

For New Technology Network

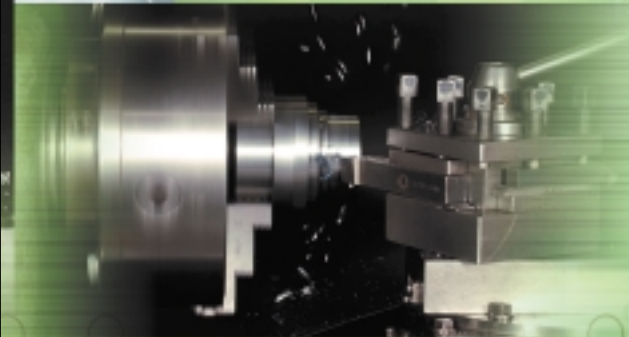
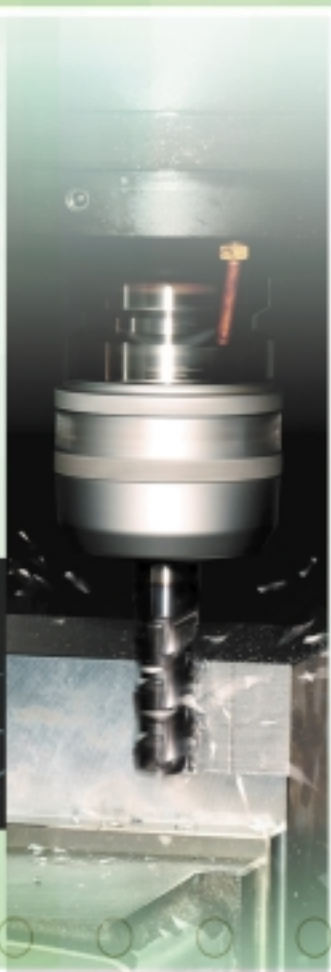
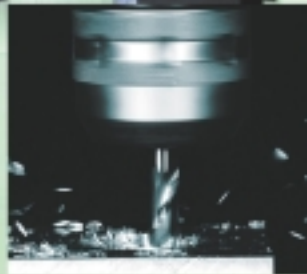
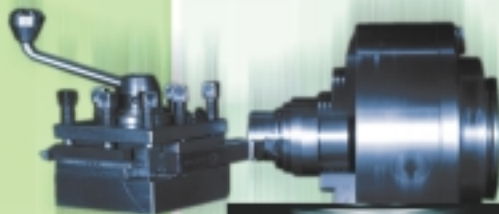
NTN[®]

TECHNICAL REVIEW

No.
72

特集 工作機械用軸受・精機商品

October 2004





TECHNICAL REVIEW

No.72

特集 工作機械用軸受 ● 精機商品

工作機械用軸受・精機商品特集 目次

巻頭言	工作機械用軸受・精機商品特集号に寄せて	取締役 加藤 修	1
【寄稿】	NC工作機械主軸系の最新動向	垣野技術研究所 所長 京都大学 名誉教授 垣野義昭	2
工作機械用軸受			
【論文】	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	総合技術研究所 基礎技術研究部 赤松良信 / 森 正継	6
	エアオイル潤滑における供給油量の微少化	総合技術研究所 基礎技術研究部 赤松良信 / 森 正継	12
	高速長寿命グリースの開発 モータ軸受用グリース「ME-1」	総合技術研究所 基礎技術研究部 三上英信	20
【製品紹介】	工作機械用精密軸受 "ULTAGE (アルテージ)" シリーズ	産機商品本部 産機技術部 瀧内博志 / 小杉 太	26
	ULTAGE 標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプ	産機商品本部 産機技術部 植田敬一	30
	ULTAGE アクシアル荷重用アンギュラ玉軸受 HTA Uタイプ	産機商品本部 産機技術部 廣田泰之	36
	ULTAGE 超高速・長寿命複列円筒ころ軸受	産機商品本部 産機技術部 山本直太 / 水谷 守	42
	高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受	産機商品本部 産機技術部 片桐 力 / 内藤健一郎	46
精機商品			
【製品紹介】	カラーフィルタ用マルチリペア装置	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 猿田正弘	52
	第6世代・7世代サイズ対応カラーフィルタ修正装置	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 山中昭浩 / 松島昌良	56
	PDPリブ欠陥修正装置	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 山崎 静 / 矢田雄司	64
【解説】	ナノメートル領域におけるエアスピンドルの高精度化	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 藤川芳夫 / 原口 隆 / 青野和幸 / 堀内照悦	70
	ナノメートル位置決め技術	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 中島明生	78
新製品紹介	① FA円すいころ軸受		84
	② 複列スラストニードル軸受		85
	③ ロッカアーム用FAニードル軸受		86
	④ 超軽量 GEN3 ハブベアリング		87
	⑤ GEN4 ハブジョイント		88
	⑥ アブソリュート型回転センサ付き軸受		89
	⑦ ゼロ速対応アクティブ型ワイヤレスABSセンサユニット		90
	⑧ 流体動圧軸受ユニット (モノづくり部品大賞受賞)		91
	⑨ カラーフィルタ用マルチリペア装置 (ADYグランプリ受賞)		92

CONTENTS

Preface	Osamu KATO	1
Contribution	Latest Trend of Main Spindle for NC Machine Tool Yoshiaki KAKINO	2
Bearings for Machine Tools	Development of Eco - friendly Oil Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Yoshinobu AKAMATSU and Masatsugu MORI	6
	Minimizing Lubricant Supply in an Air-Oil Lubrication System Yoshinobu AKAMATSU and Masatsugu MORI	12
	Development of Long Life Grease for High Speed Application "ME-1" Grease for Motor Bearings Hidenobu MIKAMI	20
	"ULTAGE" Series Precision Bearings for Machine Tools Hiroshi TAKIUCHI and Futoshi KOSUGI	26
	ULTAGE Standard Angular Contact Ball Bearings, 79U/70U type Keiichi UEDA	30
	HTA U Type ULTAGE Angular Contact Ball Bearings for Axial Loads Yasuyuki HIROTA	36
	High Speed and Long Life Double-Row Cylindrical Roller Bearings Naota YAMAMOTO and Mamoru MIZUTANI	42
	Next generation deep groove ball bearing for high speed servo motor Chikara KATAGIRI and Kenichiro NAITO	46
Precision Apparatus Products	Multi-Repair System for Color Filters Masahiro SARUTA	52
	Repair system for the 6th and 7th generation LCD color filters Akihiro YAMANAKA and Akira MATSUSHIMA	56
	PDP Rib Repair System Shizuka YAMAZAKI and Yuji YADA	64
	Improvement of the Accuracy of an Air Spindle in the Nano-meter Region - Improvement of Rotational Accuracy by Optimization of Feed Hole Positioning - Yoshio FUJIKAWA, Takashi HARAGUCHI, Kazuyuki AONO and Teruyoshi HORIUCHI	70
	Nanometer accuracy positioning system Akio NAKAJIMA	78
Our Line of New Products		84

工作機械用軸受・精機商品特集号に 寄せて



取締役
加藤 修

環境の世紀と言われる21世紀にはいり、すでに4年目を迎えましたが、工業製品においても、安全性や人間性に配慮した設計が必要となっています。当社におきましても技術開発段階から「環境への調和」を念頭に環境管理の向上を目指した取り組みに努めており、自動車、産業機械の分野で、長寿命、低トルク、軽量化、省資源などを実現する環境に配慮した商品を顧客の皆様提供しております。

2004年11月1日～8日に「モノづくりで豊かな未来の実現」をテーマに第22回日本国際工作機械見本市（JIMTOF2004）が開催されます。NTNも「もの造り新時代への提案」をテーマに、工作機械市場のニーズに応えた独自の提案を行います。これまでも当社は、開発の基本コンセプトを「環境との調和を図りながら、超高速、高精度、高信頼性を実現」とした新軸受をアルテージシリーズと名付け、グリース潤滑・シール付軸受やエアオイル潤滑・環境対応型ノズル付軸受などを市場に投入し、いずれも「人・環境に優しい軸受」として高い評価をいただいています。

今年開催されるJIMTOF2004でも現在から次世代の工作機までを対象とした使いやすく高機能かつ環境に優しい独創的な技術提案を行い、工作機械の高機能化への貢献を目指すとともに、お客様の作業環境改善、環境負荷軽減のための商品紹介を予定しています。

本特集号では、これまでの新技術の変遷と今回新たに発表する新技術の一部を紹介いたします。

NTNは1918年の創業以来、転がり軸受の製造・販売を行ってきました。又、1963年より等速ジョイントの生産・販売を開始し自動車メーカ及び各種の機械メーカへ製品を供給しつづけてきました。さらに機械・電子技術を融合させた、メカトロニクス技術を核とした精機商品の分野にも1985年より進出し、静圧軸受、磁気軸受、位置決めテーブルなどの要素商品とこれら要素商品をベースとし、画像処理機能やレーザー機能を付加した液晶・PDP・有機ELなどのFPD（フラットディスプレイ）修正装置をシステム商品として製造・販売しています。この分野の成長はめざましく、要素商品では必要な精度が数ナノメートル、サブナノメートルに及ぶ先端商品が現れ、システム商品においても対象とする製造装置の更なる大型化への対応とより微細な加工技術が求められています。これまでの「より高速に」「より高精度に」「より高機能に」との技術課題に「先端分野で“超”への挑戦」を加え課題解決に取り組んでまいります。本特集号では、これらに関連した新型リペア装置、ナノメートル制御技術についても紹介いたします。

For New Technology Network（新しい技術で世界を結ぶ）の理念のもとNTNは軸受・等速ジョイント・精機商品の総合企業として更なる発展を目指し全力投球する所存です。

NC工作機械主軸系の最新動向

Latest Trend of Main Spindle for NC Machine Tool



垣野 義昭
Yoshiaki KAKINO

垣野技術研究所 所長
京都大学 名誉教授

工作機械の主軸系の高速化の現状の展望を試みた。工作機械の高速化は、工具の進歩が主導する加工技術の進展と素形材の変化によって生じた。この変化は当分継続するので、主軸系の高速化・高加速度化はますます進み、近い将来 d_{mn} 値で400万に達するものと思われる。

This paper overviews today's technologies and future trends in high-speed spindles for machine tools. High-speed machine tools have been popularized in order to meet the progress of machining technologies led by the technical progress in tools, and the progress in workpiece materials. We consider that such a progress will continue for a while, and that spindle systems will continue to get faster. The d_{mn} value may reach as high as 4 million in near future.

1. はじめに

現在工作機械メーカーは、数年ぶりの好景気に沸き、空前の大量注文を抱えている。恐らく今年度の受注金額は昨年度の6割増には留まらないであろう。注文は、複合工作機械や5軸制御マシニングセンタといった制御軸数の多い複雑で高級な工作機械に留まらず、通常2軸NC旋盤、立形マシニングセンタといった一般機まで広がってきている。長く続いた需要の低迷から脱して、国内メーカーの設備投資がようやく本格的に盛んになってきたことがこの大量注文の主たる原因である。

このような好景気になると技術開発はややトーンダウンして、作りやすい機械の生産を優先しがちであるが、1年前まではNC工作機械の技術革新はまことに目覚ましいものがあった。最初は主軸系の高速化で始まったが、やがて送り系の高速化が追随しただけに留まらず、追い越してしまい、いまは逆に主軸系の高速化がそれに引きずられる形で進行中である。

以下、このような高速化のニーズを高めている根本原因である切削加工技術の変化を概観した後、主軸系と送り系の高速化の最近の状況を紹介する。

2. 切削加工技術の変化

切削加工技術の進歩は、基本的には新しい工具材料（最近では新しいコーティング技術も含む）の開発によって生じる。副次的には、エンドユーザにおける加工される素形材の材質と形状の変化によって生じる。例えば、焼入れ金型の製作法が10年ほど前から急激に変化してしまった。すなわち、それまではHRC25程度の生材を切削加工した後、熱処理をして硬くしてから、切削加工できないので、放電加工で仕上げ加工を行っていた。

それが、(Al,Ti)Nコーティングされた超硬エンドミル工具の登場によって高硬度材の切削加工が可能となった。焼入れされたHRC53程度のダイス鋼SKD61をいきなり200m/minという高速で切削加工する技術が開発され、金型加工用の工程と工作機械の構成が大きく変わった。さらに、放電加工による複雑な自由形状の仕上げ加工を、小径のボールエンドミル工具による切削加工によって代替える動きも急速に広まってきている。これは金型加工用マシニングセンタにおいて主軸回転の高速化を急激に進めた。

また、部品加工においては省エネルギーのために鉄鋼

材料製の素形材から高速で加工できるアルミニウム系の素形材への変化が大いに進展した。この2つは中小型のマシニングセンタにおいて主軸回転の著しい高速化と送り系の高速・高加速度化をもたらした。

それらを簡潔にいうと、「低速重切削型の加工から高速軽切削型の加工へ」という変化である。以上述べてきた結果が相乗されて生じた各種材料の加工速度の変遷を図1に示す。

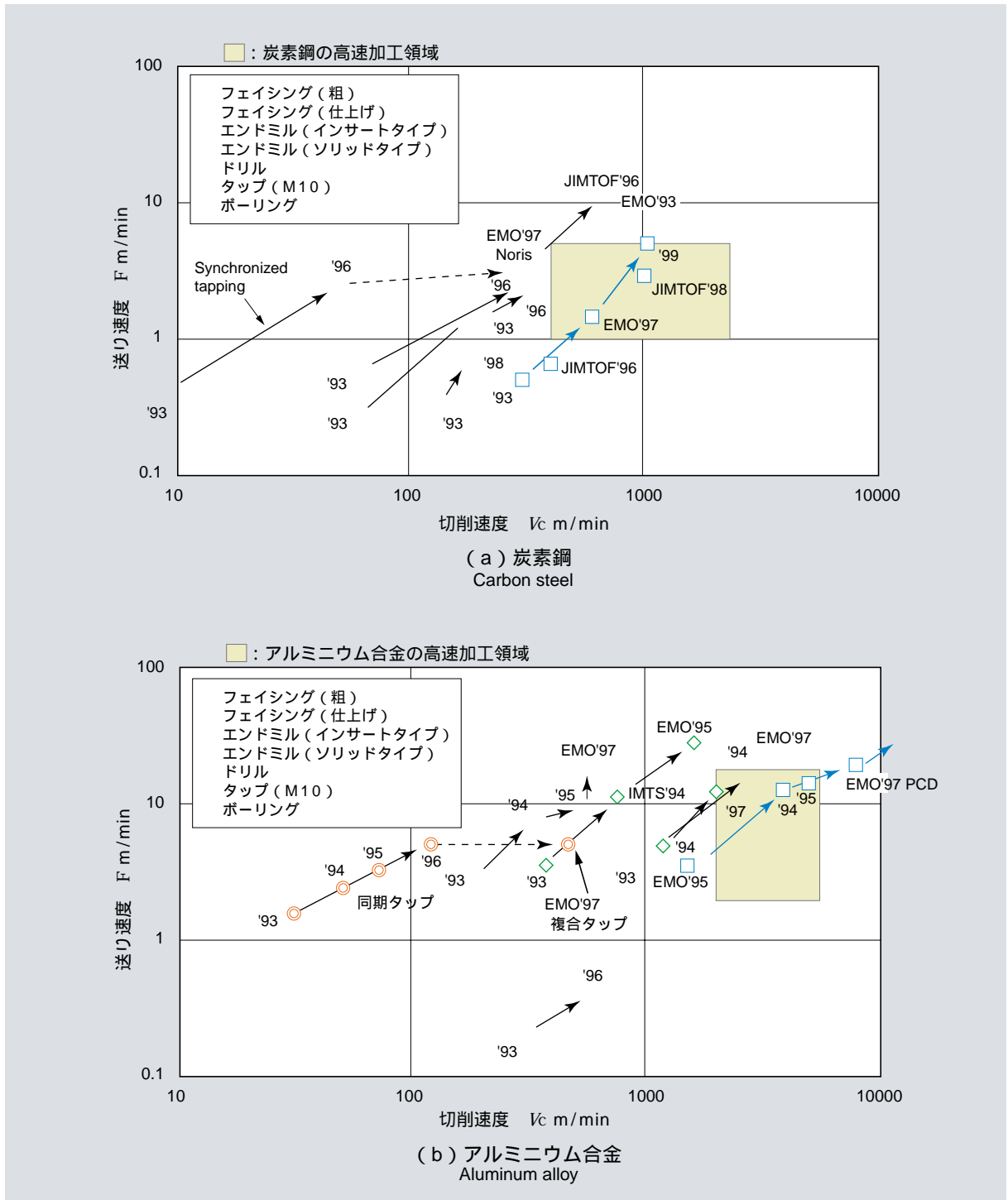


図1 切削条件の高速化
Improvement of cutting speed

3. 主軸系の高速化の歴史

主軸の高速性能を示す指標として、 d_{mn} 値がよく使われる。 d_m とは軸受の転動体の中心径をmm単位で表し、 n は主軸の実現可能な最高回転数を/minで表したものの積である。もちろん、 d_{mn} 値の限界は潤滑法や軸受形式によって異なる。

ここ20年間のNTNの主軸用軸受の高速化の歴史を図2に示す。1990年ごろはエアオイル潤滑で d_{mn} 値で200万程度が限界であったのが、今では軸受内部仕様の最適化が進み、 d_{mn} 値で300万に達している。前述のように、重切削が減ってきているので、低速でしか使えない高剛性のころ軸受の需要はあまり増えず、玉軸受しかも比重の小さい Si_3N_4 セラミック球を用いた軸受の使用が多くなってきた。当時はセラミック球は鋼球に比べて、高価で精度が悪いとされてきた。ところが、今では生産量が増えたことにより、品質は安定し、価格も非常に安くなってきたので、セ

ラミックス球を使用した軸受が多く使用されだした。 d_{mn} 値で150万以上はほとんどすべてセラミック球を使用しているという過言ではない。

また一方の最近の動向としては、環境への負荷の少ない潤滑法が好まれる傾向にある。環境への負荷の少ない潤滑法は同時に低コストであることが多いので、この動きはますます進むものと思われる。そのため、比較的量の多いエアオイル潤滑法からグリース潤滑法が見直され、NTNではシール付アンギュラ玉軸受にすることでグリース潤滑で d_{mn} 値140万まで、使用可能になった。鉄鋼材料製の部品加工用にはこれで十分なことが多いので、増加しつつある。

高速化の先端を走っているエアオイル潤滑法においても、NTNは環境対応型軸受で低騒音化およびエア量・オイル量の低減を図ることで環境負荷低減に貢献している。

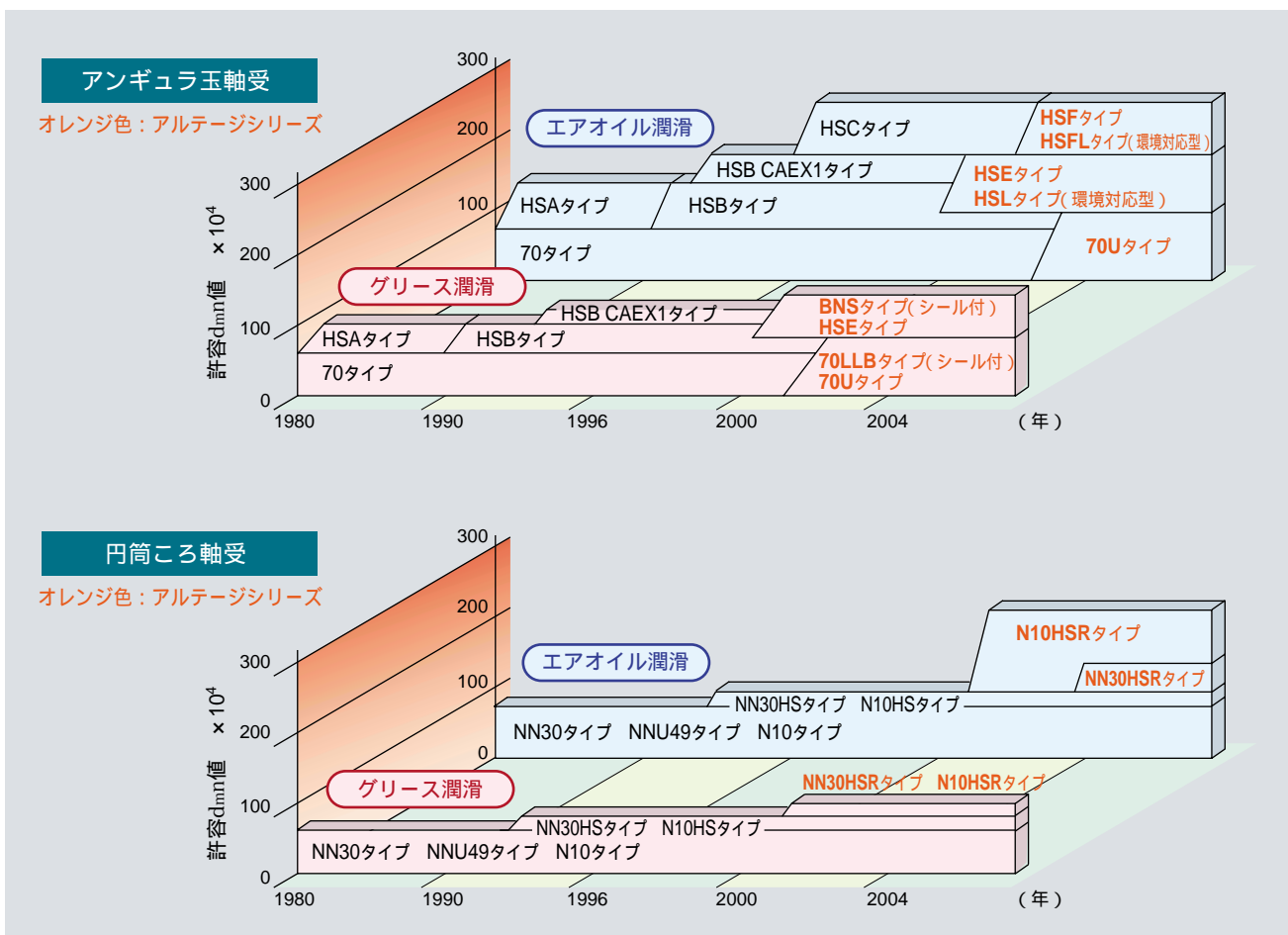


図2 NTN主軸用軸受の高速化
Improvement of NTN bearing speed for main spindle

4. 送り系の高速化

前述のように、加工技術上は主軸系と送り系の高速化は平行して進むのが望ましい。しかし、実際には技術進歩の状況によっては、常に同調して進むとは限らない。最近では、送り系の高速・高加速度化がより著しく進展している。これは、リニアモータの工作機械への導入がきっかけになって始まり、ハイリードボールねじの使用が後を追う形で進んでいる。その状況を図3に示す。また、案内を必要としないパラレルメカニズムを用いたマシニングセンタさえ出現している。

これらによって、マシニングセンタにおいて最高送り速度60m/min、最大加速度1Gはいまや特に特筆すべき性能ではなくなってしまった（しかし、実用的にはこの性能で十分なことが多い）。100m/minを超える最高速度と、2Gに達する加速度も実機において実現している。10年ほど前には24m/min、0.1Gが標準的であったことを思えば、格段の進歩である。これに対応した主軸回転の高速化はBT40用の主軸で40,000/minということになるが、これはまだ試験段階に留まり、十分な実用域には達していないようである。

5. あとがき

先に述べたように、主軸系の高速化は送り系の高速化と平行して進める必要がある。このところ、主軸系の高速化は送り系に比べてやや遅れ気味である。NTNがこの現状を打破する主軸系の高速化技術を開発されて、世界の工作機械業界をリードされることを切に希望する。

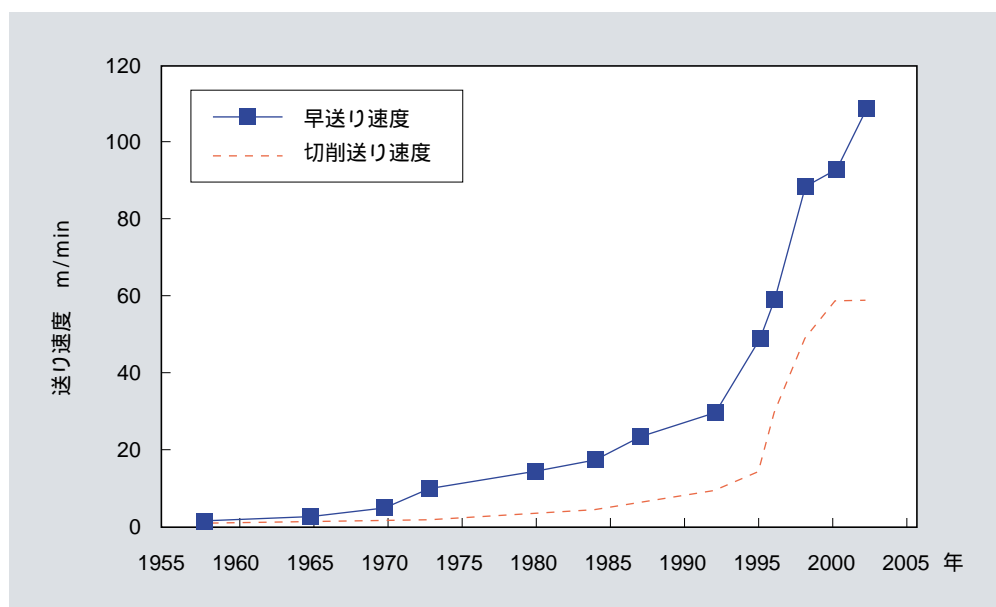
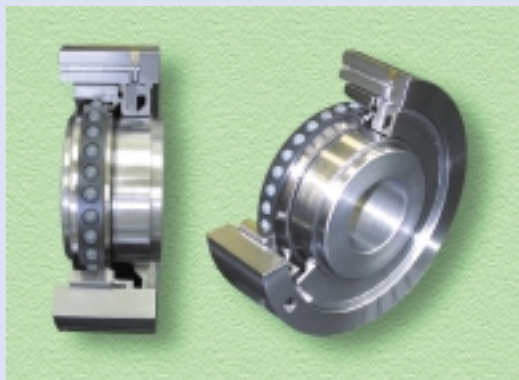


図3 マシニングセンタにおける送り速度の高速化
Improvement of feeding speed for machining center

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 Development of Eco - friendly Oil Jet Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool



赤松 良信* 森 正継*
Yoshinobu AKAMATSU Masatsugu MORI

工作機械主軸用軸受の超高速化の達成を目的に、工作機械用環境対応型ジェット潤滑機構を開発し、内径70mmのアンギュラ玉軸受を d_{mn} 値500万の高速で運転することに成功した。

The lubrication system is critical for the high-speed operation of a machine tool. In 1992, NTN developed a complex lubrication system with oil jet lubrication and an under-race lubrication system for angular contact ball bearings with $d_{mn} \leq 390$ million ($d_m =$ ball pitch circle diameter, $n =$ speed). In order to increase the speed limit of an angular contact ball bearing, the "Eco-friendly Oil Jet Lubrication System" was developed. In this paper, the Eco-friendly jet lubricated bearing and the lubrication system are introduced. This document summarizes a test that measured the power loss and temperature of bearings (70mm bore, d_{mn} value = 500 million) using this new lubrication system.

1. まえがき

工作機械主軸の回転速度の高速化は被加工物の表面品位の向上ならびに加工効率の向上のために必要であり、そのキーテクノロジーは主軸を支える転がり軸受の高速化ならびに高精度化であると言える。NTNでは予圧条件下の軸受部品精度と軸受振動との関係を解析する技術を既に確立しており¹⁾²⁾³⁾、軸受の振動低減方法を検討することが可能である。工作機械主軸用転がり軸受の回転速度の限界は潤滑方法に依存し、潤滑方法として限界速度が低い方からグリース潤滑、エアオイル潤滑、ジェット潤滑、アンダーレース潤滑がある。NTNでは1992年にジェット潤滑機構とアンダーレース潤滑機構を併用して内径100mmのアンギュラ玉軸受で d_{mn} 値390万を達成した⁴⁾⁵⁾⁶⁾。具体的には、ジェット潤滑機構として外輪間座から内輪軌道面に向けたノズルにより潤滑油をジェット状で供給した。アンダーレース潤滑機構は、外輪間座から内輪端

面部の内径寸法を大きくしたスクープと呼ばれる円筒面に潤滑油をジェット状で供給するもので、このスクープが内輪の軸方向貫通孔および貫通孔から内輪の軌道面に向けた潤滑油給油穴につながり潤滑油を供給する。どちらの潤滑機構も軸受の潤滑効果と共に、ジェット潤滑は外輪の冷却効果に、アンダーレース潤滑は内輪の冷却効果に寄与している。

このようにジェット潤滑ならびにアンダーレース潤滑の採用により軸受の高速化を達成したが、さらなる高速化を図る場合、これら潤滑機構では軸受内部を通過する潤滑油量が多いために、軸受の動力損失が大きくなり、駆動装置の大容量化が課題となる。本稿では軸受の動力損失を低減することで環境負荷の低減に対応した新しいジェット潤滑機構を開発し、軸受の超高速化を達成した研究成果を報告する。

*総合技術研究所 基礎技術研究部

2. 環境対応型ジェット潤滑機構

転がり軸受の高速化の技術課題は動力損失の低減ならびに予圧の変化の低減である。ジェット潤滑の場合、軸受の動力損失を低減するには、軸受の転動体の接触面での摩擦トルク以外の転動体の公転運動に対するドラッグの低減を行う必要がある。そのためには軸受内部への潤滑油量の制御技術が重要である。また、軸受を高速で運転すると、軸受の発熱により外輪軌道面ならびに内輪軌道面が温度膨張する。加えて、遠心力により内輪軌道面の膨張が発生し、予圧が増大する。ジェット潤滑には外輪の冷却効果があるが内輪の冷却能力が低いため、内輪の冷却機構が必要である。

これらの課題を解決するために、図1および図2に示す環境対応型ジェット潤滑機構を開発した。外輪間座に供給された潤滑油はノズルから内輪端面に形成したスクープに向かって噴射される。スクープ内では、内輪の回転による遠心力で潤滑油がスクープ内径面に付着する。付着した潤滑油は遠心力と表面張力とによって、内輪端面から内輪外径の円すい面に移動する。内輪の円すい面には外輪間座の一部が、油の移動するすきまを設定するために円環状に対向している。内輪に付着した潤滑油は一部がすきまを通過して軸受内部に供給され、残りの潤滑油は内輪を冷却後、すきまを

設定する円環部の図中右側の内径面に沿って流れる。外輪間座はノズルを加工した軸受側間座と反軸受側間座の2種類の部品から構成されている。図2に示すように、軸受側間座はノズル部のみが内径側に突き出しており、その他はノズル部の内径寸法より大径の円環となっているので、すきま設定円環部の内径面に沿って流れる潤滑油は図2に示すように反軸受側間座の方向に移動する。

一般に工作機械主軸用軸受の潤滑には特別な潤滑装置が設けられているが、図2に示すように、本潤滑システムでは潤滑装置に工作機械の外筒冷却装置を使用した。冷却油供給装置の油はフィルタを通して外輪間座に潤滑油として供給される。内輪を冷却した油は外輪間座側から排出ポンプで排出され、軸受の潤滑および外輪の冷却を行い軸受から排出した潤滑油は排油ポンプで油回収タンクに送られる。排出油は油回収タンクから冷却油供給装置に戻り、循環する。図2の潤滑システムはフィルタと排油ポンプの他は特別な潤滑装置を必要としない。以上のように、本潤滑システムは従来のジェット潤滑と比較して動力損失が少なく、付帯設備にコストがかからないことから、環境対応型ジェット潤滑機構といえる。

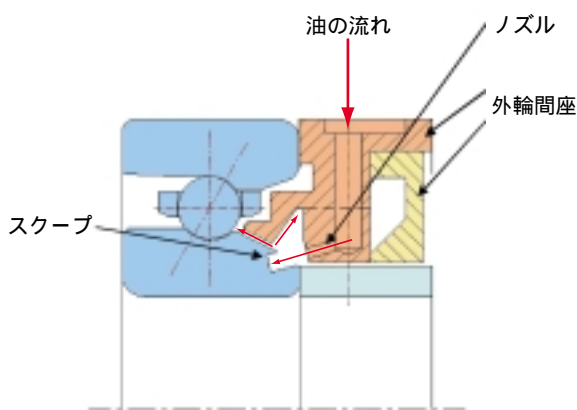


図1 軸受の潤滑構造
Bearing design

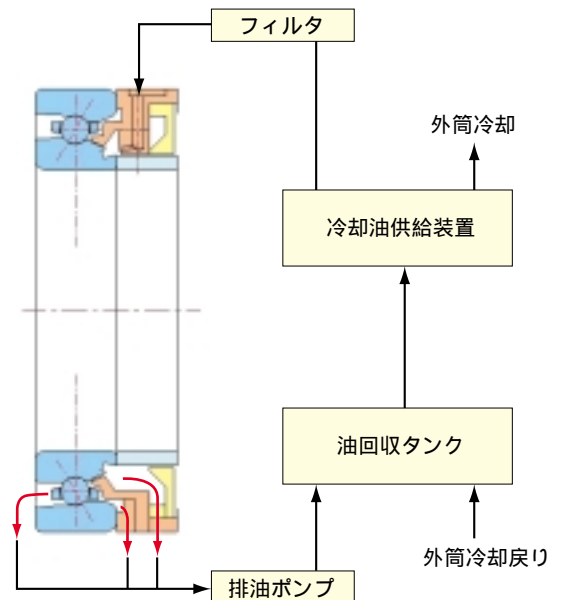


図2 環境対応型ジェット潤滑システム
Eco-friendly oil jet lubrication system

3. 試験結果

3.1 試験条件及び試験機

内径70mmのアンギュラ玉軸受を用いて、環境対応型ジェット潤滑機構の回転速度を変えた場合の軸受外輪温度ならびにモータの動力損失を測定した。図3に試験スピンドルの構造を、写真1に試験機の外観を示す。スピンドルの駆動にはビルトインモータを用いた。スピンドルは2個の試験軸受および2個のサポート軸受で支持した。サポート軸受の内径寸法は35mmである。試験軸受の潤滑油を図3の上部のオレンジ色の給油孔から供給し、下部のオレンジ色の排油孔から排出した。また、外筒冷却油を、試験軸受部、モータ部、サポート軸受部の3箇所それぞれ給油した。サポート軸受の潤滑には環境対応型エアオイル潤滑を用いた。負荷は定圧予圧で与えた。今回開発した

潤滑機構と比較するため、試験軸受をエアオイル潤滑とした場合の性能試験も行った。エアオイル潤滑の条件は、オイル量が0.03cc/3min、エア量が30NL/minである。

主な試験条件は表1に示すとおりである。

表1 試験条件
Test conditions

試験軸受	内径 70×外径 110×幅20
接触角	30°
潤滑油	工作機械用潤滑油ISO VG2
初期予圧	1 kN
外筒冷却量	3L/min
外筒冷却油温度	室温±1
レース材質	浸炭鋼、高速度工具鋼
ボール材質	Si3N4
保持器材質	PEEK

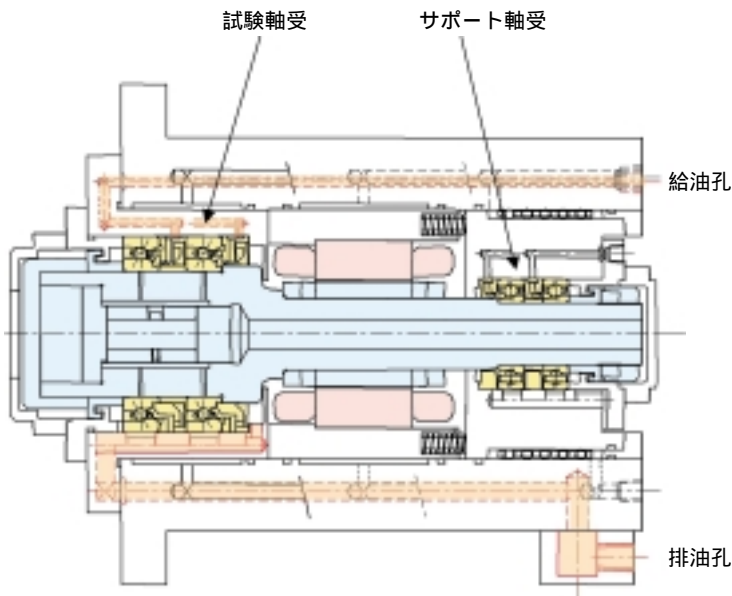


図3 試験スピンドルの構造
Schematic construction of test spindle

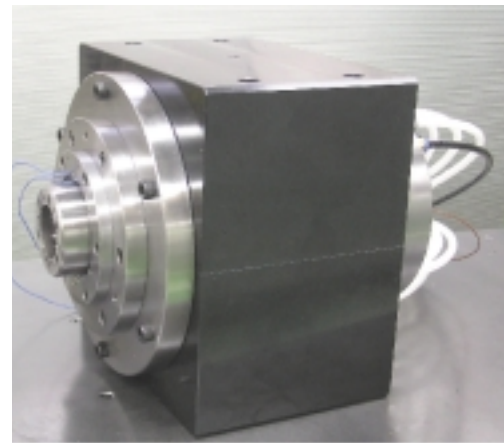


写真1 試験機
Test spindle

3. 2 試験結果

試験スピンドルをインバータ制御したビルトインモータを用いて低速側から所定の回転速度に設定し、軸受温度が安定した時のモータの動力損失ならびに外輪温度を計測した。測定完了後、所定の回転速度に増速し、試験を d_{mn} 値500万まで継続した。エアオイル潤滑の場合は最高速度 d_{mn} 値250万で試験を終了した。

環境対応型ジェット潤滑の場合のモータ動力損失をエアオイル潤滑の場合と比較した結果を図4に示す。ジェット潤滑の供給油量は3L/minである。動力損失の測定値にはサポート軸受の摩擦トルクも含まれるが、環境対応型ジェット潤滑とエアオイル潤滑の比較を行う場合には両者の差が試験軸受の潤滑方法の差となる。同図より、環境対応型ジェット潤滑の場合の動力損失はエアオイル潤滑の場合の動力損失と同程度と言える。エアオイル潤滑の試験は d_{mn} 値250万で終了したが、測定値を d_{mn} 500万まで外挿した場合も、環境対応型ジェット潤滑はエアオイル並みの動力損失と言える。サポート軸受は試験軸受と比較してサイズが小さいことから動力損失を零と仮定した場合、環境対応型ジェット潤滑の d_{mn} 500万での動力損失は8kW未満である。

回転速度の上昇に伴う予圧変化量を定量的に議論するためには、外輪温度および内輪温度の測定値ならびに内輪の遠心膨張量の計算値が必要であるが、ここでは、環境対応型ジェット潤滑法による外輪の温度が実用的な温度範囲であることを実験により調査した。

図5に環境対応型ジェット潤滑の場合の外輪の温度上昇の測定値をエアオイル潤滑の場合と比較した結果を示す。ジェット潤滑の供給油量は3L/minである。同図より、今回開発した環境対応型ジェット潤滑の場合の外輪温度上昇がエアオイル潤滑より優れていることがわかる。また、環境対応型ジェット潤滑の d_{mn} 値500万における外輪の温度上昇が60 未満であることを確認した。

環境対応型ジェット潤滑の場合、軸受内部に供給する潤滑油の量が軸受の摩擦トルクならびに外輪の冷却能力を決定すると考えられる。図6に、環境対応型ジェット潤滑のジェット潤滑の供給量を変えた場合の動力損失の測定結果を示す。同図のジェット潤滑の供給量はノズルからの供給量であり、軸受内部を通過する潤滑油量ではないが、軸受内部を通過する油量がノズルからの潤滑量に比例すると仮定して測定結果を検討する。図6より、軸受内部に供給した油量が増加すると動力損失が増加することがわかる。また、回転速度が高い場合に油量の増加に伴う動力損失の増加量が大きくなる。

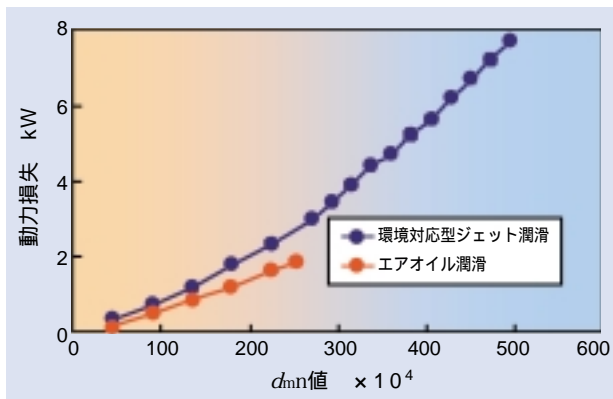


図4 潤滑方法が動力損失に及ぼす影響
Affect of lubrication type on power loss

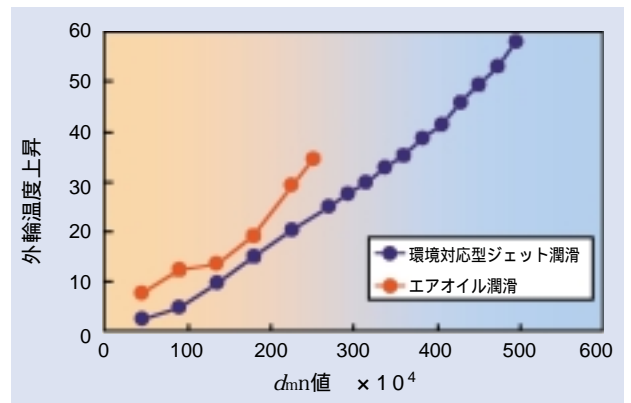


図5 潤滑方法が外輪温度に及ぼす影響
Affect of lubrication type on outer race temperature

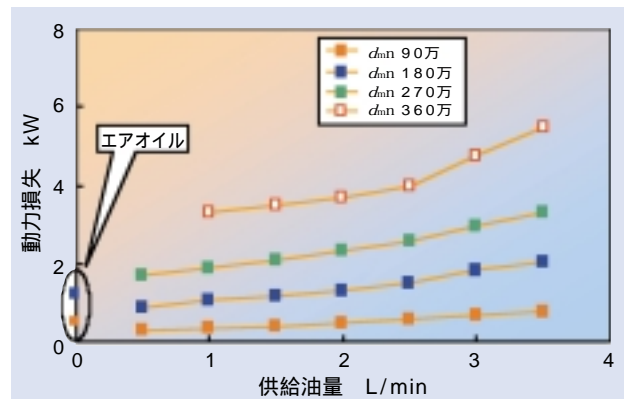


図6 供給油量が動力損失に及ぼす影響
Affect of amount of lubricant on power loss

図7に、環境対応型ジェット潤滑のジェット潤滑の供給量を変えた場合の外輪温度上昇を調査した結果を示す。外輪の温度上昇の値はジェット潤滑の供給油量が増加すると低下することがわかる。回転速度が低い場合には、ジェット潤滑の供給油量の増加に伴う外輪温度の冷却効果は鈍感であるが、回転速度が高くなるとジェット潤滑の外輪冷却効果が大きくなることを確認できる。図中にはエアオイル潤滑の場合の $d_{mn}90$ 万ならびに $d_{mn}180$ 万の測定値を供給油量を零に近いとして打点したが、ジェット潤滑の場合の測定値の外挿線上にほぼ存在していることから、軸受内部に供給する潤滑油の量が外輪の冷却効率を決定するといえる。

ジェット潤滑の供給油量と軸受の摩擦トルクの関係は冷却効率との関係と相反することから、ジェット潤滑の供給油量を適正に選択することで、工作機械主軸用軸受の最適潤滑条件が決定できると考える。

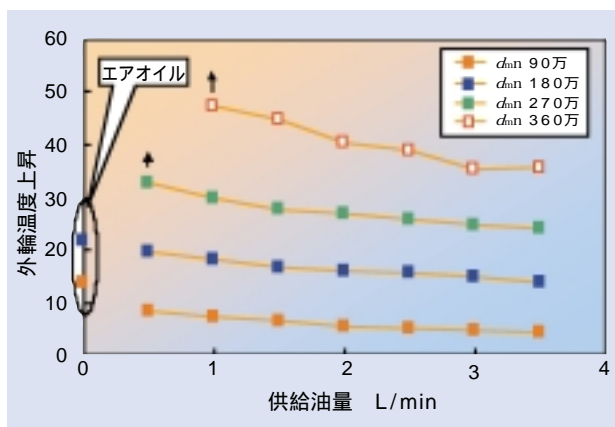


図7 供給油量が外輪温度に及ぼす影響
Affect of amount of lubricant on outer race temperature

4. まとめ

工作機械主軸用軸受の高速化に対応して、動力損失が少なく軸受温度の変化が少ない環境対応型ジェット潤滑機構を開発した。内径70mmのアンギュラ玉軸受に適用した結果 $d_{mn}500$ 万の運転に成功した。本潤滑機構が工作機械の高性能化に貢献できれば幸いである。

[参考文献]

- 1) T. Sakaguchi and Y. Akamatsu, Simulation for Ball Bearing Vibration, Proc. Int. Trib. Conf. Nagasaki(2000)1795.
- 2) 坂口智也・赤松良信：玉軸受の振動シミュレーション，NTN TECHNICAL REVIEW No.69(2001)69 .
- 3) 赤松良信・坂口智也：円すいころ軸受の回転精度，(社)日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集(東京 2004-5)383.
- 4) 森 正継・新名正敏：工作機械用アンダーレース潤滑軸受の開発，NTN TECHNICAL REVIEW No.60(1992)41 .
- 5) 日比健治・森 正継・新名正敏：工作機械主軸用アンダーレース潤滑アンギュラ玉軸受，(社)日本潤滑学会トライボロジー会議予稿集(東京1992-5)633.
- 6) 藤井健次：転がり軸受設計とトライボロジ - - 工作機械主軸用転がり軸受の高速化技術 - ，JASTトライボロジーフォーラム '98 (1998)95 .

