

MOTION & CONTROL

NSK

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY · 2005

No.678

産業機械用製品特集



ISSN 0911-4920

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2005 **No.678**

産業機械用製品特集

巻頭言

産業機械用製品特集号に寄せて 取締役 代表執行役専務 町田 尚 1

解説・論文

風車軸受における高信頼性技術 渡邊 哲雄 2

遠心ポンプ用転がり軸受技術 石黒 博, 山田 学 9

鉄鋼設備における軸受の技術動向 大平 隆昌 14

工作機械用グリース補給ユニット：ファインループ® II 安積 三郎 22

自動化設備用超静音ボールねじ「S3(エスキューブ)ボールねじ」 梶田 敏治, 林 栄治 29

高精度・高速位置決め用メガトルクモータ® 新シリーズ「PSシリ-ズ」の開発
..... 五十嵐 洋一, 小西 博英, 小林 誠一 35

商品紹介

鉄鋼圧延機用長寿命ロールネック軸受：ウォータータフ® 軸受 43

産業機械用センサ軸受 45

鉄道車両主電動機用長期メンテナンスフリー玉軸受 47

精密工作機械主軸用超高精度軸受 ロバスト® P2Xシリーズ 49

小形モノキャリア® 『MCM02』 51

新世代NSKミニアチュアリニアガイド PU/PEシリーズ 53

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY • 2005 **No.678**

Special Issue of Products for Machinery

Preface

NSK's Products for Machinery H. Machida 1

Technical Papers

Technology of High Reliable Bearings for Wind Turbine Gearboxes T. Watanabe 2

Bearing Technologies for Centrifugal Pumps H. Ishiguro , Y. Yamada 9

Trend of Bearing Technology in Iron and Steel Industries T. Ohira 14

Grease Replenishment System for Machine Tool Main Spindles—Fine Lub II S. Azumi 22

S3 Ball Screws: Super Low-Noise Ball Screws for Automation Equipment T. Kajita , E. Hayashi 29

Development of New Series of Megatorque Motor[®] for High Speed and Precise Positioning
..... Y. Igarashi , H. Konishi , S. Kobayashi 35

New Products

Long Life Roll Neck Bearings for Steel Rolling Mills—WTF[®] Bearings 43

Sensor Bearings for General Industrial Machinery 45

Long-Term Maintenance-Free Ball Bearings for Railway Traction Motors 47

Ultra Precision Bearings for Precision Machine Tools—Robust[®] P2X series 49

Miniature Monocarrier[®] MCM02 51

New Generation of NSK Miniature Linear Guides—PU/PE Series 53

産業機械用製品特集号に寄せて

取締役 代表執行役専務
町田 尚
H. Machida



1916年の創立以来、弊社は各種産業の発展とともに成長してまいりました。第2次世界大戦後の日本の復興期には、鉄鋼を代表とする重工業の各種設備に転がり軸受を使用していただいたことを始め、1950年代には洗濯機や冷蔵庫用に、60年代には掃除機、乗用車、新幹線等用に当時の最先端の軸受を提供してまいりました。70年代にはエアコン及びNC工作機械用の軸受を開発するとともに、海外での軸受の生産を開始いたしました。80年代に入り、ビデオテープレコーダー及びパソコンの普及、半導体のメガビット化及び工場のオートメーション化が進展し、90年代からは地球環境問題対策、ロボットの知能化、風力発電等がクローズアップされる中で、弊社はお客様のニーズに合わせた数々のタイプの軸受を開発してまいりました。そして、軸受の開発及び生産で培ったコア技術に高精度の位置決め技術や電子制御技術などを加え、事業領域の拡大を図ってきました。弊社の精密機械部品の製品は、60年代初めのボールねじから始まり、リニアガイド、XYテーブルなどの高精度ユニット、ダイレクトドライブモータ、ロボットモジュールなどのメカトロニクス製品、そして露光関連装置のシステム製品へと、質・量とも大きく成長してきました。こうして、機械部品メーカーとして世界のリーディングカンパニーのひとつとしての地位を固め、総合エンジニアリング企業としての基盤を築いてまいりました。

この度、産業機械用製品特集号を発刊することになり、各種産業分野における最先端の研究開発の成果や商品をご紹介します。

21世紀の社会では、あらゆることが加速度的に変革していくと言われております。弊社では、世の中の大きな流れを見極めながら、お客様のニーズを適確に捉え、独自の四つのコアテクノロジー(材料、潤滑、解析、メカトロ技術)に基づいた高付加価値商品をタイムリーに世に送り出していきたいと考えております。このために、四つのコアテクノロジーを徹底して強化し続けており、また、これにより製品の開発・設計のベースとなる「技術のプラットフォーム」の整備を強力に推進しております。さらに、グローバル化するお客様のご要望に応えるために、欧州3拠点、米州2拠点、アジア3拠点に技術センターを設置し、グローバル技術体制の強化も行っています。

今後、次世代の商品開発を強力に進め、「Motion & Control」を核にした製品を提供することによって社会に貢献していく所存です。

皆様のなお一層のご指導、ご支援をお願い申し上げます。

風車軸受における高信頼性技術

渡邊 哲雄*



渡邊 哲雄

Technology of High Reliable Bearings for Wind Turbine Gearboxes

by T. Watanabe

Wind power generation is widely recognized as a growing industry for renewable sources of energy. Since the late 1980s, NSK has been supplying all types of bearings used in wind turbine gearboxes as an all-round bearing manufacturer. In recent years, bearing reliability has become much more critical with the rapidly increasing size of wind turbines. This article describes features of bearings for wind turbine gearboxes and provides details regarding bearing selection with a focus on the speed-increasing gearbox, which is commonly used in a wind turbine with an induction generator. In addition, we will discuss the NSK technologies that have contributed to the improvement of bearing reliability in wind turbine applications.

- | | |
|--------------------|-----------------|
| 1. はじめに | 3.3 つばとところ端面の接触 |
| 2. 増速機構造と増速機用軸受の動向 | 3.4 保持器設計 |
| 3. 信頼性技術 | 4. 今後の技術課題 |
| 3.1 寿命 | 5. おわりに |
| 3.2 最大接触面圧 | |

1. はじめに

地球温暖化の要因となる大気中の温室効果ガス削減に向け、各国で再生可能エネルギーへの関心が高まっている。中でも風力発電は欧州から世界へと市場が拡大しており¹⁾(図1)、成長産業として各方面で注目を集めている。

高い信頼性と経済性を要求される風力発電装置(以下風車)用として、NSKでは1980年代後半より軸受の納入を開始し、総合軸受メーカーとして、風車に使用されているあらゆる部位・形式の軸受を供給してきた。

様々な形式の風車が存在しているが、今回は、主流となっている誘導発電機タイプ風車において最も強く信頼性が要求される部位である増速機に焦点をあてて、風車用軸受の特徴を紹介する。

2. 増速機構造と増速機用軸受の動向

風車は、ひとたび故障すると稼働率の低下や修理、部品交換等に多大な費用が発生することになるため、高い信頼性が要求される。特に増速機においては80～90年代にかけて米国で集中的に発生した故障²⁾により、主要部品である軸受にも高い信頼性が要求されている。米国歯車製造者協会 AGMA (American Gear Manufacturers Association) では、この経験を経て風車用増速機のガイドライン作りを進め最近規格化が完了した³⁾。この中で軸受選定は重要項目となっている。ここでは増速機の構造と使用軸受について説明する。

風を受けて回転するロータは $10 \sim 30 \text{ min}^{-1}$ で回転する。使用される誘導発電機の必要回転速度は一般的に $1500 \sim 1800 \text{ min}^{-1}$ であるのでロータの回転速度を発電機の必要回転速度に上げるために増速機が使用される。図2に代表的な構造(プラネタリ1段+ヘリカル2段)を示す。ロータから入力されたトルクは遊星ギヤのキャリアを駆動し、サンギヤを通じて2段の

* 総合研究開発センター 新技術開発第一部

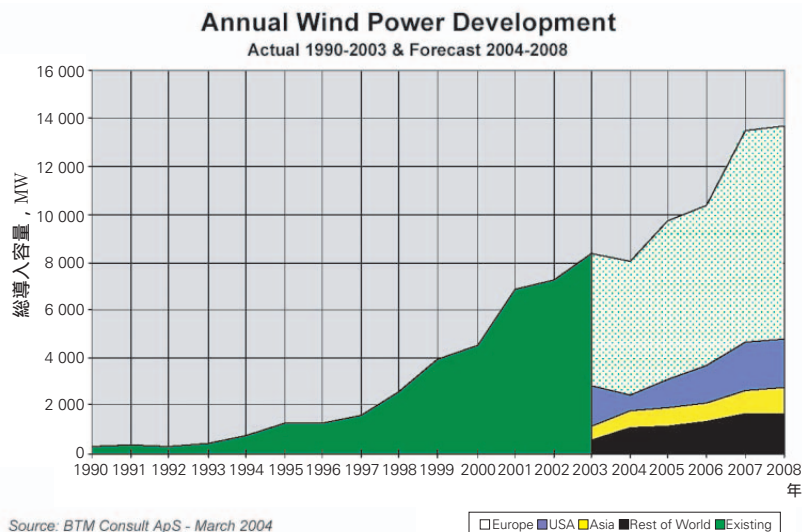


図1 風車導入量の推移

Fig. 1 Annual wind power development: Actual 1990-2003 & Forecast 2004-2008

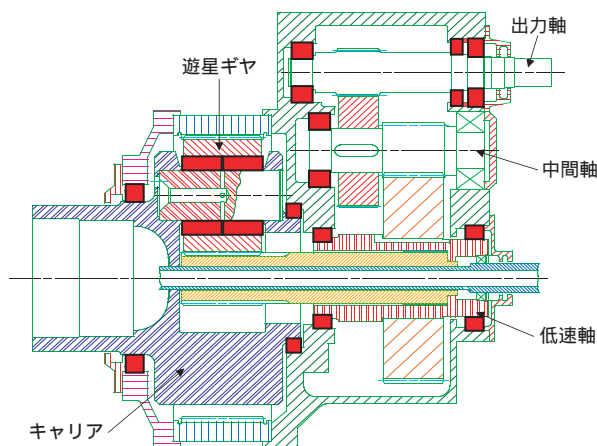


図2 増速機構造

Fig. 2 Schematic view of gearbox

表1 増速機部位別軸受品種

Table 1 Types of bearings for gearbox components

使用部位	軸受形式	備考
キャリア	FCCRB, SRB, TRB	
遊星ギヤ	FCCRB, CRB, SRB	外輪無し FCCRBあり
低速軸	自由側	SRB, FCCRB, CRB
	固定側	FCCRB, TRB, SRB
中間軸	自由側	CRB, SRB
	固定側	TRB, SRB, CRB + 4PCBB
高速軸	自由側	CRB, SRB
	固定側	TRB, SRB, CRB + 4PCBB, CRB + TRB

FCCRB: 総ころ円筒

TRB: 円すいころ

CRB: 円筒ころ

4PCBB: 4点接触玉

SRB: 自動調心ころ

ヘリカルステージに出力される。表1に各部位で使用実績のある軸受品種を示す。この表から、様々な品種の軸受が使用されていることがわかる。

軸受はそれぞれの軸に2~3個使用されており、歯車の潤滑に使用しているギヤ油 (VG320相当) をはねかけまたは循環給油にて潤滑される。遊星ギヤは公転しているため潤滑油が軸受外へ排出されやすい。このため内輪が嵌合しているピンは中空となっており、遊星ギヤが油中に浸漬した際にこの空間で油をすくい、軸受勘合面に貫通している油穴を通して潤滑油が補給される。

近年、風車の大型化に伴い入力トルクや増速比が大きくなっている。増速機に使用される軸受サイズと風車発電容量の関係 (図3) を調べると、キャリア軸受は大型化しているが、それ以外の部位では軸受サイズ

に目立った差は見られない。一方、発電機容量に対する軸受荷重の比 (P/C) (図4) を見ると、遊星ギヤ用に負荷容量の大きい軸受が要求されることがわかる。そのため遊星ギヤ用軸受においては、負荷容量を増大させる方法として、外輪を省きギヤ内径面を外輪軌道面としてこの直径をできるだけ大きくしている例もある。

3. 信頼性技術

3.1 寿命

3.1.1 ABL Forecaster (新寿命計算式)

軸受設計において、仕様が最終的に使用条件を満足するかどうかを判断するひとつの基準が軸受の疲れ寿命

である。NSK では 2000年のISO改訂に伴い、疲労限荷重 P_u 、潤滑状態、潤滑剤の汚染度 a_c を考慮した新寿命理論を2001年に発表した(下記式)。

$$L_{able} = a_1 a_{NSK} L_{10} \dots\dots\dots (1)$$

$$a_{NSK} = f \left[\frac{P - P_u}{C} \cdot \frac{1}{a_c} \cdot a_L \right] \dots\dots\dots (2)$$

a_c : 汚染度係数,
 a_L : 潤滑係数(粘度比 の関数),

P : 軸受荷重,
 P_u : 疲労限荷重,
 C : 基本動定格荷重,

新寿命計算式 ABLE Forecaster として2002年から NSK のホームページ (<http://www.jp.nsk.com/jp/>) 上で公開している⁴⁾。これまでの寿命計算より精度の高い寿命計算ができるようになり、信頼性の高い軸受選定が可能となった。

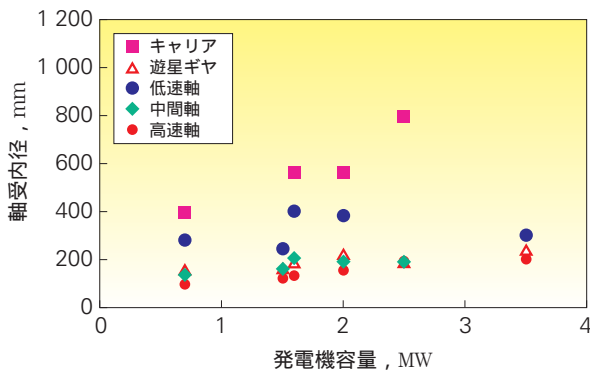


図3 発電機容量と部位別軸受サイズ
Fig. 3 Relationship between bearing size and wind turbine capacity

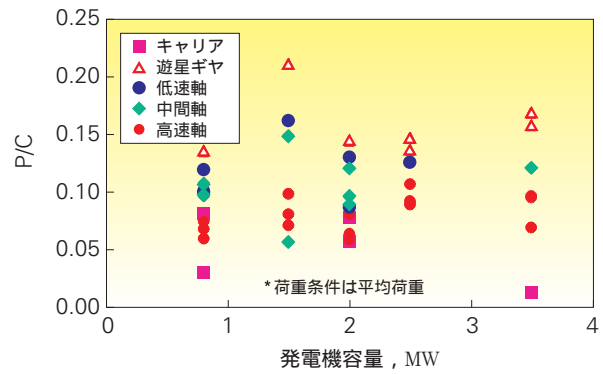


図4 発電機容量と P/C
Fig. 4 Relationship between P/C and wind turbine capacity

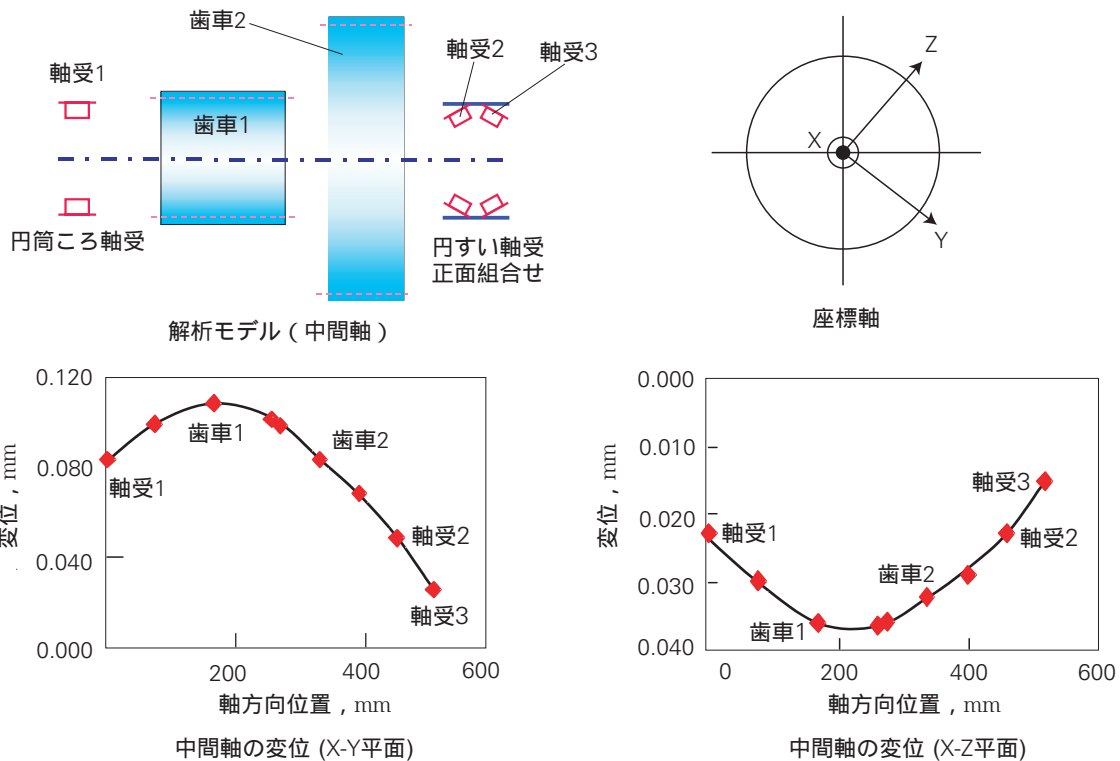


図5 STIFF計算例(軸変位)
Fig. 5 Example of STIFF calculation (deformation of shaft)

3.1.2 BRAIN・STIFF (解析)

風車用増速機に使用される軸受では、傾きやモーメント等複雑な荷重が働くため、軸受の内部すきまを考慮した転動体荷重分布や各転動体の接触面圧の解析が必要である。

NSK のトライボロジ - 技術と数値解析技術を集結した軸受運動解析ソフトウェアBRAIN (BeaRing Analysis In NSK) は、PACSと呼ばれる軸受品種毎の運動解析プログラム群と軸やハウジングの変形を考慮した軸系解析プログラムSTIFFを含むパッケージの総称である⁵⁾。軸受単体のみではなく、軸受を非線形ばね要素として扱い、軸系の変位解析と組み合わせることによって軸受周辺を含めたシステムとしての解析を行っている。このため多数のギヤがかみ合い、そのギヤ反力がそれぞれの軸で相互に影響する増速機での複雑な解析において、さらに精度の高い仕様検討が可能となった。図5、6に増速機中間軸の解析例を示す。

NSK では ABLE Forecaster による疲労限荷重、潤滑状態、潤滑油汚染度を考慮した寿命計算と軸受内部すきまや傾きを考慮したSTIFFによる寿命計算の両方が可能である。欧州からはそれら両方を統合した計算

方法での寿命計算が要求され始めた。現在、NSK ではこの要求にも対応している。

さらに風車特有の寿命計算として Bin by Bin 計算の要求がある。これは風速(トルク)の出現頻度分布⁶⁾(図7)を数十～数百の幅(Bin)に分けそのBin毎に寿命計算しTotalの寿命値を求める統計的手法である。風車を受ける荷重、すなわち風の力は不規則で予想が困難である。そこで過去数年～数十年のデータから極値統計手法で予想している。軸受寿命も風速(荷重)分布に基づいて計算することでより信頼性の高い値となる。

3.1.3 STF, HTF (長寿命材料)

増速機用軸受では高粘度のギヤ油を歯車と共有して使用しているため、ギヤの摩耗粉混入や低温始動時の粘度増加による潤滑油不足が発生し苛酷な環境下にある。風車用軸受において要求寿命に満たない場合はNSKが開発した耐圧痕特性に優れるSTF(Super-TF)、HTF(Hi-TF)材⁷⁾を選定している。

前述したように、増速機で使用される軸受は、低速高荷重の遊星ギヤ用軸受からの出力軸用軸受まで、ギヤの潤滑と共通で使用される高粘度のギヤ油が使用さ

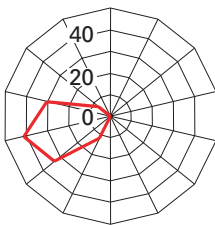
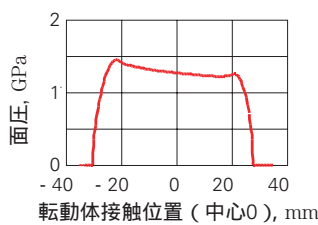
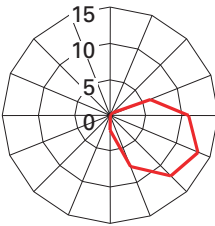
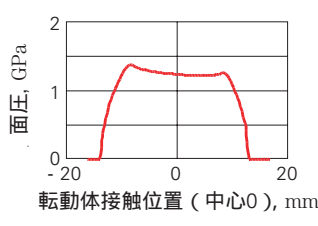
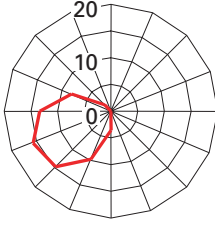
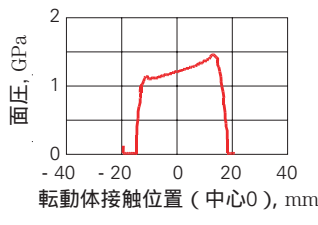
軸受名番	軸受荷重, 軸受寿命	転動体荷重分布 (kN)	接触面圧
軸受1: 円筒ころ	$F_a = 0 \text{ kN}$ $F_r = 110.6 \text{ kN}$ $Q_{\max} = 41.2 \text{ kN}$ $L_{\text{stiff}} = 110\,000 \text{ h}$		
軸受2: 円すいころ	$F_a = 11.8 \text{ kN}$ $F_r = 43.9 \text{ kN}$ $Q_{\max} = 13.2 \text{ kN}$ $L_{\text{stiff}} = 202\,000 \text{ h}$		
軸受3: 円すいころ	$F_a = 32.7 \text{ kN}$ $F_r = 50.0 \text{ kN}$ $Q_{\max} = 15.8 \text{ kN}$ $L_{\text{stiff}} = 164\,000 \text{ h}$		

図6 STIFF計算例 (荷重分布、面圧)

Fig. 6 Example of STIFF calculation (load distribution and contact surface pressure)

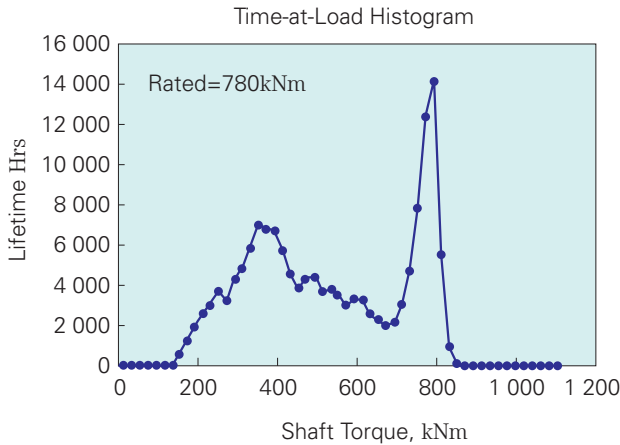


図7 トルク分布⁶⁾
Fig. 7 Torque histogram

れている。潤滑油の清浄度は一般的なギヤボックスと同様であり、ギヤ摩耗粉などの異物が軸受内に混入する可能性は高い。残留オーステナイト量を最適化し、圧痕における応力集中を緩和したSTF・HTF材は汚染された環境下での長寿命化に適している(図8)。

近年ではAGMAでも規定しているように潤滑油の清浄度を管理するようになった。このようなクリーンな条件下においても、STF、HTF材の軸受寿命は一般軸受鋼とも比べ、1.5~2倍であり長寿命となっている。

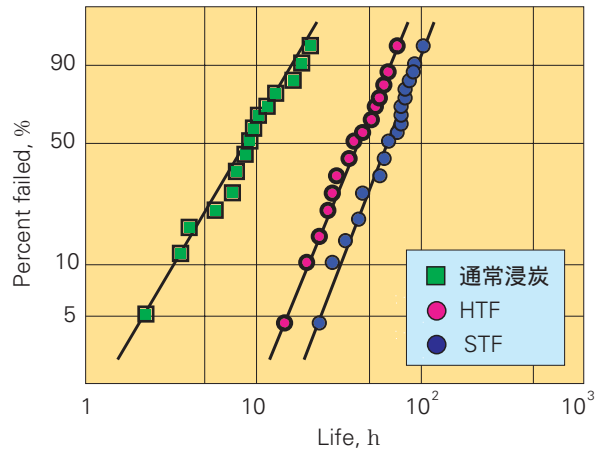
3.2 最大接触面圧

ころ軸受では転動体と軌道輪は線接触しており、その面圧分布は一様では無い。また、軸受にモーメント荷重やミスアライメントがあるとその分布も変化する。AGMAでは冒頭に述べた過去の損傷経験から各部位における最大接触面圧を表2のように規定している。NSK では前述の解析ソフトSTIFFにて各部位における転動体荷重とその最大接触面圧を計算しており、面圧の分布状態や実績を考慮にいれて軸受仕様を検討している。

表2 各部位における最大接触面圧³⁾

Table 2 Maximum contact surface pressures of bearings for gearbox components

部 位	最大接触面圧 GPa
キャリア	特に指定せず
遊星ギヤ	1.45
低速軸	1.65
中間軸	1.65
出力軸	1.30



試験条件
P/C=0.43 油浴潤滑
N=4 000 min⁻¹

混入した異物
硬さ 870HV
径 74~147 μm
量 150ppm

図8 円すいころ軸受の異物混入潤滑条件下の寿命試験結果⁷⁾
Fig. 8 Life test results of tapered roller bearings with contaminated lubrication

3.3 つばところ端面の接触

風車用増速機に使用される歯車は、騒音対策からはずば歯車が多く使用されている。このためギヤのかみ合いにより軸方向荷重が発生する。

円すいころ軸受では、接触角により純ラジアル荷重条件においてもアキシャル分力が発生するため、つばところ端面の接触点における発熱に注意しなければならない。ころ端面がつば面に押し付けられながら回転、すなわちすべりながら接触しているため発熱し、焼付きの原因となることがある。発熱量は接触面圧(P)とすべり速度(V)に伴い大きくなるため、PV値でアキシャル荷重が許容できるかどうかを確認している。

また、軸の固定側に、内輪の片側につばを持ち、アキシャル荷重も受けられるNJタイプの円筒ころ軸受を使用する場合もある。NJタイプでは円すいころ軸受同様、PV値で発熱量を確認できるが、以下の実験式でも負荷可能なアキシャル荷重が確認できる。NSK ではころの端面にクラウニングを施してつばとの接触面圧を緩和している。

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n + 1\,000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

(油潤滑の場合)

- C_A : 許容アキシャル荷重 (N)
- f : 荷重係数 (連続負荷 = 1)
- d : 呼び軸受内径 (mm)
- n : 軸受の回転速度 (min⁻¹)

