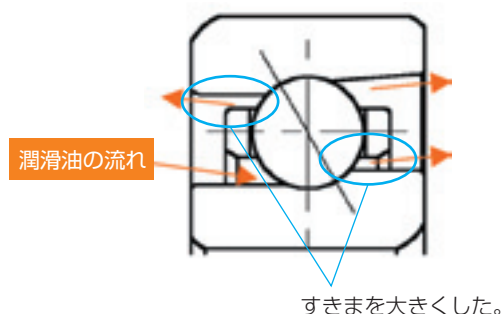


図2 潤滑油の流れ
Flow of lubricating oil

用途

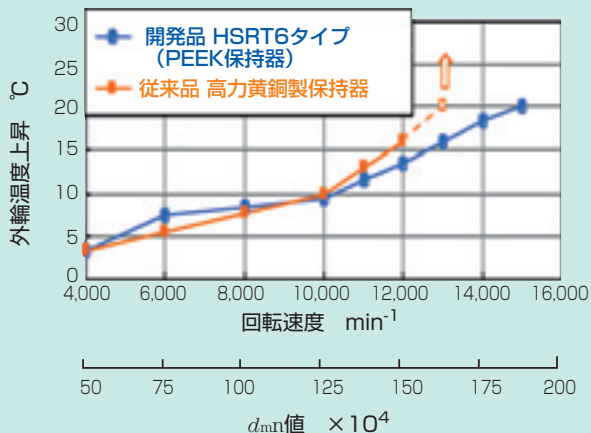
- 工作機械主軸 など

超高速・長寿命複列円筒ころ軸受

精密級複列円筒ころ軸受において、従来品の高負荷容量と高剛性を維持しつつ、世界最高レベルの高速性を実現

特長

- 高速性 エアオイル潤滑 最大 d_{mn} 175万
(当社従来比50%向上)
グリース潤滑 最大 d_{mn} 100万
(当社従来比20%向上)



【試験条件】

- [開発品 HSRT6タイプ (PEEK保持器)]
[従来品 高力黄銅製保持器]
- 軸受サイズ : NN3020K
($\phi 100 \times \phi 150 \times 37$)
 - 回転速度 : $\sim 15,000 \text{ min}^{-1}$
($d_{mn}=190$ 万)
 - 組込み後すきま: $0 \mu\text{m}$
 - 油量 : $0.02 \text{ mL}/20 \text{ min}$ (VG32)
 - エア量 : $30 \text{ NL}/\text{min}$
 - 外筒冷却 : あり

図1 エアオイル潤滑性能試験結果
Temperature rise test results (air-oil lubrication)



構造

- 内部設計の最適化，特に保持器について大幅な見直しを行なった

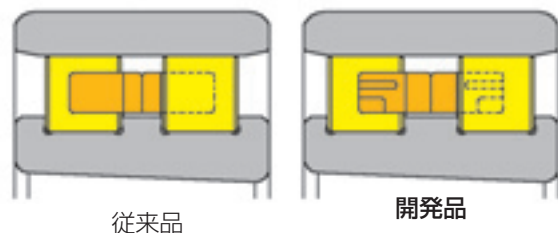


図2 従来品と開発品HSRT6タイプ
Conventional design and new design (HSRT6 Type)

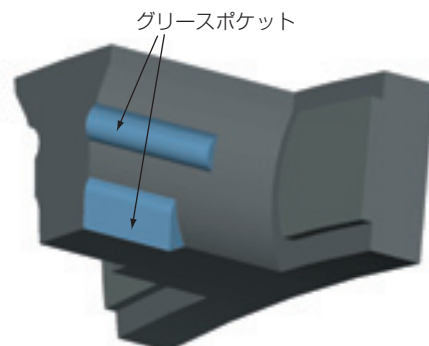


図3 保持器概略図
Drawing of the retainer

用途

- 工作機械主軸 など

高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受

グリース封入密封形深溝玉軸受での高速化を実現！



特長

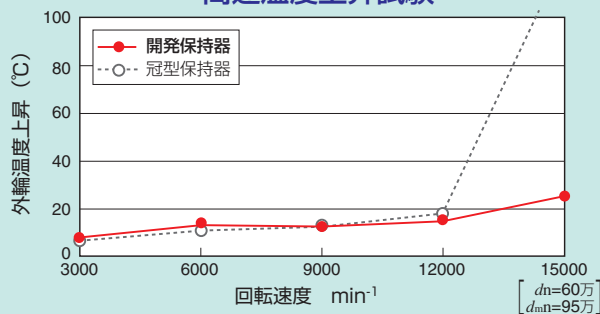
- 潤滑信頼性を高める最適設計を採用
 - ・ 新形状合成樹脂保持器
 - ・ 高速長寿命グリース
- メンテナンスフリー
 - ・ グリース封入作業不要
 - ・ 洗浄作業不要
 - ・ 寿命は3倍以上

密封形深溝玉軸受
62XX, 63XXシリーズ

d_{mn} 値 95×10^4 対応

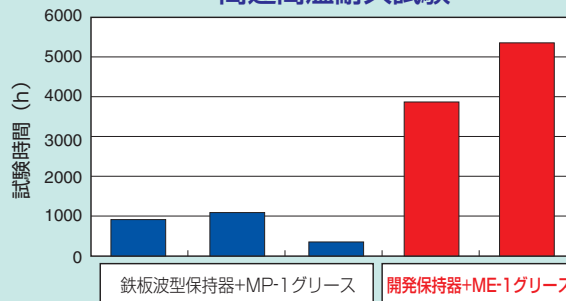
新形状合成樹脂保持器
高速長寿命グリース

高速温度上昇試験



軸受品名	6308 両側非接触シール (φ40mm×φ90mm×23mm)
グリース	両保持器仕様共にME-1グリース

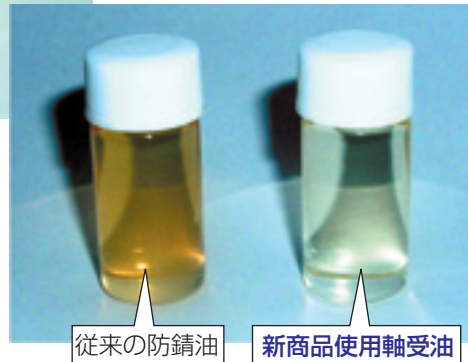
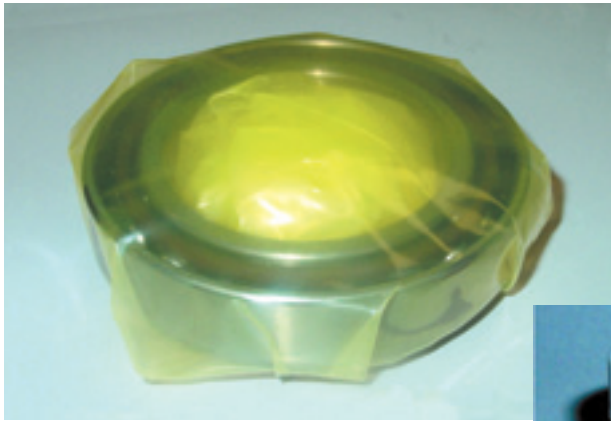
高速高温耐久試験



軸受品名	6209 両側非接触シール (φ45mm×φ85mm×19mm)
回転速度	青: n=11,111min ⁻¹ , 赤: n=13,333min ⁻¹
軸受温度	130°C (軸受外径部)

人・環境にやさしい“エコパッケージ精密軸受”

顧客での軸受防錆油を除去する洗浄作業を不要とし、
パッケージを開けてすぐに組込みが可能！



特長

『人・環境にやさしい軸受（環境対応型軸受）』

- 防錆油を除去するための洗浄作業が不要であり、大幅な作業工数の削減が可能
- 洗浄装置および洗浄油の清浄度管理が不要
- 洗浄油の廃油管理は不要

構造

- 軸受表面に防錆性にすぐれた添加物を配合したスピンドル油を塗布
- 外部を気化性防錆フィルムで特別梱包して出荷
- 防錆保証期間は、1年間

対象

- 内径φ50～φ100の精密アンギュラ玉軸受（油潤滑仕様）

用途

- 工作機械主軸 など

超高速ATスピンドル

工作機マシニングセンタ主軸に取付け可能な静圧空気軸受スピンドル



特長

- マシニングセンタ主軸に取付け可能なアタッチメントタイプ（専用工作機械が不要）
- 静圧空気軸受の採用により $150,000 \text{ min}^{-1}$ の超高速、高精度回転を実現
- 「軸一体型焼きばめチャック」採用による高精度、高剛性チャッキング
- 低振動、静粛、長寿命

仕様

最高回転数	$150,000 \text{ min}^{-1}$	モータ	定格 0.6kW 三相誘導モータ AC200V 水冷：1～2 L/min
負荷容量	アキシャル：40 N		適用工具径
	ラジアル：20 N	工具把持方式	焼きばめ式 ($\phi 6$)
静剛性	アキシャル：1.8 N/ μm	軸受給気圧	0.49 MPa
	ラジアル：1.0 N/ μm	軸受空気消費量	90 L/min (A.N.R.)
スピンドル重量	5 kg (シャンク部除く)		

*ラジアル負荷容量、剛性は主軸端から14mmの位置での値

軸受鋼SUJ2の浸炭窒化処理時における雰囲気管理方法

The Atmosphere Control Method for JIS-SUJ2 on Carbonitriding Processes



大木 力* Chikara OHKI

高炭素クロム軸受鋼SUJ2の浸炭窒化処理における窒素侵入メカニズムの研究を行っている。様々な条件での実験とEPMA分析により、窒素侵入に及ぼす炭素の活量、及び、ベースガス組成の影響を明らかにした。その結果、窒素侵入量は、未分解NH₃分圧の増加、炭素の活量の低下、H₂分圧の減少に伴って増加することが分かった。さらに、浸炭窒化処理時の窒素侵入メカニズムが炭素侵入メカニズムと同様であると仮定し、実験結果を基にした鋼中窒素濃度分布の予測方法を構築した。本予測方法で求めた窒素濃度分布は、様々な浸炭窒化処理雰囲気において実測値によく合致する。これにより、SUJ2の浸炭窒化処理時の新しい雰囲気管理技術を確立することができた。

We have been investigating the nitrogen penetration mechanism into bearing steel JIS-SUJ2 on carbonitriding processes. In the course of carbonitriding experiments under various conditions and EPMA analysis, the influences of carbon activity and base gas components on nitrogen penetration behavior were examined. As a result, the nitrogen penetration content of steel increased with the increase of undecomposed NH₃ partial pressure and with the decrease of carbon activity, and H₂ partial pressure.

Besides, assuming that the penetration mechanism of nitrogen is same as that of carbon, a calculation method was developed in order to estimate nitrogen concentration distribution profiles. It was confirmed that the nitrogen concentration distribution profiles predicted by our method agreed well with the experiment results under various conditions. Hence, a development of the new atmosphere control method for JIS-SUJ2 carbonitriding processes was achieved.

1. まえがき

鋼の浸炭窒化処理は、疲労強度向上等を目的に一般的に用いられている熱処理方法である。軸受用鋼に対しても古くより多くの適用例があり、特に異物混入潤滑下での軸受寿命向上に効果のある事が確認されている¹⁾。

浸炭処理時の炭素の侵入メカニズムはよく知られている。その一方で、浸炭窒化処理時の窒素侵入メカニズムに関する研究は最近活発になっているが²⁾、軸受鋼のような高炭素鋼に対する処理についての研究は少ない。したがって今回、高炭素クロム軸受鋼SUJ2への浸炭窒化処理実験を系統立てて行い、窒素侵入メカニズムを明確にすることを試みた^{3), 4)}。その結果、SUJ2への浸炭窒化処理時における窒素侵入挙動に及ぼす炭素の活量及びベースガス成分分圧の影響につい

て明らかにすることができた。また、窒素侵入のメカニズムが炭素侵入と同じであると仮定し、実験結果を基にした窒素濃度分布の予測方法を構築した。

2. 実験方法

2.1 実験炉と雰囲気測定方法

本研究の実験には、バッチ型熱処理炉（容積120L）を用いた。浸炭窒化処理時の雰囲気管理は、表1に示した各分析計により行った。図1に炉本体の模式図、図2にベースガス供給設備を示した。

表1 雰囲気測定に用いた分析計一覧
The analyzer for the atmosphere measurement

分析計名称	測定対象	測定
赤外線式ガス濃度測定装置	CO/CO ₂ 体積分率	非分散型赤外吸収法
鏡面冷却式露点計	H ₂ O体積分率	光学露点測定法
ジルコニアセンサ	O ₂ 体積分率	ジルコニア酸素分圧計
熱伝導ガス分析計	H ₂ 体積分率	熱伝導式
ガスクロマトグラフィ	未分解NH ₃ 体積分率	熱伝導度検出器(キャリア:ヘリウム)

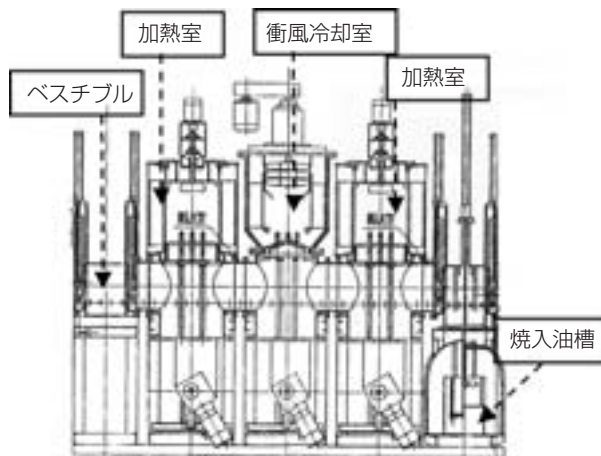


図1 実験炉本体
The furnace for heat treatment



図2 ベースガス供給設備
(A: 純ガスボンベからの供給, 5B: マスフローコントローラ, C: ガスの混合部位)
The feeder of base gas

2.2 供試材と試験片内部の窒素濃度測定方法

供試材には全て同一ロットの高炭素クロム軸受鋼SUJ2を用い、表2にその化学成分を示す。試験片形状は、φ38×φ30×t10のリングとした。

窒素濃度分布は、炉内の中央に配置した試験片を測定対象とし、EPMAの線分析(スポット径2μm, 測定間隔2μm)によって実施した。図3の概略図に示すように、浸炭窒化処理後(焼入後)の試験片を切断し、その切断面の外径側幅中央から内径側に向かって測定した。

単位面積当たりの窒素侵入量は、EPMA分析で得られた窒素濃度分布を窒素濃度がなくなるまで深さ方向に積算し(図4参照)、母材の比重を7.85×10⁻³g/mm³として重量に換算した。

表2 化学成分(wt%)
Chemical compositions of JIS-SUJ2 used (wt%)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
0.99	0.26	0.44	0.012	0.006	0.08	1.46	0.03	0.15

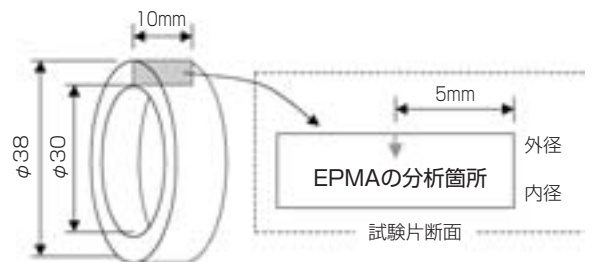


図3 EPMA分析方法
Dimensions of test specimen and scanning position

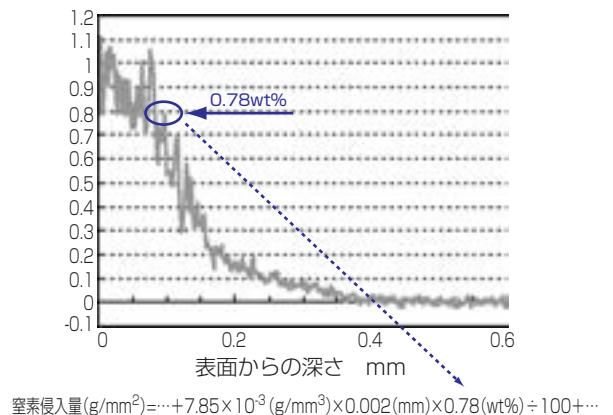
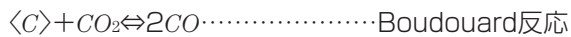


図4 窒素侵入量の定義
The definition of nitrogen penetration content

2.3 炭素の活量の定義

浸炭窒化処理時の雰囲気の重要な要素として、炭素侵入速度を決定する炭素の活量がある。本研究での炭素の活量の計算には、Boudouard反応を用いることにし、その平衡反応式を式(1)、(2)、(3)に示す。



$$a_c = \frac{P_{CO}^2}{K_1 \cdot P_{CO_2}} \dots\dots\dots (1)$$

$$K_1 = \exp\left(\frac{-\Delta G_T^0}{RT}\right) \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta G_T^0 = 172500 - 175.6 \cdot T \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 a_c ：炭素の活量、 K_1 ：平衡定数、 R ：ガス定数(8.31441J/(mol・K))、 T ：絶対温度(K)、 ΔG_T^0 ：標準生成自由エネルギー⁵⁾、 P_{CO} 、 P_{CO_2} はそれぞれCO、CO₂の分圧(atm)である。

活量の定義上、 $a_c > 1$ となることは有り得ない。しかし式(1)で表されるように、ある雰囲気では計算上 a_c の値として1より大きくなる雰囲気での浸炭窒化処理も実施可能である⁶⁾。本研究ではその影響も調査するため、式(1)を式(1')のように定義しなおし、これを実験のパラメータとして使用することにした。

$$a_c^* = \frac{P_{CO}^2}{K_1 \cdot P_{CO_2}} \dots\dots\dots (1')$$

ここで、 $a_c^* \leq 1$ のとき、 $a_c^* = a_c$ (炭素の活量)、 $a_c^* > 1$ のとき、 a_c^* は式(1')で表される変数である。

2.4 実験条件

2.4.1 浸炭窒化処理に及ぼす未分解NH₃分圧、炭素の活量の影響

この実験では全ての条件において、加熱温度を850℃、炉内圧力を1.03atm(1atm=1.013×10⁵Pa)と一定にし、試験片の総表面積も一定にした。ここで変更する実験条件は、炭素の活量 a_c^* 、浸炭窒化処理時間、ベースガス流量、未分解NH₃分圧の4項目である。 a_c^* は0.78~1.08までの6水準、浸炭窒化処理時間は1800~18000sまでの4水準、ベースガス流量は6~20L/minまでの4水準、未分解NH₃分圧は0.36~3.4×10⁻³atmまでの範囲で様々な設定した。なお、この実験で用いたベースガスは、図2に示したベースガス供給設備を使用せず、プロパンガスを原料とした一般的な吸熱型変成ガスを用いた。

2.4.2 浸炭窒化処理に及ぼすベースガス成分分圧の影響

この実験ではすべての条件において、加熱温度を850℃、炉内圧力を1.03atm、処理時間を9000sと一定にし、試験片の総表面積も一定にした。

本実験に用いた各ベースガス成分の流量、未分解NH₃分圧を表3に示した。H₂ガス流量は1.15~6.9L/min、N₂ガス流量は0~9.2L/min、COガス流量は1.15~4.6L/minの範囲で様々な設定し、それぞれの実験条件において、混合ガス流量として合計11.5L/minになるように調整した。この調整は、図2に示したベースガス供給設備にて行っている。未分解NH₃分圧は0.0010、0.0021atmの2水準とした。

表3 浸炭窒化処理に及ぼすベースガス成分の影響調査
実験条件
Conditions for experiments to investigate the influence of
base gas components

未分解NH ₃ 体積分圧 (atm)	H ₂ 流量 (L/min) 注1)	N ₂ 流量 (L/min) 注1)	CO流量 (L/min) 注1)	計 (L/min) 注1)
0.0010	6.9	3.45	1.15	11.5
0.0010	6.9	2.30	2.3	11.5
0.0021	6.9	2.30	2.3	11.5
0.0010	6.9	0	4.6	11.5
0.0021	6.9	0	4.6	11.5
0.0010	1.15	9.2	1.15	11.5
0.0021	1.15	9.2	1.15	11.5
0.0010	1.15	8.05	2.3	11.5
0.0021	1.15	8.05	2.3	11.5
0.0010	1.15	5.75	4.6	11.5
0.0021	1.15	5.75	4.6	11.5
0.0010	3.45	5.75	2.3	11.5
0.0021	3.45	5.75	2.3	11.5
0.0010	3.45	6.9	1.15	11.5
0.0021	3.45	6.9	1.15	11.5
0.0010	3.45	3.45	4.6	11.5
0.0021	3.45	3.45	4.6	11.5

注1) 常温、常圧換算

3. 実験結果

窒素濃度の実測データは、析出物の影響や測定誤差等により不連続であり信頼性は低いため、大枠の傾向把握に用いることは不適切であると考えられる。そこで、窒素侵入量を用いて実験結果を整理した。これにより、析出物の影響、及び、測定誤差は平均化され、誤差を減少させることができる。

3.1 窒素侵入量に及ぼすNH₃の影響

NH₃添加流量と窒素侵入量の関係に及ぼすベースガス流量の影響を明らかにするため、 a_c^* を1.03、浸炭窒化処理時間を9000sと一定にした実験の窒素侵入量を整理した。縦軸を窒素侵入量とし、横軸をNH₃添

加流量、NH₃添加比率(=NH₃添加流量÷ベースガス流量×100)、未分解NH₃分圧に変更して整理した実験結果を図5~7に示す。炉内雰囲気中の単位時間当りの置換回数(=ベースガス流量÷炉の容積)によらず、未分解NH₃分圧と窒素侵入量の関係には、高い相関関係の見られることが分かった。

浸炭窒化処理時間と未分解NH₃分圧、窒素侵入量の関係を図8に示す。図8の曲面は、実測値を近似したものであり、黒点のプロットが実測値である。各処理時間において、未分解NH₃分圧が0.002atm以上の時に、窒素侵入量はほぼ最大を示すこと、その最大値は処理時間とともに増大する傾向があることが確認された。

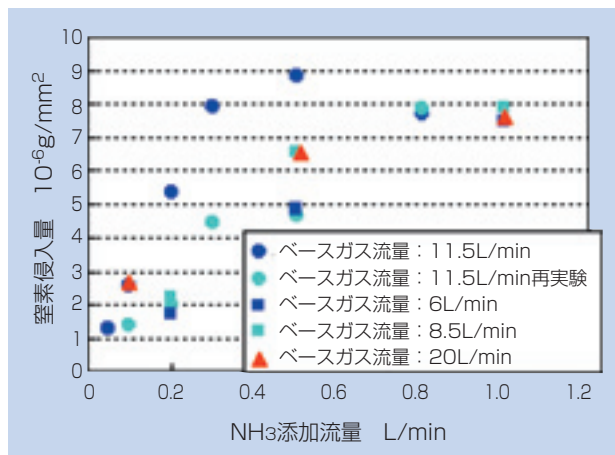


図5 NH₃添加流量と窒素侵入量の関係
Relationship between the flow rate of NH₃ and nitrogen penetration content

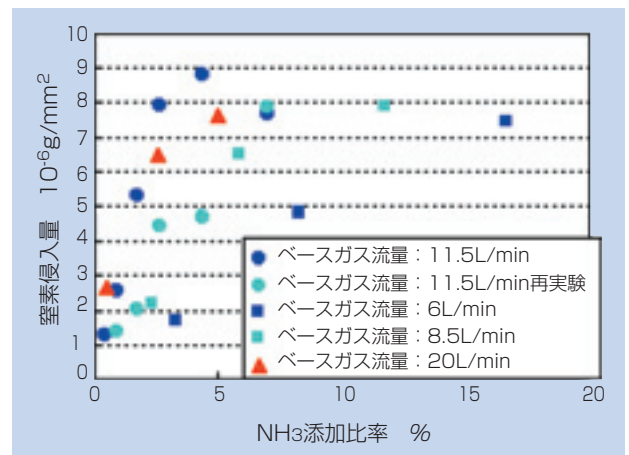


図6 NH₃添加比率と窒素侵入量の関係
Relationship between the addition ratio of NH₃ and nitrogen penetration content

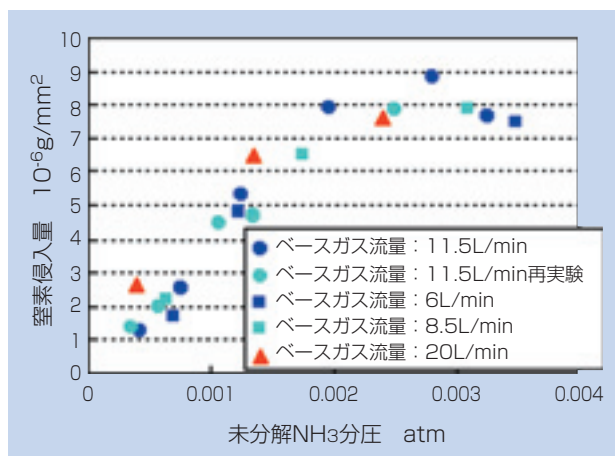


図7 未分解NH₃分圧と窒素侵入量の関係
Relationship between partial pressure of undecomposed NH₃ and nitrogen penetration content

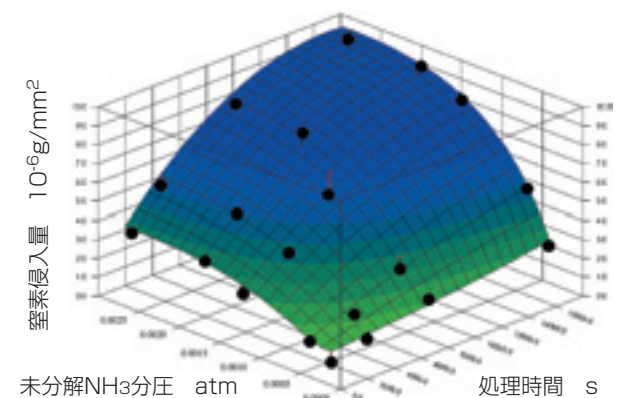


図8 浸炭窒化処理時間と未分解NH₃分圧、窒素侵入量
Relationship among duration times and undecomposed NH₃, and nitrogen penetration content

3.2 窒素侵入量に及ぼす炭素の活量の影響

窒素侵入量に及ぼす炭素の活量の影響を明らかにするため、処理時間9000s、ベースガス流量11.5L/minの一定にして、 a_c^* を変更した実験結果を図9に示す。同一の未分解NH₃分圧において a_c^* が小さい程、窒素侵入量の多くなる傾向が明らかになった。

また、今回の実験範囲内では未分解NH₃分圧0.002 atm以上の時、すべての a_c^* で表面窒素濃度は飽和値を示した。図10に炭素の活量と表面窒素濃度の飽和値の関係を示す。 a_c^* が0.89~1.08の範囲では、表面窒素濃度の飽和値は式(4)で線形近似可能であった。

$$[A_{SN}] = -1.0549 \cdot a_c^* + 1.8771 \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 A_{SN} ：表面窒素濃度の飽和値(wt%)である。

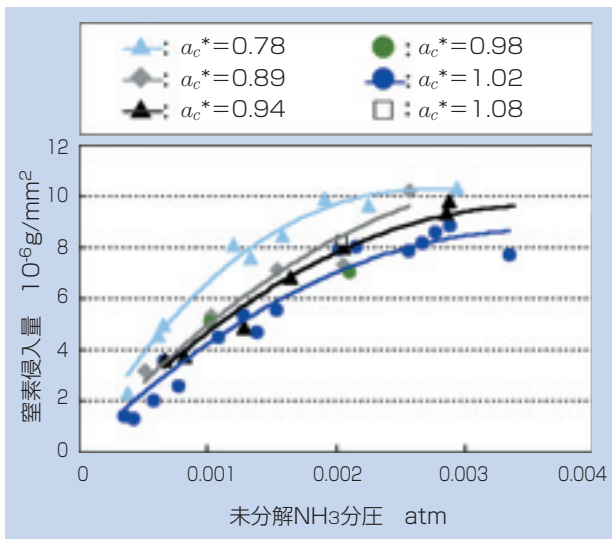


図9 未分解NH₃分圧と窒素侵入量、及び炭素の活量の関係
Relationship among undecomposed NH₃ and nitrogen penetration content, and carbon activity a_c^*

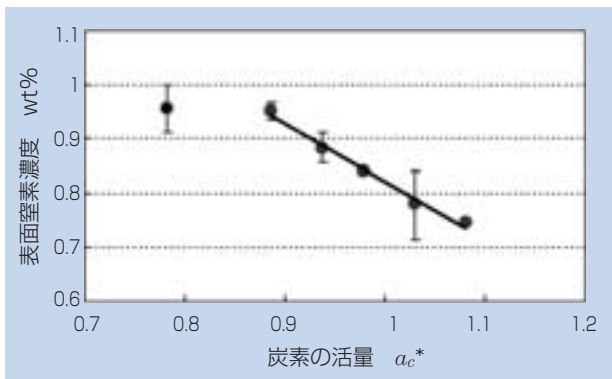


図10 炭素の活量と表面窒素濃度の飽和値の関係
Relationship between carbon activity a_c^* and the surface nitrogen concentration

3.3 窒素侵入量に及ぼすベースガス成分分圧の影響

表3の実験によって得られた窒素侵入量を目的変数とし、CO、N₂、未分解NH₃、H₂の各分圧を説明変数として、重回帰分析を行った。その結果、CO分圧、N₂分圧は窒素侵入量に大きな影響を与えず、未分解NH₃分圧、H₂分圧の2者によって決まることが分かった(1%有意、自由度二重調整寄与率0.953)。

図11にH₂分圧、未分解NH₃分圧、及び窒素侵入量の関係を示す。実験結果のプロット間は曲面近似によって視覚的に捉え易い様になっている。図11より、未分解NH₃分圧の増加、H₂分圧の減少に伴って、窒素侵入量の増加する傾向が明らかになった。

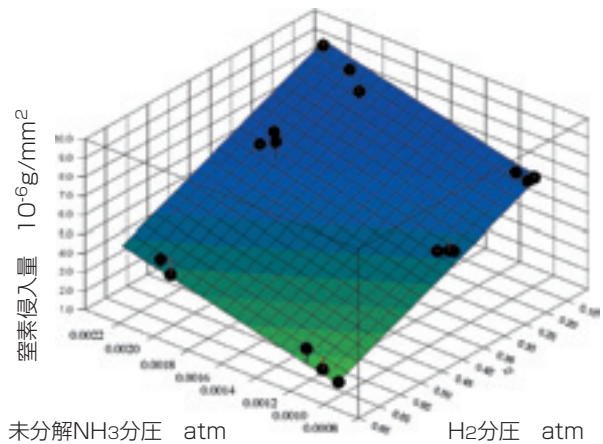


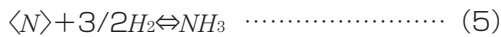
図11 H₂分圧、未分解NH₃分圧、と窒素侵入量の関係
Relationship among partial pressures of undecomposed NH₃ and H₂, and nitrogen penetration content

4. 窒素侵入メカニズムと窒素濃度分布予測

以上の実験結果から、高炭素クロム軸受鋼JIS-SUJ2への浸炭窒化処理時における窒素侵入には①炉内の未分解NH₃分圧、②雰囲気中の a_c^* (炭素の活量)、③炉内のH₂分圧の3つの要素が重要であることが明らかになった。以下では、これらの実験事実を基にした窒素侵入メカニズムと窒素濃度分布の予測方法について述べる。

4.1 窒素侵入メカニズムの仮定

SUJ2の浸炭窒化処理時における窒素侵入メカニズムは式(5)で表される平衡反応で進行すると仮定する。式(5)の平衡定数 K_x を表す式は式(6)となる。



$$a_N^* = \frac{P_{NH_3}}{K_X \cdot P_{H_2}^{\frac{3}{2}}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 a_N^* ：雰囲気ガスと鋼の平衡における「窒素の活量に相当する未知数」、分圧の単位はatmである。ここでは式(6)中の平衡定数 K_X は未知数のままとする。

浸炭処理の場合、カーボンポテンシャル、浸炭時間、処理温度が同一であっても、雰囲気成分の違いによって浸炭深さが異なる⁷⁾。この原因をNeumann⁷⁾らは、炭素移行係数 β を用いた炭素侵入速度式(式(7))によって表している。

$$q = \beta (C_G - C_s) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 q ：炭素侵入速度(g/mm²s)、 β ：炭素移行係数(g/mm²s)、 C_G ：最終的に到達し得る炭素濃度(重量比率)、 C_s ：被処理材の最表面の炭素濃度(重量比率)である。

C_G はカーボンポテンシャルに相当するため、炭素の活量 a_c と炭素の固溶限濃度 A_s の積で表される。従って、式(7)は式(7')になる。

$$q = \beta (a_c \cdot A_s - C_s) \quad \dots\dots\dots (7')$$

窒素の侵入速度は、侵入メカニズムを炭素と同様に仮定すれば式(7)を参考にして、式(8)のように表される。

$$q_N = \beta_N (N_G - N_s) \quad \dots\dots\dots (8)$$

q_N ：窒素侵入速度(g/mm²s)、 β_N ：窒素移行係数(g/mm²s)、 N_G ：最終的に到達し得る窒素濃度(重量比率)、 N_s ：被処理材の最表面の窒素濃度(重量比率)

ここで、式(8)中の N_G を $a_N^* \cdot A_{SN}$ とおき、式(8')として表す。

$$q_N = \beta_N (a_N^* \cdot A_{SN} - N_s) \quad \dots\dots\dots (8')$$

A_{SN} ：窒素濃度の飽和値(重量比率)

式(6)を式(8')に代入すれば、窒素侵入速度は式(9)で表される。

$$q_N = \beta_N \left(\frac{P_{NH_3}}{K_X \cdot P_{H_2}^{\frac{3}{2}}} \cdot A_{SN} - N_s \right) \quad \dots\dots\dots (9)$$

式(9)において、浸炭窒化処理時の雰囲気測定で調査可能な変数は NH_3 分圧と H_2 分圧であり、被処理材内部の窒素濃度分布の実測値より N_s が求まるため(β_N , K_X , A_{SN} と拡散係数 D により、計算で求めることも可能)、式(9)中の未知数は、 β_N , K_X , A_{SN} の3つである。

4.2 鋼内部の窒素濃度分布に関する仮定

窒素濃度分布形状も炭素の場合と同様に、ガウスのエラー関数に従うものとすれば、それは式(10)で表される。

$$N = N_s \cdot \left\{ 1 - \operatorname{erf} \left(\frac{X}{2\sqrt{D \cdot t}} \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 N ：位置 X における窒素濃度(重量比率)、 N_s ：被処理材の最表面の窒素濃度(重量比率)、 X ：被処理材の表面からの距離(mm)、 D ：拡散係数(mm²/s)、 t ：処理時間(s)である。式(10)における未知数は拡散係数 D であるが、拡散係数は窒素濃度依存性を有する。温度一定の下での拡散係数は式(11)の形状で近似されると仮定する。

$$D = A \exp(B \cdot N) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 A , B ：未知数、 N ：窒素濃度(重量比率)である。

式(10)を深さ方向に積分した値に被処理材の比重を乗じた値は、処理時間 t における窒素侵入量である。また、式(9)を処理時間(s)で積分した値も窒素侵入量であるから、式(9)、(10)より式(12)が成り立つ。

$$\int_0^t q_N dt = Q = \rho \int_0^{\delta} N dx = \rho \int_0^{\delta} N_s \cdot \left\{ 1 - \operatorname{erf} \left(\frac{X}{2\sqrt{D \cdot t}} \right) \right\} dx \quad \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 Q ：処理時間 t (s)における窒素侵入量(g/mm²)、 ρ ：鉄の比重(7.85×10⁻³g/mm³)

δ ：窒素濃度が事実上なくなる深さ(mm)である。従って、 β , K_X , A_{SN} と、 A , B の全未知数を実験結果から求めることができれば、以上の仮定に基づく窒素濃度分布の予測が可能になる。