執筆者近影



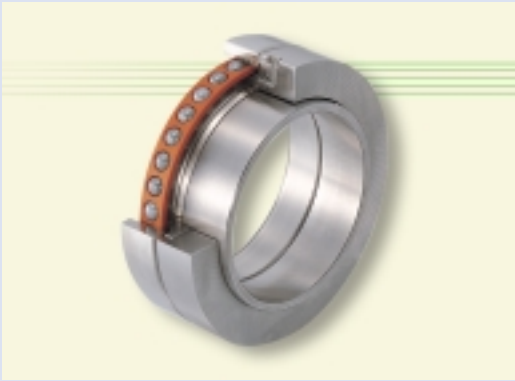
赤松 良信
総合技術研究所
基礎技術研究部



森 正継
総合技術研究所
基礎技術研究部



エアオイル潤滑における供給油量の微少化 Minimizing Lubricant Supply in an Air-Oil Lubrication System



赤松 良信* 森 正継*
Yoshinobu AKAMATSU Masatsugu MORI

工作機主軸で使用されるエアオイル潤滑アンギュラ玉軸受の供給油量の微少化を目的に、既に開発した環境対応型軸受の潤滑機構を解明するとともに、潤滑油の供給・搬送方法の高性能化に影響を及ぼす要因を明らかにした。

Roller bearings for machine tool main spindles must have low vibration, low friction, and ability to operate at high speed. NTN's environment-friendly ULTAGE series HSL-type air-oil lubricated angular ball bearing meets all of these requirements. The HSL-type bearing supplies lubricant via the inner ring surface by delivering an air-oil mixture to the cone-shaped counter bore of the inner ring. The traditional lubrication method of supplying the air-oil to the inner ring/roller contact surface produces an air-piercing sound as the rollers cut through the flow of the air-oil mixture, and this new structure successfully eliminates the air-piercing sound. It also successfully reduces the required amounts of oil and air.

This paper describes the technology for minimizing the lubricant supply that was applied to the HSL-type angular ball bearing, and more specifically, evaluates the limit of the counter bore tilt angle and the swash clearance, lubricant viscosity, effects of air flow rate, uniformity of oil, and the factors for the minimum required oil amount. It then concludes that the swash angle is determined by the d_{mn} value and that smaller wettability of the tube results in more uniform lubricant supply.

1. まえがき

工作機主軸の回転速度の高速化は被加工物の表面品位の向上ならびに加工効率の向上のために必要であり、そのキーテクノロジーは主軸を支える転がり軸受の高速化であると言える。工作機主軸用転がり軸受の回転速度の限界は潤滑方法に依存し、潤滑方法としてはグリース潤滑、エアオイル潤滑、ジェット潤滑、アンダーレース潤滑に分類できる。現在、アンギュラ玉軸受のグリース潤滑での限界速度は軸径 100mm の場合 d_{mn} 値 140 万であり、20000 時間以上の寿命を達成している¹⁾。エアオイル潤滑のオイル使用量はジェット潤滑やアンダーレース潤滑の場合の 10 万分の 1 と少なく潤滑油のかくはん抵抗による動力消費の問題がないが、近年、エアオイル潤滑方法においても消費されるオイル量ならびにエア量の低減が求められてきた。NTN では 2000 年に、内輪のカウンタボア面

の直径を端面側から軌道側に増加させた円すい面形状とし、そのカウンタボア面にエアオイルを供給する高性能エアオイル潤滑方法を開発した²⁾³⁾⁴⁾。これにより、従来の構造で騒音の原因となっていた転動体の通過によるエアオイルの風きり音がなくなり²⁾、 d_{mn} 値 130 万から d_{mn} 値 265 万の間で約 10 dBA の静粛化に成功するとともに、 d_{mn} 値 265 万でのオイル量を 1/10 に、エア量を 1/4 とした運転に成功した¹⁾⁴⁾。この新しい軸受は環境対応型エアオイル潤滑軸受として提供している¹⁾。

工作機主軸用転がり軸受では発熱を小さくすることが望まれ、軸受のトルクを最小にする必要最少油量を把握するとともに、潤滑油の供給技術の確立が必要である。本稿では環境対応型エアオイル潤滑軸受の供給油量の微少化技術として、潤滑油を供給する内輪の斜面角度、斜面すきま、潤滑油粘度、エア量の影響、供給潤滑油の脈動の平滑化を検討した結果を報告する。

*総合技術研究所 基礎技術研究部

2. エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受の構造

従来のエアオイル潤滑アンギュラ玉軸受は図1(a)に示すように、エアオイルをノズルから転動体に噴射する構造である。図1(b)はエアオイルの風きり音の低減を目的に開発した低騒音軸受であり、エアオイルを内輪カウンタボアの斜面に噴射し、遠心力により潤滑油を転動体に供給する機構である²⁾。騒音値の低減とともに潤滑油の供給能力が向上し必要油量及び最少供給エア量の低減を達成した³⁾。図1(c)はさらなる

省エネルギー化を目指して開発した環境対応型軸受の構造である。低騒音軸受ではエアオイルのノズル出口部には圧力解放のための円周溝を形成しているが、エアの供給量を少なくするとノズル出口部の円周溝に溜まった潤滑油が軸受内部に流れ込み温度上昇を発生させる現象が発生する事を確認した。環境対応型軸受ではノズル出口の解放空間を回転輪である内輪側に形成することによって円周溝部の潤滑油の滞留を解消し、転動体への潤滑油の供給能力を高めた⁴⁾。

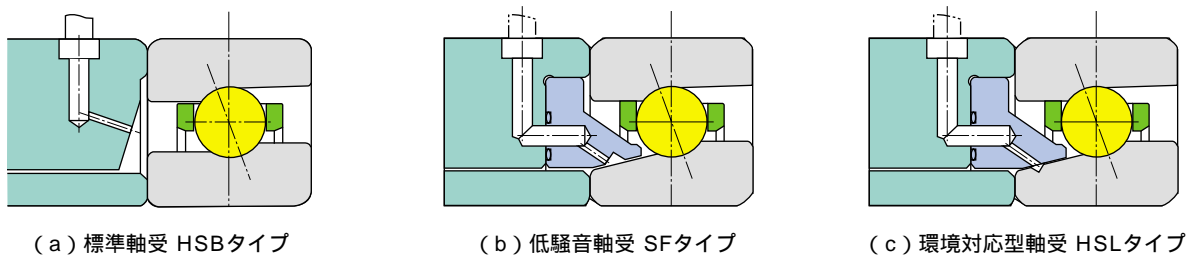


図1 エアオイル潤滑アンギュラ玉軸受
Air-oil lubrication angular contact ball bearings

3. 内輪斜面角度の設計

低騒音軸受ならびに環境対応型軸受のエアオイル潤滑機構においては、潤滑油は内輪カウンタボアの斜面に沿って遠心力の分力で転動体側に移動する。したがって、斜面の角度が重要な設計因子となる。そこで、内径 100mm及び 70mmの軸受を用いて、斜面の角度、斜面すきま、潤滑油粘度、回転速度を変えた実験を行い、潤滑油の斜面の付着流れに及ぼす要因を検討した。

3.1 試験方法

斜面の潤滑油の付着流れを確認するために、図2に示すように、回転軸に内輪を取り付け、内輪の外側に油付着紙(フィルタ)を設置したモデル試験を行った。油付着紙はアクリル板によりハウジングに押し付けた。アクリル板を通して運転中の油の飛散箇所を観察することができる。図2には内輪に油が付着した場合の試験後の油付着紙の例を示したが、内輪に油が付着すると油は斜面エッジまで移動し遠心力によって飛散する。また、一部の油は内輪最外径面から遠心力で飛散する場合も観察された。

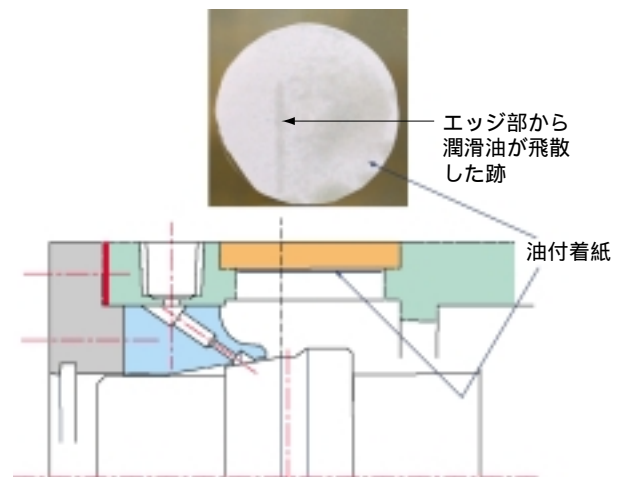


図2 潤滑油の付着流れ試験
Test for oil flow on swash surface of inner ring

試験機の構造を図3に示す。付着流れを観察する部品はエアオイル潤滑軸受で支持されたスピンドルの軸端に取り付けた。斜面の角度の影響を調査するため、内輪溝の斜面側肩寸法を一定として斜面の角度を変更した。ノズル間座と斜面間の斜面すきま（ラジアル方向すきま）の影響も調査した。斜面すきまの調整は、シム厚さを変えることでノズル間座を軸方向に移動させて行った。

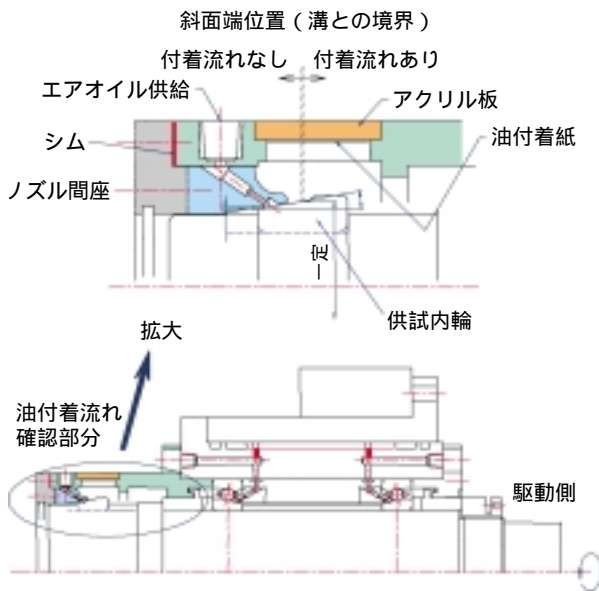


図3 試験機の構造
Test equipment for lubricant flow observation

試験は、表1に示すように軸受サイズ、内輪斜面角度、斜面すきま、潤滑油銘柄・粘度などを変更して行った。なお、ノズルの主軸中心に対する噴射角は30°である。

表1 試験条件
Test conditions for lubricant flow observation

軸受	内径 100mm	内径 70mm
ノズル径 (mm)	1.2	0.8
斜面角度 (°)	2 ~ 16	10, 12, 14
斜面すきま (mm)	0.16 ~ 1.0	0.1 ~ 0.3
エア量 (NL/min)	20	20
オイル量 (mL/給油間隔min)	0.01/5	0.01/5
潤滑油粘度 (mm ² /s)	10, 32, 68	32
回転速度 (min ⁻¹)	~ 21000	~ 30000

3.2 試験結果

3.2.1 斜面角度と潤滑油付着流れ

内径寸法 100mm及び内径寸法 70mmの供試内輪を用いて、斜面角度を変えた場合の潤滑油の付着流れ確認試験結果を図4及び図5に示す。両図から、斜面角度が大きく回転速度が小さいと付着流れが発生しやすいことがわかる。この結果は、斜面角度を大きくすると遠心力の斜面方向の分力が大きくなるため付

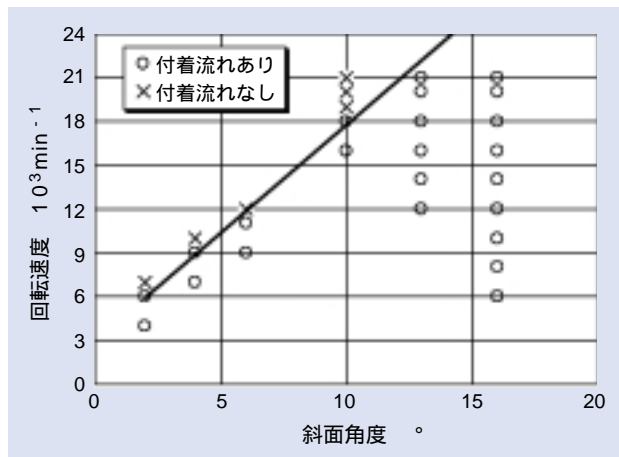


図4 付着流れ限界回転速度と斜面角度の関係
(内径寸法 100mm)
Effect of swash angle and rotational speed on oil adhesion
($d=100\text{mm}$)

(条件) 斜面すきま : 0.16 ~ 0.2mm, ノズル径 : 1.2, エア量 : 20NL/min, オイル量 : 0.01mL/5min間隔, 使用油 : モービルペロシティNo.6 (VG10)

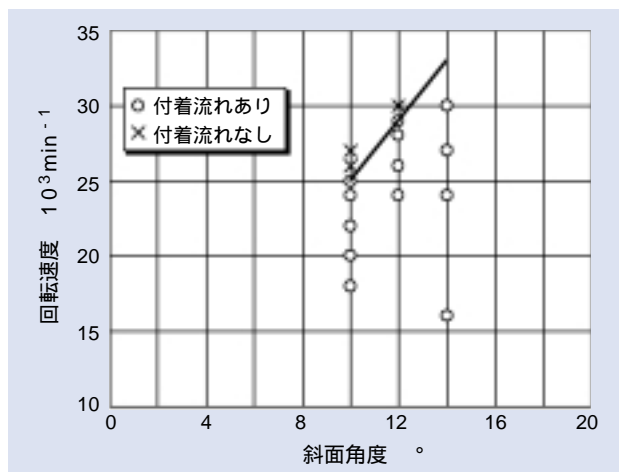


図5 付着流れ限界回転速度と斜面角度の関係
(内径寸法 70mm)
Effect of swash angle and rotational speed on oil adhesion
($d=70\text{mm}$)

(条件) 斜面すきま : 0.15mm, ノズル径 : 0.8, エア量 : 20NL/min, オイル量 : 0.01mL/5min間隔, 使用油 : モービルDTEオイルライト (VG32)

着流れが発生しやすくなること、回転速度が大きくなると回転軸周りの空気の旋回流の発達によりエアオイルが付着しなくなることが原因である。両図から、 d_n 値210万(d_{mn} 値263万)の場合の付着限界斜面角度を読み取ると、約 12.3° と同じとなる。このことから、付着流れが成立する限界角度は周速(d_{mn} 値)に影響を受ける特性を持つものであることが推測できる。図4、図5の斜面角度毎の付着限界速度を用いて、 d_{mn} 値で整理しなおすと図6のようになる。

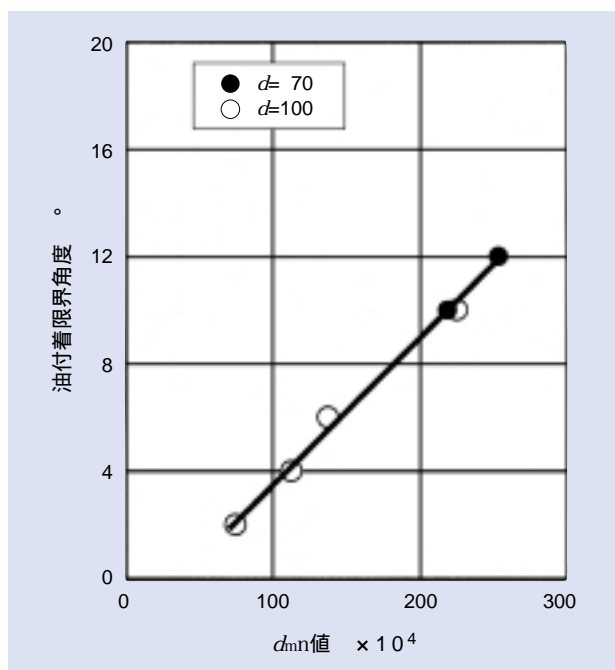


図6 d_{mn} 値と付着流れ斜面角度の関係
Relation between d_{mn} value and swash angle

3.2.2 斜面すきまと潤滑油付着流れ

斜面すきま()が付着流れに及ぼす影響を調査した結果を図7に示す。試験には内径 100mmの供試体を使用した。斜面角度を $10^\circ, 13^\circ, 16^\circ$ の3水準とした他の条件は同じである。斜面角度 $13^\circ, 16^\circ$ の供試体では、斜面すきまを1mmまで広げても油の付着流れが確認された。一方斜面角度 10° の供試体では、傾斜すきま(= 0.19, 0.52mm)によらず回転速度 19000 min^{-1} 以上で付着流れが発生せず、 18000 min^{-1} 以下では付着流れを確認した。これらの結果より、斜面すきま量が付着流れに及ぼす影響はないといえる。

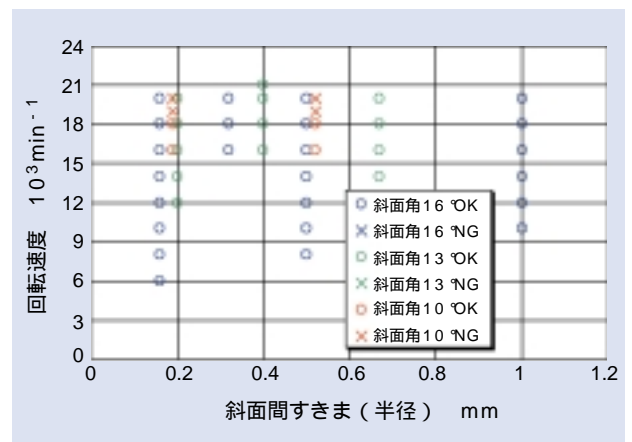


図7 斜面すきまと潤滑油付着流れの関係
Effect of swash angle, rotational speed and clearance on oil adhesion

(条件) 内径寸法: 100mm, ノズル径: 1.2,
エア量: 20NL/min,
オイル量: 0.01mL/5min間隔,
使用油: モービルペロシティNo.6 (VG10)

4. エアオイルの脈動の平滑化

エアオイル潤滑方法においてさらなるエア量ならびにオイル量の低減を図る場合には、軸受に供給するオイル量の均質化技術が重要になる。以下にはエアオイル潤滑方法における潤滑油の搬送特性に及ぼすエアオイル配管チューブの材質とサイズ及びエアオイル供給方法（間欠、連続給油）の影響をモデル試験で確認し、エアオイルの削減を目的としたエアオイル供給システムのあり方を検討した結果を示す。

4.1 試験方法

試験は長さ2mのチューブの片方をエアオイルユニットに接続し、他方をノズルに接続して、ノズルから潤滑油が吐出するまでの時間の計測ならびに潤滑油の吐出状況の観察を行った。図8に試験装置の構成を示す。潤滑油の吐出状態は記録計を用いて記録した。すなわち、記録紙を一定速度で移動させノズルから吐出した潤滑油の染み込み程度を調査した。ノズルはモデル試験用に図8に示す形状とした。記録計にはレクチグラフを使用した。試験条件は表2に示すとおりである。

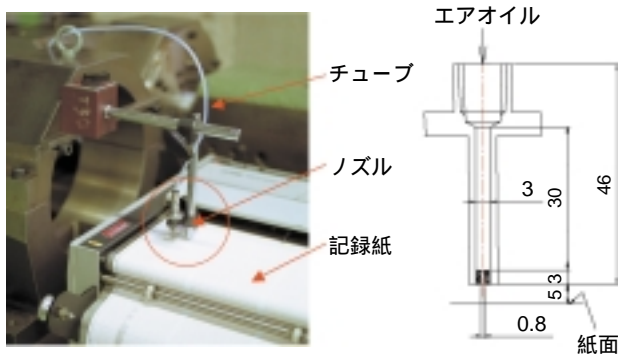


図8 エアオイル潤滑油の吐出状況試験装置
Equipment for oil flow observation

表2 試験条件
Test conditions for oil flow observation

チューブ材質	ポリウレタン, テフロン
チューブ内径×外径 (mm)	1.5× 3.5, 2.5× 4, 4× 6
チューブ長さ (m)	2
エア流量 (NL / min)	7.5 ~ 20
オイル吐出間隔 (min)	連続 ~ 20
オイル	モービルDTEオイルライト (VG32)

4.2 試験結果

4.2.1 オイルの流れ易さに及ぼすチューブ径・材質の影響

図9に1ショットのオイル量を0.03mLとし、ショット間隔5minの間欠給油を行った場合の各供試チューブのエアオイル供給開始からオイル吐出までの時間を、エア量との関係で比較した結果を示す。

エアオイルは、チューブ内径が大きくなる程、そしてエア量が少なくなる程ノズルから吐出されるまでに時間を要し、流れ難くなる。ポリウレタン 4× 6 チューブにおいては、エア量を20NL/minまで増加させたがオイル吐出までに40分以上必要であった（40分にて試験は打ち切った）。テフロン 2× 4 チューブは表面張力が小さく疎油性があるためオイル吐出までの時間が最も短く、流れ易いことが判った。

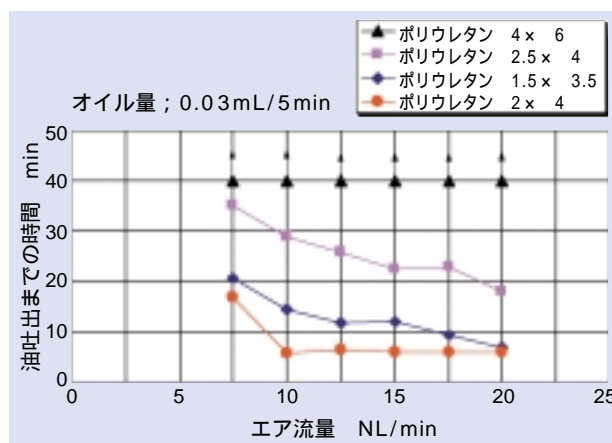
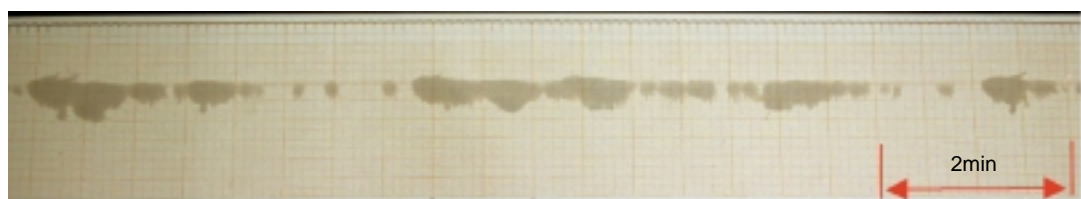


図9 エア流量と油吐出時間
Air flow rate and oil travel time

4.2.2 オイルの吐出むら

間欠給油方式のユニットを使用し、ノズルから吐出されるオイル量の時間的な変化（オイル吐出むら）をオイルの付着跡として記録紙に捉え、エアオイル供給条件ならびに供試チューブがオイルの吐出むらに及ぼす影響を調査した。図10にオイルの付着跡の例を示す。テフロンチューブを用いてエア量を変えた場合は、同図（a）,（b）に示すように、エア量が少ないとオイルを搬送する力が小さくなりオイルは塊状で移動するため、吐出むらが発生することがわかる。エア量を

同じとして、オイルの給油時間を長くした場合は、同図（b）,（c）に示すように、給油インターバルに対応してオイルが吐出され、インターバルが長いと吐出むらとなることがわかる。一方、ポリウレタンチューブを使用した場合は、同図（c）,（d）に示すように、チューブ内壁の抵抗が大きいためチューブ内でオイルの停滞が発生し、給油インターバルを長くしても吐出むらが少なくなる。



（a）テフロンチューブ 2 x 4, エア量7.5NL/min, オイル量0.03mL/5min



（b）テフロンチューブ 2 x 4, エア量12.5NL/min, オイル量0.03mL/5min



（c）ポリウレタンチューブ 2 x 4, エア量12.5NL/min, オイル量0.03mL/15min



（d）ポリウレタンチューブ 2.5 x 4, エア量12.5NL/min, オイル量0.03mL/15min

図10 吐出オイルの付着跡観察例
Example of lubricant jet soak on recorder chart

4.2.3 連続給油と間欠給油の影響

微量を連続で供給できる連続給油方式を用いてエアオイルの流れ易さを 2 × 4テフロンチューブで調査した結果を図11に示す。連続給油においても間欠給油の時と同様に、エア量が少なくなるとエアオイルが流れ難くなる傾向を示す。また、連続、間欠の両給油方式で、1時間当たりの吐出油量を同じにしてエアオイルの流れ易さについて比較した場合、連続給油は間欠給油に比べオイル吐出までに時間を要し、流れ難くなる結果であった。これは配管チューブ壁面に付着するオイルの粒が小さくなるため、エアによる搬送効率が悪くなるためと考えられる。

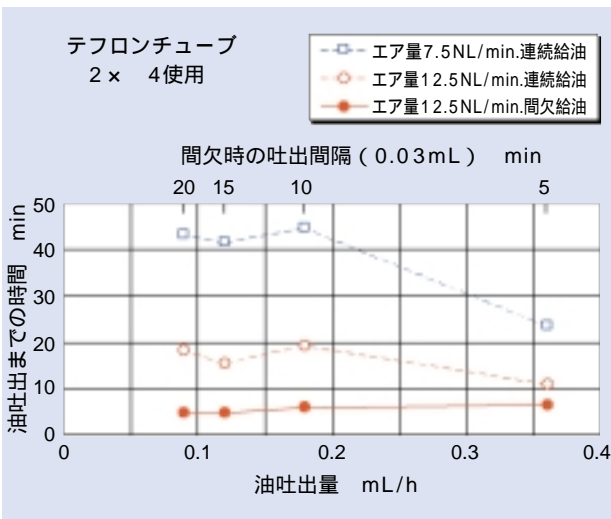


図11 連続給油方式のオイルの流れ易さ
Oil flow rate and oil travel time

図12, 13に 2 × 4テフロンチューブを使用し連続給油した時の吐出オイルの付着むらを、付着跡の最大値と最小値の差 (mm)と定義して示す。連続給油の場合、オイル吐出むらに対して、エア量及びオイル量の影響を受け難く、エア量が7.5NL/minにおいても、間欠給油に比べオイル吐出むらは小さかった。

連続給油方式は、間欠給油方式と比較して配管チューブ内のオイル搬送特性は悪くなるが、少量エアにおいてもオイル吐出むらが小さく、安定した潤滑油供給が期待できる。

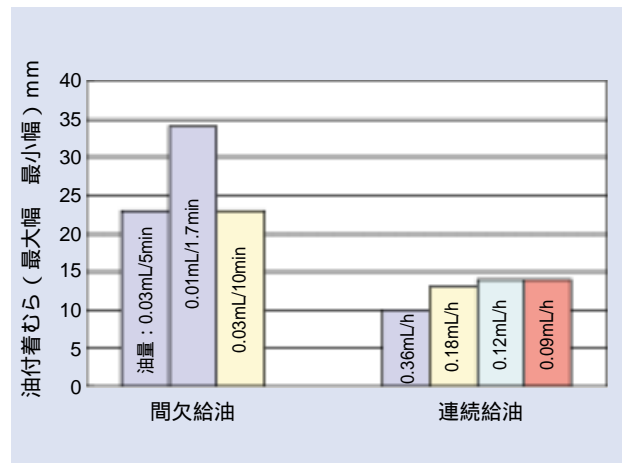


図12 連続給油と間欠給油のオイル吐出むらの比較
(エア量7.5NL/min)
Variation for intermittent and continuous oil supply
(air 7.5NL/min)

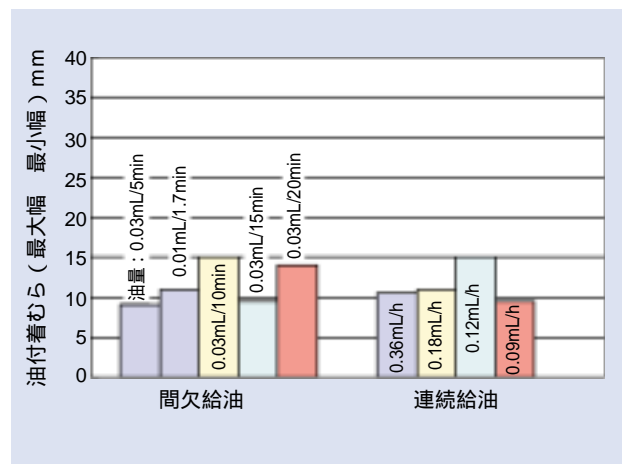


図13 連続給油と間欠給油のオイル吐出むらの比較
(エア量12.5NL/min)
Variation for intermittent and continuous oil supply
(air 12.5NL/min)

6. まとめ

工作機用転がり軸受の高速化は、軸受内部諸元の最適化に加え、潤滑技術の開発により達成される。本報では工作機主軸を支持するエアオイル潤滑転がり軸受の供給油量の微少化に関して、内輪のオイル供給傾斜角度が d_{\min} 値で決定されること、オイルのノズルから軸受への吐出むらの削減にはチューブの潤滑油に対するぬれ性を小さくことが有効であることを示した。

[参考文献]

- 1) 小杉 太：工作機械用軸受 "ULTAGE (アルテージ TM)" シリーズ, NTN TECHNICAL REVIEW, No.71 (2003) 18-27.
- 2) 藤井健次・森正継・太田好美：工作機械主軸用エアオイル潤滑軸受の低騒音化, 精密工学会2000年秋季大会講演論文集 (2000) 449.
- 3) 藤井健次・森正継・太田好美：工作機械主軸用低騒音エアオイル潤滑軸受の潤滑条件, 精密工学会2001年春季大会講演論文集 (2001) 392.
- 4) 藤井健次・森正継：環境対応型工作機械主軸用エアオイル潤滑軸受, 精密工学会2001年秋季大会講演論文集 (2001) 561.

執筆者近影



赤松 良信
総合技術研究所
基礎技術研究部



森 正継
総合技術研究所
基礎技術研究部

高速長寿命グリースの開発 モータ軸受用グリース「ME-1」

Development of Long Life Grease for High Speed Application

— “ME-1” Grease for Motor Bearings —



三上 英信*
Hidenobu MIKAMI

長寿命グリースの開発は、いずれの用途でも共通の課題である。適切な酸化防止剤を用いることで、基油の酸化劣化を防止でき、グリースは長寿命化できる。本稿では、基油の劣化抑制について述べるとともに、新規に開発した「ME-1」グリースの特徴について紹介する。

Electric motors are used in many household and industrial applications. They are essential to our daily lives. Motors are expected to be quiet and highly efficient. The motor bearings, too, should have low noise and low torque. For these reasons, Li soap/ester greases are widely used in motor bearings. They exhibit low torque and excellent acoustic characteristics. Several years ago, greases having urea thickener and poly-olefin (PAO) or ester oils were developed to extend the life of motor bearings, and today they are seeing increasingly wide use. The market, on the other hand, still demands even longer bearing life. A new grease needs to be developed to meet this demand.

To extend the life of a grease, it is necessary to prevent oxidation of the base oil. Thermal oxidation stability of the base oil and oxidation inhibiting additives play a large role in extending the life of the grease, so it is necessary to use the proper inhibitor. In this paper, the effectiveness of oxidation inhibitors suitable for PAO and ester base greases is discussed. The paper also introduces NTN's “ME-1” long life grease electric motor grease that was recently developed based on this knowledge.