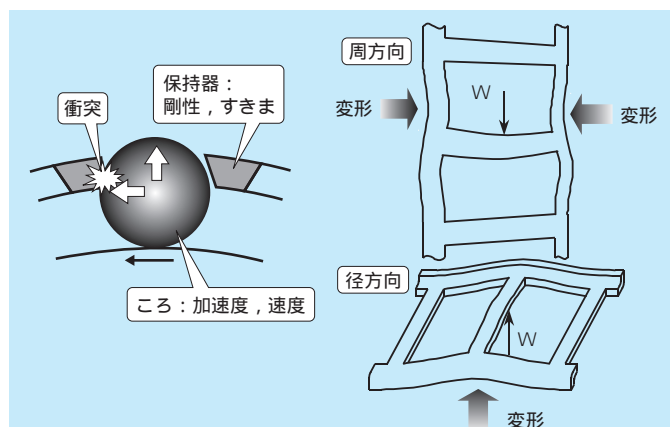


図9 保持器強度設計
Fig. 9 Concept of cage design

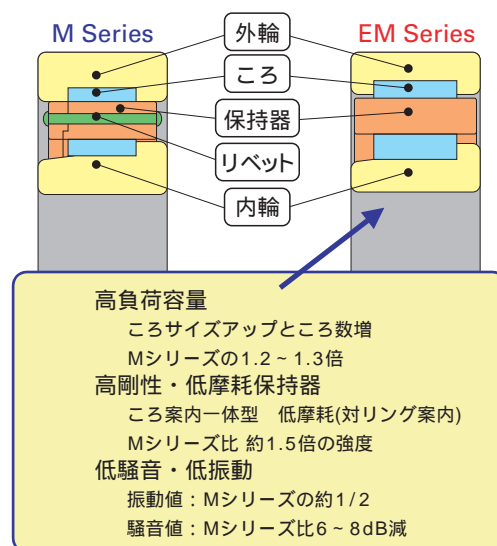


図10 新円筒ころ軸受保持器⁸⁾
Fig. 10 New cage design for cylindrical roller bearings

k : 寸法係数

直径系列 2 : 0.75

直径系列 3 : 1.0

直径系列 4 : 1.2

3.4 保持器設計

ころ軸受では、限られた空間内で軸受の負荷容量を上げるために、ころの大きさ（直径，長さ）や数量を最大限にする場合がある。このことは保持器の柱や円環部の断面積が小さくなるとともに、ころの質量も増大し、保持器への負担増が余儀なくされる。このため、転動体の衝突を想定し、保持器の柱と円環部の剛性バランスを考慮し強度検討を行っている（図9）。

NSK では、風車で使用する円筒ころ軸受（図10）において、従来品より強度を向上させ耐久性の高くした新型保持器（EM保持器⁸⁾）を標準で採用している。さらに、ころ案内の採用ところ接触面をR形状にすることにより低摩耗化を実現している。

一体型の保持器は強度的に優位である反面、加工が難しいことが課題であったが、NSK では独自の加工方法を開発し、一体型保持器の量産が可能となった。これにより風車用軸受の信頼性向上に大きく貢献している。

4. 今後の技術課題

冒頭に述べたように近年風車は大型化しており、最大 5MWクラスのプロトタイプ風車が欧州で運転されている。一方、風車設置時に使用するクレーンの能力限界から各部品の重量を軽減させる努力も行われている。増速機の形式も従来とは異なるものがいくつか出

ておりそれらを組み込んだ風車が稼動している。

- (a) 主軸用軸受と増速機の一体化
- (b) 増速機遊星ギヤの多段化
- (c) 複数発電機の使用
- (d) 同期型発電機の使用

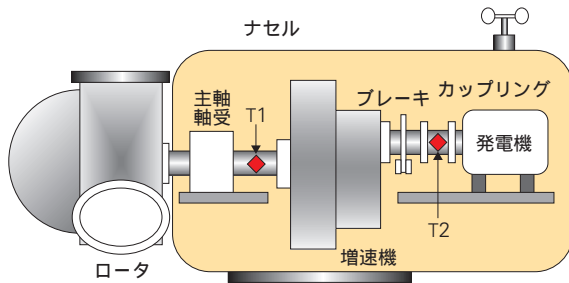
(a) は遊星ギヤの部分を増速機から分離して主軸受（複列円すいころ軸受）の内径に組み込み一体化して軽量化を図ったものである。(b) は従来型増速機のプラネタリストージを多段化し、高い増速比を得ながら小型軽量化を図っている。(c) は複数の発電機を運転条件によって切替え、効率的に発電するものである。遊星ギヤキャリアが無く、小型部品で構成されるため増速機重量の軽量化とコスト低減が図れる。(d) はギヤレス機に使用されている低速で発電可能な同期型発電機を小型化し、増速機と併用することで発電機を小型化しナセル全体の軽量化を実現している。

軸受においても、他の性能を保持しつつこのような軽量化にも貢献できるよう、開発を進めていきたい。

図11に増速機の前後で測定した運転中のトルク変動を示す⁹⁾。図のようにわずかな時間においてもトルクが変動しており増速機からの騒音の原因となっている。トルク変動による振動荷重の影響を軸受の仕様検討に反映させ、そのような条件下においても信頼性の高い軸受を供給できるよう、解析力をさらに高度化させていきたい。

5. おわりに

以上、増速機に使用される軸受に焦点をあてて風車用軸受におけるNSKの高信頼性技術を紹介した。他の部位については機会を改めて紹介していきたい。



600 kW風車
 回転速度：27 min⁻¹
 入力トルク（定格）：220 kN・m
 30秒間のトルク変動

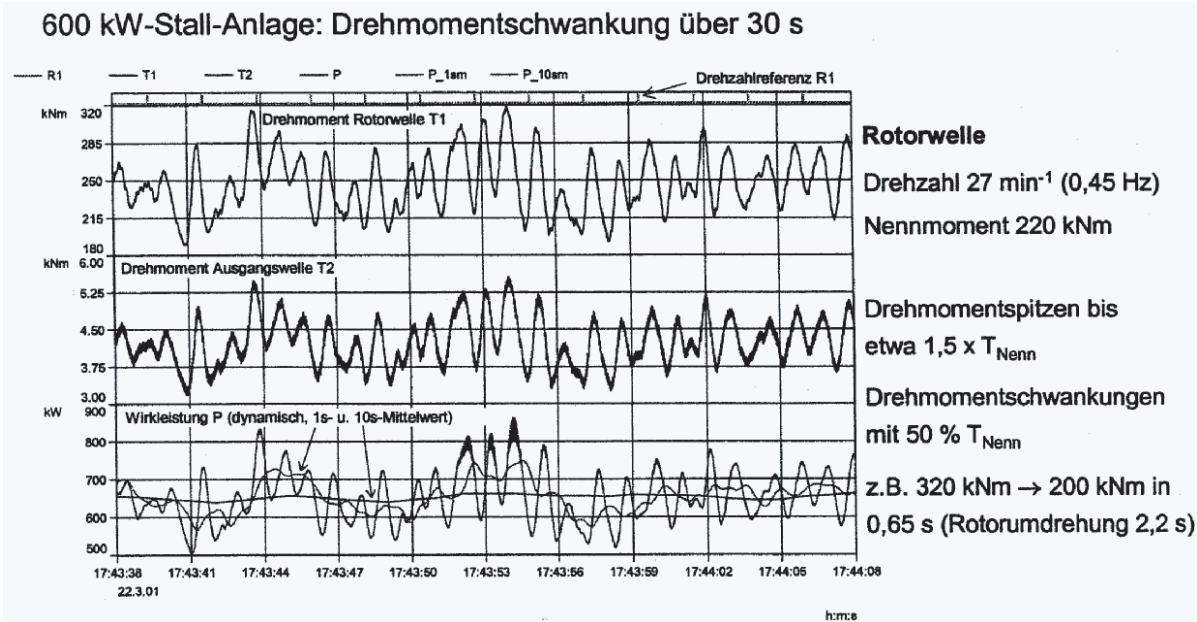


図11 トルク変動⁹⁾
 Fig. 11 Torque fluctuation

風車産業は比較的新しいものの、様々な変遷を経て今日に至っている。現在、更なる大型化に向け新しい技術が導入されようとしている。風車に使用される軸受においても従来は標準軸受をベースとしたもので対応していたが、今後は風車に特化した専用軸受の需要もあるものと予想している。

NSK は、これまでに得た風車用軸受の経験に加え軸受メーカーとしての総合力によって、新たな風車用軸受の要求に対応し信頼性の高い製品を提供していくことで、風車産業の発展に貢献できるものと確信している。

参考文献

- 1) BTM Consult ApS "International Wind Turbine Energy Development, World Market Update 2003"
- 2) R. Errichello, J. Muller, " Overview of AGMA/AWEA 6006 Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines ", GEARTECH Report 2070 (2002)
- 3) ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03 " Standard for Design and Specification of Gearboxes for Wind Turbines "
- 4) 浦上 正綱, 武村 浩道, " NSK新寿命プログラム " NSK ABLE Forecaster " の開発 ", NSK Technical Journal, 673 (2002) 26-30
- 5) 栗田 伸一, " 軸受性能のコンピュータシミュレーション技術 ", NSK Technical Journal, 67 (2002) 31-35
- 6) B. McNiff, W. Musial, " Developing a Wind Turbine Gearbox Load Description ", Global WINDPOWER 2004 Conference Proceedings.
- 7) 村上 保夫, 三田村 宣晶, 古村 恭三郎, " 苛酷潤滑環境下での長寿命スーパーTF, Hi-TF軸受 ", NSK Technical Journal, 652(1992) 9-16
- 8) 村井 隆司, 網島 紳一, 藤井 修, " 新・高負荷容量円筒ころ軸受の開発 ", NSK Technical Journal, 673 (2002) 40-44
- 9) T. Gellermann, " Reale Belastungen des Antriebsstranges von Windenergieanlagen ", 14th International Colloquium Tribology (2004)

遠心ポンプ用転がり軸受技術

石黒 博* , 山田 学*



石黒 博

Bearing Technologies for Centrifugal Pumps

by H. Ishiguro , M. Yamada



山田 学

There are a large variety of pumps in the world. This article covers the basic structure and operating conditions of centrifugal pumps, which serve a wide range of applications. Additionally, this article will describe the function of bearings and the technologies that have been developed to meet performance requirements of centrifugal pumps.

1. まえがき
2. 主な遠心ポンプの構造
3. 遠心ポンプの主な運転条件
4. 転がり軸受に求められる機能と軸受技術
 - 4.1 高負荷容量
 - 4.2 長寿命
 - 4.3 クリープ防止
 - 4.4 低発熱
 - 4.5 軸受仕様
5. あとがき

1. まえがき

ポンプは液体にエネルギーを与えて、所定の圧力に到達させたり、所定の高さまで上昇させる役目を持つ流体機械である。ポンプは幅広い分野で使用されており、その生産高は日本で約3 300億円（2004年度見直し）、世界中で約3兆円と推定される。ポンプを作動原理で大別すると、ターボ式、容積式 及び特殊式に分類される。ターボ式は、羽根車を回転させ遠心力を利用して流体を必要な高さまで揚げるタイプで、遠心ポンプが代表的なものである。容積式は、往復ポンプや回転ポンプのようにピストンの往復運動や回転子の回転によって連続的に液体を押し出すタイプである。この他に、ジェットポンプや気泡ポンプなどの特殊なタイプがある（図1参照）。

これらポンプの中で 適用流量と圧力の範囲が広く最も多く生産されているのは、遠心ポンプである。ここでは、遠心ポンプに焦点をあて、このポンプにおけ

る要求機能と、これを満足させる 転がり軸受技術を 紹介する。

2. 主な遠心ポンプの構造

遠心ポンプは、回転する羽根車で流体に速度エネルギーを与え、これを羽根車の外周とわず巻きケーシング または 固定案内羽根の間で 圧力エネルギーに変換する機械である。代表的な遠心ポンプの構造を図2に示す。遠心ポンプは、羽根車・ケーシングを中心とし

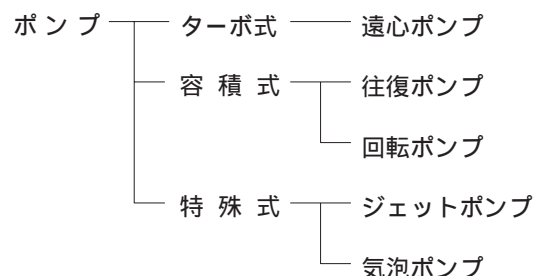


図1 ポンプの分類

Fig. 1 Pump classification according to operating mechanism

* 軸受技術センター 電機・情報技術部

たポンプ部と羽根車を回転させるための主軸サポート部に分けられる。軸受は、羽根車と共に回転する主軸の支持部に用いられる。主軸に作用する荷重は、ポンプ側（前部）軸受とモータ側（後部）軸受に負荷される。主軸のポンプ部と前部軸受との間に、流体の漏れを防止するために、メカニカルシールが装着されている。

主な軸受周りの特徴を以下に示す。

- (1) 前部軸受が半径方向荷重を負荷し、後部軸受が軸方向と半径方向の両方を負荷する軸受の配列が多い。
- (2) 羽根車と、前部軸受との間にメカニカルシールを装着するため、羽根車は前部軸受から遠く離れた位置に取り付けられる。このため、羽根車部で発生する半径方向荷重は、前部軸受にモーメント荷重として負荷される。
- (3) 運転時の温度上昇により軸が熱膨張したとき、軸受に過大な内部荷重が発生するのを防ぐため、前部軸受とハウジングはすきまばめとすることが多い。一方、後部軸受は位置を固定するため、ハウジングとのはめあいは、しまりばめとするのが一般的である。
- (4) 軸受の潤滑方法は、グリース潤滑が標準的であるが、高温仕様では油潤滑（油浴）を採用する

こともある。

以上の理由から、前部軸受は、半径方向荷重負荷能力の高い深溝玉軸受や円筒ころ軸受が使用されることが多い。これに対し、後部軸受は、半径方向荷重と大きな軸方向荷重の両方を負荷できる組合せアンギュラ玉軸受を使用することが多い。

3. 遠心ポンプの主な運転条件

回転速度；

ほとんどの遠心ポンプは、動力源に交流電動機を使用し、カップリングで主軸と直結する。この場合のポンプ主軸の回転速度は、次のようになる。

$$N = \frac{f \times 60 \times 2}{p}$$

p ：極数

f ：定格周波数 (Hz)

N ：回転速度 (min^{-1})

一般に、定格周波数は 50 Hz または 60 Hz、極数は 2 極または 4 極のため、回転速度は $1\,500 \sim 3\,600 \text{ min}^{-1}$ が標準的な値となる。

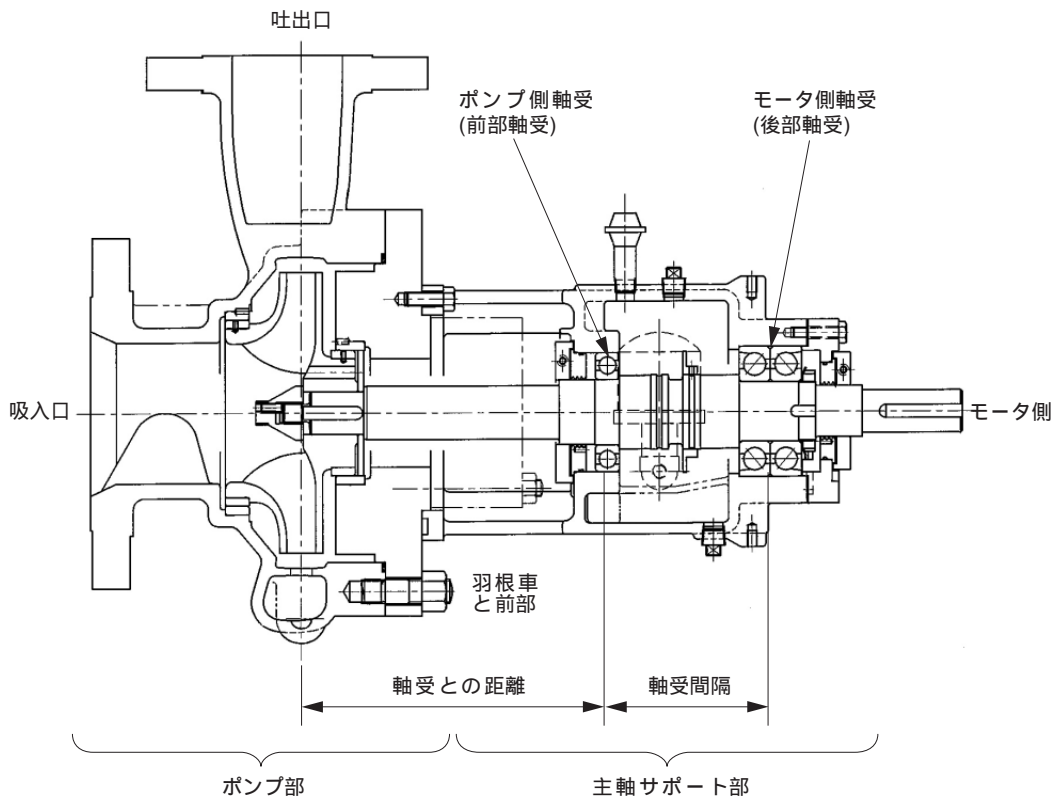


図2 遠心ポンプの構造の例

Fig. 2 Basic structure of a centrifugal pump

軸受荷重；

主軸に作用する荷重は，回転部の重量およびアンバランスによる荷重と，ポンプの差圧（吐出圧と吸入圧の差）によって羽根車に発生する荷重で決まる．ポンプの差圧による荷重は，羽根車の形状やポンプの構造に大きく依存する．羽根車の前面と背面に発生する圧力分布の差が大きいと軸方向荷重が大きくなるので，圧力分布の差を小さくする工夫がいろいろと施されている．

石油・化学向け遠心ポンプ用玉軸受の具体的な荷重例を以下に示す．

例； 軸受内径 50 mm × 吸入圧 2.5 MPa
 前部軸受：半径方向荷重； 550 N
 後部軸受：半径方向荷重； 350 N
 軸方向荷重； 4 500 N

4. 転がり軸受に求められる機能と軸受技術

以下に，ポンプ用転がり軸受に求められる機能と軸受技術を示す．

4.1 高負荷容量

ポンプシステムの設置スペースを抑え，システム全体のコストを下げるため，ポンプは，従来の吐出容量を確保しながら小型化することが，ますます進むと予測される．このため，小形で負荷容量の大きな軸受が求められる．

この要求に対し，玉径を大きくすることや保持器等の内部設計を最適にすることで，基本寸法が同じ標準軸受と比べ，基本動定格荷重を約10%，軸受の寿命

を約30%向上させた高負荷容量シリーズ軸受がある．

- 高負荷容量タイプ 単列深溝玉軸受（図3）
- 高負荷容量タイプ アンギュラ玉軸受（図4）

表1と表2に代表軸受の主要寸法と基本動定格荷重を示す．

これによると，軸受6306（内径×外径= 30 mm × 72 mm）の場合では，標準軸受では基本動定格荷重が 26 700 N に対し，高負荷容量軸受では 29 800 N と約12%向上していることが分る．この結果，同一要求寿命時間であれば負荷できる荷重が約12%増加し，同一荷重であれば約40%の寿命時間延長となる．

4.2 長寿命

オイル潤滑など異物が軸受内に侵入しやすい環境下では，表面起点のフレーキングが発生しやすい．このフレーキングの原因は，異物圧痕の周縁に応力集中が起きるためである¹⁾．図5に代表的な表面フレーキングの過程を示す．この応力集中を下げるには，UR熱処理技術が有効である．この熱処理を行うと，残留オーステナイト量が多くなり，表面起点のはくりを防止する効果がある．これにより，異物が軸受内に侵入しやすい環境下でも，軸受の耐久性を大きく向上させることができる．

図6に示すように，UR処理軸受は，異物混入潤滑環境下において標準軸受と比べ約2倍の長寿命となった．

さらに，UR処理は，転がり疲労の原因となるせん断応力を表面の圧縮応力によって軽減するので，クラックの進展を遅らせる働きがある²⁾．このため，UR処理軸受は，クリーン潤滑環境下においても標準軸受と比べ約1.5倍の長寿命となった（図7）．

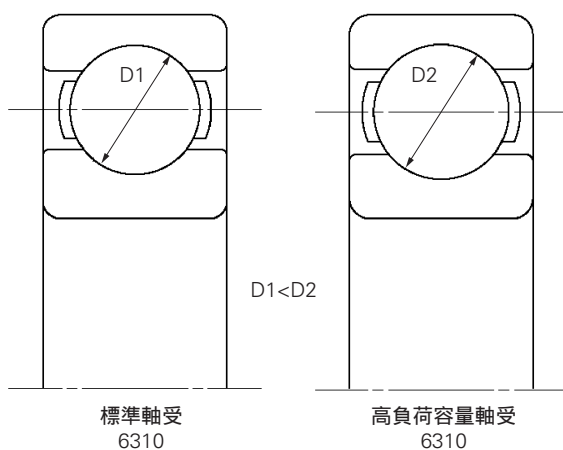


図3 深溝玉軸受の断面比較

Fig. 3 Cross-section views of a standard deep groove ball bearing and a high-load capacity deep groove ball bearing

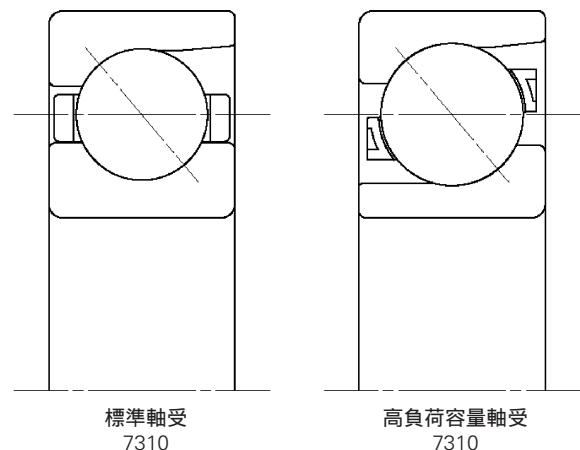


図4 アンギュラ玉軸受の断面比較

Fig. 4 Cross-section views of a standard angular contact ball bearing and a high-load capacity angular contact ball bearing.

表1 深溝玉軸受の主要寸法と基本動定格荷重 (代表例)

Table 1 Boundary dimensions and basic dynamic load rating of deep groove ball bearings

軸受名番	内径 (mm)	外径 (mm)	基本動定格荷重		
			標準軸受 (N)	高負荷容量軸受 (N)	アップ率
6205	25	52	14 000	15 300	9%
6305	25	62	20 600	23 700	15%
6206	30	62	19 500	23 300	19%
6306	30	72	26 700	29 800	12%
6207	35	72	25 700	28 300	10%
6307	35	80	33 500	39 500	18%

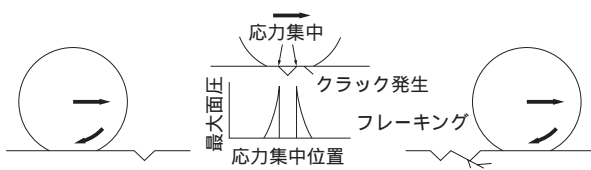


図5 表面起点型フレッキングの過程
Fig. 5 Process of surface initiated fatigue

4.3 クリープ防止

羽根車に流入する液体の流れが不均一であると、ポンプの主軸には、振れ回り荷重が作用する。また、羽根車の不つきあいによっても振れ回り荷重が発生する。いずれの場合も、振れ回り荷重を完全に無くすこ

表2 アンギュラ玉軸受の主要寸法と基本動定格荷重 (代表例)

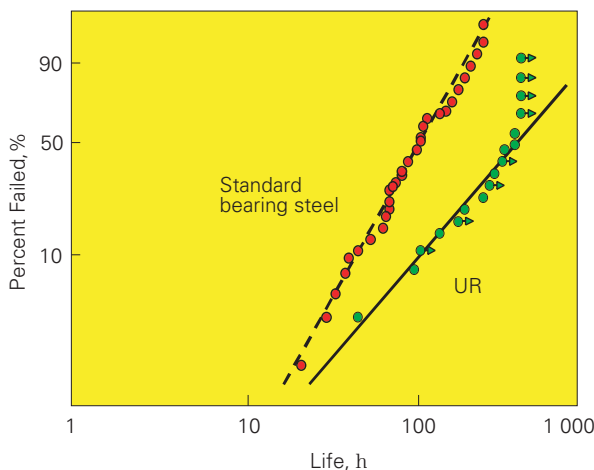
Table 2 Boundary dimensions and basic dynamic load rating of angular contact ball bearings

軸受名番	内径 (mm)	外径 (mm)	基本動定格荷重		
			標準軸受 (N)	高負荷容量軸受 (N)	アップ率
7205	25	52	14 800	16 700	13%
7305	25	62	24 400	25 900	6%
7206	30	62	20 500	22 600	10%
7306	30	72	31 000	34 500	11%
7207	35	72	27 100	31 000	14%
7307	35	80	36 500	38 500	5%

とは困難である。

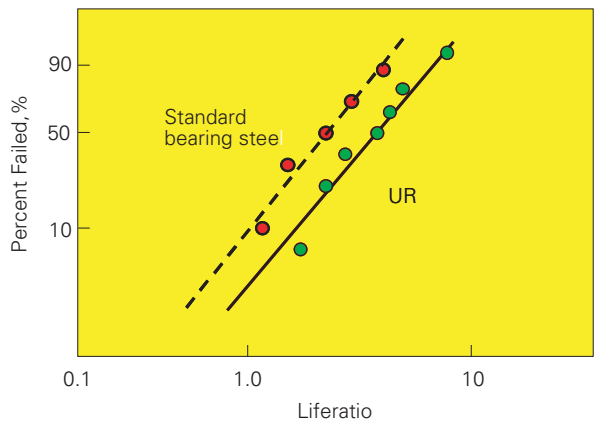
この振れ回り荷重が大きくなると、軸受外径面とハウジング内径面の間で、クリープと呼ばれる低速すべりの摩擦が発生することがある。このクリープが進展すると、軸振れがさらに大きくなり異常振動の発生や羽根車の損傷につながることもあり、対策が必要となる。

クリープを防止する一般的な方法は、軸受はめあい面に適切なしめしろを持たせたしまりばめとすることである。しかし、ポンプでは、しまりばめにするると組立て性が悪くなったり、発熱による軸伸びの内部荷重発生を防げなかったりするため、採用できないことが多い。NSK では、この対策として、クリープフリー軸受を用意している。この軸受は、外輪に設けた2本のみぞにOリングを装着して使用する。Oリングの摩



Test conditions
Test bearing 6206
P / C = 0.32
3 000 min⁻¹
Contaminating debris
Hardness: 540 HV
Diameter: 74 ~ 147 μm

図6 異物混入潤滑下寿命試験
Fig. 6 Rolling fatigue life of 6206 under debris contaminated lubrication



Test conditions
Test bearing 6205
1 200 min⁻¹

図7 クリーン潤滑下寿命試験
Fig. 7 Rolling fatigue life under clean lubrication

表3 ポンプ用軸受形式と軸受仕様

Table 3 Bearing types and specifications for pumps

部 位	軸受形式	軸受名番 (内径 25mm ~ 100mm)	軸受保持器 材 質	軸受内部 すきま	はめあい (JIS B8313)	
					軸	ハウジング
前部軸受 (自由側)	深溝玉軸受	6205 ~ 6320	鉄 または 樹脂	一般に 普通すきま	js6/k6	H7
	円筒ころ軸受	NU205 ~ NU320				
後部軸受 (固定側)	組合せアンギュラ玉軸受	7205 ~ 7320				JS7
	複列アンギュラ玉軸受	5205 ~ 5314				

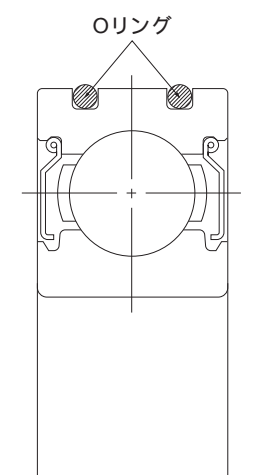


図8 クリープフリー軸受の断面図

Fig. 8 Cross-section view of anti-creep bearing

擦力によってクリープをかなり防止することができる (図8参照)。

4.4 低 発 熱

アメリカの石油・化学用ポンプ規格 API 610³⁾ では、ポンプハウジングや油温の温度上昇が規定されている。温度上昇の制限は、石油・化学以外の分野でも広く適用されており、重要な機能である。ポンプの温度上昇には、軸受の発熱も大きく影響しているため、以下の注意が必要となる。

- (1) グリース補給タイプの軸受では、グリース銘柄の選定と封入量の管理が重要である。特に、グリース封入量の過多は、発熱の大きな原因となる。
- (2) 運転時の軸受の有効すきまが負になると、軸受の発熱が大きくなる。このため、軸とハウジ

ングのはめあいと軸受内部すきまに注意する必要がある。これを考慮して、一般に普通すきまが採用されている。

- (3) 軸受の組み込み誤差が大きいと、自己発熱も大きくなる。特に、内外輪の傾きには注意が必要である。

4.5 軸受仕様

使用される軸受形式・サイズは、荷重条件によって決まる。表3に、主な軸受形式と軸受仕様を示す。

5. あとがき

以上、遠心ポンプの構造・運転条件から、転がり軸受に求められる機能とその対応技術について紹介をした。

現在、ポンプは、石油・化学、電力、建築、水道、など幅広い分野で世界中いたるところで使用されている。今後は、ポンプ単体からシステムとしての総合的な解析・設計が進み、より小型で高性能・高信頼な製品が次々と開発されると思われる。NSKの独自技術をなお一層発展させ、これら新製品の要求に応えられる軸受をタイムリーに提供し続けていきたい。

参考文献

- 1) 村上 保夫, 松本 洋一, 古村 恭三郎 “ごみ入り環境下での長寿命TF軸受” NSK Technical Journal 650 (1989) 1-11
- 2) 古村 恭三郎 “ころがり疲れ寿命におよぼす残留応力の影響” NSK Technical Journal 627 (1971), 1-8
- 3) American Petroleum Institute Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services API STANDARD 610.