4.3 実験結果からの未知数の算出

4.3.1 β の算出

多段階反応の炭素侵入とは違って、鋼への窒素侵入に寄与する反応式は式(5)のみであると考えられる。

また、実験結果によれば窒素侵入量はCO分圧の影響を受けず、N₂分圧の影響も小さい。本研究では、窒素の移行係数 β_N は一定であると仮定した。

未分解NH₃分圧、H₂分圧、及び、 a_c^* が等しい条件下では、式(9)中の $\frac{P_{NH_3}}{K_X \cdot P_{H_2}^{\frac{3}{2}}} \cdot A_{SN}$ は一定値となるため、窒素濃度分布の実測値から、窒素侵入速度 q_N (g/mm²s)、表面窒素濃度 N_s (重量比率) を求めることにより、 β_N を算出することが可能である。

4.3.2 A_{SN} の算出

窒素の侵入速度を表す式(8')において、窒素濃度の飽和値 A_{SN} は母地の濃度として定義すべきであるが、実際には正確に母地の窒素濃度を抽出することはできない。従って、「析出物と母地を含めた窒素の平均的な濃度」として表面窒素濃度を考える。

図10に示した実験結果によれば、雰囲気中の a_c^* と表面窒素濃度の飽和値は、 $0.9 < a_c^* < 1.1$ の範囲では、と窒素濃度の飽和値は直線関係にある。これを利用して窒素濃度の飽和値 A_{SN} を決定する。

4.3.3 K_X, A, B の算出

未知数 K_X は、窒素移行係数 β_N 、窒素濃度の飽和値 a_c^* 、及び、窒素濃度分布の実測値から求まる最表面の窒素濃度 N_s を式(9)に代入すれば、算出することができる。

拡散係数は、EPMA分析によって得られた窒素濃度分布の実測値に合致するように式(11)中の未知数 A, B を変更して拡散方程式を数値解析的に解き、試行錯誤により、逆解析的に算出した。

4.3.4 未知数算出のまとめ

実験結果より求めた未知数を表4に一覧として示した。これら未知数を式(9)、(12)に代入すると式(13)になる。この式(13)を用いれば、窒素濃度分布の予測が可能となる。例えば、微小時間差分 Δt を定めておき、 $t_t=0_s$ での表面窒素濃度 N_s は0であることから、式(13)を陽解法的に逐次計算し、表面窒素濃度及び窒素濃度分布を求めていく方法が考えられる。

但し、式(13)での窒素濃度分布予測は、被処理材の表面窒素濃度が飽和値に到達するまでの時間帯において適用可能である。実際の表面窒素濃度には飽和

表4 未知数一覧
Calculated unknown quantities

未知数の種類		
窒素移行係数： β_N		1.7×10^{-7}
窒素濃度の飽和値： A_{SN}		$(1.8771 - 1.0549 \cdot a_c^*) / 100$
平衡定数： K_X		0.006
拡散係数： D	A	6.5×10^{-7}
	B	149

$$\int_0^{t_t} 1.7 \times 10^{-7} \cdot \left(\frac{P_{NH_3}}{0.006 \cdot P_{H_2}^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{(1.8771 - 1.0549 \cdot a_c^*)}{100} - N_s \right) dt = \rho \int_0^{\infty} N_s \cdot \left\{ 1 - \operatorname{erf} \left(\frac{X}{2\sqrt{6.5 \times 10^{-7} \exp(149 \cdot N) \cdot t_t}} \right) \right\} dx \dots (13)$$

値があり、それ以降、表面窒素濃度はほぼ上昇しない。従って、被処理材最表面の窒素濃度が飽和値に達した段階で表面窒素濃度を一定とし、それ以降は数値計算によって拡散方程式を解くことにより窒素濃度分布を予測する必要がある。

4.4 窒素濃度分布の予測値と実験値の比較による検証

実験によって得られた実測値と窒素濃度分布の予測値を比較することで、ここで述べた窒素侵入メカニズム及び濃度分布予測方法の確からしさについて検証した。この検証には、表5に示した実験条件での実験結果を用いた。

図12に窒素濃度分布の実測値と予測値を示す。未分解NH₃分圧、炭素の活量 a_c^* 、H₂分圧、処理時間が違っても、窒素濃度分布の予測値は、実測値とよく合致することが分かった。従って、本報の窒素侵入メカニズムの仮定と求めた未知数は、実用的であると考えられる。

表5 予測値と実験値の比較のための実験条件
Experimental conditions

実験条件	ガス成分分圧(atm)注1)		a_c^*	処理時間(s)
	未分解NH ₃	H ₂		
1)	0.0016	0.354	1.03	9000
2)	0.0020	0.622	0.97	9000
3)	0.0016	0.356	0.94	9000
4)	0.0010	0.332	0.88	4500

注1) 常温、常圧換算

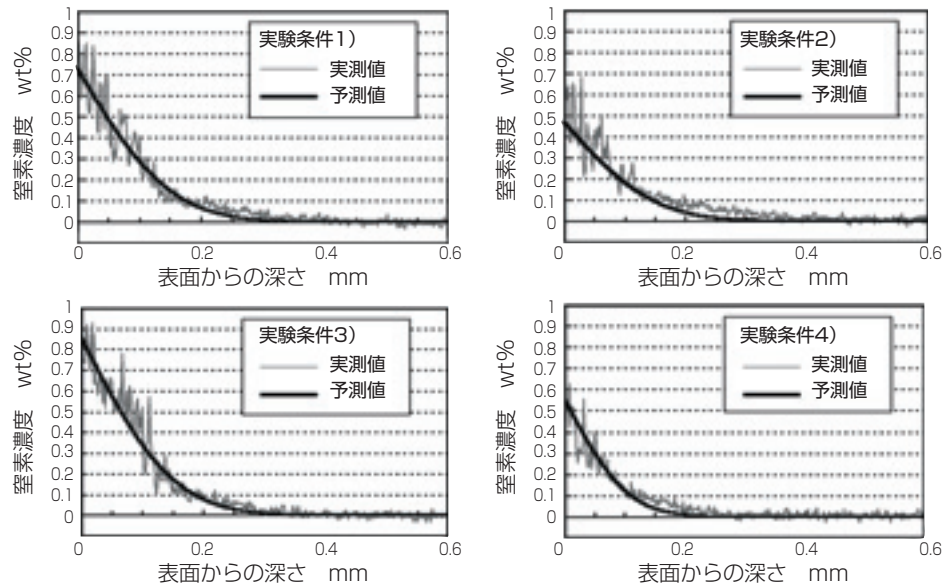


図12 窒素濃度分布の予測値と実験値の比較
Nitrogen concentration distribution profile of experimental numbers ^{1)~4)}

5. まとめ

高炭素クロム軸受鋼SUJ2への浸炭窒化処理実験を系統的に行い、窒素侵入メカニズムを明確にすることを試みた。また、窒素侵入のメカニズムが炭素侵入と同じであると想定し、実験結果を基にした窒素濃度分布の予測方法を構築した。その結果を以下にまとめる。

- 1) 窒素侵入量は、未分解NH₃分圧の上昇に伴って増加する。
- 2) 窒素侵入量は、炭素の活量 a_c^* 、H₂分圧の低下に伴って増加する。
- 3) 未分解NH₃分圧、炭素の活量 a_c^* 、H₂分圧、及び窒素濃度依存性のある拡散係数を考慮した鋼中窒素濃度分布の予測方法を構築した。
- 4) 様々な浸炭窒化処理雰囲気において、本予測方法で求めた鋼中窒素濃度分布がEPMA分析で得られた実測値に合致することを確認した。

参考文献

- 1) 例えば, N.Tsushima : SAE Technical paperseries, (1986), 860725
- 2) 成田匠吾, 横瀬敬二 : “浸炭窒化した各種肌焼鋼の表面窒素濃度に及ぼす窒化ポテンシャルの影響,” 日本熱処理技術協会第61回講演大会予稿集 (2005), 5

- 3) 大木力, 川北雅之 : “高炭素鋼への浸炭窒化処理に及ぼす炭素の活量の影響,” 日本熱処理技術協会第62回講演大会予稿集 (2006), 5
- 4) 大木力, 川北雅之 : “高炭素鋼への浸炭窒化処理に及ぼすベースガス分圧の影響,” 日本熱処理技術協会第62回講演大会予稿集 (2006), 17
- 5) 化学工学協会編 : 化学工学便覧, 丸善 (1950) 64
- 6) R.Collin, S.Gunnarson, and D.Thulin : “Influence of Reaction Rate on Gas Carburizing of Steel in a CO-H₂-CO₂-H₂O-CH₄-N₂ Atmosphere,” Journal of The Iron and Steel Institute, (1972), 777
- 7) F. Neumann and U.Wyss : “Thermodynamische Grundlagen zum indirekten Messen des C-Pegels,” H.T.M., vol.49, No.4, (1994) 255

執筆者近影

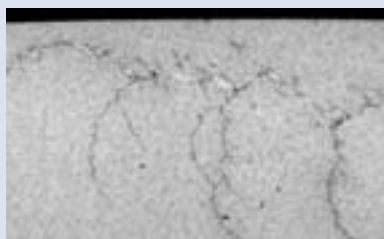


大木 力
要素技術研究所

軸受鋼の引張・圧縮疲労及び転がり疲労に及ぼす水素の影響

The Influence of Hydrogen on Tension-Compression and Rolling Contact Fatigue Properties of Bearing Steel

濱田 洋志* Hiroshi HAMADA
松原 幸生** Yukio MATSUBARA



本報では、軸受鋼SUJ2の疲労強度に及ぼす水素の影響を超音波疲労試験により評価し、水素の影響で疲労強度は著しく低下し、低下度合いは拡散性水素量と良い相関があることを明らかにした。また、2円筒転がりすべり疲労試験において、片方の円筒に水素チャージした後に転動させ、表面き裂の発生寿命、及び転動後の転走面下の組織変化について調べた。その結果、拡散性水素量が多くなるほど早期に表面き裂が発生した。拡散性水素量が多いと特異な白色組織が現れるが、少ない場合には、計算寿命を大きく下回る時間で表面き裂が発生するものの、必ずしも組織変化は伴わないことがわかった。

In this report, the fatigue properties of JIS-SUJ2 bearing steel were investigated under various hydrogen pre-charging conditions. The results demonstrated that the fatigue strength substantially decreased by the influence of hydrogen and that the decrease of the fatigue strength was in direct correlation with the diffusible hydrogen content. Additionally, double-roller rolling-sliding contact fatigue tests were conducted to investigate the influence of hydrogen on surface crack initiation life and microstructural change beneath contact surfaces. As a result, surface cracking occurred much earlier as compared to the calculated life. The crack initiation life decreased as the amount of the diffusible hydrogen increased. Unusual microstructural changes were distinctly observed, when a relatively high concentration of the diffusible hydrogen was penetrated. In contrast, a relatively low amount of diffusible hydrogen did not always cause unusual microstructural changes, although only marginal difference was seen in the surface crack initiation life regardless of the diffusible hydrogen content.

1. まえがき

自動車補機用軸受等の特定用途において、転走面下に特異な白色組織を伴った早期はく離が発生することが知られており、その原因の一つに水素脆性が考えられている¹⁾。また、市場においては、まれに原因の特定が困難な早期はく離が生じることがある。現在では水素起因の損傷には白色組織を伴うという考え方が主流であるが、白色組織は多量の水素が侵入した場合にのみ現れるものと考えれば、水素は必ずしも白色組織を伴わない早期はく離を誘発している可能性がある。

本報では、軸受鋼の疲労特性に及ぼす水素の影響を、試験中の水素の散逸を抑えるべく、高速負荷が可能な超音波疲労試験により評価した結果を報告する。また、

2円筒転がりすべり試験により、表面き裂の発生寿命、及び組織変化挙動に及ぼす水素の影響について調査したので合わせて報告する。

2. 実験方法

2.1 供試材

表1に供試材として用いた軸受鋼JIS-SUJ2の化学成分を示す。表2に示す熱処理条件にて標準的な焼入焼戻を施した後、研削加工により所定の試験片寸法に仕上げた。熱処理後の表層硬さ及びX線回折で測定した残留γ量は、それぞれHV747、9.3%であり、標準的な熱処理品質のものである。

*要素技術研究所
**商品開発研究所 新商品開発部

表1 供試材の化学成分 (wt%, Oはppm)
Chemical compositions of JIS-SUJ2 bearing steel

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	O
0.97	0.20	0.38	0.005	0.005	0.08	1.35	0.03	5

表2 熱処理条件
Heat treatment conditions

焼入	焼戻
840℃×45min	180℃×120min

2.2 超音波疲労試験方法

超音波疲労試験は超音波振動 (20kHz) により試験片を共振状態にして、繰返し応力を発生させ、試験片の疲労強度を従来の疲労試験よりも短時間で求めることができる軸荷重疲労試験 (応力比: $R = -1$) である。そのため鋼中に侵入した水素が散逸する前に疲労させることが可能であり、水素の影響を合理的に評価できる。

図1に超音波疲労試験機の模式図を示す。今回の試験に用いた超音波疲労試験機は島津製作所製USF-2000である。試験機を制御するためのパソコン、増幅器、 piezo振動子、振幅拡大ホーンから構成されている。

図2に超音波疲労試験片の形状及び寸法を示す。この試験片はサーキュラーテーパダンベル型と呼ばれ、両端から肩部までは一様断面の円柱で、それら円柱に

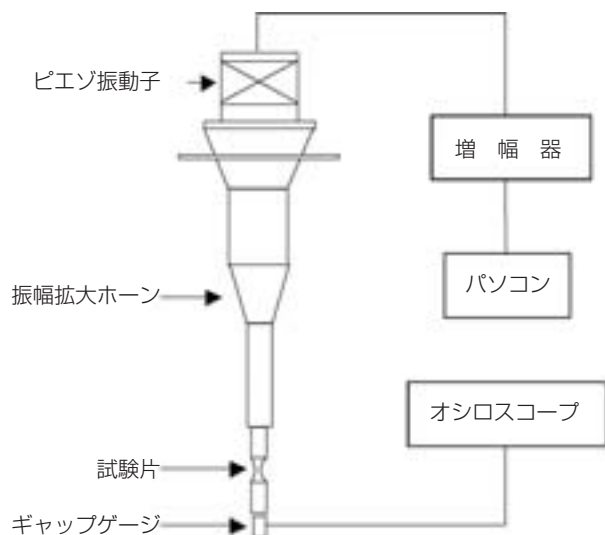


図1 超音波疲労試験機の模式図
Schematic of ultrasonic fatigue test machine

挟まれる節部の側面は円形である。平滑部がないため若干の応力集中が生じるが、応力集中係数は1.03程度である²⁾。試験片は20kHzで共振するように設計されている。試験片の一端のネジは、試験機に取り付けるためのものである。

試験片が共振すると、節部中央の最小径部において応力振幅が最大となる。最大応力振幅 S は、試験片のフリー端の変位振幅 a をギャップセンサで測定し、それを式 (1) に代入すれば求められる³⁾。ただし、 E はヤング率、 $c = (E/\rho)^{1/2}$; ρ は密度) は縦波速度、 $\omega = 2\pi f$; f は共振振動数) は角振動数である。式 (1) 中の l , b , β は、それぞれ式 (2), (3), (4) で表される。ただし、 $R (=6\text{mm})$, $H (=2\text{mm})$, $g (=10\text{mm})$ は、それぞれ試験片の最大半径、最小半径、半弦長さである。

$$S = a \cdot E \cdot \beta \cdot \cos\left(\frac{\omega \cdot l}{c}\right) \cdot \cosh \beta g \cdot \left(\frac{1}{\cosh \beta g}\right) \dots (1)$$

$$l = \frac{c}{\omega} \tan^{-1} \left[\frac{c}{\omega} (\beta \coth \beta g - b \tanh \beta g) \right] \dots (2)$$

$$b = \frac{1}{g} \cosh^{-1} \left(\frac{R}{H} \right) \dots (3)$$

$$\beta = \sqrt{b^2 - \left(\frac{\omega}{c}\right)^2} \dots (4)$$

図3 (a) に試験手順を示す。2.3で述べる水素チャージにより試験片の表面が荒れ、これによる表面起点で破壊することを防ぐため、水素チャージ後直ちに試験片節部の表面をエメリー研磨 (#500→#2000) し、さらにダイヤモンドペースト ($1\mu\text{m}$) にてバフ研磨した。試験は、まず試験片のネジ部をホーン先端に固定し、試験片が20kHz±30Hzの周波数範囲内

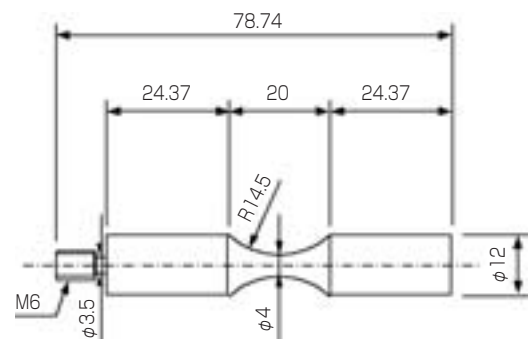


図2 超音波疲労試験片の形状
Geometry and dimensions of ultrasonic fatigue test specimen

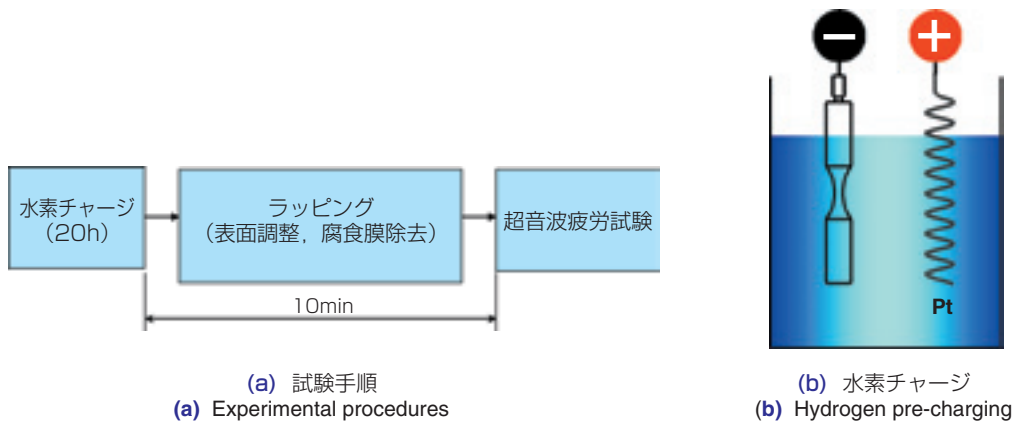


図3 超音波疲労試験手順及び水素チャージの模式図

Experimental procedures of ultrasonic fatigue testing and schematic of hydrogen pre-charging

で共振することを確認した後、開始した。これら一連の処理は、水素の散逸を防ぐため10min以内に行い、水素チャージ後試験開始までの時間は10minに固定した。

表3に超音波疲労試験条件を示す。超音波疲労試験では高速振動による内部摩擦のため、連続負荷すると試験片に熱が発生し蓄積する。それを避けるため、負荷0.11sと休止1.10sを交互に繰返す間欠負荷法を採用した⁴⁾。延性材料の場合、き裂が発生し、ある程度の寸法に成長すると、試験片の共振周波数が大幅に低下する。この変化を利用して試験が停止する機構になっている。しかし、今回の試験では、脆性材料のため、試験片は完全に2つに破断した。なお、 10^8 回を超えても破断しなかった場合は試験を打切った。

表3 超音波疲労試験条件
Conditions of ultrasonic fatigue testing

負荷周波数	20 kHz	
負荷方式	間欠負荷	負荷: 0.11 s
		休止: 1.10 s
応力比	R = -1 (完全両振り)	
試験雰囲気	常温大気中	

2.3 超音波疲労試験片への水素チャージ方法

超音波疲労試験に先立ち、試験片に陰極水素チャージを施した。図3(b)に模式図を示す。陰極水素チャージとは、試験片を陰極として電解水溶液の電気分解を行い、試験片表面で発生した水素原子の一部を試験片中に導入する水素チャージ方法の一つである。この方法によれば安全かつ手軽に水素を導入することが可能であり、また電流密度を変化させることにより、水素導入量を比較的容易に制御できる。

水素チャージ条件は表4のとおりである。電解液は希硫酸に、水素再結合抑制剤であるチオ尿素を添加したものである。電流密度は表に示す0.1~0.5mA/cm²の5水準で行った。チャージ時間は一律に20hとした。この理由は、SUJ2の常温における水素の拡散係数は $3.8 \times 10^{-11} \text{m}^2/\text{s}$ であり⁵⁾、拡散係数がこの値であれば20hで超音波疲労試験片最小径部(φ4)の断面内で拡散性水素の相対濃度分布をほぼ均一にできるためである。

表4 超音波疲労試験に先立って試験片に施した水素チャージ条件
Hydrogen pre-charging conditions prior to ultrasonic fatigue testing

電解液	H ₂ SO ₄ (0.05 mol/L) + CH ₄ N ₂ S (1.4g/L) (チオ水素)
チャージ電流密度(mA/cm ²)	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5
チャージ時間(h)	20

2.4 2円筒転がりすべり試験方法

図4に2円筒転がりすべり試験の模式図を示す。2つの円筒の転がり接触部に2%の相対すべりを与えるために、駆動側円筒及び従動側円筒を共に別々のモーターによって駆動させた。

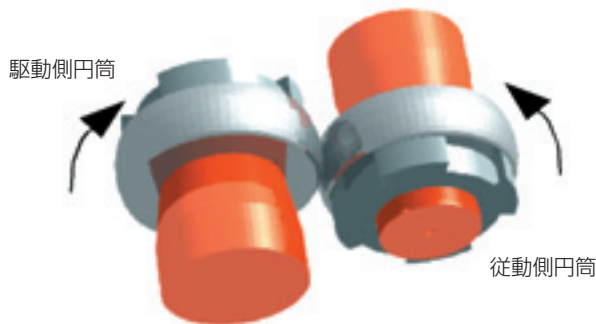


図4 2円筒転がりすべり試験の模式図
Schematic of double-roller rolling-sliding testing

表5 2円筒転がりすべり試験条件
Conditions of rolling-sliding testing

駆動側円筒	φ40mm×L12mm, 副曲率R60mm, Ra=0.02μm	
従動側円筒	φ40mm×L12mm, 副曲率R60mm, Ra=0.02μm	
回転速度 (min ⁻¹)	駆動側円筒	3060
	従動側円筒	3000
最大接触面圧 (GPa)	2.1	
接触楕円形状	2a×2b	1.375mm×0.669mm
すべり率 (%)	2	
潤滑油	VG22	
給油方法	フェルトパッド給油	
油膜パラメータλ	18	
試験雰囲気	常温大気中	

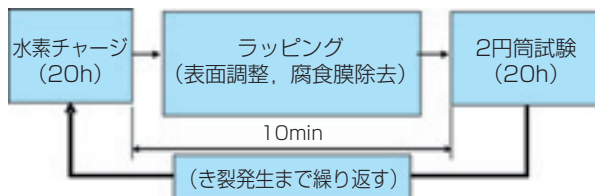


図5 2円筒転がりすべり試験の手順
Experimental procedures of double-roller rolling-sliding testing

表6 2円筒転がりすべり試験片への水素チャージ条件
Hydrogen pre-charging conditions for rolling-sliding testing

電解液	H ₂ SO ₄ (0.05 mol/L) + CH ₄ N ₂ S (1.4 g/L) (チオ尿素)
チャージ電流密度 (mA/cm ²)	0.3, 0.5, 1.0
チャージ時間 (h)	20

ターによって駆動させた。表5に試験片の詳細及び試験条件を示す。

図5に試験手順を示す。2.3と同様の陰極水素チャージを駆動側円筒もしくは従動側円筒に施した。水素チャージ条件を表6に示す。チャージ時間は20hとした。このチャージ時間では水素濃度分布は試験片内部まで均一にならないが、表層部はほぼ均一の水素濃度分布となる。水素チャージ後の転がりすべり試験に先立ち、試験片表面の薄い腐食膜の除去及び表面粗さの影響をなくす目的で、表面をエメリー研磨 (#500→#2000) し、さらにダイヤモンドペースト (1μm) にてバフ研磨した。転がりすべり試験では、20h連続で転動させた。以上のプロセスを1回として、表面き裂が発生するまで水素チャージと転動を繰り返した。

2.5 昇温脱離水素分析方法

昇温脱離水素分析は、水素チャージ電流密度と、それによって侵入する拡散性水素量の関係を求める目的で行った。表7に分析用試験片と分析条件を示す。試験片への水素チャージ条件は、表4、6と同じ電解液、チャージ時間 (20h) とした。分析用試験片は細長い形状であるため、20hのチャージを行えば試験片内部の相対水素濃度分布は十分均一になる⁵⁾。分析にはガスクロを用い、分析開始時間は、超音波疲労試験及び2円筒転がりすべり試験条件に合わせ、水素チャージ後正確に10min後とした。

表7 昇温脱離水素分析条件
Conditions of thermal desorption analysis of hydrogen

分析機器	ガスクロマトグラフ	
キャリアガス	種類	Ar
	流量 (mL/min)	20
試験片寸法 (mm ³)	27×1×1	
昇温速度 (°C/min)	3	
分析温度範囲 (°C)	室温~360	

3. 実験結果及び考察

3.1 超音波疲労試験結果

3.1.1 SN特性

図6に超音波疲労試験結果を示す。水素チャージなしの結果に対して、水素チャージありのものは疲労強度が著しく低下し、また電流密度が大きくなるにつれて疲労強度は低下した。破壊形態は、図7に示すように、水素チャージの有無によらず、すべて試験片内部の非金属介在物等を起点としてfish-eye破断し、マクロな破壊形態の違いは見られなかった。

3.1.2 疲労強度と拡散性水素量との関係

図8に昇温脱離水素分析で得られた温度と水素放出率の関係を示す。水素チャージ電流密度が大きくなるほど、80℃付近にピークを持って放出される水素量が増加した。200℃までに放出される水素を拡散性水素と定義してその量を図8中に示した。

図6と図8の結果より、疲労強度に及ぼす拡散性水素の影響を評価する。評価には、次の2点を考慮した。

1点目は、疲労試験データにはバラツキがあるため、統計的な扱いが必要なことである。2点目は、早期はく離は実機において偶発的に起きるものなので、従来の転がり疲労試験のように高負荷条件下の特性で評価するよりも、疲労限付近の特性で評価する方が現実的で、疲労特性としては寿命ではなく、設計に反映できる疲労強度にする方がよいと考えられることである。そこで、材料学会が提示しているSN曲線回帰法JSMS-SD-6-02⁶⁾に基づき、疲労試験データを式(5)の連続降下型片対数曲線モデルに当てはめて50%疲労強度曲線と10%疲労強度曲線を求めた。図9中の曲線はこの方法により求めた50%疲労強度曲線である。評価基準としては、負荷回数 10^7 回における10%疲労強度とした。

$$\sigma = 10^{-A} \log_{10} N + B + D \quad (A, B, D : \text{定数}) \dots\dots (5)$$

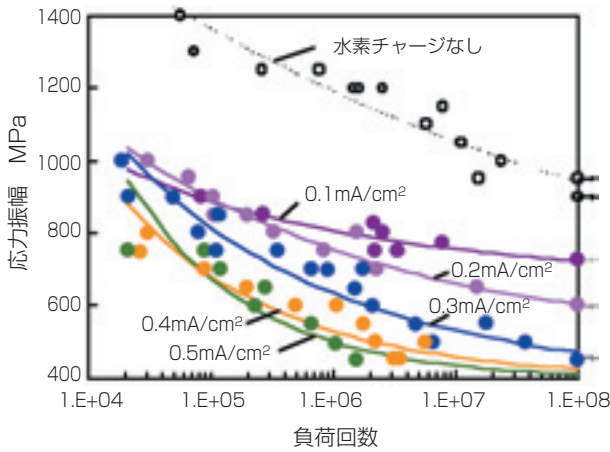


図6 超音波疲労試験結果
Results of ultrasonic fatigue testing

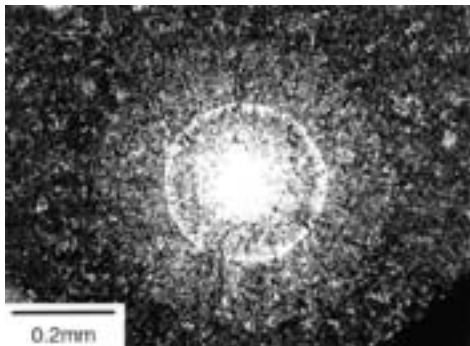


図7 破面の光学顕微鏡写真
Photograph of fracture center

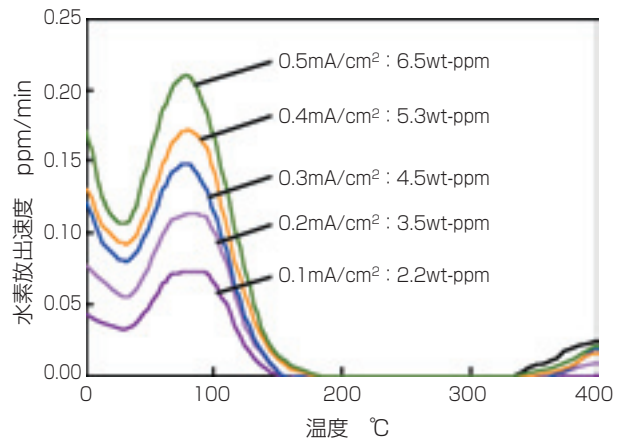


図8 昇温脱離水素分析結果
Results of thermal desorption analysis of hydrogen

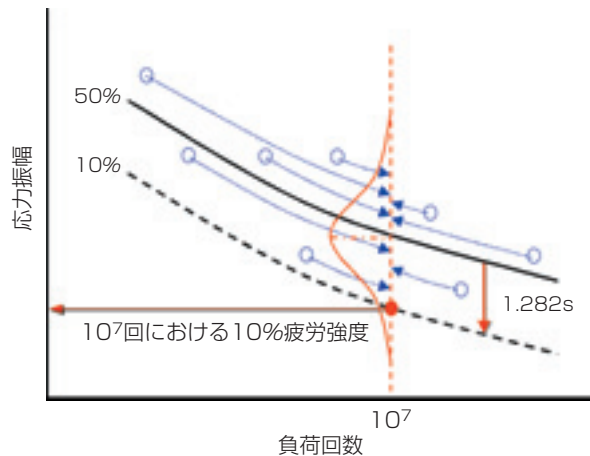


図9 10^7 回における10%疲労強度の求め方
Estimation of 10% fatigue strength at 10^7 cycles

図10に拡散性水素量と 10^7 回における10%疲労強度の関係を示す。両者間にはよい直線相関が見られることから、疲労強度の低下は拡散性水素量に支配されていることがわかる。

3.2 円筒転がりすべり試験結果

3.2.1 き裂発生寿命

図11に2円筒転がりすべり試験における水素チャージ電流密度と表面き裂発生までの転動試験繰り返し回数の関係を示す。本試験条件の計算寿命は36511h（約4年）^{7) 8)}であり、実質的な有限時間内でのき裂発生はあり得ない。しかし水素チャージを行った図11の結果では、いずれも計算寿命を大きく下回る80時間以下で表面き裂が発生した。き裂発生までの累積試験時間（回数）は電流密度が大きいほど、すなわち侵入水素量が多いほど短くなった。

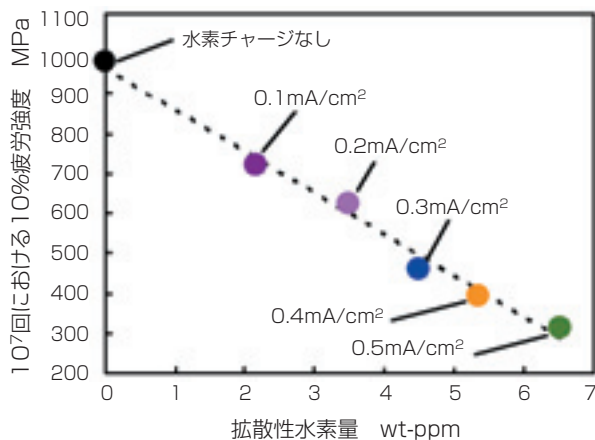


図10 拡散性水素量と 10^7 回における10%疲労強度の関係
Relationship between diffusible hydrogen concentration and 10% fatigue strength at 10^7 cycles

3.2.2 組織変化と拡散性水素量との関係

図12に表面き裂、及びその周方向断面の写真を示す。図12(a)と図12(b)はそれぞれ電流密度 1.0mA/cm^2 と 0.3mA/cm^2 での試験結果である。図12(a)では、転走面下に特異な白色組織が見られた。一方、図12(b)においては特異な白色組織は観察されなかった。これらの結果より、侵入水素量が多い場合においては特異な白色組織が現れるが、侵入水素量が少ない場合においては、必ずしも特異な白色組織は伴わないものと考えられる。

3.2.3 超音波疲労試験と2円筒転がりすべり試験の結果の対応について

まえがきでも述べたように、市場においては、まれに接触表面に目立った損傷を伴わない表面起点型はく離が生じることがある。この原因としては、転がり接触表面に周方向に繰り返し作用する引張応力が考えられる。この引張応力は、転がり摩擦係数が大きくなるほど大きくなる。このような条件下において、もし拡散性水素が侵入し疲労強度が低下すれば早期はく離が起こりうることは容易に想像がつく。そこで、今回超音波疲労試験で求めた拡散性水素侵入時のSN特性と、2円筒試験において転走表面に繰り返し作用する周方向の引張応力とを対比することにより、早期はく離が発生する可能性について考察する。

今回実施した2円筒試験の負荷条件における円筒間の接触の力学的状態を計算した。その結果を図13(a)及び(b)に示す。図13(a)は接触圧力分布であり、(b)はX-Xに沿う転走表面に作用する周方向の引張応力分布であり、接触楕円縁で最大になる。転がり摩擦係数が0の場合は、引張応力の最大値は両接触縁で 214MPa であるが、転がり摩擦係数が 0.1 となった場合は一方の接触縁で 531MPa となる。超音波疲労

電流密度 (mA/cm ²)	水素チャージ した円筒	試験プロセス回数 () 内は累積試験時間			
		1 (20h)	2 (40h)	3 (60h)	4 (80h)
0.3	駆動側				×
	従動側				×
0.5	駆動側			×	
	従動側			×	
1.0	駆動側		×		
	従動側	×			

図11 水素チャージ電流密度と表面き裂発生寿命の関係
Relationship between the current density for hydrogen pre-charging and the number of repetitions to failure

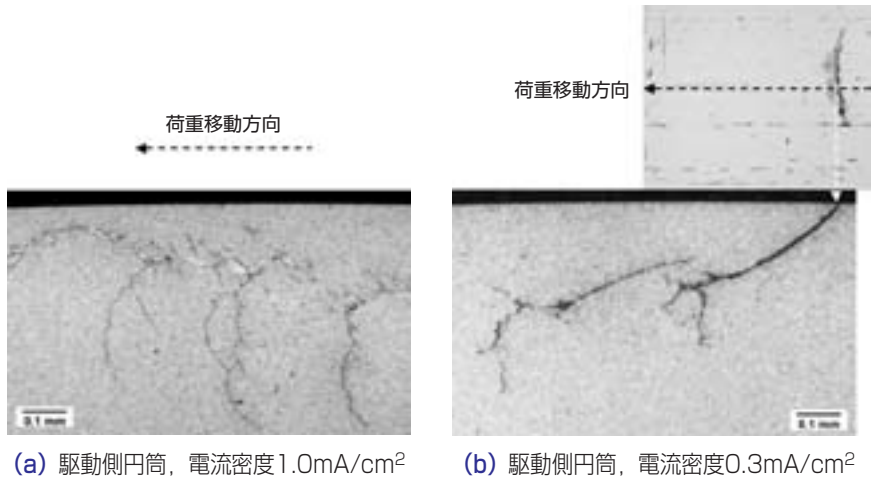


図12 表面き裂, 及びその周方向断面写真
Photographs of surface cracks and their circumferential cross sections

試験の結果によれば, 拡散性水素が侵入していない場合, 図14に示すように10⁷回における10%疲労強度は981MPaであり, 図13 (b) の結果より十分高い水準にある. しかし, 拡散性水素が侵入した場合, 例えば超音波疲労試験の水素チャージ電流密度 0.3mA/cm² (4.5wt-ppm) の結果を見ると, 10⁷回における10%疲労強度は460MPaまで低下する. そのため水素が侵入した場合は, 図13 (b) に示した引張応力を下回り, き裂発生が起こりうる可能性がある.