1. はじめに

モータは、家庭用、産業用などさまざまな用途で利用されており、われわれの生活に必要な不可欠なものである。モータには静寂性、高効率化に対する要求が強く、モータに使用される軸受においても、低騒音、低トルクが求められている。このようなことから、モータ用軸受グリースには、従来から低トルクで音響特性に優れたLi石けん/エステル油グリースが幅広く使用されている。最近では、モータ用軸受の長寿命化を図るため、ポリ-オレフィン油(PAO油)やエステル油を基油とし、ウレア化合物を増ちょう剤とした長寿命グリースの使用が増えている¹⁾。しかしながら、軸受には、さらなる長寿命化が要求されており、新しいグリースの開発が必要である。

工作機械においても、主軸の駆動用、送り装置にモータが使用されており、長寿命化、高速化、高精度化などグリースに対する要求は厳しくなっている。

グリースの長寿命化を図るには、基油の酸化劣化を抑制する必要がある。これには、基油の熱酸化安定性²⁾と基油に添加されている酸化防止剤が大きく影響し、使用する基油に対して、適切な酸化防止剤を添加する必要がある。本報では、酸化劣化を抑制するため、PAO油、エステル油に適する酸化防止剤を調査し、そこで得られた知見をもとに、モータ用長寿命グリース「ME-1」を開発したので紹介する。

*総合技術研究所 基礎技術研究部

2. グリースの長寿命化

グリースは増ちょう剤，基油（潤滑油），添加剤から成り，高温で長時間使用すると基油が酸化劣化する。グリースの長寿命化を図るには，基油の劣化を抑制する必要があり，基油及び酸化防止剤の選定が重要となる。

図1に潤滑油を高温で放置した場合の重量変化例を示す。潤滑油を高温で放置すると，時間とともに重量が減少し，潤滑油の酸化が始まるまでの期間（誘導期間）を過ぎると重量が急激に減少する。潤滑油が酸化されると，分解されて揮発しやすくなるため，重量が急激に減少すると考えられる。したがって，酸化防止剤無添加の潤滑油は誘導期間が短く，酸化防止剤が添加されている潤滑油は誘導期間が長い。酸化防止剤が添加されている場合でも，その効果が小さければ誘導期間が短くなる。

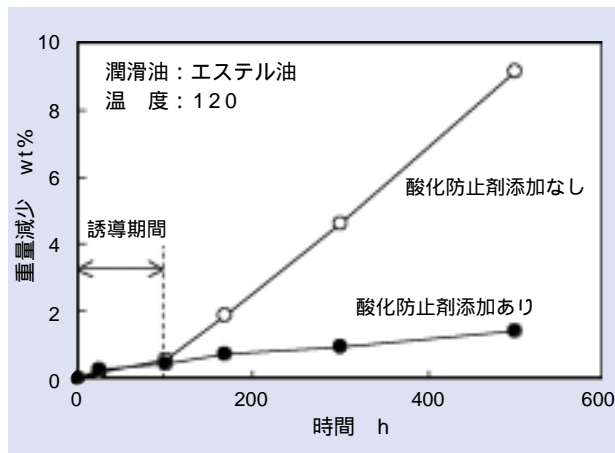


図1 潤滑油の重量減少（例）
Oil loss at high temperature

酸化防止剤は，作用機構から大きく分けて2種類あり，それぞれ，連鎖停止剤，過酸化分解剤と呼ばれる³⁾。酸化防止剤を鉱油に添加した場合の効果^{4),5)}は報告されているが，PAO油，エステル油などの合成油に添加した場合の効果については，不明な点が多い。その効果を確認するため，動粘度の異なるPAO油，エステル油を選定して酸化防止剤を1wt%添加し，高温放置時の重量変化を測定した。エステル油には，従来からのポリオールエステル油に加え，耐熱性に優れる構造を有する特殊エステル油を選定した。選定した潤滑油，酸化防止剤を表1，表2にそれぞれ示す。

表1 試料合成油
Test oils

	PAO-A	PAO-B	エステル-A	エステル-B
潤滑油種類	PAO	PAO	ポリオール エステル	特殊 エステル
動粘度 mm ² /s 100	40	31	46	33
粘度指数	6	135	8	128
	135	138	128	125

表2 酸化防止剤
Test antioxidants

	タイプ	化合物名
A0-1	連鎖停止剤	アルキル化ジフェニルアミン
A0-2		ヒンダードフェノール
A0-3	過酸化分解剤	アルキルジチオリン酸亜鉛
A0-4		チオエーテル

測定結果を図2～5に示す。無添加の潤滑油は、短時間で酸化劣化が始まり、いずれも誘導期間は数十時間である。それに対して、酸化防止剤を添加すると重量減少が低減され、誘導期間が長くなる。PAO油(図2, 図3)は、アルキルジチオリン酸亜鉛(AO-3)、チオエーテル(AO-4)を添加すると誘導期間が長くなる。それに対して、アルキル化ジフェニルアミン(AO-1)、ヒンダードフェノール(AO-2)は効果が小さい。エステル油(図4, 図5)は、PAO油と傾向

が異なり、アルキル化ジフェニルアミン(AO-1)、ヒンダードフェノール(AO-2)が効果的である。

酸化劣化を抑えるには、PAO油、エステル油など潤滑油の種類ごとに、適切な酸化防止剤を添加する必要がある。PAO油には過酸化分解剤、エステル油には、連鎖停止剤を添加すると酸化劣化を抑制する効果が大きくなることが判った。エステル-B(特殊エステル油)に連鎖停止剤を添加すると耐酸化劣化性が最も向上する。

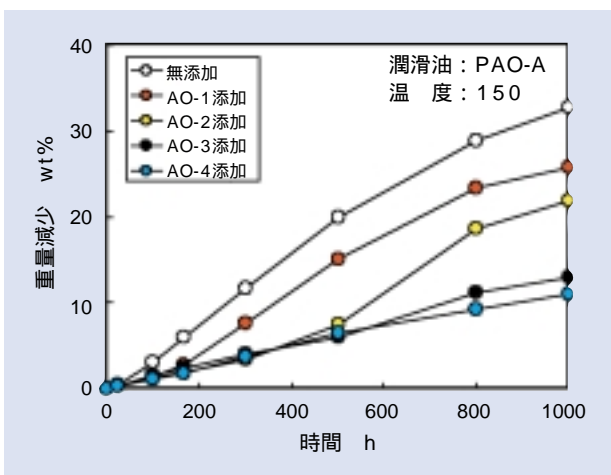


図2 PAO-A高温放置時の重量減少
Percent weight loss of PAO-A at high temperature

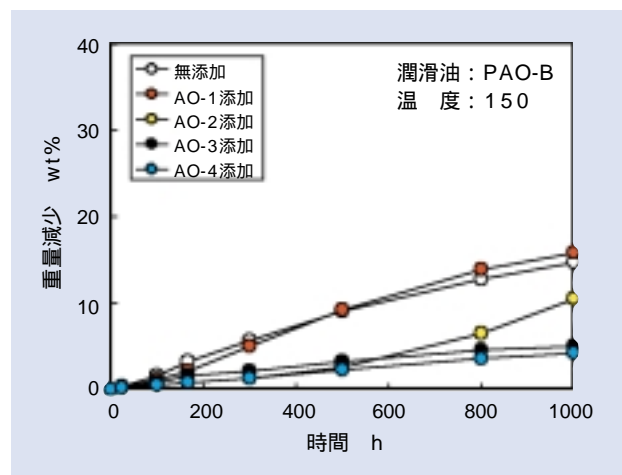


図3 PAO-B高温放置時の重量減少
Percent weight loss of PAO-B at high temperature

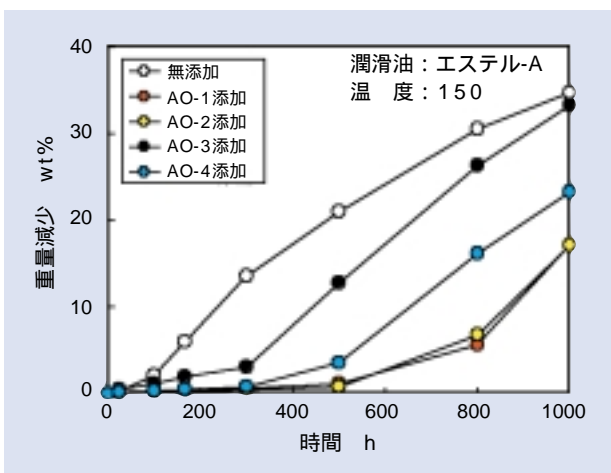


図4 エステル-A高温放置時の重量減少
Percent weight loss of Ester-A at high temperature

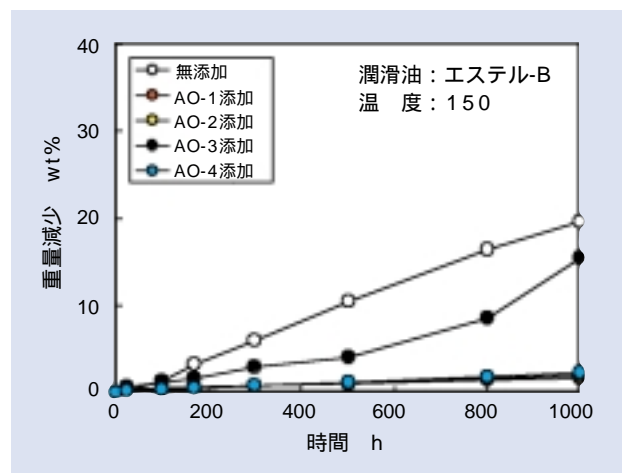


図5 エステル-B高温放置時の重量減少
Percent weight loss of Ester-B at high temperature

3. モータ軸受用グリース

3.1 従来グリース

モータ軸受用グリースには、低騒音、低トルク、長寿命が要求されるため、表3に示すように、低粘度のエステル油を基油としたLi石けんグリースが広く用いられている（市販グリースA）。また、広温度範囲、高速長寿命が要求される用途には、ポリ- α -オレフィン油（PAO油）やエステル油を基油としたウレアグリースが使用されている（市販グリースB，MP-1）。

3.2 ME-1グリースの組成と性状

「ME-1」グリースは、増ちょう剤にウレア化合物、基油に特殊エステル油とPAO油の混合油を使用している。基油の酸化劣化を抑制するため、適切な酸化防止剤を添加しており、長寿命化を図っている。ME-1グリースの代表性状を表4に示す。

表3 モータ軸受用グリースの例
Greases for motor bearings

	市販グリースA	市販グリースB	MP-1
増ちょう剤	Li石けん	ウレア	ウレア
基油	エステル	PAO	PAO+エステル
基油粘度 mm ² /s 40	25~30	46	40
混和ちょう度 60W 25	250	220	250

表4 ME-1グリースの代表性状
Typical properties of ME-1 grease

	ME-1	試験方法
増ちょう剤	ウレア	
基油	エステル+PAO	
基油粘度 mm ² /s 40	60	JIS K2220.23
混和ちょう度 60W 25	250	JIS K2220.7
滴点	250以上	JIS K2220.8
蒸発量 mass % 99, 22h	0.2	JIS K2220.10
離油度 mass % 100, 24h	0.0	JIS K2220.11
酸化安定度 kPa 99, 100h	30	JIS K2220.12
低温トルク mN・m -30	起動	300
	回転	57

3.3 高温耐久性

ME-1グリースについて、高温耐久試験（ASTM D3336準拠）を実施した。市販グリースとME-1グリースの試験結果を図6に示す。ME-1グリースは、市販グリースAと比較して5倍以上、ウレアグリースの市販グリースB，MP-1と比較しても1.5~2倍の耐久性がある。ME-1グリースは、基油に特殊エステルを採用し、適切な酸化防止剤を添加しているため、酸化劣化が抑制されて長寿命となっている。

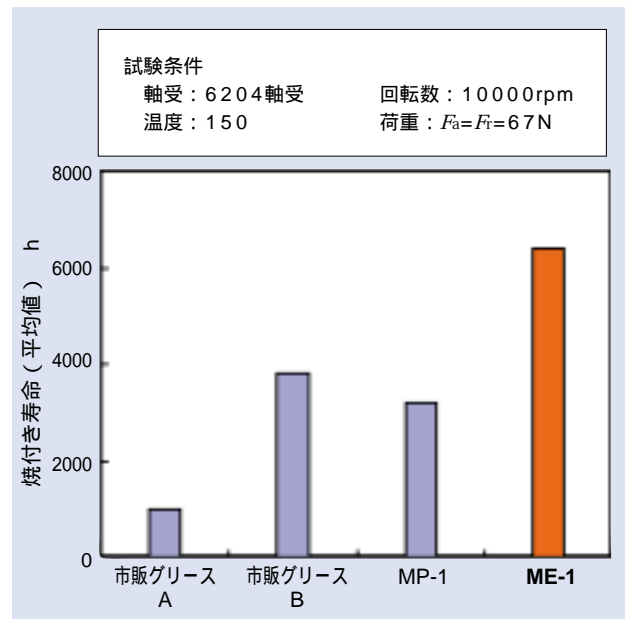


図6 高温耐久性試験結果
Endurance test results

3.4 音響特性

モータ用軸受グリースには低騒音が要求されるため、グリース封入軸受の回転音響を測定した。測定結果を図7に示す。ME-1グリースの音響値は、市販グリースAと同等であり、ウレアグリースの市販グリースBより優れる。一般的にウレアグリースは、増ちょう剤の微分散が困難であるため、Li石けんグリースよりも音響特性が劣るといわれている。しかし、ME-1およびMP-1グリースは、増ちょう剤を微分散させているため、通常のウレアグリースより音響特性が向上している。

3.5 回転トルク

消費電力を低減するため、モータ用軸受には、回転トルクが小さいことが要求される。

ME-1グリースの回転トルクを測定して市販グリースと比較した結果を図8に示す。ME-1グリースは、市販グリースAよりは、回転トルク性能で劣るものの、市販グリースB, MP-1と同等レベルである。グリースの基油粘度が小さいほど回転トルクは小さくなる傾向がある。ME-1グリースは、基油に従来よりも高粘度の特殊エステル油を使用しているが、ME-1よりも低粘度の基油を使用している市販グリースB, MP-1と同等レベルとなるよう回転トルクを抑えている。このため、実用的には、十分なトルク性能を有している。

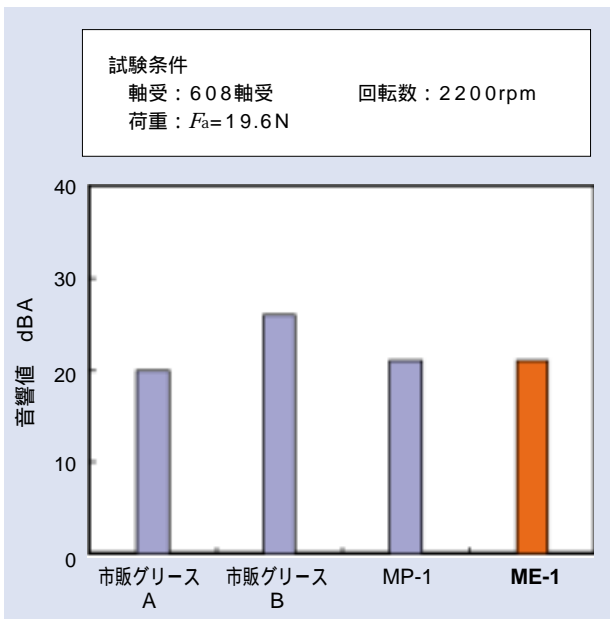


図7 音響特性
Noise levels of various greases

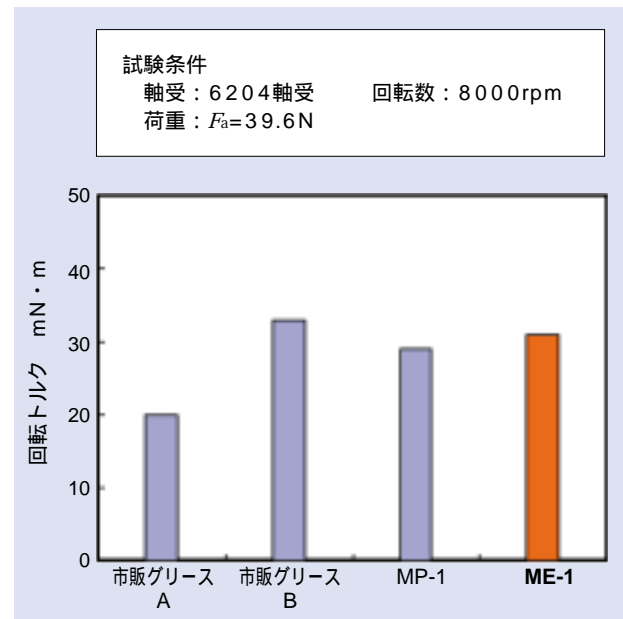


図8 回転トルク
Rotational torque of various greases

5. あとがき

ME-1グリースは、高温耐久性、音響特性に優れたグリースであり、実用的に十分な回転トルク性能を有している。モータは、今後も小型・軽量化、高効率化が進むと予想され、モータ軸受用グリースにおいても、長寿命化などの高性能化がますます要求される。本報で紹介した「ME-1」グリースが工作機を含む各種モータの高性能化へ寄与できれば幸いである。

[参考文献]

- 1) 岡村征二 月刊トライボロジ9 (2001) 47.
- 2) 大貫裕二, 木村浩 トライボロジー会議予稿集 (東京 1998-5)
- 3) 大勝靖一 トライボロジスト40, 4 (1995) 60.
- 4) 五十嵐仁一 日石レビュー32,3 (1990) 5.
- 5) 五十嵐仁一 日石レビュー32,3 (1990) 17.

執筆者近影



三上 英信
総合技術研究所
基礎技術研究部

工作機械用精密軸受 "ULTAGE(アルテージ)" シリーズ "ULTAGE" Series Precision Bearings for Machine Tools



瀧内 博志*
Hiroshi TAKIUCHI

小杉 太*
Futoshi KOSUGI

工作機械主軸における高速化・高効率化・高精度化の市場ニーズに対応すべく、種々の軸受の開発・改良を行ない「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」として再編成した。

本報では各軸受タイプの位置付けをわかり易く説明し「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」の構成について紹介する。

To meet the market needs for faster, more efficient, and more precise machine tool main spindles, NTN has created new bearing designs and recently reorganized our product line into “**ULTAGE Series**” bearings.

The paper explains, various bearing types and their applications in plain terms. The paper also describes the configurations of “**ULTAGE Series**” bearings.

ULTAGE is a term created by NTN combining ‘ULTIMATE’ and ‘STAGE’ to represent NTN’s pursuit for the highest level of precision in machine tool bearings.

1. はじめに

工作機械主軸において、高速化・高効率化・高精度化の市場ニーズに対応し、種々の軸受の開発・改良を行なってきた。この度、精密軸受に求められる「本来の軸受仕様とは」という考え方で、従来からの各シリーズの軸受仕様について見直し・開発を進め、「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」として再編成した。

前テクニカルレビューNo. 71に「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」について紹介したが、今回新たに4タイプの追加と一部の軸受品名の変更を行ない、各タイプの位置付けをわかり易く構成し直した。本報にて再度「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」の構成について紹介する。

なおULTAGEの名称は究極を意味する「ULTIMATE」と「STAGE」を結びつけた造語であり、工作機械用精密転がり軸受の究極を追い続けるNTNの考えを表現したものである。

2. 工作機械用精密軸受の開発変遷

工作機械用精密軸受の用途としては、大きく主軸用と送り系用に分かれる。主軸用軸受としてはアンギュラ玉軸受(ラジアル荷重用およびアキシアル荷重用)と円筒ころ軸受、送り系用軸受としてはボールねじ支持用軸受がある。

表1に工作機械用精密軸受の変遷を年代順に示す。(縦軸は高速化・高機能化の尺度を示す)また前述3形式のこれまでの開発の変遷について簡単に紹介する。

*産機商品本部 産機技術部

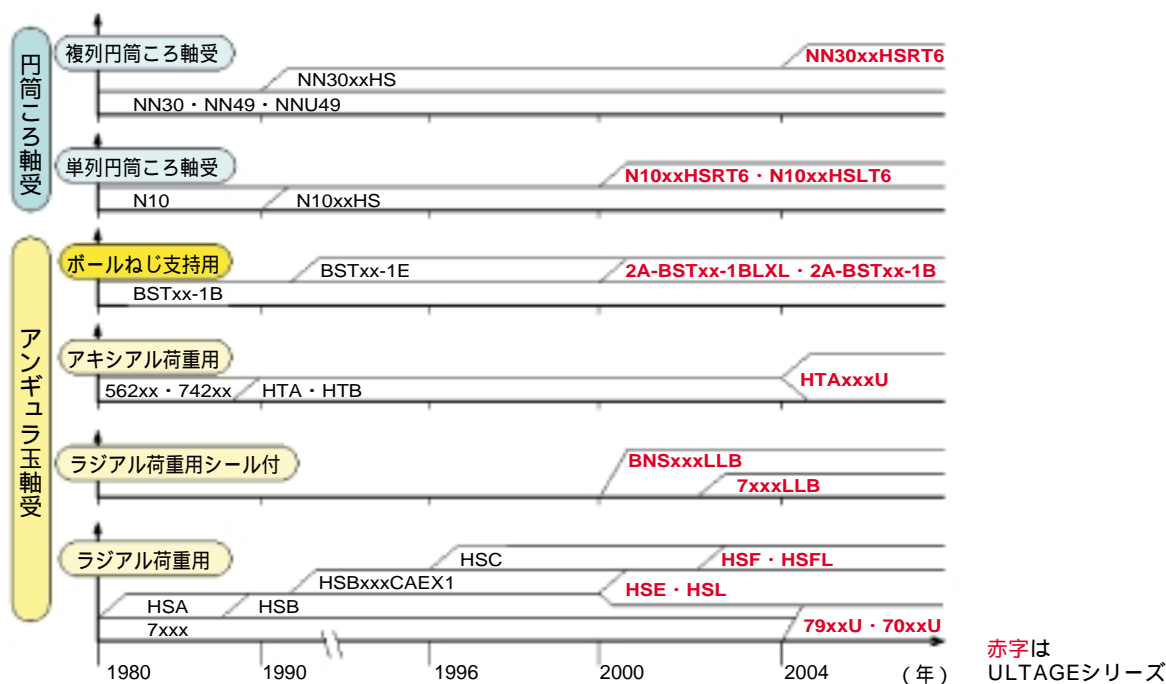


表1 工作機械用精密軸受の開発変遷
Development history of precision bearings for machine tools

2.1 アンギュラ玉軸受

2.1.1 ラジアル荷重用アンギュラ玉軸受

ラジアル荷重用アンギュラ玉軸受のベースとなる標準アンギュラ玉軸受(7xxxタイプ)に対し、1980年代中頃に転動体径を小径としたHSAタイプ、80年代後半にはHSAタイプに改良を加え低発熱としたHSBタイプを発表。その後工作機械主軸の一層の高速・高剛性化の要求に対し、90年代初～中頃からHSBxxxCAEX1タイプや転動体径がHSBタイプよりさらに小径のHSCタイプを追加した。

2000年JIMTOFにおいては耐摩耗性・耐焼付き性を向上したHSEタイプおよび低騒音タイプ(HSLタイプの前身)を発表した。

さらに2002年JIMTOFにおいて、HSEタイプその他に長寿命化を目的としたシール付アンギュラ玉軸受(BNSxxxLLBタイプ、7xxxLLBタイプ)および低騒音、オイル・エア消費量の削減を目的とした環境対応型アンギュラ玉軸受(HSLタイプ)を「アルテージシリーズ」として発表した。

今回、新たに基本となる標準アンギュラ玉軸受7xxxタイプの高速化・高機能化を行ない、70xxU・79xxUタイプの新名称でアルテージシリーズの1つに加えた。

2.1.2 アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受

アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受としては、長い間複式スラストアンギュラ玉軸受(562xxx, 742xxxタイプ)が主流であったが、1980年代後半の高速化の流れの中で、単列アンギュラ玉軸受2列組合せのHTA, HTBタイプを発表した。その後現在国内ではほとんどがHTAタイプとなり現在に至っている。しかし、最近ではさらに高速化の要求があり、HTAタイプの仕様見直しを進め、今回HTAxxxUタイプの新名称でアルテージシリーズの1つに加えた。

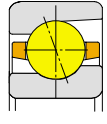
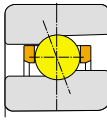
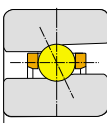
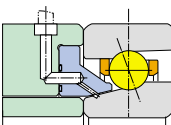
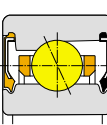
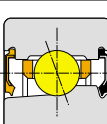
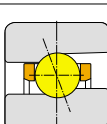
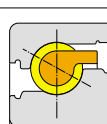
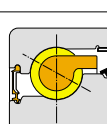
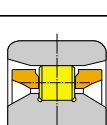
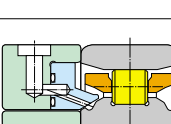
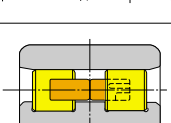
2.2 円筒ころ軸受

円筒ころ軸受には、複列円筒ころ軸受(NN30, NN49, NNU49タイプ)と単列円筒ころ軸受(N10xxHSタイプ)がある。

2.2.1 複列円筒ころ軸受

複列円筒ころ軸受については、NN30タイプが主流であり、これまで保持器材質・形状の開発に取り組んできた。一部には樹脂保持器品(T2)を採用しているが標準品は高力黄銅製保持器である。グリースの長寿命化のために樹脂保持器の採用が有効であり、新しく樹脂保持器(T6)を開発し、今回高速NN30xxHST6タイプおよび超高速NN30xxHSRT6タイプの新名称でアルテージシリーズの1つに加えた。

表2 アルテージシリーズ一覧表
ULTAGE series

アルテージ シリーズ	アンギュラ玉軸受	主軸用		【標準】 70Uタイプ, 79Uタイプ (接触角15° 20° 30°)	内部構造および樹脂保持器の最適化により, 許容アキシャル荷重の向上と低温度上昇を実現。(内径 10 ~ 130が対象) セラミックボール仕様(5S)も対応。
				【高速】 5S-2LA-HSEタイプ (接触角15° 20° 25°)	特殊材料の採用, 表面改質により, 耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上。内部仕様の最適化により, 高速・高剛性・高信頼性を実現。 鋼球仕様(5Sなし)も対応。
				【超高速】 5S-2LA-HSFタイプ (接触角25°)	HSEタイプが持つ特徴に加え, 小径セラミックボールの採用により, さらなる高速化・低温度上昇を実現。
				環境対応型 【高速】5S-2LA-HSLタイプ (接触角15° 20° 25°) 【超高速】5S-2LA-HSFLタイプ (接触角25°)	耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上した特殊材料・表面改質を採用。 HSE・HSF両タイプに環境対応型ノズルを採用したエアオイル潤滑専用タイプ。 騒音, エア量・オイル消費量を削減し, 作業環境の改善・省エネルギーを実現。 高速HSLタイプには鋼球仕様(5Sなし)も対応。
				【標準】 70 LLBタイプ 79 LLBタイプ (接触角15° 25°)	両側非接触シール, 特殊グリースの採用に加え, 内部構造の最適化により低温度上昇を実現したグリース潤滑専用タイプ。 セラミックボール仕様(5S)も対応。
				【高速】 5S-2LA-BNS LLBタイプ (接触角15° 20° 25°)	耐摩耗性・耐焼付性を大幅に向上した特殊材料・表面改質を採用。 さらにグリースポケット, 両側非接触シール, 特殊グリースなど, 内部構造の最適化を図り, グリースの長寿命化を実現したグリース潤滑専用タイプ。 鋼球仕様(5Sなし)も対応。
				【アキシャル荷重用】 HTA Uタイプ (接触角30°, 40°)	内部仕様の最適化を実施し, 従来のHTAタイプの高剛性はそのままに許容アキシャル荷重の向上と高速化を実現した, アキシャル荷重用アンギュラ玉軸受。セラミックボール仕様(5S)も対応。
	ボールねじ支持用			【開放形】 2A-BSTタイプ (接触角60°)	軌道輪表面改質により, 長寿命化・耐フレッシング性を向上させた開放形軸受。
				【軽接触シール形】 2A-BST LXLタイプ (接触角60°)	軌道輪表面改質, さらに特殊グリースの封入により, 長寿命化・耐フレッシング性を大幅に向上。 また低トルク軽接触シールを設け防塵性・グリース保持性を強化。
	円筒ころ軸受	主軸用		【超高速】 N10HSRT6(K)タイプ	内部構造および樹脂保持器の最適化により, 高速・低温度上昇を実現。 従来の単列円筒ころ軸受N10HSを上回る高速性を有する。
				環境対応型 【超高速】 N10HSRT6(K)タイプ	N10HSRT6タイプに環境対応型ノズルを採用したエアオイル潤滑専用タイプ。N10HSRT6の高速性はそのままに騒音, エア量・オイル消費量を削減し, 作業環境の改善・省エネルギーを実現。
				【高速】 NN30 HST6(K)タイプ 【超高速】 NN30 HSRT6(K)タイプ	内部仕様の最適化と新型樹脂保持器(T6)の採用により, グリース潤滑・エアオイル潤滑での高速化・低温度上昇を実現。

2.2.2 単列円筒ころ軸受

単列円筒ころ軸受については、もともと標準N10タイプがあり、精密軸受として1980年代後半から1990年代初に高速化の要求に対応し、転動体径がN10タイプより小径の高速N10xxHSタイプを出した。単列円筒ころ軸受についてもさらなる高速化の要求があり、2002年JIMTOFにおいて樹脂保持器を採用した超高速N10xxHSRT6タイプおよび低騒音化、オイル・エア消費量削減を可能とした環境対応型N10xxHSLT6タイプの2タイプを主軸リア用として発表した。

2.3 ボールねじ支持用軸受

ボールねじ支持用軸受においても、1980年代後半に油潤滑での高速化に対してBSTxx-1Bタイプの開発を行い、1990年代前半に長寿命化を目的に転動体径を大きくしたBSTxx-1Eタイプを出した。その後、2000年JIMTOFにおいて、より高速・長寿命および耐フレッティング性向上を目的に開放形2A-BSTxx-1Bタイプおよび軽接触シール形2A-BSTxx-1BLXLタイプを発表した。

3. ULTAGE(アルテージ)シリーズの構成

アルテージシリーズの軸受構成については、前項にて記載したように今回新たに4タイプ(下記太字)を追加するとともにHSEタイプの品名見直しを行ない、トータル14タイプとなった。そのシリーズ構成を前頁の表2に示す。

ラジアル荷重用アンギュラ玉軸受は標準(7xxxUタイプ)、高速(HSEタイプ)、超高速(HSFタイプ)の3種類、シール付アンギュラ玉軸受も標準(7xxxLLBタイプ)、高速(BNSxxxLLBタイプ)の2種類、および環境対応型アンギュラ玉軸受も高速(HSLタイプ)、超高速(HSFLタイプ)の2種類とし、分かり易く構成し直した。

アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受は標準(HTAxxxUタイプ)の1種類とした。

円筒ころ軸受は複列樹脂保持器品で高速(NN30xxHST6タイプ)、超高速(NN30xxHSRT6タイプ)と単列樹脂保持器品で超高速(N10xxHSRT6タイプ)、環境対応型(N10xxHSLT6タイプ)の4種類とした。

ボールねじ支持用軸受は大きくオープン(BSTxx-1Bタイプ)とシール付(BSTxx-1BLXLタイプ)の2種類とした。

4. 精密転がり軸受カタログの発行と改訂について

精密転がり軸受の総合カタログとして、2003年秋にアルテージシリーズの追加と技術内容の一部見直しを盛り込み新たに発行した。(カタログNO.2260/J)

このカタログでは、単にアルテージシリーズの追加等の軸受構成を変えただけではなく、以下の2項目について大きく変更した。

- 1) 各軸受の仕様見直しによる許容回転速度の変更と速度係数の採用。
- 2) アンギュラ玉軸受の許容アキシアル荷重の変更。

また、今回新しく追加したアルテージシリーズ4タイプを盛り込んだカタログ改定を進めているので、詳細についてはカタログを参照してほしい。

5. おわりに

ここ4~5年間に於いて、工作機械用精密軸受の全面的な改良および新規投入を進め、「ULTAGE(アルテージ)シリーズ」として形にしてきた。これにより、これからの工作機械主軸の信頼性向上と高機能化に十分寄与できる最先端の精密軸受シリーズになったと考えている。

今後さらにユーザからの種々要求は高まるものと考えられ、精密軸受を供給しているメーカーとしての責任を果たすとともに良きパートナーとして「精密軸受のNTN」を目指して今後も改良・開発に取り組んでいきたい。

執筆者近影



瀧内 博志
産機商品本部
産機技術部



小杉 太
産機商品本部
産機技術部

ULTAGE 標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプ ULTAGE Standard Angular Contact Ball Bearings, 79U/70U type



植田 敬一*
Keiichi UEDA

工作機械の「高速化」、「長寿命化」、「作業環境への配慮」に応える主軸用軸受ULTAGE(アルテージ™)シリーズに優れた性能と豊富なバリエーションを持つ標準アンギュラ玉軸受「79U/70Uタイプ」を加えた。本稿では高速性能、耐荷重性能および、潤滑性能を飛躍的に高め、「新世界標準」として生まれ変わったNTNの標準アンギュラ玉軸受について特長を紹介する。

Machine tool bearings require high speed capability, long life, and consideration of the operating environment. To meet such needs, NTN has developed a new standard angular contact ball bearing, the 79U/70U type, which has superb performance and adds rich variation to our ULTAGE Series product line. This paper describes the features of NTN's standard angular contact ball bearings that have created a new epoch in the areas of high-speed, load resistance, and lubrication performance. These improvements make the 79U/70U ULTAGE Series worthy of the title "The New World Standard."

1. はじめに

マシニングセンタをはじめとする工作機械ではますます高速化・高効率化・高精度化が進められている。現在金型加工を主用途とするマシニングセンタでは d_{mn} 値350万(d_m : 転動体ピッチ円径mm, n : 回転速度 min^{-1})の域まで到達している¹⁾。一方、旋削工程を含む複数の加工工程を1台の機械に集約(複合化)することで生産性向上(非加工時間短縮による高効率化)を実現しようとする取組みも盛んに行われている。加えて近年では切削油を使わない「ドライ加工」や極少切削油で加工を行う「セミドライ加工」などの環境負荷低減技術も実用化されており、「高速化」、「複合化」、「環境対応技術」が重要視されている。

このような市場動向に対応すべく、NTNは工作機械用軸受「ULTAGE」をシリーズ化し、JIMTOF(日本国際工作機械見本市)2002にて発表した。以後、主軸用として高速性に優れるアンギュラ玉軸受や

円筒ころ軸受を中心にシリーズの拡充を図ってきたが、今般新たに標準アンギュラ玉軸受の高機能化を図り、ULTAGEへ新シリーズとして追加した。(写真1)



写真1 ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプ
ULTAGE standard angular contact ball bearing
79U/70U type

*産機商品本部 産機技術部

2. 内部設計の最適化

2.1 高速・高剛性を可能にする最適設計の採用

標準アンギュラ玉軸受は小径ボールを採用した高速仕様のアンギュラ玉軸受に比べ、剛性や負荷容量（転がり疲労寿命に対する耐性を示すパラメータ）の面で優れる反面、その適用範囲には速度的な制約があった。今回のモデルチェンジでは高速性を高めることによる適用範囲の拡大を目標とし、内部設計の見直しを実施し相反関係にある高速性と剛性の両立（従来軸受が持つ剛性レベルを維持しつつ、高速性を高める仕様の確立）を達成した。

具体的には、転動体や軌道輪に関する各設計項目が剛性へ及ぼす影響度を確認した後、剛性への影響が少ない設計項目を積極的に変更し高速性を高めた。その一方で剛性に支配的影響を及ぼす項目の変更は最小限に留めることで、剛性を維持した。ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプは、上記手法により高速・高剛性の両立を可能としており、後述する新型樹脂保持器との組合せによって、グリース潤滑で従来比約1.5倍の $d_{mn}95$ 万、エアオイル潤滑で従来比約1.8倍の $d_{mn}150$ 万（ともに接触角 15° 、鋼球使用時）を実現した。

また、図1および図2は従来設計と新設計との剛性比較結果である。新設計を採用した場合の剛性は従来

設計を採用した場合に比べて若干低下するものの、ほぼ同水準を維持している。

2.2 耐荷重性の向上

工作機械主軸用軸受には停止中の工具交換の際に大きなアキシャル荷重が負荷される場合があり、その荷重が軸受の持つ許容限度を越えると、軌道面上に圧痕が生じるなどの不具合が発生する。これらアキシャル荷重への限度を示す特性を「許容アキシャル荷重」といい、NTNでは、

- 軌道面の接触楕円の端部が内外輪いずれかの肩に達する。（転動体と軌道面との間に形成される接触楕円が軌道面からはみ出す状態；図3）
- 軌道面の接触面圧が内外輪いずれかで3650MPaに達する。
のいずれかに至る荷重で定義している。

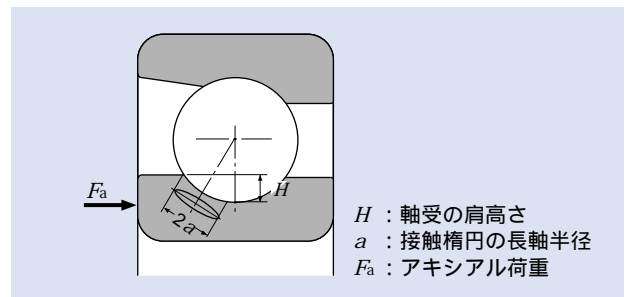


図3 転動体の肩乗り上げ
Rolling elements protrude over the raceway shoulder

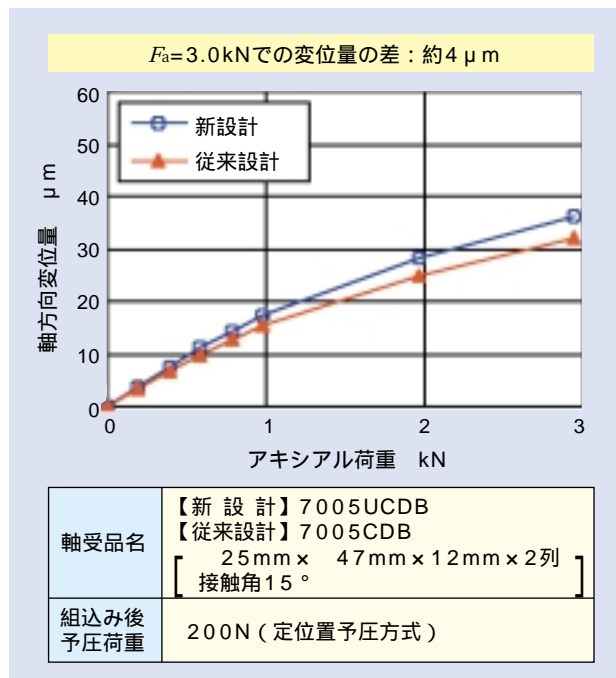


図1 アキシャル剛性比較（7005CDB）
Axial rigidity (7005CDB)

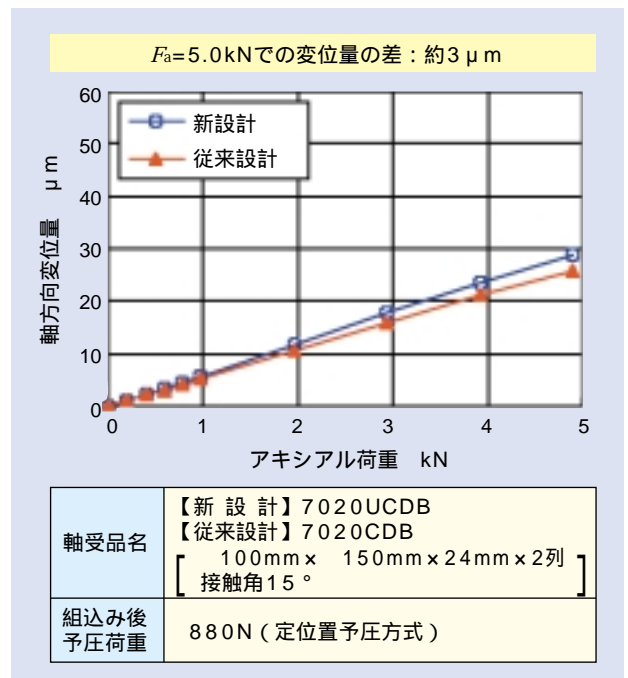


図2 アキシャル剛性比較（7020CDB）
Axial rigidity (7020CDB)

ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプでは、内部設計の最適化（前項記載）に際して、本特性の向上も考慮しており、肩高さ寸法をはじめとする

見直しによって、従来設計を大幅に上回る許容アキシャル荷重（約2.5倍）を可能にした。（図4、図5）

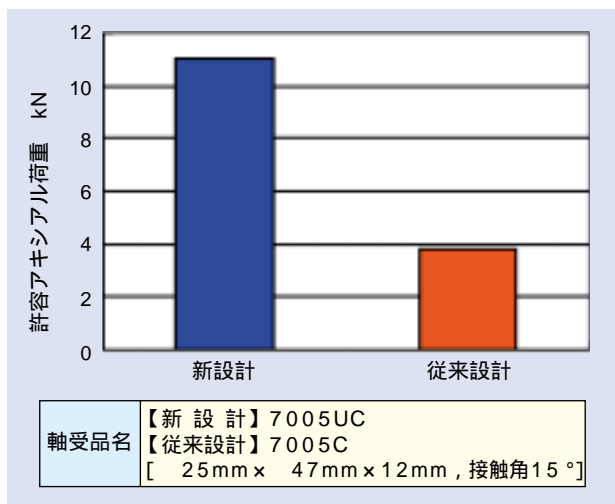


図4 許容アキシャル荷重比較（7005CDB）
Allowable axial load (7005CDB)

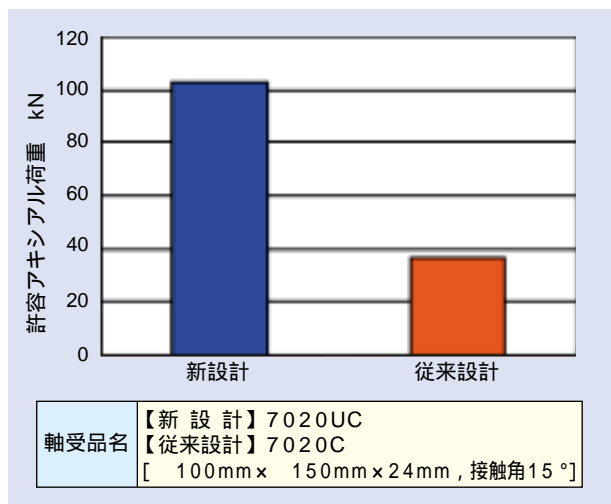


図5 許容アキシャル荷重比較（7020CDB）
Allowable axial load (7020CDB)

2.3. 潤滑に対する最適設計

エアオイル潤滑では軸受内部への潤滑油供給はもとより、軸受外部への潤滑油の排油（エアオイルの排気）も重要となる。排油が円滑に行われなければ、軸受内部で潤滑油が滞留し攪拌抵抗が増大することにより、昇温大や焼付きなどの問題が生じる恐れがある¹⁾。そのため、高速条件下において安定した温度上昇を可能にするためには、転動体や軌道面形状といった内部設計の最適化だけでなく、上記項目にも配慮する必要がある。

また、グリース潤滑で使用する場合には、発熱などによるグリースの劣化、つまり潤滑寿命が重要であるため、グリース保持性能に優れた内部構造が有効となる。

ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプでは、エアオイル潤滑、グリース潤滑の両方で潤滑信頼性を高める設計を採用した。そのポイントについて次にまとめる。

2.3.1 新形状の成型保持器

（ポリアミド樹脂：図6(a)、図6(b)）

(a) エアオイル潤滑における特長

転動体と軌道面との接触部近傍への潤滑油供給を容易にするとともに（狙いやすく）、軸受外部への排油を促進（排出されやすく）することを目的に保持器内径面をテーパ形状とし、軸受内部における潤滑油の供給および排出空間を拡張した。

さらに、ポケット部（転動体が配置される場所）の

四隅にスリットを設置することで、内輪側から外輪側への潤滑油の流路（潤滑油に作用する遠心力によって生じる流れ）を確保した。

これらの働きにより、潤滑油の滞留による攪拌抵抗を抑制することが可能となる。

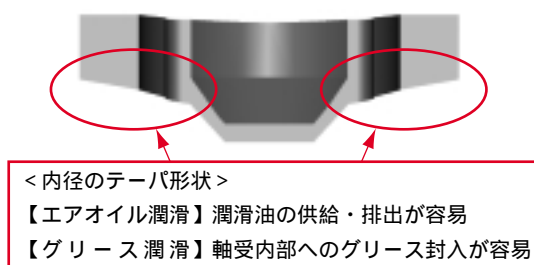


図6(a) 新形状保持器（ポケット部断面）
New resin cage (section of the ball pocket)