鉄鋼設備における軸受の技術動向



大平 隆昌*

大平 隆昌

Trend of Bearing Technology in Iron and Steel Industries

by T. Ohira

Ensuring stable operations and highly efficient production have been important issues faced by the steel mill industry over the years given that it is an equipment-intensive and core industry. Universal demands of long life and high reliability are required of bearings used in iron and steel works. The severe operating conditions of bearings in these industries include exposure to fine iron powder (iron oxide), water, and high temperatures. The operating environment also includes heavy loads, shock loads, high vibration levels, and rapid acceleration and deceleration cycles. Such operating conditions are rarely found in other industries. NSK has been developing bearing materials and bearing designs aiming to extend operating life and further improve reliability of bearings in order to respond to customer needs. The focus of this article is on bearings for continuous casting mills and rolling mills and the severe operating conditions in which they must operate.

- 1. まえがき
- 2. 鉄鋼設備用軸受の動向
 - 2.1 連続鋳造設備用軸受
 - 2.2 圧延機用ロールネック軸受
- 3. まとめ

1. まえがき

鉄鋼業は、その製品が自動車、建設、電機、造船などほぼ全産業で使用される基盤産業であり、かつ、巨額な初期投資が必要な装置産業でもある。

戦後日欧米が、世界の生産地域として君臨していたが、1970年代より、韓国、中国などが台頭し始めた(図1)。こうしたグローバル化の中、現在日欧米を中心に事業再編が起こりつつある。

鉄鋼設備用軸受の開発は、年々激しく移り変わる世の中の情勢と製鉄会社の状況を反映しながら進められてきた。この中で、時代が変わっても軸受へのニーズとして変わらないのが、鉄鋼設備の安定稼働を図るための、過酷な使用条件下での長寿命・高信頼性である。

2. 鉄鋼設備用軸受の動向

鉄鋼設備用軸受は、原料ヤードから始まり、製鋼工

程、圧延工程、精製工程といった上流から下流工程までの全ての設備で、全ての品種の軸受が使用されている。また、ISOで規格化されている標準軸受から鉄鋼設備用に開発された専用軸受まで幅広く用いられている。

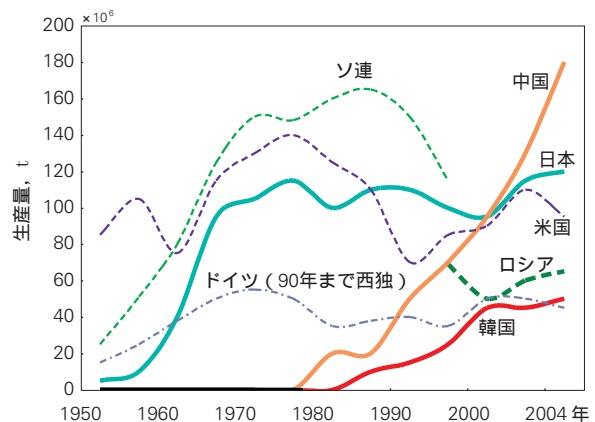


図1 粗鋼生産量推移¹⁾
Fig. 1 Transition of crude steel production volume¹⁾

* 軸受技術センター 産機・MF技術部

表1 NSK 鉄鋼設備用軸受の開発年表
Table 1 Chronological development of NSK bearings for iron and steel works

	新製品		新材料・新グリース		
連続鋳造設備用軸受	密封自動調心ころ軸受			SWR [®] 軸受	
	調心輪付き円筒ころ軸受	異常検出システム付 オイルエア潤滑装置		調心座付き円錐ころ軸受	
	二つ割れ軸受ユニット				
圧延設備用軸受	密封ロールネック軸受	Hi-Capacity 密封ロールネック軸受		Extra Capacity [®] 密封ロールネック軸受	
	密封軸受専用グリース	スーパータブ [®] ロールネック軸受		WTF [®] ロールネック軸受	
	各新形式圧延機用専用軸受	スタッドタイプ 四列円筒ころ軸受			
その他製鉄設備用軸受	焼結ライン車輪用密封軸受			鉄鋼用ルプガード [®] 軸受	
	チェーンコンベア用密封軸受				
	レバラーユニット	焼結ライン中ロール用 密封円筒ころ軸受			
	転炉トラニオン用 二つ割れ軸受			SNNプランマー	
		サイジングプレス用軸受			
	1980年	1985年	1990年	1995年	2000年

軸受使用環境としては、「鉄粉塵」、「水」及び「熱」といった劣悪環境下で使用される上に、「重荷重 + 振動衝撃」、「極低速から超高速 + 急加減速」といった軸受にとって、大変厳しい条件が重なりあっている。

NSK は、表1に示すように、軸受長寿命化・高信頼性化への対応策を使用箇所ごとに実施し、各種鉄鋼設備用軸受の開発を行ってきた。

今回は、その中から代表的な例を以下に紹介する。

2.1 連続鋳造設備用軸受

前項で述べたように、鉄鋼設備は、すべてが過酷な使用条件下にあるが、この中でも、もっとも厳しい使用箇所の一つが、連続鋳造設備（以下連続と呼ぶ）である。連続鋳造は、図2に示すように溶鋼をモールドに注入し、ゆっくりと凝固させながらロールの間を通し、高荷重にて圧下することにより鋳込みを行う設備である。また、非常に高温な溶鋼を適切に凝固させるために、多量の冷却水が常に鋳片にかけられるので、高温多湿の環境下でもある。ロールを支持している軸受は、毎分数回転という極低速で、かつ、軸受基本動定格荷重の30%以上の高荷重条件下で使用されている。このため、内外輪軌道面と転動面との接触面には潤滑剤が引き込まれにくく、本来なくてはならない潤滑油膜が、ほとんど形成されない。その上、冷却水や鋳

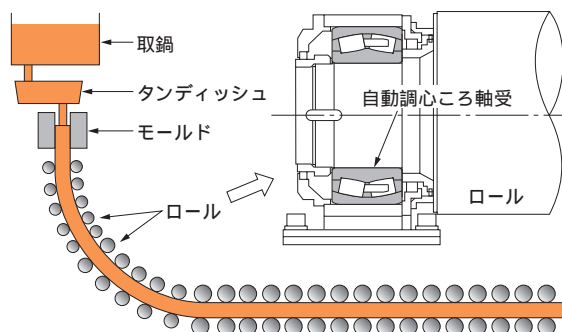


図2 連続鋳造機概要
Fig. 2 Schematic of continuous casting machine

片表面から脱落した酸化スケールなどが軸受内に侵入することにより、さらなる潤滑不良に発展し、内外輪軌道面と転動面間にて金属接触が生じている。

連続鋳造ガイドロール用軸受（図3）は、高荷重圧延下におけるロール剛性と取付け性による問題から、調心性を有する軸受が内輪回転にて使用されている。軸受は固定側と自由側に用いられる。固定側には、ラジアル荷重及びアキシアル荷重とも負荷できる自動調心ころ軸受、もしくは近年 NSK が開発した球面座付き円すいころ軸受が用いられる。一方自由側には、球面座付き総ころ形円筒ころ軸受及び総ころ形二つ割り円筒ころ軸受ユニットが多く用いられている。

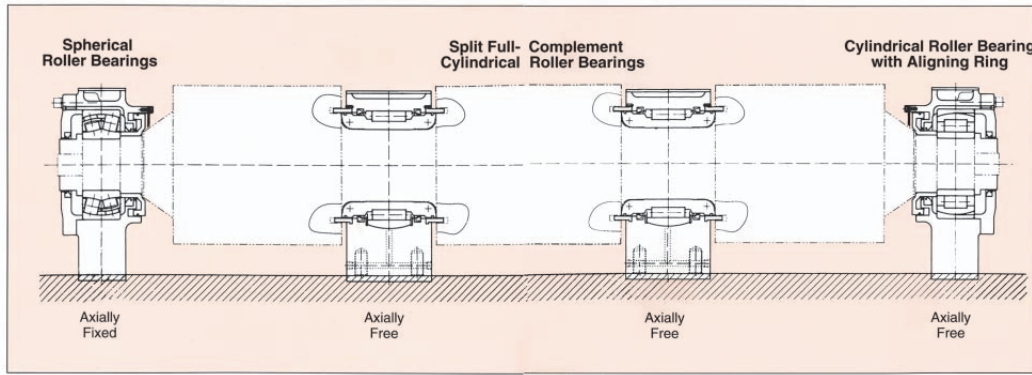
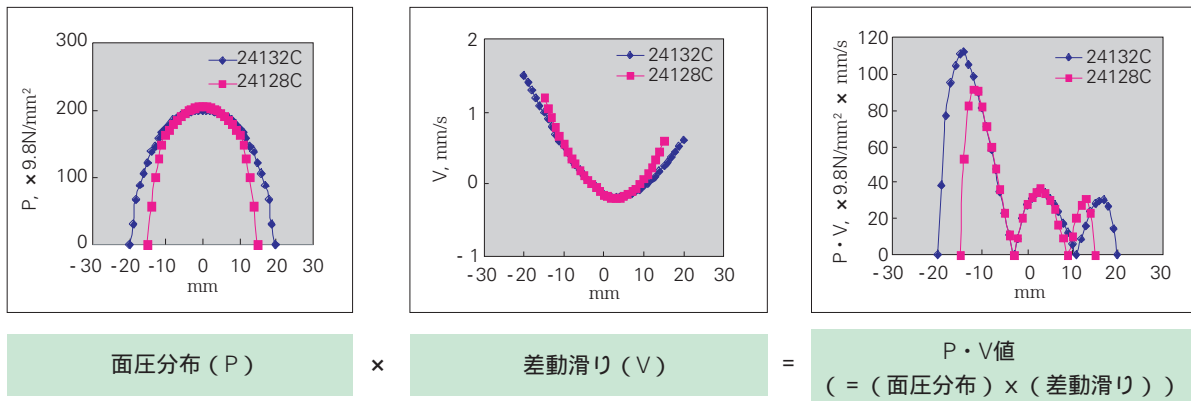


図3 連続鋳造機ガイドロール概要
Fig. 3 Segmented drive rolls for continuous casting machine



軸受No.24128C
ラジアル荷重 Fr = 200 kN
軸受No.24132C
ラジアル荷重 Fr = 280 kN

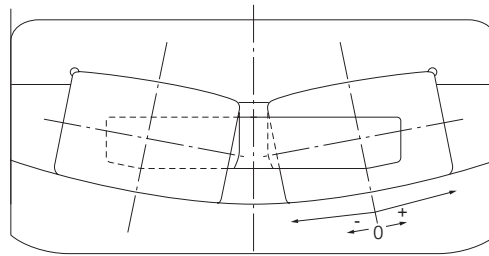


図4 最大転動体荷重における外輪軌道面と転動面間の面圧分布と差動滑りの関係
Fig. 4 Relationship among surface pressure distribution between the outer ring raceway and rolling contact surface, and differential slip under the highest load acting on a rolling element

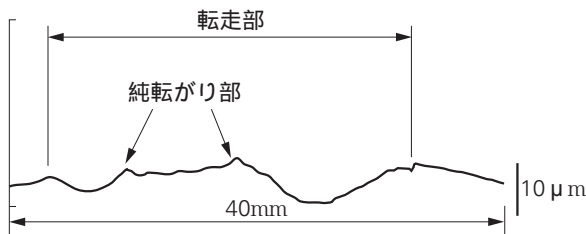


図5 外輪軌道面母線形状 (約6ヶ月使用品)
Fig. 5 Cross-section profile of outer ring raceway (after six months running operation)

条件にて使用される場合には、以下に示す典型的な破損モードにより早期に軸受損傷に至ることがあった。

「極低速、高荷重、水+酸化スケールの軸受侵入による潤滑不良」に加えて、「自動調心ころ軸受特有の差動滑り」(図4)に起因した「外輪軌道面と転動面間の金属接触 軌道面の2山形状摩耗(図5)はく離 クラック 割損(写真1)」(図6)である。

なお、最終的には、「ロールの脱落 ブレークアウト」へと進み、操業停止という最悪の事態につながるケースも少なくなかった。そこで、NSK は本過酷条件下においても安定した操業を確保できる新材料の開発を行ない、連鋳用として信頼性を飛躍的に向上させた「Super Wear Resistance 自動調心ころ軸受」(以下SWR軸受と呼ぶ²⁾)を商品化した。

2.1.1 自動調心ころ軸受

自動調心ころ軸受は内外輪軌道面と転動面間の差動滑りを伴いながら回転するため、このような過酷

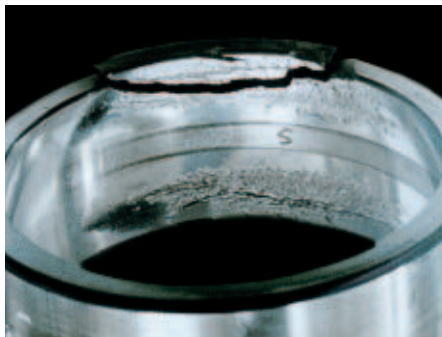


写真1 外輪軌道面外観
Photo 1 Damaged outer ring raceway

SWR 軸受は、バナジウムを添加した NSK 独自の開発鋼に、最先端の浸炭窒化技術を駆使することによって、数十ナノメートルのサイズの微細で高硬度な炭窒化物を多量に析出させ、耐摩耗特性とはく離寿命特性を大幅に改善した軸受である。また、表面硬化型とすることにより、完全硬化型である従来鋼 (SUJ2) と比較して心部の靱性が飛躍的に向上し、割れに対しても強くなっている。市場投入により効果を確認したところ、実機連続鋳機において、従来鋼を用いた自動調心ころ軸受の2倍以上の寿命に到達することが確認できている。

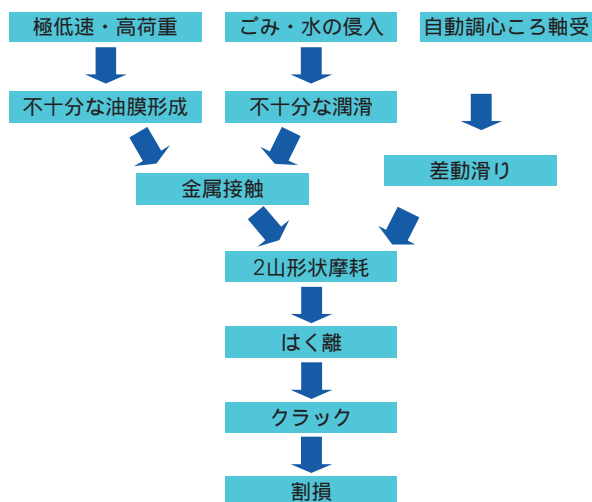


図6 連続鋳造設備用自動調心ころ軸受の破損メカニズム
Fig. 6 Failure process of spherical roller bearings in continuous casting machines

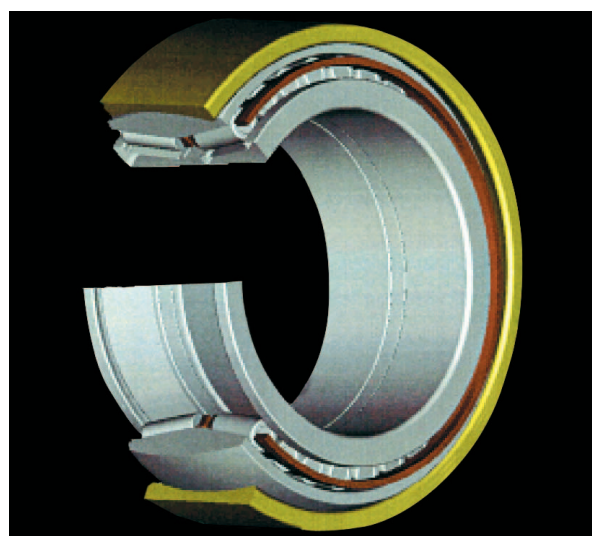


写真2 球面座付き円すいころ軸受
Photo 2 Tapered roller bearing with aligning ring



写真3 球面座付き総ころ形円筒ころ軸受
Photo 3 Cylindrical roller bearing with aligning ring

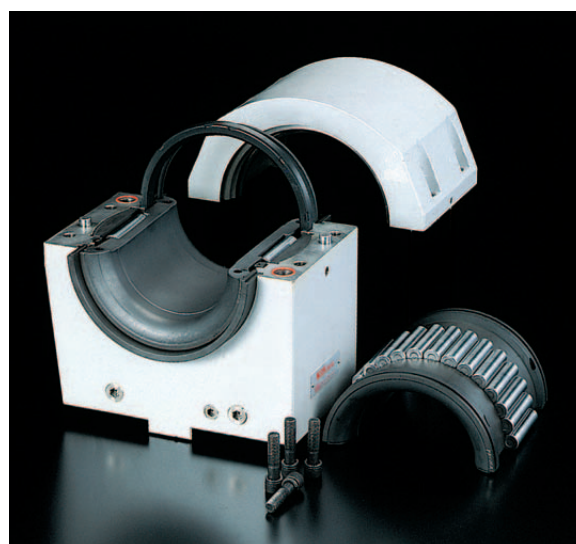


写真4 総ころ形二つ割り円筒ころ軸受
Photo 4 Split roller bearing units for segmented drive rolls

2.1.2 球面座付き円すいころ軸受，球面座付き総ころ形円筒ころ軸受及び総ころ形二つ割り円筒ころ軸受ユニット

NSK は、軌道面に差動滑りがなく高アキシアル荷重負荷能力のある円すいころ軸受に調心機構を持たせた球面座付き円すいころ軸受（写真2）を開発し、連铸固定側用軸受として市場に投入し始めている。

自由側軸受としては、高温の鑄片からのふき射熱による軸伸びをころ転動面と内輪軌道面間で回転中にスムーズに逃がし、総ころ化の採用により高負荷容量化も行ない、かつ、調心機構も持たせた球面座付き総ころ形円筒ころ軸受（写真3）を従来から商品化している。また、総ころ形二つ割り円筒ころ軸受ユニット（写真4）も市場に送り出しており、これらの軸受はその高信頼性により高い評価を得ている。

2.2 圧延機用ロールネック軸受

連続鑄造設備と同様に、最も使用条件が厳しく、同時に、鋼板の最終製品品質に大きく影響する重要箇所が「圧延工程」である。圧延工程には、板鋼（厚板圧延・熱間圧延・冷間圧延）、棒鋼、形鋼、線材などの最終製品別に多くの種類があり、それぞれの用途に応じて2段・4段・6段式の圧延機が主に使用されている。圧延工程で代表的な4段式圧延機（写真5、図7）は、鋼板と直接接する作業ロールやそれを支持する控えロールなどで構成されている。また、6段式圧延機には、作業ロールと控えロールの間に中間ロールが設置されている。

作業ロール及び中間ロールのロールネック軸受には、主に4列円すいころ軸受がグリース潤滑で使用される。控えロール用には、ラジアル荷重用として4列円筒ころ軸受が、アキシアル荷重用として複列円すい

ころ軸受が使用される。これらの軸受はグリース、強制給油、オイルミスト、オイルエアで使用されている。

圧延機用ロールネック軸受の主な使用条件としては、重荷重、振動、衝撃、冷却水（または圧延水）＋スケールの混入があげられる。従来は、潤滑不良による突発事故を防止するために多量の潤滑剤の補給を行っていた。しかし、近年環境問題が大きくクローズアップされる中、圧延機に使用されるグリースの消費量をいかに削減するかが製鉄所での重要な課題の一つとなってきた。

NSK では、普遍的なニーズである軸受の高信頼性、長寿命化に応えるべく、圧延機用ロールネック軸受の開発に材料面、設計面の両面から取り組んでいる。

2.2.1 作業ロール，中間ロール用ロールネック4列円すいころ軸受

1970年代に NSK では、潤滑不良による突発事故の防止とグリース消費量の大幅削減を目的に、ロールネック軸受にオイルシールを装着し、グリースの補給を一定期間行わなくてもよいメンテナンスフリーの「ロールネック用密封4列円すいころ軸受」を世界で初めて開発した。

しかし、軸受自体にシールを装着するため、同じ主要寸法（内径×外径×幅）では、シールのない従来タイプの開放形軸受に比べると、軸受負荷容量が低下していた。また、従来の開放形軸受に比べシール性能は大幅に改善されたが、それでも長期間にわたりメンテナンスフリーとすると、水や鉄粉塵が軸受内部に多少侵入することが確認されていた。メンテナンスフリー化による保守点検費用の削減には、大きな成果をもたらしたが、上述の要因により、実圧延機での軸受寿命は、従来品と比べ、若干の延長しか示さなかった。

そこで NSK では、更なる高信頼性化・長寿命化を図るために、材料面及び設計面から研究開発に取り組み、1990年代に入り以下の新製品を次々に開発した。



写真5 4段式圧延機
Photo 5 Four-stand rolling mill

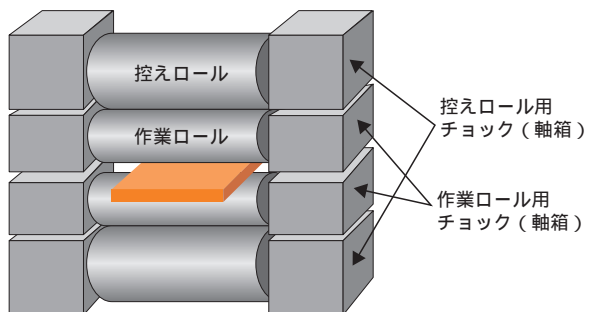


図7 4段式圧延機概要
Fig. 7 Basic construction of a four-stand rolling mill

(1) スーパータフ[®] 軸受 (スーパーTF軸受³⁾)

鉄粉塵などの異物が軸受内部に混入した場合には、内外輪軌道面と転動面間において、異物のかみ込み 圧こんの形成 圧こん縁での応力集中発生 圧こん縁でのき裂発生 き裂の進展 はく離 (図8) に至ることが判明した。その対策として、クロム・モリブデンを適量添加した新鋼種 (SAC材) に NSK 独自の浸炭窒化熱処理を施し、残留オーステナイト量を最適にコントロールしたスーパーTF軸受を開発した。その結果、異物混入下環境における圧こん縁での応力集中を緩和することに成功し、長寿命化を成し遂げた。

(2) ウォータータフ[®] 軸受 (ウォーターTF軸受⁴⁾)

水が侵入する環境で軸受を使用すると、軌道表面が微小摩耗を起こし、硬い酸化物系介在物を起点として表面からクラック (図9) が発生し、はく離に至るメカニズムを究明した。その対策として材料の超高清浄度化によりクラックの発生を抑制させ、さらに材料化学成分を最適化してクラックの進展を抑制することで水侵入下での長寿命化を達成した。

また、鉄粉塵が混入する環境で使用すると、鉄粉をかみ込んで圧痕を形成し、圧痕周縁を起点としてはく離に至る。この対策として特殊熱処理による残留オーステナイト量の最適コントロ