このように, もし何らかの原因で転がり摩擦係数が大きくなり, かつ多量の拡散性水素が侵入した場合, 転走表面にき裂が発生し早期はく離が生じる可能性が高いと考えられる. ただしこの考察を裏付けるには転がり接触時に疲労強度を低下させるだけの拡散性水素が侵入することを証明する必要がある. 転がり疲労に及ぼす水素の影響の定性的検証については, 1950年代から1970年代にかけて詳細に行われている. Grunberg⁹⁻¹¹⁾ らは, 水混入による転がり寿命の低下は, 水起因の水素が原因であるという説を唱えており, この説はSchatzberg^{12,13)} らによっても支持されている. 一方, Swets¹⁴⁾ らは, 潤滑油が分解して水素が発生し鋼中に侵入することにより, 転がり疲労寿命が低下することを示している. また, Kino^らは, 転がり疲労試験後は鋼中水素量が増加し, その増加量は潤滑油の種類で異なるという結果¹⁵⁾ を報告している. これらの知見を踏まえ, 水混入や潤滑油分解といった観点から, 転がり接触時に疲労強度を低下させるだけの拡散性水素が侵入するか否かを定量的に検証することが今後の課題である.

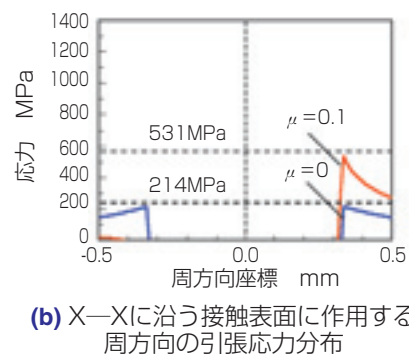
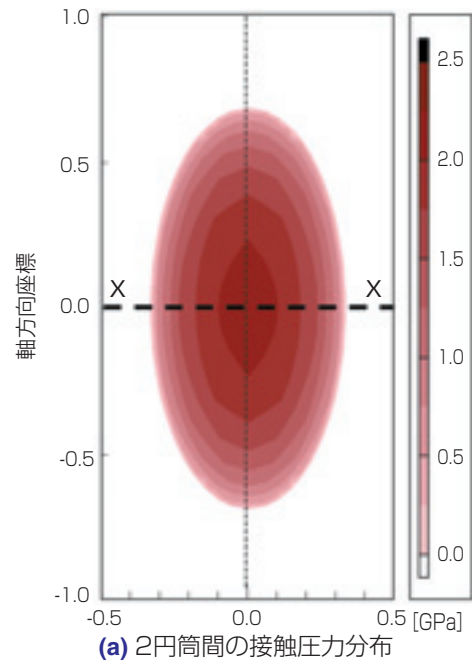


図13 2円筒間の接触圧力分布と, X-Xに沿う接触表面に作用する周方向の引張応力分布
Distribution of circumferential tensile stress at contact surface along X-X line

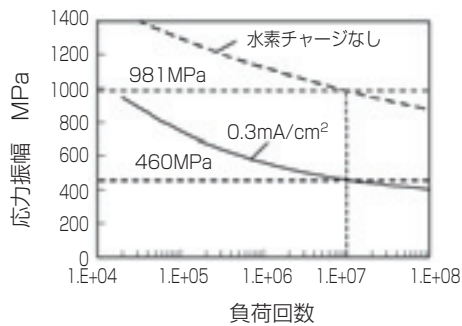


図14 10%疲労強度曲線
10% fatigue strength curves

5. まとめ

軸受鋼SUJ2の疲労特性に及ぼす水素の影響を、試験中の水素の散逸を抑えるべく、高速負荷が可能な超音波疲労試験により評価した。また、2円筒転がりすべり試験により、表面き裂の発生寿命、及び組織変化挙動に及ぼす水素の影響について調査し、以下のことが確認できた。

- 1) 超音波疲労試験では、水素の影響で疲労強度が大幅に低下し、侵入した水素量と 10^7 回疲労強度の間には良い相関がある。
- 2) 水素チャージ後の2円筒転がりすべり試験では、水素の影響により早期にき裂が発生すること、この場合、侵入水素量が多いと特異な白色組織が現れるが、侵入水素量が少ない場合には、必ずしも特異な白色組織は伴わない。

なお、実際の市場で散見される水素侵入による軸受の短寿命現象については、すでに潤滑剤、材料、表面改質の面から、種々の対策が採られ、製品に盛り込まれている。

参考文献

- 1) K. Tamada and H. Tanaka, Wear, 199 (1996) 245-252
- 2) R. E. Peterson, Stress Concentration Factors, John Wiley & Sons, New York, (1974) 51p
- 3) K. Salama and R. K. Lamerand, Proceedings of the 1st International Conference on fatigue and Corrosion Fatigue up to Ultrasonic Frequencies (1981) 109-118
- 4) H. Ishii, K. Yamanaka and K. Tohgo, Material Science Research International, Special Technical Publication -1, (2001) 59-63
- 5) Y. Matsubara and H. Hamada, Journal of ASTM International, 3 (2006), Online ISSN: 1546-962X.
- 6) 日本材料学会疲労部門委員会, 日本材料学会信頼性工学部門委員会, 金属材料疲労信頼性評価標準_S-N曲線回帰法_(JSMS-SD-6-02), 日本材料学会 (2002)
- 7) J. J. Coy, D. P. Townsend and E. V. Zaretsky, Analysis of Dynamic Capacity of Low-Contact-Ratio Spur Gears using Lundberg-Palmgren Theory, NASA TN D-8029, (1975)
- 8) J. J. Coy and E. V. Zaretsky, Life Analysis of Helical Gear Sets using Lundberg-Palmgren Theory, NASA TN D-8045, (1975)
- 9) L. Grunberg, Proc. Phys. Soc. (London), B66 (1953) 153-161
- 10) L. Grunberg and D. Scott, J. Inst. Petrol., 44 (1958) 406-410
- 11) L. Grunberg, D. T. Jamieson and D. Scott, Phil. Mag., 8 (1963) 1553-1568
- 12) P. Schatzberg and I. M. Felsen, Wear, 12 (1968) 331-342
- 13) P. Schatzberg, J. Lub. Tech., 231 (1971) 231-235
- 14) D. E. Swets and R. C. Frank, Trans. AIME, 221 (1961) 1082-1083
- 15) N. Kino and K. Otani, JSAE Review, 24 (2003) 289-294

執筆者近影

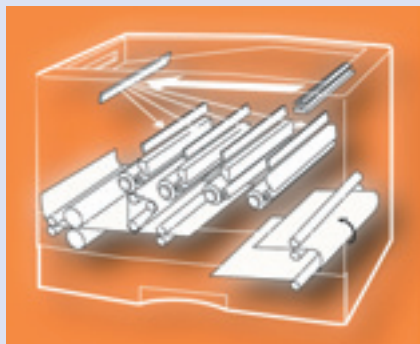


濱田 洋志
要素技術研究所



松原 幸生
商品開発研究所
新商品開発部

事務機器用軸受の技術動向 Technical Trends in the Bearing for Office Equipment



片桐 力* Chikara KRTAGIRI

近年、パソコン、インターネット、デジタルカメラの普及に伴い、デジタルカラー複写機及びマルチファンクションプリンタ（MFP）の需要が増加している。装置のデジタル化に伴い、軸受への要求機能も変化しており、NTNは市場の要求に合致した製品開発、技術開発に取り組んでいる。本稿では、感光部と定着部に要求される機能とそれに対応する軸受技術について解説する。

Recently, the demand for digital color PPC's (Plain Paper Copiers) and MFP's (Multi Function Printers) has been increasing alongside personal computers, digital cameras and the internet. During this time, NTN has been aggressively working to develop technologies and products for this ever increasing digital media market. This report discusses the required function of photosensitive drums and fuser rollers for the latest PPC's and MFP's, as well as bearing technologies for these applications.

1. はじめに

電子写真技術は、モノクロ・アナログから出発し、1983年にカーソン（Carlson：米国）によるカラーゼログラフィ法の提案後、1990年代にはデジタル化へ本格的に突入した。また、パソコン、インターネットが普及し、デジタル化された複写機PPC（Plain paper copier）、レーザビームプリンタLBP（Laser beam printer）などの電子写真装置は、あらゆる場面におけるイメージ出力機器として世界中に普及している。

デジタル化に伴い、複写機、プリンタに使用される軸受への要求機能も変化しており、本稿では最新の軸受への要求機能と、それに対応する技術を解説する。

2. 複写機・プリンタの構造

図1にカラー複写機・カラーLBPの構造図を示す。複写機・LBPIには多くの転がり軸受が使用されている。最近の傾向として、感光部、定着部には写真1に示す薄肉タイプの深溝玉軸受が使用されるケースが増えている。薄肉軸受は、断面が小さいため、装置のコンパクト化が可能となり、軸受周辺スペースの確保にも貢献している。

【複写機・LBPの基本プロセス】

- ① 画像露光：コピー、プリントしたい画像を、感光ドラムへ潜像として形成する
- ② 現像：潜像にトナーを付着させて可視化する
- ③ 転写：感光ドラム上に付着したトナーをコピー用紙へ写す
- ④ 定着：コピー用紙上のトナーを熱と圧力で固着させる

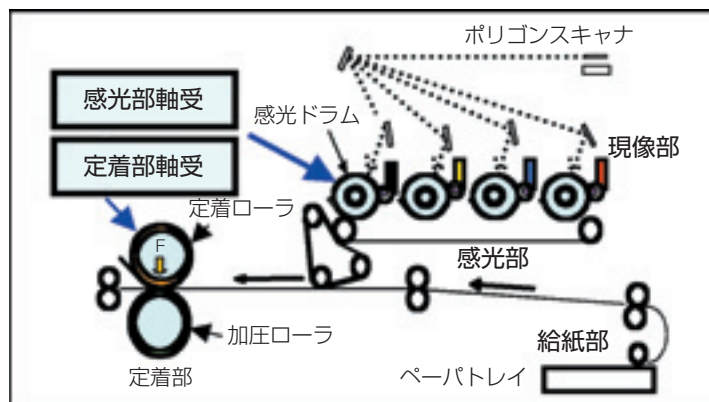


図1 カラー複写機・LBPの構造
Structure of color copy machine and LBP



写真1 薄肉軸受外観
Thin type deep groove ball bearing

3. 複写機・プリンタ用転がり軸受に要求される機能

【感光ドラム支持用軸受】

- ① 通電機能
- ② ケミカルアタック対応
- ③ 安定した回転精度

【定着ローラ支持用軸受】

- ① 高温長寿命
- ② 通電機能
- ③ 鳴き音防止機能
- ④ ケミカルアタック対応

4. 軸受技術

「通電軸受技術（常温，高温）」「ケミカルアタック対応軸受技術」「*¹鳴き音防止軸受技術」について以下に紹介する。

*¹鳴き音：ルーズはめあいによる軸受内輪と軸の干渉音

4.1 通電軸受技術

複写機・プリンタの感光部では、帯電除去のために装置のアース機構と通電性を有する軸受を併用していた。近年、装置の簡素化に伴うアース機構の廃止、および電磁波ノイズ発生防止のために、軸受に更なる通電性能の向上が求められている。また最近では、定着ローラ支持軸受についても、通電性の要求が高まりつつある。

転がり軸受に通電性能を持たせる技術としては、従来から以下の方法が用いられている。

- ① 導電性グリースを封入する
- ② 接触ゴムシールに導電性を持たせる
- ③ 内外輪間に金属製のバイパスを設ける

近年、装置のコストダウンが急速に進められており、市場の要求に応えるためにはコストを極力抑える必要がある。コスト面を考えると部品の追加は厳しく、①の導電性グリース封入軸受が最も有効である。

NTNでは、グリースメーカーと共同で開発した常温仕様、高温仕様のオリジナルグリースを封入した軸受で対応しており、その性能について紹介する。

4.1.1 感光ドラム支持用通電軸受

表1にNTNオリジナル常温仕様導電性グリースEP-2グリース、EP-3グリース（EP-2の離油度改善品）の代表性状を示す。特長としては、増ちよう剤に導電物質であるカーボンブラックを使用している。

表1 常温仕様導電性グリースの代表性状
Typical properties of conductive grease for photosensitive drum

	NTN EP-2グリース	NTN EP-3グリース	試験方法
増ちよう剤	カーボンブラック	カーボンブラック リチウム石けん	—
基油	合成炭化水素	合成炭化水素	—
混和ちよう度	290	266	JIS K 2220
離油度 mass %	3.2 (100℃, 24時間)	1.6 (100℃, 24時間)	JIS K 2220

図2に通電軸受の抵抗値測定方法，表2に測定条件を示す。

表2 軸受抵抗値評価条件
Test condition of bearing resistance

試験軸受	6806ZZ φ30mm×φ42mm×7mm
回転速度 (min ⁻¹)	100
ラジアル荷重 (N)	4.9
雰囲気温度 (°C)	室温
制御抵抗 (kΩ)	300

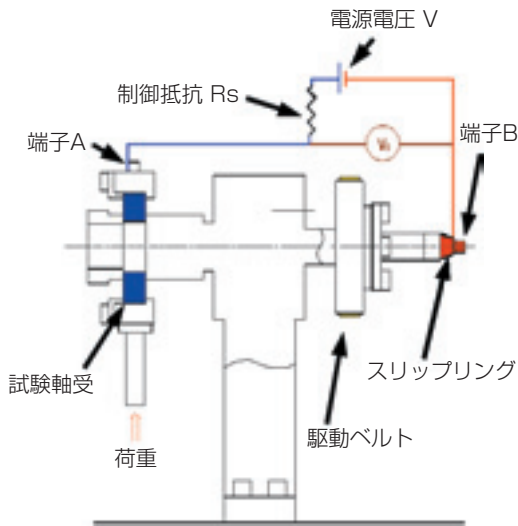


図2 抵抗値測定装置概略図
Test rig of bearing resistance

図3に示すように，EP-2グリース,EP-3グリース，従来グリースを封入した軸受の抵抗値を示す。EP-2グリース，EP-3グリースは，経時劣化が少なく低位安定している。

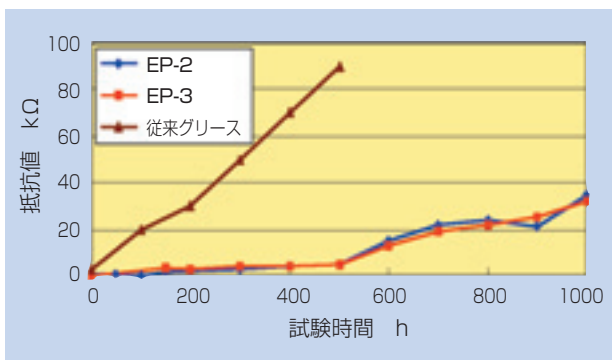


図3 軸受抵抗値経時変化
Results of bearing resistance test

図4に前記試験に使用した軸受の重量減少量を示す。EP-3グリース封入軸受は，基油の保持力が向上し，EP-2グリース封入軸受と比較し重量減少が少なく，運転中の基油漏れに対して効果があると考えられる。

以上の結果から，今後感光ドラム支持軸受用導電グリースは，EP-3グリースへの統一を図っていく。

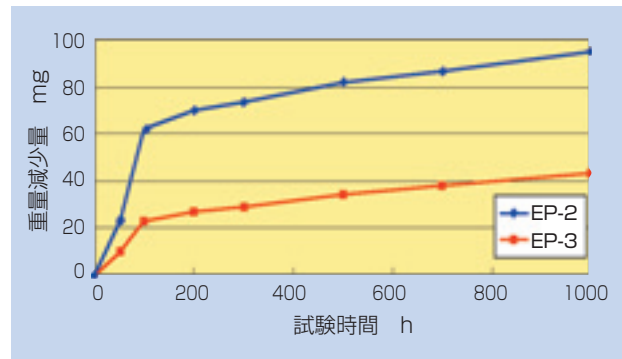


図4 軸受重量減少量
Results of bearing weight loss test

4.1.2 定着ローラ支持用通電軸受

定着部は，感光部と異なり高温（最大250°C）となるため，軸受には高温耐久性と通電性が要求され，封入グリースは通常ふっ素グリースが使用される。NTN高温用導電性グリースもふっ素グリースをベースに開発し，表3にNTN高温用導電性グリースEF-5グリース，EF-7グリース（EF-5の寿命改善品）の代表性状を示す。

表3 高温仕様導電グリース代表性状
Typical properties of conductive grease for fuser roller

	NTN EF-5グリース	NTN EF-7グリース	試験方法
増ちょう剤	PTFE+黒鉛	PTFE+黒鉛	—
基油	ふっ素油	ふっ素油	—
混和ちょう度	234	225	JIS K 2220
離油度 mass %	5.0 (200°C, 24時間)	3.9 (200°C, 24時間)	JIS K 2220

一般のふっ素グリース封入軸受抵抗値は約100kΩであるが，EF-5グリース，EF-7グリースを封入した軸受は，図5に示すように低い抵抗値である。特に今回開発したEF-7グリースは，長時間低抵抗値を維持している。また，図6に示すようにEF-7グリースはEF-5グリースの3倍以上の高温耐久性を示している。よって，今後定着ローラ支持軸受用導電グリースは，EF-7グリースへの統合を図っていく。

表4 軸受抵抗値経時変化評価条件
Test condition of bearing resistance

	運転条件	測定条件
試験軸受	2TS3-SC05B98ZZ φ25mm×φ32mm×7mm	
回転速度 (min ⁻¹)	130	
ラジアル荷重 (N)	220	
雰囲気温度 (°C)	200	室温
制御抵抗 (kΩ)	—	300

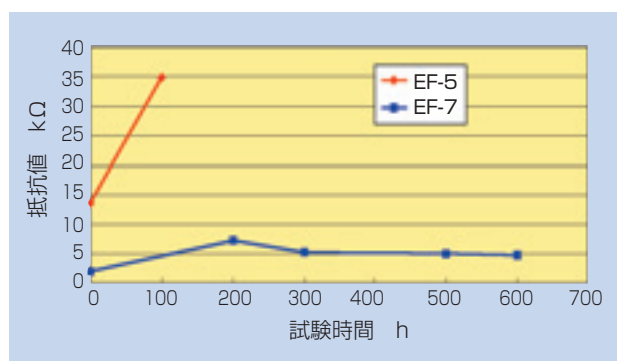


図5 軸受抵抗値経時変化
Results of bearing resistance test

表5 高温グリース寿命試験条件
Test condition of high temperature grease life

	試験条件
試験軸受	2TS3-SC05B98ZZ φ25mm×φ32mm×7mm
雰囲気温度 (°C)	200
回転速度 (min ⁻¹)	130
ラジアル荷重 (N)	220
寿命判定基準	①軸受の温度上昇 (+15°C) ②モータのトルク上昇 (初期の1.5倍)

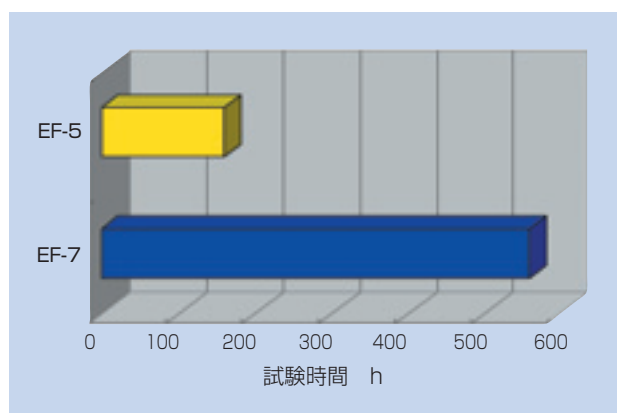


図6 高温グリース寿命試験結果
Results of high temperature grease life test

4.2 ケミカルアタック対応軸受

複写機、プリンタには、多くの樹脂部品（主に芳香族系樹脂）が使用されている。軸受には、潤滑剤としてグリースが封入され、外周面には防錆油を塗布している。「油-樹脂」の組み合わせによっては、樹脂部品にクラックやクレーズを発生させてしまう恐れがある。

4.2.1 ケミカルアタックのメカニズム

ケミカルアタック（応力腐食割れ）とは、「腐食と静的応力によって割れや脆化をもたらすもの」である。静的応力とは、ある一定の静的荷重がかかっている状態で、内部に発生する応力のことである。腐食とは、樹脂と溶媒の相溶性が良く、相手の樹脂を溶解させたり、樹脂を構成している分子に油が入り込み、樹脂を構成している高分子の鎖や結晶構造をほぐし、クラックやクレーズを発生させることである。

4.2.2 ケミカルアタック評価

図7に示すように、一定量たわませた供試用樹脂の引っ張り応力が発生する側に供試油を塗布し、表6の条件で放置する

表6 ケミカルアタック評価条件
Test condition of solvent crack

試験樹脂片 (mm)	150×19×3 (長さ×幅×厚さ)
歪み率 (%)	5
放置温度 (°C)	70
放置時間 (h)	72

(歪み率=歪み量/支点間距離)

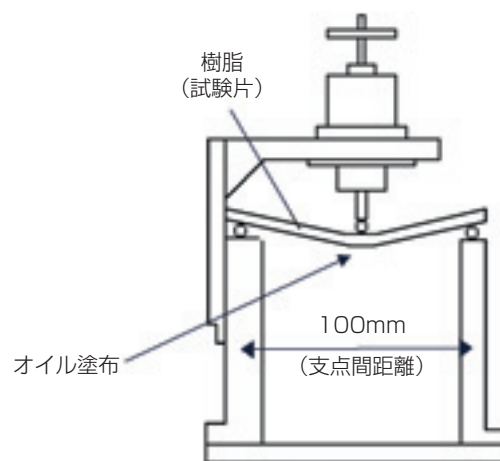


図7 ケミカルアタック試験機
Test rig of solvent crack

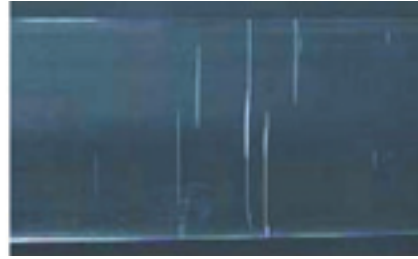


写真2 評価後クラックの発生した供試用樹脂
Example of test pieces after evaluation (occurred split and crack)

軸受に使用されるグリースの基油と主に使用される樹脂部品材との評価結果例を表7に示す。

表7 ケミカルアタック評価結果
Results of chemical attack test

	エステル油	フッ素油	鉱油	PAO
ABS	×	◎	○	◎
PC	×	◎	○	◎
POM	◎	◎	◎	◎
PA	◎	◎	◎	◎
PBT	○	◎	◎	◎
PEEK	◎	◎	◎	◎
PPS	◎	◎	◎	◎

◎：ほとんどアタックしない
○：場合によってはアタックする危険性がある
×：アタックする

複写機、プリンタには、ABS（アクリロニリルブタジエンスチレン樹脂）、PC（ポリカーボネイト樹脂）が多く使用されるので、軸受の封入グリース及び防錆油は、樹脂材を攻撃しないケミカルアタック対応油脂を選定する必要がある。

NTNでは、上記結果を基にPAO及びフッ素を基油としたグリース及び防錆油を使用して対応している。尚、前項で紹介した導電性グリースも、ケミカルアタック対応となっている。

4.3 定着ローラ支持用鳴き音防止軸受

一般的に定着ローラ支持軸受は組み込み性を考慮し、内輪と軸はルーズはめあいとしている。定着ローラには、熱と荷重が負荷され、軸方向への熱膨張とローラのベンディング現象が発生する。「ルーズはめあい」「軸方向への熱膨張」「ベンディング」により、軸受の姿勢が崩れ、1回/1回転の周期で内輪が軸を叩く異音（鳴き音）が発生する。従来は、軸と内輪間にグリースを塗布、あるいは樹脂製スリーブ（断熱スリ

ーブ）を装着して対策していた。NTNでは、内輪内径面に施した特殊潤滑表面処理により、内輪内径面の摩擦係数を40%低減した。それによって、内輪はローラの熱膨張、ベンディングに対し姿勢を崩さず追従し、鳴き音を防止することができる。

図8に特殊潤滑表面処理の耐久評価結果を示す。表8の条件にて600時間運転しても内輪内径寸法の変化がほとんどなく、表面処理の摩耗は発生していないことが分かる。

表8 特殊潤滑表面処理の摩耗試験条件
Test condition of wear test for special lubricant film

	試験条件
試験軸受	2TS3-6804ZZ φ20mm×φ32mm×7mm
軸温度(°C)	200
回転速度(min ⁻¹)	120
ラジアル荷重(N)	294
軸材質/表面粗さ	A5052/Ra0.5

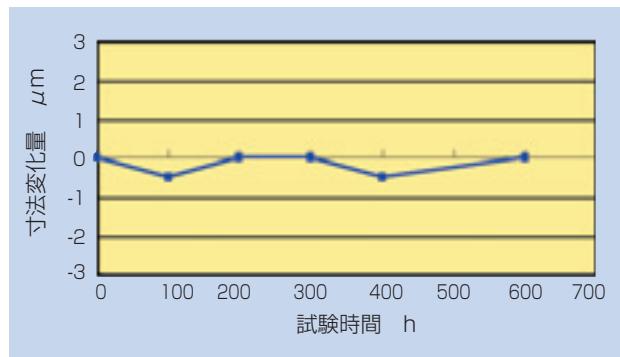


図8 特殊潤滑表面処理品の内輪内径寸法変化
Results of wear test for special lubricant film

5. まとめ

複写機・プリンタの機能向上に伴い、軸受に求められる性能も日々変化している。今後も装置の要求機能に合致した軸受技術開発を行い、高性能化、省エネルギーに貢献していく。

なお、NTNでは、事務機器用商品（転がり軸受、樹脂商品、焼結商品、トルクリミッタユニット、ワンウェイクラッチユニット、トルクダイオード）を1冊にまとめた「事務機器用商品総合カタログ（カタログNo.8701/J）」を発行したので参照されたい。

執筆者近影



片桐 力
産機商品本部
産機技術部

[製品紹介]

事務機器用ユニット商品 Unit Products for Office Equipment



糸見 正二* Shoji ITOMI
諸岡 淳* Atsushi MOROOKA

NTNのトルクリミッタ、トルクダイオードなどの回転制御部品は、複写機・プリンタの中・高速機種に多く使用されている。今般、低速機種にも適用可能な超小型トルクリミッタ、小型・軽量トルクダイオードを開発したので紹介する。

The torque limiter and the torque diode are used for a high-speed model and a medium-speed model of the copier and the printer. NTN developed a new torque limiter and the torque diode that can be used also for a low-speed model.

1. 超小型トルクリミッタユニットの紹介

1.1 はじめに

複写機・プリンタなど事務機器の給紙部には、用紙を1枚ずつさばくためにトルクリミッタが使用される。従来からNTNでは、給紙部用にトルクリミッタユニット（NTSシリーズ）をラインナップし、多くの納入実績がある。

しかし、最近の事務機器設計においては省スペース及び軽量化のニーズが強く、給紙ユニット部も、トルクリミッタを含め小型化が求められている。

この小型化の流れの中、従来のNTSシリーズでは寸法制約から、装置設計上の工夫が必要な場合があった。そこで、小型のトルクリミッタとして、**超小型トルクリミッタユニット（NTB14）**を開発した。

1.2 内部構造の最適化

従来のNTSシリーズ(以下、従来品)は、内輪、コイルばね、外部樹脂部品とふたで構成されている。内輪と外部樹脂部品間に作用するトルクが小さい時は、内輪と外部樹脂部品は共回りをし、トルクが大きくなると、一定のトルクを保ちながら相対回転する機構を持

っている。トルク発生の原理はコイルばねの内輪に対する緊迫力を利用し、トルク発生方向への回転トルクを制御している。内部構造は図1に示すように、コイルばねに径差を設け、小径部分をトルク発生部、大径部分をトルク調整部としている。トルクの設定は、外部樹脂部品に対してふたを相対回転させることで大径部分を捩じり、その捩じり力によって小径部分のばねを縮径させ、内輪に対する緊迫力を与える。なお、従来品はコイルばねの両端フックを外部樹脂部品とふたに係合する方式のため、一方向（トルク発生方向）のみ回転可能であった。

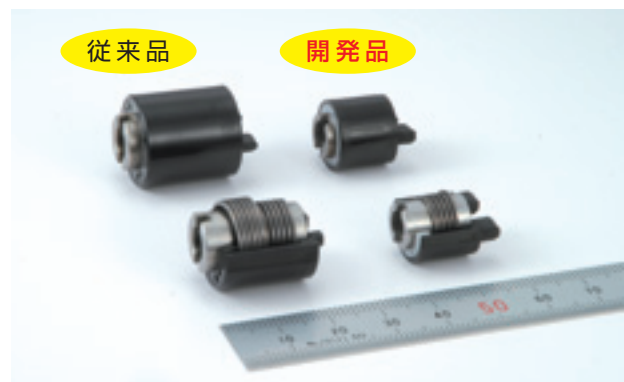


写真1 トルクリミッタの外観
Torque limiter

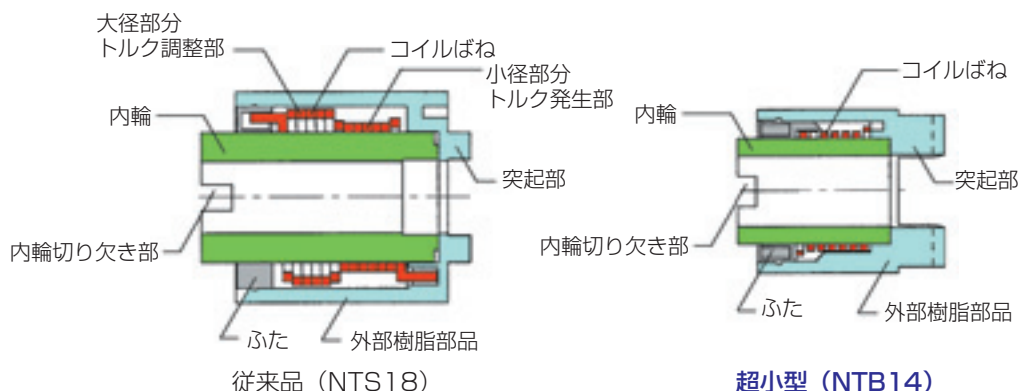


図1 従来品 (NTS18) と超小型 (NTB14) の構造比較
Structure of current type (NTS18) and new type (NTB14)

今回開発した、超小型トルクリミッタユニット(以下、NTB14)は、従来品のコイルばねのトルク調整部である大径部分をなくし、ばね内径と内輪外径のしめしろにより、発生トルクを管理する仕様にしたことで、外部樹脂部品の外径と長さ寸法の小型化を実現した。また、新構造によって、両方向回転が可能になった。

1.3 NTB14の特長

1.3.1 小型化

従来品 (NTS18) : 外径φ18×長さ18mm

開発品 (NTB14) : 外径φ14×長さ12mm

【使用上のメリット】

給紙部用ゴムローラと一体構造とすることにより、ゴムローラ径のサイズダウンと軸方向の省スペース化が実現できる(図2)。また、部品点数の削減や組込み性の向上も図ることが可能である。

1.3.2 両方向回転

新構造により、両方向の回転を可能にした。

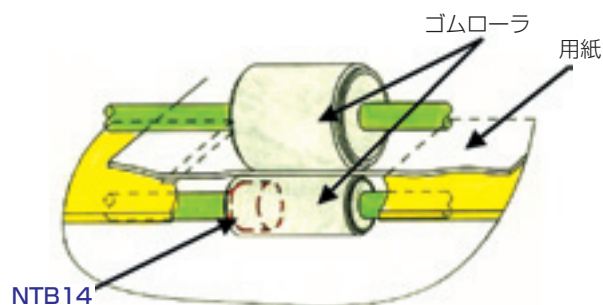


図2 ゴムローラ一体型の例
Example of torque limiter and rubber roller to all-in-one design

【使用上のメリット】

紙詰まり発生時の用紙除去が容易となる。

1.3.3 ケミカルアタック対応

従来品と同様、内輪に含油焼結金属を使用し、含浸油は樹脂部品へのケミカルアタック対策を施した油を使用している。

【使用上のメリット】

- ・周辺部品の樹脂材料に対しても安全である。
- ・含油焼結金属のため、潤滑油の漏れがなく、給油も不要である。

1.4 耐久性

耐久試験結果の代表例を図3に示す。

トルク低下量も従来品とほぼ同じで、同等の耐久性を有している。

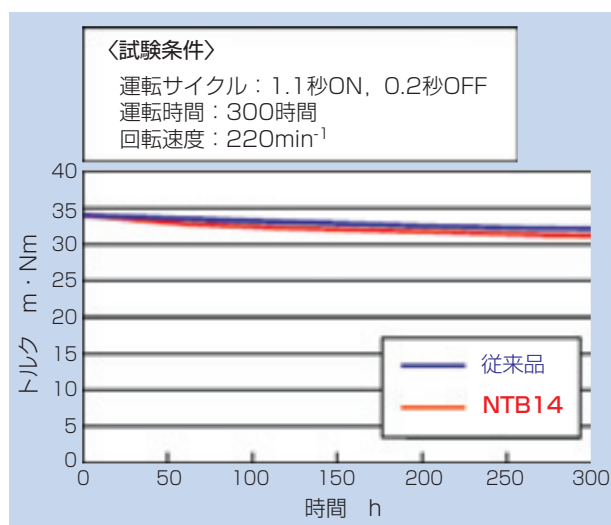


図3 耐久試験結果の代表例
Results of endurance test

1.5 標準形状・使用材料と設定トルク値

NTB14の標準形状を図4に、使用材料を表1に示す。なお、標準以外の形状も対応は可能である。

設定可能トルク値：24.5～39.2 mN・m
{250～400 gf・cm}

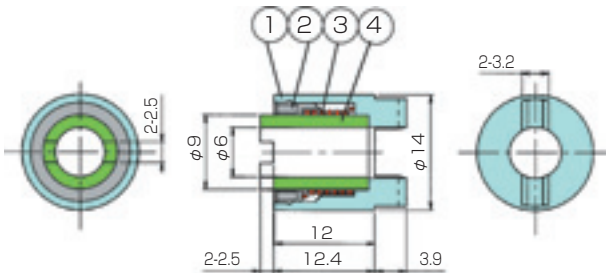


図4 NTB14の標準形状
Design of NTB14

表1 NTB14の構成部品と材料
Composition and material of NTB14

符号	構成部品	使用材料
1	外部樹脂部品	ポリアセタール樹脂 (色相：黒色)
2	ふた	ポリアセタール樹脂 (色相：白色)
3	コイルばね	ばね鋼
4	内輪	鉄系焼結材
-	潤滑剤	ケミカルアタック対応オイル(内輪に含浸)



写真2 新型トルクダイオード外観
New type Torque Diode

2. 小型・軽量トルクダイオードTDL16の紹介

2.1 はじめに

複写機・プリンタは、フルカラー化により部品点数や可動部が増加している。しかし、設置スペースは、従来のモノクロ機並の大きさが求められているため、各部品に対する小型化の要求が強い。また、ブルーエンジェルをはじめとする省エネルギー化の規制などにより、消費電力削減も進められている。

ロック型トルクダイオードは、逆入力防止機能により、電源を切ってもトレイなど駆動部の位置を保持することが可能なため、モータに電源を供給して保持する方式と比較して、省エネルギーに有効である。

NTNでは、ロック型トルクダイオードTDL28を開発し、事務機器用として納入中であるが、TDL28は各部品が鋼で構成されているため重量が重く、構造上小型化には限界があった。そこで、小型・軽量を狙って新型トルクダイオードTDL16を開発した。