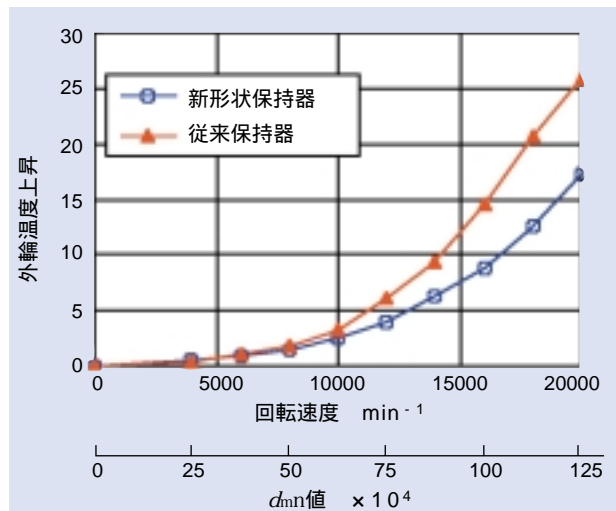


図6(b) 新形状保持器（外観）
New resin cage (appearance)

図7は従来保持器と新形状保持器との高速運転試験（エアオイル潤滑）での比較結果である。新形状保持器を採用した場合の軸受温度上昇は従来保持器を採用した場合に比べ、低温度上昇であることが認められる。

(b) グリース潤滑における特長

グリース潤滑時にはポケット部のスリットがグリースを保持する働きを持つ。また、テーパ形状の採用に伴う軸受空間の拡張（軸受幅面での間口拡大）により、軸受内部へのグリース封入が容易となるため、潤滑信頼性の向上および、取扱いの簡素化が可能となる。



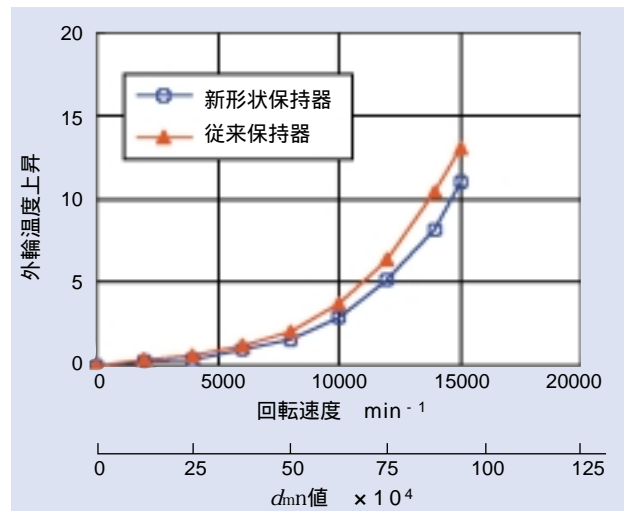
【試験条件】

軸受品名	7010UCDB 50mm × 80mm × 16mm × 2列 接触角15°
組込み後予圧荷重	200N（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	なし

図7 従来保持器と新形状保持器との温度上昇比較（エアオイル潤滑）
High-speed test (air-oil lubrication)

図8は従来保持器と新形状保持器との高速運転試験（グリース潤滑）での比較結果である。新形状保持器を採用した場合の軸受温度上昇は従来保持器を採用した場合に対し、同等以下の温度上昇を示している。

なお、ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプでは、 d_{mn} 値105万までの用途に本保持器を標準採用し、 d_{mn} 値105万を越える高速用途（エアオイル潤滑）へは、超高速用途で数多くの実績を持つフェノール樹脂もみぬき保持器を採用する。



【試験条件】

軸受品名	7010UCDB 50mm × 80mm × 16mm × 2列 接触角15°
組込み後予圧荷重	200N（定位置予圧方式）
潤滑方法	グリース潤滑
銘柄	イソフレックスNBU15
外筒冷却	なし

図8 従来保持器と新形状保持器との温度上昇比較（グリース潤滑）
High-speed test (grease lubrication)

2.3.2 内輪形状の変更 (図9)

反負荷側である背面側内輪外径を従来軸受より低く設計し、前述の新形状保持器と組み合わせることで潤滑油の給油空間を大幅に拡大した。これにより、高速運転に適した（エアオイル潤滑時の給油性に優れた）保持器 - 内輪間狙いが容易となる上、斜め方向からの潤滑油供給（ノズル狙い）が可能となるため、ノズル付間座の寸法的制約が減少し軸受周辺構造の設計自由度を向上させることができる。

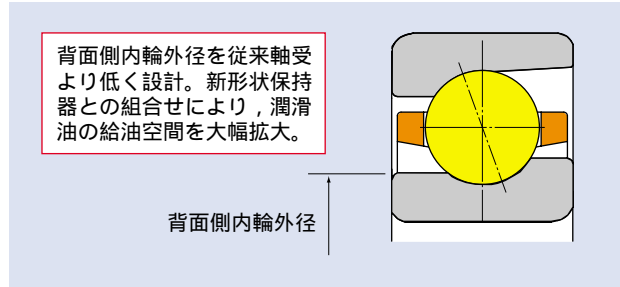
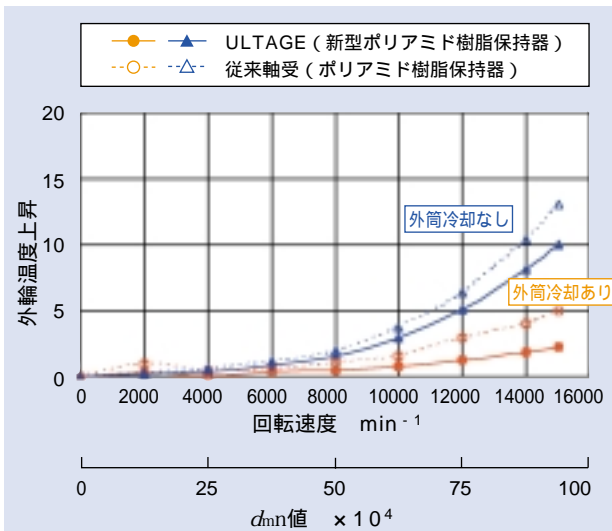


図9 ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプ
断面図
Section of 79U/70U type

4. 高速運転試験結果

ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプでの評価試験結果（グリース潤滑）を図10に示す。新シリーズの温度上昇は外筒冷却有り無しともに現行軸受を下回っており、 d_{mn} 値95万を達成した。

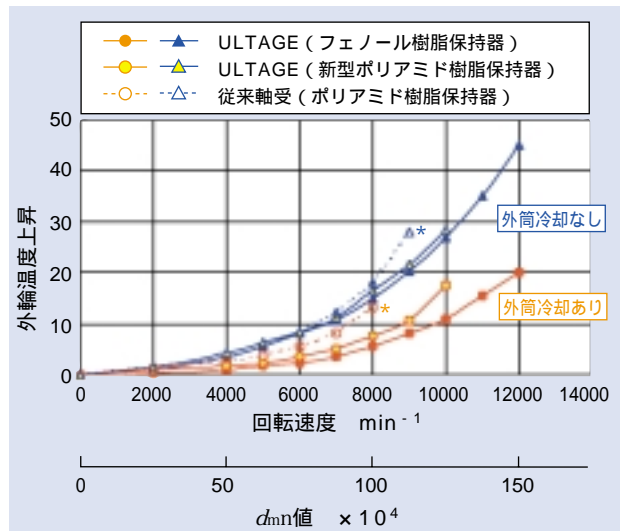


【試験条件】

軸受品名	【ULTAGE】7010UCDB 【現行軸受】7010CDB 50mm × 80mm × 16mm × 2列 接触角15°
組込み後予圧荷重	200N（定位置予圧方式）
潤滑方法 銘柄	グリース潤滑 イソフレックスNBU15
外筒冷却	あり、なし

図10 高速運転試験（グリース潤滑）
High-speed test (grease lubrication)

一方、エアオイル潤滑での評価（図11）では、グリース潤滑の場合と同様、新シリーズの温度上昇は外筒冷却有り無しともに現行軸受を下回っている。現行軸受が d_{mn} 値105万付近で不安定な温度上昇を示したのに対し（図中 * , * ），新シリーズは d_{mn} 値150万での安定した温度上昇を示す。



【試験条件】

軸受品名	【ULTAGE】7020UCDB 【現行軸受】7020CDB 100mm × 150mm × 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 エア量 オイル供給量 油種	エアオイル潤滑 40NL/min 0.03mL/5min/1ショット ISO VG32
外筒冷却	あり、なし

図11 高速運転試験（エアオイル潤滑）
High-speed test (air-oil lubrication)

5. シリーズ

ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプのシリーズ構成を表1に示す。軸受系列は0系列および,9系列とし,各系列に接触角3種類(15°,25°,30°)を設定した。軸受サイズ(軸径)は10mm~130mm(全シリーズ共通)とした。また,転動体材質は従来の鋼球に加え,セラミックボールを追加し,これら豊富なバリエーションを設けた。

表1 ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプのシリーズ構成
79U/70U Series

鋼球シリーズ	接触角15°	79xxUC/70xxUC
	接触角25°	79xxUAD/70xxUAD
	接触角30°	79xxU/70xxU
セラミックボールシリーズ	接触角15°	5S-79xxUC/5S-70xxUC
	接触角25°	5S-79xxUAD/5S-70xxUAD
	接触角30°	5S-79xxU/5S-70xxU

対応軸受サイズ(軸径): 10mm~130mm(全シリーズ共通)

6. まとめ

ULTAGE標準アンギュラ玉軸受79U/70Uタイプは,ますます厳しい環境下で使用される工作機械用軸受へのニーズに適合する商品であると考えられる。ULTAGEの基本思想である「人・環境に優しい軸受技術」はもちろん,「より高機能で使いやすい」も念頭に置き,今後とも工作機械用軸受の改良・開発に取り組んでいく。

[参考文献]

- 1) 植田敬一：工作機械用軸受の技術動向：環境対応技術,月刊トライボロジ(2003.4)

執筆者近影



植田 敬一
産機商品本部
産機技術部

ULTAGE アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受 HTA Uタイプ HTA U Type ULTAGE Angular Contact Ball Bearings for Axial Loads



廣田 泰之*
Yasuyuki HIROTA

工作機械の中でも特に旋盤のような高剛性・耐荷重性を必要とする主軸の高速化に対応するため、新しいアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受を開発した。従来軸受の剛性、耐荷重性を維持しつつ、高速化を達成したアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受HTA Uタイプについて紹介する。

A new angular contact ball bearing has been developed for machine tool applications, particularly lathes, that require a high-speed main spindle with high rigidity and load resistance. This paper introduces the HTA U-type angular contact ball bearing for axial loads, which offers high-speed performance while maintaining the rigidity and load resistance of traditional bearings.

1. はじめに

工作機械主軸用アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受は、旋盤をはじめ高剛性・耐荷重性が必要とされる主軸に使用される軸受であり、回転速度としては主として低・中速域で使用される。しかし近年、マシニングセンタをはじめとする工作機械の高加工効率化、高精度化の要求に対応して、主軸の高速化が一段と進むなかで、旋盤などの高剛性仕様の主軸に対しても、高速化の要求が増えてくると考えられる。今回、高速化の要求に対応するため、現行のアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受HTAタイプ的高速性能を向上させたHTA Uタイプを開発した。本稿ではその特長及び評価試験結果について紹介する。

2. 旋盤の主軸構造と軸受

図1に旋盤の主軸の一例を示す。アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受は複列円筒ころ軸受と併用され、ラジアル荷重は円筒ころ軸受、アキシアル荷重はアンギュラ玉軸受とそれぞれ負荷荷重が分担されている。そのためアキシアル荷重用アンギュラ玉軸受HTAタイプは軸受外径寸法を複列円筒ころ軸受より小さく設定し、アキシアル荷重のみを負荷するようになっている。表1に軸受外径寸法許容差を示す。また、HTAタイプは接触角が30°と40°の2種類の仕様を設定しており、通常、主軸のアキシアル剛性を重視する場合は40°品を使用し、運転中の低温度上昇を重視する場合は30°品を使用する。

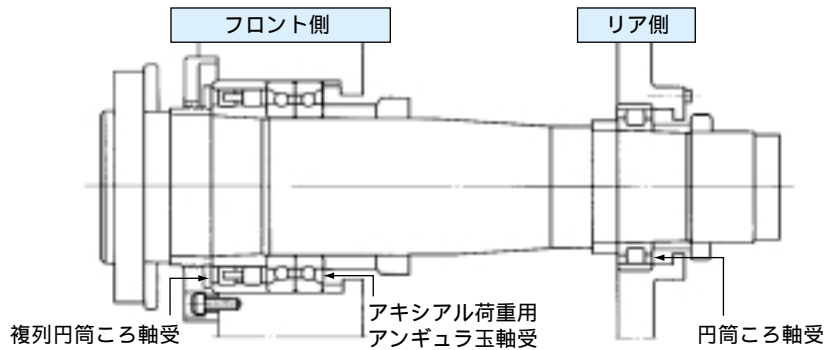


図1 旋盤主軸構造例
Structure of main spindle for turning machine

表1 軸受外径寸法許容差
Outside diameter deviation

呼び軸受外径 mm		外径の寸法差 μm			
を 超え	以下	HTAタイプ P4 L精度		円筒ころ軸受 P4精度	
		上限値	下限値	上限値	下限値
30	50	-25	-36	0	-6
50	80	-30	-43	0	-7
80	120	-36	-51	0	-8
120	150	-43	-61	0	-9
150	180	-43	-61	0	-10
180	250	-50	-70	0	-11
250	315	-56	-79	0	-13
315	400	-62	-87	0	-15
400	500	-68	-95	-	-



写真1 HTA U type
HTA U type

3. 特長

3.1 許容回転速度

今回開発したHTA Uタイプ(写真1)は現行品に対し次の点が異なる。

- 高速領域での温度上昇を抑制した内部設計仕様(図2)
- 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型保持器の転動体との接触部形状

このような設計仕様とすることで高速化・低温度上昇が可能となり、表2に記載の許容 d_{mn} 値を達成した。運転試験結果は4項に示す。

ただし、表中の許容 d_{mn} 値125万(接触角 30° 、エアオイル潤滑時の値)はフェノール樹脂もみ抜き保持器仕様の値であり、HTA Uタイプの標準であるポリアミド樹脂成型保持器仕様の許容 d_{mn} 値は105万までである。

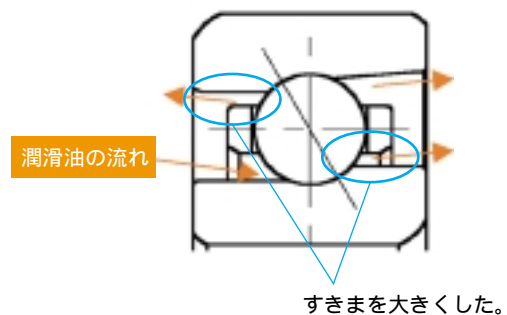


図2 潤滑油の流れ
Flow of lubricating oil

表2 許容 d_{mn} 値
Allowable d_{mn} value

	グリース潤滑	エアオイル潤滑
接触角 30°	100×10^4 従来比60%UP	125×10^4 従来比25%UP
接触角 40°	75×10^4 従来比30%UP	95×10^4 従来比10%UP

3.2 アキシャル剛性

HTA Uタイプは高速性能を向上させる内部仕様としたことで、アキシャル剛性に若干の低下が見られる。しかし、図3に示すように現行HTAタイプとの差はアキシャル荷重5kN負荷時にアキシャル方向変位1.5 μm以下(接触角30°)であり、現行HTAタイプのアキシャル剛性とほぼ同等とみなすことができる。

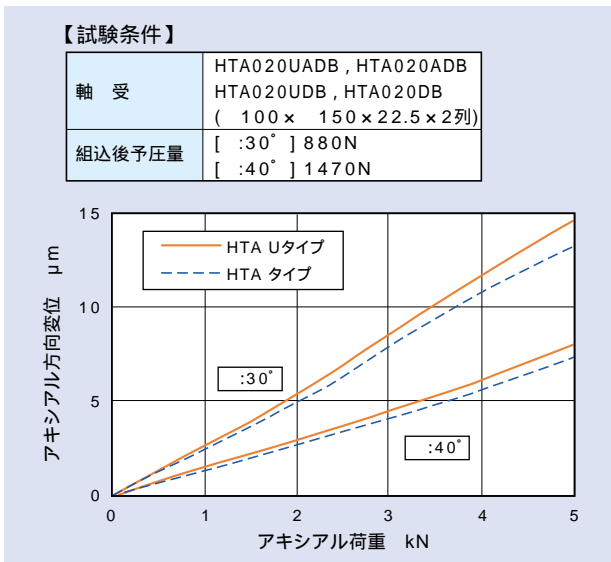


図3 アキシャル剛性線図
Displacement in axial direction

3.3 耐荷重性 (許容アキシャル荷重)

軸受の許容アキシャル荷重はアキシャル剛性と同様に重要な特性である。現行HTAタイプとの比較を図4に示す。内部構造を見直すことで許容アキシャル荷重はHTAタイプよりも、接触角30°で約1.3倍に、接触角40°で1.2倍に向上した。

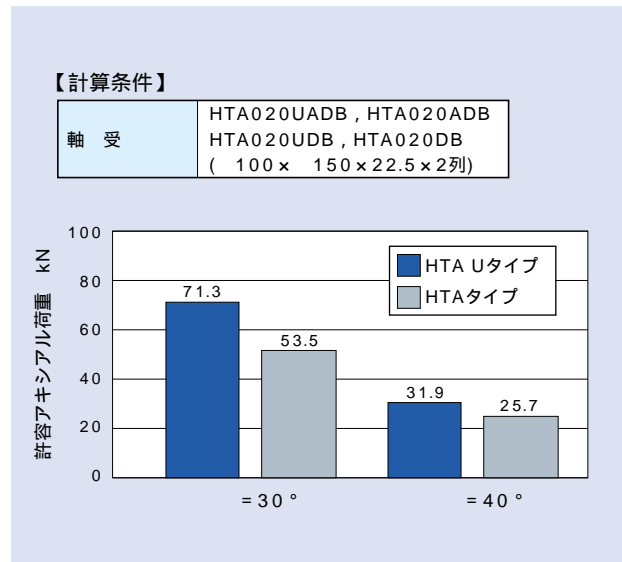


図4 許容アキシャル荷重比較
Allowable axial load

4. 運転試験結果

運転試験に用いた試験機の構造と試験結果を次に示す。

4.1 試験機構造

試験機の構造を図5に示す。実際の使用状態と同様に試験軸受はラジアル荷重を負荷しない構造となっている。

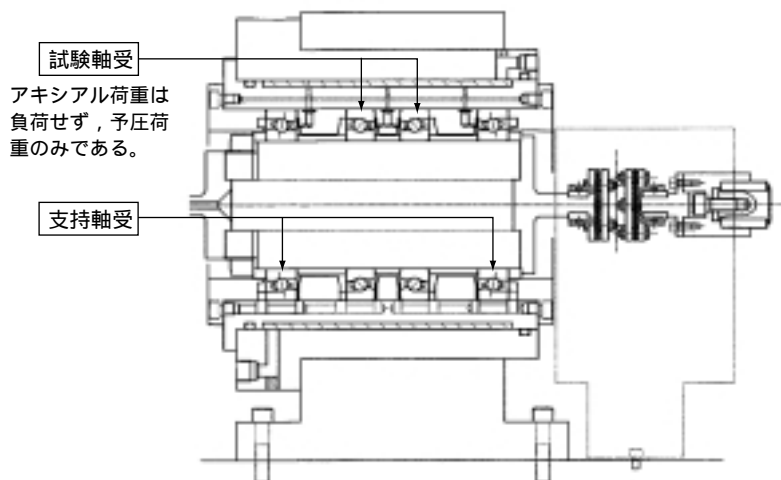


図5 試験機構造図
Test rig for measuring temperature rise

4.2 試験結果

グリース潤滑，エアオイル潤滑での運転試験結果をそれぞれ図6，7，8，9に示す。

それぞれ表2に示す許容 d_{mn} 値まで安定した温度上昇を示す。

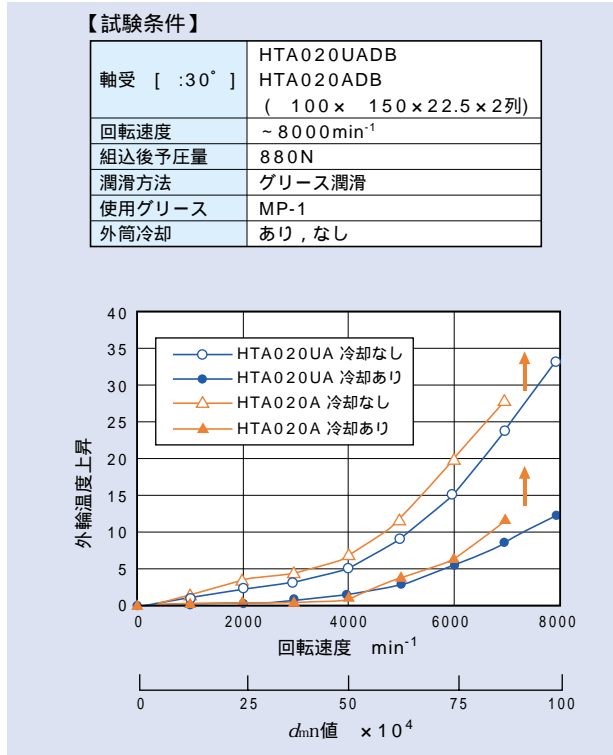


図6 運転試験結果 [: 30°，グリース潤滑]
Results of high-speed test (grease lubrication) (:30°)

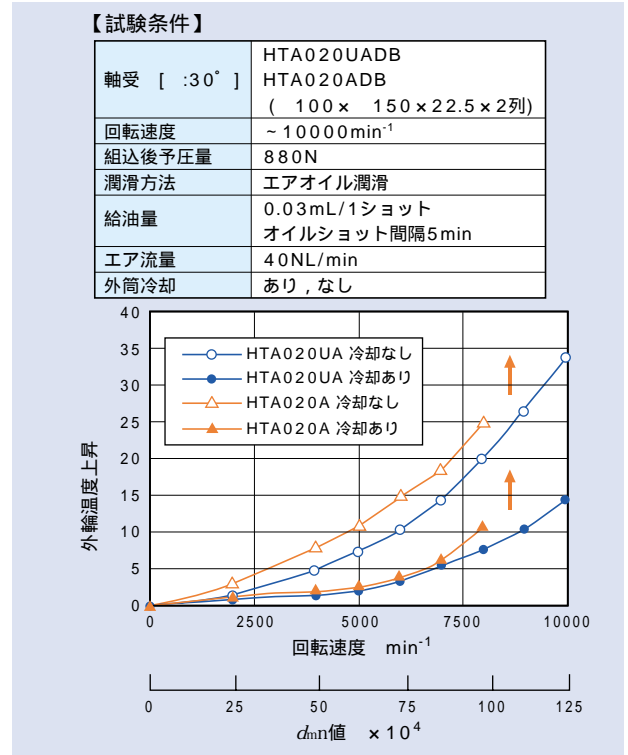


図7 運転試験結果 [: 30°，エアオイル潤滑]
Results of high-speed test (air-oil lubrication) (:30°)

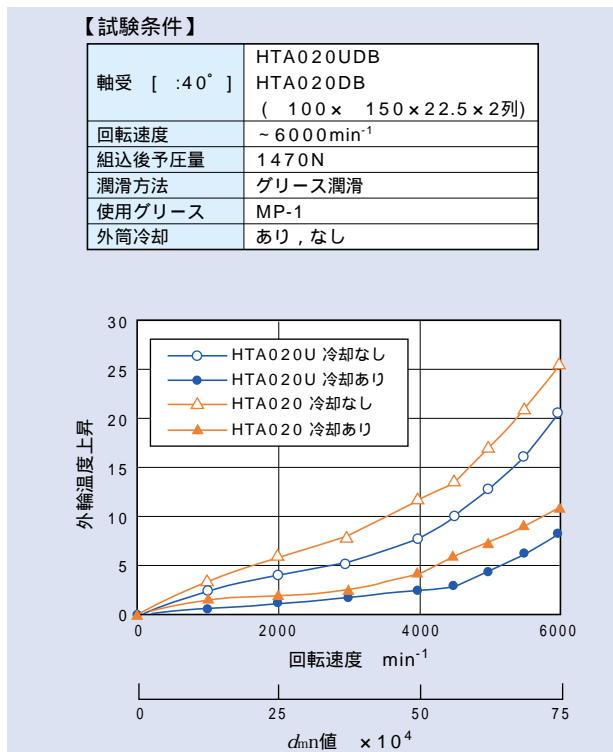


図8 運転試験結果 [: 40°，グリース潤滑]
Results of high-speed test (grease lubrication) (:40°)

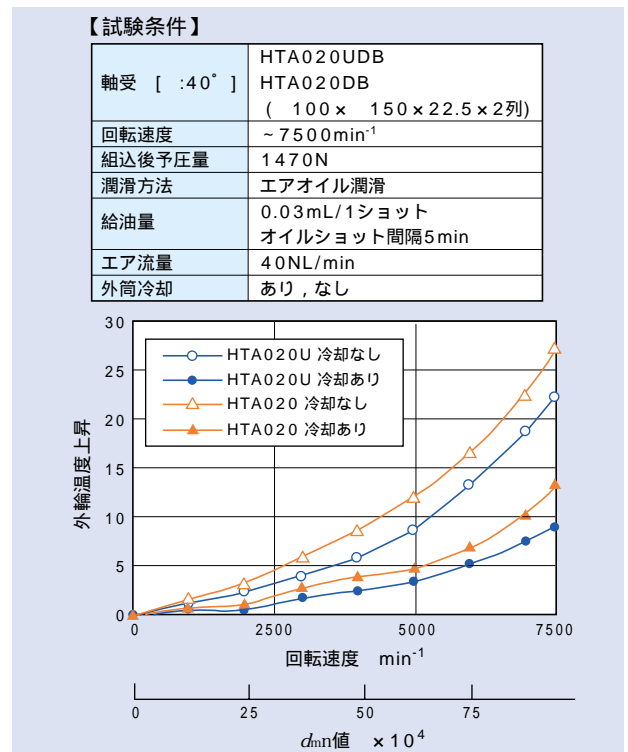


図9 運転試験結果 [: 40°，エアオイル潤滑]
Results of high-speed test (air-oil lubrication) (:40°)

5. 標準シリーズ化

工作機械主軸用アキシアル荷重用アンギュラ玉軸受HTA Uタイプは現行HTAタイプと同様、接触角は 30° と 40° 、直径系列は0系列と9系列を標準仕様とする。対応軸受サイズは0系列が内径 50 ~ 320、9系列が内径 100 ~ 320である。なお、転動体は鋼球の他、セラミックボールの仕様も対応可能である。

6. まとめ

今回開発したHTA Uタイプは現行シリーズと同等水準の剛性、耐荷重性を維持しつつ、従来比ではグリース潤滑時60%アップ、エアオイル潤滑時25%アップの許容 d_{mn} 値の高速化を達成した。これにより近い将来増加すると予想される高速高剛性主軸への対応が可能となった。今後はさらなる長寿命化や、取扱性向上の開発に取り組んでいく。

執筆者近影



廣田 泰之
産機商品本部
産機技術部



ULTAGE 超高速・長寿命複列円筒ころ軸受 High Speed and Long Life Double-Row Cylindrical Roller Bearings



山本 直太*
Naota YAMAMOTO

水谷 守*
Mamoru MIZUTANI

ULTAGE(アルテージ™)シリーズのひとつとして、新たに高速・長寿命の複列円筒ころ軸受(NN30xxHSRT6タイプ)を開発した。内部設計の最適化を進めるとともに、保持器を軽量・高強度のPEEK(樹脂)製とすることで高速化を可能とし、グリースポケットの採用により潤滑寿命延伸を図った。本稿にて開発概要を紹介する。

NTN has developed a new high-speed and long-life double-row cylindrical roller bearing (NN30xxHSRT6 type) for the **ULTAGE Series** product line. High-speed is accomplished by optimization of the internal design and adoption of a light-weight and high-strength PEEK resin cage. Furthermore, the addition of grease reservoirs inside the cage pockets extends the lubrication life. This paper outlines the development process.

1. はじめに

複列円筒ころ軸受は、旋盤、マシニングセンタをはじめ、高剛性、高精度を必要とする工作機械主軸に幅広く使用されているが、最近の高機能、高効率化への動きに伴い、主軸軸受はさらなる高速化、長寿命化に対応する必要がある。

主軸軸受の潤滑としては、主にエアオイル潤滑、グリース潤滑があるが、従来の複列円筒ころ軸受はエアオイル潤滑では $d_m n 120$ 万、グリース潤滑では $d_m n 80$ 万程度が限界であり、これを上回る場合はアンギュラ玉軸受や、単列円筒ころ軸受に変更する必要があった。

今回開発のアルテージシリーズ複列円筒ころ軸受は両潤滑条件において、従来品を大幅に上回る高速化、長寿命化を狙いシリーズ化したものである。

2. 特長

開発品では内部設計の最適化を進め、中でも保持器について大幅な見直しを行った。図1に開発品と従来品の概略図を示す。

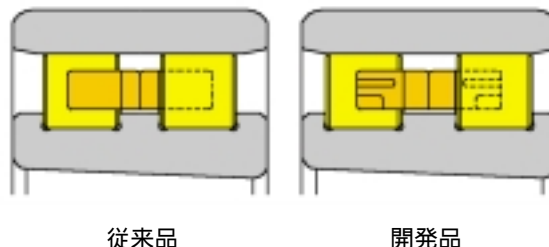


図1 従来品と開発品HSRT6タイプ
Conventional design and new design (HSRT6 Type)

*産機商品本部 産機技術部

1) 軽量化

保持器材料を従来の高力黄銅製からPEEK樹脂製（ポリエーテル・エーテルケトン）とし、保持器を1/4以下に軽量化した。これにより高速運転時の保持器と転動体の接触による発熱及び摩耗を抑えることができた。PEEKは樹脂の中でも高剛性であり、耐熱性、耐摩耗性、耐加水分解性に優れている。

端部には逃がし部（グリースポケットを兼用）を設けた。

2) エアオイル潤滑を考えた超高速設計
保持器形状の最適化のため、超高速運転時の遠心力による保持器の変形について、FEM解析を実施した。（図2解析例）

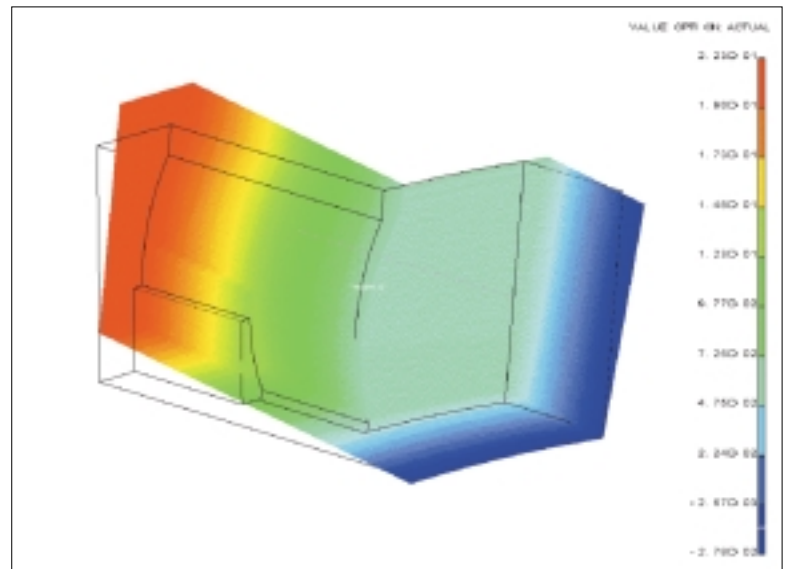


図2 FEM解析例
FEM Analysis of deformation

図3は特に変形に影響を与えるリング厚さについての解析結果である。転動体長さに対するリング厚さの比率が、30%を下回る領域では変形量が大きいため、超高速化に対応するためには30%以上に設定する必要がある。又、転動体との異常接触が懸念される柱先

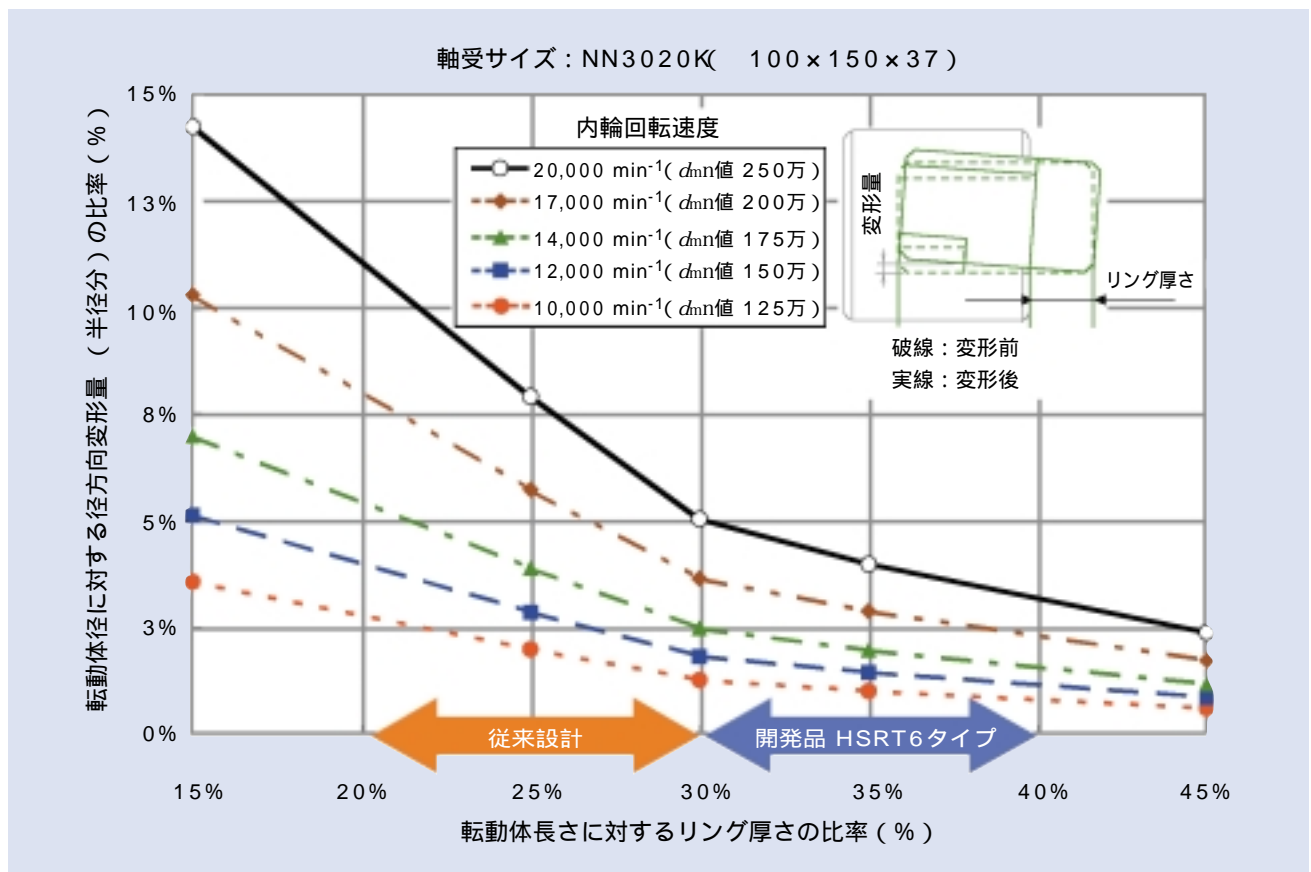


図3 高速運転時のリング厚さと変形量の関係（FEM解析）
Relation between width of ring and deformation at high speed (FEM analysis of deformation)

3) グリース潤滑を考えた長寿命設計

図4に開発保持器概略図を示す。保持器柱部にグリースポケットを設け、グリース保持性向上による潤滑寿命延伸を図った。

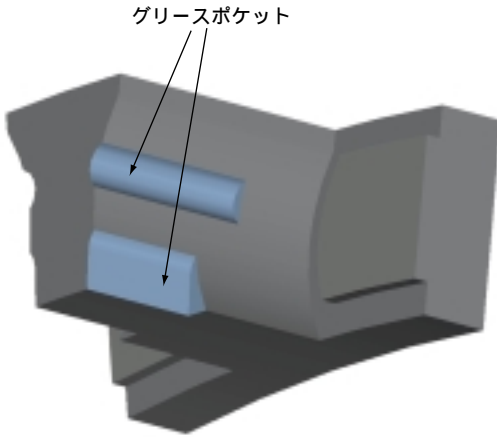


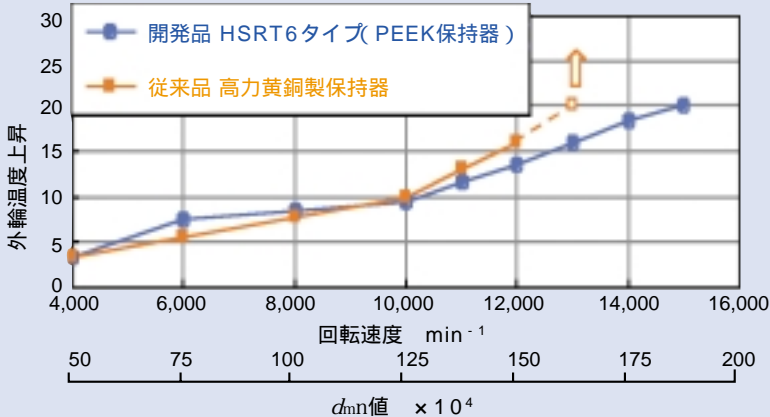
図4 保持器概略図
Drawing of the retainer

3. エアオイル潤滑試験結果

図5にエアオイル潤滑での試験結果を示す。従来品(高力黄銅製保持器)は、 13000min^{-1} で運転中に外輪温度の急昇温が見られたが、開発品(PEEK保持器)は、 15000min^{-1} (d_{mn} 値190万)の高速運転が可能であった。

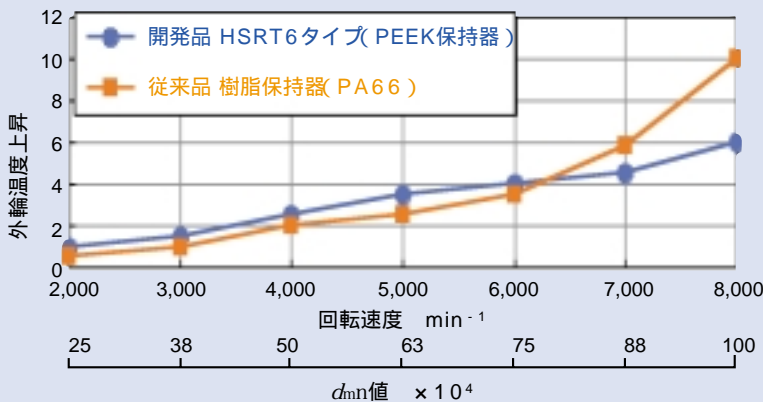
4. グリース潤滑試験結果

図6にグリース潤滑での試験結果を示す。従来品(PA66保持器)と開発品(PEEK保持器)の比較から、従来品は 7000min^{-1} を越えると外輪温度上昇が高くなり、 8000min^{-1} (d_{mn} 値100万)では、はっきりとした差が両者間に見られた。また、耐久試験において、従来品は1500時間で振動大となり停止した。大きな損傷等はないものの、転動面や保持器柱部に油



- 《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 (100 × 150 × 37)
 - 回転速度 : $\sim 15,000\text{min}^{-1}$ ($d_{mn}=190$ 万)
 - 組込み後すきま: 0 μm
 - 油量 : 0.02mL/20min (VG32)
 - エア量 : 30NL/min
 - 外筒冷却 : あり

図5 エアオイル潤滑性能試験結果
Temperature rise test results (air-oil lubrication)



- 《試験条件》
- [開発品 HSRT6タイプ (PEEK保持器)]
 - [従来品 樹脂保持器 (PA66)]
 - 軸受サイズ : NN3020K (100 × 150 × 37)
 - 回転速度 : $\sim 8,000\text{min}^{-1}$ ($d_{mn}=100$ 万)
 - 組込み後すきま: - 5 μm
 - グリース : MP-1
 - 外筒冷却 : あり

図6 グリース潤滑性能試験結果
Temperature rise test results (grease lubrication)

分がほとんど見られなかったため使用限界と判断した。一方、開発品は2000時間運転後の保持器グリースポケットにグリース残存が確認され、さらに継続運転が可能な状態であった。(写真1)

現在、開発軸受の耐久性能を確認するため、 8000min^{-1} (d_{mn} 値100万)での耐久評価試験を継続している。(図7)

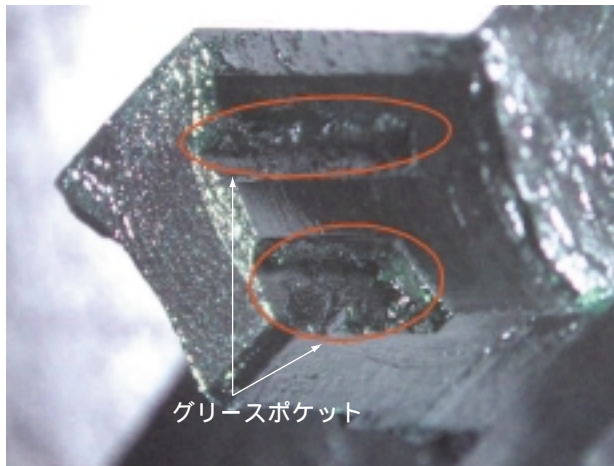


写真1 グリース残存状況 (2000h運転試験後)
Grease remaining in the reservoirs after 2000(h) running test

5. 軸受構成

本開発軸受仕様は、NN3013～NN3026 (内径65～130)に適用する。

6. まとめ

今回開発したULTAGE複列円筒ころ軸受NN30xx HSRT6タイプは、エアオイル潤滑及びグリース潤滑での高速・長寿命化を達成し、旋盤主軸の高機能、高効率化に貢献できるものと考えます。今後市場ニーズが増えていく高速、高剛性主軸の開発を可能にする商品であると考えます。

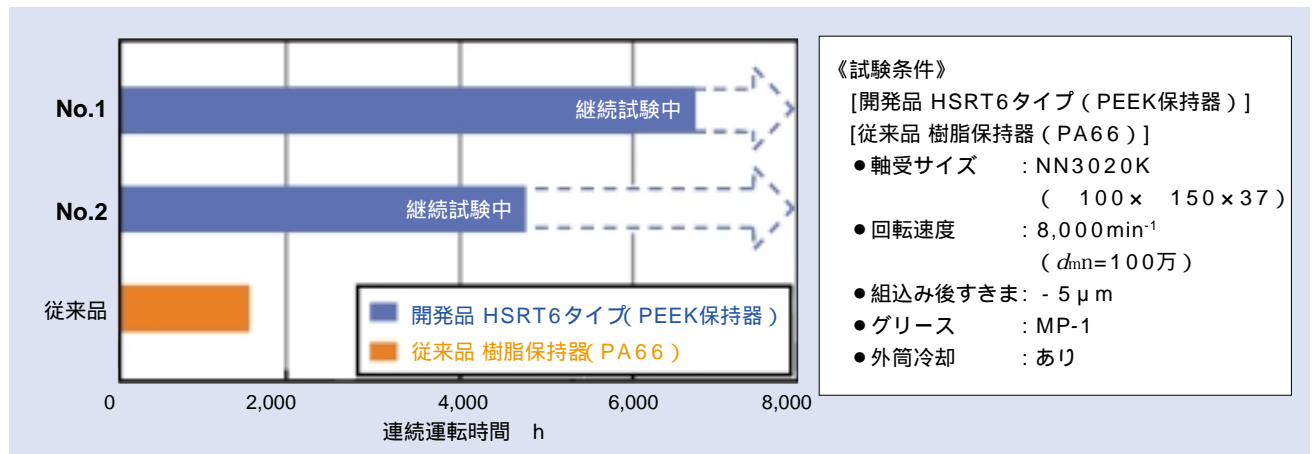


図7 グリース潤滑耐久試験結果
Endurance test results

執筆者近影



山本 直太
産機商品本部
産機技術部



水谷 守
産機商品本部
産機技術部

高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受 Next generation deep groove ball bearing for high speed servo motor

片桐 力* 内藤 健一郎
Chikara KATAGIRI Kenichiro NAITO



サーボモータは工作機械とロボット用途を中心に発展し、最近では半導体・電子部品関連の製造装置、さらには一般産業用機器の分野でも幅広く使用されている。使用装置の高性能、高機能化にはサーボモータの高速化、高精度化が不可欠であり、近年益々サーボモータの性能向上への要求が高まっている。

今般、工作機主軸用ACサーボモータをメインターゲットとして、 d_{m11} 値=95万 (d_m : 転動体ピッチ円径 mm, n : 回転速度 min^{-1}) の高速回転を実現した『高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受』を開発した。本稿ではその開発軸受の概要を紹介する。

In the past, servo motors have been developed by focusing mainly on machine tool and robot use. Recently, servo motors are being more widely used in general industrial apparatus and in manufacturing equipment for products such as semiconductors or electronic parts.

