

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER·2010

No. 684



NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER・2010

No. 684

解説・論文

トroidal形無段変速機のトラクション接触面内部における発熱解析

—発熱に及ぼす半頂角の影響—

……宮田 慎司, ベルント ローベルト ヘーン, クラウス ミヒャエリス, オリバー クライル 1

転がり疲労に伴う軸受鋼の組織変化 …………… 三田村 宣晶, 飛鷹 秀幸, 高木 節雄 9

高効率 CVT バリエーターの開発…………… 西井 大樹, 野地 祥子, 井上 智博 15

世界最薄シールリング付きシェル形ニードル軸受の開発

—自動車の低燃費化とニードルベアリングの適用— …………… 大野 崇, 武村 浩道 22

製紙機械用軸受の技術動向 …………… 武田 和伸 27

工作機械における直動転がり案内の技術動向 …………… 小林 茂晴 31

商品紹介

脱落防止タブ付きスラストニードル軸受 …………… 36

カートリッジ式ターボチャージャ軸受 …………… 38

産業機械向け高機能標準 NSK HPS アンギュラ玉軸受 …………… 40

低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受 …………… 42

汎用・高負荷容量・シールド付き深溝玉軸受 …………… 44

杵形駆動ロール用高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニット …………… 46

ツイン駆動用ボールねじ “TW シリーズ” …………… 48

高速工作機械用ボールねじ “HMD シリーズ” …………… 50

NSK リニアガイド™ —ローラガイド “RB シリーズ” …………… 52

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER·2010 **No. 684**

Technical Papers

Temperature Rise Analysis in Traction Contact Areas of Toroidal CVTs —Influence of Half-Cone Angle on Temperature Rise— S. Miyata, B.-R. Höhn, K. Michaelis, O. Kreil	1
Microstructural Development in Bearing Steel during Rolling Contact Fatigue N. Mitamura, H. Hidaka, S. Takaki	9
Improvements of Half Toroidal CVT	H. Nishii, S. Noji, T. Inoue 15
Development of World's Thinnest Drawn Cup Needle Roller Bearings with Seal Ring —The Need for Improved Fuel Economy and the Application of Needle Roller Bearings— T. Ohno, H. Takemura	22
Technological Trends of Bearings for Papermaking Machinery	K. Taketa 27
Technological Trends in Linear Guides for Machine Tools	S. Kobayashi 31

New Products

Thrust Needle Bearings with Retention Tabs	36
Cartridge-Type Ball Bearings for Turbochargers	38
High-Performance Standard NSKHPS Angular Contact Ball Bearings for Industrial Machinery	40
Low-Torque, Highly Rigid, Thin-Section, Angular Contact Ball Bearings Fitted with Outer Seals	42
General-Purpose, Shielded Deep Groove Ball Bearings with High Load Capacity	44
Highly Reliable & Long-Life Split Cylindrical Roller Bearing Units for Segmented Drive Rolls	46
TW Series of Ball Screws for Twin-Drive Systems	48
HMD Series of Ball Screws for High-Speed Machine Tools	50
NSK Linear Guides™—RB Series of Roller Guides	52

トロイダル形無段変速機の トラクション接触面内部における発熱解析 —発熱に及ぼす半頂角の影響—

宮田 慎司*, ベルト ローベルト ヘーン**,
クラウド ミヒャエリス**, オリバー クライル***



宮田 慎司

ベルト ローベルト
ヘーンクラウド
ミヒャエリスオリバー
クライル

Temperature Rise Analysis in Traction Contact Areas of Toroidal CVTs —Influence of Half-Cone Angle on Temperature Rise—

S. Miyata, B. -R. Höhn, K. Michaelis, O. Kreil

The toroidal traction-drive CVT transmits power by the shearing action of lubricant film under heavy loads at the contact ellipse on the rollers. Furthermore, due to the geometry of the toroidal CVT, spin motion is produced in the contact ellipse. These contact ellipses are where shear stress of the lubricant generates frictional heat. In this report, temperature rise in the traction contact areas of toroidal CVTs were analyzed using a traction analysis program after measuring temperature rise with a twin-disc test machine and comparing experimental results with calculated results. The influences of half-cone angles on temperature rise were discussed.