2.2 ロック型トルクダイオードの原理

トルクダイオードとは、入力側からの回転は出力側に伝わるが、出力側からの回転は入力側に伝わらないという逆入力遮断クラッチである。出力側からの回転は、出力軸がロックして入力側に伝えないものを「ロック型」、出力軸が空転して伝えないものを「フリー型」と区別する。

図5～7にロック型トルクダイオードの動作原理を示す。

入力軸が回転しない状態では、内輪カム面（出力軸と一体）と外輪摺動面で形成されるくさび形状にころがばねで押し付けられている。したがって、内輪（出力軸と一体）を回そうとしても内輪と外輪はロックしているため回転しない（図5）。

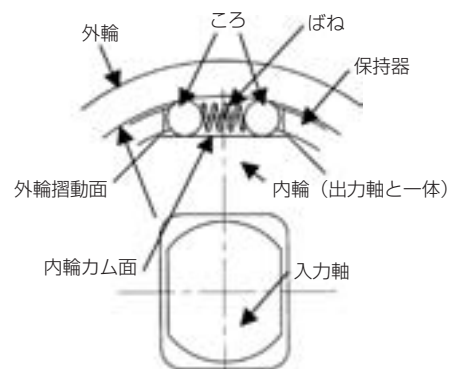


図5
Fig. 5

入力軸と保持器は一体で回転する構造のため、入力軸を回転すると保持器も同方向に回転する。その後、保持器はころに接触し、ころをカム面の広大側（ばね側）へ押しやるのでロックは解除される（図6）。

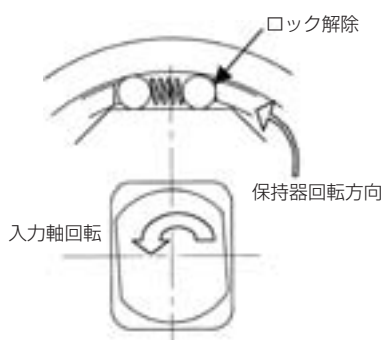


図6
Fig. 6

入力軸を更に回転させると、入力軸に設けた2面幅が内輪穴部の2面に接触し、この部分を押しして内輪（出力軸一体）を回転することができる（図7）。

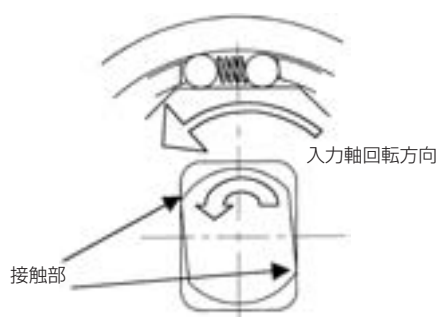
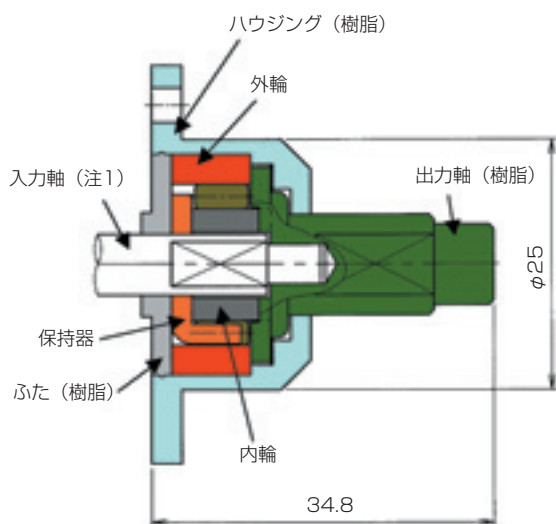


図7
Fig. 7



注1：入力軸はトルクダイオードには組み込まれていません。

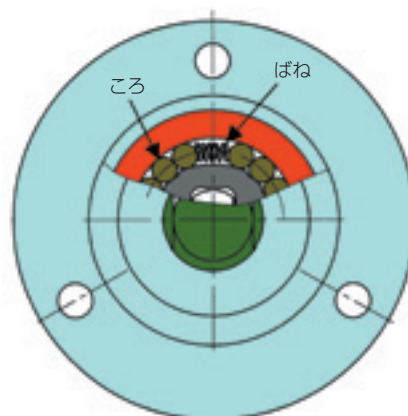


図8 TDL16の構造図
Structure of TDL16

2.3 小型・軽量ロック型トルクダイオード TDL16の構造

開発した小型・軽量ロック型トルクダイオード TDL16の構造を図8に示す。

2.3.1 小型化

従来のTDL28がばね両端に1個ずつころをカム面に押し付ける構造であるのに対し、TDL16ではばね両端に複数個のころをカム面に押し付ける新規構造とした。その結果、同じころ本数を使用しても外径を小さくすることが可能となり、クラッチ部の負荷容量低下を最小限に抑えることができた。

TDL16とTDL28の寸法・許容トルク比較を表2に示す。

表2 TDL16とTDL28の寸法・許容トルク比較
Size and limiting torque of TDL16 and TDL28

	TDL16	TDL28
形状	外径φ25mm×長さ35.8mm (ただし、樹脂ハウジングの形状変更は可能)	外径φ30mm×長さ38.2mm
許容トルク ^{注2)}	2.5N・m	4.9N・m

注2：許容トルクは、カム面に生じる最大面圧から算出したトルク値であり、使用時の寿命は使用条件により変化する。

2.3.2 軽量化

小型・軽量トルクダイオードTDL16は、[図8](#)に示す構成部品（出力軸、ハウジング、ふた）に樹脂を使用することで軽量化（50%減）を図った（[図9](#)）。

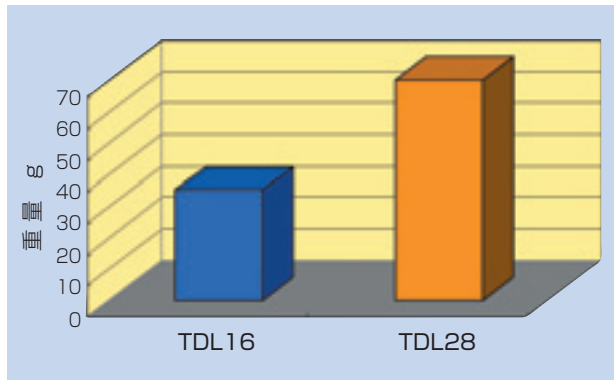


図9 TDL16とTDL28の重量比較
Weight of TDL16 and TDL28

2.3.3 耐久性

耐久性については、[表3](#)に示す試験条件にて30万サイクルを満足した。

表3 耐久性試験条件
Test condition of endurance test

回転速度	250min ⁻¹
負荷トルク	0.5N・m（一方向に常時負荷）
1サイクル	2.5秒正回転⇒10秒停止⇒2.5秒逆回転⇒10秒停止

3. まとめ

今回紹介した超小型トルクリミッタユニットNTB14及び小型・軽量トルクダイオードTDL16は、装置の省スペース化、省エネルギー化に貢献できると考える。今後も市場ニーズに合致したユニット商品を開発していく。

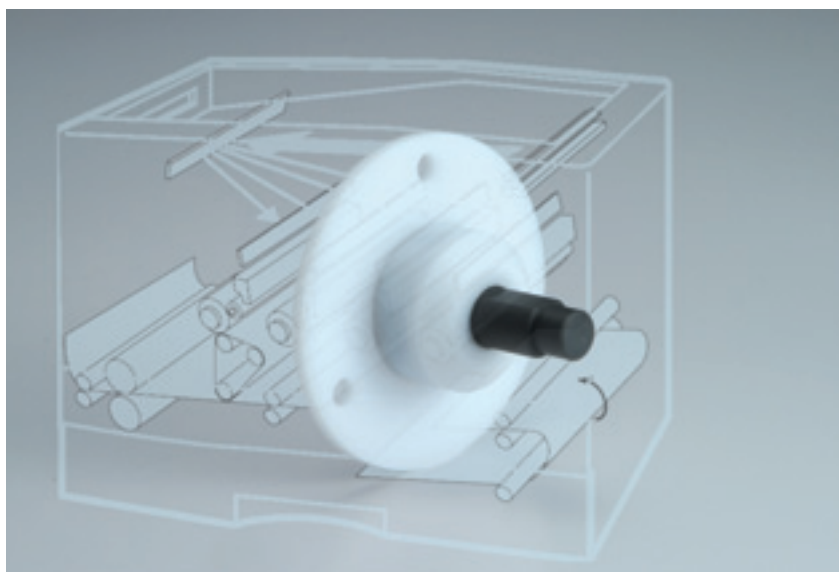
執筆者近影



糸見 正二
産機商品本部
産機技術部



諸岡 淳
産機商品本部
産機技術部



[製品紹介]

ホーニングスラッジ・鉄鋼ダスト固形化处理機

Honing Sludge and Electro Furnace Dust Briquetter



後藤 正三* Shouzo GOTOH
 中村 莞爾* Kanji NAKAMURA

ISO14001を認証取得した会社として、NTNはリサイクル技術を確立して循環型社会に貢献する責任がある。まず最初にNTNは2000年に研削スラッジ固形化处理機を開発して研削スラッジのリサイクルを開始し、コストダウンと同時にゼロエミッションを達成した。固形化处理技術を基にNTNは2002年には環境ベンチャー企業UNITOPを設立し、社会における固形化处理に対する多くのニーズを見出した。その結果、次の対象としてホーニングスラッジと電気炉ダストが取り上げられた。基礎テストを実施後、ホーニングスラッジと電気炉ダストの実用機が開発された。これらの機械は環境負荷軽減に貢献することが期待される。

Being ISO14001-certified company, NTN is responsible for helping establish recycling technology and contributing to our recycle-based society. At first NTN has started grinding sludge recycling with grinding sludge briquetting machine 2000, then achieved Zero-emission with cost reduction. Based on briquetting technology, NTN has established UNITOP which is environmental venture business 2002, and found many kinds of needs for briquetting. Honing sludge and electro furnace dust were picked up for next targets. After practicing basic test, practical machines for honing sludge and electro furnace dust were developed. These machines will contribute to environmental load reduction.

1. まえがき

NTNは1998年に磐田製作所で最初にISO14001を認証取得したが、その時点でのNTNにおける最大環境負荷物質は研削スラッジで、年間約8000トン産廃処理していた。そこでISO14001認証取得を機に研削スラッジのリサイクルと産廃処理費用のコストダウンの両立を目標に掲げてリサイクル技術の開発に取り組んだ結果、研削スラッジを固液分離することで図1に示すリサイクルを実現できる技術的な目処を立てることができた。そして2000年に実用機を開発して本格的なリサイクルを開始後、3年間でほぼすべての研削スラッジをリサイクル化した。その結果、ISO14001の目的である環境負荷軽減を実現してゼロエミッションを達成するとともに、産廃処理費用削減によるコストダウンにも成功した。その取り組み過程で2002年に研削スラッジの固形化处理技術を核

に、環境ベンチャーのユニットトップ(株)を設立して活動を開始した。客先から固液分離・固形化处理に対する新たなニーズを掘り起こすことにも成功し、現在ホーニングスラッジと鉄鋼ダストの固形化处理機の実用化に取り組んでいる。

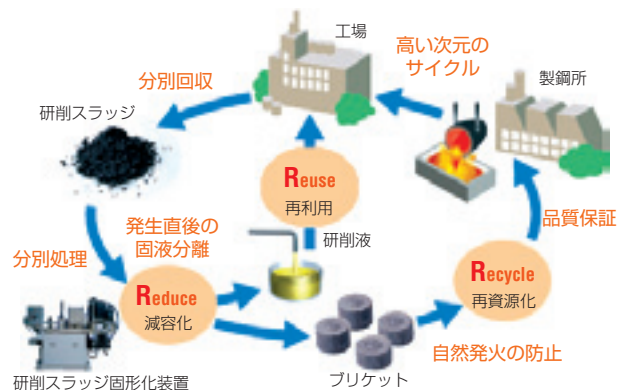


図1 研削スラッジの3Rリサイクル
 3R recycling for grinding sludge

*生産技術研究所 設備開発部

2. ホーニングスラッジ固形化処理機

2004年に自動車メーカーよりエンジンシリンダボアのホーニング加工で発生するスラッジの固形化処理機開発の要請を受けた。そこで研削スラッジ固形化処理技術で対応可能かテストしたところ、加圧初期段階より金型と加圧軸の機械的すきまからスラッジが流出して固液分離・固形化処理は困難であることが判った。固液分離・固形化処理が困難となる原因を調査した結果、切粉形状の違いに起因することが判明した。ホーニング切粉の顕微鏡写真を図2に、研削切粉の顕微鏡写真を図3に示す。両者を比較すると研削切粉は絡み易いカールした形状をしているのに対して、ホーニング切粉は丸まっているため絡み難いことが判る。そのようなホーニングスラッジを固液分離・固形化処理するため、図4に示すようにペーパーフィルタで機械的なすきまを塞いで切粉は流出させず加工液のみを排出する方法をテストした。その結果、確実に固液分離・固形化処理できることが確認できた。そこで図5に示

すホーニングスラッジ固形化の試作機を製作して、2005年秋より客先で連続テストを実施した結果、基本的な機能で合格の評価を得た。図6に機械の機構を示す。テストに使用したホーニングスラッジを図7に示す。テストで得られたブリケットを図8に、回収された加工液を図9に示す。なお参考までに加工中のホーニング液の写真を図10に示す。両者の比較からペーパーフィルタを使用した固液分離・固形化処理でホーニング液が濾過されて清浄化されているのが判る。今回開発したホーニングスラッジ固形化処理機は下記の特徴を持っている。

- ① 確実な固液分離・固形化処理・・・安定稼働による省人化実現
- ② ブリケットと清浄な加工液に固液分離・・・固液分離時に濾過も同時に実施
- ③ オール電気駆動・・・省エネ、静粛稼働、最適な加圧制御
- ④ 小型・・・発生現場に設置して発生直後に即処理可能

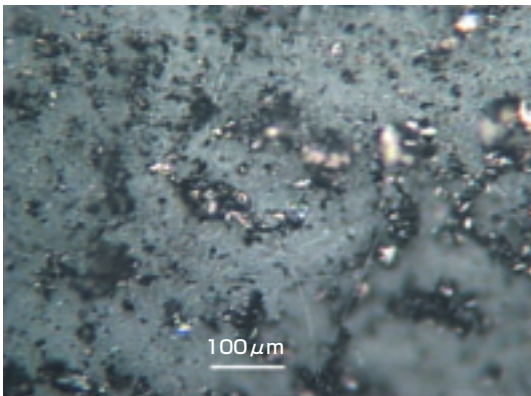


図2 ホーニング切粉
Magnified honing swarf

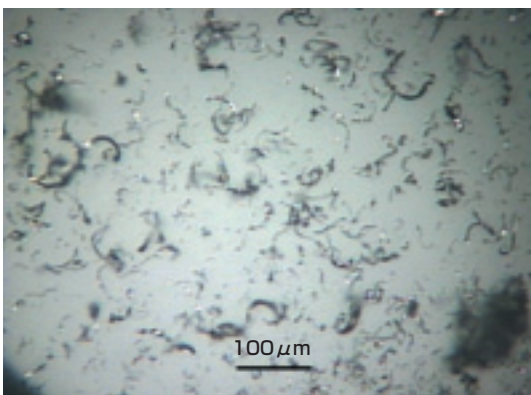


図3 研削切粉
Magnified grinding swarf

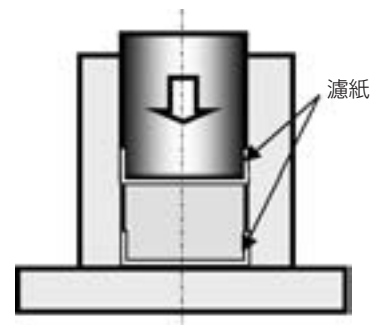


図4 ホーニングスラッジの固形化処理テスト
Test method of honing sludge briquetting

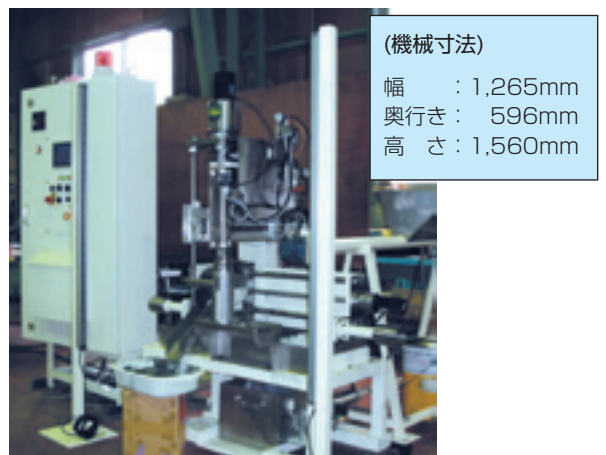


図5 ホーニングスラッジ固形化処理試作機
Test machine for honing sludge briquetting

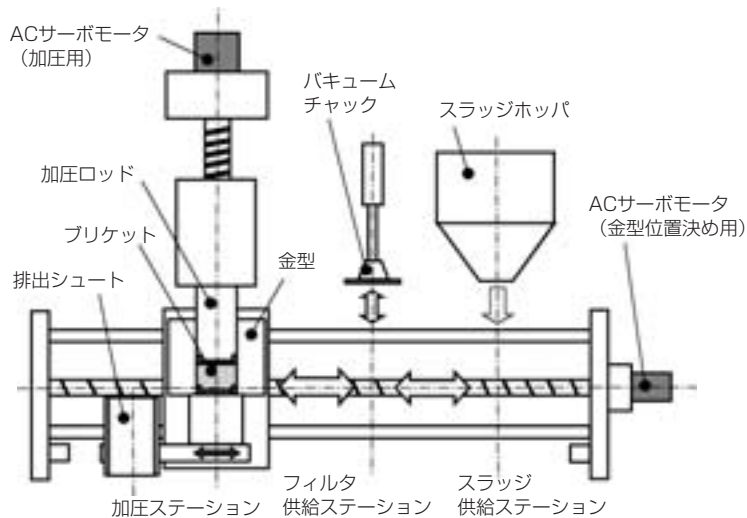


図6 ホーニングスラッジ固形化処理機の説明図
Mechanism of horning sludge briquetter

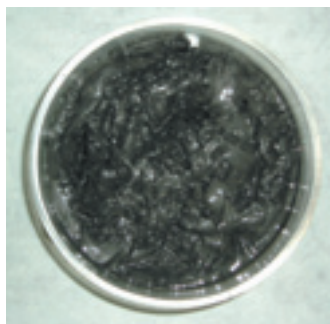


図7 ホーニングスラッジ
Horning sludge



図8 ホーニングスラッジのブリケット
Horning swarf briquette



図9 固形化処理後の回収液
Recovered horning oil
after paper filtration



図10 加工中のホーニング液
Horning oil in horning
machine

3. 鉄鋼ダスト固形化装置

NTNでは、『研削スラッジ固形化装置』で培った技術を更に進め、鉄鋼ダストとカーボンを予め混合して造粒したペレットを用い、従来にないバインダーレスで処理能力の高い『鉄鋼ダスト固形化装置』を、ダイワスチール株式会社殿の有する造粒技術と、NTNの固形化技術を組合せて開発した。

本装置は、新規技術を盛り込んだ「造粒機」との組み合わせにより、固形物強度の品質安定や電炉内での熔融効率改善などの特長を有しており、産業廃棄物削減のみならず電炉の電力費削減効果も見込まれ、比較的短期間で投資費用の回収が期待できるエコ設備と位置づけられる。

3.1 鉄鋼ダストのリサイクル

鉄鋼ダストのリサイクルを図11に示す。電炉で発生したダストは、フィルタで捕集された後、還元剤且つ燃料となるカーボン及び水と混合されてペレットに成形される。このままで電炉に投入するには強度・作業性の点から問題があるので、今回開発の固形化装置でブリケットに成形して再投入する。ダストを繰り返しリサイクルすることにより、沸点の低い亜鉛の濃度がダスト中で上昇し電炉の操業上問題となるので、亜鉛濃度があるレベルに達した段階で鉄分と亜鉛を分離・回収し、鉄分は電炉へ再投入され、亜鉛は有価物となる。

このリサイクルにより、従来行われているダストの

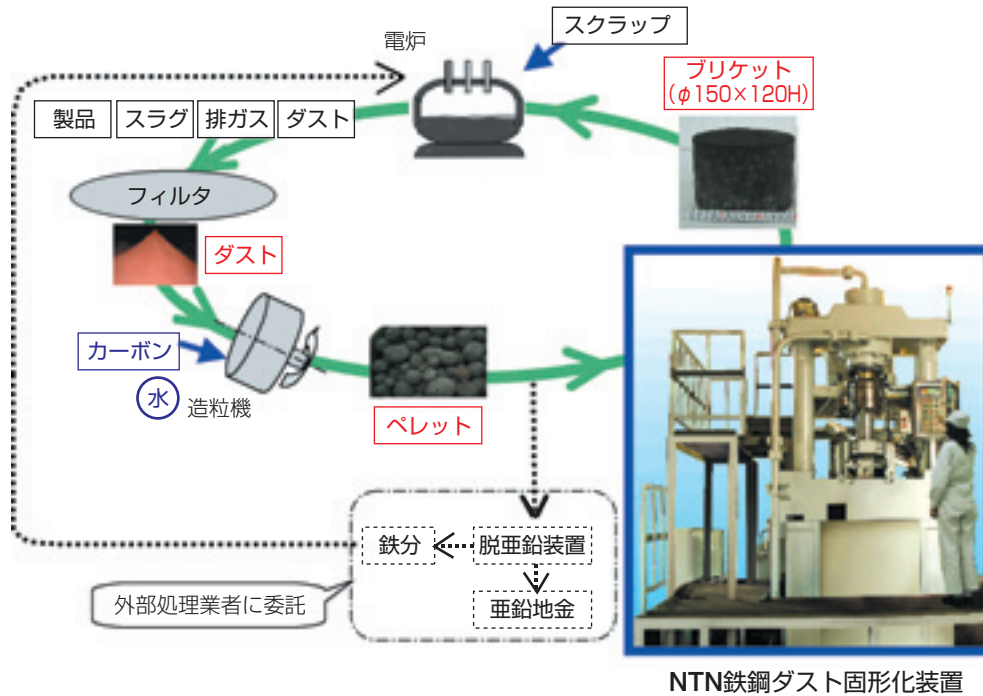


図11 鉄鋼ダストのリサイクル図
Recycling of EAF (electric arc furnace) dust

埋立て処理がなくなり、また、脱亜鉛処理の回数が削減され、産業廃棄物の処理費用が大幅に低減される。

3.2 固形化装置の概要

1) 成形原理

成形法を図12に示す。造粒したペレットをダイスに投入し、上下からパンチで加圧してブリケットに成形する。

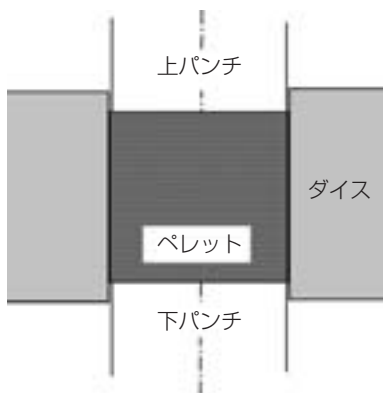


図12 成形法
Moulding method

2) 各要因の成形強度への影響

材料・成形条件の成形強度への影響度を調べた結果を図13～16に示す。成形強度は、ブリケットを1mの高さから5cmの厚さに敷いた原料粉の上に落下させたときの割れの分割数から指標化したもので、指標が高いほど成形強度は高い。ペレットの含水率、カーボン含有率、成形圧を適切に選ぶことで必要な成形強度を得ることができる。成形速度は遅いほど成形強度には有利であるが、処理能力を勘案して適切な成形速度を選定している。

3) 装置の構成

ペレットを入口ホッパで受けて以降、定量切出し→水の噴霧→ダイスへの投入→成形→排出を自動で行う。最適成形条件の設定と合理的な装置の設計で、安定した成形強度と高い生産性を実現している。装置の主な仕様を表1に示す。

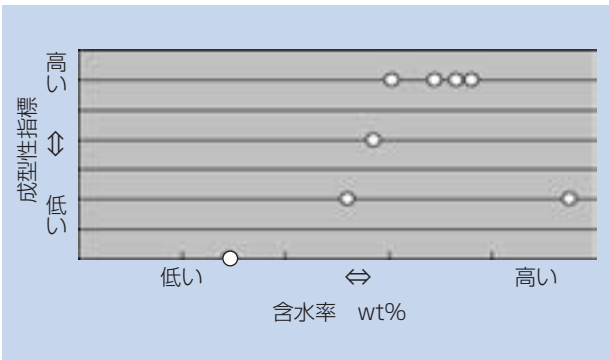


図13 含水率と成形強度
Water content and briquette strength

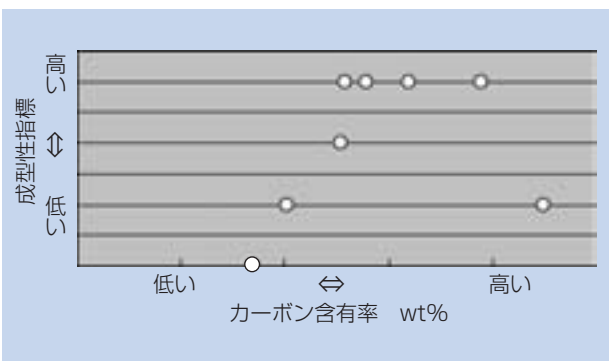


図14 カーボン含有率と成形強度
Carbon content and briquette strength

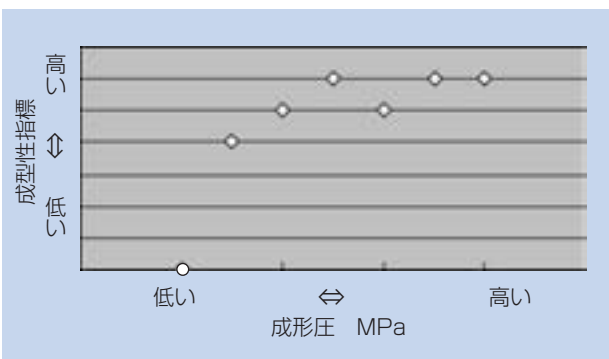


図15 成形圧と成形強度
Moulding pressure and briquette strength

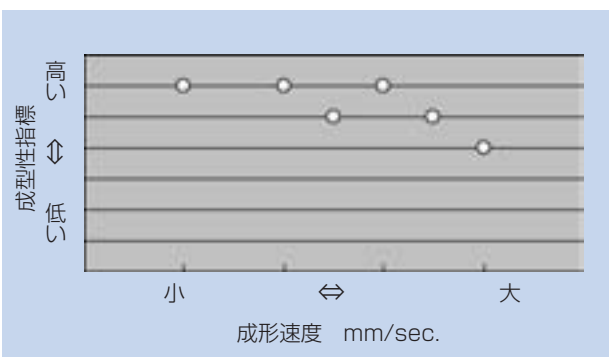


図16 成形速度と成形強度
Moulding speed and briquette strength

表1 鉄鋼ダスト固形化装置の主な仕様
Main specification of dust moulder

型 式	HDM-150
原材料	鉄鋼ダストにカーボンと水を混ぜて造粒したペレット
ブリケットサイズ	直径φ150mm×高さ120mm, 重量約6.5kg
サイクルタイム	17秒
機械のサイズ	幅3600mm×奥行き5550mm×高さ4300mm, 重量約1500 t
処理能力	800 t/月 (30日, 24時間稼働)
電 源	三相200V, 容量50kVA

3.3 技術の特長

- ① 原材料の鉄鋼ダストに、定量管理されたカーボン、水分を加えることで、固形化後に安定した強度が得られるペレットを造粒する技術【特許出願中】
- ② 造粒したペレットを確実に固形化する技術【特許出願中】
- ③ ペレットの造粒機と連結する事が可能であり、一貫生産の自動化を実現。
- ④ ダスト粉体での再投入工程がないので、作業環境の改善。

3.4 設備導入のメリット

- ① 鉄鋼ダストの産業廃棄物ゼロ, 鉄資源の再利用
⇒ [ゼロエミッションへの貢献]
- ② バインダー費用やブリケット化の外部委託費用廃止
⇒ [業界初! バインダーレスで固形化を実現]
- ③ 電炉の熔融効率改善による電力費用削減 (従来のダストリサイクルに比べ)
⇒ [カーボンの混合と重いブリケットの採用で実現]
- ④ 亜鉛濃縮による脱亜鉛処理量の大幅削減
⇒ [熔融効率の改善により, 脱亜鉛処理が軽減され, 大きなコスト低減の実現]
- ⑤ 外部への運搬費用の大幅削減, 物流の改善
⇒ [脱亜鉛処理の軽減などで外部への運搬が大幅減少]
- ⑥ 作業環境の改善, ブリケットの取扱容易化
⇒ [粉体処理がないので, 作業環境改善に有効]

4. あとがき

ホーニングスラッジ固形化処理技術と鉄鋼ダスト固形化処理技術は今後下記展開による環境負荷軽減への貢献が期待される。

(ホーニングスラッジ固形化処理技術)

研削スラッジ固形化処理機で固液分離・固形化処理できない多種多様なスラッジに適用可能と考えられる。NTNでは超仕上スラッジの固液分離への適用が考えられ、更なる環境負荷軽減の推進が期待される。

(鉄鋼ダスト固形化処理技術)

成形に有利なことから造粒したペレットを固形化することで開発をスタートしたが、現在、直接粉体から固形化する技術にも目処を得ており、今後様々な粉体固形化によるリサイクルニーズに対応可能と考えられる。

執筆者近影



後藤 正三

生産技術研究所
設備開発部

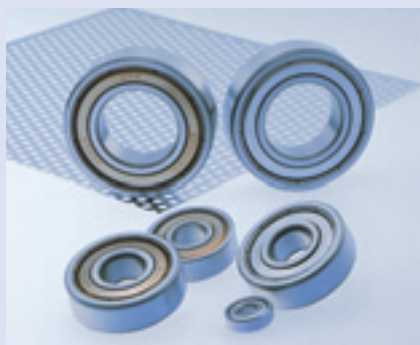


中村 莞爾

生産技術研究所
設備開発部

[製品紹介]

クリーン環境用ウルトラクリーン軸受 Ultra-Clean Bearing for Clean Environments



中島 良一* Ryouichi NAKAJIMA
本多 正明* Masaaki HONDA

NTN製「ウルトラクリーン軸受」は、半導体・液晶パネル製造装置や真空蒸着装置等のクリーン環境用途に使用されている。今般、クリーン・真空環境における高温、高荷重条件下での長寿命化要求に応えるため、ウルトラクリーンNC軸受、ウルトラクリーンWB軸受を開発したので紹介する。

NTN manufactures Ultra-Clean bearings for clean environments used for a semiconductor and LCD panel fabrication equipments, vacuum evaporation systems, etc.

NTN developed Ultra-Clean NC bearing and Ultra-Clean WB bearing by the demand of a long-life under high temperature and heavy load conditions.