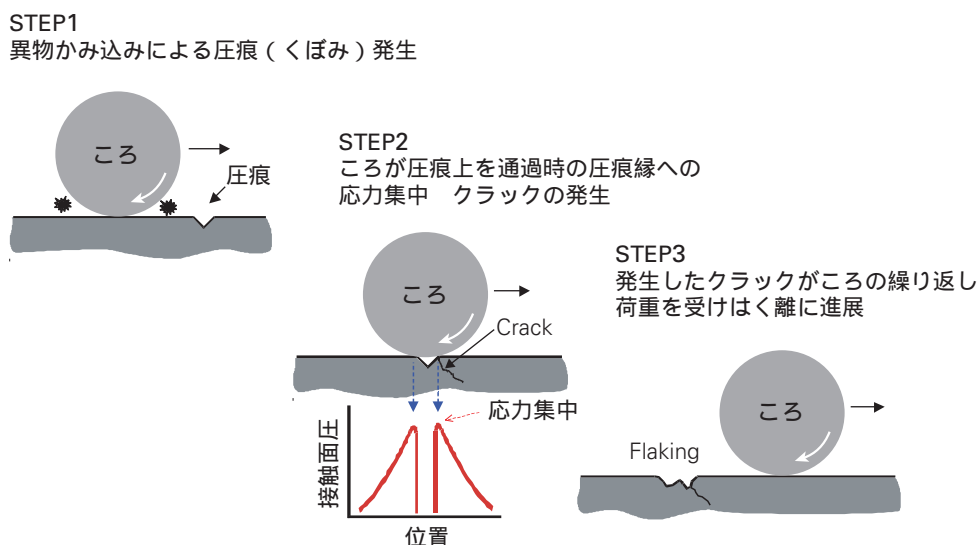


図8 表面起点型はく離の発生過程
Fig. 8 Process of surface originated flaking

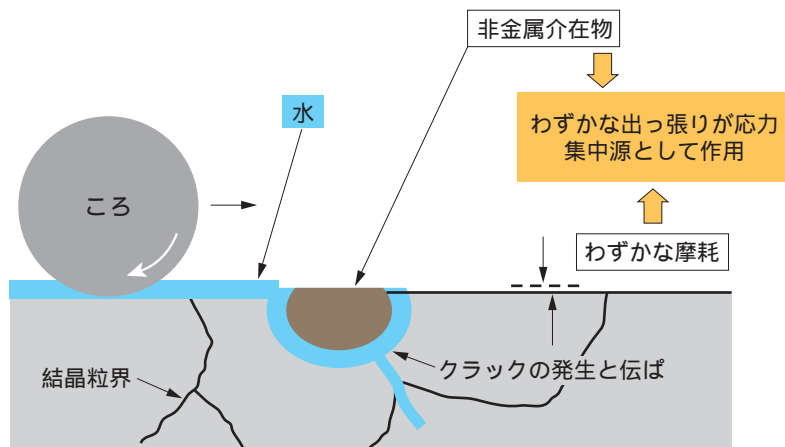


図9 水混入潤滑下ではく離のメカニズム
Fig. 9 Mechanism of water-induced flaking

ールに成功し、鉄粉塵混入潤滑条件下での圧痕周縁の応力集中を緩和させ長寿命化を達成した。上述した対策を取り入れて近年開発されたものが、ウォータータフ軸受である。

(3) エクストラキャパシティー[®] 密封ロールネック用4列円すいころ軸受⁵⁾

エクストラキャパシティー密封ロールネック用4列円すいころ軸受(図10)は、特殊な形状に設計されたオイルシールと新加工法による保持器の採用により、従来のロールネック用密封形4列円すいころ軸受に比べ、基本動定格荷重を約30%増加させることができた。

また、水侵入の原因となっていた軸受内部での負圧の発生を防止するために、特殊シールを新に開発した。この新形式の中間シールを用いることにより、水の侵入を従来の軸受に比べて1/4以下に抑えることができ、潤滑剤の劣化の防止に成功した。その結果、エクストラキャパシティー密封ロールネック用4列円すいころ軸受は、長寿命化を成し遂げただけではなく、メンテナンス周期の延長も可能にした。

この軸受は、市場において、従来のロールネック用密封形4列円すいころ軸受と比べて2倍以上の長寿命に到達したとの評価を得ている。

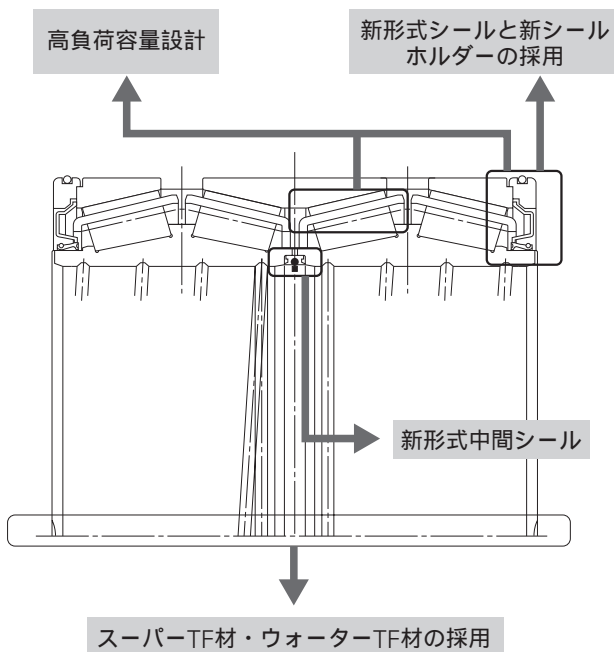


図10 エクストラキャパシティー密封ロールネック軸受の特徴
Fig. 10 Features of Extra-Capacity Sealed-Clean roll neck bearings

2.2.2 控えロール用ロールネック4列円筒ころ軸受

鋼板の最終製品品質に大きく影響する圧延工程の中でも、最も重要な部位が冷間圧延設備である。

4列円筒ころ軸受は、従来使用されていた油膜軸受よりも圧延速度、圧延荷重、軸受温度などの変化に対する軸受剛性のロバスト性能が高い。このため、冷間圧延設備の控えロールでは、板厚精度の厳格化を行うために、1960年代頃から4列円筒ころ軸受が使用され始めた。現在では、新設の冷間圧延機のほぼすべてに4列円筒ころ軸受が採用されている。また圧延機の改造により、既存圧延機への適用も近年頻繁に行われている。

板厚精度に直接起因するロール振れ精度の向上のために、4列円筒ころ軸受の内輪をロールネック部に焼きばめした後、ロール胴部と内輪軌道面の同時研磨が行われている。

また、基本動定格荷重の増加を図るために、ピンタイプ保持器を採用している。このため、ころには穴があいている中空ころが使用されているが、非常に厳しい圧延荷重で使用された場合には、極まれに中空ころの内径面が繰り返し疲労を受け、クラックが発生してころが割損する場合が見受けられる。本問題の解決策として、NSK は1990年代にころに穴のない中実ころタイプであるスタッド保持器形4列円筒ころ軸受(写真6)を開発した。

なお、近年の使用条件の過酷化に伴い、NSK は、現在冷間圧延機控えロール用4列円筒ころ軸受の全てに、スーパーTF軸受を適用している。



写真6 スタッド保持器形4列円筒ころ軸受
Photo 6 Four-row cylindrical roller bearings with stud-type cage

表2 製鉄工程ごとのニーズと軸受対応

Table 2 Technical needs for each steel production process and solutions

使用箇所	特徴的な条件	典型的問題点	対 策
焼結ライン	高温・低速・粉塵	摩耗・はく離・焼付き	耐熱グリース封入密封軸受 材料の耐熱処理
転 炉	超大型構造のため、 軸受交換が容易ではない	軸受損傷発生時の軸受 交換作業時間が長い	トラニオン用超大型二つ割り軸受
連続鑄造設備	極低速・重荷重・高温多湿 異物混入・熱膨張による アキシャル荷重	摩耗・はく離 外輪割損	耐摩耗性向上材自動調心ころ軸受 (SWR軸受) 調心機能付き円筒ころ軸受 調心機能付き円すいころ軸受
圧 延 設 備 (ロールネック)	高速・高荷重・水・スケール	はく離	高負荷容量密封軸受 (エクストラキャパシティ 密封ロールネック軸受) 耐異物性向上材軸受 (スーパータフ軸受) 耐水性向上材軸受 (ウォータータフ軸受)
精整ライン	最終製品のため、潤滑剤の 付着を嫌う	潤滑剤の漏れによる 製品への付着	密封軸受 固体潤滑剤封入軸受 (ルプガードベアリング)

3. ま と め

本報では連続鑄造設備用軸受及び圧延設備用軸受に関して報告した。鉄鋼設備全体のニーズを表2に示す。

鉄鋼設備に使用される軸受は、非常に過酷な条件下で使用されており、それに対し、NSK は日々軸受設計、軸受形式、軸受材料、潤滑方法や潤滑剤など様々な角度から対策・研究・開発を進めている。それにより鉄鋼設備での普遍的なニーズである生産性向上のために、軸受長寿命化、高信頼性化を達成してきた。

昨今の鉄鋼業界の高付加価値製品指向、環境保護指向、メンテナンスコスト削減指向に対応すべく、今後も新たな提案を行っていくつもりである。

参考文献

- 1) 日本鉄鋼連盟 “鉄鋼統計要覧”
- 2) 山村 賢二, 大堀 學, “SWRTM 軸受の開発” NSK Technical Journal No.673 (2002)
- 3) 村上 保夫, 三田村 宣晶, 古村 恭三郎 “過酷潤滑環境下での長寿命スーパーTF, Hi-TF軸受” NSK Technical Journal No.652 (1992)
- 4) 松本 洋一, “鉄鋼圧延機用ウォータータフ[®] 軸受の開発” NSK Technical Journal No.672 (2001) 松本 洋一, 村上 保夫, 大堀學 “水混入潤滑条件下の転がり疲れ” NSK Technical Journal No.675 (2003)
- 5) 相澤 知之, 赤上 和雄, 田中 貞幸 “圧延機用高信頼性密封4列円すいころ軸受” NSKエクストラキャパシティー密封ロールネック用軸受の開発” NSK Technical Journal No.669 (2002)

工作機械用グリース補給ユニット ファインループ[®]Ⅱ



安積 三郎

安積 三郎*

Grease Replenishment System for Machine Tool Main Spindles—Fine Lub Ⅱ

by S. Azumi

In recent years, environmental issues have exerted stricter anti-pollution pressures on industry across the globe. This has drawn attention to technologies that conserve natural resources, prevent environmental contamination, reduce noise pollution, achieve maintenance-free performance, and improve overall working conditions.

NSK's grease replenishment system for machine tool main spindles uses an external pump that intermittently delivers exact amounts of grease to the bearing interior. This grease replenishment system extends bearing life for use in high-speed applications. Furthermore, high-speed applications running in the range of $d_m n$ value 1.8×10^6 can take advantage of this system, which has been the mainstream realm of oil-air and oil-mist lubricating systems. This grease replenishment system protects the working environment by eliminating stray oil mist or leakage, and saves energy by reducing the large demand for continuously compressed air of oil-air and oil-mist lubricating systems.

- | | |
|---|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 開発の背景 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 高速スピンドル潤滑の現状と問題点 2.2 開発コンセプト 3. グリース補給潤滑の特長 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 概 要 | <ol style="list-style-type: none"> 3.2 グリース補給の方法 3.3 グリース補給量及び補給間隔 3.4 グリース補給潤滑システム 3.5 グリース排出構造 4. あとがき |
|---|---|

1. まえがき

日本・欧州を中心とした工作機械メーカーは加工効率の向上を指向している。近年の工作機械展示会で展示されている各工作機械メーカーの主力機は、ITを融合し、超高速、超高精度で複合多軸化された高機能工作機械が多い。

各産業分野において地球規模での環境保護が要求されるようになり、工作機械においても省エネ化、環境汚染対策、騒音を含めた作業環境改善及びメンテナン

ス性を重視した技術が注目されている。工作機械展示会でも環境を配慮した機種が多数出展されている。

NSKでは、このような工作機械に適合した、新潤滑方式である「工作機械用グリース補給ユニット」を開発し商品化した。

2. 開発の背景

2.1 高速スピンドル潤滑の現状と問題点

工作機械のスピンドルの寿命は最低でも1～2万時間（最高回転での連続運転）が要求される。現状のグリース潤滑では転がり疲れ寿命よりグリースの焼付き

* 軸受技術センター 精密軸受技術部

寿命が短く、 $d_m n$ （軸受のピッチ円直径×回転数）130万が限界となっている。それ以上の高速回転領域では、新しいオイルが常に供給されるオイルエア潤滑やオイルミスト潤滑が採用されている。

しかし、オイルミストが大気中に噴霧されることによる雰囲気汚染、軸受内部へエアを流すことによるエア消費、供給エアが軸受回転体にあたるときに発生する風切り音等の問題があり、グリース潤滑の高速化が望まれていた。

2.2 開発コンセプト

NSKはグリース潤滑での高速化というニーズに対応するため、グリースによる潤滑システムの開発に取り組むこととした。今回新しいグリース補給システムを開発するにあたって下記の3項目を目標とした。

- (1) スピンドルの軸受にグリースを補給することにより、グリース潤滑で、 $d_m n$ 180万までの高速化を実現する。

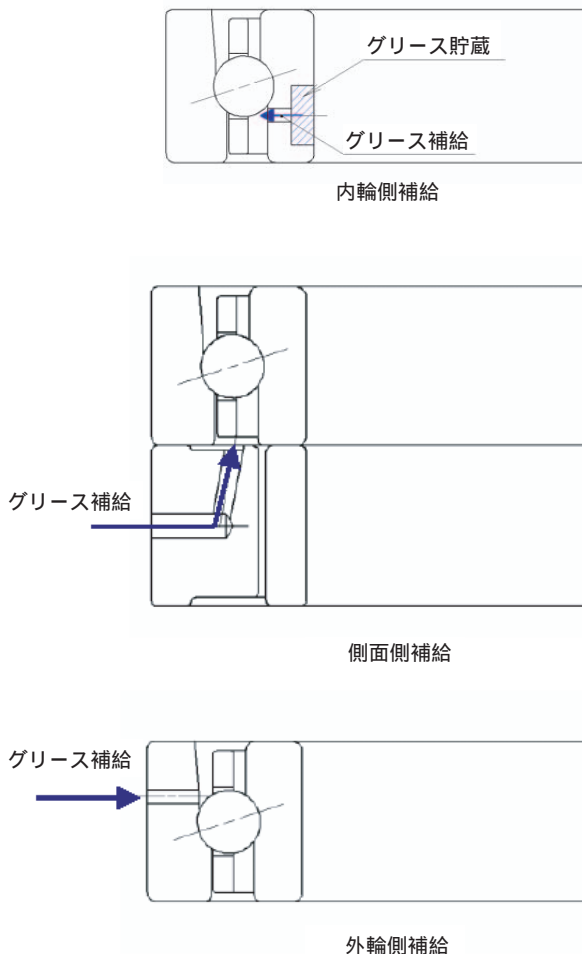


図1 グリース補給軸受構造図
Fig. 1 Cross-section views a grease-replenished bearings

- (2) 運転中でもグリースを補給することが可能な構造とする。
- (3) 1万～2万時間のメンテナンスフリーを実現する。

3. グリース補給潤滑の特長

3.1 概要

今回開発したグリース補給潤滑システムは、外部制御装置を使用してスピンドル外部から軸受内部へグリースを間欠的に補給する潤滑方式である。このシステムを用いることにより、グリースの焼付き寿命の延長を可能とし、グリース潤滑での高速化を実用化することができた。

3.2 グリース補給の方法

グリースを軸受内部へ補給する構造を図1に示す。軸受の外輪側、側面側及び内輪側から補給する3つの構造が考えられる。

図1の の内輪側からグリースを補給する構造は、遠心力の影響を受けるので、決まった量のグリースを補給することが難しい。

図1の の側面側からグリースを補給する構造は、オイルエア潤滑やオイルミスト潤滑でオイル粒子を側面側からノズルこまや間座などを使用して給油する構造と同じである。このため、この構造はオイルエアやオイルミスト潤滑を採用しているスピンドルからグリース補給潤滑への置き換えが容易である。しかし、側面側補給図構造の試験では、大部分のグリースが軸受内部の内外輪の軌道面に到達する前にグリースの自重で軸受外部へ排出されてグリースを補給することは難しいことが確認された。

図1の の外輪側からグリースを補給する構造は、他の2つの構造と比べると、直接グリースを軸受内部へ補給することに関して有利であると考えられる。さまざまな試験により、その性能を確認したところ、以下に述べるように良好な結果が得られた。よってグリース補給システムでは外輪側からグリースを補給する構造とした。

3.3 グリース補給量及び補給間隔

a) 補給量

軸受内部へグリースを補給する場合は、補給したグリースの攪拌抵抗により急激に軸受温度が上昇することが考えられ、注意が必要である。

そこでスピンドルの回転中及び停止中にグリースを補給したときの外輪温度を測定した。

試験結果を表1に示す。軸受の内径は 65とし、 $20\,000\text{min}^{-1}$ で回転中に $0.07 \sim 0.3\text{cm}^3$ （軸受空間容積

表1 グリース補給軸受温度変化の脈動確認試験結果

Table 1 Test results showing temperature variations of a grease-replenished bearings

補給量(cm ³)	軸受の温度変化の脈動	
	運転中にグリース補給	停止中にグリース補給
0.07	発生せず	発生せず
0.10	発生せず	発生せず
0.15	1 上昇	発生せず
0.30	2 上昇	発生せず

の0.5~2%)のグリースを軸受内部へ供給したときの外輪温度を測定した。また、停止中についても0.07~0.3cm³のグリースを軸受内部へ供給し、その後20000min⁻¹で回転させたときの軸受の外輪温度を測定した。

回転中の場合、1回のグリース補給量が0.15cm³(軸受空間容積の1%)以上になると、グリース補給により軸受の温度変化の脈動を起こすことが分かった。

また、停止中は1回のグリース補給量が0.30cm³(軸受空間容積の2%)以下である場合、軸受の温度変化の脈動を起こさないことが分かった。

以上より、1回の軸受内部へのグリース補給量は空間容積の1%以下とした。

b) 補給間隔

定位置予圧された軸受をd_mn180万のスピードで連続運転をしている場合、グリース焼付き寿命は数100時間であることがわかっている。このためグリースの焼付き寿命となる前にグリースを補給する必要がある。

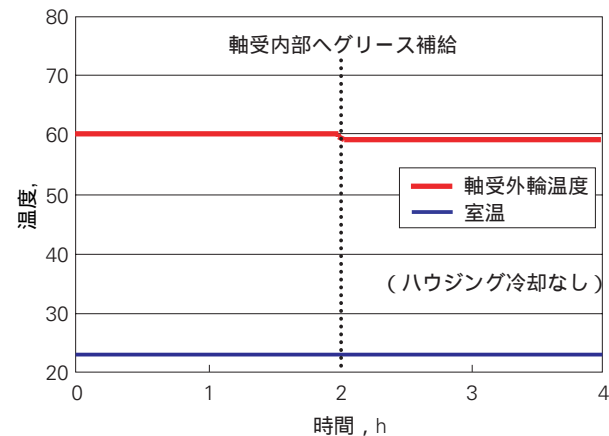


図2 グリース補給時の軸受外輪温度変化の様子

Fig. 2 Comparison of temperature rise before and after grease replenishment

グリースを補給することにより、グリース焼付き寿命が延長可能であるかについて以下の試験を実施した。内径が65の軸受を使用して1回の補給量を0.075cm³(軸受空間容積の0.5%)に設定し、補給間隔を24時間とし、回転速度22000min⁻¹(d_mn180万)で連続運転3000時間の耐久試験を行なった。なお、軸受の外輪温度の脈動を確認するために、ハウジングは冷却を施していない。

図2は、耐久試験中にグリースを軸受内部に補給したときの軸受温度を示したグラフである。グリースを補給すると軸受の温度が1~1.5度低下することがわかる。これは22000min⁻¹(d_mn180万)では図3のa付近で軸受が回転しており、グリースを補給することにより図中のaからa'へと状態が変化し、発熱が低減されることにより、軸受の温度が下がるものと思われる。

3000時間試験耐久後の軸受に損傷はなく、グリースを補給することによりグリースの焼付き寿命の延長が可能であることが確認できた。

以下に示す開発装置では、グリースの補給間隔を短くして補給量を0.01及び0.02cm³とし、グリースを補給した際に温度変化の脈動が発生するのをさらに抑制できるようにした。

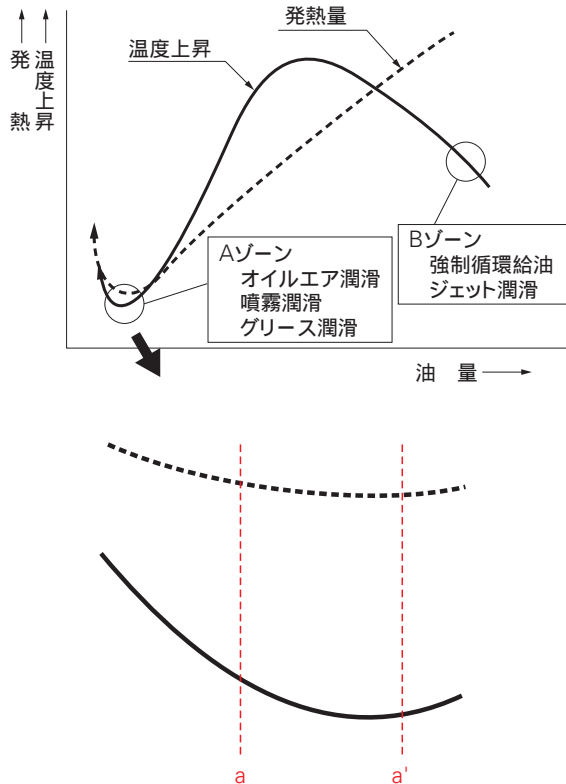


図3 各潤滑における油量と温度上昇

Fig. 3 Amount of oil and temperature rise

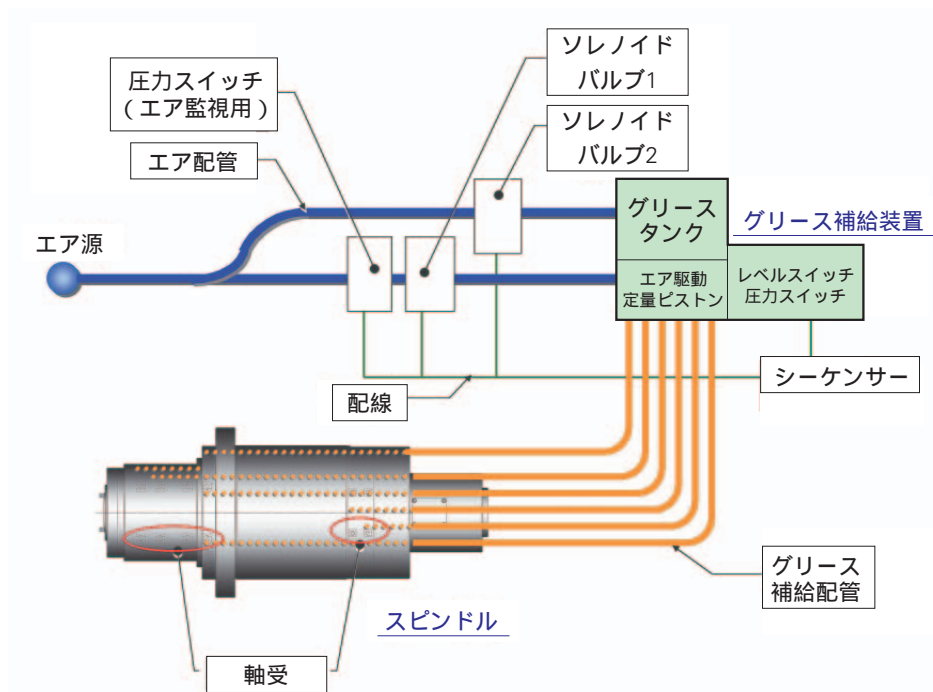


図4 グリース補給システム概要図
Fig. 4 Diagram of the grease replenishment system

3.4 グリース補給潤滑システム

3.4.1 補給潤滑システム設計

グリース補給潤滑システムの構造を図4に示す。基本的にはオイルエア潤滑と同様に、1個の軸受に1個の定量ピストン装置を設け、ここにグリース補給配管が接続されている。定量ピストンから吐出されたグリースは、グリースのみを軸受内部へ供給し、オイルエア潤滑のような搬送用エアは使用しない。

今回の補給装置には配管のしやすさから、エア駆動の定量ピストン装置を採用した。定量ピストンの動作はエアをソレノイドバルブでON - OFFすることにより行う。

図4において、ソレノイドバルブ1はエア駆動の定量ピストン装置の駆動用であり、ソレノイドバルブ2はグリースタンクのグリースを定量ピストン装置に供給するためのものである。

なお、エアはピストンの駆動に使用するだけなのでエアはほとんど消費しない。

3.4.2 グリース補給装置

写真1及び図5に今回商品化したグリース補給装置を示す。

グリース補給装置の構成部品は4点であり、表2にその機能を示す。

補給量の制御は外部の制御装置を用いて行う。一般には一定間隔で補給をするが、低速回転時は必要補給量が少ないため、NC装置のラダープログラムを使用し、回転数制御型の補給をする事が望ましい。NC装置は一定時間毎に回転数を監視しているためこの機能を利用する。一定間隔で確認される回転数を最高速、高速、中速、低速域の四つ程度の回転数領域に分け、それぞれに規定された係数を与える。回転数を確認した際に与えられた係数をカウンターへ加算し、その積算値がある数値に到達したらグリースの補給を行う。この制御方法をNSKでは推奨している。



写真1 グリース補給装置

Photo 1 Fine-Lub II grease replenishment system

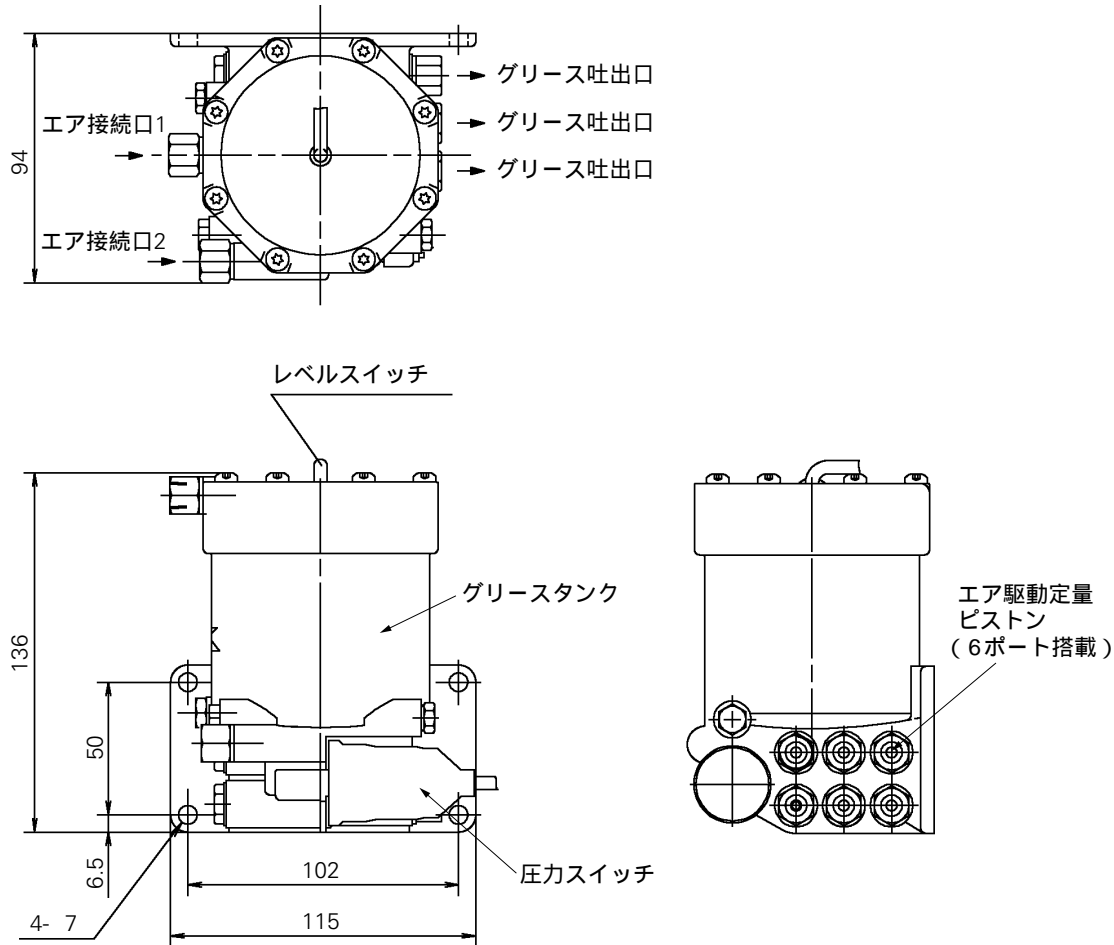


図5 グリース補給装置外観図
Fig. 5 Aspect of grease replenishing system

表2 グリース補給装置構成部品について
Table 2 Grease replenishment system parts

部品名	機能
エア駆動定量ピストン装置	0.01, 0.02 cm ³ のグリースを間欠的に吐出する定量吐出装置であり、6つの吐出ポートを搭載
グリースタンク	200 cm ³ のグリースを貯蔵。グリースをエア駆動定量吐出ピストンへ供給する。(軸受6列の場合 0.02cm ³ / 6h / shotで1万時間分のグリースを確保)
圧カスイッチ	グリースタンク内のグリース加圧状況を監視 (グリースタンク内のグリースが加圧されたらONとなる)
レベルスイッチ	グリースタンク内のグリース残存量を監視 (グリース残存量5%以下でアラーム発生)