Due of the growth of these applications in recent years, demand has increased for high-speed servo motors with high accuracy. High-speed angular contact ball bearings are typically used in these servo motors. Since they are easier to handle than angular contact ball bearings, the demand for deep groove ball bearings has also increased for high-speed applications.

Because of this increased demand, NTN has developed the "Next Generation Deep Groove Ball Bearing for High-speed Servo Motor" that can be used in applications with $d_{m11} \leq 950,000$ (d_m = ball pitch circle diameter, n = speed). In the past, only angular contact ball bearings could be used at this high d_{m11} value. This new bearing also has a longer life than the previous deep groove ball bearing used in a servo motor application.

This report introduces the characteristics, including several test results, of NTN's new design named the "Next Generation Deep Groove Ball Bearing for High-speed Servo Motor."

1. はじめに

近年、工作機は高速化、高効率化、高精度化、コンパクト化が進んでおり、主軸用サーボモータの高速化、高剛性化、長寿命化、高出力化や小型化の要求が極めて厳しい。これらサーボモータの技術動向に対応する為、軸受には高速化に伴う高 d_{m11} 値化対応の要求が強くなり、従来はアンギュラ玉軸受が主に使われていた運転領域において、低コストで取り扱いが容易な深溝玉軸受での対応が求められている。

このような状況の中、NTNでは「高速化」、「長寿命化」を実現した『高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受』を開発した。

本稿ではその開発軸受の概要を紹介する。

2. 軸受構造

一般にモータ用の軸受には、密封形グリース封入タイプの深溝玉軸受が使用されている。その中で高速回転で使用されるモータ用軸受においてはボールを保持する保持器に大きな遠心力が作用するため、通常は剛性の高い金属板から成る波型保持器が採用される。

しかし、金属板波型保持器はボールに対する保持器の衝突により、比較的大きな衝突音（保持器音）が発生する可能性がある。

そこで近年、製作が容易で軽量、かつ自己潤滑性を有する合成樹脂製の保持器が採用されるケースが多くなってきている。但し、合成樹脂製冠型保持器の場合、高速回転域においては遠心力による変形が発生し、保

持器と他部品との干渉による軸受温度の上昇，回転トルクの上昇という問題がある．

今回開発した深溝玉軸受では，合成樹脂製冠型保持器における上記の問題点を解決することにより「高速化」を図り，同時に封入グリースの耐久性向上により「長寿命化」を図った．

(1) 開発保持器

【開発保持器の特長】

- ① 高速化対応
- ② 潤滑改善
- ③ 生産性向上設計

① 高速化対応

従来の合成樹脂製冠型保持器（写真1参照）の場合，片側が開口している形状のため高速回転時に開口側爪部が遠心力により広がり変形が発生し（図1参照），ボールなどの他部品と干渉することによる軸受温度の上昇，回転トルクの上昇という問題があった．



写真1 合成樹脂製冠型保持器
Synthetic resin crown type cage

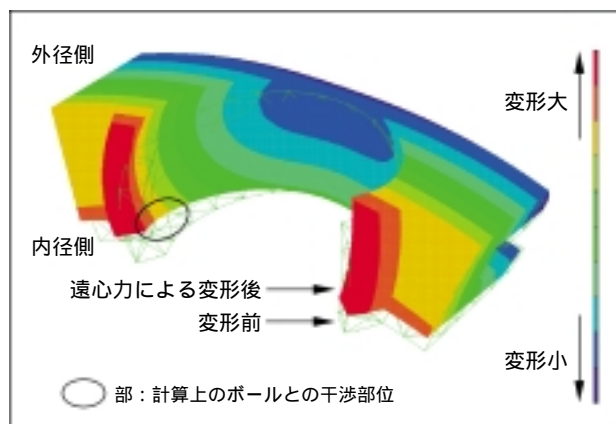


図1 合成樹脂製冠型保持器の遠心力による変形FEM解析結果例

Example of FEM analysis under centrifugal force with synthetic resin crown type cage

開発保持器は，金属板波型保持器の構造をヒントに同一形状の2枚の樹脂成形された波型環状体を結合することにより構成される（写真2参照）。

開発保持器は従来の冠型保持器と比較して開口部がないためポケット部の剛性が向上し，高速回転による遠心力が作用した場合の変形量を大幅に抑制することができる．



写真2 合成樹脂製開発保持器
Synthetic resin new design cage

【開発保持器の遠心力による変形FEM解析】

解析条件を表1に示す．

表1 FEM解析条件
Condition of FEM analysis

品名	6308
内輪回転数, min^{-1}	15,000 (d_n 値=60万, d_{mn} 値=95万)
雰囲気温度,	60
材 質	PA66 + GF25%
密 度	1.32
材料の縦弾性係数, MPa	2200
材料の線膨張係数, $/\text{k}$	7×10^{-5}

d : 軸受内径mm, d_m : 転動体ピッチ円径 mm, n : 回転速度 min^{-1}

【FEM解析結果】

解析はポケットおよび接合部1箇所について行った．保持器には高速運転による遠心力のみが作用するものとして計算している．

保持器変形の解析結果例を図2に示す．全体的に径方向へ膨張しており，接合部すきま（組込み性を考慮し径方向に設定）の影響により接合部の変形が最も大きくなっているが，ポケット部の変形は抑制されており，計算上，保持器と他部品との干渉は発生しないことを確認した．

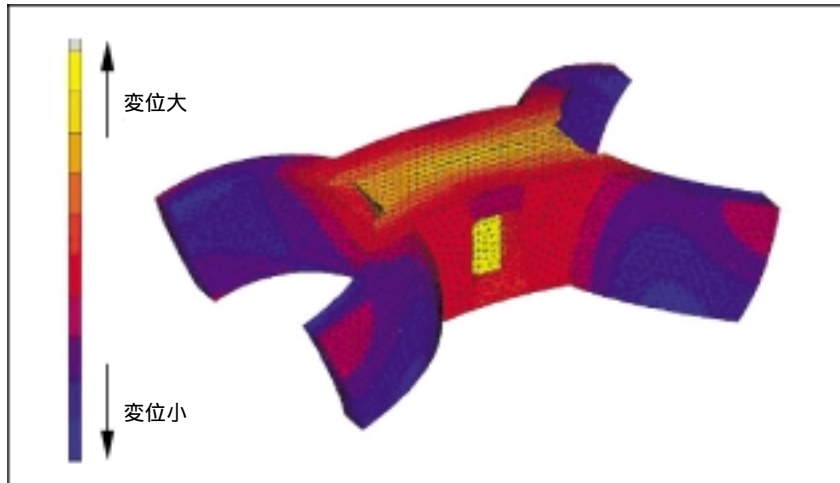


図2 合成樹脂製開発保持器の遠心力による変形FEM解析結果例（径方向変位）
 Example of FEM analysis under centrifugal force with synthetic resin new design cage (displacement of radial direction)

② 潤滑改善

開発保持器は、ポケット内にグリース溜まり（写真3参照）を設けることにより、ポケット内の潤滑条件が改善され、軸受寿命の向上、さらに軸受運転時の静粛性向上にも寄与している。

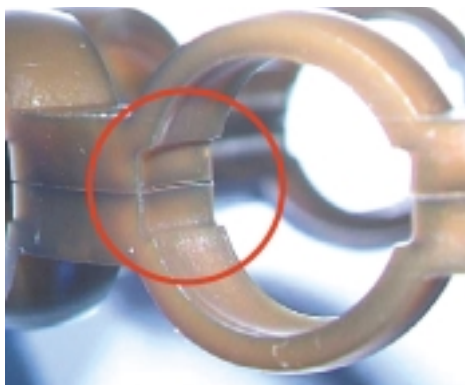


写真3 グリースポケット
 Grease groove

③ 生産性向上設計

金属板波型保持器の場合、結合は鉚を加締める方法（図3参照）が一般的であるが、合成樹脂製開発保持器では2枚の波型環状体の結合爪部を互いに押し込むだけで容易に接合することが可能であり、組立て工数が削減できる。

また、結合部の形状を工夫することにより、2枚の波型環状体は全く同一形状であり、基本的に成形金型は1つで対応可能である（図4参照）。

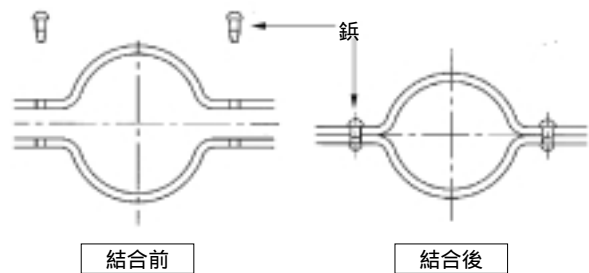


図3 金属板波型保持器結合部 断面形状
 Cross section of pressed steel cage

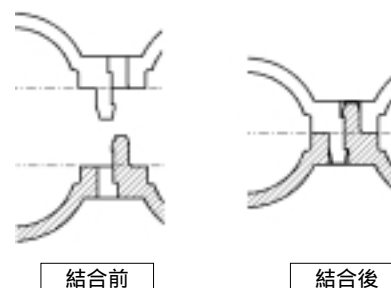


図4 合成樹脂製開発保持器 結合部断面形状
 Cross section of synthetic resin new design cage

(2) 開発長寿命グリース「ME-1」

(詳細は論文「高速長寿命グリースの開発」
本誌20ページ参照)

グリースの長寿命化を図るため、酸化安定性を重視した基油、および酸化劣化を最大限抑制することができる酸化防止剤を選定することにより、従来NTN製モータ用標準グリース (MP-1) の約2倍の長寿命性を達成した新長寿命グリース「ME-1」を開発、『高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受』に標準採用した。

① ME-1グリースの組成と性状

ME-1グリースは増ちょう剤にウレア化合物、基油に特殊エステル油とPAOの混合油を使用している。基油の酸化劣化を抑制するため、適切な酸化防止剤を添加しており、長寿命化を図っている。

ME-1グリースの組成と性状を表2に示す。

表2 ME-1グリースの組成と性状
Typical properties of ME-1 grease

	ME-1	試験方法
増ちょう剤	ウレア	-
基油	エステル/PAO	-
基油粘度, mm ² /s	60	JIS K2220.23
混和ちょう度, 60W 25	250	JIS K2220.7
滴点,	250以上	JIS K2220.8

② 高温耐久性

開発グリース (ME-1) について高温耐久試験 (ASTM D3336) を実施した。市販グリースとME-1グリースの試験結果を図5に示す。

ME-1グリースは市販グリースAと比較して5倍以上、ウレアグリースの市販グリースB、MP-1と比較しても1.5~2倍の耐久性がある。

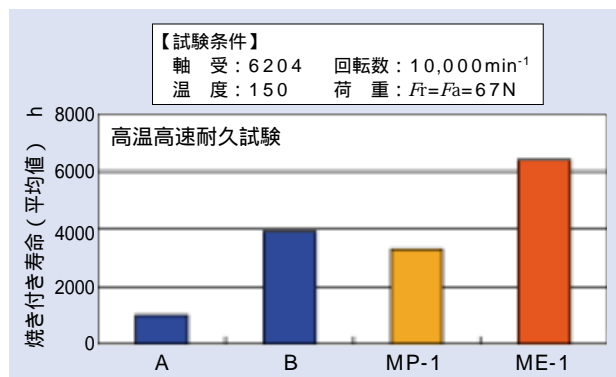


図5 高温耐久試験結果
Endurance test result

3. 機能確認試験の結果

(1) 高速性

高速性能を評価する目的で温度上昇試験を実施した。

① 軸受仕様: 表3参照

表3 試験軸受
Test bearing

軸受	保持器	封入グリース	封入量	シール
6308	合成樹脂製 冠型保持器	開発グリース (ME-1)	静止空間 の80%	非接触型ゴムシール
同上	合成樹脂製 開発保持器	同上	同上	同上

合成樹脂: PA66+GF25%

② 試験条件

【最大回転速度】

$n = 15,000 \text{ min}^{-1}$ (d_h 値=60万, d_{mn} 値=95万)

【温度】

室温

【試験機】

急加減速試験機 (図6参照)

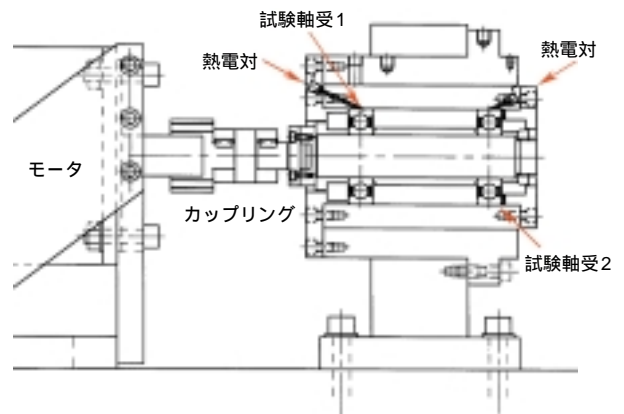


図6 急加減速試験機概略図

Sudden acceleration and sudden slowdown test machine

③ 試験結果

図7に回転速度と軸受外輪温度上昇の関係を示す。

温度の読み取りは安定時の値とし、温度上昇が100を超えた時点で試験を中断した。

回転速度 $n = 12,000 \text{ min}^{-1}$ (dn 値=45万, d_{mn} 値=75万)までは合成樹脂製冠型保持器, 合成樹脂製開発保持器ともに大きな差は認められないが, $n = 15,000 \text{ min}^{-1}$ (dn 値=60万, d_{mn} 値=95万)で, 冠型保持器において異常な温度上昇が発生したため試験を中断した。開発保持器ではグリースの抵抗によると考えられる温度上昇のみが認められ, 異常な温度上昇は認められなかった。

冠型保持器において発生した異常な温度上昇は, 遠心力により保持器が変形したことで他の部品と干渉したことによるものであることが試験終了後の軸受観察結果, およびFEM解析結果から判明しており, 開発保持器の高速性が確認された。

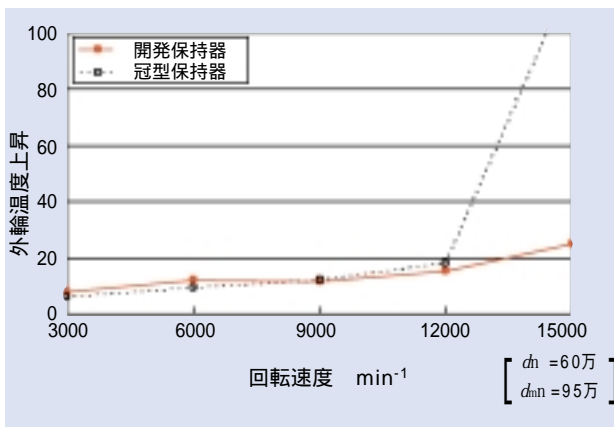


図7 温度上昇試験結果
Temperature rise test result

(2) 耐久性

高温耐久性を評価する目的で, 高温高速耐久試験を実施した。

① 軸受仕様: 表4参照

表4 試験軸受
Test bearing

	軸受	保持器	封入グリース	封入量	シール
A	6209	鉄板波型保持器	従来グリース (MP-1)	静止空間の80%	非接触型ゴムシール
B	同上	合成樹脂製開発保持器	開発グリース (ME-1)	同上	同上

合成樹脂: PA66+GF25%

② 試験条件

【回転速度】

A: $n = 11,111 \text{ min}^{-1}$
(dn 値 = 50万, d_{mn} 値 = 70万)

B: $n = 13,333 \text{ min}^{-1}$
(dn 値 = 60万, d_{mn} 値 = 85万)

【軸受温度】

130 (軸受外径部)

【試験機】

高温高速耐久試験機 (図8参照)

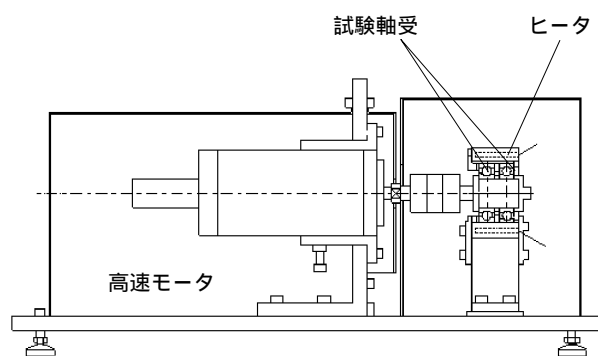


図8 高温高速耐久試験機概略図
High temperature and high speed endurance test machine

③ 試験結果

図9に保持器形式と試験時間の関係を示す。

合成樹脂製開発保持器 + 開発グリース (ME-1) は、鉄板波型保持器 + 従来グリース (MP-1) と比較して更に高速回転条件であるにもかかわらず、3倍以上の耐久性が確認できた。

開発グリース (ME-1) の優れた高温耐久性、および開発保持器の潤滑性改善の効果によるものと考えられる。

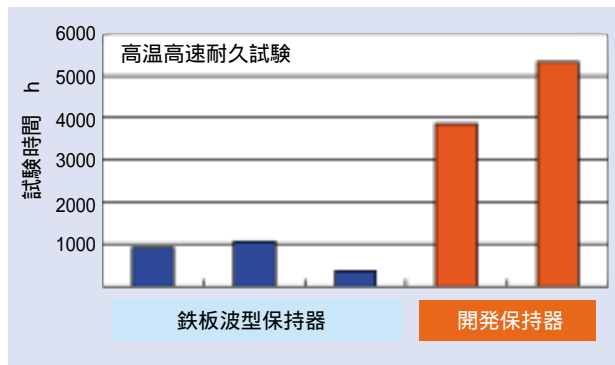


図9 高温高速耐久試験結果
High temperature and high speed endurance test result

4. まとめ

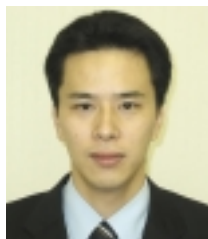
『高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受』は合成樹脂製開発保持器の採用により、従来設計では解決できなかった dn 値=60万回転時 (d_{mn} 値=85万~95万)の異常温度上昇を防止することが可能となり、かつ開発グリース「ME-1」を採用することにより長寿命化を実現した。また、保持器形状の工夫により、組立て工数および樹脂成形金型費用を抑制することで、従来タイプ (鉄板波型保持器, 合成樹脂製冠型保持器) からのコストアップを最小限に止めた。

本軸受の開発により工作機主軸サーボモータの高速化、長寿命化に寄与することができたものとする。今後も最先端の工作機用モータ分野の更なる高性能化に貢献できる新規商品の開発に取り組んでいく。

執筆者近影

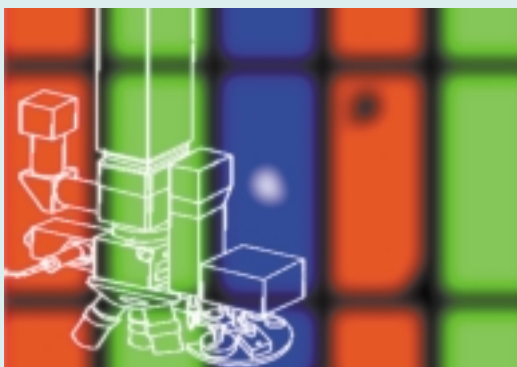


片桐 力
産機商品本部
産機技術部



内藤 健一郎
産機商品本部
産機技術部

カラーフィルタ用マルチリペア装置 Multi-Repair System for Color Filters



猿田 正弘 * Masahiro SARUTA

液晶カラーフィルタの製造工程で発生するさまざまな欠陥を、1台ですべて修正可能とするカラーフィルタ修正装置（商品名：マルチリペア装置）を開発した。本装置は、従来から持っているレーザカット機能とインク塗布機能に、新たにレビュー機能、テープ研磨機能を加えたもので、タカノ（株）との共同開発により実現した。1台の装置に集約することにより、修正品質の向上、修正時間の短縮、装置コストの低減、設置面積の減少など大きな利点があり、多くのユーザから高い評価を得ている。本稿では、装置の概要とともに修正に使われる各種機能について説明する。

NTN has developed a color filter repair system (product name: Multi-Repair System) that is capable of repairing all of the various production defects in liquid crystal color filters. This system was developed jointly with Takano Co., Ltd. and offers new functions such as review and tape grinding in addition to traditional laser cut and ink pasting functions.

Integrating all of these functions into a single unit provides a great benefit in terms of improved repair quality, reduced repair time and equipment cost, and smaller machine footprint. It has already received acceptance by many users. This paper outlines the system and explains the available functions.

1. まえがき

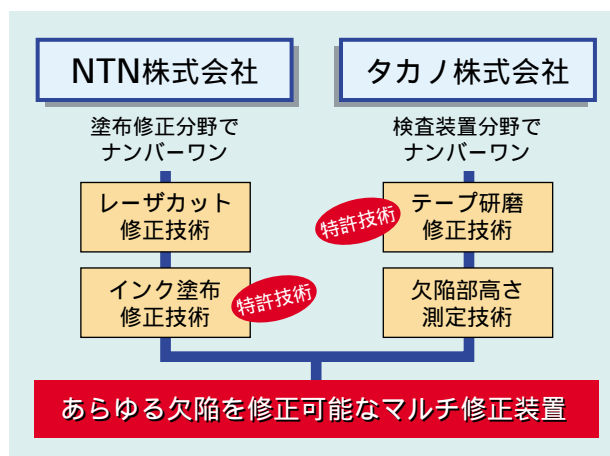
NTNはこれまで液晶カラーフィルタの欠陥部分にカラーインクを塗布する装置（本誌「6世代・7世代サイズ対応カラーフィルタ修正装置」参照）を開発し、多くの納入実績を残してきたが、今回新たにタカノ株式会社との共同開発により、欠陥を研磨修正する機能を付加したマルチリペア装置を商品化し、販売を開始した。

カラーフィルタ製造工程で発生する欠陥は、大きく分類すると異物突起欠陥、黒欠陥、白抜け欠陥があり、従来はそれぞれの欠陥修正に適した別々の装置を使用していた。マルチリペア装置は、これら修正機能を1台の装置に集約した業界唯一の装置で、大型化が進むカラーフィルタの生産性向上、品質向上、設置面積の減少などに貢献できる。

本装置はこの設計コンセプトや実績が評価され、2004年フラットパネルディスプレイ展の検査装置部

門において、この1年間の最優秀装置に与えられるADY（Advanced Display of the Year）グランプリを受賞している。

以下に装置の持つ各種機能や機能集約の利点などについて述べる。



2. マルチリペア装置の概要

装置の外観を写真1に示す。最大第7世代までのガラス基板（1870×2200mm）に対応可能であり、

- (1)欠陥を観察するレビュー機能
 - (2)異物突起欠陥を修正するテープ研磨機能
 - (3)黒欠陥や異物をレーザーにて加工するレーザーカット機能
 - (4)白抜け欠陥やレーザー加工部にインクを充填するインク塗布機能
- など修正に必要な各種機能を搭載している。



写真1 マルチリペア装置外観
Multi-repair system for color filters

欠陥修正プロセスは以下ようになる。まず、欠陥データ情報が、サーバあるいは検査装置から本機ホストコンピュータに送信されてくる。欠陥データには、欠陥の種類や欠陥の位置が含まれており、これを基に修正作業を行う。基板のアライメントマークを認識してXY平面内での傾きを算出し、上記欠陥位置を座標変換して正確にモニタ画面内に入れるまでは自動的にを行い、修正方法の決定や修正領域の指定をオペレータがマニュアル指令する。さまざまな状況に対応できるよう豊富なソフトを用意しているのも本機の特徴である。

(1)レビュー機能

ホストコンピュータに送信された欠陥データはモニタ上に表示され、これら欠陥をオペレータが任意に選択することにより自動的に欠陥をレビューできる状態となる。

レビュー工程では欠陥の観察および欠陥の形状測定を主に実施する。

欠陥観察を容易にするため、ガラス基板のチャック面には大型ガラス定盤を採用しており、透過照明、落射照明の双方が使用できるようにしている。透過照明による観察では、定盤上の加工部の影響により照度が不均一になる場合があり、このような部分では、基板をオフセットする機能を設けて死角のない画像を得ている。

また形状測定では、突起高さ測定用として接触式高さセンサを使用しているほか、欠陥の寸法測定など必要に応じて種々の検査ができる機能を備えている。

(2)テープ研磨機能

テープ研磨ユニットの外観を写真2に示す。

研磨ユニットは、研磨ヘッド、テープ駆動機構および2個の高さ測定センサなどから構成され、適切な砥粒を持つテープを移動させることにより異物突起の研磨を行う。

研磨ヘッドの加圧力は任意に設定できるようになっているため、異なる材質に対しても最適な条件で加工できる。また、研磨ヘッドには高さを検知できる変位センサを付加しているため、研磨量を時間のみでなく高さで制御できることも特徴の一つである。

2個の高さ測定センサの内1個は、触針先端を走査できる機能があり、突起欠陥近傍の二点間を指定することにより高さを測定できる。

またもう1つの高さセンサは、前記高さセンサと組み合わせてガラス基板の傾斜を検出する。これらの測定を基に両者の中間にある研磨ヘッド高さを数値制御して、精度の高い修正を行う。

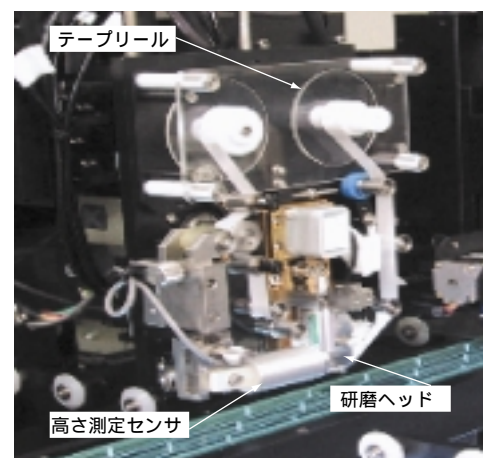


写真2 テープ研磨機構
Tape grinding unit

(3) レーザカット機能

カラーフィルタ修正に最も一般的に使用されるレーザーは、EOQ (Electro Optic Q) スイッチ付き YAG (Yttrium Aluminum Garnet) レーザである。波長は第2高調波の532nmを基本とし、必要に応じてさらに高調波レーザーを搭載することもある。

図1に示したレーザー光学系は、加工スリット形状をカラーフィルタ上に合焦させる結像光学系となっており、加工形状を決めるスリット機構、レーザー出力を適切な値に調整するパワーコントロール機構、対物レンズを選択するレボルバ機構などから成る。

カラーフィルタの画素形状は単なる矩形形状ではなく、一部が異形となっている場合、あるいは全体が傾斜している場合などがあるため、スリット機構全体を回転させるスリット機構を搭載することも多い。

これらスリット形状、角度の決定やレーザーパワー設定、対物レンズ選択などは、GUI (Graphical User Interface) 画面あるいは操作パネルから任意に選定できるようになっている。

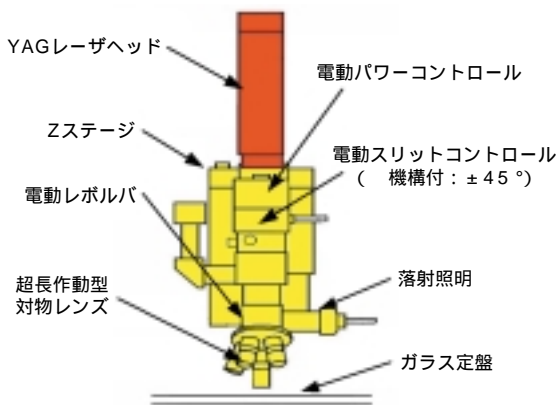


図1 レーザ光学系
Optical unit with YAG laser

(4) インク塗布機能

塗布針によるインク塗布機構は、本装置のさらなる特徴の1つである。インクを塗布する方式として、塗布針方式、ディスペンサ方式、インクジェット方式などが考えられるが、塗布針方式を採用した理由は、微細な径の塗布が可能なこと、ペーストの目詰まり問題が無いこと、客先の使用しているさまざまなペーストに対応可能なことなどによる。

その構造を図2に示す。塗布針は、位置決めアクチュエータにスライド部を介して取り付けられており、インデックス円板上に配置された容器中のペーストを先端に付着させた後、基板上の欠陥部に接触させてペーストを転写する。針径は、修正すべきパターンの幅寸法により任意に設定できるが、通常は30～70μm程度を選ぶことが多い。欠陥部が長い場合には、塗布径よりも小さいピッチで塗布を繰り返し、連続パターンとしていく。

カラーフィルタ修正には最大4色の異なるレジスト(インク)を用いて修正する。ペースト交換とともに針先の洗浄が必要となる場合に備えて、洗浄剤を攪拌して針を洗浄する機構や洗浄後の針をエアにてパージする機構も設けている。

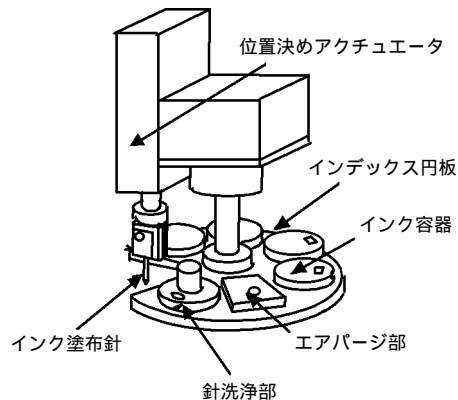


図2 インク塗布機構
Pasting needle unit

写真3に、カラーフィルタ上に存在する異物をレーザー除去した後、インク塗布機構を用いて色付けした例を示す。

この例では欠陥が小さく、またR (赤) 部のみに欠陥が存在するためレーザー加工と1色みの塗布修正であるが、面積が大きくなると、テープ研磨やRGB各色の塗布など複数の工程を要する。

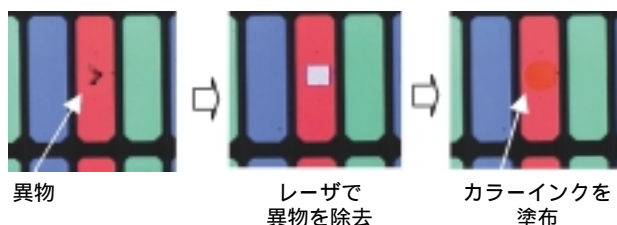


写真3 インク塗布による修正例
Example of defect repair process

2. 1台に集約する利点

研磨，レーザ加工，インク塗布の三つのプロセスを複合したことによる利点は，あらゆる欠陥修正が1台で可能であることはいうまでもないが，修正品質向上が図れることも大きな利点である．例えばレーザを多数回照射することにより基板へのダメージが心配される場合には，テープ研磨の後，弱いパワーでのレーザ加工が可能となる．さらにその後の色付けにもレーザ照射痕の影響が小さいため良好な色度での修正ができる．

修正時間の短縮も大きな利点である．従来複数台を用いて修正していた場合の装置間搬送時間や，装置内でのガラス基板のアライメント，位置決めなど共通して実施していた時間が削除されるため，大幅な時間短縮が可能となっている．また，ガラス定盤など装置構成部品の共有化によるトータル装置コストの低減，さらには設置面積の削減による効果も大きい．

3. まとめ

大型TV向けLCDの需要の急拡大に伴い，カラーフィルタのさまざまな欠陥を高品位に修正できる装置への要求が高まっているなか，今回商品化したマルチリペア装置はこれらの要求に充分対応できる装置と考えている．

また，本稿ではメカ機構を中心に概説したが，CIM (Computer Integrated Manufacturing) やGUI (Graphical User Interface) などソフト面でも充実しておりインライン機としての実績も増してきている．今後はさらに大型化が進むとともに，修正タクトの短縮や省人化対策などの効率的な修正要求が高まると思われるため，今以上に生産性向上に寄与できる装置としていきたい．

[参考文献]

- 1) 猿田：Semiconductor FPD World 2004.7
- 2) 佐藤：Semiconductor FPD World 2004.5

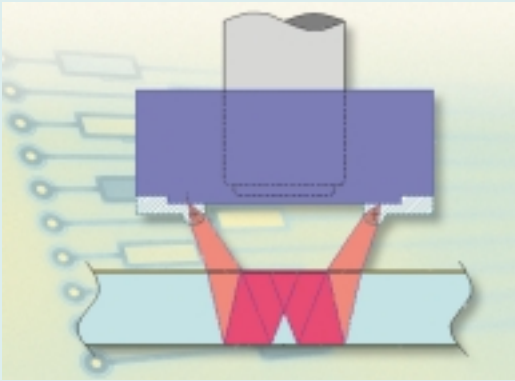
執筆者近影



猿田 正弘

精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

第6世代・7世代サイズ対応カラーフィルタ修正装置 Repair system for the 6th and 7th generation LCD color filters



山中 昭浩 * Akihiro YAMANAKA
松島 昌良 * Akira MATSUSHIMA

NTNカラーフィルタ修正装置は、液晶ディスプレイ(LCD)の主要構成部品であるカラーフィルタ(CF)の欠陥修正を行なう装置である。

この装置の最大の特徴は、CFの欠陥、特に白欠陥と呼ばれる色が抜けてしまった欠陥部にインクを塗布して修正することが可能なことである。

液晶CFの欠陥修正では、欠陥修正前後の状態確認に透過照明観察機構が必須とされる。一方、LCDの画面サイズの大型化に伴い、生産に使用されるマザーガラスのサイズも急速に大型化してきている。これに伴い、修正装置も大型化し、従来の透過照明観察機構の方式では、近い将来構造上の問題が生じることが考えられる。

本稿では、NTNで新たに開発した大型基板(第6・7世代サイズ)対応、反射式透過照明機構について詳細に説明する。

The NTN color filter repair system fixes defects in color filters which are primary components of liquid crystal displays.

The most important feature of this system is the ability to apply ink to a white spot on the color filter, commonly referred to as a "white defect".

The repair process of the liquid crystal color filter involves a backlight observation mechanism to verify the conditions before and after the repair.

Today, LCD screens are becoming larger, and consequently the size of the glass that is used in the production is also increasing. Naturally, the repair system must also be larger. This growth in size may pose a structural problem for the traditional backlight observation mechanism in the near future.

This paper details a reflective type backlight mechanism that NTN has recently developed for large-size substrates (the 6th and 7th generation sizes).