社団法人自動車技術会の転載承認を得て、自動車技術会論文集 Vol. 40, No. 2, March 2009 から転載

1. まえがき
2. 接触面内における温度上昇の測定結果
3. 解析結果との比較
 - 3.1 解析プログラム
 - 3.2 計算結果と計測結果の比較検証

4. CVT実機における解析結果
 - 4.1 ハーフトロイダル形とフルトロイダル形 CVTの比較
 - 4.2 半頂角が温度上昇に及ぼす影響
5. まとめ

1. まえがき

大型自動車用の CVT として期待されるトロイダル形無段変速機には、図 1 に示すようにパワーローラのトラクション接平面の法線軸とローラ回転軸との交差角(半頂角 θ_0)によって、ハーフトロイダル形(例えば $\theta_0 = 62.5 \text{ deg}$)とフルトロイダル形 ($\theta_0 = 90 \text{ deg}$)に分類される。トラクション接触部においては油膜のせん断により発熱が生じるが、前者はトロイダル幾何形状によって発生する接触部のスピンの小さいことから接触部の発熱は小さく、後者は接触部

のスピンの大きいことから接触部の発熱が大きいと言われている¹⁾。しかしながら、これまでは発熱に関する前述の傾向が指摘されているだけであり、定量的な温度上昇値は検討されておらず、半頂角が温度上昇に及ぼす影響はこれまで明らかにはされていない。一方、高い油温においては、最大トラクション係数は低下すること²⁾が知られている。トラクション接触面内部における温度上昇も当然ながらトラクション係数と密接な関連性があると考えられる。したがって、トラクション係数をより正確に予測するためには、

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

** Technical University of Munich, Gear Research Centre (FZG)

*** Technical University of Munich, Gear Research Centre (FZG) (Present affiliation: AGCO GmbH)

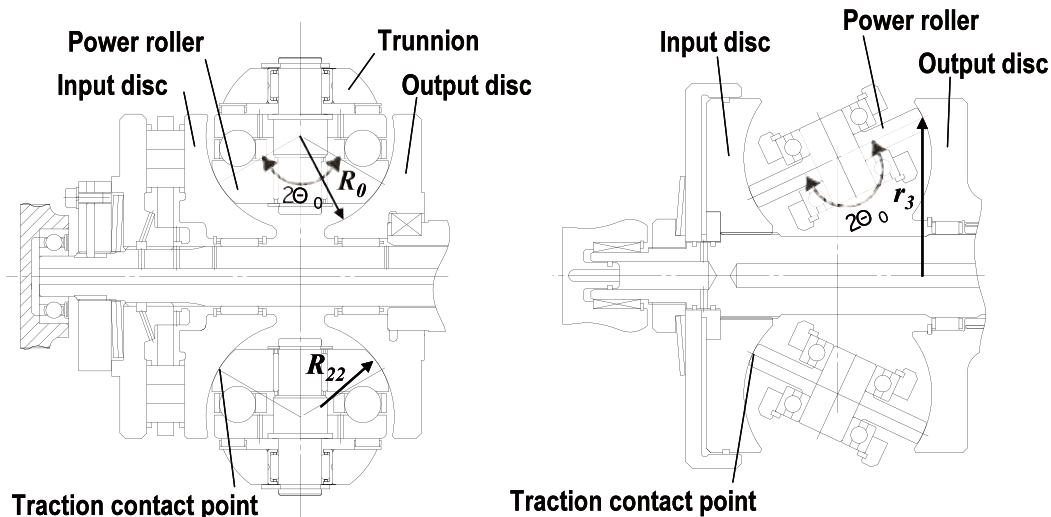


Fig. 1 Half-toroidal (left) and full-toroidal CVT (right)

トラクション接触面内における温度上昇を明らかにする必要があると考えられる。

これまでにトラクション接触部の特性に関して多くの研究がなされてきた。理論的には、Dowson ら³⁾ や Taniguchi ら⁴⁾ が、スピンの油膜厚さに及ぼす影響を明らかにし、一方 Johnson ら⁵⁾ がトラクション特性を合理的に説明するために粘弾性モデルを提案している。近年では接触面内の発熱を考慮したトラクション解析モデル^{1,6)}が開発され、トラクション係数はある程度予測できるようになってきている。しかしながら温度上昇に関しては、CVT 実機において油温^{7,8)} やバルク温度⁹⁾ の計測はされているものの、接触面内部の温度上昇を直接測ることは難しいことから、スピン運動を考慮したトラクション接触面内の温度上昇は実験的に明らかにされておらず、接触面内の温度上昇解析結果も未検証であった。