1. はじめに

半導体・液晶パネル製造装置や真空蒸着装置等に使用される軸受には低発塵性が要求され、近年装置のメンテナンス期間延長に伴い、高温、高荷重条件下での耐久性向上が求められている。今回、独自開発の特殊潤滑方法を用いることにより、高面圧条件下で、真空長寿命のウルトラクリーンNC軸受、高温長寿命のウルトラクリーンWB軸受を、開発したので以下に紹介する。

2. ウルトラクリーンNC軸受の紹介(図1)

潤滑方法として、低蒸気圧オイルを含浸させた独自開発の多孔質樹脂保持器(図2)を採用した。

従来の含油樹脂保持器は、樹脂を焼結した仕様のため、潤滑油を含浸するための気孔率は最大で20%であった。新型含油多孔質樹脂保持器は、特殊製法により35%以上の気孔率を達成したことで、潤滑油を従来品より多く含浸でき、長期間潤滑剤を供給することにより、従来のウルトラクリーン軸受に対して、低発塵性を維持しながら高荷重下での長寿命を実現した。



図1 ウルトラクリーンNC軸受
Ultra-Clean NC bearing
[NC : Network Cell
微小細孔の連結]

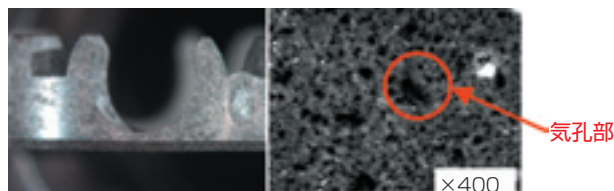


図2 多孔質樹脂製保持器外観
Porous resin cage

2.1 各種性能評価

2.1.1 発塵特性評価

表1に示すように、試験軸受を150時間回転させ、その間の発塵個数を測定する。図3に示すように、ウルトラクリーンNC軸受の発塵個数は、従来品（真空用低発塵グリース封入タイプ、特殊PTFE被膜タイプ）と同等の結果となった。

表1 発塵特性評価条件
Test conditions of dust generation

試験軸受	深溝玉軸受 (#608) $\phi 8 \times \phi 22 \times 7$ mm
真空度	10^{-5} Pa
回転速度	50 min^{-1}
測定粒子径	$0.2 \mu\text{m}$ 以上
スラスト荷重	9.8N
温度	常温
時間	150時間

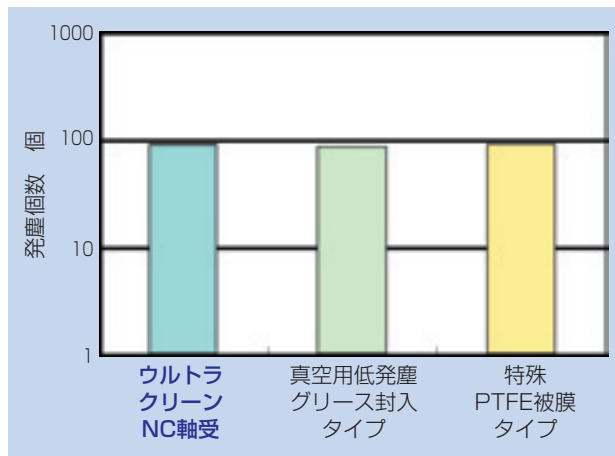


図3 発塵特性
Results of dust generation test

2.1.2 回転トルク

表2に示すように、回転トルクを評価した。結果、図4に示すようにウルトラクリーンNC軸受は、従来品(特殊PTFE被膜タイプ)と比較して低トルクである。

表2 試験条件
Test conditions

試験軸受	深溝玉軸受 (#608) $\phi 8 \times \phi 22 \times 7$ mm
真空度	10^{-5} Pa
回転速度	500 min^{-1}
温度	常温
スラスト荷重	196N

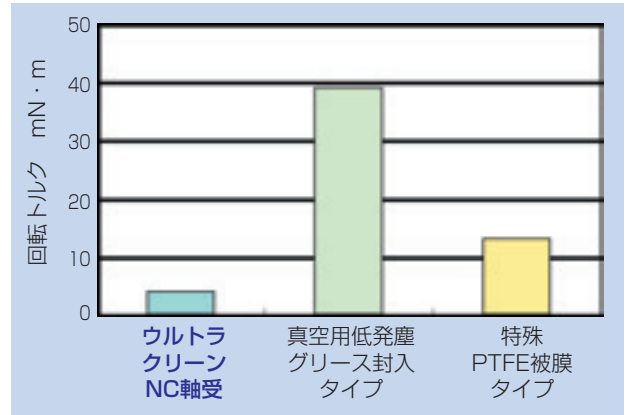


図4 回転トルク測定結果
Results of rotating torque

2.1.3 耐久性評価

表3に示すように、スラスト荷重3水準にて評価した。図5に示すように、ウルトラクリーンNC軸受は、いずれの荷重条件下においても従来品より長寿命であることが確認できた。特に高荷重条件下ではその差は顕著であり、従来品の約10倍以上である。

表3 耐久性試験条件
Test conditions of endurance test

試験軸受	深溝玉軸受 (#608) $\phi 8 \times \phi 22 \times 7$ mm
真空度	10^{-5} Pa
回転速度	500 min^{-1}
温度	常温
スラスト荷重	196N, 686N, 981N
寿命判定	急激なトルク上昇が見られた時点

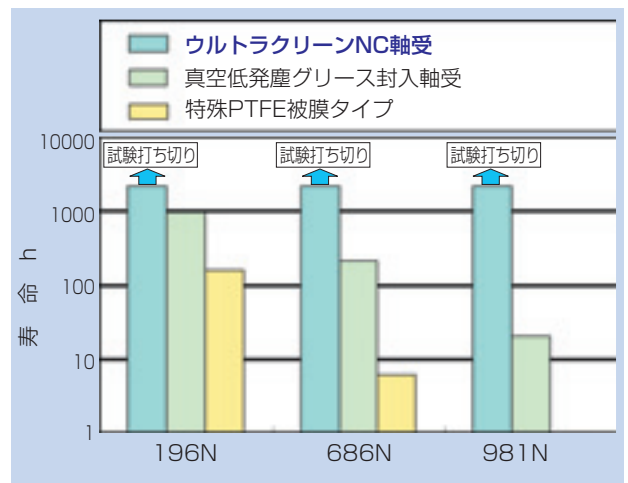


図5 耐久性試験結果
Results of endurance test

3. ウルトラクリーンWB軸受の紹介 (図6)

二硫化タングステン(以下WS₂)の潤滑性に着目し、転動体の1個をWS₂製(図7)とした。軸受内部の潤滑は、WS₂製転動体が転がることでWS₂が転走面に転写され、固体潤滑剤の役割を果たす。また、WS₂の耐熱温度が400℃であり、従来品の特殊PTFE被膜よりも耐熱性に優れており、真空蒸着装置、スパッタリング装置等の真空・高温条件での使用に適している。



図6 ウルトラクリーンWB軸受
Ultra-Clean WB bearing

WB : WS₂ Ball
[二硫化タングステンボールでの潤滑]

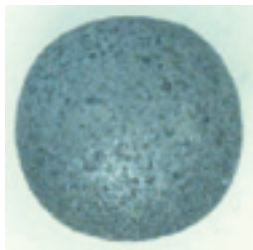


図7 WS₂製転動体
WS₂ ball

3.1 各種性能評価

3.1.1 回転トルク

表4に示すように、真空中におけるウルトラクリーンWB軸受の回転トルクを評価した。結果、図8に示すように従来品(特殊PTFE被膜タイプ)より低トルクである。

表4 回転トルク測定条件
Test conditions of rotating torque

試験軸受	深溝玉軸受 (#608) φ8×φ22×7 mm
真空度	10 ⁻⁵ Pa
回転速度	500 min ⁻¹
温度	常温
スラスト荷重	196N

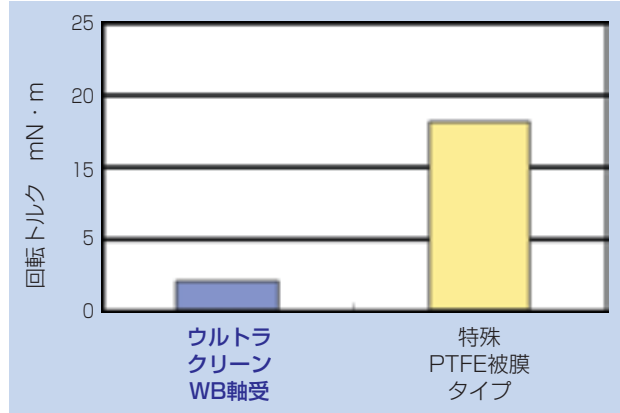


図8 回転トルク測定結果
Results of rotating torque

3.1.2 耐久性

① 高温(300℃)耐久性試験

試験条件を表5、試験結果を図9に示す。ウルトラクリーンWB軸受の寿命は、従来品(特殊PTFE被膜タイプ)と比較して約5倍以上である。

表5 試験条件
Test conditions

試験軸受	深溝玉軸受 (#608) φ8×φ22×7 mm
真空度	10 ⁻⁵ Pa
回転速度	1,550 min ⁻¹
温度	300℃
スラスト荷重	9.8N
寿命判定	急激なトルク上昇が見られた時点

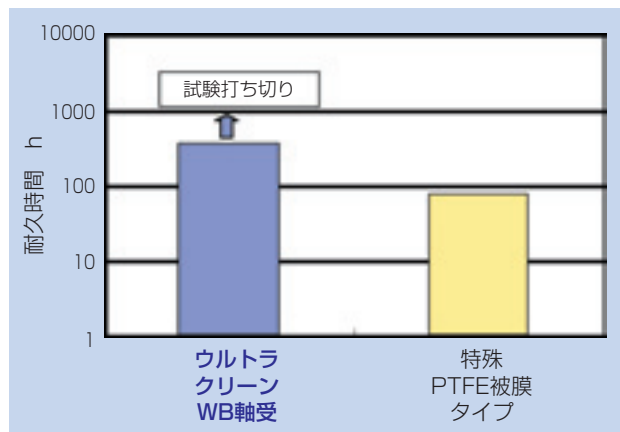


図9 高温耐久性試験結果
Results of high temperature endurance test

② 高荷重耐久性試験

試験条件を表6、試験結果を図10に示す。ウルトラクリーンWB軸受の寿命は、従来品(特殊PTFE被膜タイプ)と比較して約9倍以上である。

表6 試験条件
Test conditions

試験軸受	深溝玉軸受(#608) φ8×φ22×7 mm
真空度	10 ⁻⁵ Pa
回転速度	500 min ⁻¹
温度	常温
スラスト荷重	256 N
寿命判定	急激なトルク上昇が見られた時点

4. まとめ

パソコン、薄型テレビに代表されるフラットパネルディスプレイを使用した製品は、急速に普及しており、これらの製造装置に使用されるクリーン環境仕様軸受の需要も旺盛である。従来のウルトラクリーン軸受の高機能品である、ウルトラクリーンNC軸受及びウルトラクリーンWB軸受の開発により、これらの装置に要求される特性（低発塵性、耐真空性、高耐久性、耐熱性）を満足できるものとする。新商品をウルトラクリーン軸受シリーズにラインナップし（表7参照）、今後も市場ニーズに合致した製品の開発を行い、各種真空装置のメンテナンス期間の延長、省エネルギー化に貢献していきたい。

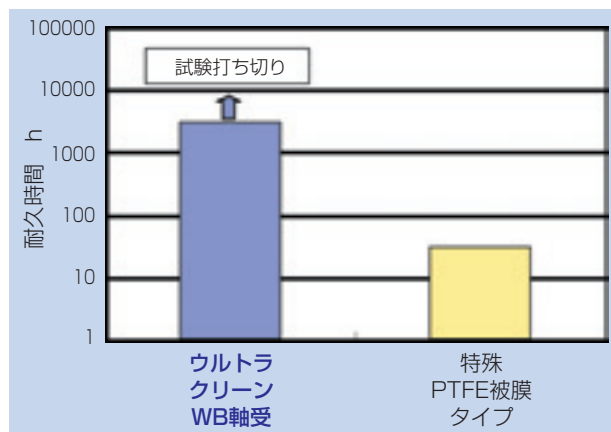


図10 高荷重耐久試験結果
Results of heavy load endurance test

表7 ウルトラクリーン軸受シリーズの性能表
Performance of Ultra-Clean bearing series

	ウルトラクリーン軸受	ウルトラクリーン軸受	ウルトラクリーンNC軸受	ウルトラクリーンWB軸受
潤滑方法	特殊PTFE被膜	真空用低発塵グリース	多孔質樹脂保持器 + 低蒸気圧オイル	二硫化タングステン (WS ₂)
適用温度範囲 (°C)	~+260	~+200	~+150	~+400
適用真空範囲 (Pa)	10 ⁻⁶ ~大気	10 ⁻⁵ ~大気	10 ⁻⁵ ~大気	10 ⁻⁵ ~大気
耐荷重性	△	◎	◎	◎
低トルク性	○	△	◎	◎
発塵性	◎	◎	◎	△
耐食性	△	△	△	△

◎：最適 ○：良好 △：使用可

執筆者近影



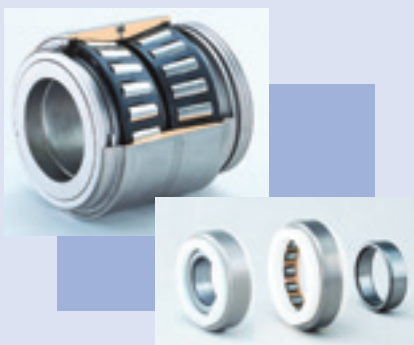
中島 良一
産機商品本部
産機技術部



本多 正明
産機商品本部
産機技術部

鉄道車両用新RCT軸受とシール付き絶縁軸受

Development of New RCT Bearing for Axleboxes and Insulated Bearing with Shields



岡 竜太郎* Ryutaro OKA

近年、鉄道車両は環境にやさしく、エネルギー効率の良い輸送手段として見直されており、鉄道車両用軸受の需要は主に中国やヨーロッパで大幅に伸びています。

鉄道車両用軸受には、その公共性のため高い信頼性が求められるとともに、鉄道会社からはメンテナンス期間の延長が要求されています。

従って、鉄道車両用軸受の課題は、如何に信頼性を維持し、メンテナンス期間を延伸できるかとなります。NTNはこれらの課題を解決し、中国やヨーロッパ市場に対応した新RCT軸受とシール付き絶縁軸受を開発しました。

In late years a railroad carriage is eco-friendly, and energy efficiency is reviewed as good transportation, and demand for railroad bearing business bearing largely lengthens in China and Europe.

. High reliability is pursued in a bearing for railroad for the publicity, and extension of a maintenance period is demanded from a railroad company.

Therefore the problem of bearing for railroad is how realize maintain reliability and extension for maintenance period. NTN developed an Insulated Bearing with Shields and New RCT Bearing which could solve problem for railroad bearing and cope with China and Europe market.

This report introduces evaluation test results at laboratory about performance of Insulated Bearing with Shields and New RCT Bearing.

1. まえがき

近年、鉄道車両は、環境に優しくエネルギー効率が優れる交通手段として見直されており、特に、都市間のインフラ整備、高速化推進が積極的に行われている中国や世界需要の50%を占めEU統合により更なる高速化が推進される欧州市場等では、鉄道車両用軸受の需要が大幅に伸びている。

鉄道車両用軸受は、動力伝達装置であるモータ（主電動機）に使用される主電動機用軸受、モータの出力を車軸に伝えるギアボックス（駆動装置）に使用される駆動装置用軸受、車体重量を支える車軸軸受があり、いずれも鉄道の走行に直接影響する重要部品であり、高い信頼性が要求されている。また、車両を運用するエンドユーザからは、メンテナンス期間延伸が要求されており、信頼性を維持して如何にメンテナンス期間延伸を実現するかが、鉄道車両用軸受の課題となっ

ている。

今回これらの課題を解決し、大幅に需要が伸びている中国、欧州市場のニーズに応える、より高性能な車軸軸受として「鉄道車両用新 RCT軸受」、主電動機用軸受として「シール付き絶縁軸受」を開発した。本文では、新RCT軸受とシール付き絶縁軸受の評価試験結果を紹介する。

2. 新RCT軸受

欧州市場ではシリーズ化されたメートル系軸受が鉄道用車軸軸受に採用されており、中国市場でも数多く採用されている。今回、欧州や中国市場で標準として採用されているEN規格（ヨーロッパ規格）に準拠した、「新RCT軸受」を開発した。

*RCT軸受：鉄道車両の車軸に使用される、密封式の複列円すいころ軸受。

2.1 新RCT軸受の開発

従来のRCT軸受に下記3項目の新技术を盛り込んだ新RCT軸受を開発し、EN規格での評価試験を行なった。それぞれの新技术の特長と試験結果について紹介する。

- ① 樹脂保持器の採用
- ② フレッシング対策板の採用
- ③ 低発熱シールの採用

2.2 樹脂保持器

樹脂保持器は、耐衝撃性を有する特殊材料を採用しており、潤滑寿命延伸とともに、保持器強度の向上が期待される。

樹脂保持器採用のメリット検証

① 摩耗粉（鉄分）の抑制

鉄製保持器と樹脂製保持器での運転後のグリース中の鉄分発生状況を比較した結果、運転時の鉄分発生抑制が確認できた。

【試験軸受】

- ・ 複列円すいころ軸受(φ120×φ220×155/160)

【試験条件】

表1 耐久試験条件
Condition of endurance test

回転速度 (min ⁻¹)	2125 のパターン運転
ラジアル荷重 (kN)	48.0±9.8
アキシャル荷重 (kN)	0±14.7
潤滑	グリース潤滑
運転時間	70万km走行相当

【試験結果】

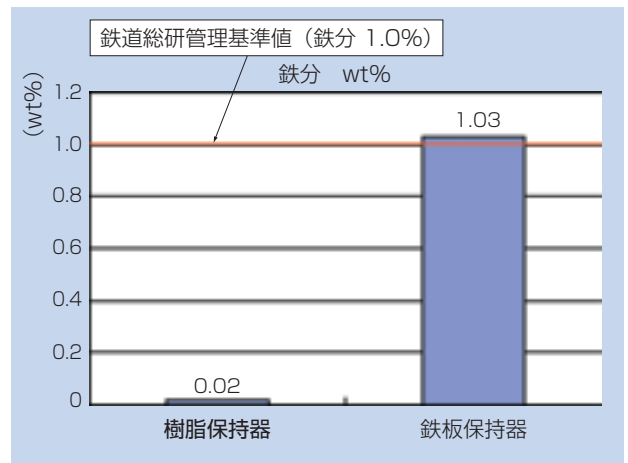


図2 試験後グリース鉄分含有量
Quantity of iron in grease after endurance test

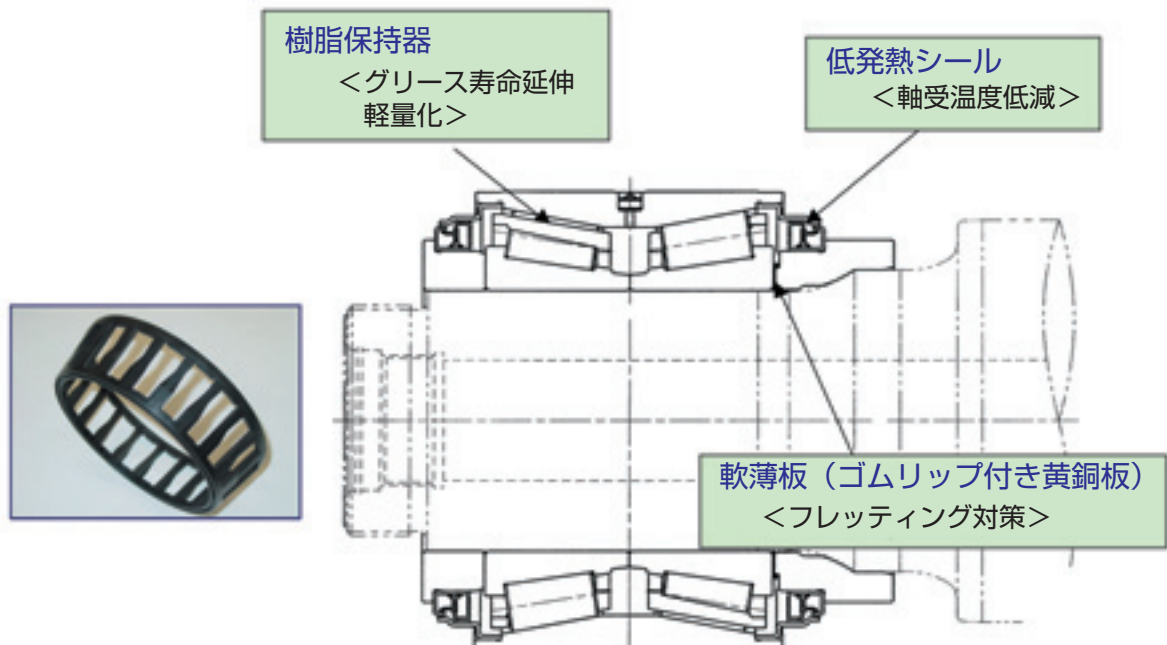


図1 新RCT軸受
New RCT Bearing

② 保持器強度向上

落下衝撃試験を実施した結果、樹脂保持器は現在問題なく実績のある鉄板保持器よりも強度面で有利であることが確認された。

【試験条件】

表2 落下衝撃試験条件
Condition of fall impact test

振動加速度 (m/s ²)	9800 (落下高さ : 80 mm)
落下サイクル (cpm)	30

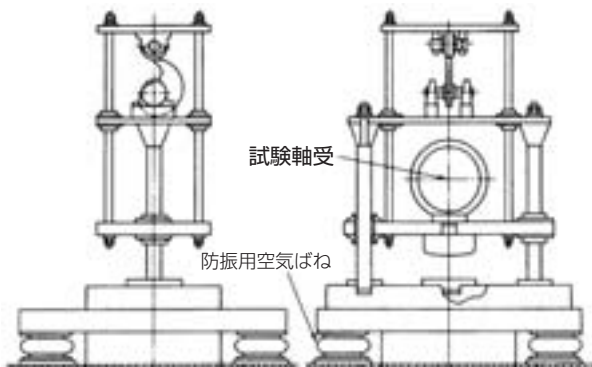


図3. 落下衝撃試験機
Fall impact test machine

【試験結果】

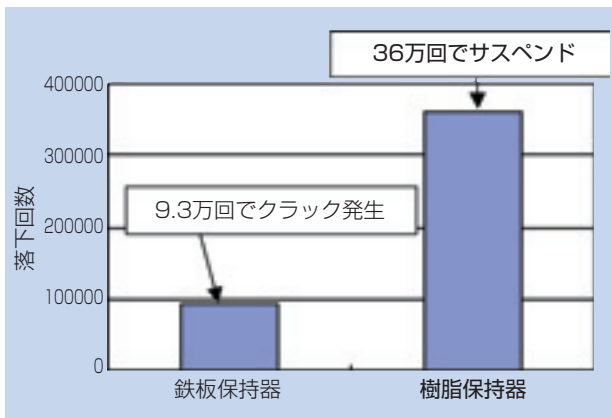


図4 落下衝撃試験
Test result of fall impact test

2.3 フレッシング対策効果の確認

耐久試験後の後蓋摩耗状況を比較した結果、フレッシング対策の有効性を確認することができた。

【試験条件】

表3 フレッシング対策効果確認試験条件
Test condition of prevention of fretting test

回転速度 (min ⁻¹)	2125 (330 km/h相当)
ラジアル荷重 (kN)	54.9
アキシャル荷重 (kN)	6.5
試験時間 (h)	7273

【試験結果】

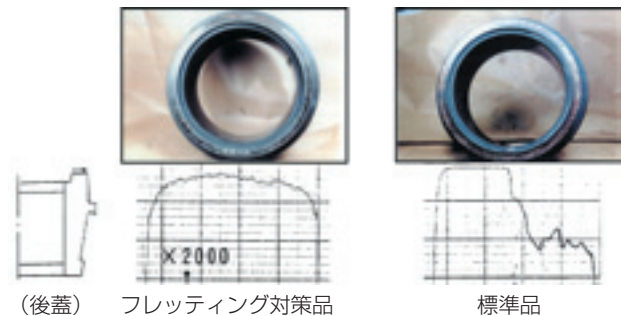


図5 試験後の後ろ蓋幅面形状
Form of backing ring width after examination

2.4 低発熱シールの効果確認

回転試験により低発熱シールと標準シール（スプリング付き）の運転時温度を比較した結果、標準シールに比べて低発熱シールのリップ温度は約20℃の温度低減効果が確認することができた。（温度測定位置：シール摺動部のリップ直下2 mm付近）

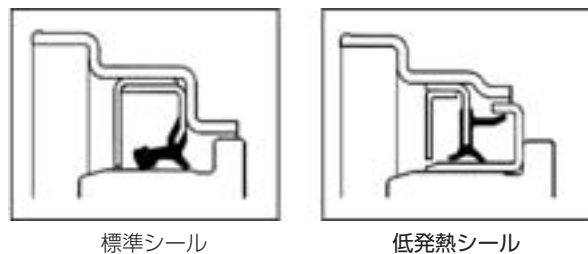


図6 オイルシール形状
Shape of oil seal

【試験条件】

表4 低発熱シール効果確認試験条件
Test condition of light contact seal

ラジアル荷重 (kN)	68.3
アキシアル荷重 (kN)	13.6
回転数 (min ⁻¹)	2216(330km/h走行相当)
運転パターン	正逆回転 (EN規格準拠)

【試験結果】

表5 低発熱シール効果確認試験結果 (°C)
Test result of light contact seal

		外輪A列	外輪B列	シールA列	シールB列	軸箱
標準シール	Max	56.6	56.5	73.9	78.4	50.5
	Ave	50.3	49.9	65.2	69.6	45.2
低発熱シール	Max	44.2	46.4	45.9	52.8	41.5
	Ave	41.3	42.7	43.0	49.6	38.7

*雰囲気温度20°C換算

2.5 EN規格回転試験結果

EN規格に基づく回転試験を実施した結果、新RCT軸受はEN規格に準拠していることを確認することができた。

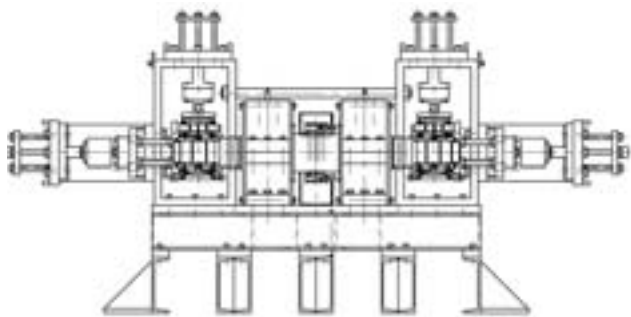


図7 車軸軸受回転試験装置
Test machine for Journal bearing

【試験条件】

表6 EN規格回転試験条件
Test condition of EN standard

	慣らし運転				耐久試験
	554	1108	1662	2216	2216
回転速度 rpm	554	1108	1662	2216	2216
車速 km/h	83	165	248	330	330
ラジアル荷重 kN	68.3				
アキシアル荷重 kN	3.4	6.8	10.2	13.6	13.6
風冷風速 m/s	約10 (回転停止中は0)				
運転時間 h	各ステップ24				2910

アキシアル荷重：5s負荷-5s無負荷(両方向)のサイクル負荷

【試験結果】

表7 EN規格回転試験結果 (°C)
Test result of EN standard

			軸受1	軸受2	EN規格
慣らし運転	ピーク値	内輪	97.9	98.8	—
		外輪	80.1	78.5	—
	安定時	内輪	45.7	47.9	2hrの間 5°C以下
		外輪	37.3	36.8	
耐久試験	安定時(平均値)	内輪	43.9		90以下
		外輪	34.1		
	軸受1と軸受2の外輪温度差		15以下		20以下
	隣接するサイクルの外輪温度差		10以下		20以下

2.6 まとめ

樹脂保持器、低発熱シール、フレットング対策の採用により、EN規格に準拠し、かつ信頼性を維持しメンテナンス周期延伸が可能な車軸軸受を実現することができた。

3. 主電動機用シール付き絶縁軸受

高速化に伴う車両軽量化要求やLRV普及により、主電動機自体のコンパクト化が要求されているとともに、鉄道会社からはメンテナンスコスト削減のためにメンテナンス周期延伸が要求されている。

現在、主電動機用軸受は60~90万kmで中間給脂が行われている。主電動機のメンテナンス周期は主電動機のブラシレス化及び軸受の絶縁化により、軸受の潤滑寿命に大きく支配されており、主電動機用軸受の潤滑寿命延伸が望まれている。これまで潤滑寿命の延伸対策として長寿命グリースの開発が行われてきたが、軸受部分に必要な潤滑が長期間供給されなければ潤滑寿命の延伸は望めないため、グリースポケット形状などの軸受周辺構造の重要性が見直されている。

今回、コンパクト化を可能とし、かつ120万kmまでメンテナンス不要な「シール付き絶縁軸受」を開発した。

3.1 シール付き絶縁軸受の特徴

新幹線をはじめとする鉄道車両用主電動機には、外輪の外径及び幅面に絶縁層を有する絶縁軸受が採用されている。その絶縁軸受の外輪部分に潤滑寿命延伸対策として、グリースポケットに相当する環状シールを

設けた。

なお、環状シールは絶縁性能確保のために材質は樹脂とし、内側は高温、振動条件下での使用でグリース漏れが発生しない特殊形状とし、従来構造よりもコンパクト化が図られている。

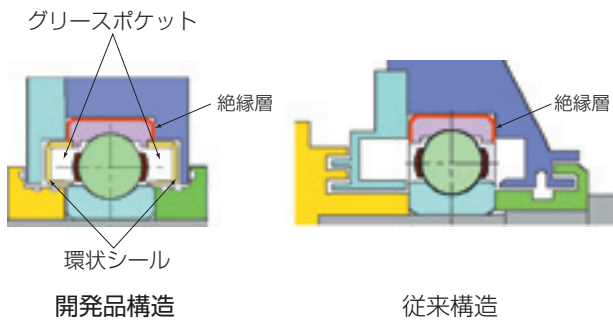


図8 シール付絶縁軸受の構造
Structure of insulated bearing with shields

3.2 性能評価試験

①.絶縁性能

外輪にシール溝が形成されたことによる絶縁抵抗性能への影響有無を確認した結果、現行のセラミックス絶縁軸受と同等の1000MΩ以上（500V印加）の絶縁抵抗値を有することが確認できた。

②.回転加振試験

回転加振試験実施により、振動条件下での運転において、グリース漏れやシール外れがないことを確認した。

【試験軸受】

NU214及び6311

【試験条件】

表8 回転加振試験条件
Condition of rotation test with vibration

軸受回転数 (min ⁻¹)	6500
ラジアル荷重 (kN)	1.5
雰囲気温度 (°C)	25±5
軸箱振動加速度 (m/s ²)	300
加振周波数 (Hz)	70~120 (50秒でスイープ)

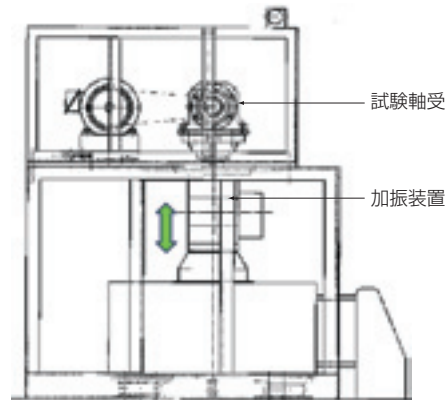


図9 回転加振試験装置
Test machine with vibration

【試験結果】

NU214及び6311ともグリース漏れ、シール外れは発生しなかった。

③.運転性能・耐久試験

i) 急加速試験

急加速運転時の温度特性を確認した結果、急激な温度上昇、グリース漏れなく運転可能であることが確認できた。

【試験軸受】

NU214及び6311

【試験条件】

表9 急加速試験条件
Test condition of high speed

運転パターン (min ⁻¹ × min)	1800×60→6180×30→ 8600×2 (加速条件は全て242min ⁻¹ /s)
ラジアル荷重 (kN)	2.6

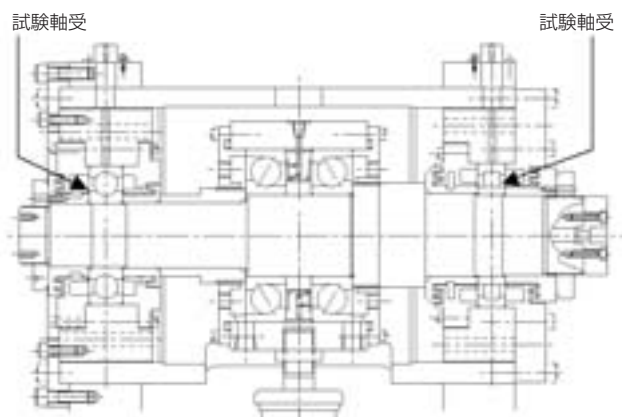


図10 主電動機用軸受回転試験装置
Test machine for traction motor bearing

【試験結果】

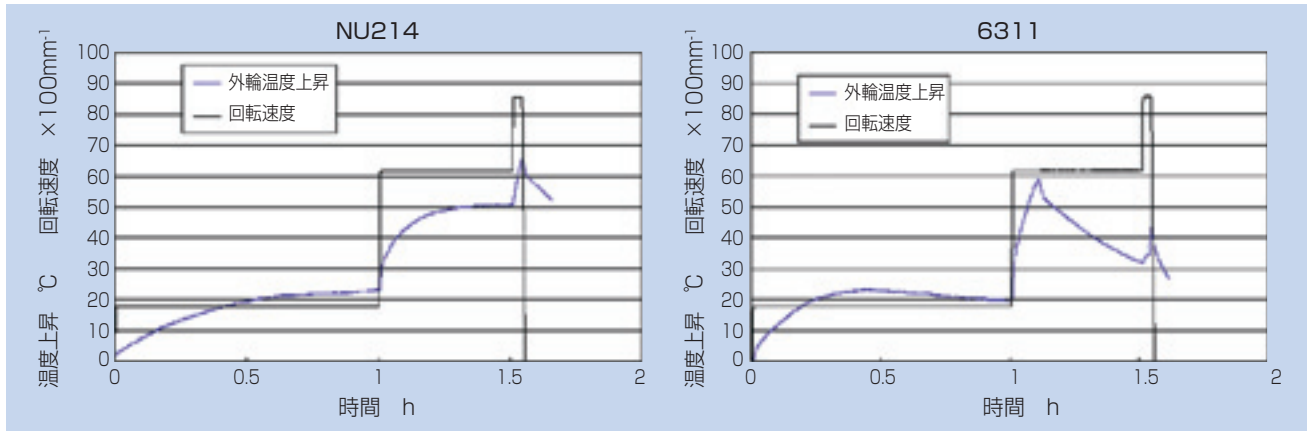


図11 急加速試験結果
Result of high speed test

ii) 耐久試験

240万km走行相当の耐久試験を行った結果、グリース漏れや急激な温度上昇もなく、試験後の軸受及びグリースの劣化は軽微であり、継続使用可能な状態であった。

表10 耐久試験後のグリース分析結果
Result of Grease analysis after endurance test

試料	蛍光X線(wt%)		広がり ちよう度	油分離率 (%)
	Fe	Cu		
NU214	0.03	0.02	200	6.2
6311	0.05	-	220	3.2
新品グリース	0.00	0.00	250	-
鉄総研管理基準値	0.5以下	0.3以下	150~350	30以下

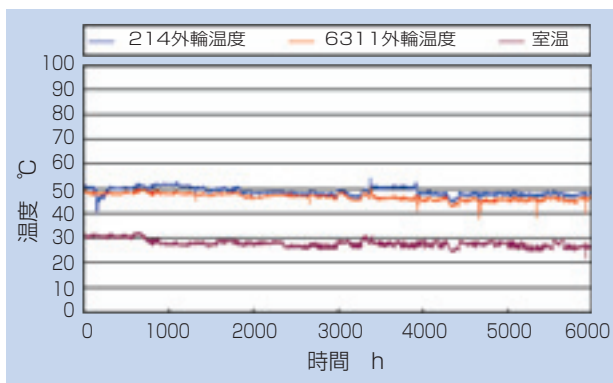


図12 耐久試験結果
Result of endurance test

3.3 まとめ

現行のセラミックス絶縁軸受と同等の絶縁及び高速運転性能を有し、かつ密封化によりメンテナンス周期延伸が可能な主電動機用軸受を実現できた。

4. あとがき

鉄道車両用新RCT軸受とシール付き絶縁軸受について、その概要と試験の結果を紹介した。

鉄道車両の安全性・信頼性の向上に対する要求は、今後も高まることが予想される。一方で、鉄道事業者は車両のメンテナンスコストの削減を迫る傾向にある。

今後、今回紹介した新RCT軸受とシール付き絶縁軸受は、鉄道車両の最重要部品である車軸軸受のメンテナンス周期延伸ならびに信頼性向上に有効な手段になると考えられる。

参考文献

『鉄道総研報告』 RTRI REPORT Vol.11
No.9 97.9 P25~30

執筆者近影



岡 竜太郎
産機商品本部

高負荷容量円筒ころ軸受 High Load Capacity Cylindrical Roller Bearings



小津 琢也* Takuya OZU

風力発電機用の増速機をはじめとする変速機に好適な軸受として、高い荷重負荷能力と回転性能を兼ね備えた「高負荷容量円筒ころ軸受」を開発した。
本稿ではこの軸受の特長と評価試験の結果を紹介する。

NTN has developed high load capacity cylindrical roller bearings appropriate for gearbox of wind turbines and other industrial machinery.

By using "rolling element separator" instead of the conventional cage, the new bearings have increased the load capacity without reducing speed performance.

As a result, the new bearings have 1.5 times or more the rating life of current bearings with cage.