グリースタンク内に標準のグリース量200cm³を入れておいた場合、スピンドルを $d_m n 180$ 万 (内径が65の軸受で $22\,000\text{min}^{-1}$) で連続運転する場合、6個の軸受に6時間に1回グリースを補給しても、1万時間の運転が可能である。 $d_m n 140$ 万 (内径が65の軸受で $17\,000\text{min}^{-1}$) では、10万時間以上の運転が可能である。

3.4.3 グリース配管

図4にグリース補給潤滑システムの概略図を示す。グリース補給装置とスピンドルを接続する配管にはテフロンチューブを使用し、配管構造はシンプルなものとした。テフロンチューブは撥水性に優れており配管抵抗の影響を受けにくい。また、鋼管材と比較して配管の取り回し性にも優れている。なお、配管長さは最大で2.5mである。

3.4.4 グリースの選定

微量で定量のグリースを軸受内部に供給するためには、配管内に押し出されたグリースは、基油と増調剤が分離しないことが重要であった。

グリースを配管の中に注入し、配管内に気泡を発生させて 0.4MPa で加圧し、基油と増調剤の様子を1週間後に確認した。試験にはMTE (増調剤: Baコンプレックス) グリースと他のグリースを使用した。

写真2にその結果を示す。MTEグリースを使用した場合 (左側)、増調剤から基油が離油した様子はほとんど確認されなかったが、他のグリースの場合は (右側)、増調剤から基油が離油した様子が顕著に認められた。

この結果より、グリース補給潤滑システムにはMTEグリースを採用することとした。

3.5 グリース排出構造

補給されたグリースが軸受内部に蓄積し続けると、攪拌抵抗により発熱が生じると考えられる。発熱を防ぐためにはグリースがスムーズに軸受外部へ排出され

ることが重要である。

グリースが軸受外部へ排出されやすくするために、アンギュラ玉軸受のカウンタボア側にグリース排出用間座を設け、さらにグリースの排出貯蔵溝をハウジングに設けている。(図6(a))

試験軸受の内径は 65 とし、回転速度は $20\,000\text{min}^{-1}$ とした。排出用間座と従来のストレート間座 (図6(a),(b)) を使用してグリースの排出性の比較試験を行なった。加速試験とするため、グリースの補給間隔は $7.5\text{min}/\text{shot}$ と短くして、軸受の外輪温度を測定した。

図7は、測定された外輪温度変化を直線近似したものである。従来のストレート間座の場合、30時間経過後からグリースの補給量が増加するにつれ軸受の温度が徐々に上昇したため試験を中止した。

一方、排出用間座を使用した場合は、100時間経過後においても軸受の温度上昇は生じなかった。排出用間座を使用することにより、軸受内部に供給されたグリースは軸受の外側に排出され、排出されたグリースは軸受内部へ再突入することが防止されたためと思われる。



写真2 グリース加圧試験中のチューブ内グリースの様子
Photo 2 Comparison of grease under high-pressure testing

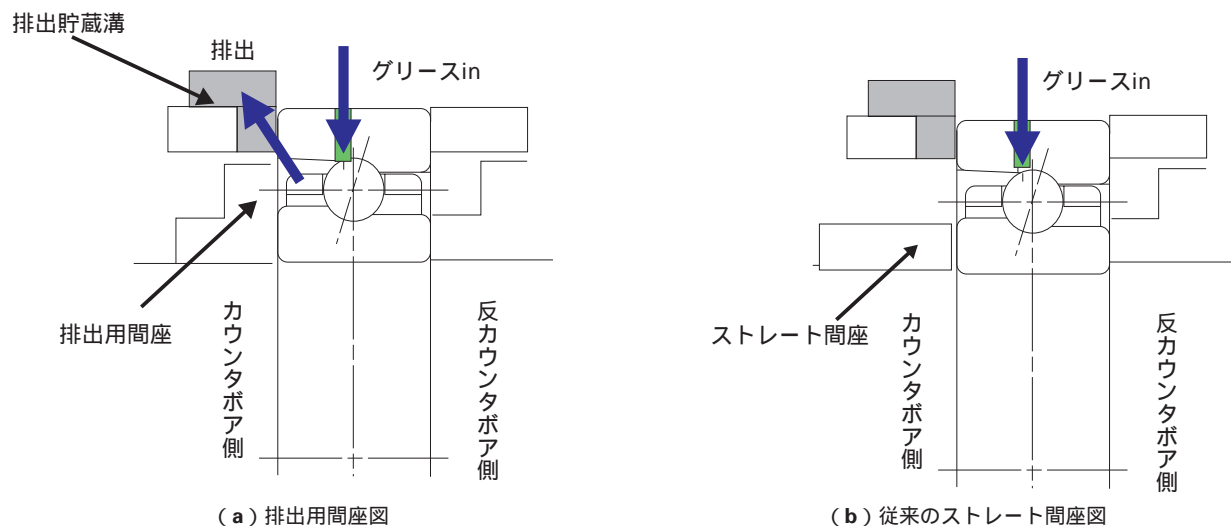


図6 グリース排出確認試験を実施した軸受と間座の断面図

Fig. 6 Cross-section views of a bearing with a reservoir groove (for discharging extra grease) and a conventional bearing

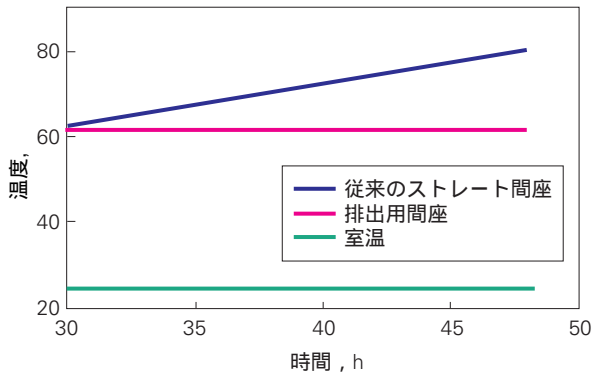


図7 グリース補給時の温度変化の様子
 Fig. 7 Temperature rise under grease replenishing conditions

4. あとがき

NSKが新たに開発した潤滑システムは、従来のオイルエア潤滑やオイルミスと潤滑に比べて環境にやさしい潤滑方法である。

この開発により、従来のグリース潤滑の領域を $d_m n$ 値で30%伸ばすことができた。これにより、マシンングセンタで工具サイズ 40において、 $20\,000\text{min}^{-1}$ まで1万時間以上のメンテナンスフリーの対応ができるようになった。

今後も市場ニーズの変化に対応した新しい技術を提供し、工作機械産業の発展を支える技術開発に取り組んでいきたいと考える。

自動化設備用超静音ボールねじ 「S3 (エスキューブ) ボールねじ」



梶田 敏治

梶田 敏治* , 林 栄治*

S3 Ball Screws: Super Low-Noise Ball Screws for Automation Equipment



林 栄治

by T. Kajita , E. Hayashi

NSK has combined proprietary ball screw technologies to develop an extremely quiet, high-end BSS series ball screw. The name S3 (pronounced S-cube) comes from the three S's in "BSS-Super Type." This ball screw is approximately 10 dB quieter than conventional ball screws with a shaft diameter ranging from 15 mm to 32 mm, and a lead ranging from 10 mm to 25 mm. The S3 Ball Screw has been developed for automation equipment operating at high speeds with a light load.

- | | |
|-----------------------|----------------|
| 1. まえがき | 4. S3ボールねじの考え方 |
| 2. ボールねじに関する音の分類と評価方法 | 5. 発生音評価結果 |
| 3. BSSでの静音化 | 6. あとがき |

1. まえがき

高速静音ボールねじBSSシリーズ(写真1)は、静音・高速・コンパクトという特長により市場から高い評価を得ている。装置の高速化に伴い騒音対策の重要性が増し、環境問題からも「静音」への関心が高まっている結果によるものと考えている。

今回このBSSシリーズのハイエンドタイプとして、これまでのNSKボールねじの技術を結集し、究極に近い静音化ボールねじを開発したので、その内容について報告する。

BSS-Superタイプの意味で、Sが3つ重なることから、S3(エスキューブ)ボールねじと名付けた。

今回のS3ボールねじは、高速軽負荷で使用される自動化設備用のボールねじを想定し、軸径 15~32 mm、リード 10~25 mmを対象としている。

2. ボールねじに関する音の分類と評価方法

図1に、ボールねじに関する発生音の分類を示す。

ボールねじに関する音は、まずボールねじ自身から空気の粗密波である音を直接放射する「ボールねじの音」と、ボールねじから発生した振動が機台等に伝わってその機台等から音が放射される「組込んだ場合に発生する音」に分けられる。



写真1 高速静音ボールねじBSSシリーズ

Photo 1 High-speed and low-noise ball screws, BSS series

* 総合研究開発センター 新技術開発第三部

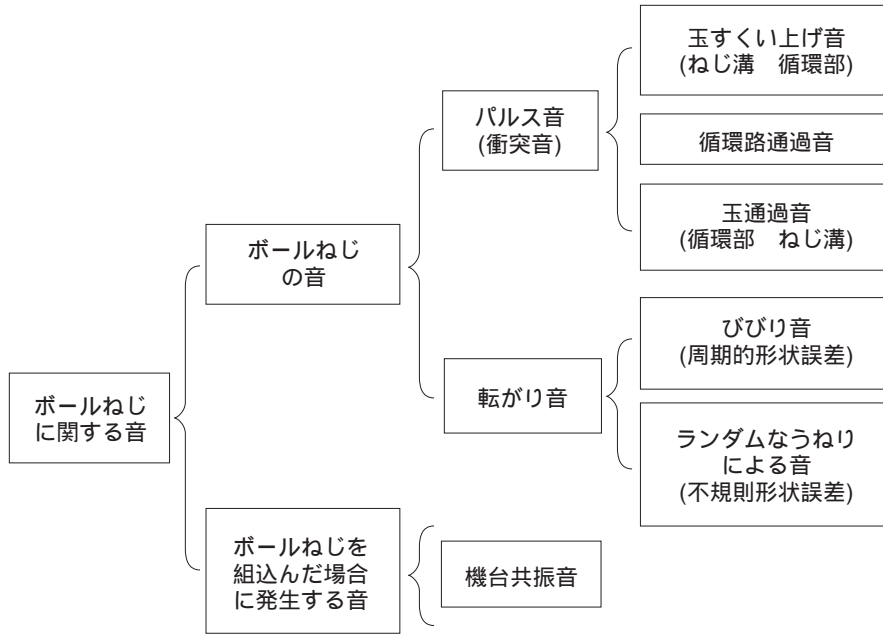


図1 ボールねじに関する音の分類
Fig. 1 Classification of ball screw noise

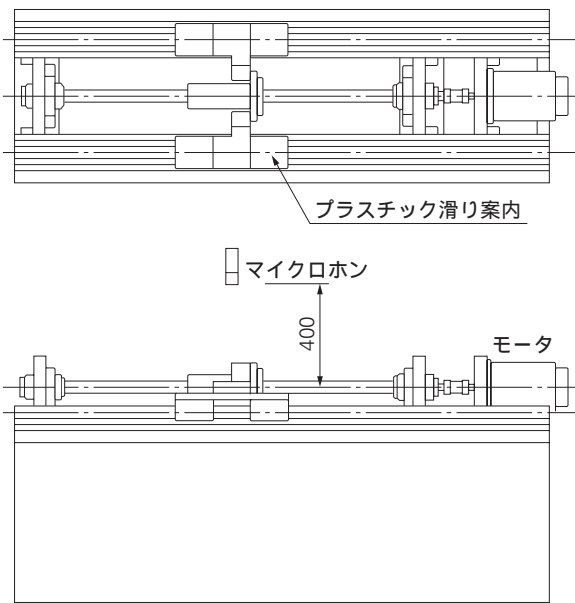


図2 音響試験用駆動装置
Fig. 2 Noise and vibration measuring equipment

音の評価としては、「ボールねじの音」だけを評価することを目的とした。図2に示す試験用駆動装置を用いて、文献¹⁾に示す方法（測定距離 400 mm）で計測評価を行った。

「ボールねじの音」は、運動するボールが各部に衝突を繰り返すことで発生する「パルス音（衝突音）」と、軌道面の形状誤差の上をボールが転がることによって発生する「転がり音」とに分類される。

「パルス音（衝突音）」はさらに、玉がねじ溝から循環部にすくい上げられる時の各部との衝突による「玉すくい上げ音」と、玉が循環路内を通過する際の各部との衝突による「循環路通過音」と、玉が無負荷の循環部から負荷部のねじ溝内へ入る際に発生すると考えられる音で負荷の大きさとの相関が認められる「玉通過音」の3つに大別される。

「玉すくい上げ音」と「循環路通過音」は、玉の衝突による音であるから、玉の質量が大きく影響する。

一方「転がり音」については、軌道面の周期的形状誤差に起因する「びびり音」と、軌道面の不規則な形状誤差に起因する「ランダムなうねりによる音」に分類される。軌道面の形状誤差の大きさは、現実問題としてボールねじ寸法にほとんど関係しないので、基準寸法に対する形状誤差の比率としては、寸法の小さいボールねじの方が不利になる。

分類された各音の発生メカニズムはそれぞれに異なっているため、有効な対策手段もそれによって異なる。効果的な騒音低減のためには、まず現状騒音の中でどれに分類されるものが支配的であるのかを理解しな

後者は、個々の機台等の特性が影響するので、結果として現れる騒音について一般論を展開することは難しい。しかし、振動源であるボールねじの振動との相関性が考えられ、音だけでなく振動についての評価が重要である。カバーなどによる防音処置では、直接音は小さくできても振動は変わらないので、この種の音を抑えることはできない。したがって、対策は防音処置ではなく音源処置を検討し、音の評価と並行して振動評価も同時に行うこととした。

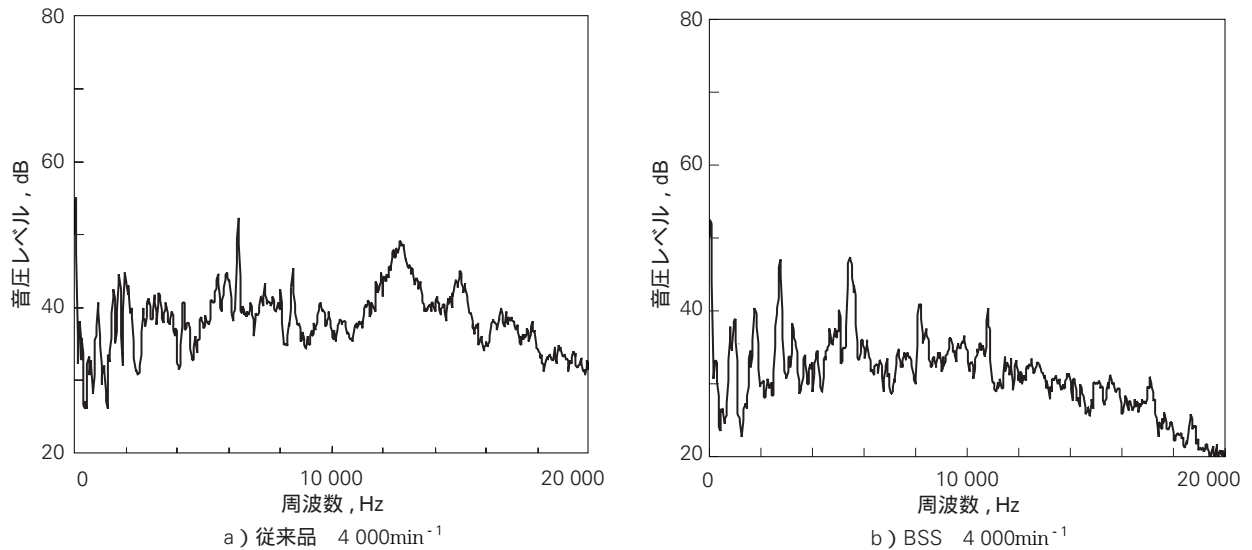


図3 従来品とBSSの音響比較データ例 (15 mm , リード10 mm)
 Fig. 3 Comparison data between BSS and conventional type (shaft diameter: 15 mm; lead: 10 mm)

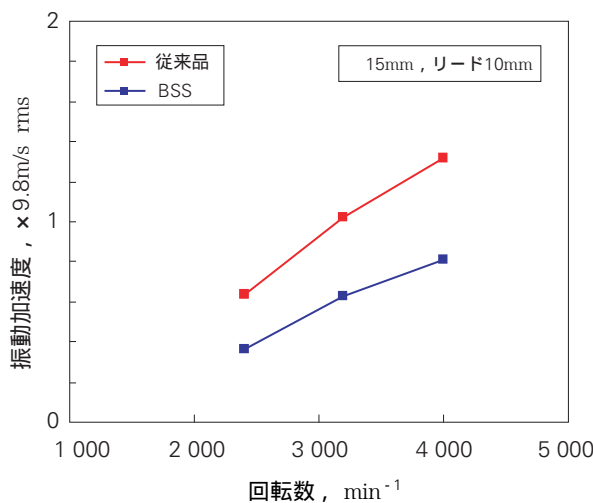


図4 振動加速度の比較 (15 mm , リード10 mm)
 Fig. 4 Comparison of oscillating acceleration (shaft diameter: 15 mm; lead: 10 mm)

ればならない。したがって、それぞれの分類音の特徴や性質を把握して、支配的な音を見極めるというノウハウが必要となる。ボールねじの仕様諸元や使用条件などによっても支配的な音は微妙に異なってくるので、この点に注意を要する。

3. BSSでの静音化

従来タイプボールねじの発生音としては、文献²⁾に「周期性を持つパルス波形の音」として示される「玉すくい上げ音」が、騒音レベルに対して支配的である。BSSでは、文献³⁾で説明されるように、玉すくい上げ部の設計に特別な配慮を行う(特許申請中)ことによって、玉がすくい上げられてから方向転換する間の玉

の衝突力を抑制し、高速化対応と同時に「玉すくい上げ音」を低減することにより静音化を効果的に実現している。

図3に従来品とBSSの音響比較データ例を示す。特に3~6kHz以上の高周波成分において顕著な差が認められる。これは聴覚において耳障りな音が効果的に減っていることを示しており、騒音レベルの数値以上に聴覚において静音化効果が認められる結果になっている。

後述の図6を見ると、従来品 71.3 dB / 4 000 min⁻¹ に対して、BSSでは 65.1 dB / 4 000 min⁻¹ と 6.2 dB 減になっている。中・大型のボールねじではボール循環音が支配的で特に静音化効果が大きいといわれているBSS⁴⁾ に対して、軸径が 15 mm と比較的小型のボールねじであるが、それでも明らかな静音化効果が認められている。

図4に振動加速度の比較データを示す。BSSの振動加速度はRMS値で従来品の60%程度の大きさになっている。

4. S3ボールねじ

S3(エスキューブ)ボールねじでは、前述の標準BSSをベースとして、軌道溝精度を特殊仕上げにより改善することで「転がり音」を抑える(特許申請中)と同時に、質量の軽いセラミックボールを採用することで「パルス音(衝突音)」をさらに小さくすることができた。

セラミックボールについては、以前より転動体の軽量化による騒音低減効果が報告されている。しかし、従来仕様ボールねじを高速で使用するとナット内で玉が激しく衝突を繰り返すことにより、脆性材料である

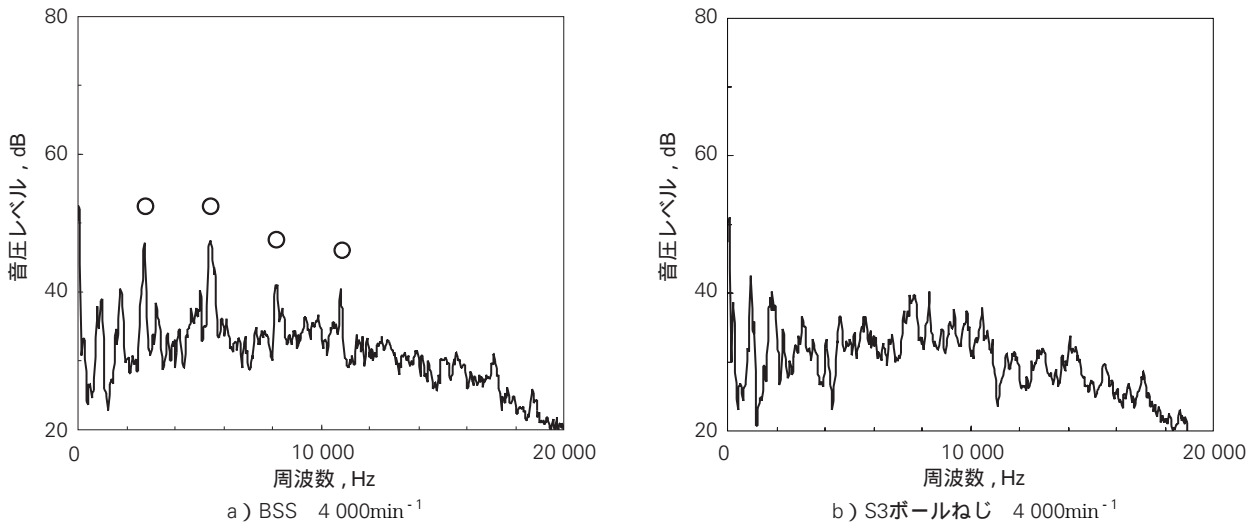


図5 BSSとS3ボールねじの音響比較データ例 (15 mm , リード10 mm)
 Fig. 5 Comparison of noise between S3 Ball Screws and BSS Series (shaft diameter: 15 mm; lead: 10 mm)

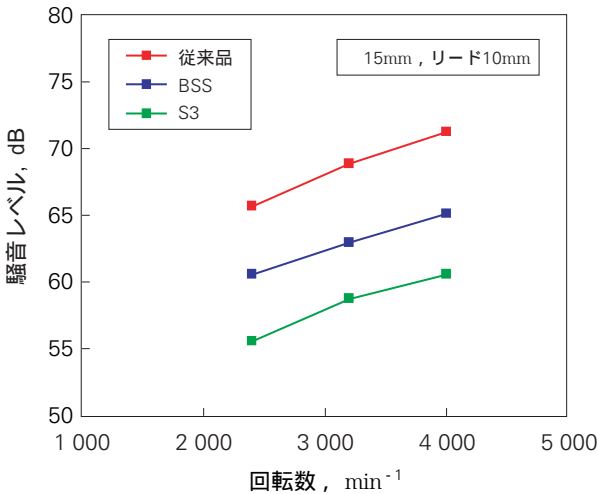


図6 騒音レベルの比較 (15 mm , リード10 mm)
 Fig. 6 Comparison of noise levels (shaft diameter: 15 mm; lead: 10 mm)

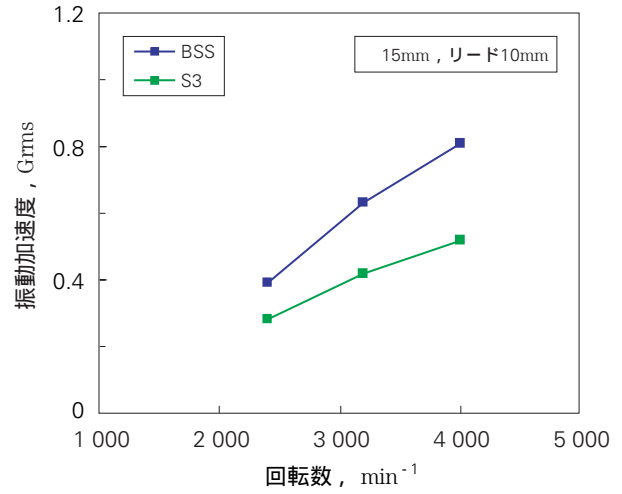


図7 振動加速度の比較 (15 mm , リード10 mm)
 Fig. 7 Comparison of oscillating acceleration (shaft diameter: 15 mm; lead: 10 mm)

セラミックボールに早期のはくり発生を引き起こすという問題があった。BSS仕様では前述のとおり、玉の衝突を軽減することのできる構造になっているので、脆性材料であるセラミックボールを、高速運転するボールねじに採用することが初めて可能になった（特許申請中）。セラミック素材の選定にあたっては、衝撃などに対する特別な配慮が必要である。

「転がり音」対策としては、軌道溝精度を改善することが必要である。軌道溝の「びびり」と呼ばれる周期的な形状誤差は、通常仕上げ加工であるねじ研削にとって、大小の差こそあれ、原理的に不可避のものである。通常ねじ研削後に軌道溝特殊仕上げ加工を施す方法として、NSK では複数の超仕上げ加工方法（特

許および特許申請中）を開発してきた。

BSSで大幅に低減された「パルス音（衝突音）」に加えて、S3では「転がり音」対策を施したので、さらに騒音レベルを低減することが可能となった。

5. 発生音評価結果

図5にBSSとS3ボールねじの音響比較データ例を示す。図5 a) に示す 印成分が軌道溝びびりによるものである。図5 b) を見ると、処置された軌道溝びびりによる 印成分の音はなくなっていることが確認できる。

図6に騒音レベルの比較結果を示す。従来品と比べて、各回転数においてBSSでは 5~6 dB 減、S3ボー

ルねじではほぼ 10 dB 減，という結果になっている。

図7に振動加速度の比較データを示す。S3の振動加速度はRMS値でBSSの 60数%程度の大きさになっている。

図5のデータでは，セラミックボール採用の効果が明確でないが，玉径が大きくなってくるとその効果もはっきりとしてくる。図8には，玉径が2倍のものについての音響比較データ例を示す。