1. まえがき

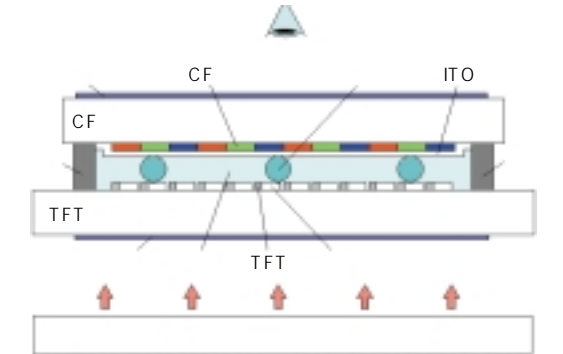
テレビの主流が従来のCRT(陰極線管, テレビ受像機)からLCD(液晶ディスプレイ)やPDP(プラズマディスプレイパネル)に代表されるFPD(フラットパネルディスプレイ)に置き換わりつつある。これに伴って、FPDの国内出荷台数は、2006年にはCRTの出荷台数を上回ると予想されている。

NTNでは、十数年前より、これらFPDの生産工程で発生する欠陥を修正するパターン修正装置を開発、販売している。近年は、FPDの大型化、高精細化に伴い、修正工程が製造工程の一部として広く認められるようになり、現在までに多くの実績、経験を積んできた。

FPDの生産で使用するマザーガラス基板サイズは、第6世代(1500×1850mm)、第7世代(1870×2200mm)と急速に大型化してきており、それに伴いパターン修正装置のサイズ、構成も大きく変化してきている。

本稿では、LCDのCF(カラーフィルタ)修正を例にとり、新たに開発した、大型基板に対応可能な透過照明機構について述べる。

2. LCDのCF修正装置における透過照明機構

LCDは、に示したように、TFT基板とCF基板を張り合わせ、基板間をスペーサボールで支持し、その隙間に液晶が注入された構造で、裏面にバックライトが配置されている。CFはガラス基板上に、R（赤）、G（緑）、B（青）の画素をストライプ状、あるいはマトリクス状に並べた構造である。

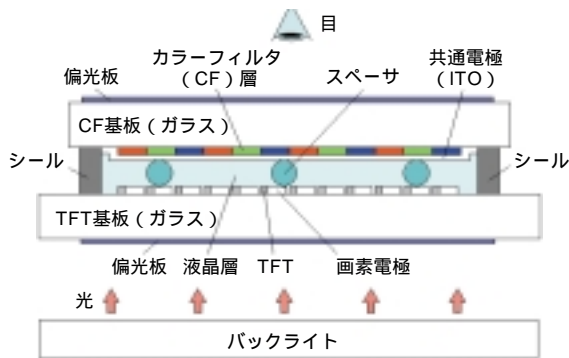
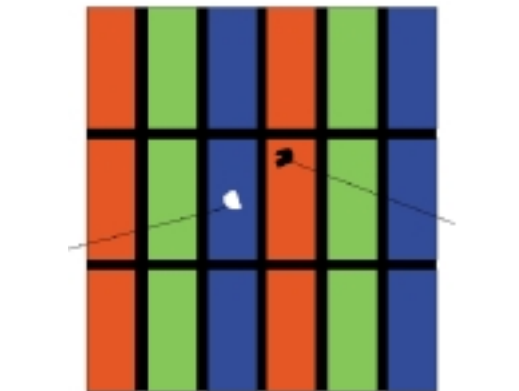


図1 LCD構造図
LCD structure

CFは、液晶によりON / OFFされた光に色情報を付加するための構成部品で、CFを通った光はその通った画素の色情報を持つことになる。このCFによる色情報の付加によりLCDはカラー画像表示を実現している。

このように、CFは、光を透過させて機能する構成部品であり、CF修正装置においても、修正後の修正品位の確認には、透過照明機構が必須である。

CF修正装置は、に模式的に示したようなCFパネルの欠陥を修正するための装置である。

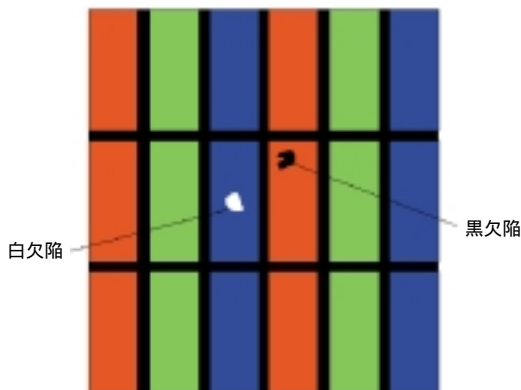


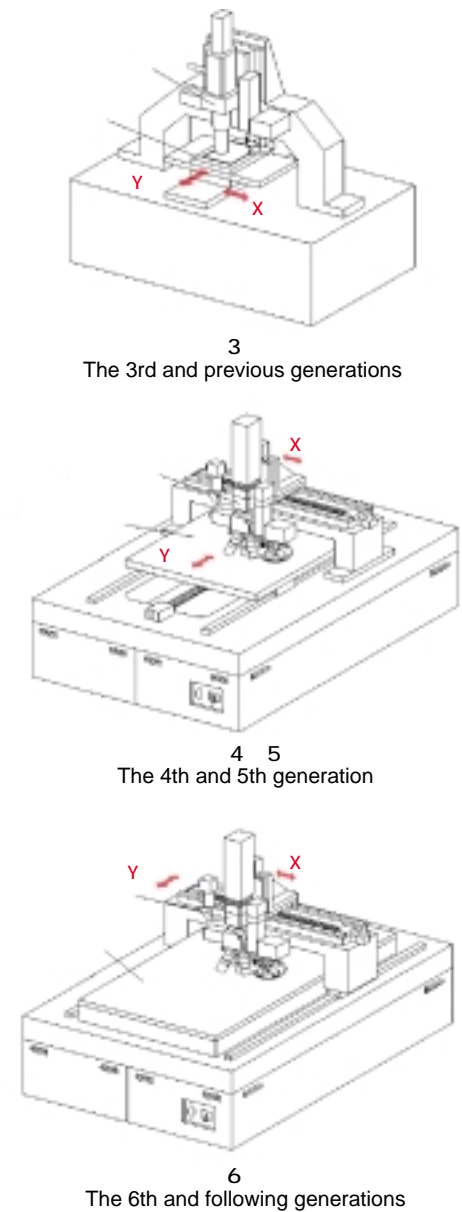
図2 CF基板の欠陥
Defects in a CF panel

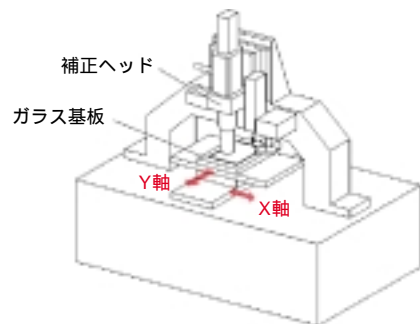
白欠陥は、画素部の色が抜けた欠陥であり、同色のインクを塗布することで修正を行なう。

黒欠陥は、画素部の色の混色、ゴミ等が付着した欠陥であり、レーザにて欠陥部をカットし、その後、同色のインクを塗布することで修正を行なう。

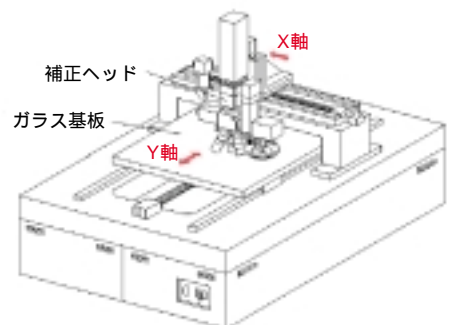
2.1. CF修正装置構成の変化

前述したように、FPDの大型化は目覚しく、それに伴い修正装置のサイズ、構成も大きく変化してきている。その主な目的は、クリーンルーム内における装置設置面積の抑制にある。

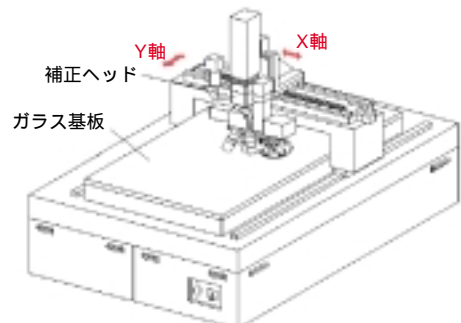
は修正装置の装置構成の変化を示している。



a. 第3世代以前
The 3rd and previous generations



b. 第4, 5世代
The 4th and 5th generation



c. 第6世代以降
The 6th and following generations

図3 液晶基板サイズの世代交代に伴う修正装置構成の変化
Transition in construction of repair systems related to generation change of LCD substrate

第3世代サイズ以下では、基板をXYテーブルに載せて水平方向に移動させ、修正ヘッドは移動しない方法がとられていたが、第4・5世代サイズでは、XYテーブルを分離し、基板を一軸方向に移動させ、修正ヘッドをもう一軸方向に移動する構成が多くとられるようになった。

第6・7世代サイズでは、基板固定で、修正ヘッドがXY方向に移動するガントリー方式と呼ばれる構成が主流となってきている。

2.2 従来透過照明機構と課題

透過照明機構は、図4に示したように、CF基板の透過光観察のために、CF基板裏面から光を照射する機構で、そのため、CF基板を支持する定盤も透明体である必要がある。ほとんどの装置では、ガラス板が用いられている。

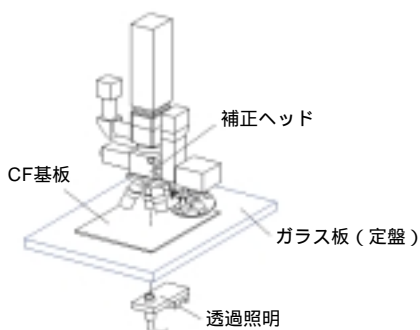


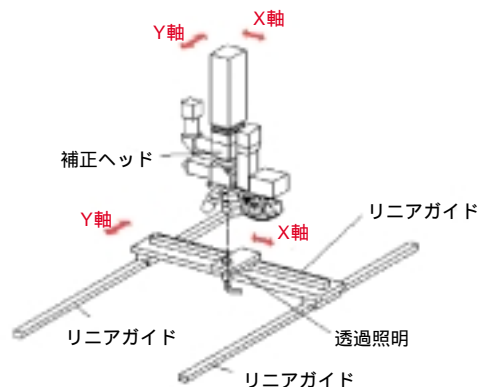
図4 ガラス定盤
Glass plate

第6・7世代サイズ対応のガントリー方式では、修正ヘッドがXY方向に移動するため、透過照明機構も修正ヘッドと同期して移動させることが必要となり、装置の構成が非常に複雑になってしまう。

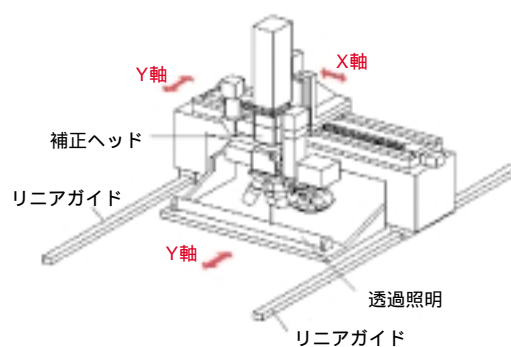
図5は、従来のガントリー方式で採用されている透過照明機構を示したものである。

図5-aは、透過照明を、修正ヘッドと同期させてXY方向に移動させる方式で、構造、制御共に複雑になる。

図5-bは、ライン状の透過照明を、修正ヘッドと同期して1軸方向に移動させる方式で、構造および制御方法の簡便性から多くの装置で採用されている。制御という点では、特に追加制御機構を必要としない。しかし、第6・7世代サイズ対応と大型化する装置の透過照明機構としては、装置構成上の課題が多い。



a. 透過照明XY移動方式
XY moving backlight system



b. 透過照明1軸移動方式
Y moving backlight system

図5 従来透過照明機構
Conventional backlight mechanism

図5-a, bの構成では、透過照明光源がCF基板を搭載するガラス定盤の下を移動するため、ガラス定盤下にガラス定盤を支持するための部材を配置することができない。すなわち、ガラス定盤をその周囲でしか支持することができない。

第6・7世代サイズと大型化する基板へ対応するためには、ガラス定盤サイズも大型化せざるを得ない。この時、上記のように周囲でしか支持できない場合には、ガラス定盤の自重によるたわみや、装置運搬時の衝撃による破壊等が問題となる。

また、ガラス定盤には、修正対象であるCF基板を固定するための機構が必要となる。現在は多くの装置で真空吸着機構が用いられている。真空吸着するためには、ガラス定盤に吸着用の溝加工、および穴加工を施し、ガラス定盤裏面に配管をする必要がある。この吸着用の穴と、配管が透過照明に影響を及ぼす。

修正装置にCF基板を搭載する場合、搬送装置によってCF基板が搬送されて修正装置に搭載されるが、

現在ではロボットによって搬送されてくる場合がほとんどである。修正装置には、ロボットによって搬送されてきたCF基板を受け取るためのリフトアップ機構が必要となる。

リフトアップ機構は、図6に示したような構成が多く採用されている。このリフトアップ機構では、昇降機構によりリフターピンを上昇させた状態でロボットから基板を受け取った後、リフターピンを下降させて基板をガラス定盤上に搭載する。

図6に示したように、ガラス定盤には、リフターピンを通すための穴をあける必要がある。このリフターピン穴が透過照明に影響を及ぼす。

これらが、現状透過照明機構の課題であり、中でもガラス定盤強度が一番の課題である。

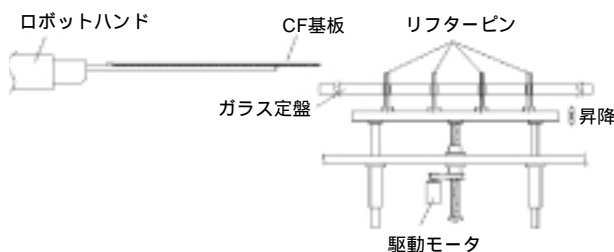


図6 リフトアップ機構
Lift mechanism

3. 新透過照明機構

従来のように、修正ヘッド下面から光照射するのではなく、修正ヘッド側から光照射することで、透過照明観察が可能な透過照明機構を開発した。この構成によれば、透過照明光源をガラス定盤の下側で移動させる必要はなく、ガラス定盤の裏面をほぼ全面で支持することができる。

3.1 反射式透過照明方式概要

本方式の透過照明機構である、反射式透過照明機構の概念図を図7に示す。

反射式透過照明機構では、修正ヘッドの対物レンズ側にリング照明を設け、CF基板の光透過性を利用し、観察部の周囲から透過照明用の光照射を行ない、ガラス定盤の裏面に設けたミラー面で反射した光をCF基板の裏側から入射させることで、透過照明観察を実現している。

本方式により透過照明観察を実現する上での課題と解決方法について説明する。

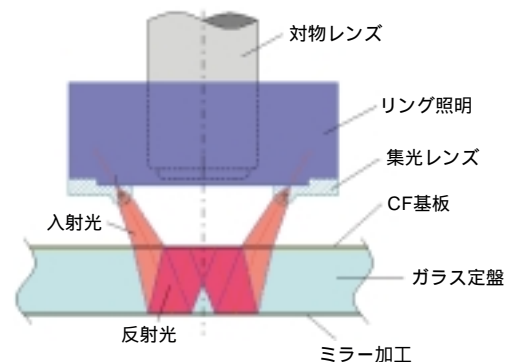


図7 反射式透過照明機構
Reflective type backlight mechanism

①反射光量確保

●光照射角度

リング照明の配置には対物レンズとの干渉で制約があり、CF基板への光入射角度は 30° とした。また、リング照明から出射した光は、約 30° 程度の広がり角をもっているため、出射部にリングレンズを設け、集光性を上げて照射することで、リング照明からの光を有効に活用し、反射光量アップを図った。

リング照明から出射された広がり角のある光は、そのままでは観察位置にも照射されてしまい、純

粹な透過照明観察画像を得ることができない。リングレンズによる集光は、それを防止する働きもある。

● ガラス定盤厚さ

リング照明から入射角30度で入射した光をミラー面で反射させ、観察位置の裏面に入射させるためには、ある程度のガラス定盤厚さが必要となる。ガラス定盤厚さが薄いと、図8(a)に示したように、反射してきた光が観察位置裏面に届かず、透過照明観察画像を得ることはできない。

テストの結果、ガラス定盤の厚さが $t = 15\text{ mm}$ 以上あれば、図8(b)に示したように、観察位置裏面にミラー面から反射した光を入射させることが可能で、従来の透過照明機構と比較しても遜色のない透過照明観察が可能であることがわかった。

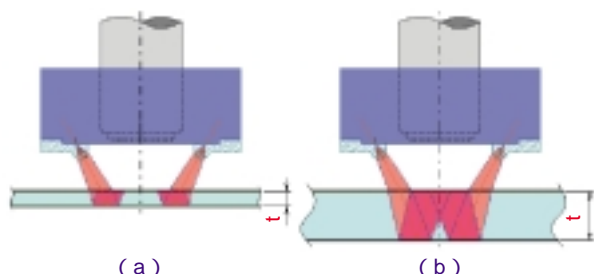


図8 ガラス定盤厚さの影響 - 1 (透過照明光量)
Influence of glass plate thickness - 1
(Backlight intensity)

② レーザカットによる影響対策

前述したように、CFの黒欠陥は、レーザカットを行ない、その後、インク塗布することで修正が行なわれる。

このレーザカット時に、ガラス定盤裏面のミラーも一緒にカットされてしまう可能性がある。

図9(a)に示したように、ガラス定盤厚さ t が薄いとミラー面でのレーザ光集光径 D が小さく、レーザパワー密度が高くなるため、ミラー面がレーザ光によりダメージを受け易くなる。

テストの結果、ガラス定盤厚さが $t = 12\text{ mm}$ 以上あれば、図9(b)に示したように、ミラー面でのレーザ光集光径 D が大きくなり、レーザパワー密度も下がり、レーザカット時にミラー面がダメージを受けないことがわかった。

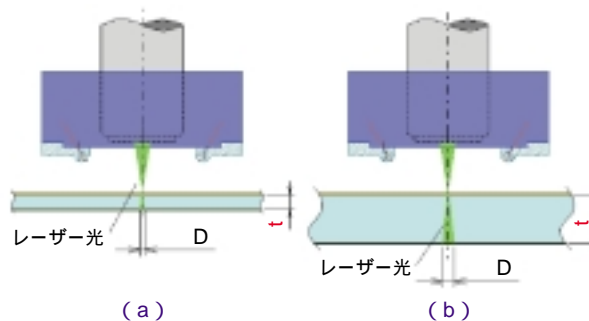


図9 ガラス定盤厚さの影響 - 2
(カット用レーザによるミラー損傷)
Influence of glass plate thickness - 2
(Damage on mirror by cutting laser)

③ 落射照明観察との分離

反射式透過照明による光照射は、リングレンズの効果で、観察位置には入射しないため、落射照明観察画像に影響することはない。これとは逆に、落射照明観察時に対物レンズ内より出射された落射光がガラス定盤裏面ミラーにより反射されて、落射照明観察画像に影響する可能性が考えられる。

図10(a)に示したように、ガラス定盤厚さ t が薄いと、ミラー面で反射して、観察位置に裏面から入射する光の径 D が小さく、光量密度が高いため、落射照明観察画像に反射した光による透過光の影響がでることになる。

テストの結果、ガラス定盤厚さが $t = 5\text{ mm}$ 以上あれば、図10(b)に示したように、ミラー面で反射して、観察位置裏面に入射する光の径 D が大きくなり、光量密度が下がるため、裏面ミラーによる反射により落射照明観察画像に影響を及ぼさないことがわかった。

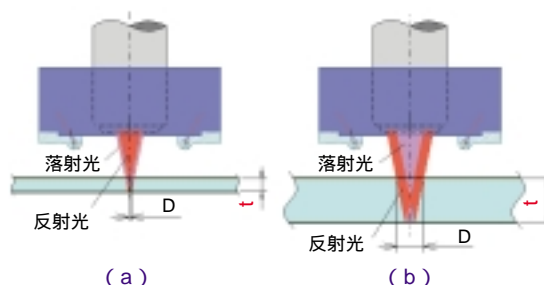


図10 ガラス定盤厚さの影響 - 3 (落射照明の反射光)
Influence of glass plate thickness - 3
(Reflection of incident light)

④リフターピン穴部対策

ガラス定盤にはCF基板を装置内に搬入・排出するためのリフターピンの通る穴を明ける必要がある。この穴は貫通穴であり、裏面にミラー加工を施すことができない。よって、反射光を確保できずリフターピン穴部は透過照明観察画像を得ることができない。

図11に示したように、リフターピン内部に照明用光ファイバを組み込むことで対策を行った。これにより、リフターピン穴部も通常部分と同様に透過照明観察が可能となった。

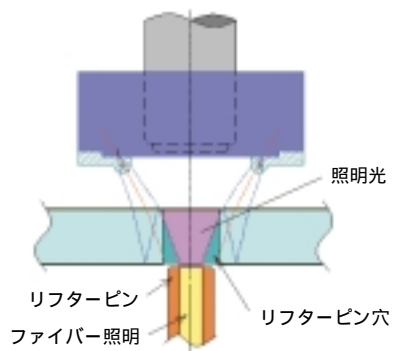


図11 リフターピン穴部の照明
Lighting of lifter pin holes

⑤真空吸着穴部対策

ガラス定盤には、CF基板を固定するための真空吸着用穴を開ける必要がある。この穴もリフターピン穴同様貫通穴であり、裏面にミラー加工を施すことができない。しかし穴径が小さければ、図12に示したように、周囲のミラー面から反射した光により透過照明観察が可能であることを確認した。

真空吸着穴中心における反射照明は、穴壁面で一度屈折するため、穴のない通常面とは透過照明観察画像の見え方が若干異なる。この点については、リング照明のCF基板面からの高さを最適化することで、差を少なくした。

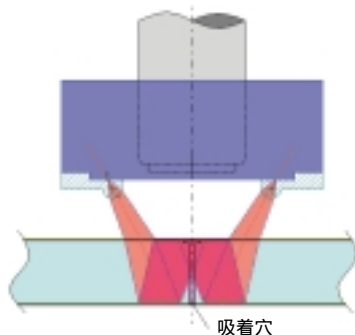


図12 吸着穴部の照明
Lighting of vacuum holes

⑥静電気対策

静電気は、ガラス定盤とCF基板の接触剥離により発生し、どの透過照明方式にも共通の課題で、今回、この静電気対策も含めて検討を行った。

静電気は、前述したようにガラス定盤とCF基板との接触剥離により発生するものであり、この接触面積を小さくすることで発生量を少なくすることを考え、図13に示した特殊加工をガラス定盤表面に行った。

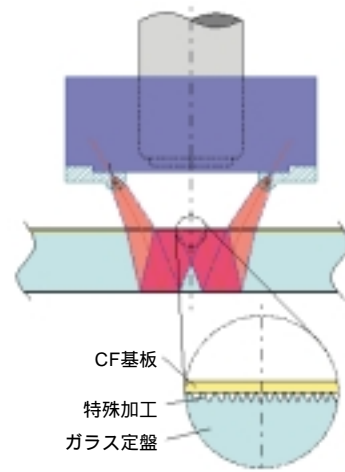


図13 ガラス定盤表面特殊加工
Glass plate surface special processing

特殊加工は、ガラス定盤表面に微小な凹凸を設けるもので、この特殊加工により、ガラス定盤とCF基板の接触面積が減り、静電気の発生も通常のガラス面に比べ減少することが確認できた。また、裏面ミラーで反射しCF基板裏面から入射する光が、特殊加工の微小凹凸面で散乱することにより、透過照明観察画像の明度が上昇するという効果もあることがわかった。

⑦タクト対策

修正装置において修正タクトは重要な項目である。

これまで説明してきた反射式透過照明機構では、照明光源としてリング照明方式について説明したが、リング照明の場合、以下の問題がある。

現状ほとんどの装置で、対物レンズを複数本搭載し、回転動作によりレンズ交換を行なうレボルバ機構が採用されており、対物レンズが交換時に回転するため、リング照明を待避させる必要がある。この待避時間分タクトが長くなる。それが例えば数秒であったとしても、タクトタイムの追加は許されない。

そこで、対物レンズ交換時にリング照明を待避させずに、且つ透過照明観察においても十分な照明光量が確保可能な照明配置を検討した。

その結果、レボルバ回転時の対物レンズとの干渉を避けて、リング照明を分割した円弧型照明を複数個配置することで実現可能であることがわかった。

⑧第6・7世代サイズ対応

反射式透過照明方式は、従来透過照明方式と違い、ガラス定盤下にガラス定盤を支持する機構を配置することが可能であり、大型化に伴う構造上の問題はない。

上記すべての項目を考慮し、反射式透過照明機構は、表1に示した仕様とした。

表1 . 反射式透過照明機構仕様
Reflective type backlight mechanism specifications

ガラス定盤サイズ	第6世代 第7世代	1540×1890 mm 1910×2240 mm
ガラス定盤厚み		t=19 mm
反射照明とCF基板間隔		W.D.=18 mm
ガラス定盤表面加工		特殊加工
ガラス定盤裏面加工		ミラー加工
反射照明		分割式円弧照明

写真1に、反射式透過照明機構を用いて、透過照明観察した画像を示す。

従来の透過照明機構での観察画像と比較して遜色のない観察が可能である。

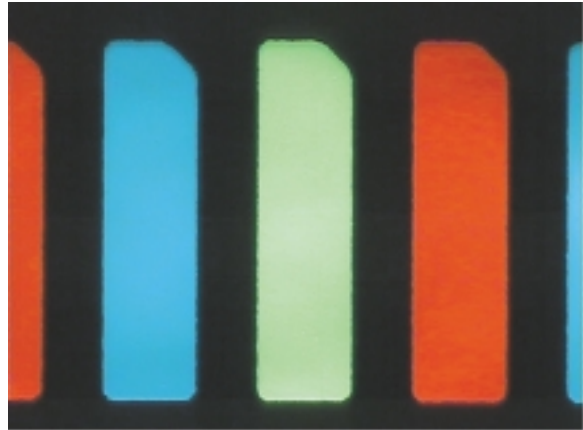


写真1 反射式透過照明観察画像
Image of CF pattern with reflective type backlight

4. まとめ

CF修正装置の新たな透過照明機構について紹介した。

今回は第6・7世代サイズ対応ということで紹介したが、フラットパネルメーカーでは、さらに大型のマザーガラス基板構想がされている。

前述したように、CF修正には透過照明機構が必須であり、従来方式の透過照明機構では、さらに大型化するガラス基板に対して、構造上の問題が生じることは確実と思われる。

本稿で紹介した反射式透過照明機構は、大型化について構造上の問題はなく、弊社CF修正装置の新たな特徴の一つである。

今回は、透過照明機構についてのみ説明したが、ガラス基板の急速な大型化に伴い、装置メーカーとしての課題は多い。

今後も、これら課題を解決する要素開発を行い、完成度の高い商品としていきたい。

執筆者近影

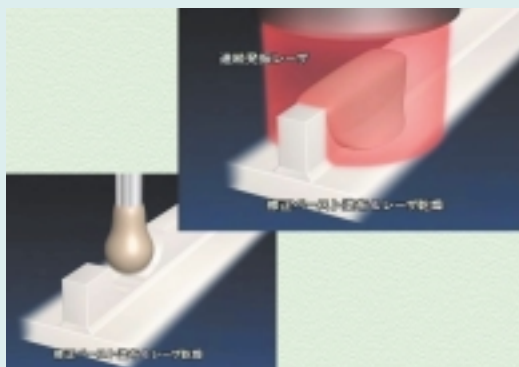


山中 昭浩
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



松島 昌良
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

PDPリブ欠陥修正装置 PDP Rib Repair System



山崎 静* Shizuka YAMAZAKI
矢田 雄司* Yuji YADA

近年急激な市場増加が期待されているPDPは、製造中、リブに欠陥が生じる場合があり、リブに欠陥があると、混色等の画質低下を生じるため、リブ欠陥を修理出来る装置が要望されている。上記ニーズに対応するため、NTNでは、従来の修正装置を発展させて、リブ欠陥部を修正する装置を開発した。本装置は、非接触変位計で修正部分の形状を測定しつつペーストを塗布・焼成し、リブトップは機械加工で仕上げ、側面はレーザーカットやスクラッチで余分なペーストを除去する。

In recent years, PDP is expected to rapidly penetrate into the market. However, rib defects occasionally occur during the manufacture of PDP substrates. If the substrate has a rib defect, the image quality of the PDP is poor. Therefore, equipment that can repair this rib defect is in demand. To meet this demand, NTN has added various functions to NTN's conventional repair equipment and developed a rib repair device.

This device makes repairs by repeatedly applying on paste the defective portion, baking it, and measuring the shape of the repaired portion with a non-contact displacement gauge. After filling the defective portion with paste, the upper surface of the rib is finished by machining. Surplus paste is removed from the side surfaces with a cutting laser and scratch needle.

This paper provides an outline of this equipment.

1. まえがき

近年PDP (Plasma Display Panel) は、大型化、画質向上、コストダウン等が進み、2002年に日本で民生市場が立ち上がり、次は欧州市場、米国市場での立ち上がりが予想されている。プラズマテレビは薄型・大型画面テレビの本命といわれ、30型以上のディスプレイ市場での需要の拡大が期待されている。

PDPの背面ガラス基板にはリブ(隔壁)が設けられており、基板の製造過程において、ごみ・異物の付着や気泡の巻き込み等により、リブの一部に欠損や突起の欠陥が生じる場合がある。PDPのリブに欠陥があると混色等画質の低下が生じるため、従来この欠陥が生じた基板は廃却、又は手直して修理されていた。

しかし最近、PDPの生産増加に伴い、これらリブ欠陥の基板廃却に伴う損失や、生産性及び品質向上の必要性、廃却に伴う環境問題等が生じ、リブ欠陥を修正できる装置が求められるようになってきた。

NTNでは、上記要求に対応すべく、従来から有していたペーストの塗布技術やレーザーによるカット技術を発展させ、これにレーザー焼成や機械加工及び形状測定機能等を付加したリブ欠陥修正装置を開発した。本稿では、この装置の概要について紹介する。

2. PDPの構造

図1にリブを含む一般的なPDPの構造を示す。また欠陥のイメージを図2に示す。PDPの背面ガラス基板にはリブ(隔壁)が設けられ、リブのトップ面に対して前面ガラス基板を貼り合せてPDPが形成されている。リブの形状は、ストライプタイプや、ワッフルタイプ、ミアンダタイプ等々があるが、ここではその内代表的なタイプとして、ストライプタイプを示している。

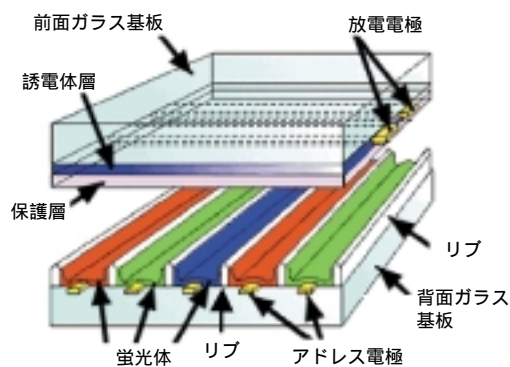


図1 PDPの構造
Structure of PDP

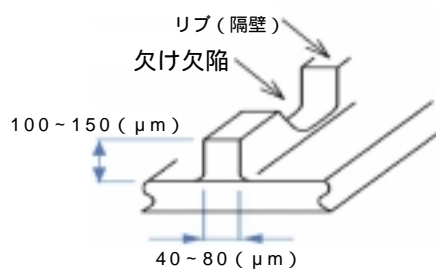


図2 リブの欠陥
Rib defect

3. 装置の概要

3.1 本装置の構成

写真1に装置の概観、図3に装置の構成を示す。

本装置は、リブの欠損部に修正用ペーストを塗布・焼成し、リブトップは機械加工によって仕上げ、リブ側面はレーザーカットやスクラッチ針により余分なペーストを除去し、欠陥部の修正を行う。

欠陥データ情報は、サーバあるいは検査装置から本機ホストコンピュータに送信され、このデータを基に修正作業が行われる。

図3に示すように、装置のヘッド部には機械加工用のエアスピンドル、レーザー変位計、焼成用レーザー、観察光学系、カット用レーザー、スクラッチユニット、及びペースト塗布ユニット等が設置されている。また図3では見えないが、スクラッチユニットの背後にはス



写真1 装置の外観
Rib repair system

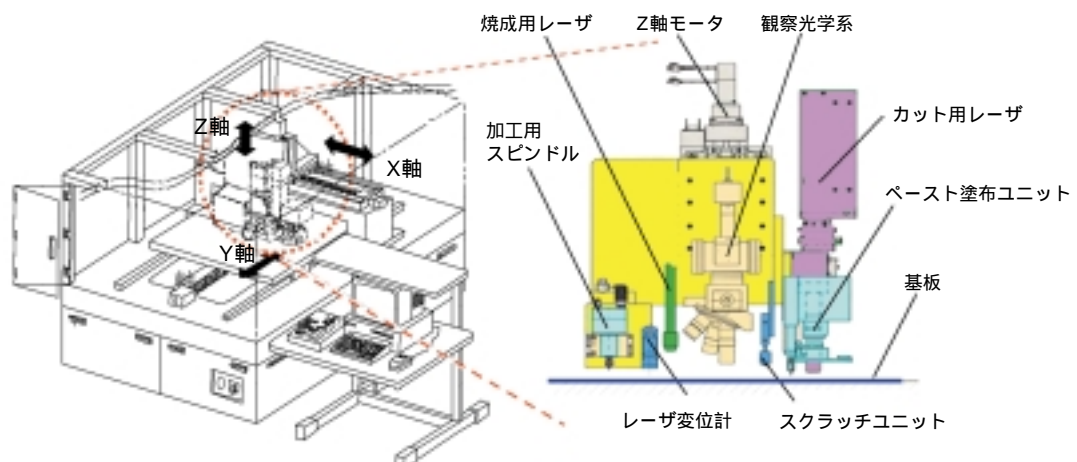


図3 リブ修正装置の構成
Schematic of rib repair system

キーユニットも取付けられている。

ステージ上に設置された被修正基板はY軸方向に移動し、これに対しヘッド部はX及びZ方向に移動する。このため、基板に対してヘッド部がXYZ方向に相対移動する。ステージの仕様を表1に示す。

表1 ステージの仕様
Specifications of stages

項目	仕様
1. Xステージ	
駆動	ボールねじ又はリニアモータ
制御法	フルクローズドループ制御
分解能	1 μm/pulse
繰返し位置決め精度	± 3 μm
2. Yステージ	
駆動	ボールねじ又はリニアモータ
制御法	フルクローズドループ制御
分解能	1 μm/pulse
繰返し位置決め精度	± 3 μm
3. Zステージ	
駆動	ボールねじ
制御法	セミクローズドループ制御
分解能	0.05 μm/pulse
繰返し位置決め精度	± 1 μm

(1) 多様な修正機能

前記のように、本装置には、修正に必要な多様な機能を有しており、対象の欠陥に対応して、最適な機能を選択し使用できる。

各機能の動作にはモニター画面のボタンや操作パネル上のスイッチを用い、マニュアル動作により行う。

観察光学系には、CCDカメラを設置し、観察対象とする部分の拡大画面をモニター上に表示する。

スピンドルには発熱がなく、回転振れの少ないエアタービン駆動の空気軸受スピンドルを採用し、回転軸の先端に 0.4 ~ 0.3mmの小径砥石等を付け加工する。

スキージユニットは、塗布ユニットにより欠陥部にペーストを塗布後、約 3mmの円柱状樹脂製スキージヘッドの先端面を、隣接する正常なリブトップを基準として滑らすことにより、塗布した部分の上面を平滑化する。またスクラッチユニットは、スクラッチ針によりリブ側面の余分なペーストを、機械的に除去する。

焼成用には、波長が長く連続発振の、CO₂レーザー（波長：10.4 μm）を照射して局所加熱を行い、カット用には、波長が短く熱影響の少ないYVO₄レーザー（波長：532nm）を用い、連続パルスにて照射する。

上記機能の主な仕様を表2に示す。

表2 各構成要素の仕様
Specifications of functional elements

項目	仕様
1. レーザ変位計	
分解能	0.1 ~ 0.01 μm
測定スポット	約 2 μm
測定範囲	± 0.3mm
2. カット用レーザー	
種類	LD励起YVO ₄ レーザ
発振波長	532nm
出力	250mW以上（5KHz時）
3. 焼成用レーザー	
種類	CO ₂ レーザー
発振波長	10.6 μm
最大出力	10W
4. スピンドル	
・種類	静圧空気軸受
・駆動（回転）	エアタービン
・最高使用回転数	4万r/min
・工具径	0.4mm ~ 0.3mm
5. 観察光学系	
・レボルバ	電動レボルバ
・対物レンズ	倍率 2x ~ 20x

(2) 非接触変位計による高さ形状測定

本装置はレーザー変位計を有しており、変位計のZ方向の基準位置と観察光学系の焦点位置とのオフセット量、及びXY平面上での変位計の測定スポット位置と光学系の中心位置とのオフセット量等をあらかじめ記憶させてある。このため、モニターの画面上で対象とするリブの観察像を見つ、測定開始点と終了点を指定し測定を指令すれば、各オフセット量を自動的に補正して変位計が指定位置に移動し、その部分の高さ形状を簡単に測定することができる。

また、小さなスポット径（約 2 μm）による非接触測定であるため、塗布直後の柔らかなペースト充填部の高さ方向の形状も精度良く測定し得る。

これら測定結果は、グラフとして観察画面上の測定部分に表示する。

(3) 各機能の位置の指令

本装置は上記と同様にして、各機能の基準位置（回転工具の先端位置、カット用レーザの焦点位置、及び焼成用レーザの焦点位置等）と変位計(Z軸)及び観察光学系(XY軸)とのオフセット量を自動的に補正し得るため、観察画面上で指定した各機能の高さ及び位置で、加工や焼成を容易に実施できる。

なお、リブの材質や形状及びその下の誘電体層の材質等は各ユーザによって異なり、それに最適なペーストも異なるため、本装置導入の検討に際しては、ユーザの要請により、実基板と修正ペーストを用いてのペースト選定試験や装置の最適条件設定試験等の協力を実施している。

4. 修正手順

リブ欠陥に対して実際の修正作業は、常に同様の工程を経て修正するとは限らず、突起のみを修正する場合もあるし、対象部分の高さ形状を測定するのみの場合もある。このため本装置では、各工程の機能を個々に単独で作業できるようにし、その作業を自由につなげて欠陥修正を行う。

欠陥修正の1例として図4にリブの修正工程の図を示す。以下図4に従って各修正工程を説明する。

なお、図4では、形状測定工程図が省略されているが、各工程の間で、適時、欠陥や修正過程の形状を測定し確認する。

- ① 容器中のペーストを針の先端に付着させ、欠陥部に接触させることにより塗布を行う。長さを持った欠陥に対しては、塗布開始位置と終了位置を指定し、その間を一定ピッチで針を上下動させつつ移動させ、連続塗布を実施する。
- ② 塗布後のペーストにCO₂レーザを照射し焼成する。上記塗布・焼成を数回繰り返してペーストを欠陥部に充填させる。
- ③ 充填後形状を測定し、隣接する正常リブ高さからの盛り上り量を確認する。次に盛り上がり量によって取り代を決め、回転工具の先端で機械加工を行う。通常工具を数回往復させ、近隣のリブトップの高さまで充填ペーストの上面を加工する。
- ④ 塗布・焼成時に正規のリブ幅からペーストがはみ出した場合は、近隣の正常リブ幅に合わせてカット用レーザ及びスクラッチ針によって余分のペーストを除去し、修正を完了する。

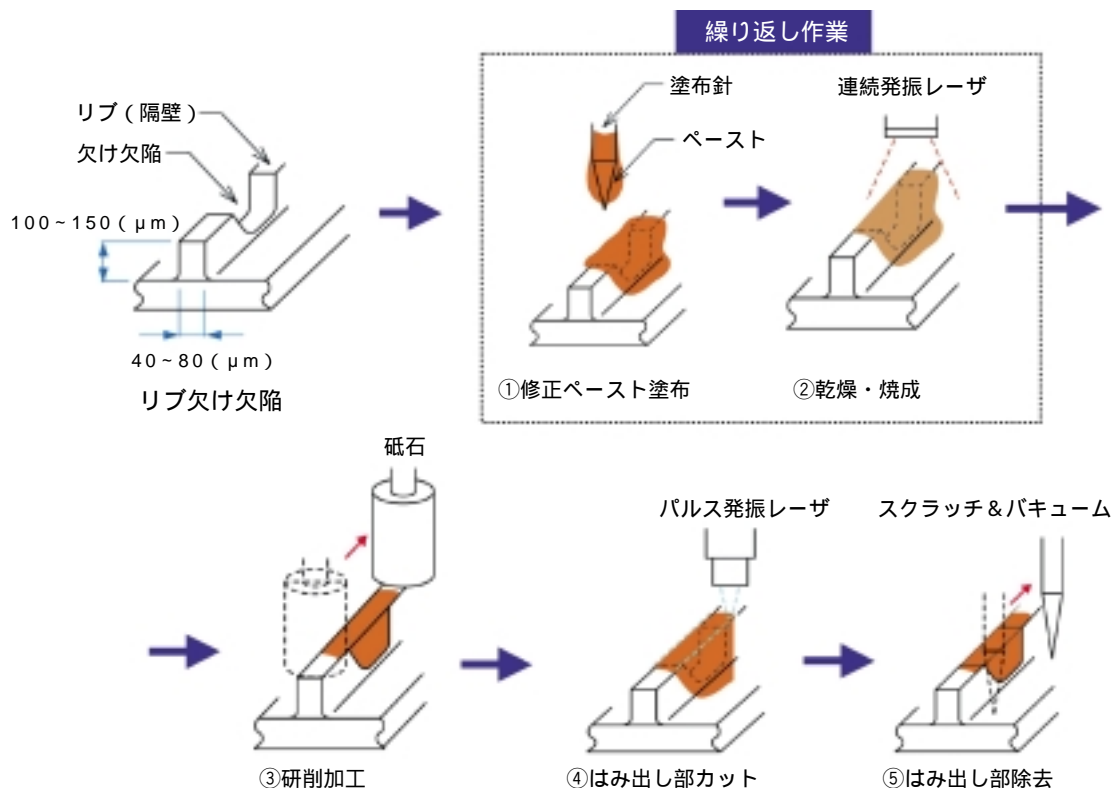


図4 リブ欠陥と修正工程図
Schematic of rib defect and repair process

5. 修正結果

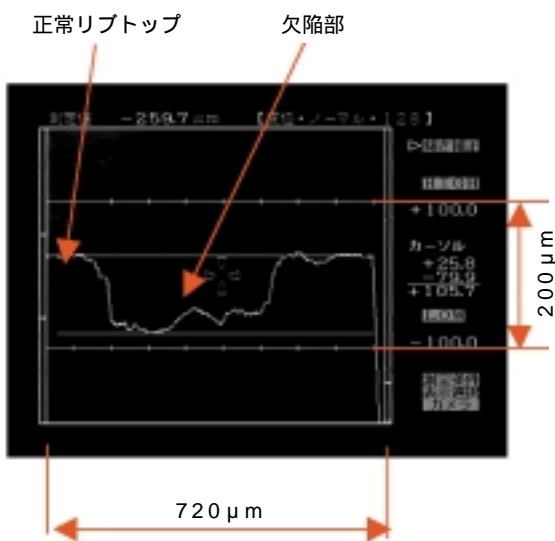
欠陥部及びその修正部をリップ方向に変位計で測定し、結果を写真2に示す。本サンプルの欠陥長さは約450 μm、欠陥深さは約105 μmであった。

ここでは約5回の塗布・焼成を繰り返し、正常リップの高さ以上に盛り上げた（約27 μm）後、トップ面を研削によって加工している。この時の焼成、研削条件を表3に示す

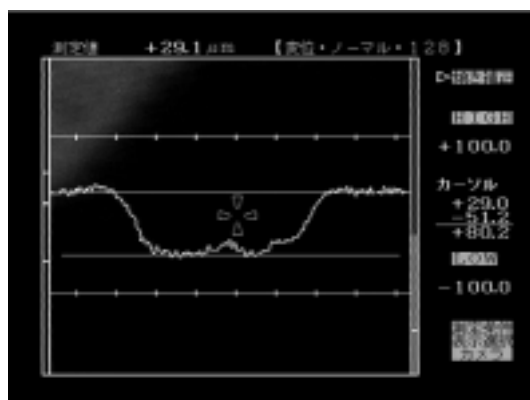
写真2に示すように、研削加工後の測定結果では周囲のリップと区別がつかない程度良好に仕上がっている。

表3 焼成、研削条件
Heat treatment and grinding conditions

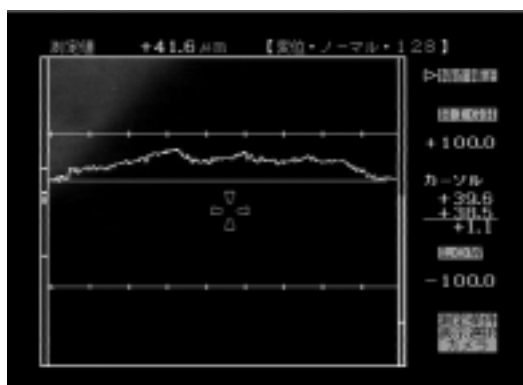
項目	条件
1. 焼成	(CO ₂ レーザー)
レーザー出力	0.2W
スポット径	200 μm
2. 研削	
砥石	0.3, 電着砥石
平均砥粒径	22 ~ 36 μm
送り速度	10 μm/min (切込み2回)
回転数	4万r/min



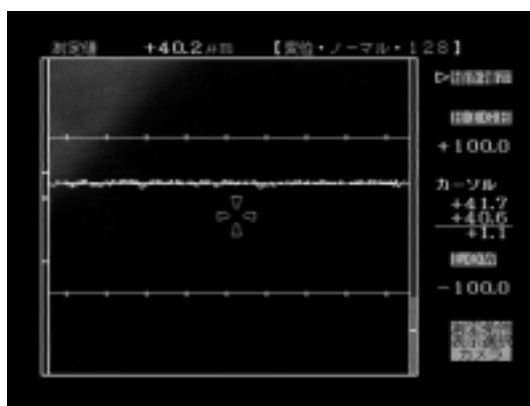
a. 修正前
Before repair



b. 塗布・焼成 (1回)
Pasting and heat treatment (once)



c. 塗布・焼成 (5回)
Pasting and heat treatment (5 times)



d. 研削加工後
After grinding

写真2 修正過程におけるリップ欠陥部の形状測定結果
Shape of rib defect through repair process

6. まとめ

PDP背面ガラス基板のリブ欠陥を修正する「PDPリブ欠陥修正装置」を紹介した。

PDPは今後急速にその市場が拡大すると予想され、本装置の需要も増加すると期待される。

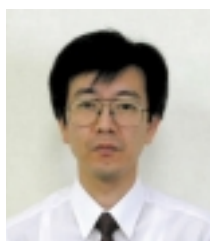
ハイビジョン放送の普及やDVDのような高画質メディアの普及等々に伴いPDPは今後高精細化、低消費電力化、低コスト化等が追求され、修正装置に対してもリブトップの面精度や寸法精度の向上、複雑なリブ形状やリブの細幅化への対応、より長い欠陥サイズ等への対応、及びタクトタイム短縮等々が求められると思われる。

今後ともこれらの要望に積極的に対応し、装置の機能向上に努め、完成度の高い商品としていきたい。

執筆者近影



山崎 静
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



矢田 雄司
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

ナノメートル領域におけるエアスピンドルの高精度化

- 給気孔配置の最適化による振れ回り精度向上 -

Improvement of the Accuracy of an Air Spindle in the Nano-meter Region - Improvement of Rotational Accuracy by Optimization of Feed Hole Positioning -



藤川 芳夫* 原口 隆*
Yoshio FUJIKAWA Takashi HARAGUCHI
青野 和幸* 堀内 照悦*
Kazuyuki AONO Teruyoshi HORIUCHI

磁気ディスクの製造装置や検査装置に使用されるエアスピンドルの主な課題は、振れ回り精度の向上である。NTNは、静圧空気ジャーナル軸受の給気孔配置と振れ回り精度の関係に着目し、千鳥配置3列給気ジャーナル軸受を開発した。同軸受の性能解析結果と同軸受を採用した試作エアスピンドルの振れ回り精度について説明する。

NTN's air spindles are used in production and inspection equipment for magnetic discs. The major issue of such air spindles is how to improve the rotational accuracy. NTN studied the correlation of the rotational accuracy and the feed hole arrangement on an aerostatic journal bearing, and as a result NTN has developed a staggered triple-row feed journal bearing. This paper presents the numerical analysis results of the performance of the staggered triple-row feed journal bearing and describes the rotational accuracy of the prototype air spindle that is equipped with this bearing.