そこで著者らは、トロイダル形 CVT で用いられるような、微小滑り領域でスピン運動を伴って高速で

転がり接触している接触面内部の温度上昇を、二円筒試験機を用いて計測し、初めて明らかにした¹⁰⁾。本報告では、トラクション接触面内の温度上昇計測結果と、ミュンヘン工科大で開発された発熱を考慮したトラクション解析プログラムを用いた計算結果を比較検証することにより、スピンの影響を考慮したトラクション接触面内の温度上昇が計算により予測可能となったことを示す。更にこのプログラムを用いて、ハーフトロイダル形とフルトロイダル形 CVT のトラクション接触面内部における温度上昇を解析し、半頂角が温度上昇に及ぼす影響を明らかにした結果を報告する。

2. 接触面内における温度上昇の測定結果

トラクション接触面内における温度上昇の計測には二円筒試験機(図 2)を用いた。この二円筒試験機は、上下のディスクの回転速度を個別に設定でき、任意の滑り率で測定できる特色がある。上下のディス

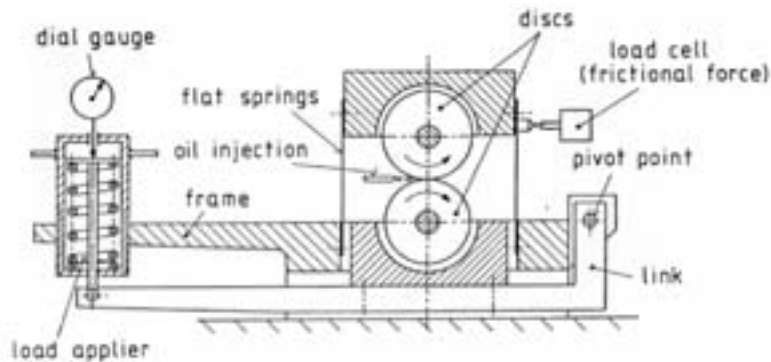


Fig. 2 Twin-disc test machine

クは図3に示す組み合わせを用い、円すいディスク(頂角 α)を用いることによりスピン運動を与えた。接触面内のスピン回転角速度 ω_{sp} とディスク回転角速度 ω_1 の比であるスピンレシオを表1に示す。スピン運動有りとなしの場合における温度上昇の値を比較するには、半径 R を同じにしたディスク組合せA2とBを用いた。この円筒及び円すいディスク表面に図4に示すプラチナ薄膜温度センサをスパッタ

Table 1 Specifications of disc combinations

Disc combination	Without spin		With spin
	A1	A2	B
Half cone angle, α (deg)	0		30
Spin ratio, ω_{sp}/ω_1	0		0.58
Lower disc radius, R (mm)	R20	R10	R10

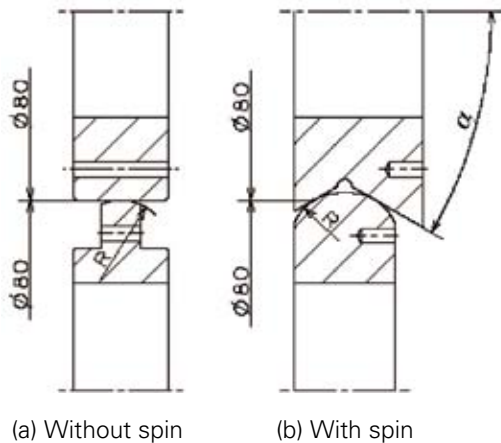


Fig. 3 Disc combinations

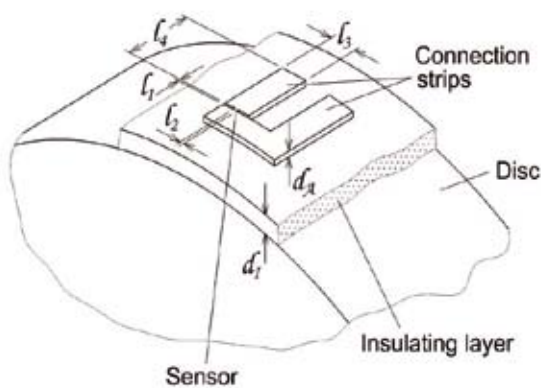
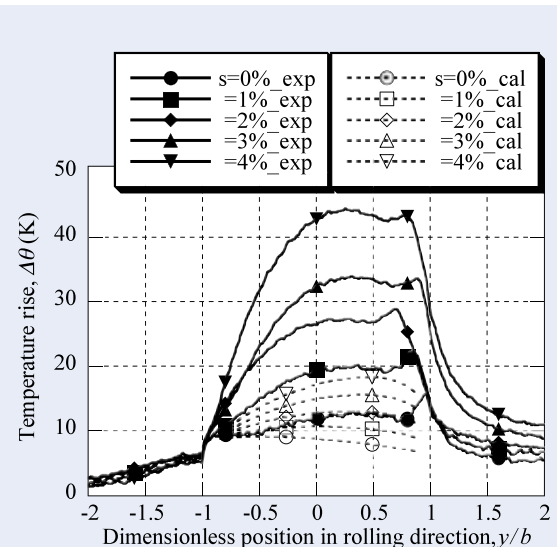