図8 a) に示す 印成分が軌道溝びりによる成分である。これに対する処置をとった b) ではこの成分が無くなっているところは，図5と同じである。玉径が2倍になると体積は8倍にもなり，「パルス音（衝突音）」はその分大きくなる。全体の音の中に占めるこの音の割合が大きくなるので，鋼に比べて比重が

1/2 弱のセラミックボールを採用することによる静音化効果がより効いてくる。図8のBSSに比べてS3では，3～6 kHz以上の高周波成分が明らかに小さくなっているのがそれを示している。図8の場合，静音化に対する貢献度は，軸溝特殊仕上げよりもセラミックボール採用の方が大きい。

図9に，この場合の騒音レベルの比較結果を示す。従来品実験式の値に比べて各回転数で，BSSでは約 6 dB 減，S3ボールねじでは約 10 dB 減，という結果になっている。

図10に振動加速度の比較データを示す。S3の振動加速度はRMS値でBSSの 60数% 程度の大きさになっている。

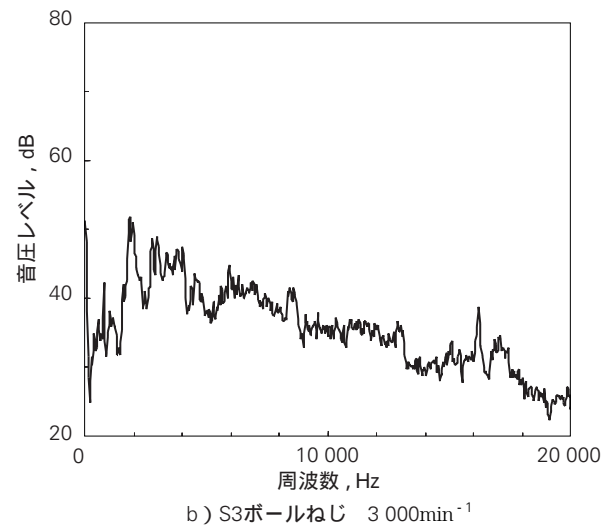
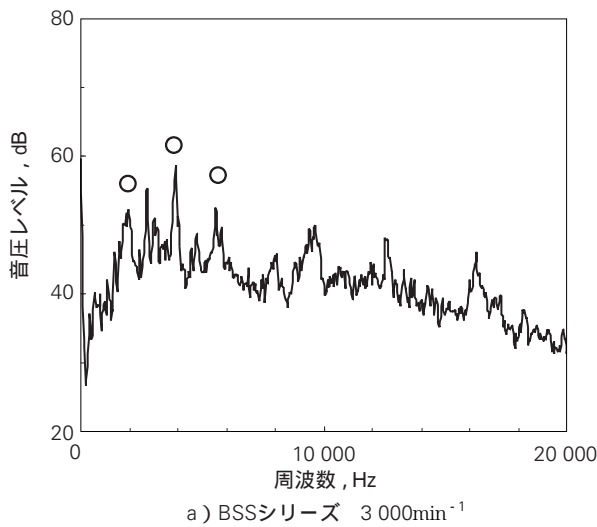


図8 BSSとS3ボールねじの音響比較データ例 (32 mm，リード20 mm)

Fig. 8 Comparison of noise between S3 Ball Screws and BSS (shaft diameter: 32 mm; lead: 20 mm)

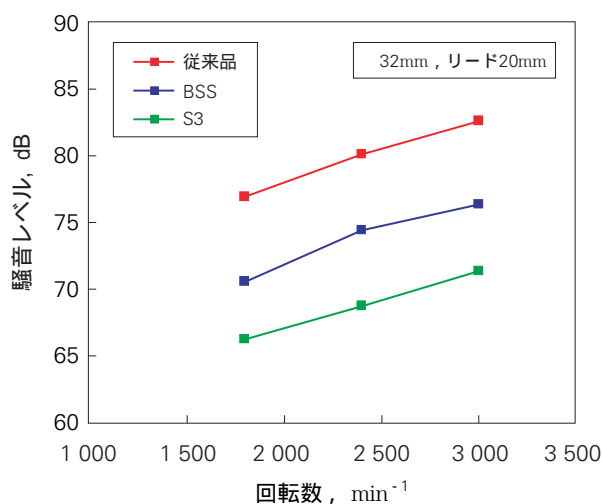


図9 騒音レベルの比較 (32 mm，リード20 mm)

Fig. 9 Comparison of noise levels (shaft diameter: 32 mm; lead: 20 mm)

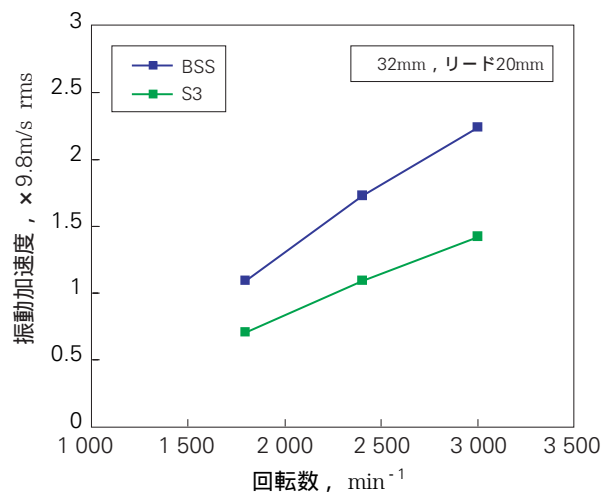


図10 振動加速度の比較 (32 mm，リード 20 mm)

Fig. 10 Comparison of oscillating acceleration (shaft diameter: 32 mm; lead: 20 mm)

6. あとがき

循環方式がBSSとは異なるものではあるが、軸径 20 mm、リード 10 mm、玉径 3.969 mmのボールねじについて、実験室レベルではあるものの、ナット溝への特殊仕上げ加工や玉通過音への対策処理の他、考え得るあらゆる方策を盛込んだボールねじを試作し、61.1 dB / 4 000 min⁻¹と従来品実験式計算値¹⁾ 77.1 dB / 4 000 min⁻¹に対して、16dB減（振動加速度実効値の比較では約1 / 6）という記録もすでに確認している。

ボールねじ発生音について、低減化の可能性はまだまだあるといえる。ただし、ボールねじの仕様諸元や使用条件などによっても支配的な音の種類は微妙に異なってくるので、どの分類音が支配的であるのかを診断により把握することが重要なことである。

今回報告したS3ボールねじは、高速軽負荷で使用される自動化設備用のボールねじを想定し、軸径

15～ 32 mm、リード 10～25 mmを対象として、従来品ボールねじに対して 10 dB程度騒音を低減することができるものである。

自動化機器の静音化を検討するユーザーの皆さまに参考になるところがあれば幸いである。

参考文献

- 1) 梶田 敏治, 石川 明彦, “精密ボールねじの騒音レベル”, NSK Technical Journal, No.656, (1993) 50-55.
- 2) 五十嵐 昭男, 徳永 靖, 大熊 一成, “ボールねじの音響・振動に関する研究(第1報, ボールねじの音響特性)”, 日本機械学会論文集C編, 54巻499号, (1988) 617-622.
- 3) 松田 靖之, 籠田 吉就, 谷口 雅人, “高速静音ボールねじの性能解析”, 2004年度精密工学会春季大会講演論文集, A76, (2004) 89-90.
- 4) 加藤 将人, “高速静音ボールねじの開発”, NSK Technical Journal, No.676, (2003) 26-32.

高精度・高速位置決め用 メガトルクモータ[®] 新シリーズ 「PSシリーズ」の開発



五十嵐 洋一



小西 博英

五十嵐 洋一* , 小西 博英* , 小林 誠一*

Development of New Series of Megatorque Motor[®] for High Speed and Precise Positioning

by Y. Igarashi , H. Konishi , S. Kobayashi



小林 誠一

Direct drive motors must meet increasing demand for higher speeds and strict high-performance requirements. NSK has developed new Megatorque Motor series that meets such strict requirements for high-speed and high-precision performance of direct drive motors. This article describes an overview of functionality and technologies of the PS series of Megatorque Motor.

1. はじめに
2. PSシリーズの特徴
3. PSシリーズの開発
 - 3.1 永久磁石形同期モータの開発
 - 3.2 新制御方式の開発
4. 位置決め性能試験結果
 - 4.1 高速位置決め試験
 - 4.2 高精度位置決め（ステップ送り位置決め）試験
 - 4.3 低剛性負荷時の位置決め試験
5. おわりに

1. はじめに

NSKでは、1985年から負荷を直接駆動できるダイレクトドライブモータ（以下DDモータ）を“メガトルクモータ”の商品名で販売してきている¹⁾²⁾³⁾。DDモータは、「サーボモータ+減速機」や機械式インデックスで発生するガタやバックラッシュを取り除き、高精度、高速な位置決めを可能としている。また、駆動系として負荷を直接受けられる軸受を内蔵しており、付加的な支持機構を設ける必要がなく、コンパクト、省スペースの装置にできるアクチュエータである。

開発当初、産業ロボットのダイレクトドライブ化で注目されたDDモータは、その後、FA用ダイレクトドライブモータとして実用化され、現在では、半導体・

液晶製造装置、CD/DVD製造装置をはじめとして、組み立て機、検査機などのインデックス、搬送機構として広く使用されるようになり⁴⁾、FA用アクチュエータとして認知度が高くなってきている。

使用される分野が広がるにつれ、インデックス用途では、対象製品の微細化により高精度な位置決めが求められ、また、搬送用途には、生産性向上の要求から、より高速位置決めが求められている。

本稿では、メガトルクモータの新シリーズである“PSシリーズ”のモータ技術と、高速位置決めを実現した新制御方法について解説し、実際の適用に必要な性能試験結果を示す。

2. PSシリーズの特徴

今回開発したメガトルクモータ PSシリーズ（写真1）は次のような特徴を持っている。

位置決め時間の短縮が可能

* NSKプレジジョン株式会社 メカトロ製品技術部

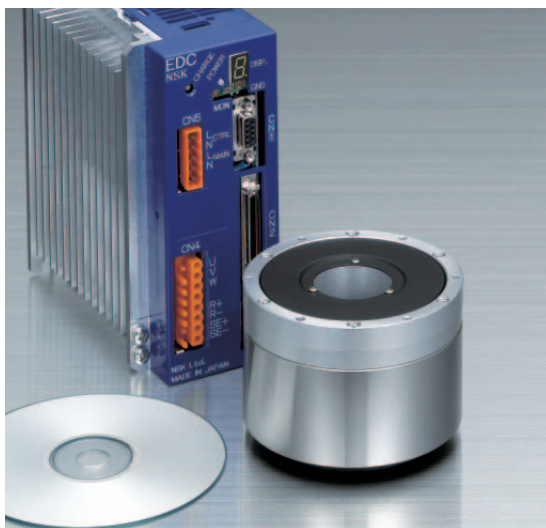


写真1 PSシリーズメガトルクモータ®システム
Photo 1 PS series of Megatorque Motor®

最高回転速度を従来 $3s^{-1}$ から $10s^{-1}$ にアップした。また、目標位置への寄付き時間（整定時間）を従来機の $1/5$ 以下に短縮した。

モータの小型・高トルク化

高エネルギー積の永久磁石を使用した最適な磁界設計で、単位面積あたりの発生推力（推力密度）を従来機のモータの約2倍にした。これより、モータの小型・高トルク化を実現した。

小型・高精度の絶対位置検出器を搭載

位置検出器に従来機と同じく耐環境性の優れたレゾルバを採用している。磁極構造の最適化により、従来に比べて $2/3$ に小型化し、しかも、検出器精度30秒（1秒 = 1度 / 3600）を実現した。

ドライブユニットの小型化

専用モジュールの採用により、従来比65%の小型化を実現した。

メガトルクモータ PSシリーズの仕様を表1に示す。

3. PSシリーズの開発

3.1 永久磁石形同期モータ開発

3.1.1 VR形モータと永久磁石形同期モータの比較

従来のメガトルクモータはトルク発生原理として、小歯突極構造のリラクタンس変化によりトルクを発生させるVR形（バリアブル・リラクタンس形）を用いていた。磁石を使わず、小歯数を増やすことにより、多極化が簡単にでき低速で高トルクが得られている。反面、ロータとステータのギャップは研削加工を施し、0.1 mm程度にギャップを管理する必要があった。

VR形は、巻線のインダクタンスが大きくなるため、駆動周波数が高くなる高速域では、モータの逆起電力が大きくなってトルクが減少し、高速域でのトルク特性が減少する傾向がある⁵⁾。

図1は一般的なCD/DVDの製造ラインの搬送装置である。ディスクのストック・テーブルとプロセス装置側との間でディスクの受渡しを行う搬送アームとで構成されている。搬送、ストック・はCD/DVDの付加価値には何ら寄与しないことから、搬送時間は極力短縮することが要求される。特に、搬送アームでは搬送する角度が大きい（180度以上）場合が多く、搬送時間を早くするためには、モータの最高回転速度を上げることが必須となり、また、搬送に要するスペースも出来るだけ小さく抑えることが要求されている。このため、DDモータには小型化、高速化が必要となり、従来のVR形での対応では限界が出てきた。

一方、永久磁石の中でも希土類Nd₂Fe₁₄B磁石はエネルギー積が高く（320～440 kJ/m³程度）、その中でもネオジ磁石の低価格が最近では進み汎用モータに使用できるようになってきた⁶⁾。

表1 PSシリーズ仕様一覧

Table 1 Specifications of the PS series of Megatorque Motor®

性能項目	モータ型式	PS1006	PS1012	PS1018	PS3015	PS3030	PS3060	PS3090
	モータ外径 [mm]		100			150		
モータ高さ [mm]		85	110	135	85	102	136	170
モータ中空穴 [mm]		35			56			
最大出力トルク [N・m]		6	12	18	15	30	60	90
定格出力トルク [N・m]		2	4	6	5	10	20	30
最高回転速度 [s ⁻¹]		10			10		8	5
回転位置検出器分解能 [カウント/r]		2,621,440			2,621,440			
絶対位置決め精度 [(秒)]		30			30			
ロータ慣性モーメント [kg・m ²]		0.0024	0.0031	0.0038	0.011	0.014	0.019	0.024
モータ質量 [kg]		2.7	3.8	4.6	6.8	7.7	11.0	13.8

以上の状況から、高速回転を可能にした永久磁石同期形のメガトルクモータを開発した。

3.1.2 最適磁極形状の設計

モータの設計において、モータコアは磁束密度分布の解析に加え、トルクリプル、コギングトルクなどの高精度位置決めを達成するための特性を確認しながら設計を行った。

解析は有限要素法（FEM）を用いた磁界解析により行い、実機にて検証した。

多数のパラメータの影響を確認するため、主要寸法・諸元のリスト作成からFEMモデル作成、条件入力、解析実行までを自動的に実施可能なシステムを構築し、設計の効率化を行った。自動作成を行ったFEMモデルと、磁束密度分布図を図2に示す。

3.1.3 モータ出力特性

PS1006 のトルク-回転速度特性（N-T 特性線図）を図3に示す。従来品A，従来品B（表2）と比較すると、最高出力トルクが2倍、また、高速領域でのトルク特性が大幅に改善されていることがわかる。

軽量物（負荷イナーシャ：0.007 kgm²）の180°位置決め動作を例として、位置決め時間を比較した結果

表2 PS1006と従来品A，Bの出力トルクと外形
Table 2 Torque and dimensions of PS1006 and conventional type

	最大出力トルク	外径	高さ
PS1006	6 N・m	100 mm	85 mm
従来品A	3 N・m	100 mm	100 mm
従来品B	6 N・m	130 mm	100 mm

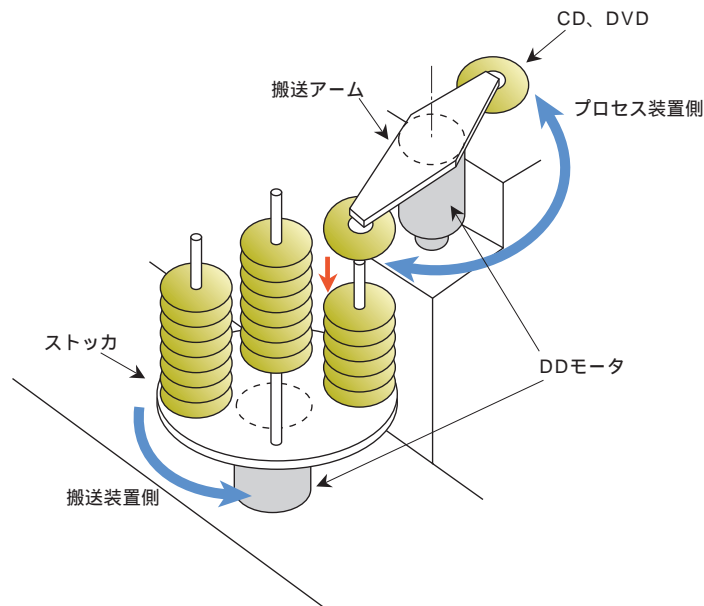


図1 CD / DVD製造ラインの搬送アームとストックテーブル
Fig. 1 Carrier arm and stock table of CD/DVD production lines

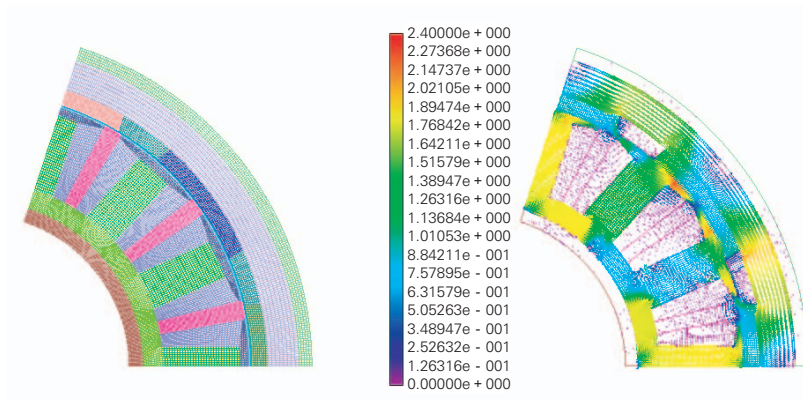


図2 FEMモデルと磁束密度分布図
Fig. 2 FEM model and magnetic flux density distribution chart

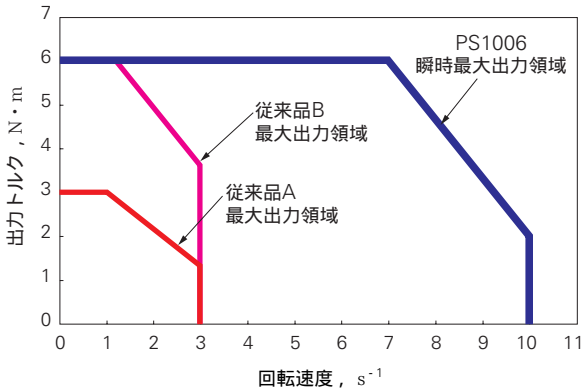


図3 トルク - 回転速度特性
Fig. 3 Torque and speed comparison between PS1006 and conventional type

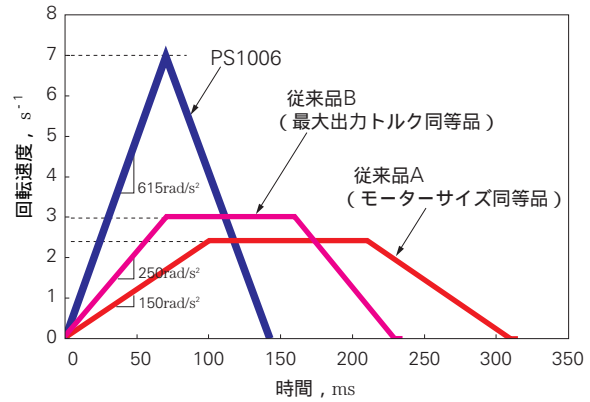


図4 180°位置決め比較
Fig. 4 Comparison of positioning simulation between PS1006 and conventional type

を図4に示す．従来品の最高回転速度はいずれも $3s^{-1}$ である．PS1006 は最高回転速度が $10s^{-1}$ のため，位置決めは従来品 A の約55%の時間で完了している．

高速位置決めを実現するためには「最高回転速度の向上」と「モータの高トルク化」が必要であることがわかる．

3.2 新制御方式の開発

位置決め時間の短縮を目的として，NSKでは，これまでに，PM型リニアモータの制御に対して，新しい制御方式を開発している^{7), 8)}．廉価で高性能なCPUの普及によって，高速演算処理を要する新制御方式の適用も容易になってきたことから，この制御方式をメガトルクモータにも応用している．

- 位置決め時間の短縮には，
- (1) モータ回転速度の高速化
 - (2) モータ動作中，位置指令に対する実際のモータの追従性向上
 - (3) 位置指令完了後の寄り付き時間を早くすることが必要になる．
- (1) は永久磁石形同期モータで実現し，(2) と (3) は制御技術で実現した．

3.2.1 高追従制御

短時間整定を実現するためには，モータの回転動作中における追従偏差をできるだけ少なくさせることが有効である．そのため，本開発においては位置決め動作指令に対する位相遅れを補償し，応答性を改善する高追従制御を採用している．

フィードバック制御により安定化された制御対象は，一般に高い周波数領域において位相が遅れる．高速位置決め動作を行うことを考えると，目標値（位置指令）から制御出力（モータの回転角度量）ま

では遅れがないことが望ましい．仮にフィードバック制御系の前に，その逆特性を有するフィードフォワード制御器で補償を行うことができれば，目標値から出力までの伝達特性が“1”になり，指令とおりの位置決めが実現できることになる．

このような考え方として零位相差トラッキングコントローラ（ZPETC）がある⁹⁾．

フィードバック制御により安定化された制御対象の離散時間モデル $G_{cl}(z^{-1})$ は次のようになる

$$G_{cl}(z^{-1}) = \frac{z^{-d}B_c(z^{-1})}{A_c(z^{-1})} \dots\dots\dots (1)$$

ただし，

$$B_c(z^{-1}) = b_{c0} + b_{c1}z^{-1} + \dots + b_{cm}z^{-m}, b_{c0} \neq 0 \dots\dots (2)$$

$$A_c(z^{-1}) = 1 + a_{c1}z^{-1} + \dots + a_{cn}z^{-n} \dots\dots\dots (3)$$

d : ムダ時間
 z^{-1} : 遅延子

$$B_c(z^{-1}) = B_c^c(z^{-1}) \cdot B_c^{u*}(z^{-1}) \dots\dots\dots (4)$$

$B_c^c(z^{-1})$: 安定なゼロ点を持つ有理多項式
 $B_c^{u*}(z^{-1})$: 不安定なゼロ点を持つ有理多項式

である．

このとき ZPETC の出力 $u(k)$ は，次のようになる．

$$u(k) = \frac{A_c(z^{-1})B_c^{u*}(z^{-1})}{B_c^c(z^{-1})[B_c^c(1)]^2} r(k+d+s) \dots\dots\dots (5)$$

ただし，
 s ：閉ループ系の不安定ゼロ点の数
 r ：目標値
 u ：閉ループ系への入力値

$$B_c^{u*}(z^{-1}) = b_{cs}^u + b_{c(s-1)}^u z^{-1} + \dots + b_{c0}^u z^{-s} \dots\dots\dots(6)$$

である．

これを，位置制御ループ及び速度制御ループを比例制御により安定化したメガトルクモータに適用すると次のようになる．

$$u(k) = K\{a_0 r(k+2) + a_1 r(k+1) + a_2 r(k) + a_3 r(k-1)\} \dots\dots\dots(7)$$

(7)式より，閉ループ系への入力値を作成するためには，2サンプリング先の指令情報が必要となることわかる．ここで， $K, a_0 \sim a_3$ は，モータの負荷慣性モーメントや各制御ループのゲイン及び定数で決定される値である．一般には，このような特性は非因果的であるため，実現することはできない．しかし，位置指令パルス発生機能を有する場合は，ドライブユニット内部で事前に指令情報を得ることができるため実現が可能となる．

上記のフィードフォワード補償が行われると，目標位置指令値からモータの回転角度までの伝達関数は，理想的には次のようになり，零位相特性を有することとなる．

$$y(k) = \frac{1}{4}\{r(k+1) + 2r(k) + r(k-1)\} \dots\dots\dots(8)$$

ここで，上記の定数 K 及び， $a_0 \sim a_3$ を決定する際に用いた負荷の慣性モーメントの値が，実際の値とずれるときには，モデル化誤差の影響により零位相特性を得ることができなくなる．このため，次項で説明する外乱オブザーバを適用することにより，ロバスト性の

保証を行い，モデル化誤差の影響を減少させている．
 予見フィードフォワード制御により，モータの位置指令からモータの回転角度までの周波数特性は，ナイキスト周波数近傍まで理想的には1となる．しかしながら，モータの追従性向上のためには制御帯域をナイキスト周波数近傍まで上げる必要はない．制御帯域をナイキスト周波数近傍まで上げると，むしろ，高周波領域における指令の量子化誤差等により悪影響を及ぼすことが考えられる．このため，高い周波数成分のみを除去することができ，しかも位相遅れの無い，零位相フィルタを応用して，予見フィードフォワードの位相特性に影響を与えずに，過剰な高周波成分をカットしている．

3.2.2 外乱オブザーバ

従来の P-PI 方式¹⁰⁾は，位置制御ループでは比例制御を行い，速度制御ループでは比例制御と積分制御を行うことにより，摩擦等の外乱による定常偏差を0としている．積分制御を用いた場合，積分ゲインを上げるためには，同時に比例制御のゲインも上げる必要がある．比例ゲインを十分に上げることができない場合には必然的に積分ゲインの上限が決定されるので，望まれる外乱抑圧特性を満足できず，制御性能の劣化や整定時間短縮に対する限界があった．

そのため，本開発においては，外乱抑圧特性の向上を図るため外乱オブザーバを採用している(図5)．それは，トルク外乱をモータへのトルク指令と位置出力から推定し，それに対してローパスフィルタ $Q(s)$ を介してフィードフォワード補償することにより，外乱の影響を打ち消す制御方式である．