1. はじめに

静圧気体軸受は、ナノメートルオーダーの運動精度を現実的なコストで実現できる軸受・案内要素として、半導体や光ディスク、磁気ディスク等の先端的な生産設備に多く採用されている。NTNでは、静圧気体軸受を応用し、モータを一体に組込んだ高精度エアスピンドルを開発、製造して、これらのニーズに対応している。しかし、上記の分野では高精細化、高密度化が急速に進展しており、そのためエアスピンドルは、振れ回り誤差のさらなる低減を常に求められている。

NTNでは、この要求にこたえるため、新たに3列給気、給気孔千鳥配置の静圧気体ジャーナル軸受を開発した。ここでは、この軸受を磁気ディスク関連の検査装置やサーボトラックライタに使用されるエアスピンドルに採用し、繰返し振れの高次成分および非繰返し振れを低減した事例について紹介する。

2. 磁気ディスク用エアスピンドル

ハードディスクドライブの磁気ヘッド検査装置やサーボトラックライタでは、図1¹⁾のように磁気ディスクを積み重ねて回転させる場合がある。先端のディスクはスピンドルの軸受部から大きくオーバーハングしているので、振れ回りモードは先端付近が大きく振れ回る、いわゆるコニカルモードに近い形になる。ディスクの振れ回りは、ディスクに対するヘッド位置決め誤差の原因になる。特にディスクの回転に同期しない非繰返し振れは、従来から重要視されている。また、記録密度向上のためにトラックピッチが狭小化したので、ヘッドの位置決めに対する許容誤差も厳しくなり、繰返し振れに関しても、場合によって、特に高次成分の検証が必要になってきている。

磁気ディスク用エアスピンドルの構造を、図2に示す。軸は、主に半径方向の荷重を支持する2個のジャ

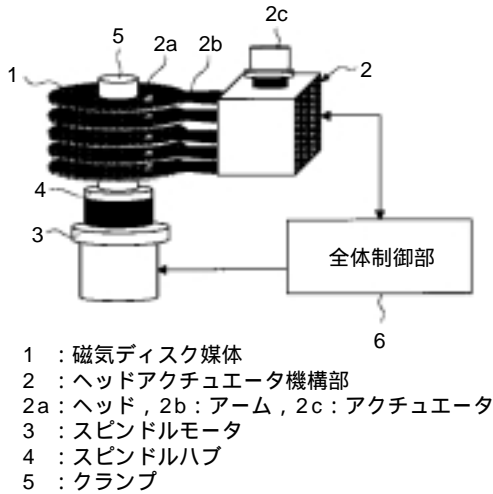


図1 磁気ディスク用エアスピンドル
Air spindle for magnetic disk¹⁾

ジャーナル軸受と、軸と一体に設けたスラスト板の両側に位置し、主に軸方向の荷重を支持する1組のスラスト軸受によって支持される。静圧気体軸受の特性に大きく影響する絞りに関しては様々な形式が提案されているが、NTNでは、高い精度が必要な用途には、主に自製絞りと浅い円周溝を組合せた複合絞りを使用し、多孔質絞りも一部で採用している。軸には光学式ロータリエンコーダのスリット板とACサーボモータのロータが直接取り付けられている。このような構成により、回転部は固定部に対して完全に非接触になるので、回転に対する摩擦抵抗の変動が非常に小さく、高精度の回転制御が可能である。

ディスク等を軸に着脱するために真空チャック機構を用いる場合には、2個のジャーナル軸受の中間に非接触シール部を設けて、回転部と固定部をつなぐ真空排気通路を構成している。非接触シール部は、ジャーナル軸受すきまと同程度のすきまを持ち、この微細なすきまの抵抗によって、真空排気通路への外気の流入を制限している。回転側、固定側のシール面は、ジャーナル軸受面と同時に加工できるので、軸受面との同軸度は非常に良好に仕上げられており、回転精度への影響は小さい。

エアスピンドルを高精度に回転させるには、モータの制御技術も重要である。NTNでは、磁気ディスクや光ディスク関連の用途で非常に精度の高い回転速度制御を要求される場合には、PLL制御(Phase Locked Loop, 位相同期化制御)と正弦波リア駆動を組み合わせ、自社開発したドライバを使用している。

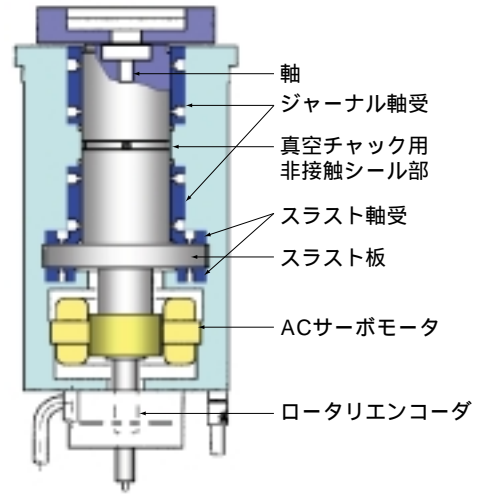


図2 エアスピンドルの構造
Configuration of air spindle

3. 三点法²⁾による繰返し振れの測定

3.1 振れ測定系

今回の振れ精度評価では、測定ターゲットの形状誤差の影響を排除して、エアスピンドルの微小な振れを再現性よく測定するために、三点法を用いた。図3に測定系を示す。実際の装置での使用条件に近い状態で振れを評価するため、磁気ディスクを複数枚積層したディスクスタックを模して、ダミークランプおよびダミーディスクを、真空チャック機構によってスピンドルに固定した。さらに、その先端に直径25.4mmの測定用鋼球を取付けて、変位計のターゲットとした。

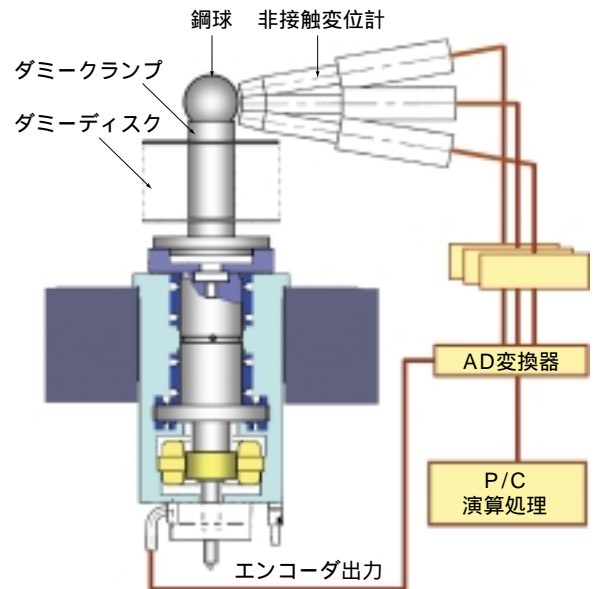


図3 振れ測定系
Measurement system for radial runout by 3 point method

ダミークランプの先端部に鋼球を配置することにより、振幅が最も大きい位置で振れを評価することができる。ただし、軸受部から離れた位置に質量を付加することになるので、振れに関しては実際の使用状態よりも厳しい条件である。

振れの測定には、静電容量型変位計を使用した。変位計の出力信号を、スピンドルに内蔵した光学式ロータリーエンコーダの出力パルス(1024パルス/回転)をトリガとして、AD変換器を介してメモリに取り込み、連続した10回転の平均振れ波形に対して、三点法の演算処理を行った。測定結果は、測定ターゲットの形状誤差と回転中心の振れ回りについて、それぞれのフーリエ係数として得られる。今回は、振れ回りのフーリエ係数の絶対値によって、振れを評価した。

三点法では、3個の変位センサの配置(互いになす角)と振れの次数によって決まる「拡大率」²⁾が小さいと、その次数の測定値に誤差が混入しやすくなることが知られている。今回の測定では、32次以下の次数について、それぞれ「拡大率」を計算し、その最小値が最大になるように、センサの配置を決定した。さらに、測定系をセットした後で、3個のセンサの成す角度をエアスピンドルに内蔵したロータリーエンコーダを利用して測定し、その値を演算に使用した。

3.2 測定結果

従来からNTNが製造している磁気ディスク用エアスピンドル(以下、原形機)の、繰返し振れ測定結果の例を図4に示す。軸受は複合絞り型である。縦軸は三点法で求めた振れのフーリエ係数の絶対値、横軸は軸の回転に対する振れの次数であり、各次数に対応する振れの振幅を示している。振れ回りは3次、5次、9次、17次でピークを持つ。5次の振幅が最大で、約13nmである。同一設計の別のエアスピンドルの振れを測定した場合も、個体差はあるが、振幅が大きくなる次数は共通であった。

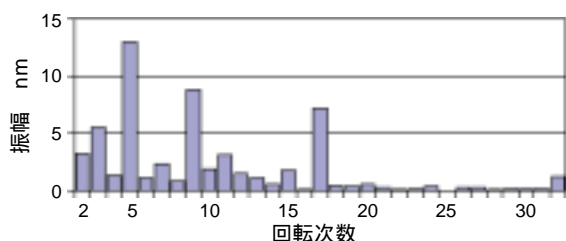


図4 原形機の三点法による振れ測定結果
Radial runout of conventional spindle
measured by the 3 point method

4. 給気孔の千鳥配置

円周上等間隔に給気孔を配置したジャーナル軸受では、回転軸の形状誤差と給気孔の個数に応じて、特定の高次振れ回りが発生することが計算によって示されている³⁾。この場合の形状誤差は、軸の平均半径と最大半径との差を、軸受の平均半径すきまで除した値を指標として、周方向にm個のふくらみ部(ロブ)を持つ $\cos\{m(\theta - \theta_0)\}$ の形で表され、軸方向には一定な形状を仮定している。(図7参照)

給気孔を円周上k個配置した1列給気自成絞りジャーナル軸受で、m個のふくらみ部(ロブ)を持つ軸が回転した場合について、静的な力の釣合から求められた軸心軌跡を図5に示す。図5では、 $\epsilon = 0.1$ として横軸に給気孔個数k、縦軸に真円度誤差のロブ数mをとり、それぞれの組合せに対応する軸心軌跡を記入している。m = nk ± 1 (nは自然数)の時、振れ回りが発生し、特にm = nk + 1の場合に振れが大きくなっている。軸が1回転する間に、軸心は軸受中心の周りをm回転し、m次の振れを生じる。

原形機のジャーナル軸受は、文献³⁾とは異なり、軸方向2ヶ所の円周上にそれぞれ4個の給気孔を等間隔に配置した2列給気で、給気孔をつなぐ円周方向の溝を設けているが、同様のメカニズムによって高次の振れが発生すると仮定すると、k = 4だから、5, 9, 13, 17, ...次の振れが発生する可能性がある。これは図4の振れ測定結果とよく一致しており、従来機の高次繰返し振れは、軸の形状誤差と給気孔の位置関係によって発生していると考えられる。

この振れ回りを低減するには、円周上の給気孔個数を増やすのが効果的であるが、単純に給気孔を増やすと、剛性、減衰係数が低下して、外乱に弱い軸受になってしまう。

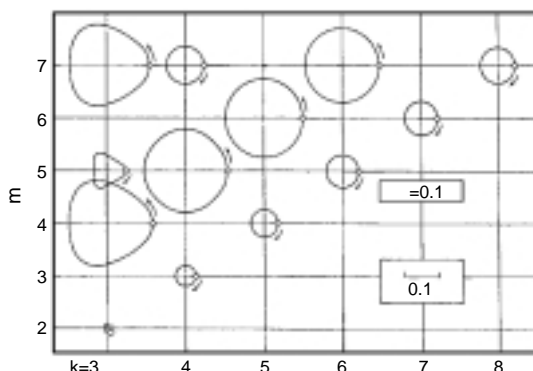


図5 給気孔数k, ロブ数mと振れの関係
【文献³⁾から引用, 加筆】
Effect of number of feed holes and lobes on radial runout

2列給気ジャーナル軸受の各列の給気孔は、通常は図6(a)のように同位相で配置される。一方、スピンドルの軸の形状誤差は、一般に仕上加工時の研削盤のワークスピンドルの振れ回り誤差が転写されたものであり、軸方向には同じ形状で連続していると考えられる。回転軸の形状が軸方向に一定であれば、図6(b)のように、各列の給気孔を千鳥に配置すれば、円周上の給気孔を2倍にした場合と同等の効果が得られることになる。ただし、給気孔の配置が軸方向に非対称であると、軸を傾斜させる力のモーメントが発生する。この力のモーメントを低減するには、回転軸を支持する2個のジャーナル軸受の給気孔を、全体として対称になるように配置するか、図6(c)のように給気孔を3個以上の円周上に配置し、軸受ごとに対称性を持たせればよいと考えられる。

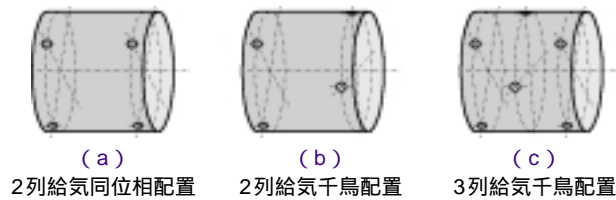


図6 ジャーナル軸受の給気孔配置
Feed hole arrangement of journal bearing

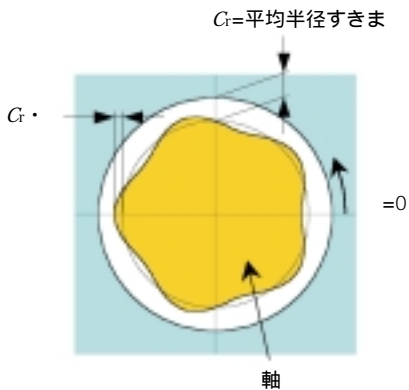


図7 軸形状と座標系
Coordinates and shape error of shaft

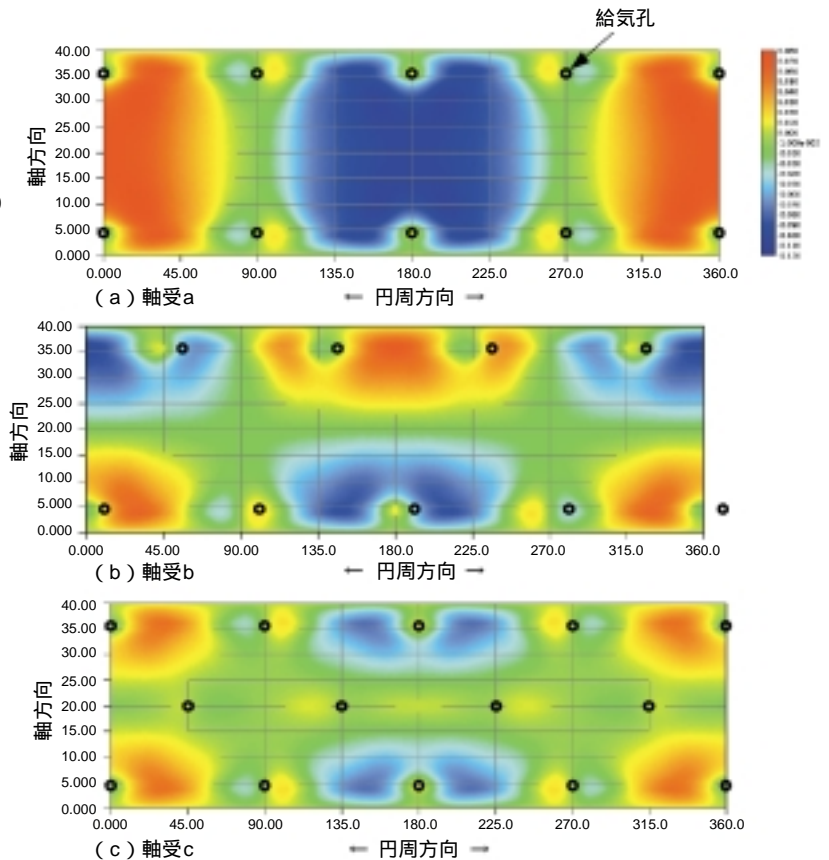


図8 形状誤差による圧力変化の計算結果
Calculated pressure variation induced by the shape error

5. 軸受性能の計算結果

エアスピンドルを試作するにあたり、ジャーナル軸受の仕様を決定するために性能計算を行った。原形機のジャーナル軸受(軸受a0:軸径30mm,軸受幅25mm)を基準とし、試作機では減衰特性の改善を主な目的として、軸受幅を15mm延長して40mmとした。性能計算は図6に示した3種類の給気孔配置について実施した。計算に用いた軸受の仕様を表1にまとめた。

計算の方法は、溝付きの静圧気体軸受の性能計算に一般に用いられるDF法による差分法を用いた。

表1 軸受仕様
Bearing specification

	軸受幅	給気列	1列の給気孔数	配置
a0	25mm	2	4	同位相
a	40mm	2	4	同位相
b	40mm	2	4	千鳥
c	40mm	3	4	千鳥

5.1 軸受すきまの圧力分布

軸受a, b, cについて、軸受すきまの圧力分布に対する軸形状誤差の影響を図8に示す。これは、形状誤差がある場合の圧力分布と、形状誤差がない場合の圧力分布を求め、両者の差を等高線表示したものである。

黒丸は給気孔を表す．赤い領域は形状誤差の影響で圧力が上昇する部分，青い領域は圧力が下がる部分に対応する．図7に示すように，軸と軸受は中心が一致した状態で，軸の形状誤差は円周方向に5山の正弦波で表され，軸方向には一定の形状とした．形状誤差の振幅は，軸受すきまで無次元化した値で $\epsilon = 0.1$ とし，円周方向座標 0° の位置ですきまが最も大きくなるとしている．2列の給気孔を同位相に配置した軸受 a では，隙間の広い 0° の位置で圧力が上がり，反対側で圧力が下がっている．この結果，軸を 180° の方向に押す力が発生し，軸が軸受に対して偏心して振れ回ることになる．この状態から軸がロブ周期の $1/2$ (36°) だけ回転すると，軸受すきまは図7とは逆に 180° の方向ですきまが広くなり，圧力が上がるため，軸は 0° の方向に偏心する．さらに軸が元の状態から 72° 回転するとすきまの分布は元に戻る．このようにして，5山の形状誤差によって5次の振れが発生する．

2列の給気孔を千鳥に配置した軸受 b では，軸方向の中央に対して圧力の上がる領域と下がる領域が対称に発生して打消しあい，軸を半径方向に偏心させる力が生じない．しかし，軸方向で，図の上半分では軸を 0° 方向に押す力が生じ，下半分では 180° 方向に押す力が生じているので，軸を傾ける力のモーメントが発生する．

3列給気の中央の列を，両端の列に対して千鳥に配置した軸受 c では，圧力変化の分布は軸受 a と同様である．しかし中央の列を千鳥に配置したため，圧力変化の大きさは軸受 a よりもかなり小さくなっている．

5.2 形状誤差による振れ回り

図9は，文献³⁾に示された簡易的な方法によって求めた，高次振れ回りの振幅である．すなわち，軸と軸受の中心が一致した場合の圧力分布から，軸に作用する力を求め，その力を微小変位を仮定して摂動法で求めたラジアル剛性で除した値を，軸心の半径方向変位の近似値とした．図7の場合と同様に軸方向に一定形状で，円周方向に正弦波状に変化する形状誤差について，形状誤差のロブ数 m が $3 \sim 13$ の範囲で計算を行った．

形状誤差の振幅は， $\epsilon = 0.1$ とした．縦軸は軸受半径すきまで無次元化した振れ回りの振幅である．また，形状誤差の山数 m を図中に記した．

同一円周上の給気孔数 $k = 4$ に対して，軸受 a0, a, c では，形状誤差のロブ数 m が， $m = nk \pm 1$ の場合に，

振れが発生している．振れの大きさは，最大でもの $1/2$ 程度であり，図5に示した円周溝のない1列給気の場合と比べて小さい．また，給気孔が同位相配置のまま軸受幅を増加した軸受 a では，原形の軸受 a0 よりも m が大きくなった．給気孔を千鳥配置とした軸受 b, c では，振れが小さくなっている．特に軸受 b では， $m = 3, 5, 11, 13$ の場合の振れがなくなり，振れを生じる m の値は，給気孔を8個配置した場合と同等である．ただし，図10に示すように，軸受 b は $m = 3, 5, 11, 13$ の場合，軸を傾ける力のモーメントが発生する．軸受 a0, a, c は，力のモーメントは発生しない．図10は，給気圧力 p_s と軸受直径 D によって無次元化した力のモーメント M を示している．

$$(M = m_f / p_s D^3, m_f: \text{力のモーメント})$$

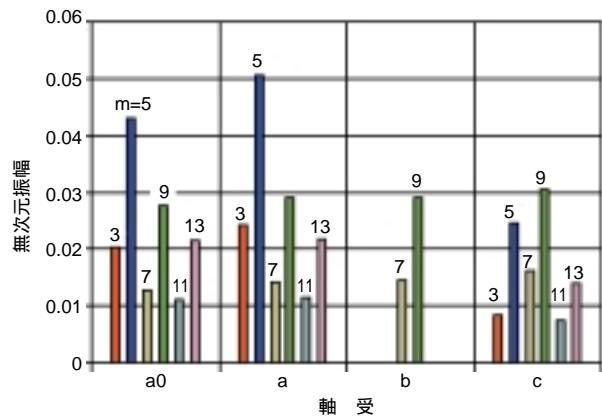


図9 無次元振幅の計算結果
Calculated nondimensional amplitude of rotational error

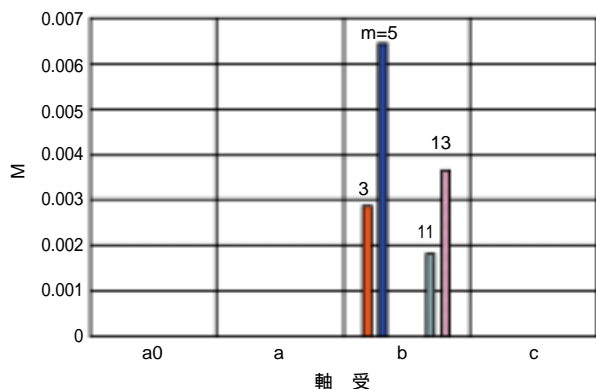


図10 力のモーメントの計算結果
Calculated nondimensional moment

5.3 ラジアル剛性および減衰係数

振れ精度は外部からの加振力に対する応答にも左右される。特に、エアスピンドルの固有振動数近傍の周波数での減衰特性が重要である。そこで、各軸受形式の剛性および減衰係数を計算によって比較した。計算では、軸は回転せず軸受中心の近傍で微小な併進振動を行うと仮定し、摂動法によって微小変位に対するラジアル剛性 k およびラジアル減衰係数 c を求めた。形状誤差は考慮していない。給気圧力 p_s 、軸受直径 D 、平均半径すきま C_r 、併進振動の角振動数 ω によって無次元化した無次元ラジアル剛性 K および無次元ラジアル減衰係数 C を、それぞれ図11、図12に示す。

$$(K = k \cdot C_r / p_s D^2, C = c \cdot C_r \cdot \omega / p_s D^2)$$

図の横軸は、スクイズ数 ωC_r である。

$$\left(\begin{matrix} = \\ P_a C_r^2 \end{matrix} \right)$$

軸受aと軸受bは給気孔の配置以外は同じであり、剛性、減衰係数もほぼ等しくなり、図中に1本の線で表示されている。

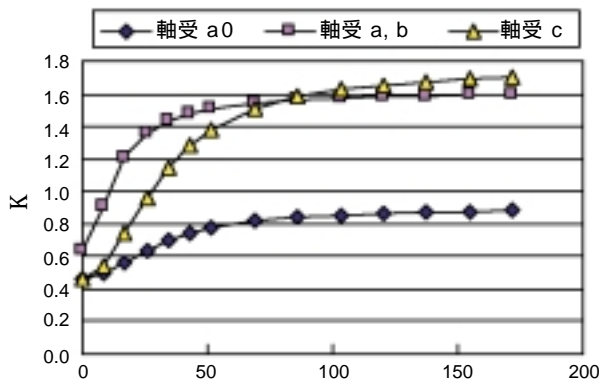


図11 無次元ラジアル剛性計算結果
Calculated nondimensional radial stiffness

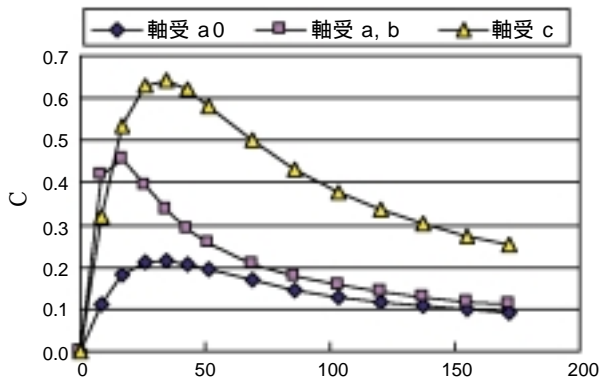


図12 無次元減衰係数計算結果
Calculated nondimensional damping factor

ラジアル剛性 (図11) は、軸受a, b, cでは軸受幅を延長したため動圧効果が大きく、 $50 <$ の領域では原形の軸受a0に比べて約2倍になっている。

0におけるラジアル剛性(静剛性)は、軸受a0に比べて軸受a, bはやや大きく、軸受cはほぼ同等である。

減衰係数(図12)に関しては、 ωC_r が小さい(周波数の低い)領域では軸受a, bがもっとも大きいが、 ωC_r が50以上になると、軸受a0とほぼ同じ値まで小さくなる。 ωC_r が20以上の領域では、軸受cの減衰係数がかつとも大きく、軸受a0と比較して約3倍である。この結果から、スピンドルの固有振動数付近の外乱に対しては、軸受cがかつとも振れを小さく抑えることができると考えられる。

6. 試作機の振れ測定

以上のような検討結果にもとづき、軸受cを選定してスピンドルを試作し、繰返し振れおよび非繰返し振れを測定して、軸受a0を用いた原形機と比較した。試作機の構造は図2に示したものと同一である。ただし、従来機よりもジャーナル軸受の軸受幅を15mm延長したため、全長が30mm長くなっている。ジャーナル軸受が支持する部分の長さが伸びることは、軸受部の角度剛性を増加させる効果もある。なお、試作機と原形機とは、ジャーナル軸受以外の部分は同一である。

図13は、3点法による、試作機の繰返し振れ測定結果である。原形機(図4)では、5, 9, 17次のピークがあったが、試作機では特に目立つピークは存在しない。給気孔の千鳥配置によって、形状誤差と給気孔配置に起因する5次の振れが低減されるとともに、3列配置によって減衰係数が増加したため、9, 17次の振れが小さくなったと考えられる。

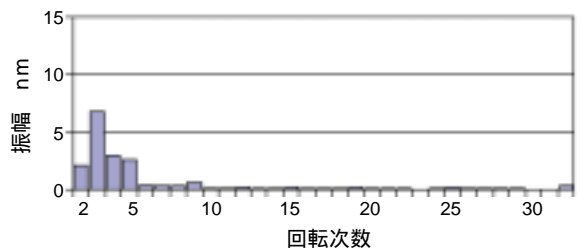


図13 試作機の繰返し振れ測定結果
Measured repetitive radial runout of the improved spindle

原形機と試作機の新非繰返し振れ測定結果を、それぞれ図14、図15に示す。非繰返し振れの測定は、次のような方法で行った。

図3に示した三点測定法と同様の測定系で、静電容量型変位計を1個使用する。

- ロータリエンコーダの原点信号（1回/回転）をトリガーとして静電容量型変位計の出力を2000回転分サンプリングしてメモリに蓄積する。
- 得られた2000個のデータについて、それぞれの1回転前のデータとの差をとり、得られた1999個のデータを非繰返し振れとする。

この測定法で測定したエアスピンドル単体での非繰返し振れは、通常±数nm程度であるが、図14に示した原形機の非繰返し振れは、±33nmである。これは今回のエアスピンドルは軸受部から大きく突き出したダミークランプを取付け、さらにその先端部に鋼球を固定して振れを測定しているためである。

原形機に比べて試作機の新非繰返し振れ（図15）は、約1/2の±17nmに改善されている。ジャーナル軸受の減衰特性が3列給気によって改善されたためと考えられる。

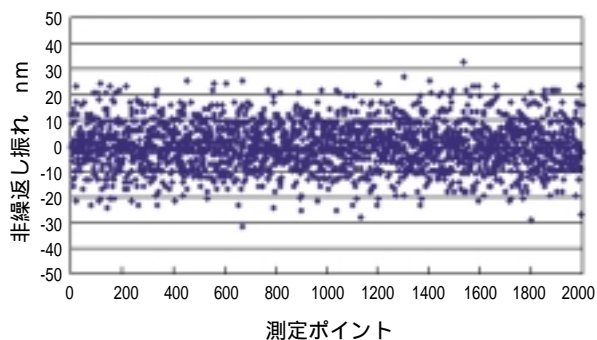


図14 非繰返し振れ測定結果（原形機）
Measured non-repetitive runout of the conventional spindle

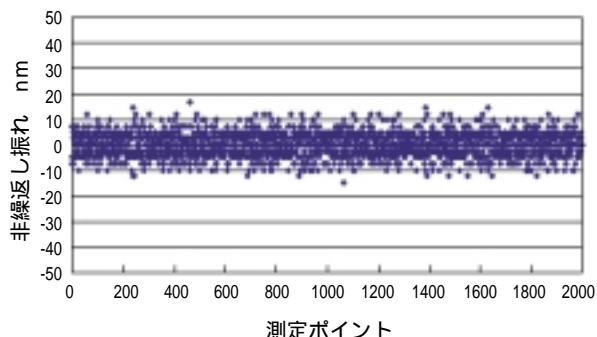


図15 非繰返し振れ測定結果（試作機）
Measured non-repetitive runout of the improved spindle

7. まとめ

3列給気、給気孔千鳥配置を採用した新しい静圧気体ジャーナル軸受の振れ精度改善の効果を、計算と実験によって確認した。

エアスピンドルの振れ回り精度には、ここで取上げた軸受性能の他にも様々な要因が関連しており、今後は、それらを総合的に見直していくことが必要である。また、回転速度の精度についても、さらなる向上の要求がある。これらの課題を解決し、今後も市場ニーズに対応できる先進的な精度を実現していきたい。

[参考文献]

- 1) 特許公開公報 特開2002-334498, 川口, 山崎, 草茅
- 2) 青木, 大園, 精密機械, 32, 12 (1966) 831
- 3) 矢部, 機械学会論文集(C), 58, 548, (1992) 1177

執筆者近影



藤川 芳夫
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



原口 隆
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

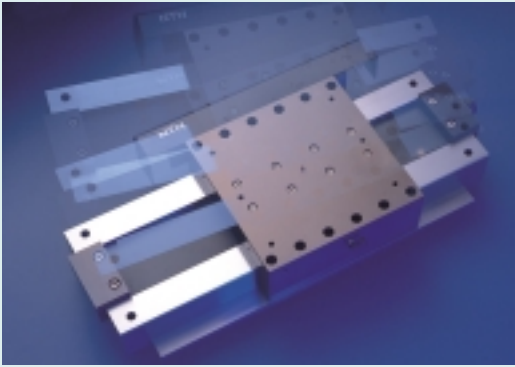


青野 和幸
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



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

ナノメートル位置決め技術 Nanometer accuracy positioning system



中島 明生*
Akio NAKAJIMA

リニアモータ，エアスライド，レーザスケールから構成される，1ナノメートルの停止精度をもった超精密位置決め用システムについて説明する．また，同様の原理で，1回転あたり1億5千万パルスの分解能を持った，超精密位置決め用エアスピンドルと，それらを制御するナノスケールコントローラ，ドライバについても説明する．

This paper describes two types of very high precision positioning systems. One is the linear positioning stage that is capable of one nanometer accuracy. This stage consists of an Air Slide, Linear Motor, and Laserscale. The other is the rotational positioning Air Spindle that has a resolution of 151-million increments per revolution. We recently completed development of an exclusive controller system, the Nanoscale Controller.

1. はじめに

半導体および光ディスク，ハードディスクなどの情報機器の製造設備では，高精度の精密位置決め技術が必要とされ，その精度要求は，近年ナノメートル単位まで向上している．本報告では，ナノメートル単位の高精度の停止精度を有し，低速移動時の速度むらをより小さくした位置決めシステムの開発と実用化について説明する．機構部は，エアスライドをボイスコイル型リニアモータで駆動する構造である．また，アンプ部はノイズの少ないリニアアンプを新たに開発し，測長部にはガラススケールを用いた．その結果，当初の計画以上の成果を上げることができた．

また，光ディスクやハードディスク関連では，直線位置決めだけでなく，角度位置決めが必要になる場合もある．この位置決め技術を応用し，静圧気体軸受を用いた，1周で1億5120万パルスのナノメートル相当の角度分解能を有するエアスピンドルを開発したので，その詳細についても報告する．

2. 位置決めの高精度化

高精度位置決めシステムの用途の一つは光ディスクマスタリング装置（L.B.R.）である．

写真1は，光ディスクマスタリング装置の主要部である．この装置は，回転するガラス原板を搭載したスピンドルと，その径方向に移動する光学ヘッドを用いて，短波長のレーザー光で渦巻状のグルーブを露光するためのものである．

この場合，位置決めシステムは，最終的な目標位置精度だけでなく，途中の経路も重要であり，精密な運動性能が要求される．その要求精度は，スピンドル1回転当たりの光学ヘッドの移動量，すなわち，トラックピッチより決まる．CDの場合1.6 μm ，DVDでは0.74 μm であるが，最新のBlu-rayディスクでは0.32 μm とCDの1/5である．

位置決めシステムの精度で，最も重要な要素の一つは位置計測用のスケールである．L.B.R.として必要な精度は，通常トラックピッチの1～3%程度である．

したがって、当社の高精度位置決めシステムは、光ディスクの進歩とともに、**図1**のように位置計測分解能を毎年向上させてきた。

分解能10nmはレーザ干渉計、それ以外はガラススケールを採用している。

一般に高精度位置決めシステムの測長系としては、レーザ干渉計と静電容量型センサが多く使用されているが、当社では最近ではガラススケールの使用頻度が高い。静電容量型センサは測定距離が短く、温度ドリフトが大きい、周波数応答特性には優れている。レーザ干渉計は高精度であるが空気の揺らぎ等の影響を受ける。

一方、ガラススケールは、長距離での累積誤差ではレーザ干渉計に劣るが、温度変化等からの影響が少なく、トラックピッチ程度の距離での精度は比較的良好。通常格子ピッチは最小1 μ mほどであり、それ以下の

精度はスケールから出力されるsin,cos信号から、電氣的に分割して得られる。その分割誤差が内挿誤差である。スケールの内挿誤差は格子ピッチの1%程度発生する。上記を考慮して、スケールメーカーと高精度スケールの開発を行なった結果、精度を上げるためには、格子ピッチはなるべく小さくする必要があり、さらに内挿誤差の格子ピッチに対する比率が小さいものを選択すれば、狭範囲で1nm以下の精度を得られることがわかった。^{1) 2)}

3. ナノメートル位置決めシステム

ナノスケール位置決めシステムの機構部である位置決めテーブルを**写真2**、**図2**に示す。システムの仕様は次の通りである。この装置は、光ヘテロダインFFT用途への応用である。³⁾ 要求される性能はL.B.R.と同



写真1 光ディスクマスタリング装置主要部
Main part of L.B.R.