1. はじめに

風力発電機の増速機は高所に設置されメンテナンスが困難であることから、増速機の軸受には長期の寿命と高い信頼性が要求される。さらに近年は、風力発電機の大型化が進む一方で、タワーへの負荷を軽減するためにナセルの小型軽量化が図られており、コンパクトで負荷能力の高い軸受のニーズが高まっている。

こうしたニーズに応えるべく開発した高負荷容量円筒ころ軸受（図1）は、保持器に代えて「転動体セパレータ」を採用することにより、回転性能を損なうことなく負荷能力を増大させ、従来品比1.5倍以上の定格寿命を実現した。

2. 構造と特長

開発品はころ間に介在させた樹脂製のセパレータによってころ同士の接触を防止することができる。さらに、互いに分離独立したセパレータには、ころの離合

集散に伴う引張応力が作用しないため、厚みを薄くしてころのサイズと本数を増大させることができる。（図2）

以下に開発品の特長を、表1に開発品と従来品の性能を比較した例を示す。

●長寿命化

ころのサイズと本数を最適化して負荷能力を増大させ、軸受のサイズを変更することなく従来の保持器付き軸受の1.5倍以上の定格寿命を実現した。

●高速化

総ころ軸受に発生するころ同士の接触を防止し、セパレータの形状および案内方法の最適化を図ることで、保持器付き軸受と同等の許容回転速度と耐スミアリング性を実現した。

●取り扱い性

内輪を抜いてもころが脱落しないため、内輪と外輪サブアセンブリを別々に取り扱うことができ、装置への容易な取り付けを可能とした。

転動体セパレータ（樹脂製）

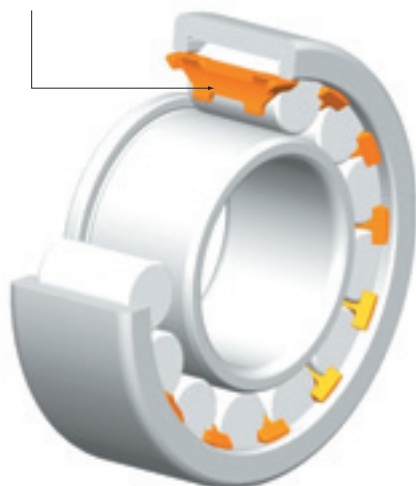
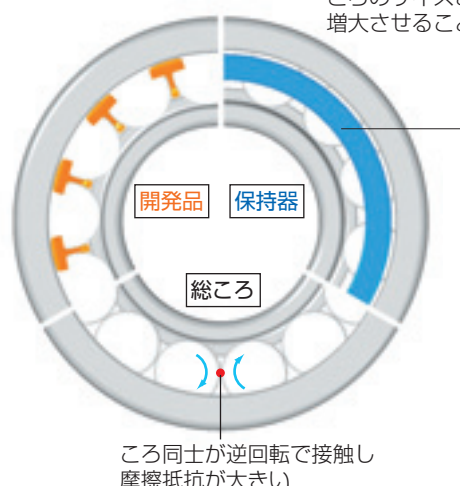


図1 高負荷容量円筒ころ軸受
High Load Capacity Cylindrical Roller Bearings

保持器の強度確保のため
ころのサイズと本数を
増大させることができなし



ころ同士が逆回転で接触し
摩擦抵抗が大きい

図2 開発品と従来品の構造比較
Comparison of structure with conventional CRB

表1 開発品と従来品の性能比較
Comparison of performance with conventional CRB

形 式	開発品	保持器付	総ころ
軸受サイズ mm	φ150×φ320×108 (NJ2330E相当)		
動定格荷重 kN	1330	1160	1410
静定格荷重 kN	1740	1600	1870
定格寿命比	1.6	1	1.9
許容回転速度(油) min ⁻¹	2000	2000	1000

3. 評価試験（1）


以下に、風力発電機用増速機の出力軸への適用を想定した評価試験の結果を紹介する。

3.1 試験軸受

一般に、出力軸の自由側軸受にはNUまたはNJ形の円筒ころ軸受を使用することが多く、試験軸受は出力軸用として市場実績のあるNJ2324Eとした。なお、開発品は現行品のころ本数のみを変更した試作品である。

表2に現行品（保持器付き）と開発品の仕様比較を示す。

表2 試験軸受
Test bearings

現行品 (もみ抜き保持器)	形 式	開発品 (転動体セパレータ)	
	外 観		
φ120×φ260×86		軸受サイズ mm	←
φ38×62		ころサイズ mm	←
13	ころ本数 本	15	

3.2 昇温比較試験

開発品の回転性能を評価するため、現行品との昇温比較試験を実施した。

図3に示すとおり、開発品の昇温値は現行品と同等であり、 3500min^{-1} ($d_N/d_{mN}=42\text{万}/67\text{万}$) まで問題なく運転が可能であった。

3.3 加減速試験

無負荷運転時に懸念されるスミアリングに対する耐性を評価するため、軽荷重条件下にて加減速試験を実施した。

図4に示すとおり、開発品の昇温値は約 15°C で安定し、試験後の軸受にスミアリングは認められなかった。

3.4 セパレータの耐油性試験

セパレータと同材質の樹脂試験片を、風力発電機の増速機に使用されている潤滑油に浸漬し、引張強度の測定によって耐油性を評価した。

図5に示すとおり、いずれの潤滑油においても大幅な強度低下は認められなかった。

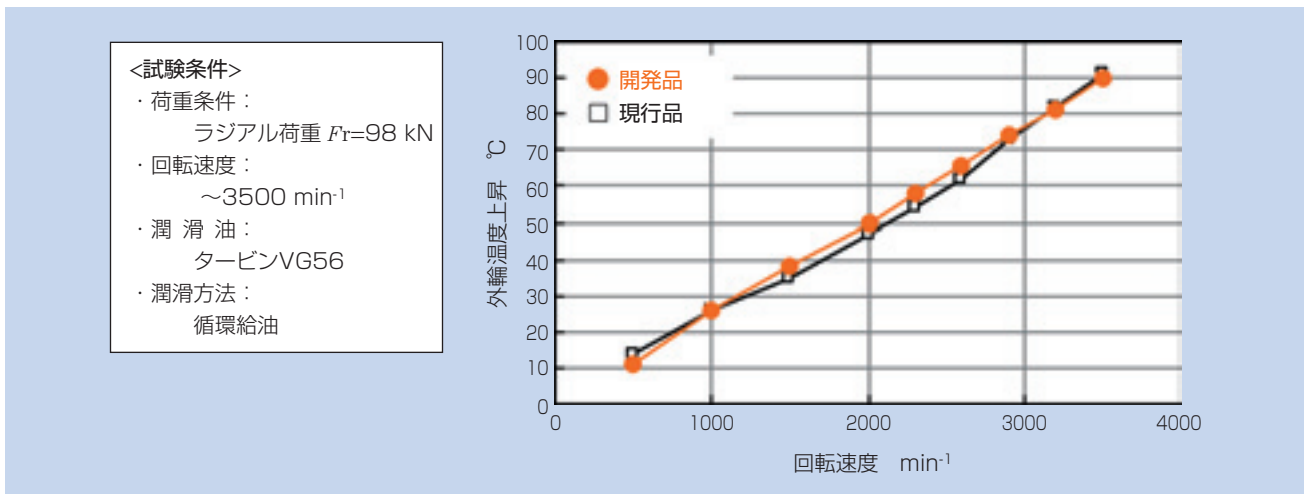


図3 昇温比較試験の結果
Temperature rise

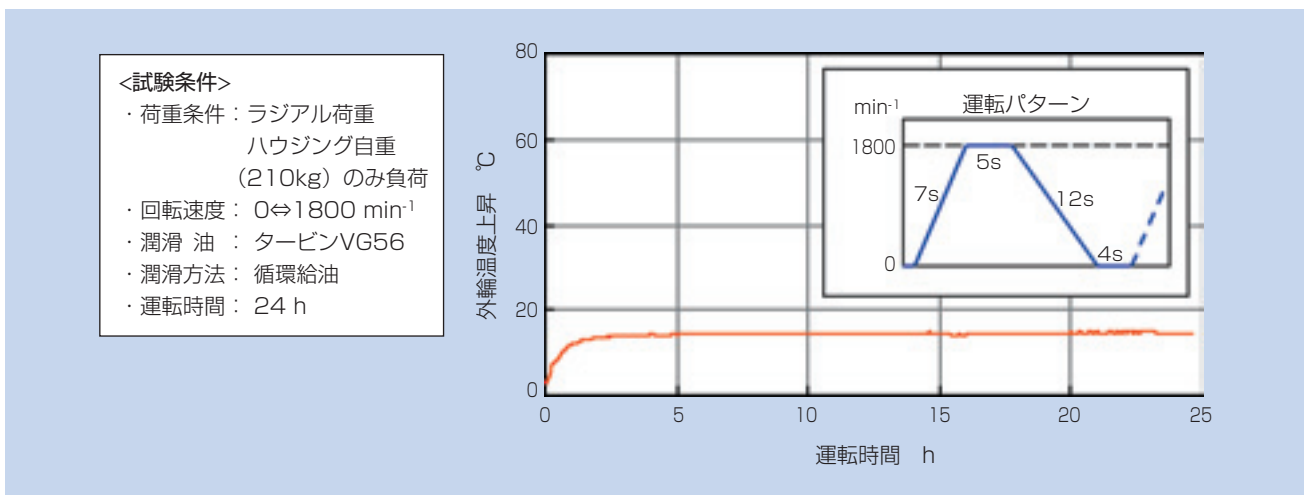


図4 加減速試験の結果
Accelerated test result

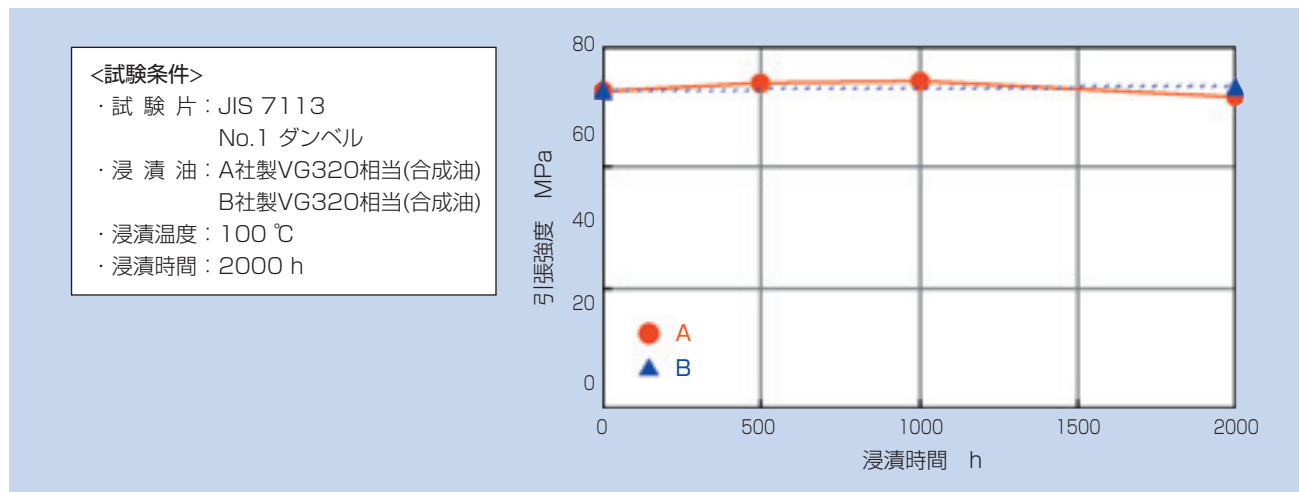


図5 セパレータの耐油性試験の結果
Oil resistance of separator

4. 評価試験 (2)

遊星歯車等への適用を想定したN形円筒ころ軸受 (内輪に両つばを有するタイプ) の評価試験の結果を示す。

遊星歯車では、歯車の内径面を外輪の軌道面として代用することがあり、その場合は外輪を省略したN形の円筒ころ軸受を用いることが多い。(図6) なお、遊星歯車用の軸受は本来外輪回転で使用するが、今回は内輪回転にて試験を実施した。

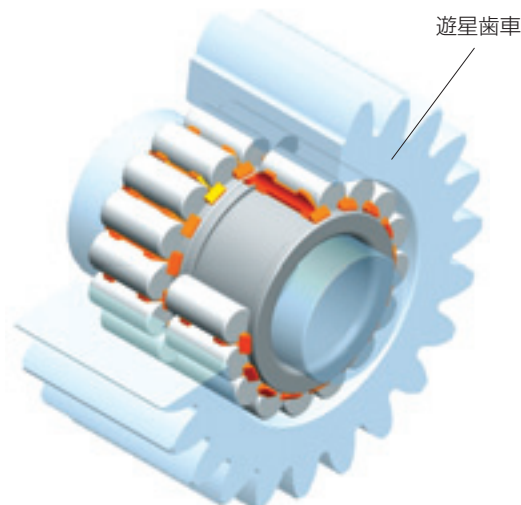


図6 N形品の使用例
Example of using N type

4.1 試験軸受

表3に現行品 (総ころ) と開発品の仕様比較を示す。

表3 試験軸受
Test bearings

現行品 (総ころ)	形 式	開発品 (転動体セパレータ)
	外 観	
$\phi 101.6 \times \phi 190.2 \times 76.6$		軸受サイズ mm ←
$\phi 29.5 \times 60$		ころサイズ mm ←
17	ころ本数 本	16

4.2 昇温比較試験

開発品の回転性能を評価するため、現行品との昇温比較試験を実施した。

図7に示すとおり、開発品の昇温値は現行品より低く、最大で約10℃の温度差が認められた。また、開発品の試験後の状態が良好であったのに対し、現行品にはスミアリングが認められた。(図8)

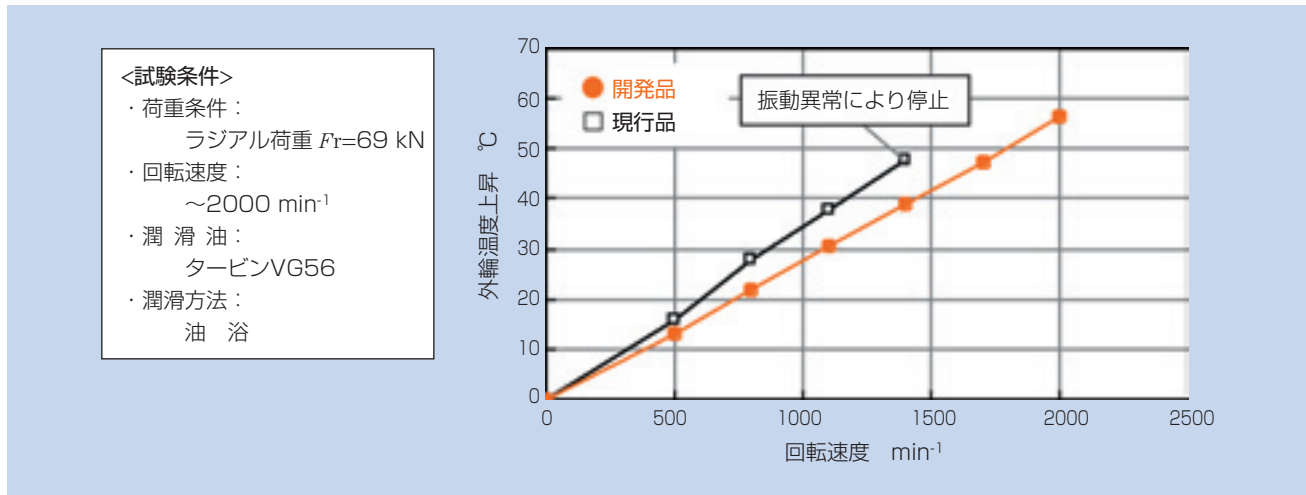


図7 昇温比較試験の結果
Temperature rise



図8 試験後の軸受の状態 (左：現行品, 右：開発品)
Bearing condition after test

5. あとがき

転動体セパレータを採用した高負荷容量円筒ころ軸受の概要と評価試験の結果を紹介した。保持器付き軸受と総ころ軸受の長所を併せ持つこの軸受は、変速機の長寿命化と信頼性向上に貢献するものとする。

また、本軸受は変速機以外の用途にも適用可能であり、高負荷容量シリーズとして市場展開していく予定である。

執筆者近影



小津 琢也
産機商品本部
産機技術部

[製品紹介]

耐食性向上軸受 ラストガード【RustGuard™】 The Rust Guard Bearings of Highly Corrosion-resistant Bearings



八木 隆司* Takashi YAGI

昨今の製鉄機械に使用される軸受の環境の変化（メンテナンス周期の延長や圧延水の成分変化等）に伴い、顧客から軸受の長寿命化への強い要請を受け、今般、耐食性向上軸受“Rust Guard”を開発したので紹介する。

The environment of bearings for steel mill machinery has recently become harsher. For example, the time intervals between machine maintenance has increased and the composition of the water used in the rolling process varies. Lastly, there is a growing demand for long-life bearings for the steel mill industry. To combat these tough conditions, NTN has developed the Rust Guard bearings of highly corrosion-resistant bearings. This publication describes the Rust Guard bearings in detail.

1. まえがき

昨今の製鉄業界の再編はめまぐるしく、その背景には、鉄鉱石等の鉄資源の確保と将来の鉄鋼製品の供給過剰対策があるといわれている一方、現在の製鉄所のラインではフル生産が続き、生産性向上のため機械のメンテナンス周期を延ばさざるを得ない状態が続いている。

原料、製品の製造・搬送装置など製鉄所のあらゆる箇所に用いられている軸受の耐久性は、生産性に直結することから、予期せぬ短期間での損傷（以下「早期損傷」）が発生すると復旧に多大な時間を要し、損害が甚大となる。本稿では、特に損傷が操業に大きな影響を与える圧延ラインのロールネック用軸受において、水に起因する早期損傷を抑制する目的で開発した耐食性向上軸受【RustGuard™】について紹介する。



写真1 鉄鋼圧延機の圧延中の写真
View of a Rolling Mill in the Rolling Process

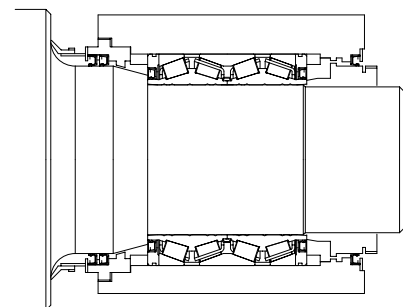


図1 圧延機ロールネック軸受の断面図
Cross-sectional View of a Roll-neck Bearing on a Rolling Mill

2. 開発背景

軸受の代表的な損傷である剥離（フレーキング）は、転走面直下の内部からき裂が進展する内部起点型剥離と、転走面の表面での損傷を起点とした表面起点型剥離の2つに大別でき、軸受が早期損傷する場合の多くは後者の表面起点型剥離に起因している。よって、安定操業のためには後者の対策が重要である。

ロールネック用軸受の長寿命化としては、まず、ピントタイプ保持器を用いて、ころ本数を増やすことによる高負荷容量化や材料の清浄度を向上させることによる内部起点型剥離対策がなされた。しかし、水（圧延水や冷却水）や異物（スケール等）が多量に降り注ぐ製鉄所の現場環境では、水、異物が軸受内部に入ることにより引き起こされる錆、圧痕などを起点とする表面起点型剥離は避けられず、早期損傷は度々発生していた。潤滑剤やチョックシールの改良に加え、冷間圧延機のワークロールなどでは軸受自体にシールを付ける密封軸受が使用されるなどの対策がおこなわれたが、水、異物の侵入は避けられなかった。

異物の侵入については、異物混入下でも寿命低下が少ない特殊熱処理品『EA軸受』を市場へ展開し、熱間仕上圧延機で従来比3倍（ L_{10} 寿命）となる効果をあげ、好評を得ている。

一方、水の侵入については、ロール研磨や点検時の放置による錆、いわゆる「置き錆」（写真2）が発生することから、NTNでは錆対策として特殊りん酸塩皮膜処理（以下「従来仕様」）を開発し、『EA軸受』と同様に実機展開し、その効果も確認されていた。

しかし、作業現場での更なるメンテナンス周期の長期化により、耐食性の一層の向上が求められていた。

3. RustGuardの特徴

今回開発したRustGuardは、従来より使用していた軸受表面の特殊りん酸塩皮膜（従来仕様）を更に改良することで、耐食性を向上させた皮膜である。

りん酸塩皮膜とは化成皮膜の一種であり、母材の鉄の成分との化学反応により結晶を生成し、その結晶の集合体が該皮膜である。一般的には摺動部での初期なじみ性を付与する目的や塗装の下地処理に用いられ、一般のロールネック用軸受の内輪内径面に用いられているのは、前者の目的である。

また、該皮膜はその結晶間に毛細管作用によって油を保持することから耐食性も有している。しかしながら、皮膜の初期生成過程で母材を侵食するため、油保持能力は向上するものの、母材表面（皮膜との境界）の粗さが低下し転動寿命を低下させることから、一般的な該皮膜は軸受軌道面に適用することができない。

そこで、NTNでは従来から特殊微細化技術を用いた転動寿命が低下しない特殊りん酸塩皮膜（「従来仕様」）を適用してきた。写真3は、計算寿命 L_{10} の5倍の時間運転した後の従来仕様品のころと無処理品の新品のころを水道水に24時間浸漬した際の写真である。水面付近での錆の状況から、従来仕様品が運転後も耐食性を有していることがわかる。

しかし、この従来仕様は主に軸受鋼との相性に着目した仕様であったことから、ロールネック用軸受材料の肌焼き鋼に対しては、最適仕様とはいえなかった。そこで、従来仕様に改良を加え、肌焼き鋼の成分との相性を考慮し、最適な結晶サイズを見極め、特殊微細化技術を用いることで、耐食性を向上させたRustGuardを開発した。

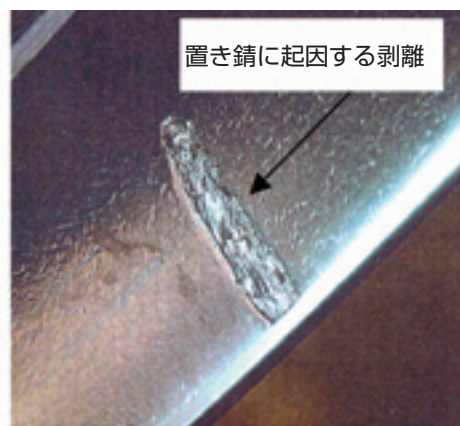
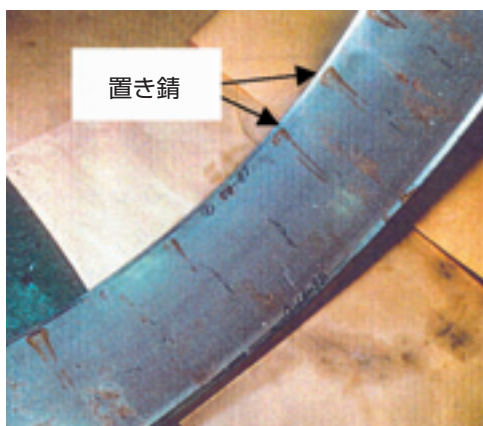


写真2 「置き錆」の発生事例
Examples of Downtime-Induced Rust

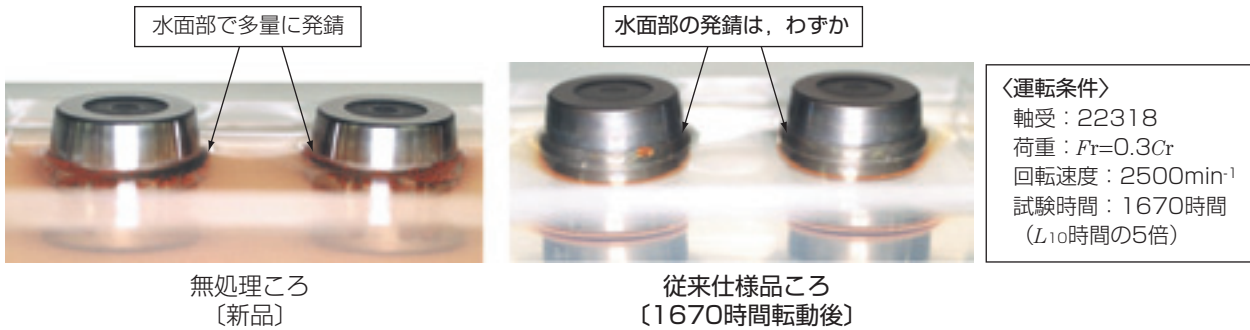


写真3 24時間水道水への浸漬後の写真
The rollers were soaked in water for 24hours

4. 耐食性試験

実機では、運転と停止が交互に行なわれ、運転中に皮膜が摩耗し、停止時に発錆すると考えられる。以下の試験はそのような実機をモデル化したもので、運転後に錆を発生しやすい環境下に放置した後、転動寿命による評価を行なった。この錆環境条件は、様々な実

機使用後品を調査した経験から、従来仕様品の錆の状態が（比較的苛酷な）実機と同様になるように設定している。〔図2〕

本試験の結果、従来仕様に対して寿命のバラツキが小さく、 L_{10} は3.5倍と長寿命になった。

なお、清浄環境下での試験では、従来仕様とRustGuardはほぼ同程度の寿命であった。

実機使用品の調査に基づき、従来仕様品の錆の程度が実機レベルとなるように設定

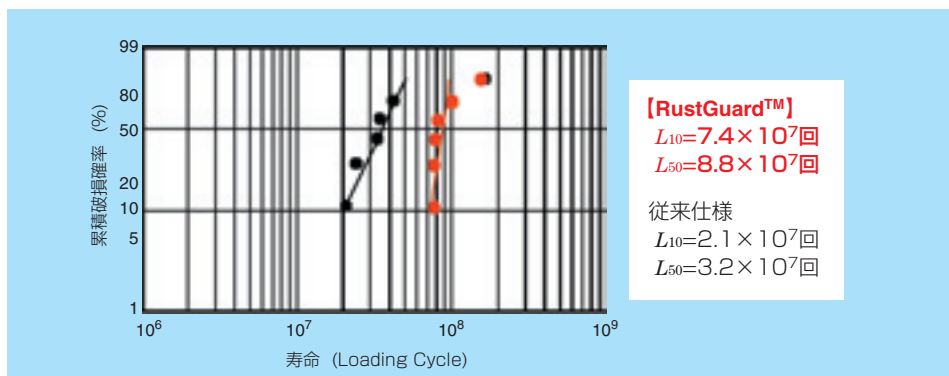
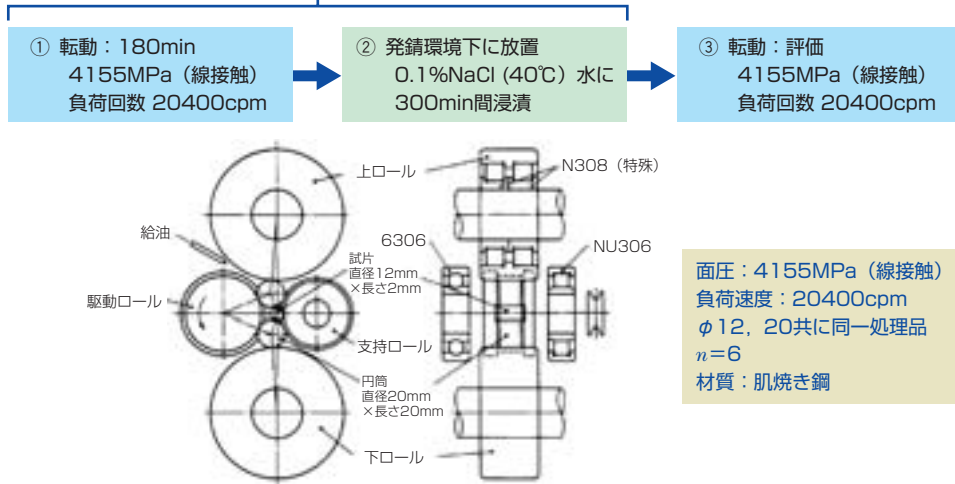


図2 耐食性モデル試験
Bearing failure mode simulation

5. 耐焼付き性確認試験

実機での早期損傷の原因には、運転休止時の錆以外に、潤滑システムの異常（例えば、オイルミスト潤滑でのノズル穴の詰まりなど）による潤滑不良・焼付きがある。

RustGuardは油の保持性がよく、耐食性以外にも凝着し難いという特性を持っている。

図3は、潤滑の供給不良を想定した比較試験の結果である。無処理品、RustGuard共に運転後に温度は一旦安定し、その後、昇温した。無処理品は昇温後5分で焼損したのに対し、RustGuardは、昇温後60分経過後も焼損することなく、耐焼付き性にも優れていることがわかる。

6. 実機への適用例

RustGuardの採用の主目的はメンテナンス・交換周期の延長、メンテナンス作業の簡略化、安定操業などと各製鉄所現場により異なるものの、国内外で、冷間圧延機のワークロール・バックアップロール、熱間

圧延機のワークロール及び連続鋳造設備のガイドロール用に使用されている。

冷間圧延機のワークロール用において、実機では従来仕様品に対して寿命（ L_{10} ）が2倍となった。また、軸受の交換周期では、他社製の無処理品と比較して、従来仕様品が1.3倍、RustGuard品が1.7倍になった。

なお、従来仕様品（軸受鋼用皮膜）においても、製鉄所と同様に置き錆の問題を抱えている製紙設備の抄紙工程のサクシヨンロールでは、無処理品に対して平均寿命が4倍以上になっている例がある。

7. まとめ

製鉄機械圧延機ロールネック用軸受は使用環境が苛酷であり、表面起点型の損傷に繋がることがある。その要因の一つである「置き錆」に対して有効なRustGuardを開発、商品化した。また、RustGuardは耐焼付き性にも優れており、実機における安定操業など現場ニーズに合致した商品である。

NTNは、これからも現場ニーズに沿った商品を開発していく。

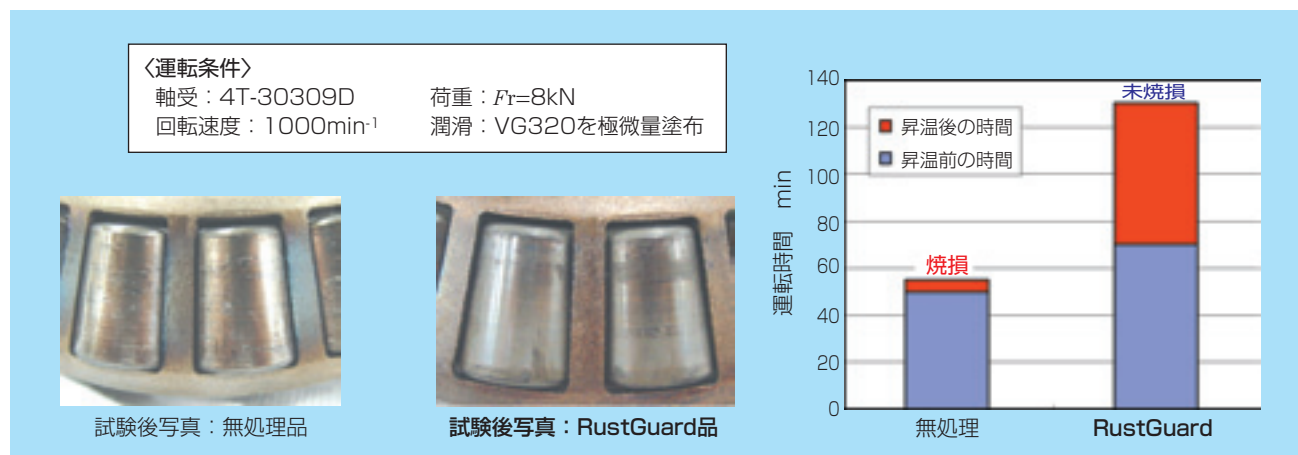


図3 耐焼付き性確認試験
Seizure resistance confirmation test

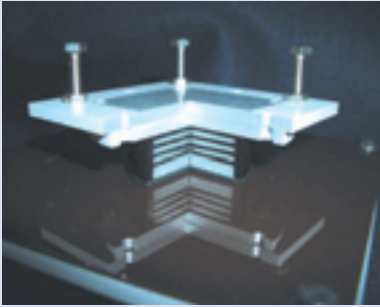
執筆者近影



八木 隆司
産機商品本部
産機技術部

[製品紹介]

免震部材弾性積層ゴムすべり支承 "Super Sliding Bearing" "SSB" of Sliding Aseismic Isolation Unit Multi-ply Rubber



伊藤 紀男* Norio ITOH
石井 卓哉* Takuya ISHII

免震部材として、新たに開発した積層ゴムSuper Sliding Bearing (以下、SSB) は、従来の単層ゴムSSB (以下、従来品) と比較して、鉛直剛性が高く、ゴムの厚み、積層数を変えることで柔軟な設計が可能であり、摩擦係数は、従来品と同等の0.024を維持した低摩擦弾性すべり支承免震部材である。低層から高層のマンション、オフィス、工場、病院、学校などの新築施設に、また既存の建物に免震部材を付加した免震レトロフィットに採用が期待される。

SSB with multi-ply rubber is newly developed seismic isolation unit which has higher vertical rigidity and wider applicability than SSB with a single ply rubber, by arranging the number of rubber ply and each thickness. New SSB is low friction sliding seismic isolator realizing friction coefficient of 0.024 that is equivalent to the current SSB. The expected applications are from low to high buildings such as condominiums, offices, factories, hospitals and schools, which are not only newly built but also existing ones by retro-fit.

This article introduces the characteristic of multi-ply rubber SSB (Ministry of Land, Infrastructure and Transport authorization number MVBR-0304) and basic properties comparing with the current single layer rubber SSB which achieved business result.