このとき，位置出力は次の伝達関数で表される．

$$= \frac{1}{J_n s^2} - \frac{1 - Q(s)}{J_n s^2} \hat{d} \dots\dots\dots(9)$$

図6は，図5を等価変換したブロック図である．

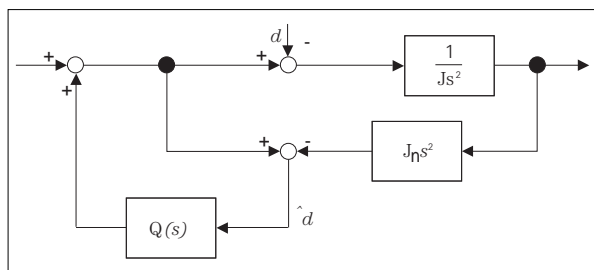


図5 外乱オブザーバ
 Fig. 5 Disturbance observer

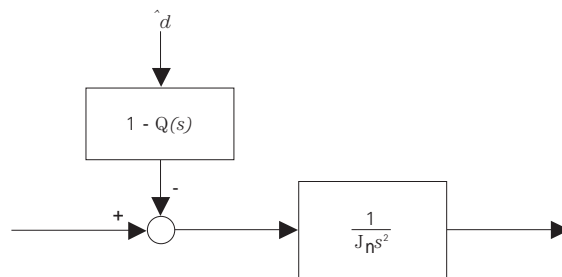


図6 等価変換したブロック図
 Fig. 6 Equivalent system of disturbance observer

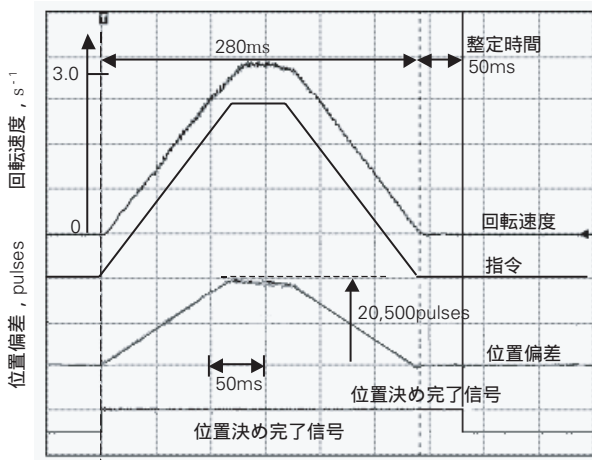
図6より、ローパスフィルタ $Q(s)$ のカットオフ周波数以下の外乱はその影響が抑えられる構造となっていることがわかる。

外乱オブザーバを用いた場合には、速度制御ループでのゲインによって制約を受けていた積分制御方式に比べて、外乱に対してより強い制御系を構成することができる。また、上記の理由により、これまで以上に早い整定を実現することができる。

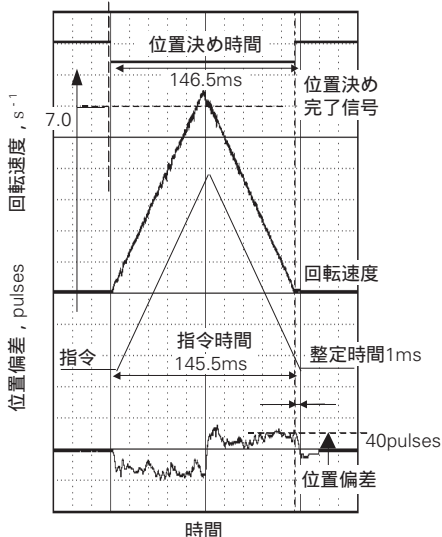
4. 位置決め性能試験結果

4.1 高速位置決め試験

図7は同サイズの新旧メガトルクモータの位置決め性能比較試験結果である。従来品Aはメガトルクモータ JS1003，新メガトルクモータは PS1006 を用いた。



(1) JS1003での位置決め試験結果



(2) PS1006での位置決め試験結果

図7 位置決め時間比較結果 (JS1003, PS1006)

Fig. 7 Comparison of positioning test results between JS1003 and PS1006

180 の位置決め動作において、位置決め時間は JS1003 で 330 ms であるのに対して、PS1006 では、146.5 ms となり従来の 1/2 以下となっている。また、新開発の高追従制御方式により、動作時の追従偏差量が PS1006 では約 40 パルス (位置検出器分解能を従来品と同じ 614 400 カウント / r に換算した場合) であり従来の方式に比べて 1/500 と、非常に小さな値となる高追従が実現している。

また、整定時間は従来品 A が 50 ms に対して PS1006 は 1 ms と大幅に短縮できている。

4.2 高精度位置決め (ステップ送り位置決め) 試験

PSシリーズのモータ位置検出分解能は 2,621,440 パルスとなっている。図8に、1パルスのステップ送り位置決め試験結果を示す。1秒の時間毎に1パルスずつの位置決めを行い、合計10パルス分時計方向に回転、その後反時計方向に同じパターンで回転させる動作を繰返したものである。測定データはモータ中心から 200 mm の位置での移動量をギャップセンサにて測定したものである。

2,621,440 パルスに対する1パルスの移動が確実にに行われて、高精度な位置決めができることが確認できる。

4.3 低剛性負荷時の位置決め試験

モータと負荷が細い軸で取付けられている場合や、剛性の低いアーム状の負荷が取付けられている場合などは、共振点の影響でモータが振動的になり、剛性の高い負荷を取付けた場合ほどには、ゲインを高く設定することができない。

このような場合に対処する方法として、次の方法がある。

モータ出力軸の近い箇所にダミーイナーシャを取付け、共振点を反共振点側に移動することで、その影響を減少させる。この場合直結するダミ -

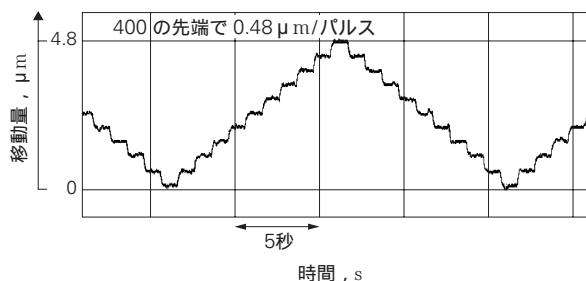


図8 ステップ送り位置決め試験結果

Fig. 8 Incremental positioning test results

ナ - シャの負荷によりサーボゲインを高くし、位置決め安定性を高めることが可能である。
ノッチフィルタなどの補償器を用いて、制御対象

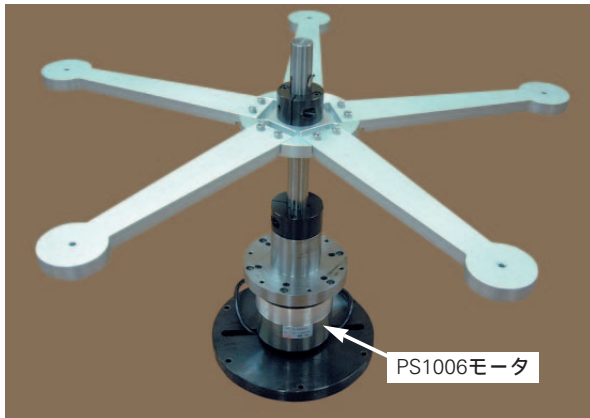


写真2 低剛性負荷試験装置
Photo 2 Test rig using low-rigidity arms

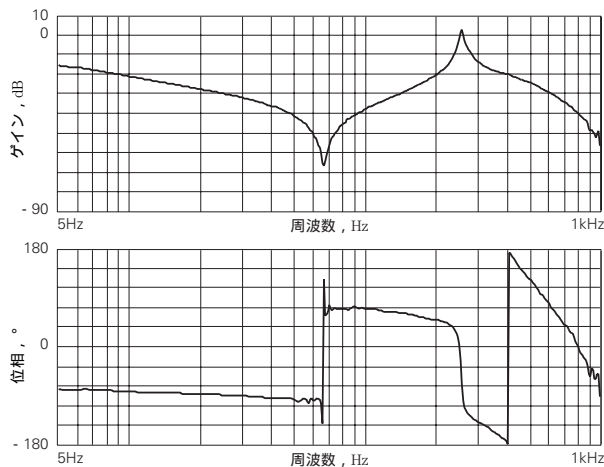


図9 低剛性負荷試験装置の周波数特性
Fig. 9 Frequency response of test rig

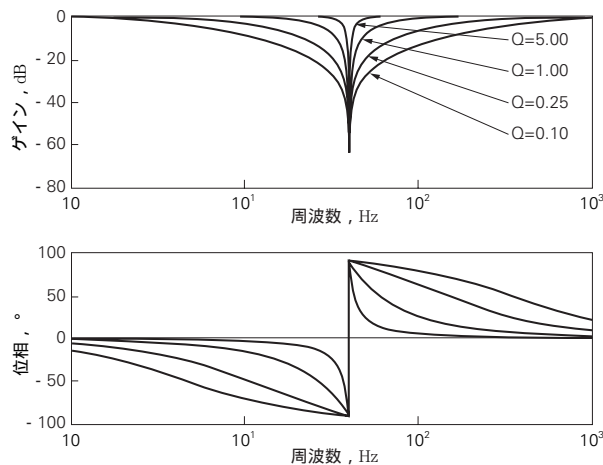
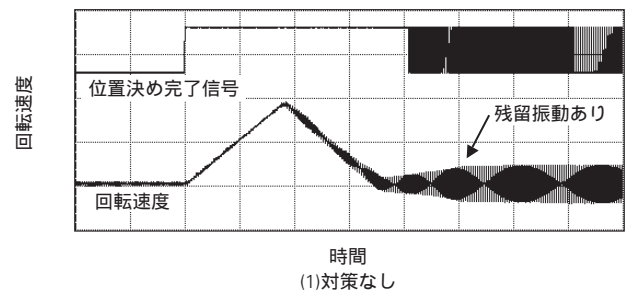


図10 ノッチフィルタの周波数特性
Fig. 10 Frequency response of notch filter

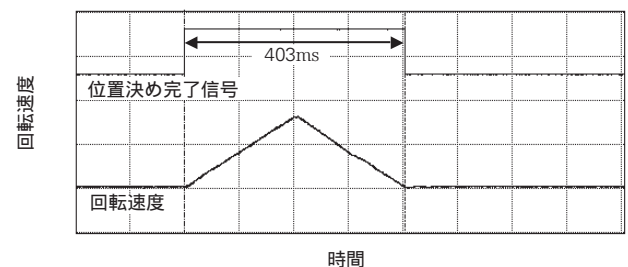
の特性を改善し共振点のゲインを下げる。

ここでは、スプラインを介して取付けられたアーム (写真2) に対する位置決め試験を行った結果を示す。試験装置の周波数特性 (図9) は 68 Hz に反共振点、260 Hz に共振点を有する構造となっている。従来のノッチフィルタは除去帯域の先鋭度をあらかず Q 値を固定としていたが、今回は、適用している負荷の特性にあわせて、パラメータにより任意に設定可能とし、最適な調整が行えるようにした (図10)。

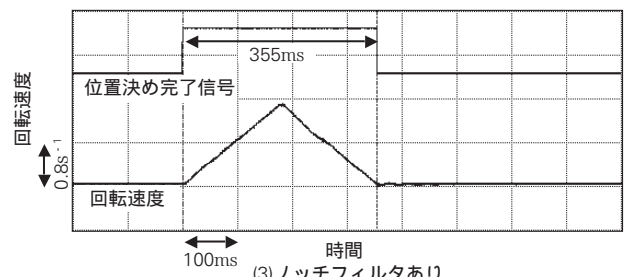
図11の(1),(2),(3)にそれぞれ、対策なしの場合、ダミーイナーシャを用いた場合、ノッチフィルタを用いた場合の 90°位置決め試験結果を示す。(1)では、共振周波数の影響で位置決め完了できずに残留振動があることがわかる。ダミーイナーシャを取付けた場合と、ノッチフィルタで共振点のゲインを下げた場合では、どちらも残留振動が殆どなく位置決め完了している。ノッチフィルタで補償した場合は、ダミーイナーシャを取付けた場合に比べ、慣性モーメントの影響で加減速度を高く設定することができるため、位置決め時間も短時間で実現できている。



(1)対策なし



(2)ダミーイナーシャあり



(3)ノッチフィルタあり

図11 低剛性負荷に対する位置決め試験結果
Fig. 11 Positioning test results for low rigidity arms

5. おわりに

高速，高精度の新メガトルクモータ PSシリーズで用いられている技術を解説・紹介した。DDモータに寄せられる様々な要求や期待に応えることにより，DDモータを FA用 アクチュエータとしてさらに使いやすくし，その用途の広がりを図るため，今後も新しい技術開発・製品開発を行っていききたい。

参考文献

- 1) 猪俣 忠雄，“メガトルクモータ”，NSK Technical Journal,649 (1991) 37-44
- 2) 猪俣 忠雄，“ダイレクトドライブ技術”，機械の研究,第44巻第1号 (1992) 117-122
- 3) 山口 義治，“ロボット用アクチュエータとしてのメガトルクモータ”，電気学会誌(1987)107巻10号1023-1026
- 4) 小林 誠一，“ダイレクトドライブモータの応用”，設計工学，37-3 (2002) 311-317 .
- 5) 見城 尚志，“電子機器用精密小型モータ”，(1977) 135，総合電子出版社 .
- 6) 菊地 亮，谷川 茂穂，“希土類磁石の高性能化”，日立金属技報，15 (1999) 111-114.
- 7) 小林 誠一，カール・ケンプ，“外乱オブザーバと予見フィードフォワードを用いたワイヤボンド用テーブルの位置決め制御”，NSK Technical Journal，664 (1997) 46-58.
- 8) Carl J. Kempf, Seiichi Kobayashi, “ Disturbance Observer and Feedforward Design for a High-Speed Direct-Drive Positioning Table ”, IEEE Transaction Control Systems Technology, 7-5 (1999) 513-525.
- 9) Tomizuka, M., “ Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control ”, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 109 (1987) 65-68.
- 10) 沢田 浩志，小林 誠一，“ダイレクトドライブモータの制御”，NSK Technical Journal, 653 (1992) 42-49 .

商 品

紹 介

鉄鋼圧延機用長寿命ロールネック軸受 ウォータータフ[®]軸受

Long Life Roll Neck Bearings for Steel Rolling Mills - WTF[®] Bearings

鉄鋼設備のなかの熱間・冷間圧延設備に使用される圧延機は、作業ロール・控えロールで構成される4段式や中間ロールも備えた6段式などが一般的である。その圧延機の作業ロールや中間ロール用ロールネック軸受には四列円すいころ軸受が広く使用されている。

ロールネック軸受は、振動・衝撃・重荷重を受けるだけでなく冷却水や鉄粉の侵入が著しい環境下で使用されるため、潤滑不良により短寿命となる問題を抱えていた。

NSKは、軸受内への水・鉄粉侵入の対策として、1999年にシール性能を飛躍的に向上させ、且つ高負荷容量の設計とした「エクストラキャパシティ[®] 密封ロールネック軸受」を開発、市場投入し、高い評価を得ている。

その一方で、「水・鉄粉混入下での長寿命化」という課題に1995年から取り組み、この度、新しい長寿命材料の開発に成功した。この新材料を採用したウォータータフ軸受（写真1）の概要を紹介する。

1. ウォータータフ[®]軸受の特長

ウォータータフ軸受は、NSKの材料設計技術を駆

使して開発された新材料に独自の熱処理技術を施しており、水・鉄粉混入下でも長寿命な軸受である。

新材料は、次の特長を持っており、水混入環境下での長寿命化に効果がある。

材料の超高清浄度を施しており、フレーキングに至る初期の微小クラックの発生を抑制する。

材料の最適な化学成分設計を行っており、発生したクラックの進展を抑制する。

また、残留オーステナイトの量をコントロールする独自の熱処理技術であるTF化技術を適用して、鉄粉混入環境下での長寿命化も同時に行っている。

ウォータータフ軸受が市場の圧延機ロールネックで試用されたときの寿命を図1に示す。ウォータータフ軸受は、従来軸受と比べ約3倍長寿命である結果が得られている。

2. 仕 様

ウォータータフ軸受は、先に開発、市場投入した「エクストラキャパシティ 密封ロールネック軸受」のデザインをベースとした仕様が用意されており、その特長も引き継いでいる。



写真1 ウォータータフ[®]軸受
Photo 1 WTF[®] bearings

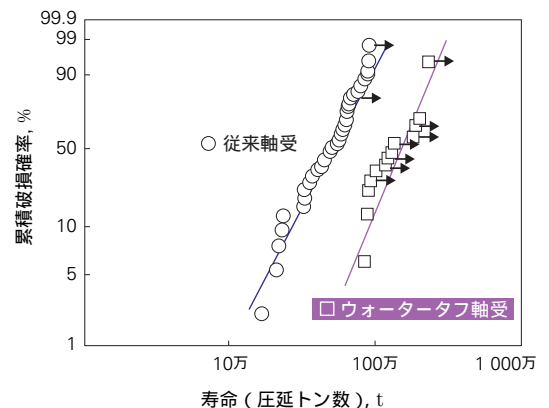


図1 ウォータータフ軸受の市場の冷間圧延機での試用結果

Fig. 1 Trial usage results of WTF bearings in an actual cold rolling mill

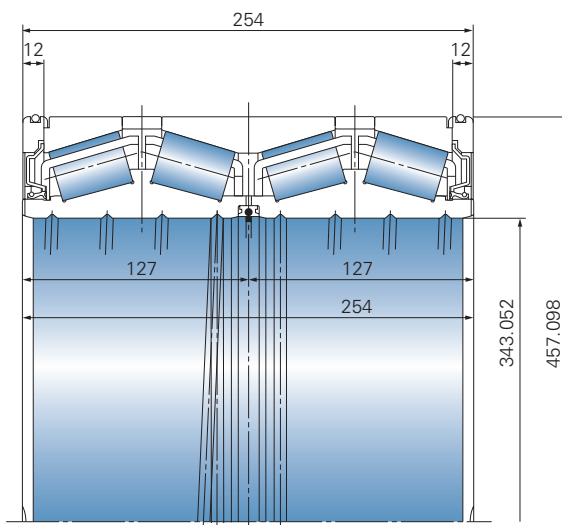


図2 ウォータータフ軸受の寸法図例
 Fig. 2 Dimensions of WTF bearing (example)

表1 ウォータータフ軸受の仕様例
 Table 1 Specifications of WTF bearings (example)

軸受名番	軸受サイズ (内径・外径・幅), mm	基本動定格荷重, kN
WTF254KVS3551E	254 × 358.775 × 269.875	2 070
WTF276KVS3951E	276.225 × 393.7 × 269.878	2 330
WTF343KVS4551E	343.052 × 457.098 × 254	2 430
WTF482KVS6151E	482.6 × 615.95 × 330.2	4 200

その寸法例を図2に、代表軸受名番と軸受仕様例を表1に示す。

3. 適用用途

主に鉄鋼設備の熱間・冷間圧延機作業ロール、中間ロール用軸受を対象としている。

また、水・鉄粉が混入するような厳しい使用条件下にある他の設備においても、このウォータータフ軸受

を採用することにより、長寿命化が期待される。

4. むすび

ウォータータフ軸受は、鉄鋼設備用圧延機をはじめとする水・鉄粉が混入する過酷な用途に適しており、軸受の寿命延長によって、使用される設備のメンテナンスコスト削減に貢献するものとする。

商 品

紹 介

産業機械用センサ軸受

Sensor Bearings for General Industrial Machinery

近年、機械装置に対して、高効率化、高機能化とともに小型化の要求が増大している。このような背景のもと、NSK では、軸の回転速度や回転方向を検知するセンシング機能を軸受に付加することで、装置全体の小型化及び組立性の向上に寄与できる『センサ軸受』を開発したので、その内容を以下に紹介する。

1. 構造・仕様

センサ軸受の外観を写真1に、センサ回路を図1に、主な仕様を表1に示す。深溝玉軸受とセンサを組合せ

た構造であり、内輪が回転すると、90度の位相差を有する二つの速度パルスが出力される。図2に出力例を示す。

2. 特 長

- (1) 1つのセンサユニットで回転速度と回転方向の同時検出が可能である。
- (2) 軸受とセンサが一体に構成されているため、装置の小形化ができる。

表1 主な仕様
Table 1 Specifications

項 目	仕 様
軸 受	深溝玉軸受 6206
寸 法	内径： 30 外径： 62 幅：23.5
パルス数	64パルス/回転
出力パルス	A相及びB相（位相差：90°±45°）
ピッチ精度	±5%
デューティ比	50%±15%（35%～65%）
入力電圧	3.8～24V
出力電流	20mA以下
使用温度範囲	-40～120

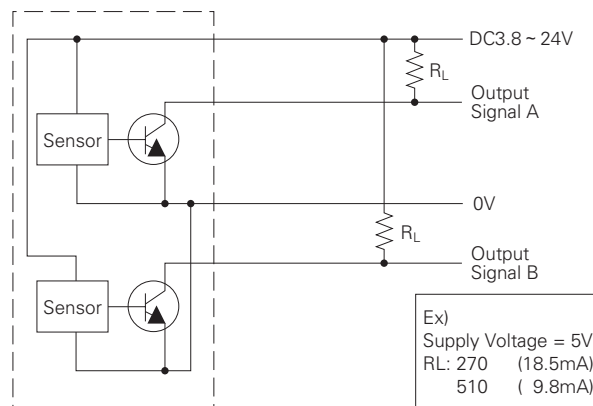


図1 回路図
Fig. 1 Circuit diagram

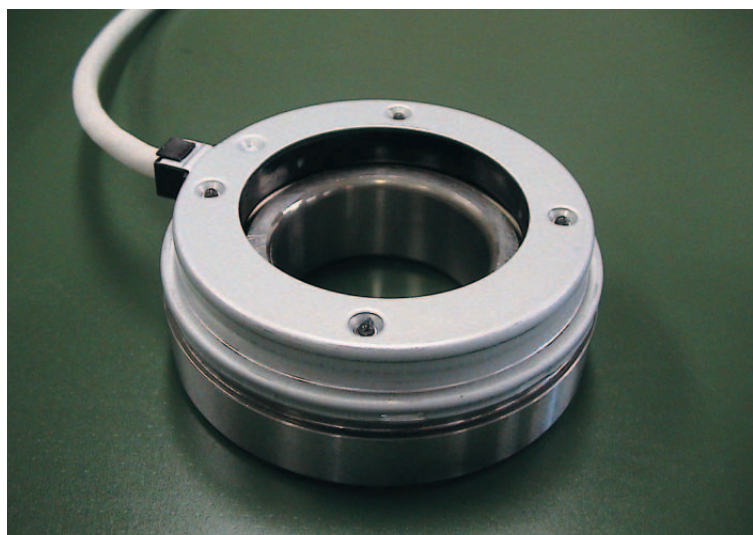


写真1 産業機械用センサ軸受
Photo 1 Sensor bearing

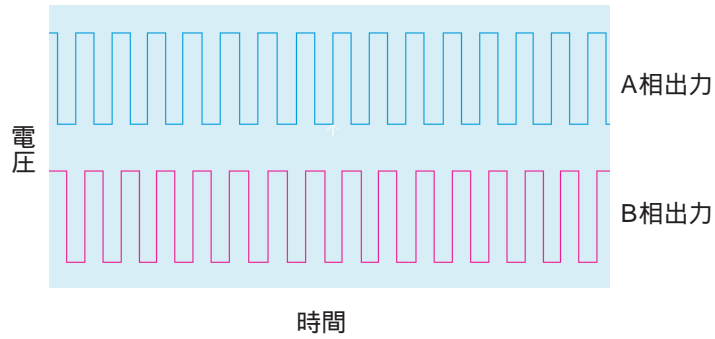


図2 出力例
Fig. 2 Example of output signals

(3) アクティブセンサを使用しているため、極低速
 ~高速まで幅広い速度域に対応できる。

3. 用 途

回転速度や回転方向の検出が必要なモータや各種機
 械装置に使用可能である。

使用例

- ・洗濯機
- ・ロボット

- ・フォークリフト
- ・電動車椅子
- ・昇降装置

4. ま と め

今後も機械装置に対して、高効率化，高機能化とと
 もに小型化の要求が高まるものと予測される。さらに，
 センサ軸受の開発を進め，市場のニーズに応じていき
 たい。

商 品

紹 介

鉄道車両主電動機用長期メンテナンスフリー玉軸受

Long-Term Maintenance-Free Ball Bearings for Railway Traction Motors

日本では、1980年代に車両のVVVFインバーター制御方式による誘導主電動機駆動システムが実用化された。その後、主電動機は、交流化が進み、従来の直流タイプに比べて、小型軽量、高速、高温となり、軸受の使用条件は厳しくなっている。このような状況のなか、2002年3月に施行された省令改正（部品等の検査周期とその内容について、事業者が設定することが可能となった）によって、主電動機用軸受に対しては、長期メンテナンスフリーのニーズがますます強くなってきている。

一般に、主電動機用軸受は、加減速を含む高速・軽荷重条件下で使用され、グリース潤滑方式が採用されている。長期メンテナンスフリー化のニーズに応える

ためには、良好な潤滑性能の長期維持が必要である。特に保持器ポケット面（転動体とのすべり接触部分）の安定した油分の供給が重要となる。

NSKは、主電動機の高速度条件下での長期メンテナンスフリーのニーズに応えられる玉案内もみ抜き保持器付き軸受を開発した（写真1）。以下に、その構造と特長を紹介する。

1. 軸受構造

図1に新型軸受の構造を従来型軸受と比較して示す。新型軸受の保持器は、従来型と比べて、次の特長をもっている。

- 1) 保持器案内方式は、潤滑性能に優れた玉案内方式を採用している。
- 2) 保持器ポケット形状は、耐摩耗性に優れた特殊形状としている。
- 3) 保持器内径面の面積が大きく、グリースを多量に保持することが可能である（図2）。
- 4) 保持器内径面の付着グリース量が、回転速度の影響を受けにくく（図3）、高速条件下でも、油分を保持器ポケット面へ安定して供給することが可能な構造としている。
- 5) 高精度で耐摩耗性に優れた機械加工保持器としている。

2. 軸受の性能

- 1) 保持器の耐摩耗性向上による長寿命化

新型軸受は、保持器仕様の最適化により、保持器



写真1 鉄道車両主電動機用長期メンテナンスフリー玉軸受
Photo 1 Long-term maintenance-free ball bearings for electric car traction motors

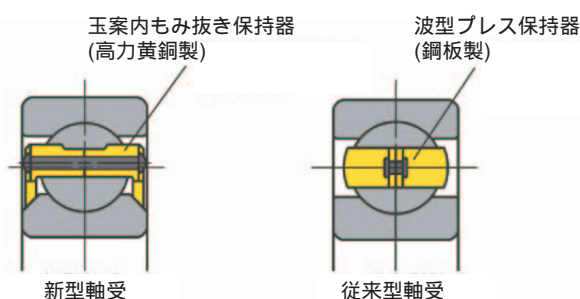


図1 軸受の断面図

Fig. 1 Cross section view of bearings

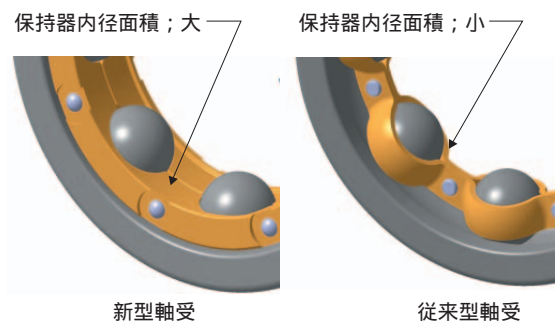


図2 保持器内径面（グリースを保持できる面）

Fig. 2 Cage inside surface (grease retention area of cage)