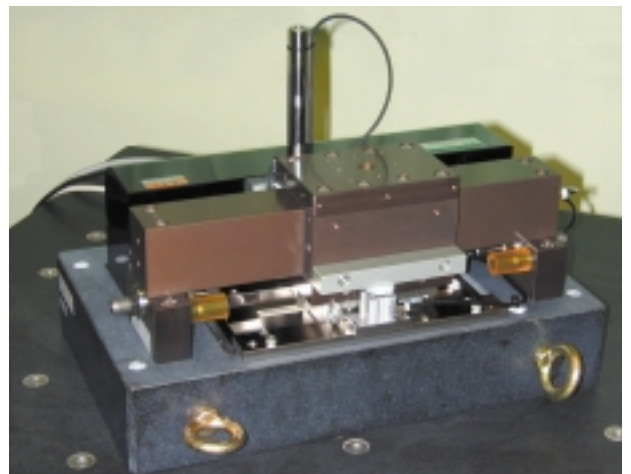


写真2 位置決めテーブル
Photograph of the positioning system

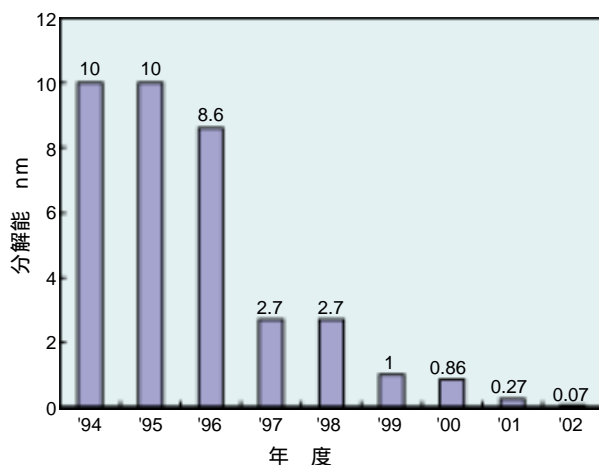


図1 位置決めシステムの分解能の推移
Trend of the positioning system resolution

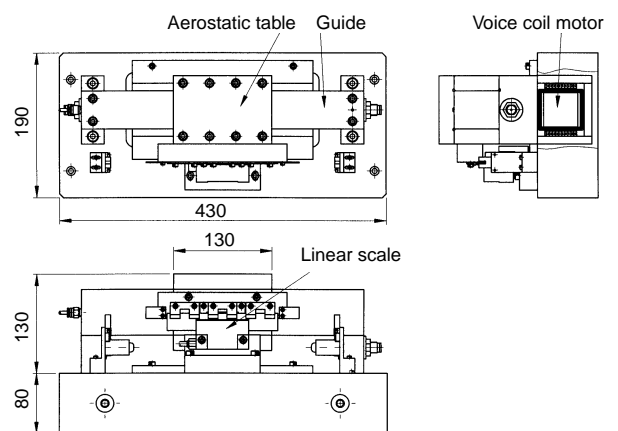


図2 位置決めテーブル
Schematic of the positioning system

等である．このテーブルの仕様を下記に示す．

なお，スライドのストローク，分解能等は用途に応じて変更可能である．

- 案内エアスライド
- リニアモータボイスコイル型
- 材質アルミ合金
- 定格負荷30N
- ストローク100mm
- スケール分解能約0.2759nm
- 推力常数5.7N/A
- 可動部質量4.02kg
- 最大電流4.0A
- 制御方式PID
- サーボサンプル50kHz
- アンプ部リニアアンプ

テーブルの定格負荷時の真直度の実測値は，

- 上下方向0.09 $\mu\text{m}/100\text{mm}$
- 左右方向0.01 $\mu\text{m}/100\text{mm}$

であった．通常テーブルとスケールの位置はずれており，アップの誤差が発生する．そのため左右方向の真直度はきわめて重要である．

1mm/sでの速度むらは，[図3](#)の通り位置換算で $\pm 1\text{nm}$ 以下と良好な結果を得た．なお，停止時の位置のばらつきも同様に1nm以下である．外部から簡便に1nm以下の単位でテーブルの位置を測定する手段が無い場合，制御をかけているスケールの信号と，指令位置との偏差の信号で代用している．したがって，速度の変動を位置の変動（理想位置からのずれ）として表示している．なお，本装置で実際の製品を製造するなどの方法で，間接的にも精度の検証を行ない，十分な確証を得ている．

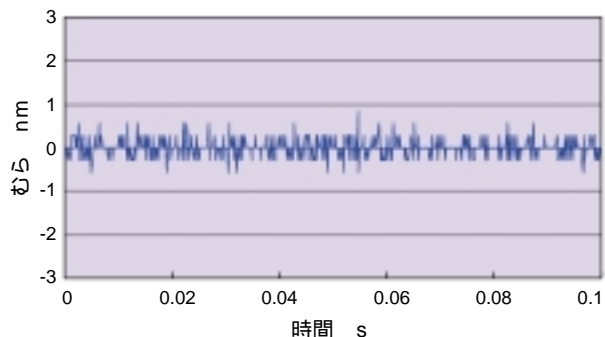


図3 速度むら
Positioning error while moving at 1mm/s

0.04秒程度の直線加速をともなった，過渡的な動作も[図4](#)の通り良好である．なお，加速の方法や制御方式を工夫すれば，さらに良い特性を得られる．

このような高精度位置決めシステムを運用するに当たって，ナノスケールレベルの性能を維持するためには種々の注意が必要である．床振動の影響を排除するための除振台や，搭載物の剛性にも注意が必要である．剛性が足りないと不要な振動を発生し制御系に悪影響を与える．また，可動部との接続ケーブルやホース類も動作を妨げないように設置しなければならない．⁴⁾

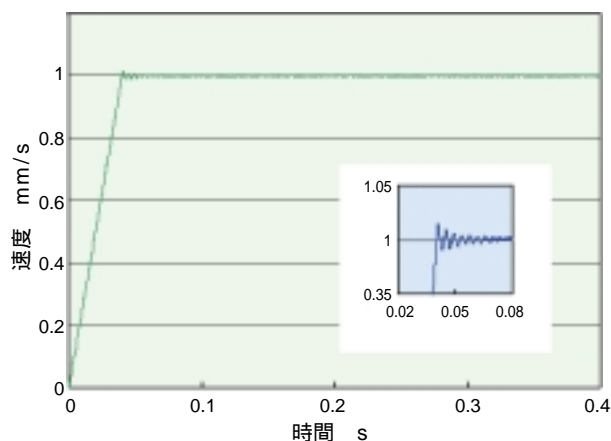


図4 過渡特性
Transient response of speed

4. 高分解能位置決め用スピンドルユニット

エアスピンドルは、回転部と固定部のすき間に空気などの加圧気体を供給し回転軸を支持し、非接触構造をとる。

当社の標準エアスピンドルは図5に示すように、2個のジャーナル軸受と2個のスラスト軸受けで支持された回転軸に、ACサーボモータおよび非接触型の光学式ロータリエンコーダを直結した構造をとる。回転部は完全非接触構造でほとんど摩擦がなく、空気軸受けの平均化効果でさらに精度が向上するため、特に高精度な加工や検査などの用途に広く用いられている。⁵⁾

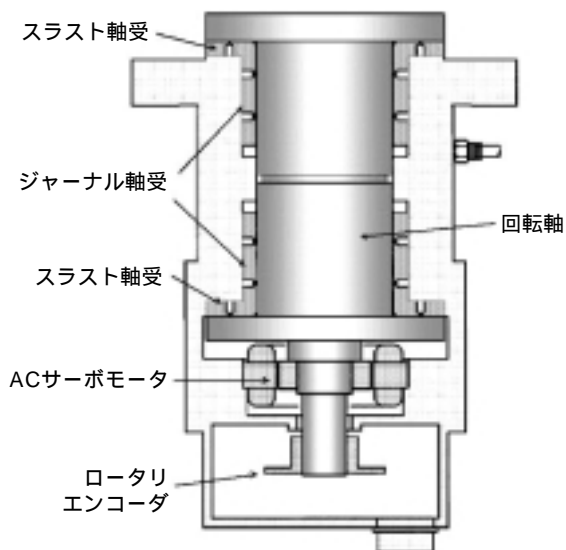


図5 エアスピンドルの構成
Construction of air spindle

制御方式は、連続回転にはPLL制御方式が適しており、回転むら（回転周期のばらつき）は、条件によっては1PPM以下の高精度を得ることが出来る。PLL方式の場合、指令パルスとフィードバックパルスの位相差で偏差が決定するため、1/2パルス未満の小さな偏差を制御系に取り込むことが可能である。逆に1/2パルス以上の偏差は検出不可能である。したがって、当社では、ロータリエンコーダは1周あたり1024または4096パルスの低分解能品が主に用いられる。なお、この方式では回転を停止させることはできない。

停止位置決めには、溜まりパルス方式が使用される。この方式の場合、最小でも1パルスの偏差が発生するまで検出できない。したがってロータリエンコーダは

1周あたり100万パルス以上の高分解能品が用いられる場合もある。この方式では、ロータリエンコーダの精度はきわめて重要で、スピンドルの停止精度と最も大きな関係がある。角度分解能を上げるためには、適切なロータリエンコーダを選定する必要がある。今回、図6の、ハードディスクのサーボトラックライタ（STW）用に開発されたロータリエンコーダ⁶⁾を使用し、1億5120万パルスの分解能を持つスピンドルユニットを開発した。スピンドル本体は、当社の標準的な仕様である。エンコーダヘッドはSTWアームヘッド位置検出用の反射型を適用し、反射型スケールはSTWクロック検出用の有効半径12.04mmのドーナツ形状のタイプを改良した。エンコーダ概略を図7に示す。今回のスピンドル仕様を下記に示す。

スピンドル部	: NTN標準品 HRA3M 相当 ⁷⁾
エンコーダ	: SONY P.T. BH10
てい倍器	: SONY P.T. BB100
パルス数	: 302,400 × 500てい倍
総パルス	: 151,200,000パルス/1周
分解能	: 0.00857秒
累積精度	: ±12秒（エンコーダ実績）
コントローラ	: ナノスケールコントローラ NTN製（リア駆動）
最高回転数	: 300rpm（当社コントローラ）
停止精度	: ±5～10パルス （当社コントローラの場合）

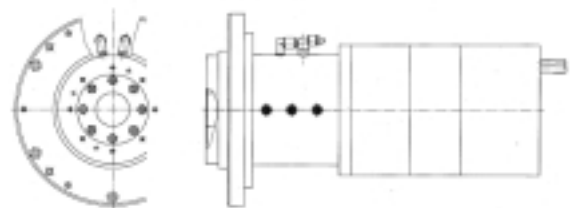


図6 高分解能スピンドル
Schematic of high resolution air spindle

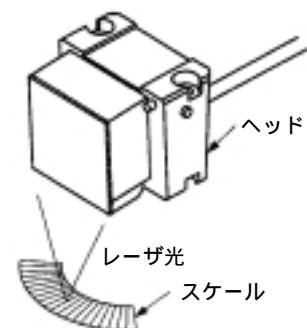


図7 ロータリエンコーダ概略図
Schematic of rotary encoder

これより，例えばCD,DVDの最外周 $r=60\text{mm}$ での分解能は，距離換算で 2.5nm である．実際には，さらに当社コントローラでの位置決め誤差が発生する．

位置決め精度は ± 40 秒であった．なお，測定は12面ポリゴンミラーで行い，予想される測定誤差は ± 1 秒程度ある．測定データを図8に示す．

この誤差は，正弦波状に発生しているため，回転同期成分が主である．この成分を除去すると，残りの2次項以上は約 ± 5 秒となる．この誤差の1次項の主要原因はドーナツ形スケールの取り付けの芯ずれと推定される．ただ，繰り返し性は，1秒以内であるため，校正を行なって使用すれば絶対精度が格段に向上することが期待される．

回転時の速度むらに関しては，動的に測定する方法がないため，制御をかけているスケールの信号と，指令位置との偏差の信号で代用している．したがって，角速度の変動を角度位置の変動(理想位置からのずれ)として表示している．図9に示す通り，偏差は低速ではおおむね ± 0.1 秒以下となった．

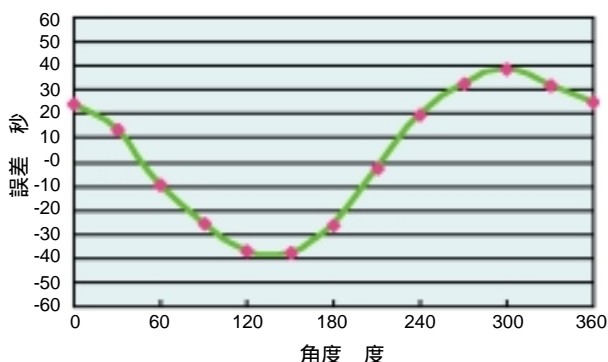


図8 高分解能エアスピンドルの累積誤差
Cumulative positioning error

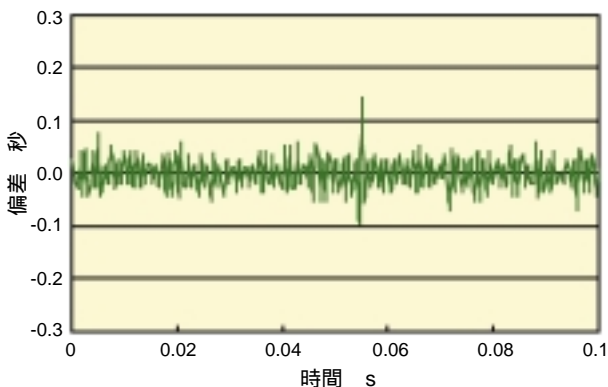


図9 1°/sで回転中の角度偏差
Indexing error while rotating at 1 degree/s

6. 制御方法

サーボ系の制御方法については，スピンドル，スライド供に一般的なPID制御を行なっている．コントローラは前述の 1nm の停止精度を有する超精密置決めスライド用ナノスケールコントローラと同様の仕様である．最近のコントローラの傾向と同様であるが，スケールはてい倍器を経由せず，スケール信号を直接受け取るため，高精度のわりに高速動作が可能である．

近年，スイッチング素子の普及により，モータ駆動には，PWM (Pulse Width Modulation) アンプが用いられるが，ノイズが大きい，トルクむらがある等の問題が有る．さらに電圧が一定のため，微細な駆動に向かない．本装置では，微小な信号を取り扱うハードディスクのヘッド等にも影響を与えないため，アンプ部はサイン波形リニアアンプを用いて良い結果を得ている．アンプ主要部を図10に示す．

位置決め制御では，静止時に微小電流の向きが高速で反転する．そのため，アンプ部は，連続回転ではほとんど問題にならないクロスオーバー歪みにも十分注意する必要がある．クロスオーバー歪みの例を図11に示す．一般にクロスオーバー歪みが発生すると不感帯が発生しサーボ系に悪影響をもたらす，精度が悪化する．最終段のFETドライブ部には適切なバイアス電圧をかけ，クロスオーバー歪みが発生しないようにしている．製作した専用コントローラとドライバを写真3に示す．

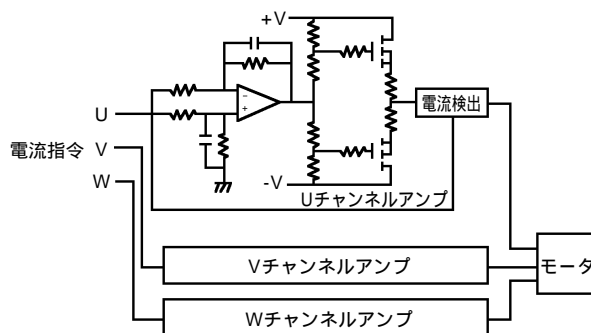


図10 アンプ主要部
Diagram of amplifier

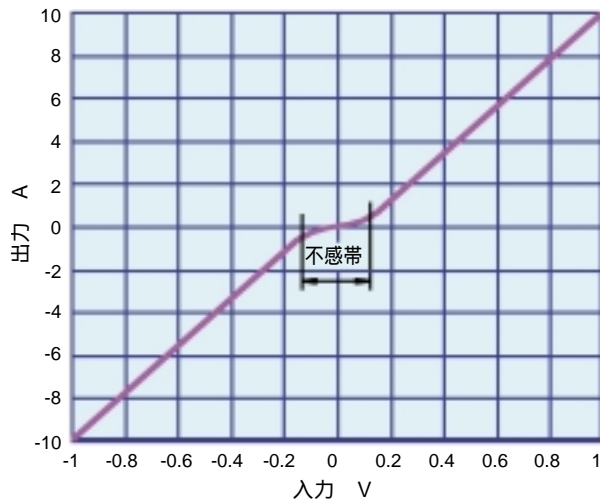


図11 クロスオーバー歪みの例
Example of crossover distortion



写真3 ナノスケールコントローラ，ドライバ
Nanoscale Controller and amplifier

7. おわりに

今回1nm以内の偏差で，等速運動性能を有する位置決めシステムを，評価方法とともに開発し十分実用に耐えうる商品として運用が可能となった．また，同様の技術で，超精密位置決めスピンドルの構造と計測結果を報告した．今後のさらなる精密化の要求に応じ，高精度に対応した位置決めシステムを開発したい．

[参考文献]

- 1) Motohiro Takaya, Kayoko Taniguchi and Tadahiko Shiman, Nanometetr Controlled Stage, デジタルスケール国際ワークショップ, つくば, 2001年11月
- 2) 齋藤 洋, 超精密・高分解能リニアエンコーダ, フジ・テクノシステム発行, 次世代精密位置決め技術 419, 2000
- 3) Akiko HIRAI, Lijiang ZENG and Hirokazu MATUMOTO, Heterogyne Fourier Transform Spectroscopy using Moving Diffraction Grating, Jpn. J. Appl. Phys. Vol.40 (2001) 6138 Part 1, No.10 Oct.2001
- 4) 中島 明生, ナノメートル位置決め技術の実用化と光ディスク分野への応用, 精密工学会 超精密位置決め専門委員会 No.2002-4(4)27 2002.11.15 NTN (株)
- 5) 藤川 芳夫, 静圧気体軸受の技術動向 月刊トライボロジー 3(2003),44
- 6) Yukihiro Uematu, Masanori Fukushi, and Kayoko Taniguchi, Development of the Pushpin free STW IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS 37,NO.2, MARCH 200
- 7) NTNエアスピンドルユニットカタログ No.5403-III/J

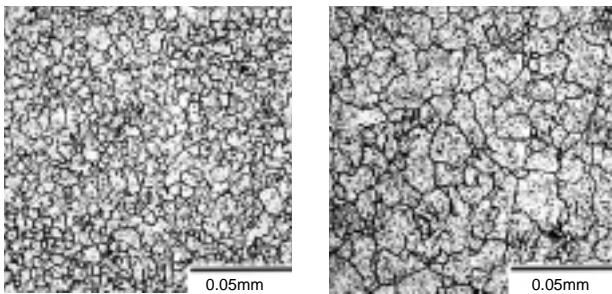
執筆者近影



中島 明生
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

FA円すいころ軸受

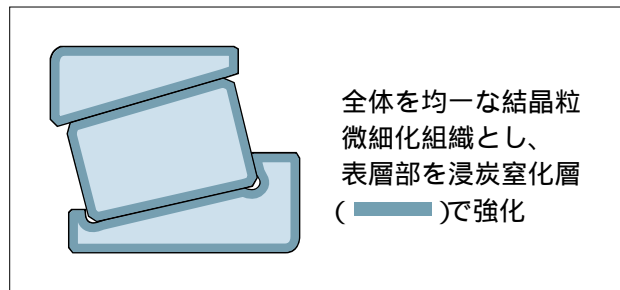
軸受鋼の結晶粒微細化技術及び浸炭窒化処理技術により長寿命化を実現
FA処理 (Fine Austenite Strengthening)



FA処理品

普通焼入品

旧オーステナイト結晶粒界

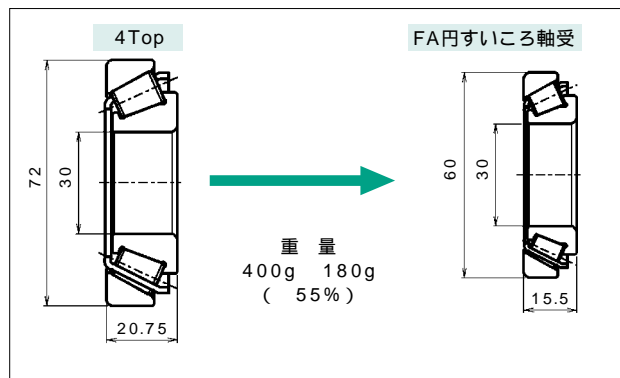


性能 (当社4Topシリーズ比)

- 清浄油潤滑条件下で約3倍の寿命
- 異物混入潤滑条件下で約1.4倍の寿命
- 実用回転領域で10%以上の低トルク化
- 耐焼付き性を回転速度で25%、面圧で2倍に向上
- 予圧抜け量を半減
- 組立幅落ち着き回転数を半減
- 耐圧痕性を約1.5倍に向上

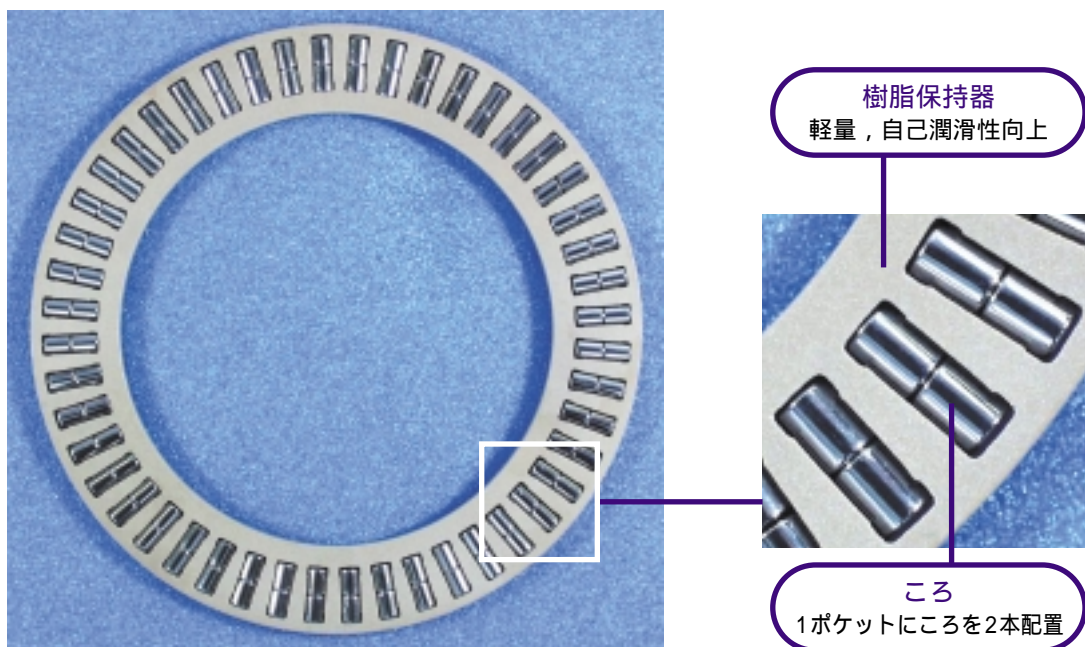
コンパクト化例

- FA処理と軸受の最適化設計によるコンパクト化



カーエアコン・コンプレッサ用 複列スラストニードル軸受

ころの複列化により，長寿命・低トルク・低騒音化を実現



特長

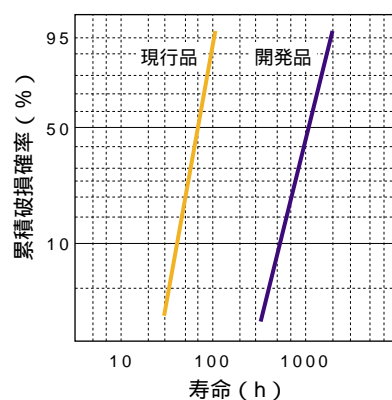
- 寿命（表面起点による損傷）：12倍
- 回転トルク：50%低減
- 音響：8dBA低減
- 保持器は樹脂材使用：軽量

用途

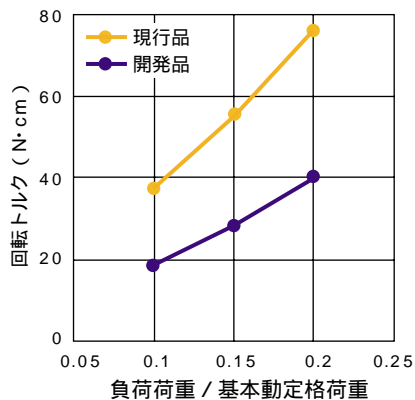
- カーエアコン・コンプレッサ

性能（現行品との比較）

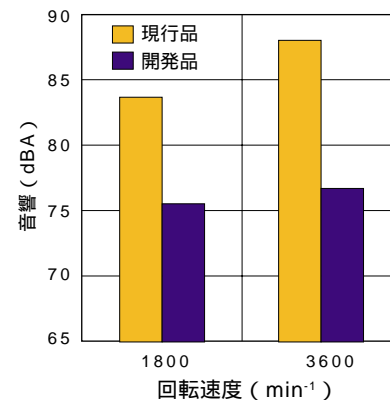
表面起点による損傷寿命



回転トルク



音響



ロッカーアーム用 FAニードル軸受

FA処理の採用により，ロッカーアーム用軸受の長寿命化を実現

FA処理 (Fine Austenite Strengthening) :
軸受鋼の結晶粒微細化技術及び浸炭窒化処理技術



特長

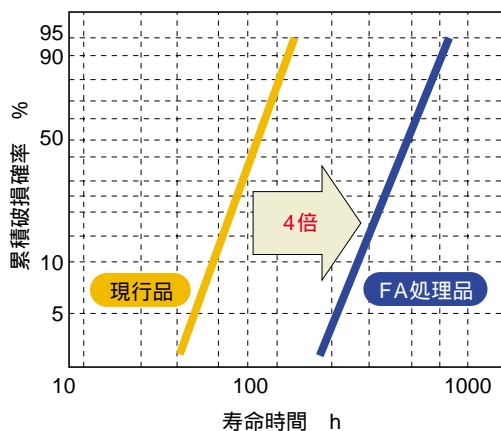
- 寿命 (転動疲労寿命) : 4倍
- サイズダウンによる
軽量化 (許容面圧向上から) : 20%

用途

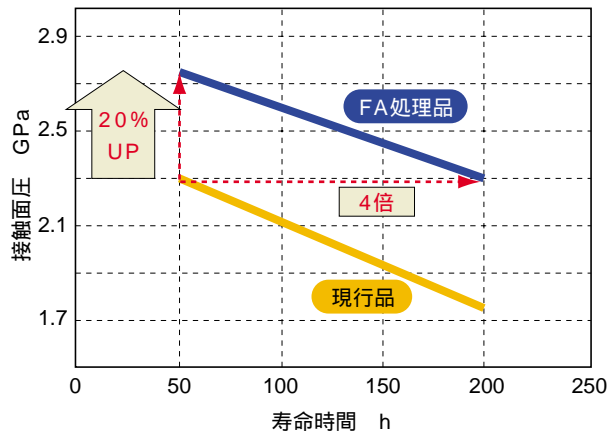
- エンジン・ロッカーアーム用

性能

寿命試験比較



接触面圧と寿命の関係



超軽量 GEN3 ハブベアリング

軽量化を極めた“質量1.0kg”の軽自動車用ハブベアリング



特長

- 軽量
- コンパクト設計
コンピュータ解析
高強度炭素鋼（新開発材料）
長寿命グリース
- 長寿命

用途

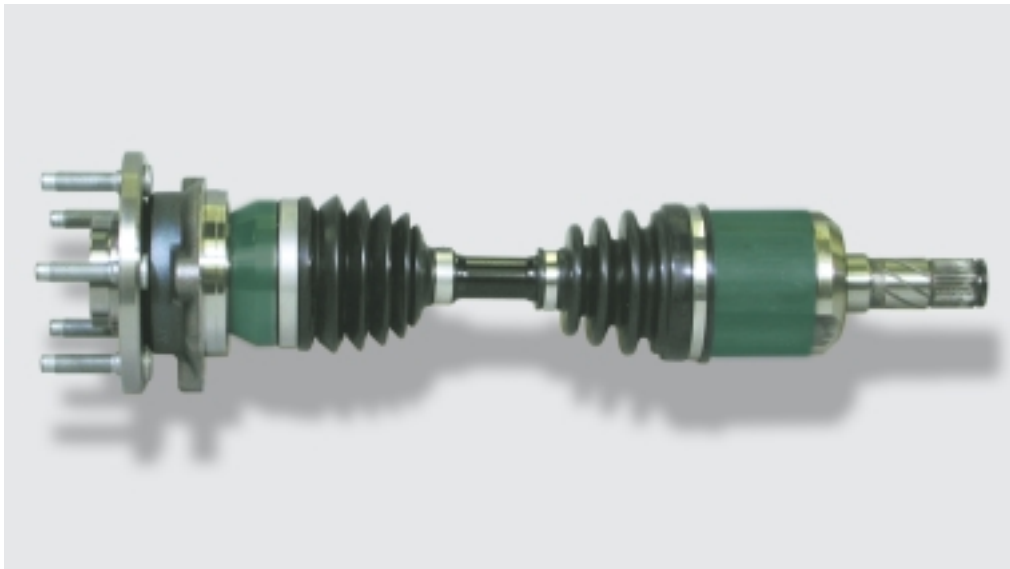
- 軽自動車用ホイールベアリング

車両において

ばね下質量低減による
走行性能の向上
燃費向上

GEN4 ハブジョイント

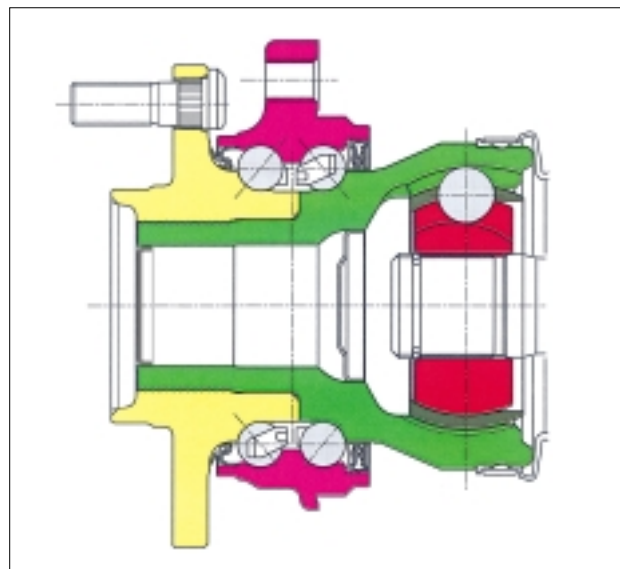
独自の拡径加締め法により
新型等速ジョイントとGEN3ハブベアリングを一体化し、
小形軽量化と組立性向上を達成



特長

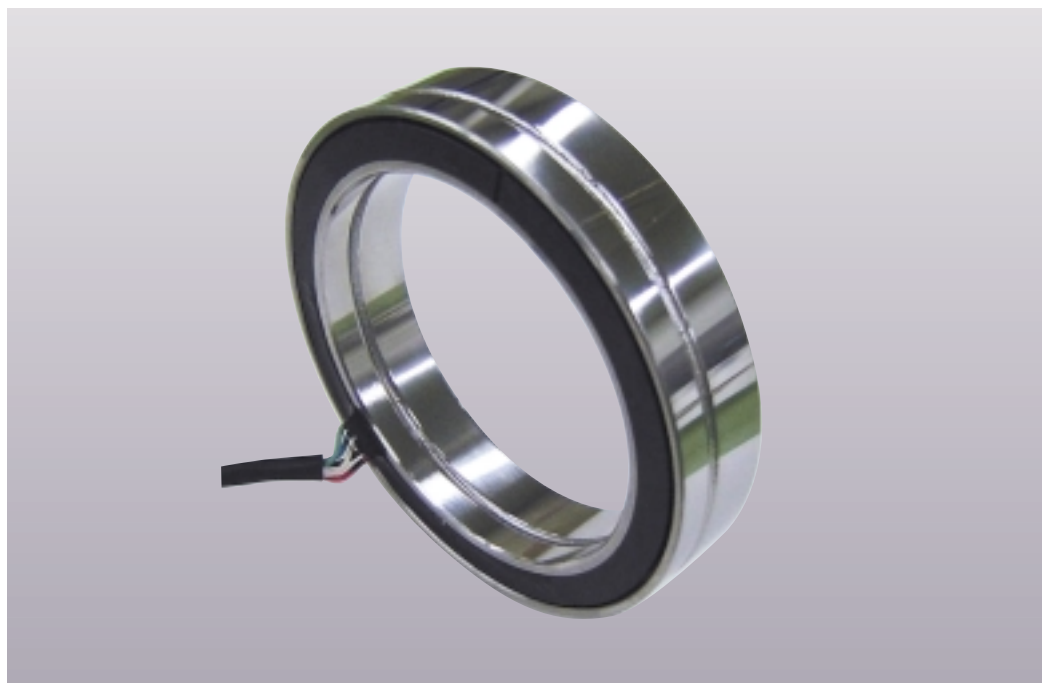
- 軽量
CVJと軸受の一体化，ジョイント軸の中空化，CVJと軸受の新加締め法により10%以上の軽量化
- 軸方向にコンパクト
新型等速ジョイントと軸受の一体化により，軸方向寸法を20%以上コンパクト化
- 高効率・低発熱
新型等速ジョイントEシリーズの採用により，動力伝達時のトルク損失が30%向上。発熱も従来タイプに比べ20%低減

構造

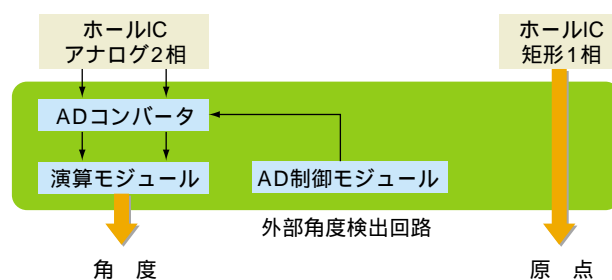
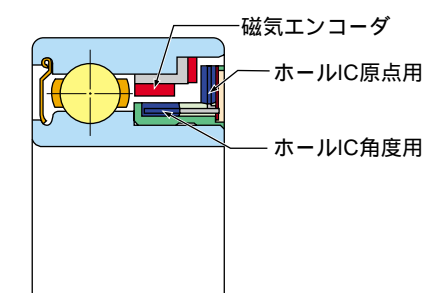


アブソリュートエンコーダ付軸受 (ホールICタイプ)

アブソリュート型エンコーダ (ホールICタイプ) と
高精度原点を内蔵したセンサ付軸受



構造



特長

- 絶対角度を検出
- 高精度原点検出が可能
- 軽量・コンパクト

用途

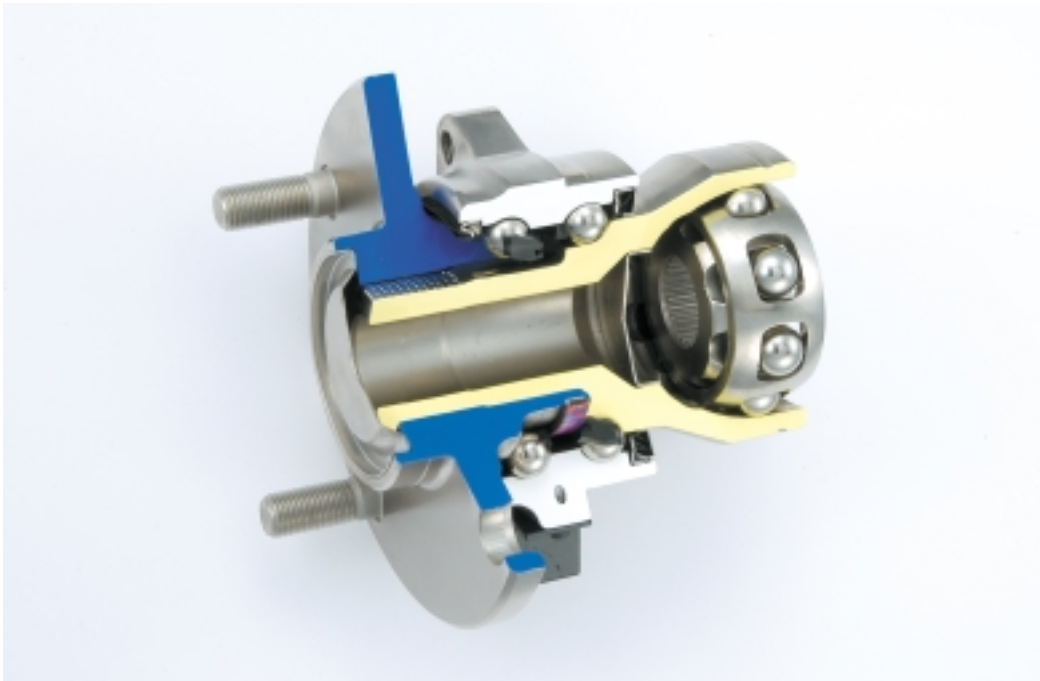
- ロボットの関節
- モータ
- 絶対角度検出を必要とする箇所

仕様

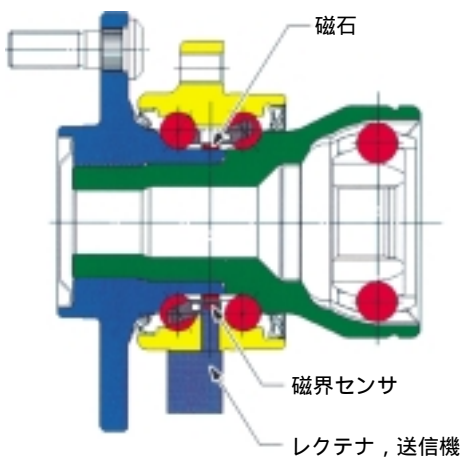
- 軸受形番 : #6811
- センサ方式 : 磁気エンコーダ + ホールセンサ方式
- 角度精度 : $\pm 6^\circ$
- 原点繰返し再現性 : 0.05 以下
- 使用環境温度範囲 : 0 ~ 50

ゼロ速対応アクティブ型ワイヤレスABSセンサユニット

ハブベアリングに内蔵したアクティブ磁気センサとセンサ信号送信機に、車体からワイヤレス給電を行うことにより、車輪のゼロ速検出と回転方向検出を実現



構造



特長

- 無線給電
- 極低速から回転速度検出（ゼロ速対応）
- 回転方向検出
位相が90°異なる回転信号（A・B相信号）を出力
- 軽量・コンパクト
- 組み立て工数削減
- 設計自由度拡大

用途

- 乗用車用アクスルユニット

「第1回モノづくり部品大賞」 部品賞受賞

流体動圧軸受ユニット

素材に焼結含油合金を採用した動圧軸受をユニット化
ラジアル・スラストの動圧効果により低NRROを実現



特長

- 動圧効果により、軸が非接触で回転
 - ・ 高回転精度を実現
 - ・ 静音性に優れる
- 軸受スリーブに焼結合金を適用し、プレス加工により動圧溝加工
 - ・ 量産性に優れる
- 焼結合金内部にも潤滑油を保有
 - ・ 耐焼付き性に優れ、長寿命
- ハウジング・スラストブッシュには鉛を含まない黄銅を採用
 - ・ 環境負荷を低減

用途

- HDDスピンドルモータ
(パソコン、HDDビデオ、カーナビゲーション用など)
- 高密度光ディスク用スピンドルモータ
- ポリゴンスキャナモータなど

NTNのユニークな発想と、日本電産株式会社殿のモータ技術により、
「第1回モノづくり部品大賞」(日刊工業新聞社主催)において部品賞を受賞しました。



ADY2004 <検査装置部門> グランプリ受賞

カラーフィルタ用マルチリペア装置

カラーフィルタの修正に必要な機能を1台に集約した業界初のマルチリペア装置
カラーフィルタの生産性と品質向上に大きく貢献します

本装置は、タカノ株式会社殿との共同開発機です。



黒欠陥対応

レーザーカット機能

白抜け欠陥対応

インク塗布機能

突起欠陥対応

テープ研磨機能

特長

- カラーフィルタのあらゆる欠陥修正に対応，高品質な修正が可能
- 投資コスト，設置面積，トータル修正時間の大幅な削減を実現
- 検査装置と組み合わせたシステム提案が可能
- 第7世代（1870×2200mm）までの大型ガラス基板に対応

主な機能

- レーザカット機能：
第2，3高調波YAGレーザ（スリット 機能搭載）で欠陥除去
- インク塗布機能：
白抜け欠陥へ塗布針（特許取得済み）にてインク塗布（塗布針先端径：30，50，70μm）
- テープ研磨機能：
突起欠陥を圧力制御しながら一定の高さまで研磨（精度：±0.5μm）
- 高さ測定機能：
突起高さの測定 触針圧1mN以下 分解能0.1μm，測定範囲±35μm
- レビュー機能：
ガラス定盤を採用，透過／落射照明により欠陥形状の観察が可能