1. まえがき

地震での災害の多くは、建物の損壊や家具の転倒による二次的な災害であり、1995年の阪神・淡路大震災以降、多くの免震集合住宅や戸建免震住宅が建設されている。今後30年以内に起こる大地震の発生確率は、東海地震、東南海地震で約60%と言われ、更なる普及が見込まれている。免震部材は、積層ゴムアイソレータ、すべり・転がり支承、ダンパーに分類され、NTNが開発した『弾性積層ゴムすべり支承 "SSB"』はすべり支承における課題である低摩擦係数で長期安定した性能を有したすべり支承である。本稿では販売実績のある従来品 (単層ゴムSSB) と比較して、積層ゴムSSB (国土交通省認定番号MVBR-0304) の特徴および基本特性を紹介する。

2. 免震構造とは

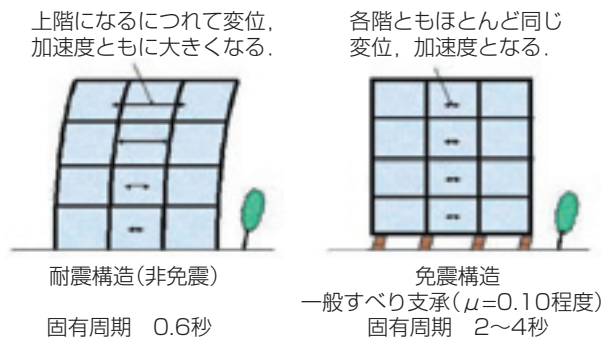
免震構造とは、地震に耐えるように強度・剛性を増加するのではなく、建物を地盤の震動から切り離し、建物自体に大きな力が作用しないようにして、「地震から免れる」構造をいう。図1¹⁾のように「耐震構造」、「制震構造」と比較して、地震時の揺れの強さを小さくすることにより、建造物の破壊・破損を防ぎ、機能性・居住性を確保できる。



図1 耐震、制震、免震構造の概念
Concept of earthquake resistant structure, vibration control structure, and seismic isolated structure

3. 建物として低摩擦すべり支承が要望される理由

建物が1回揺れる時間のことを固有周期といい、多くの地震動は周期1秒以内の揺れが最も強く、非免震では地震動と建物の周期が近く共振するために、建物に与える被害が大きいことがわかっている。図2¹⁾のように、SSBは低摩擦係数により建物の固有周期を長くすることが可能であり、一般のすべり支承(PTFE製すべり材とコーティングのないステンレス板の組み合わせ)と比較して、建物が受ける揺れの強さ(地震力)を約1/3に弱めることができた。それにより柱、梁の太さや本数が軽減したため、居住空間を広く確保することができる。



変位、加速度はさらに小さくなる。



図2 免震化による建物の揺れの強さ比較
Comparison of vibration strength of the building with seismic isolated structure

積層ゴムSSBの特徴

- 1) 従来品(単層ゴムSSB)と比較して、ゴムの形状係数(=ゴム直径/4×ゴム1層厚み)を大きくしたことにより、鉛直剛性は高く、ゴムの変形量は小さくすることができた。
- 2) 長期支持荷重が、従来品(単層ゴムSSB)と比較して約2倍まで増大した。また、ゴム1層厚み、積層数の組み合わせを変えることができるため、柔軟な設計が可能となった。
- 3) PTFE製すべり材と相対する樹脂コーティングしたステンレス製すべり板(SUS304)の組み合わせにより、面圧15N/mm²で摩擦係数0.024を実現した。それにより、免震周期の長周期化(4秒以上)が可能となり、建物の応答加速度を低減することができる。

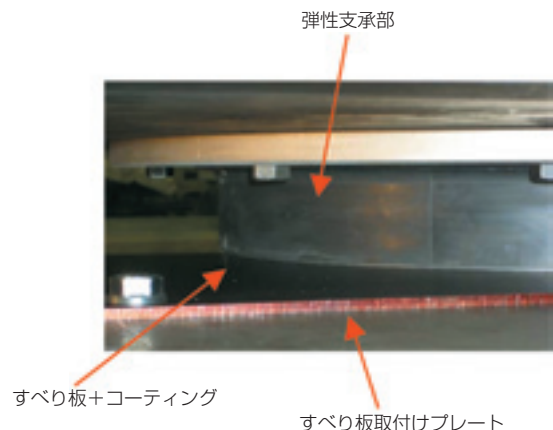
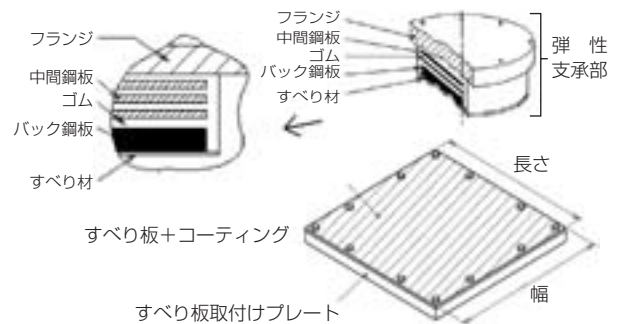


図3 積層ゴムSSB積層の構成概略図
Outlined structure of SSB

4. 積層ゴムSSBの構成および特徴

積層ゴムSSBの構成概略を図3、主要構成部材の成分を表1に示す。ゴムと鋼材を積み重ねた積層ゴムとすべり材の一体品およびすべり板を直列に配置しており、以下のような特徴を有している。

表1 積層ゴムSSBの主要構成部材の成分
Material of major parts of SSB

部材	NTN材料名	成分
積層ゴム材	ベアリーER4080	天然ゴム
すべり材	ベアリーFL3045	充填材入りPTFE
コーティング材	ベアリーSP7001	充填材入り熱硬化性樹脂

- 4) 積層ゴムにより，すべり支承に発生する回転（地震応答時の梁の曲げ，施工誤差，梁のクリープともなう変形等）を緩和してすべり面の平行を保つとともに，地震時には積層ゴムの弾性変形から，滑らかにすべりに移行する免震部材である。
- 5) 小地震時にはすべりが生じず積層ゴムが弾性変形し，また中大地震にはすべりを生じることにより地震力を低減する。

5. 鉛直荷重特性

積層ゴムSSBと従来品（単層ゴムSSB）の鉛直変位と鉛直荷重の関係（ゴム直径φ600）を図4に示す。ゴムの形状係数を約3倍にした積層ゴムの場合，鉛直剛性が約3倍，ゴムの変形量は約1/3となる。

免震建物ですべり支承を使用する場合，建物を復元させるために積層ゴムアイソレータと並列で使われる。積層ゴムSSBは鉛直剛性，ゴムの変形量が積層ゴムアイソレータに近いので，構造設計が容易となるという利点もある。

6. 動摩擦係数

6.1 一般すべり支承と積層ゴムSSBの比較

一般すべり支承（PTFE製すべり材とコーティングの無いステンレス板の組み合わせ）と積層ゴムSSBの動摩擦係数の比較を図5，6に示す。動摩擦係数には面圧依存性，速度依存性があるが，SSBでは摩擦係数が一般すべり支承の1/3～1/5に低減されている。

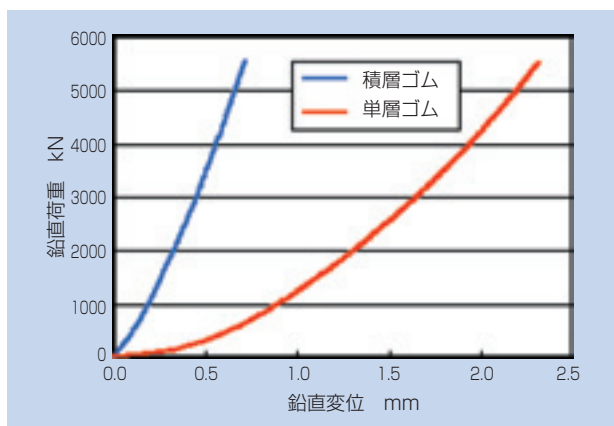


図4 積層ゴム，単層ゴムの鉛直変位と鉛直荷重の関係
Relation between vertical displacement and vertical load of a multi-ply rubber and a single ply rubber

SSBの動摩擦係数は，実験データに基づき以下の面圧依存式，速度依存式を得ており，建物の構造設計に考慮されている。

面圧依存式（速度15mm/s時）

$$\mu = 0.0618 \sigma^{-0.351} \quad \sigma : \text{面圧 (N/mm}^2\text{)}$$

速度依存式（面圧15N/mm²時）

$$\mu = 0.0173 (v/10)^{0.132} \quad v : \text{速度 (mm/s)}$$

6.2 耐久性

積層ゴムSSBの摩擦係数の耐久性を図7に示す。動摩擦係数は非常に安定しており，免震装置の耐久性としてすべり距離180mは充分であるといえる。

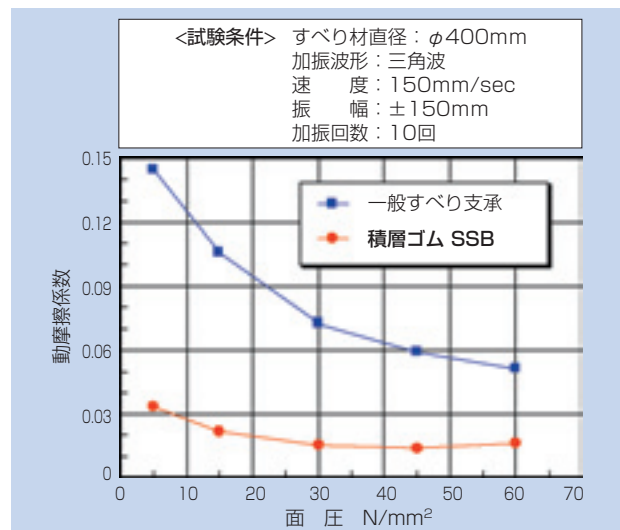


図5 摩擦係数の面圧依存性
Relation of the friction coefficient vs. pressure

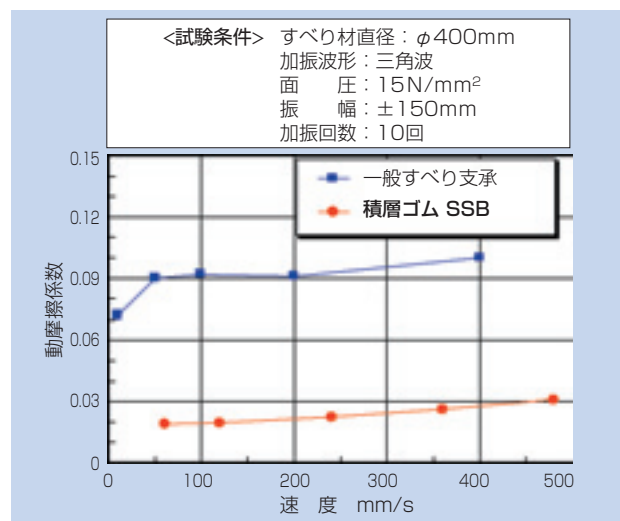


図6 摩擦係数の速度依存性
Relation of the friction coefficient vs. velocity

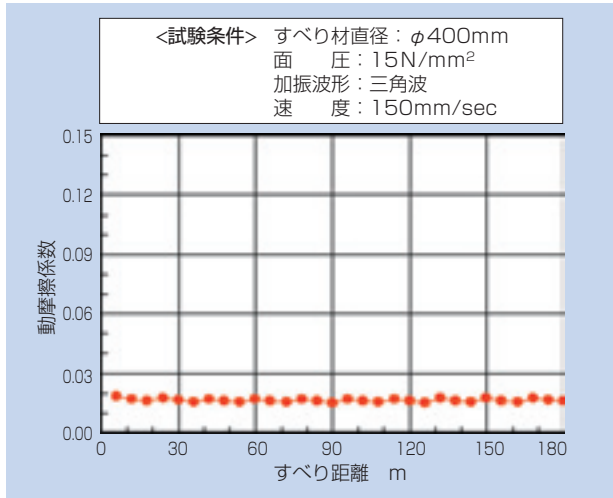


図7 摩擦係数の耐久性
Durability of the friction coefficient

7. 積層ゴムSSBのバリエーション

建物によって柱の荷重が異なることに対応するため、標準品として支承径φ300～φ1300mmまでの範囲で9種類を用意している。

表2 積層ゴム SSB標準品の仕様
Specification of multi-ply rubber SSB standard series

支承径 mm	300～1300
長期支持荷重 kN	1,060～19,910
摩擦係数	0.024 (基準面圧15N/mm ²)
摩擦係数のばらつき %	±30
水平剛性 kN/m	4,712～22,122
水平剛性のばらつき %	±20
鉛直剛性 MN/m	4,607～30,222

8. おわりに

SSBを用いた免震構造建屋であるNTN総合研究開発センターの外観を写真1に、SSBの設置状態を写真2に示す。阪神大震災クラスの地震に備えると共に磐田地区事業場の防災センターとしての危機管理機能を持たせている。NTNでは、積層ゴムSSBの信頼性向上に取り組んでおり、お客様に採用して頂けるため、様々な荷重に対応できる製品を提供しており、地震災害から人命と財産を守ることに貢献できるものと考えている。

参考文献

- 1) 免震用積層ゴム委員会編：免震用積層ゴムハンドブック，理工図書



写真1 NTN総合研究開発センター外観
Appearance of NTN R&D center

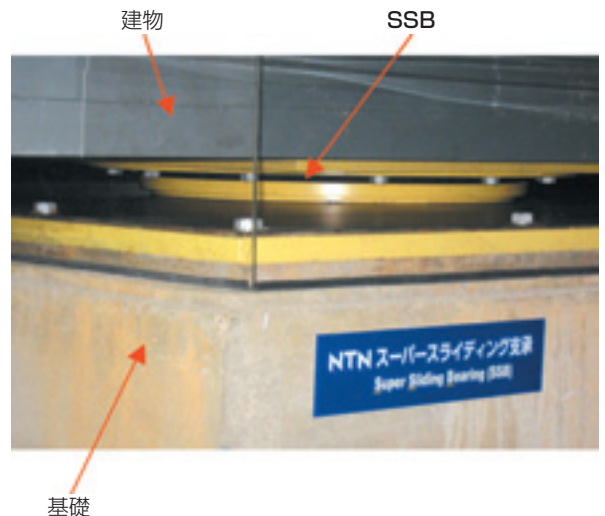


写真2 SSB設置状態
Installed SSB

執筆者近影



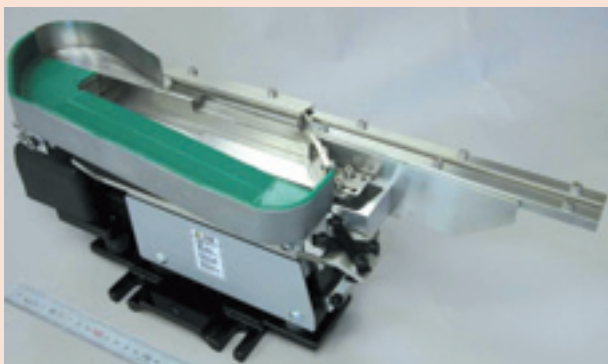
伊藤 紀男
NTN精密樹脂(株)
技術部



石井 卓哉
NTN精密樹脂(株)
技術部

受賞商品の紹介

第3回 モノづくり部品大賞・機械部品賞受賞

モノドライブ2ウェイフィーダ™
Monodrive Two-Way Feeder

小 楠 登志夫* Toshio OGUSU

モノドライブ2ウェイフィーダは、1台の振動体で部品を整列供給側と反対側の2方向に移動できる部品供給装置である。従来は2台ずつ必要だった振動体と制御装置を1台ずつに減らすことができ、装置を小型・軽量化できるほか、消費電力も節約。低コストでメンテナンスも容易です。

Monodrive Two-Way Feeder is Parts feeder where parts can be moved in two directions (the line supply side and the other side) by one driving unit. The number of a driving unit and controller that was two pieces necessary can be decreased to one so far, and the device is small and can be lightened, and power consumption is saved. It is low-cost and maintenance is also easy.

1. はじめに

「モノドライブ2ウェイフィーダ」は、多品種・小ロット生産向けに従来のボウル式パーツフィーダに比べ大幅に小型省スペース化した振動式部品供給装置である。

国内の自動化組立ラインは、部品生産の海外シフトなどにより多品種・少量生産時代に入り、安価でコンパクトな部品供給装置のニーズが強くなってきている。従来からこの部品供給に用いるパーツフィーダは、部品を振動により整列する円筒状のボウルフィーダと組立機等に供給する直進（リニア）フィーダを組み合わせた装置が主流であるが、ボウルフィーダ部分の設置スペースが大きくなる傾向があり、「1台の振動体で部品整列のシステム化ができればユーザーニーズに応えられる」と判断し本製品の開発に着手、商品化に至ったものである。

本製品はこの設計コンセプトやこれまでに無い新しい原理が高く評価され、この1年間に開発・製品化されたモノづくりの部品の中から優れた部品に対して与

えられる日刊工業新聞社の第3回（2005年度）モノづくり部品大賞の機械部品賞を受賞している。本稿では本製品の概要について述べる。

2. モノドライブ2ウェイフィーダの概要

外観を写真1に示す。

また従来の省スペース型振動式部品供給装置との比較を表1に示す。

ボウルを使用しない省スペース型のパーツフィーダは従来からいろいろあるが（表1）、振動体が二つ必要、または調整が難しいといった短所がある。

従来の2台の直進フィーダを用いた方法では、装置が複数必要なことから、安価でコンパクトな部品供給装置のニーズには応えられず、「1台の直進フィーダで搬送できる」様々なアイデアを試行錯誤した。その中で、既存の直進フィーダに振動方向変換用の板ばねユニット（写真2）を装着することにより、1台の駆動源とコントローラで整列供給部とリターン部に同時に逆向きの振動を発生させることに成功した。振動方

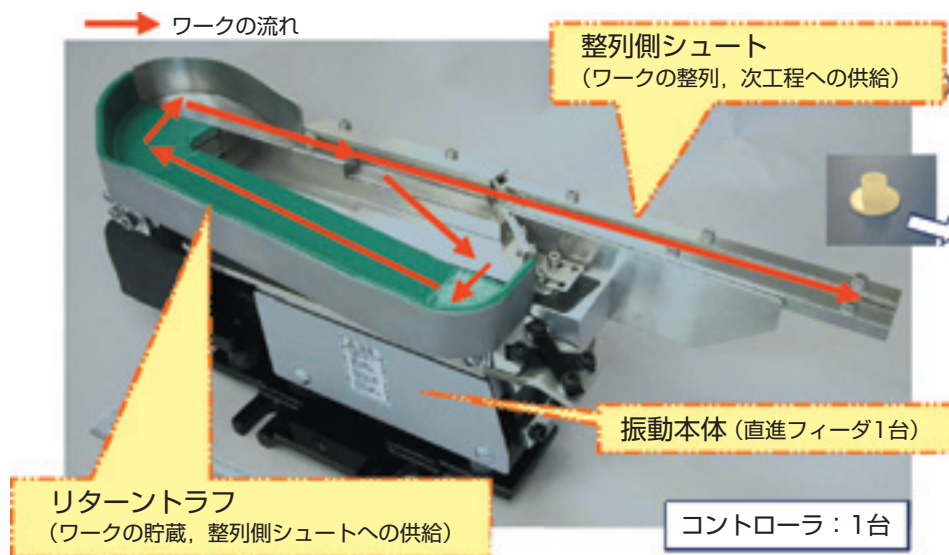


写真1. モノドライブ2ウェイフィーダ
Monodrive Two-Way Feeder

表1. 省スペース型部品供給方式 (振動式)
Space-saving parts feeding method (vibration type)

	分類	方式	長所	短所
従来型	リターンフィーダ①	直進フィーダ×2	独立した制御が可	駆動源・制御が2セット必要
	リターンフィーダ②	1下部振動体 +2シュート	駆動源・制御が1台	調整が難しい (2振動系の共振点調整) 独立した制御は不可
	ドラムフィーダ	回転ホッパ +直進フィーダ	ワークの貯蔵	ワーク補給の難しさ 駆動源・制御が2セット必要
	モノドライブ 2ウェイフィーダ	直進フィーダ +リターンシュート	駆動源・制御が1台 調整・メンテナンスが容易 ワークの貯蔵可・投入容易	独立した制御は不可

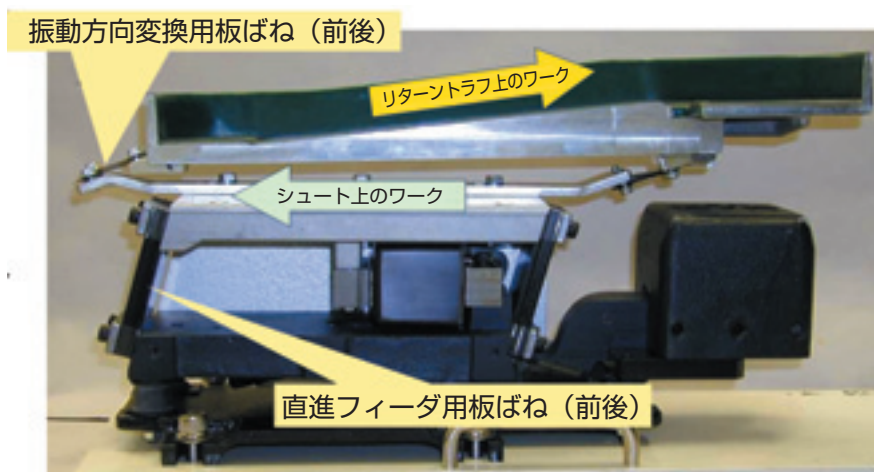


写真2. モノドライブ2ウェイフィーダの板ばね構成
Composition of leaf spring (Monodrive Two-Way Feeder)

向変換用板ばねの板厚方向の剛性は、直進フィーダの板ばね剛性に比べて低く設定しているため、板厚方向の振動を吸収し長手方向の振動のみを抽出することにより、直進フィーダ（整列側シュート）の振動角度をリターン側に必要な逆方向の振動に変換することができる。

2.1 特長

モノドライブ2ウェイフィーダの特長は次の通りである。

- ① 1台の直進フィーダで2方向（整列供給側、リターン側）の搬送シュートを駆動【特許出願中】
従来からの共振現象と強制振動とを組み合わせた、これまでにない全く新しい原理である。
- ② 省スペース
最大のメリットは省スペース化が図れることであるが、従来のボウルフィーダと直進フィーダの組み合わせに比べ、設置面積比で約1/2以下にすることができる（図1）。
- ③ 省エネ・軽量
1台の直進フィーダで貯蔵・整列・供給が可能のため、装置の軽量化・省エネ化が可能である。従来のボウルフィーダと直進フィーダの組み合わせに対して何れも約1/3以下である（当社比）。
- ④ シンプルな構造、多品種・小ロット生産に最適
既存の直進フィーダに振動方向変換用の板ばねユニットを追加しただけのシンプルな構造であり、

メンテナンス性に大変優れている。またシュートを交換するだけで、多品種のワークにも対応可能である。

- ⑤ ツーリング（整列部）のCAD設計化が可能
従来のボウルフィーダのような3次元的なツーリングが殆ど必要ないため、ツーリングのCAD化が容易である。

2.2 仕様

モノドライブ2ウェイフィーダの主な仕様を示す。

- 機種 MD10, MD20, MD30の3機種
- 大きさ
MD10 長さ366mm×幅120mm×高さ189mm
MD20 長さ458mm×幅166mm×高さ229mm
MD30 長さ663mm×幅205mm×高さ342mm
※整列側シュートは含まず。
- 本体質量
MD10 9kg（シュートは含まず）
MD20 17.5kg（ // ）
MD30 49kg（ // ）
- リターントラフ傾斜角度 基本5°（4～7.5°可変）
- 搭載シュート長さ（追加可能な質量）
MD10 450～600 mm （1.1kg）
MD20 550～800 mm （2.0kg）
MD30 850～1100 mm （7.0kg）
- 適用コントローラ K-ECA46（又はK-ECA49）

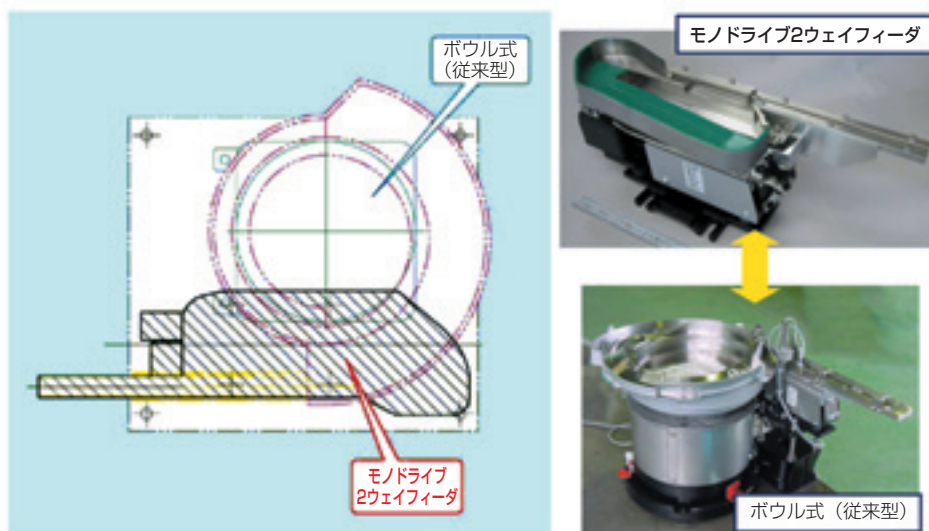


図1 省スペースの比較
Comparison of space-saving

- 適用ワーク

小物・中型部品（機械，電子，プラスチック）
ボルト，ピン類，軽量部品
軽度な油付き部品 等々

3. まとめ

本稿で紹介したモノドライブ2ウェイフィーダは、ひとつの駆動源・コントローラかつ非常にシンプルな構成で、貯蔵・整列・供給というパーツフィーダに必要な機能を完結させており、ユーザ要求に合致した省スペース・軽量化・省エネ・省資源を実現している。

またツーリングを含めたほとんどの部品がシンプルであるため、これまでの手作りのパーツフィーダに対してワンランク上の品質・安定性をも実現しており、新しい用途・市場での実績が増えている。

これまでに直進フィーダの中・大型の3機種について商品化したのが、今後は小型機種やユーザ要求に合った特殊用途向けフィーダなど、積極的なシリーズ展開を進めていきたい。

[参考文献]

1) 小楠：自動化推進 2006年1号 第35巻 第1号

執筆者近影



小楠 登志夫
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

受賞商品の紹介

2005年度 日本トライボロジー学会 技術賞受賞

樹脂インサート型焼結金属滑り軸受「ハイブリッドベアファイト」
"Hybrid Bearphite" a Sintered Metal Sliding Bearing Inserted with Plastic

江上 正樹* Masaki EGAMI

樹脂摺動材を内径面にインサート成形した焼結金属滑り軸受「ハイブリッドベアファイト」について紹介する。樹脂層の厚みを0.25mmと薄くしたため温度変化による膨張収縮が小さく、広い温度範囲（10～60℃）で高回転精度が得られる。さらに、樹脂に特殊充填材を配合することにより摩擦係数を $\mu=0.05$ という樹脂軸受として極めて低い値（従来樹脂の摩擦係数の1/2）とし、低回転トルクを実現した。

本軸受は、社団法人日本トライボロジー学会の技術賞を受賞した。

This report introduces newly developed "Hybrid Bearphite", a sintered metal sliding bearing inserted with a plastic sliding material on its inner surface. Because the plastic layer is only 0.25 mm thick, this gives small expansion and contraction as a result of temperature change. Therefore, this maintains high precision over a wide temperature range (10-60°C). Furthermore, combining the plastic with a special filler gives an extremely low friction coefficient of 0.05 (1/2 the friction coefficient of conventional plastic sliding bearings), resulting in low rotational torque.

This new sliding bearing "Hybrid Bearphite" received the technology prize of Japanese Society of Tribologists.

1. まえがき

ハイブリッドベアファイトは、焼結金属を裏金とし、その内径面に樹脂摺動材を薄く形成した高精度低摩擦滑り軸受である¹⁾。ハイブリッドベアファイトの特徴を以下に示す。

ハイブリッドベアファイトの特徴

- ① 焼結含油軸受並みの高回転精度
焼結金属の内径に樹脂を薄くインサート成形する事で実現
- ② 低摩擦 [摩擦係数 $\mu=0.05$]
内径樹脂に高性能摺動材を用い、摩擦係数が従来樹脂の1/2を実現
- ③ アルミなどの軟質軸材にも使用可能
低価格による転がり軸受からの置換え、コンパクト設計に最適

本軸受は、上述の高精度と低回転トルクを低コスト

で実現した点が認められ、社団法人日本トライボロジー学会より第50期の技術賞を受賞した。本稿では、本軸受の開発について述べる。

2. 開発の背景

プリンタ及び複写機の回転部（図1）には、表1に示すように様々なタイプの軸受が使用されている。転がり軸受は、滑り軸受に比べ回転精度・回転トルク・耐久性に優れるが、高価である。焼結含油軸受は転がり軸受に比べ低価格であり、樹脂軸受に比べ回転精度や低トルク性に優れるが、潤滑状態が境界潤滑であるため、プリンタや複写機で多く用いられる軟質軸（アルミ、ニッケルめっきなど）の場合、軸を摩耗させてしまう。一方、樹脂軸受は最も安価で、組成の工夫によりアルミニウムなどの軟質金属を軸材として用いることが可能であるが、成形時の収縮率や線膨張係数が

*要素技術研究所

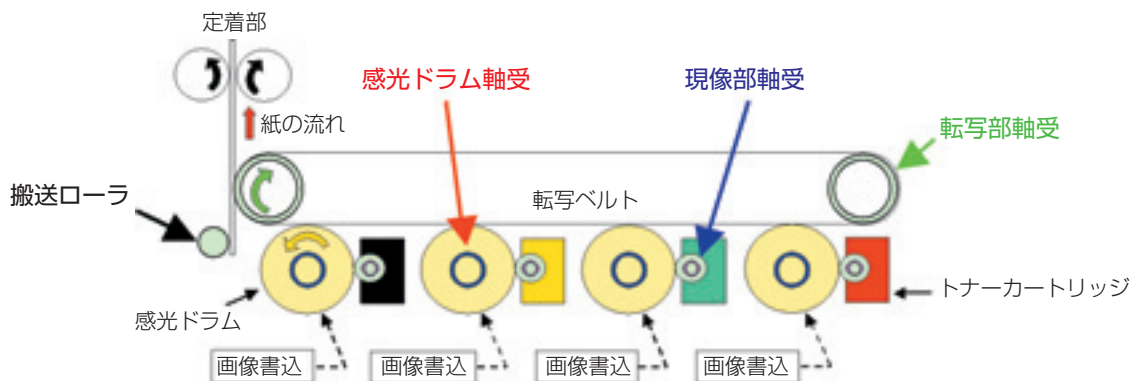


図1. 複写機の概略図
Schematic of copying machines and printers

表1. プリンタおよび複写機に使用される各種軸受の特徴と課題
Characteristics and problems of bearings used in copying machines and printers

項目	転がり軸受	焼結含油軸受	樹脂軸受
回転精度	◎	○	△
回転トルク	◎	○	△
軟質軸対応	◎	×	◎
コスト	△	○	○

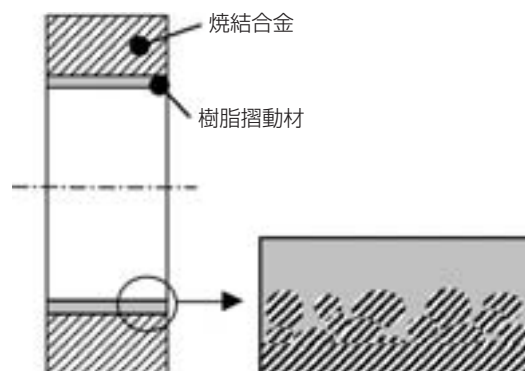
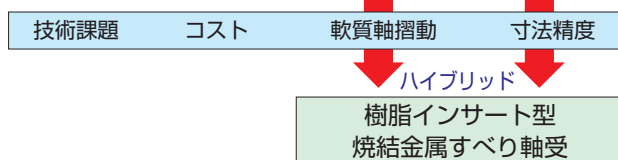


図2. ハイブリッドベアファイトのコンセプト
Concept of HYBRID BEARPHITE

大きく、寸法精度や寸法安定性が悪い等の欠点がある。そのため、感光ドラムのように回転精度が印刷品位に影響する個所には機能を優先し、比較的高価な転がり軸受が使用されており、低コストで高精度な軸受が求められていた。

3. ハイブリッドベアファイトの開発

3.1. 開発軸受のコンセプト

2項のニーズに対し、1) 裏金内径に樹脂を薄くインサート成形し、高寸法精度を達成する、2) 裏金に焼結金属を使用し、アンカー効果により樹脂との密着力を確保する、3) 樹脂層に低摩擦摺動材を採用し低回転トルクを実現する、というコンセプトに基づき、ハイブリッドベアファイトの開発に取り組んだ。新規軸受の概念図を図2に示す。

通常金属の内側に樹脂を成形すると、樹脂の成形収縮により界面で剥離が生じる。本軸受では、焼結金属

の空孔に樹脂を侵入させ、アンカー効果を発揮させることにより裏金と樹脂層の剥離を防ぐ。また、射出成形技術の高度化により樹脂層の厚みを0.25mmと薄くし、寸法精度および温度変化に対する寸法安定性を高めた。また、本軸受では幅面に樹脂層を形成すれば、ラジアル荷重のほか、アキシャル荷重を受けることも可能である。

3.2. 樹脂摺動材の開発

本軸受の目的は転がり軸受の代替であるため、摺動面の摩擦を小さくする必要がある。しかし、これまでの樹脂摺動材は摩擦係数が0.1以上あり²⁾、そのまま適用することはできない。そこで、摩擦係数の半減を目標に、新規樹脂摺動材の開発に取り組んだ。

樹脂の摩擦摩耗特性の改良は、四ふっ化エチレン樹脂 (PTFE)、黒鉛などの固体潤滑材または油の配合などでなされるが、摩擦係数の低減には油の利用が効果的である。これまで、ポリマーアロイを利用した油

分散技術³⁾などにより低摩擦化を図ってきたが、過度の油の配合は材料の機械特性や成形性を悪化させるため、既存の手法では限界があった。そこで多孔質シリカを保油体として採用し（含油シリカ）、機械特性や成形性を確保しながら樹脂への含油量を高める技術開発を行った⁴⁾。

超高分子量ポリエチレン（UHMWRE）に含油シリカを配合した材料の組成および摩擦特性を表2および図3に示す。含油シリカを配合した材料③は、油のみを配合した材料②に比べ、同じ含油量にも拘わらず低

い動摩擦係数を示す。また、含油シリカの増量により（材料④）、動摩擦係数は更に低くなり、PTFE系滑り材に比べ、1/3以下の値が得られた。

材料④の試験後の摺動面を観察したところ、含油シリカが摺動面に露出している様子が見られた（図4）。また、材料④の常温15MPa加圧で静的な油しみ出し量を測定したところ、図5に示すように、油しみ出し量は時間の経過に伴い増加する傾向があり、100hで6%しみ出した。この油量は、単に表層近傍の油がしみ出したとするには過大な量である。

以上より、本材料の低摩擦メカニズムを図6のように推定した。すなわち、含油シリカが荷重負荷点となることで、固体同士の接触が抑制され、油膜が形成され易くなる。さらに含油シリカは樹脂内部で連結して油の導通路としても機能し、それを通して内部の油が摺動面に継続的に供給されることにより、低い摩擦係数が安定的に得られると考えた。

この樹脂摺動材④の熔融粘度を射出成形可能なように調整し、本軸受の樹脂層に採用した。

表2. 含油シリカ配合材の組成
Composition of test specimens for sliding tests

材料	組成（容量%）
①	UHMWPE(100)
②	UHMWPE(85)/シリコン油（15）
③	UHMWPE(82)/含油シリカ*（18）
④	UHMWPE(70)/含油シリカ*（30）

*多孔質シリカ：シリコン油=1：5

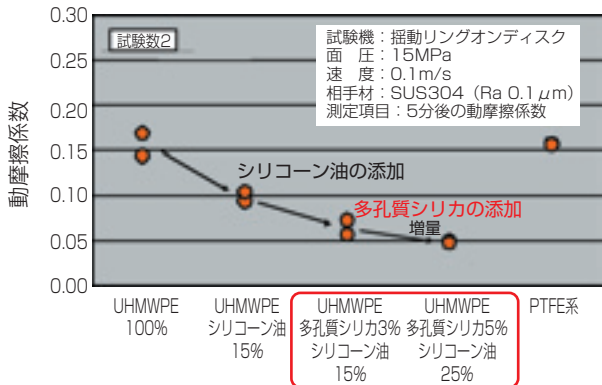


図3. 含油シリカ配合材の摩擦特性
Friction properties of the materials filled with oil-impregnated-silica

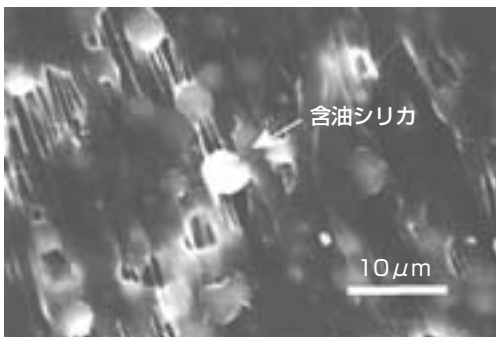


図4. 含油シリカ配合材④の試験後の摺動面
Surface of the material ④ after sliding test

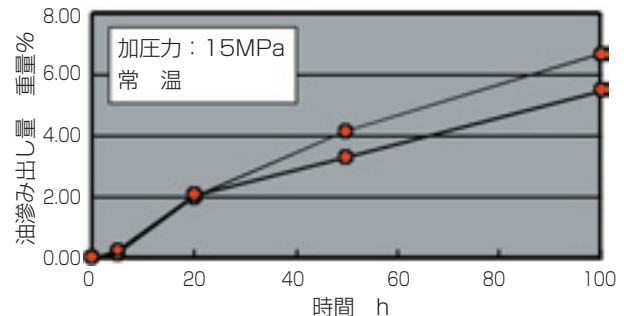


図5. 材料④の加圧時間と油しみ出し量の関係
Relationship between loading time and oozed oil amount from the material ④

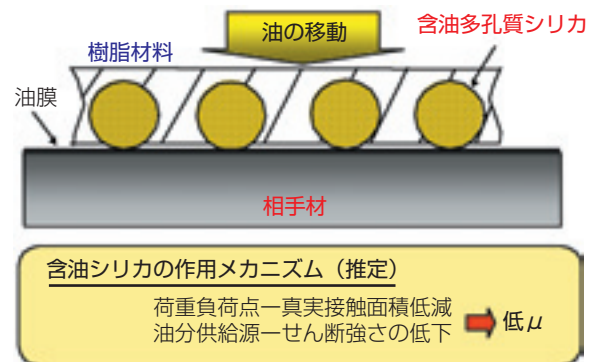


図6. 開発材の低摩擦メカニズム（推定）
Estimated mechanism of low friction of the developed material

3.3. 焼結金属裏金へのインサート射出成形

本軸受の高精度を達成するための要因を図7に示す。前述のように金属の内側に樹脂を成形すると、樹脂の成形収縮により界面で剥離が生じる。本軸受では、焼結金属の空孔に樹脂を侵入させ、アンカー効果により裏金と樹脂層の剥離を防ぐ。そのため、樹脂が侵入しやすいように焼結金属の表面気孔率、射出成形条件を最適化した。

図8に、焼結裏金の表面気孔率の最適化例を示す。図8(a)は含油焼結滑り軸受用の標準的な焼結金属、また図8(b)は原料金属粉末粒径や成形圧力の調整により表面気孔率を本軸受用に最適化したもので、それぞれについて樹脂成形前表面（黒色部が空孔）および、樹脂をインサート成形した後、樹脂層を強制的に剥離させた表面を示した。図8(a)の樹脂を引き剥がした表面には樹脂の痕跡がなく、樹脂は焼結金属空

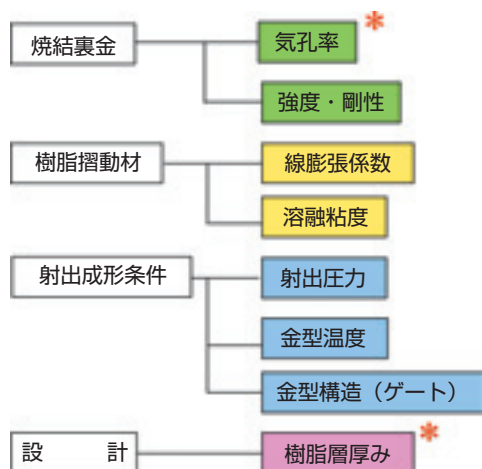


図7. 高精度を達成するための要因
(*は本文中で説明)
Factors to achieve high precision

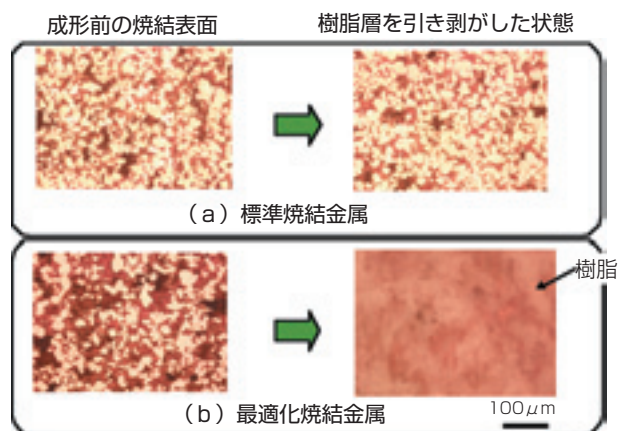


図8. 焼結裏金内径面の観察写真
Inner surface of sintered back metal

孔に侵入していないことが窺われる。一方、図8(b)では樹脂は層内で破壊しており、樹脂層と焼結金属の密着が強固になっている。このように焼結裏金と樹脂層の密着性を確保した。