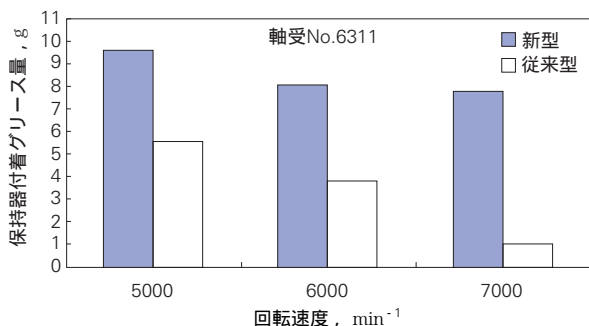


図3 保持器付着グリース量の比較
Fig. 3 Quantity of remaining grease on cage after testing

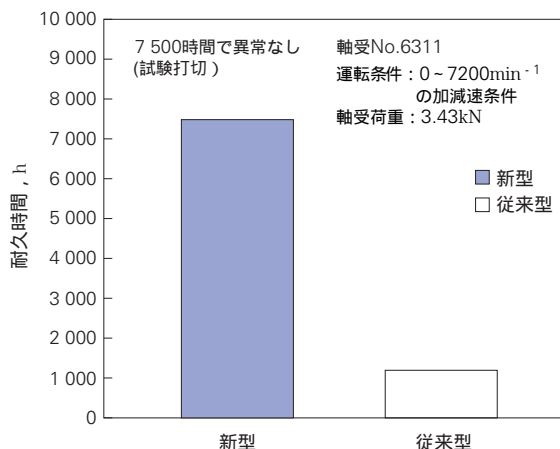


図4 耐久試験結果
Fig. 4 Results of durability testing

ポケット面の潤滑状態が改良され、良好な潤滑状態の長期維持を実現した。これによって、従来型と比較して、保持器の耐摩耗性が向上し、長寿命である(図4)。

2) 信頼性の向上(安全対策)

新型軸受は、何らかの潤滑不良(電食、異物等)により、保持器ポケット面が摩耗し保持器を玉で案内できなくなった場合においても、外輪内径面で保持器外径を案内できるようにしてある。これによって、保持器ポケット面の摩耗から故障に至るまでの寿命延長を図るフェイルセーフ構造となっている。

3) 耐衝撃性の向上

衝撃振動・急加減速条件に対して、十分な保持器強度を有する。

3. まとめ

鉄道車両主電動機の加減速運転を含む高速条件下において潤滑性能の長期維持を実現した玉案内もみ抜き保持器付き軸受を紹介した。

新型軸受に電食対策を付加したり、長寿命グリースを使用することにより、メンテナンスフリーのさらなる長期化も可能である。

今後も、鉄道車両の進化に合わせて、市場のニーズに応えられる開発を進めて行きたい。

商 品

紹 介

精密工作機械主軸用超高精度軸受 ロバスト[®]P2XシリーズUltra Precision Bearings for Precision Machine Tools - Robust[®] P2X series

工作機械メーカーは、他社メーカーとの差別化をはかるために、高機能工作機械の開発を行っている。特に精密旋盤、高精度金型加工機などにおいては、高精度化に注力している。具体的には、HDD用動圧モータ部品、感光ドラムなどの加工用精密旋盤、面品位向上、極細刃物の寿命延長を狙った高精度金型加工機などである。これらの工作機械用軸受に要求される精度は厳しく、ISO2級の軸受でも満足できないため、特別管理にてISO2級以上の精度で対応を行っていた。

このようなニーズに広く応えるために、超高精度軸受のシリーズ化を行った。以下にこの超高精度軸受ロバストP2Xシリーズを紹介する。(写真1)

1. 特 長

1.1 ISO2級以上の超高精度

寸法精度はISO2級とし、回転精度をISO2級の1/2以下程度としている。

1.2 全芯振れ管理

ISOに準じた回転精度の管理を行うとともに、全芯振れ(非回転同期振れに準ずる)についても管理を行っている。(全芯振れについては、図1参照)



写真1 超高精度軸受
Photo 1 Ultra Precision Bearings

2. 性 能

2.1 精密旋盤主軸

精密旋盤主軸では、被削物外径真円度が $0.2\mu\text{m}$ 以下であることが要求されている。

本シリーズのアンギュラ玉軸受の精密旋盤主軸における加工評価結果を図2に示す。被削物外径真円度は、 $0.1\sim 0.2\mu\text{m}$ を達成している。(アンギュラ玉軸受：内径50mm×外径80mm， $3\,000\text{min}^{-1}$)

また円筒ころ軸受についても、同様の評価を行った。評価結果を図3に示す。被削物外径真円度は、 $0.1\sim 0.3\mu\text{m}$ である。(複列円筒ころ軸受：内径100mm×外径150mm， $4\,000\text{min}^{-1}$)

2.2 高精度金型加工機(マシニングセンタ)

高精度金型加工機主軸では、主軸にテストバー(測定用の軸)をつけた状態で主軸先端から300mmの振れが $5\mu\text{m}$ 以下であることが要求されている。

本シリーズについて、テストバーによる主軸先端から300mmの振れを測定した。(写真2)測定の結果、 $5\mu\text{m}$ 以下の振れを達成していることが確認された。(アンギュラ玉軸受：内径70mm×外径100mm)

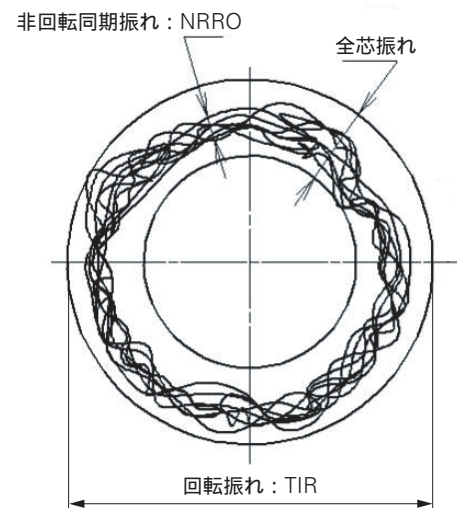


図1 回転精度の定義
Fig. 1 Illustration of NRRO, total error motion value, and TIR (running accuracy)

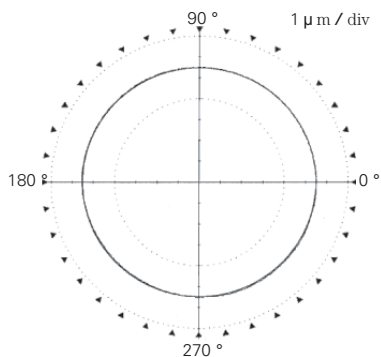


図2 被削物外径真円度 (アンギュラ玉軸受)
Fig. 2 Evaluation result for angular contact ball bearing

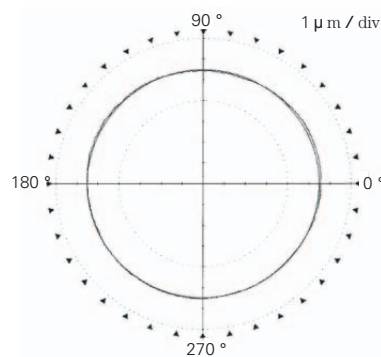


図3 被削物外径真円度 (円筒ころ軸受)
Fig. 3 Evaluation result for cylindrical roller bearing

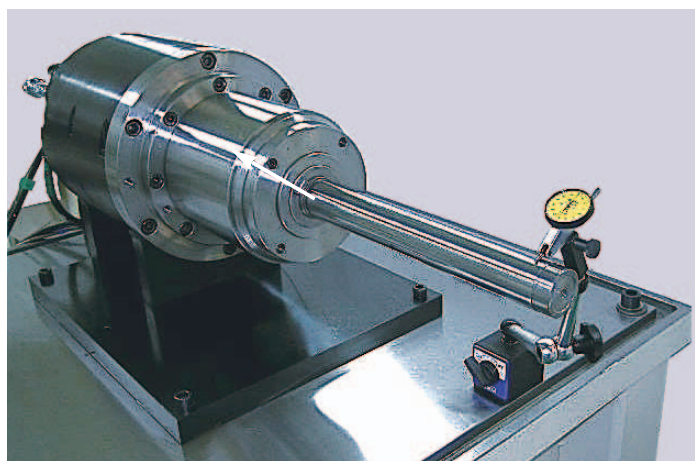


写真2 振れ測定装置
Photo 2 Runout Measuring Equipment

表1 寸法表
Table 1 Specifications of robust P2X series

形 式	種 類	寸法系列	軸受内径
アンギュラ玉軸受	接触角18°	BNR10, BNR19	30 ~ 130
	接触角25°	BER10, BER19	
円筒ころ軸受	単列	N10XXR	45 ~ 85
	複列	NN30XX	

3. 仕 様

本シリーズのロバストアンギュラ玉軸受では高精度セラミックボールを採用しており、ロバスト円筒ころ軸受では高精度ころを採用している。保持器には、新設計の低振動保持器を採用している。

本シリーズでは、アンギュラ玉軸受は内径30～130mm、円筒ころ軸受は内径45～85mmの軸受サイズが用意されている。(表1参照)

4. 用 途

精密旋盤用主軸 (HDD用動圧モータ部品、感光ドラム加工用)、マシニングセンタ主軸(高精度金型加工用)などに有効であり、主軸の高精度化を可能にする。

5. ま と め

工作機械においては、今後も今まで以上の高精度、高品位加工の要求が想定され、本シリーズの需要はますます増えてくるものと考えられる。今後も、アンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受について更なる高精度化の取組みを行っていく。

商 品

紹 介

小形モノキャリア® 『MCM02』

Miniature Monocarrier® MCM02

近年、コスト競争が一段と激しさを増してきている。生産システムにおいても、より効率向上を目指して省力化・自動化が推進されてきた。その効率向上の一翼を担ってきたのがボールねじ、リニアガイド、サポートユニットを一体化した一軸アクチュエータ『NSKモノキャリア®』シリーズである。一体化することによって、省スペースが可能となり、組立、検査、包装、搬送等の幅広い分野で活用されてきた。

昨今、時代のニーズとしてより軽量・コンパクト化へのニーズが高まってきた。このような背景から、そのニーズに対応すると共に、新たな用途拡大を図るために、従来のシリーズから更に軽量・コンパクト化したレール幅 28mmのモノキャリア『MCM02』(写真1)を開発したのでここに紹介する。

1. 特 長

1) 軽量・コンパクト

モノキャリアMCM02の最大の特長は、軽量・コンパクトである。その主な仕様を表1に示す。ま

た、その断面寸法を、従来の小形モノキャリアMCM03と比較して、図1に示す。

2) 設計・取付が容易

ボールねじ部、リニアガイド部、サポートユニット部を一体としているので、ユーザにおける設計工数と取付けの手間が削減される。

3) 防錆能力が高い

レール及びスライダへの表面処理として低温クロムめっき処理を標準としており、錆の発生が抑制される。

4) メンテナンスフリー

潤滑ユニット「NSK K1®」を標準装着とし、長期メンテナンスフリーとしている。

5) 豊富なオプション

ユーザが設計を行う手間を省くために、下記の豊富なオプションを用意している。

- ・カバーユニット
- ・センサーユニット
- ・モータブラケット

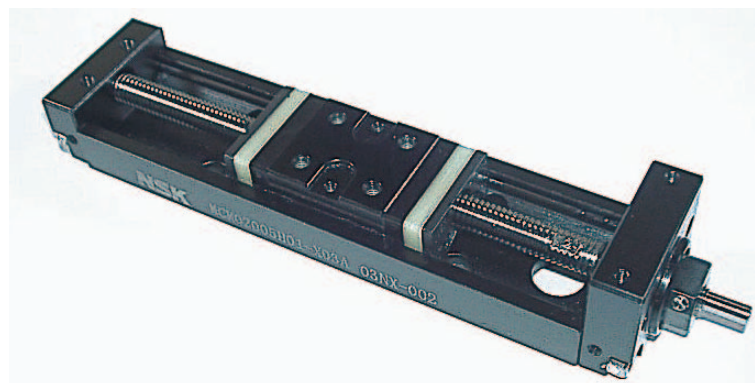


写真1 モノキャリア® MCM02
Photo 1 Monocarrier® MCM02

表1 MCM02の主な仕様

Table 1 Specifications of Monocarrier® MCM 02

ストローク (mm)	ボールねじ軸径 (mm)	ボールねじのリード (mm)	全長(レール長) (mm)	質量 (kg)
50	6	1	128.5 (100)	0.26
100		または	178.5 (150)	0.32
150		2	228.5 (200)	0.39

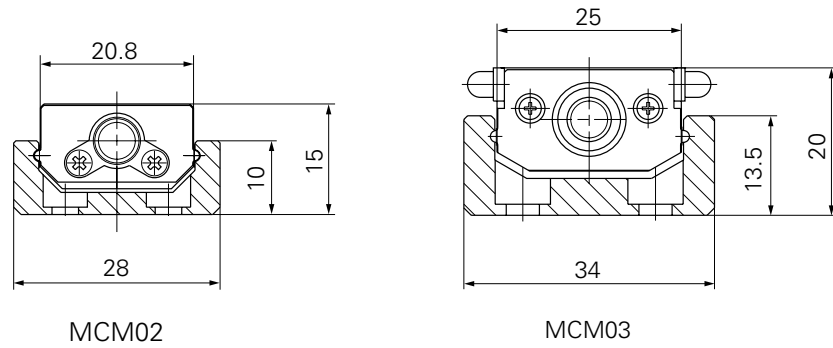


図1 断面寸法の比較

Fig. 1 Comparison of section dimensions

2. 用 途

従来のシリーズと同様に検査・測定装置，梱包・組

立関連等に適している．さらに，コンパクト化されたことの利点を生かして，医療関連機器，小型検査器等にも幅広く使用することができる．

商 品

紹 介

新世代NSKミニチュアリニアガイド PU/PEシリーズ

New Generation of NSK Miniature Linear Guides—PU/PE Series

NSKリニアガイド・ミニチュアシリーズは、小形で精密な位置決めを必要とする半導体製造装置・液晶関連装置などの最先端分野で幅広く活用されている。

NSK TECHNICAL JOURNAL No. 675でもその一部を紹介したミニチュアPUシリーズは、鋼球循環路を樹脂構造とし、循環軌道を新設計とすることにより、従来のミニチュアシリーズに対して、さらなる軽量化・高性能化を実現した新世代の小形リニアガイドである。

その後、NSKではミニチュアPUシリーズの拡充に加え、レールが幅広形で1軸使用に最適なミニチュアPEシリーズを新たに開発、商品化した。また、レールとベアリングのランダムマッチングが可能な互換性品も商品化したのであわせてその概要を紹介する。

1. 特 長

ミニチュアPU/PEシリーズ(写真1)は下記の特長を有している。



写真1 ミニチュアPU/PEシリーズ
Photo 1 Miniature PU/PE series

(1) 軽 量

ベアリング本体の一部に樹脂材を採用することにより、ベアリングを約20%軽量化(従来品比)している。

(2) 高耐食性

レール、ベアリングおよびボールともに耐食性に優れたマルテンサイト系ステンレス鋼を使用している。

(3) 優れた防塵性

レールおよびベアリングを高精度に寸法管理することにより、ベアリング下側の開口を極力小さくして、アンダーシールを用いず低摩擦にて同等の効果を実現している。

(4) 取扱いが容易

ベアリングをレールから抜いても保持器によってボールが保持されて脱落しないため取扱いが容易である。

(5) 長期メンテナンスフリー

潤滑ユニット「NSK K1®」の装着が可能であり、長期メンテナンスフリーが実現できる。

(6) 標準形と幅広形

標準形のPUシリーズに加え、レール幅広形のPEシリーズがある。PEシリーズはモーメントに対する負荷能力が高く1軸使用に最適である。

(7) 互換性品

レールとベアリングを任意に組み合わせることが可能な互換性品も商品化した。レールとベアリングを個々に取扱うことが出来るため、それぞれの追加・交換にも迅速に対応でき、より短納期の対応が可能である。

また、ラジアルすきま規格を従来の15 μ m以下から3 μ m以下に縮小し、一層精密な動きを可能とした。

2. 形状・寸法

PU/PEシリーズの種類と寸法を表1に示す。

なお、互換性品のレールとベアリングの各寸法も表1に準ずる。

3. 精度・予圧

(1) 予圧保証品

精度等級は、超精密級(P4)、精密級(P5)、上

級 (P6), 並級 (PN) の4等級, また, 予圧は微予圧 (Z1) と微すきま (Z0) の2種類を用意している.

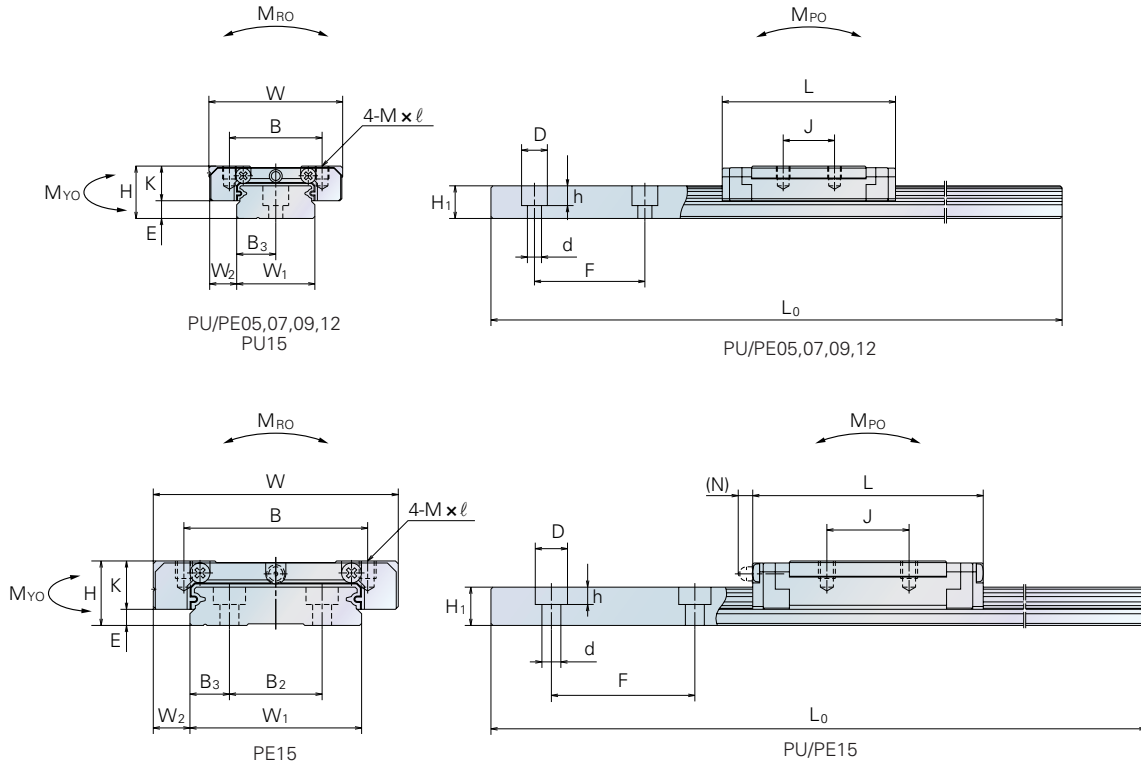
(2) 互換性品

精度は並級 (PC), 予圧は微すきま (ZT) を用意している.

4. 用途

半導体製造装置, 液晶製造装置, 基板製造装置, 医療機器, 各種精密ステージ等に適している.

表1 寸法表
Table 1 Dimension



寸法単位: mm

形式	組立品寸法			ベアリング寸法					レール寸法					基本定格荷重								
	高さ H	E	W ₂	幅 W	長さ L	取付タップ穴			K	グリースニップル		レール幅 W ₁	レール高 H ₁	ピッチ F	取付ボルト穴 d x D x h	B ₃	最大長さ L _{0 max}	動定格 C ₀ (N)	静定格 C ₀ (N)	静モーメント (N·m)		
						B	J	M x ピッチ x l		穴径	N									M _{RO}	M _{PO}	M _{YO}
PU05TR	6	1	3.5	12	19.4	8		M2 x 0.4 x 1.5	5			5	3.2	15	2.3 x 3.3 x 0.8	2.5	210	520	775	2	1	1
PU07AR	8	1.5	5	17	23.4	12	8	M2 x 0.4 x 2.4	6.5			7	4.7	15	2.4 x 4.2 x 2.3	3.5	375	1 090	1 370	5	3	3
PU09TR	10	2.2	5.5	20	30	15	10	M3 x 0.5 x 3	7.8			9	5.5	20	3.5 x 6 x 4.5	4.5	600	1 490	2 150	10	6	6
PU12TR	13	3	7.5	27	35	20	15	M3 x 0.5 x 3.5	10			12	7.5	25	3.5 x 6 x 4.5	6	800	2 830	3 500	21	11	11
PU15AL	16	4	8.5	32	43	25	20	M3 x 0.5 x 5	12	3	(3.3)	15	9.5	40	3.5 x 6 x 4.5	7.5	1 000	5 550	6 600	50	26	26

寸法単位: mm

形式	組立品寸法			ベアリング寸法					レール寸法					基本定格荷重									
	高さ H	E	W ₂	幅 W	長さ L	取付タップ穴			K	グリースニップル		レール幅 W ₁	レール高 H ₁	ピッチ F	取付ボルト穴 d x D x h	B ₂	B ₃	最大長さ L _{0 max}	動定格 C ₀ (N)	静定格 C ₀ (N)	静モーメント (N·m)		
						B	J	M x ピッチ x l		穴径	N										M _{RO}	M _{PO}	M _{YO}
PE05AR	6.5	1.4	3.5	17	24.1	13		M2.5 x 0.45 x 1.5	5.1			10	4	20	3 x 5 x 1.6		5	150	690	1 160	6	3	3
PE07TR	9	2	5.5	25	31.1	19	10	M3 x 0.5 x 2.8	7			14	5.2	30	3.5 x 6 x 3.2		7	600	1 580	2 350	17	7	7
PE09TR	12	4	6	30	39.8	21	12	M3 x 0.5 x 3	8			18	7.5	30	3.5 x 6 x 4.5		9	800	3 000	4 500	37	17	17
PE12AR	14	4	8	40	45	28	15	M3 x 0.5 x 4	10			24	8.5	40	4.5 x 8 x 4.5		12	1 000	4 350	6 350	71	29	29
PE15AR	16	4	9	60	56.6	45	20	M4 x 0.7 x 4.5	12	3	(3.3)	42	9.5	40	4.5 x 8 x 4.5	23	9.5	1 200	7 600	10 400	207	59	59

本社	TEL.03-3495-8200(代)	FAX.03-3495-8240	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
電機情報販売部	TEL.03-3779-7282(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
産機販売部	TEL.03-3495-8472(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
精機販売部	TEL.03-3779-7296(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5710(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8159(代)	FAX.06-6945-8177	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
アフターマーケット部	TEL.03-3779-7278(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
営業推進部	TEL.03-3495-8210(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第一営業部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第二営業部	TEL.06-6945-8158(代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル8F)	〒540-0031
販売技術本部	TEL.03-3779-7315(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5720(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8168(代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
東北支社	TEL.022-261-3735(代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町1-2-25(仙台NSビル)	〒980-0811
日立支社	TEL.0294-28-1500(代)	FAX.0294-28-1503	茨城県日立市大みか町4-13-23(ナフコビル3F)	〒319-1221
北関東支社	TEL.027-321-2700(代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町16-11(高崎イーストタワー3F)	〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360(代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル7F)	〒940-0066
東京支社第一営業部	TEL.03-3779-7324(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
札幌営業所	TEL.011-231-1400(代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東11-23	〒060-0032
東京支社第二営業部	TEL.03-3779-7312(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
東京支社第三営業部	TEL.03-3779-7289(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
宇都宮営業所	TEL.028-624-5664(代)	FAX.028-624-5674	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F)	〒321-0966
西東京支社	TEL.0426-45-7021(代)	FAX.0426-45-7022	東京都八王子市明神町4-7-14(八王子ONビル8F)	〒192-0046
甲府営業所	TEL.055-222-0711(代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市住吉2-3-23(中沢ビル)	〒400-0851
西関東支社	TEL.046-223-9911(代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町2-6-10(東武太田ビル5F)	〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800(代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲5336-2(諏訪貿易流通会館轟ビル4F)	〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811(代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市常磐城4-4-23(YJMビル)	〒386-0027
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市伝馬町9-1(河村ビル4F)	〒420-0858
名古屋支社第一営業部	TEL.052-249-5740(代)	FAX.052-249-5826	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
名古屋支社第二営業部	TEL.052-249-5742(代)	FAX.052-249-5741	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
名古屋支社第三営業部	TEL.052-249-5750(代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
北陸支社	TEL.076-242-5261(代)	FAX.076-242-5264	石川県金沢市八日市1-770	〒921-8064
京滋支社	TEL.077-564-7551(代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F)	〒525-0032
大阪支社第一営業部	TEL.06-6945-8154(代)	FAX.06-6945-8173	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル7F)	〒540-0031
大阪支社第二営業部	TEL.06-6945-8164(代)	FAX.06-6945-8176	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
松山営業所	TEL.089-941-2445(代)	FAX.089-941-2538	愛媛県松山市千舟町4-6-1(フコク生命ビル6F)	〒790-0011
兵庫支社	TEL.0792-89-1521(代)	FAX.0792-89-1675	兵庫県姫路市南駅前町100(パラシオ第2ビル8F)	〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
広島営業所	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501(代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町5-29-10	〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771(代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市武蔵ヶ丘1-6-93(ブラッサHIKARI)	〒862-8001

NSKプレジジョン株式会社

本社	TEL.03-3779-7219(代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
----	---------------------	------------------	---------------------	-----------

日本精工株式会社

本社	TEL.03-3779-7111(代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
産業機械軸受本部	TEL.03-3779-7227(代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
アジア事業本部	TEL.03-3779-7145(代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881(代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町2-6-10(東武太田ビル5F)	〒243-0018
東日本自動車第一部(富士)	TEL.0545-57-1311(代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町1-124-2(明治安田生命ビル2F)	〒417-0055
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7361(代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第二部(名古屋)	TEL.052-566-4633(代)	FAX.052-566-4640	愛知県名古屋市中村区名駅2-45-7(松岡ビル2F)	〒450-0002
東日本自動車第三部(太田)	TEL.0276-46-6410(代)	FAX.0276-46-6444	群馬県太田市飯田町1053(OKビル3F)	〒373-0851
東日本自動車第三部(宇都宮)	TEL.028-624-4270(代)	FAX.028-624-4271	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル3F)	〒321-0966
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920(代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町5-10	〒471-0875
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161(代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市田町330-5(遠鉄田町ビル4F)	〒430-0944
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501(代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州3-7-19	〒732-0802
西日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169(代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031

お問合せは ☎ 0120-502260 コールセンターまたは、もよりの支社・営業所にお申し付けください。

NSK販売店

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2005 No.678

印刷 平成17年1月27日
 発行 平成17年1月29日
 編集人 正田 義雄
 発行人 永島 雅美
 印刷所 久下印刷株式会社
 発行所 **日本精工株式会社**
 広報部 TEL 03-3779-7050
 東京都品川区大崎1-6-3日精ビル

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。なお、ジャーナルの制作には正確を期するため細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

非売品



日本精工株式会社



古紙配合率100%再生紙を使用しています