4. ハイブリッドベアファイトの性能

樹脂インサート型焼結金属滑り軸受「ハイブリッドベアファイト」の外観写真を図9に示す。写真は、幅面にも樹脂層を設けてラジアル荷重のほかアキシヤル荷重も受けられるようにしたものである。樹脂層の厚さは、内径面、幅面いずれも0.25mmである。以下、ハイブリッドベアファイトの性能について紹介する。

4.1. 摩擦摩耗特性

3.2項の樹脂摺動材を内径にインサート成形したハイブリッドベアファイト（内径7.5mm、幅5mm）をラジアル荷重29.6N、回転速度240min⁻¹の条件でニッケルめっき軸相手に運転した時の摩擦係数を図10に示す。比較として、焼結含油軸受（鈹油含浸銅系焼結軸受）の特性を併記した。



図9. ハイブリッドベアファイトの外観写真
Appearance of HYBRID BEARPHITE

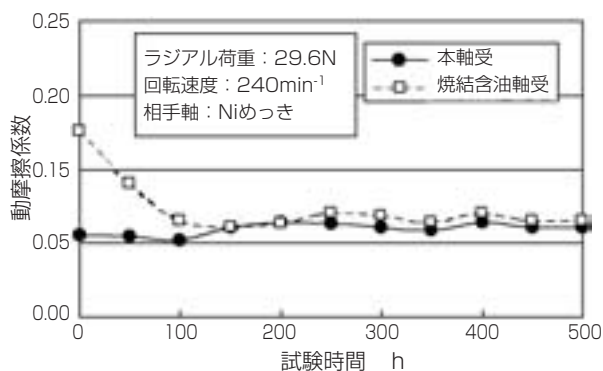


図10. ハイブリッドベアファイトの摩擦特性
Friction property of HYBRID BEARPHITE

焼結含油軸受の摩擦係数は初期は高いが、なじみにより低下し、最終的には0.06の値で安定した。一方、ハイブリッドベアファイトは初期から0.06程度の値で推移し、安定していた。また500h後の摩耗も、焼結含油軸受が10 μ m摩耗するのに対し、ハイブリッドベアファイトは6 μ mと小さく、焼結含油軸受より優れた摩擦摩耗特性を示した。

なお、軸をアルミに替えた場合、焼結含油軸受は直ちに軸を摩耗させるのに対し、ハイブリッドベアファイトでは図10と同等の性能が得られた。

4.2. 寸法精度

本軸受の寸法精度と特徴を表3に示す。本軸受は焼結含油軸受と同等の寸法精度を有する。さらに、本軸受の樹脂摺動材層は焼結金属との界面を基準面として膨張収縮するため、温度に対する寸法変化が極めて小さい(図11)。寸法変化が大きいと、温度に対する軸とのすきまの変化が大きくなり、回転精度が変動する。

表3. 各種すべり軸受の寸法精度と特徴

Dimensional properties and characteristics of sliding bearings

項目	本軸受	樹脂製すべり軸受	焼結含油軸受
内径	$\pm 5\mu\text{m}$	$\pm 15\mu\text{m}$	$\pm 5\mu\text{m}$
外径	$\pm 15\mu\text{m}$	$\pm 15\mu\text{m}$	$\pm 15\mu\text{m}$
内径真円度	10 μm 以下	50 μm 以下	10 μm 以下
同軸度	15 μm 以下	30 μm 以下	15 μm 以下
円筒度	10 μm 以下	40 μm 以下	10 μm 以下
寸法変化	○	×	○
対アルミ摺動	○	○	×
対SUM+Niメッキ摺動	○	○	△

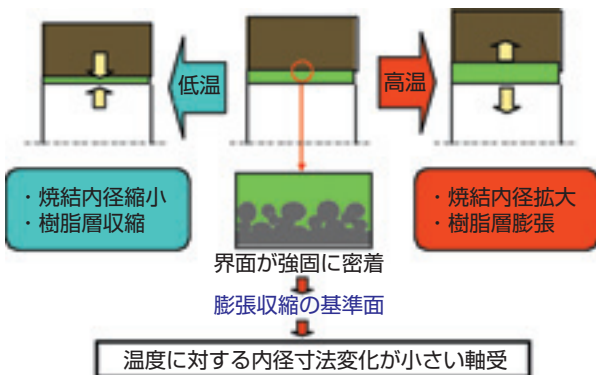


図11. ハイブリッドベアファイトの温度に対する寸法変化挙動
Dimensional change of HYBRID BEARPHITE against temperature change

図12は、内径7.5mmの軸受について、樹脂層の厚みを0.25mm、線膨張係数を $14 \times 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$ として、本軸受の温度に対する内径寸法変化(基準温度: 25 $^{\circ}\text{C}$)を計算により求め、樹脂単体で形成した一般の樹脂すべり軸受と比較したものである。図には60 $^{\circ}\text{C}$ での実測データも併記した。ハイブリッドベアファイトにおいては、寸法変化を表す直線の傾きは樹脂層厚みの設計により決まる。すなわち、軸の寸法変化を考慮し樹脂層厚みを設定すれば、広い温度範囲で軸と軸受のすきまを一定にできるという、樹脂軸受にとっては画期的な性質を有する。これにより、従来では不可能であった高回転精度を広い温度範囲で得ることが可能となった。

4.3. 樹脂層の密着強さ

高寸法精度を維持するためには、焼結金属と樹脂層の密着が不可欠である。密着性の強さを表すデータとしてヒートショック試験の結果を表4に示す。4.2項と同じ軸受を【-20 $^{\circ}\text{C} \times 1\text{h} \Leftrightarrow +60^{\circ}\text{C} \times 1\text{h}$ 】のパターンで100サイクル加熱冷却し、ヒートショック前

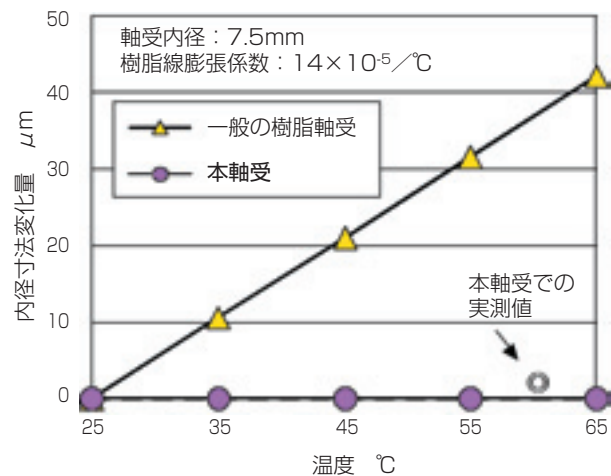


図12. ハイブリッドベアファイトの寸法変化
Dimensional stability of HYBRID BEARPHITE

表4. ヒートショック100サイクル後の内径寸法 (-20 $^{\circ}\text{C} \times 1\text{h} \Leftrightarrow +60^{\circ}\text{C} \times 1\text{h}$)

Inner diameter change of HYBRID BEARPHITE after 100 cycles of heat shock test

TP	試験前 mm	試験後 mm	変化量 μm	密着状態
1	7.501	7.500	1	剥離なし
2	7.510	7.508	2	剥離なし
3	7.508	7.504	3	剥離なし

後の寸法変化と、焼結金属と樹脂の密着状態を調べた(試験軸受数:3個)。樹脂と金属の膨張係数の差により、冷却時には樹脂を剥離させようとする力が作用する厳しい試験である。

試験前後の寸法変化は極めて小さく、ハイブリッドベアファイトの焼結金属と樹脂間の密着力が強固であることが分かる。

4.4. ケミカルアタック性

OA機器を中心に軸受ハウジングに樹脂を用いることが多くなっている。ハウジングに使用される樹脂は、寸法精度や耐衝撃強度の点から、ポリカーボネート(PC)、アクリロニトリル-ブタジエン-スチレン共重合体(ABS)など、耐油性に乏しい非晶質樹脂が多く用いられている。接触する油の種類が不適切であると、使用中にハウジングにクラックが生じる。これは溶剤クラックといわれ、樹脂と油の親和性が高い場合に、樹脂を構成している高分子間に油が入り込み、分子の絡み合いをほぐし、クラックやクレーズ(曇り)を発生させる現象である。

長さ152mm、幅12.5mm、厚み6.35mmのPC板に、最大引張応力が発生する箇所に各種油脂を接触

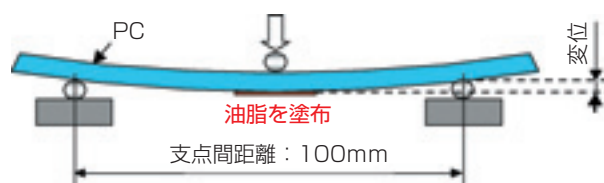


図13. ケミカルアタック試験の概念図
Test rig for chemical attack

表5. 油脂のPCに対するケミカルアタック性
Chemical attack of oils for polycarbonate

油種	条件	変位,mm	1.5	3.0	3.5	3.5
	時間,h		3	3	3	196
油脂なし					○○○○○	
ポリエチレングリコール		×××××				
ポリオールエステル油		×××××				
エーテル油(ADE油)			○○×××			
鉛油			○○○○○	○○×××		
PAO*			○○○○○	×××××		
シリコン油**			○○○○○	○○○○○	○○○○○	○○○○○

*: ポリ α オレフィン油

** : ハイブリッドベアファイト配合油

表中の記号 ○ : クラックなし × : クラックあり

させながら、曲げ荷重を所定時間負荷し(図13)、油脂のケミカルアタック性を調査した。試験条件は、支点間距離100mm、温度75℃である。表5に示すように、ハイブリッドベアファイトの樹脂層に配合しているシリコン油はPCに対しケミカルアタックを及ぼさないことが分かる。

4.5 導電性「ハイブリッドベアファイトEC」

電子写真方式のプリンタや複写機では、静電気を利用して画像の形成や紙へのトナーの受け渡しを行っている。そのため、軸受が摩擦帯電すると、感光ドラム(図1)を帯電させる電荷や付着しているトナーに悪影響を及ぼして画像を乱す。また、感光ドラム以外の軸受においても静電除荷を必要とする箇所があり、アース機構を設けるなどして対応しているが、アース機構は部品点数の増加につながるため、軸受自体に導電性が求められる場合がある。

樹脂材料は電気絶縁性でありこの要求に応えられないため、3.2項で開発した樹脂摺動材にナノメートルサイズのカーボン粒子を追加配合することにより導電性の「ハイブリッドベアファイトEC」を開発した。本樹脂の体積抵抗率は $3 \times 10^3 \Omega \text{cm}$ であり、静電除去には十分な性能を有する。ニッケルめっき軸相手に摺動させた場合の摩擦特性を図14に示す。カーボン粒子の添加により摩擦係数は0.1程度に増加したが、市販の導電性樹脂摺動材に比べ1/2以下の特性を示す。なお、ケミカルアタック性などの性質は絶縁性のハイブリッドベアファイトと同様である。

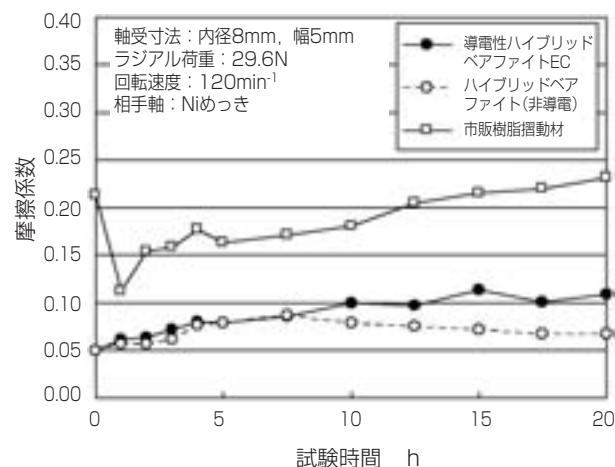


図14. 導電性ハイブリッドベアファイトECの摩擦特性
Friction property of electrically conductive "HYBRID BEARPHITE EC"

5. まとめ

高精度と低回転トルクを低コストで実現した樹脂インサート型焼結金属滑り軸受「ハイブリッドベアファイト」について紹介した。今後、転がり軸受の代替や、滑り軸受の高機能化を中心に、事務機以外の様々な分野でも応用が期待できる。引き続き、耐熱性などの機能向上に取り組み、機器の小型・軽量化、省エネ化、低コスト化に貢献していきたいと考える。

参考文献

- 1) 江上, 清水, 大平: トライボロジー会議予稿集 2006-5 東京(2006)313.
- 2) 江上, 廣瀬: OA機器用樹脂摺動材の開発, NTN TECHNICAL REVIEW, No.67(1998)98.
- 3) 島津, 江上, 下楠園: トライボロジー会議予稿集 1998-10名古屋(1998)379.
- 4) 筒井, 江上, 石井: トライボロジー会議予稿集 2003-5東京(2003)77.

執筆者近影



江上 正樹
要素技術研究所



NTN®

www.ntn.co.jp

JAPAN U.S.A. CANADA MEXICO PANAMA BRAZIL GERMANY ITALY U.K. FRANCE
SINGAPORE PHILIPPINES INDIA CHINA THAILAND MALAYSIA KOREA AUSTRALIA

コンパクト高角等速ジョイント DOJ

軽量・コンパクトな最大作動角30° DOJ



特長

- 外径：現行30° DOJに対し1サイズ(約4%)のコンパクト化
- 重量：約6%の軽量化
- 強度耐久性：トラック接触角・接触率，ケージオフセットの最適化により実用強度と耐久性を確保

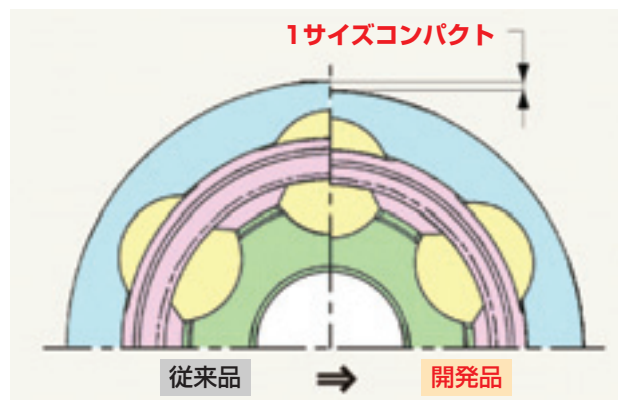
用途

- 高角作動角を求められるSUV など

適用箇所例



構造



高角低振動等速ジョイント PTJ

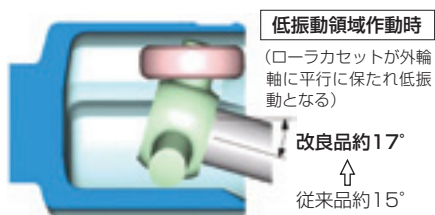
世界最高水準のNVH性能^{*1}を持った低振動等速ジョイント「PTJ」で
世界初^{*2}の最大作動角30°を実現



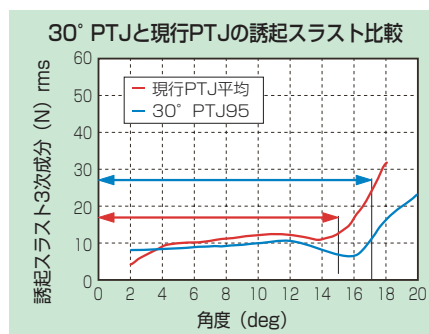
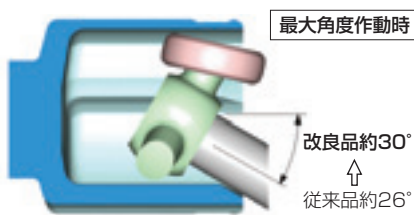
※1：車の騒音や振動に関連する性能 ※2：トリポード型低振動のCVJの 카테고리において

特長

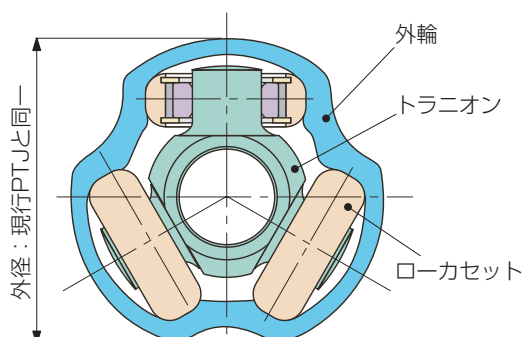
- 低振動の作動角領域拡大
15° ⇒ 17° へ向上



- 最大作動角をアップ
30° までの使用が可能



構造



用途

- 高角作動角・低振動を求められるクロスオーバーSUV など

適用箇所例



超高作動角 (54°) 固定式CVJ (TUJ)

世界初の超高作動角対応 ($\theta_{max}=54^\circ$) 固定式CVJ

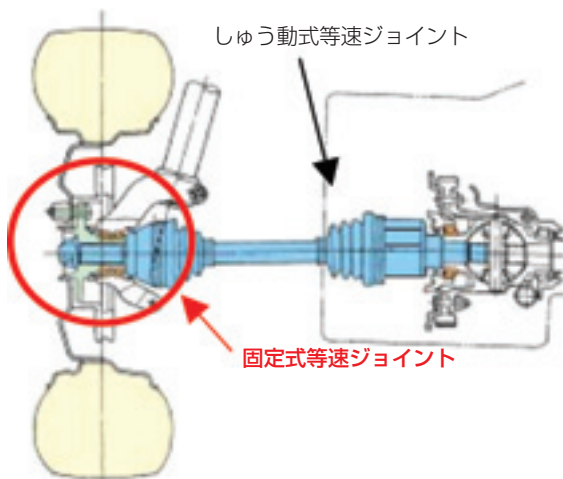
(一般的な中型FF車で固定式ジョイントの作動角が4°拡大した場合)

車の最小回転半径を約70cm (13%) 縮小
(ホイールベースは従来と同等の場合)

ホイールベースを約40cm (15%) 拡大
(最小回転半径は従来と同等の場合)



使用部位例



フロントアクスル

特長

- 最大作動角 (θ_{max}) : 54° (現行UJ : 50°)
- 外輪外径 : UJと同等
- 強度, 耐久性 : UJと同等

用途

- 最小回転半径の大きい大型, 中型FF車, 4WD車

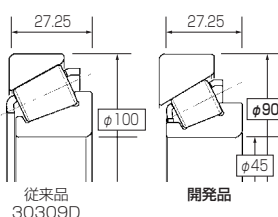
超低トルク円すいころ軸受

寿命・剛性を低下させずに大幅な低トルク（従来品の1/2）を実現！



特長

- 低トルクの実現：
従来比 1/2
- 軸受の小型化：
軸受外径を10%以上
小型化（従来品と同
寿命・同剛性）



課題と実現手段

課題1：低トルクの実現

実現手段：最適化設計の適用

油のかくはん抵抗を低減した新形状保持器の適用



課題2：従来品と同等の寿命

実現手段：FA熱処理の採用

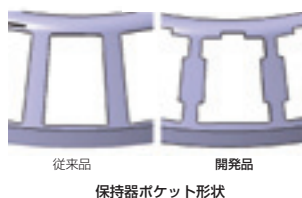
清浄油条件下で4T品に比べ、2.8倍の寿命を達成

課題3：従来品と同等

の剛性

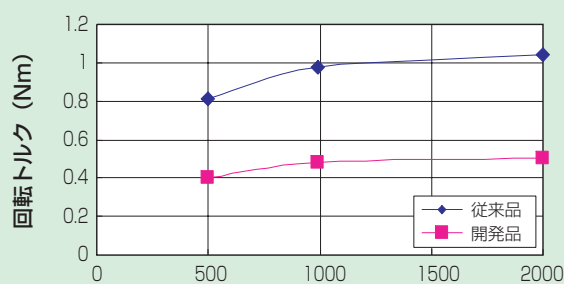
実現手段：高負荷容量設計の適用

保持器位置を外輪側に近づけ、ころ本数を極限まで増加



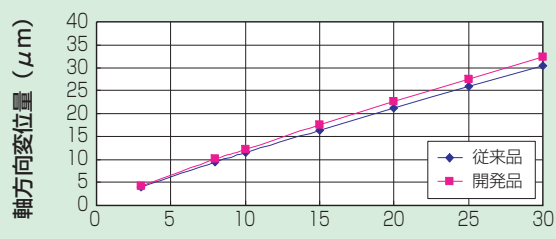
性能

トルク測定結果



実用的な500~2000 r/minの回転数において従来品に比べ、1/2のトルクを達成

軸受剛性計算結果



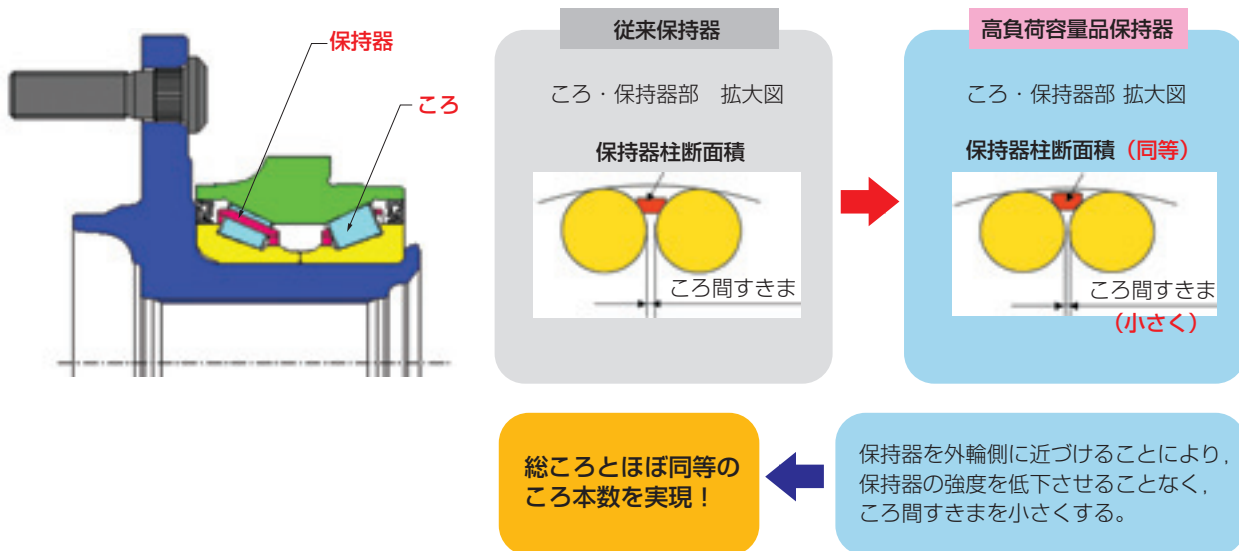
開発品と従来品はほぼ同等の剛性を有する

SUV用高負荷容量テーパハブベアリング

同一スペースで、20%の長寿命化と7%の高剛性化を実現！



構造



特長

- 寿命を20%向上 (計算寿命)
- 軸受剛性を7%向上

用途

- SUV用ホイールベアリング

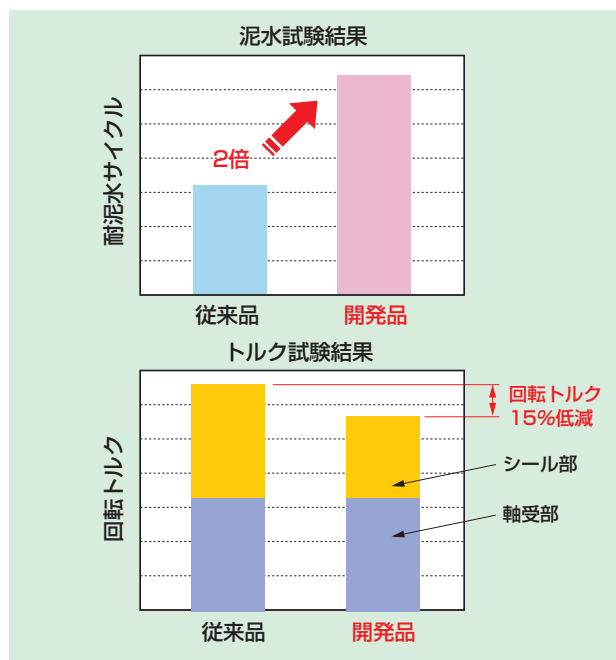
高密封・低トルクシール内蔵 ハブベアリング

同一シールスペースで、構造、形状、ゴム材質を最適化し、
密封性2倍と15%の低トルク化を実現！

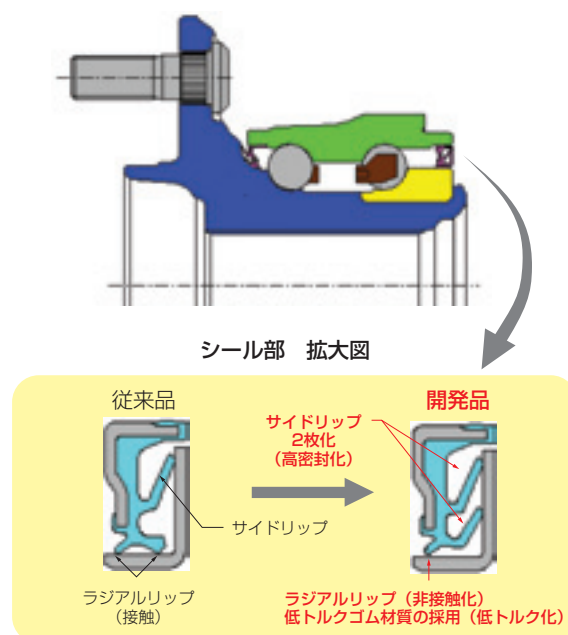


特長

- 密封性：耐泥水性能 2倍
- 低トルク化：回転トルク 15%低減（シール単体 30%低減）



構造



用途

- 乗用車用ホイールベアリング

アクティブセンサ内蔵ハブベアリング

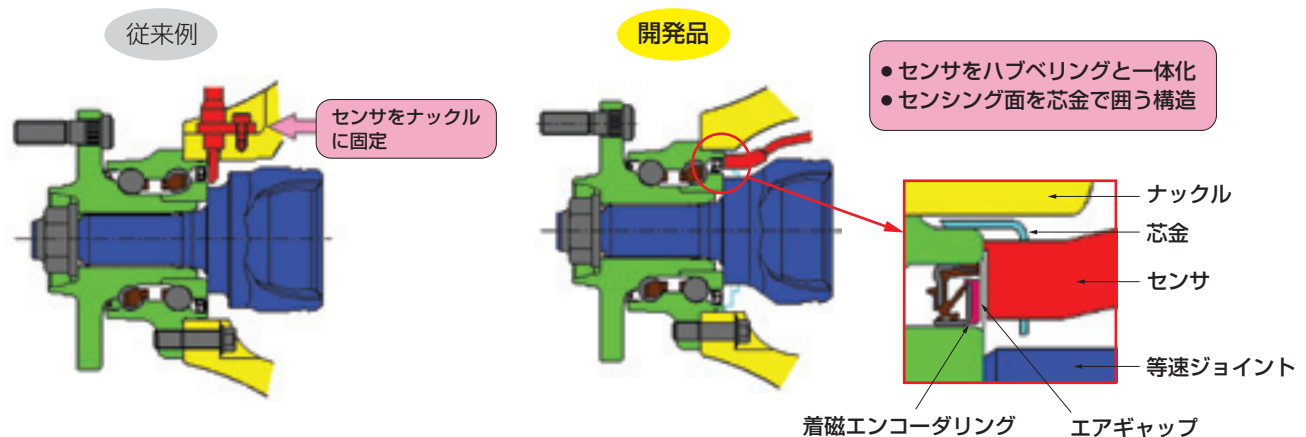
センサエアギャップ調整とナックル加工が不要



特長

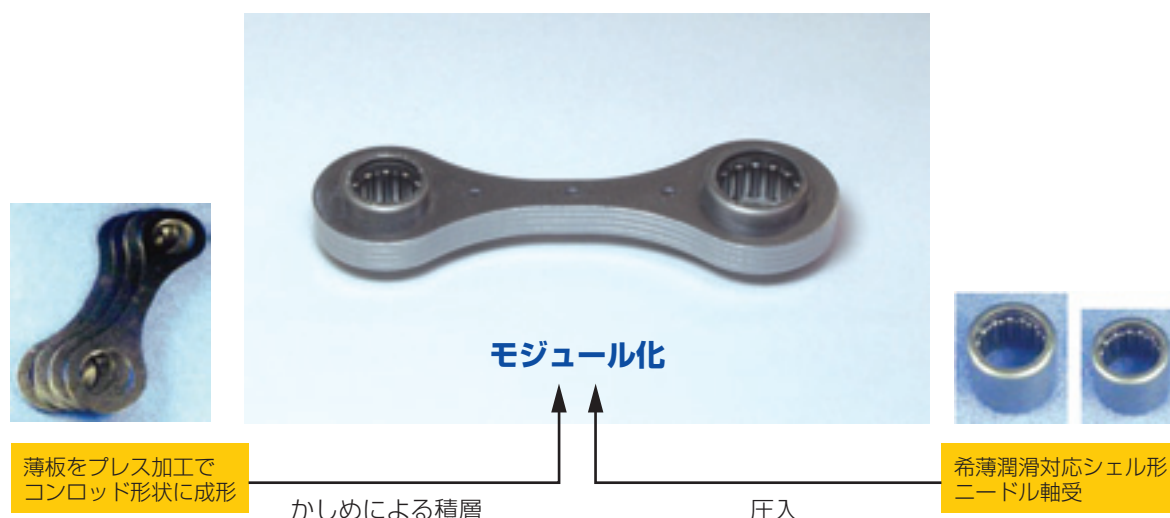
- センサのエアギャップ調整が不要
- センサをナックルに固定するための加工及び組立作業が不要
- 飛び石や異物の噛入みを防止

実現手段



低エミッション対応積層コンロッドモジュール

- 環境規制に対応できる希薄潤滑下で運転可能なシェル形ニードル軸受
- 独自開発の積層構造の採用によるコンロッドでコンパクト化の実現
- 上記軸受とコンロッドのモジュール化によるトータルVA/VE提案

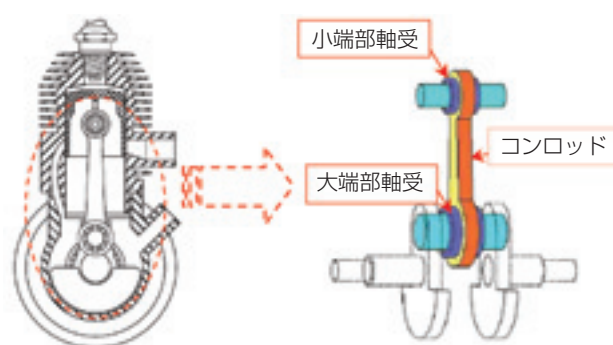


特長

- シェル形ニードル軸受の保持器の最適設計と外輪の高精度化により、現状に比べ4倍厳しい希薄潤滑条件[混合オイル量75%低減]下でも優れた耐焼付き性を確保
- コンロッドは薄板をプレス加工し独自の積層構造の採用により、ファインブランキング加工品に対して最小幅で17%[外形寸法で6%]のコンパクト化が可能
- NTNで希薄潤滑対応シェル形ニードル軸受を、独自の積層構造コンロッドに圧入してモジュール商品としての提供することで、高機能・コンパクトと共にVA/VEにも貢献

用途

- 農機用(刈払い機, 噴霧機, チェーンソー等) 2サイクルエンジン



農機用2サイクルエンジンの断面

高速・高品位カラーフィルタ修正装置

大型基板対応に加え，高機能，多機能化を実現



特長

①短時間修正を実現

- 塗布専用的高速駆動機構を採用
- 修正液ごとに専用の塗布針と修正液容器
→塗布針洗浄レスでの色替え塗布が可能
- 塗布動作時に塗布針先端へ修正液を補充
→修正液補充動作不要

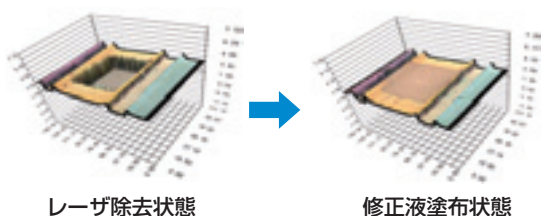
従来装置の修正タクトタイムを70%短縮

②高品位修正を実現

- 塗布針先端に特殊加工を施し、カラーフィルタ基板と塗布針の接触時間により修正液塗布量を微調整
→正常部への修正液のはみ出しを防止

修正品位の向上を実現

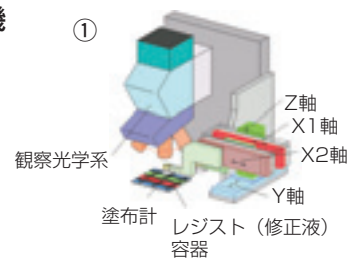
修正例



塗布機構部の特長

①塗布専用高速駆動機構 (Y,Z,X1,X2軸)

超小型リニアモータによる高速・高精度駆動で修正時間を短縮

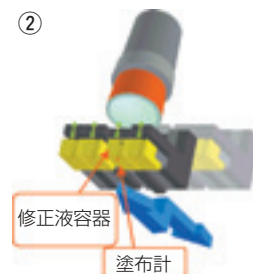


②塗布針4本搭載

洗浄レスでの色替え塗布を実現，修正時間を短縮

③塗布針と修正液容器の一体支持構成

塗布針への修正液補充動作不要



④充填塗布針

数pl(1兆分の1リットル)から数十plの範囲で塗布量調整ができ，修正部への充填塗布が可能で修正品位向上



パーツフィーダ用高機能コントローラ

パーツフィーダの消費電力を従来比30%低減

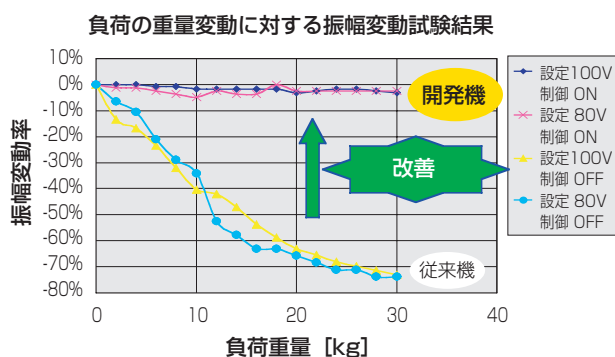


特長

- ①最適振動数自動追従機能
 - ・最も効率がよい振動数に自動追従
 - 約30%の省エネ化を達成
- ②定振幅機能で、部品に最適な搬送状態を維持
 - ・振幅変動率3%以内（従来機で10%以上変動する条件下）
- ③振動センサが不要
 - ・振動センサの取り付け、配線工事が不要
 - 従来機からのリプレースが容易
 - ・振動センサ用リード線断線等のトラブルがない
 - 故障低減

実現手段

- ①加振用電磁石への駆動信号（電圧，電流）を正確に測定【駆動信号測定器】
 - ②測定値から (i) 最適振動数からのずれ (ii) 搬送量(振動振幅)を推定【CPU】
 - ③CPU指示の振動数と振幅値で電磁石を通電【インバータ】
- 外付けの振動センサなしで、最適振動数自動追従、定振幅機能を実現！



コントローラブロック図