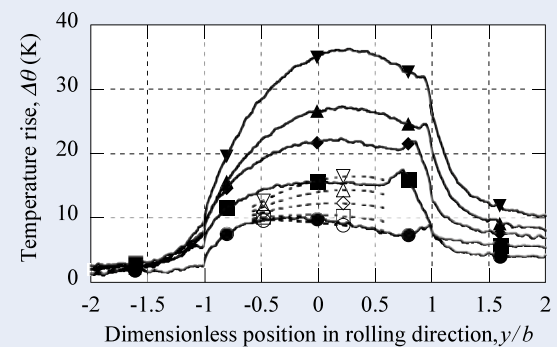
Fig. 4 Thin film sensor for temperature measurements

リング蒸着した。プラチナの電気抵抗は圧力と温度により変化する原理を利用し、トラクション接触面内をセンサが通過した際の、電気抵抗の変化を測定することにより、接触面内における温度上昇の分布を計測した。計測誤差は最大で $\pm 8\%$ であった。計測方法の詳細については、参考文献10に示す。

スピン運動無しの条件における温度上昇分布の計測結果(実線)を図5(a)に示す。横軸は接触楕円半径 b で無次元化した転がり方向の位置を示す。温度は接触面内において圧力の上昇に伴い急激に上昇し、接触楕円中心を過ぎた位置で最大温度に達した。その後第二のピークを示し、バルク温度に戻った。また、発熱は滑り率 s に比例して大きくなることが実験的に確認された。スピン運動有りの条件においても同様な温度上昇分布の計測結果(実線)が得られた(図5(b))。



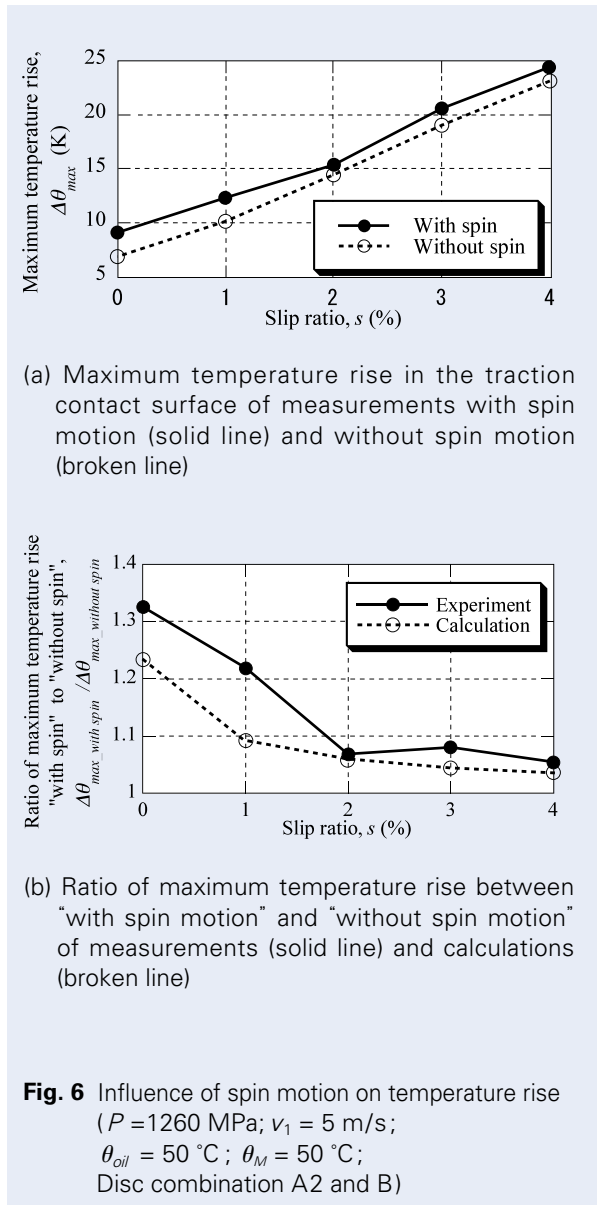
(a) With spin (Disc combination A1)



(b) Without spin (Disc combination B)

Fig. 5 Temperature rise in the traction contact surface of measurements (solid lines) and calculations (broken lines) ($P = 980 \text{ MPa}$; $v_1 = 12 \text{ m/s}$; $\theta_{oil} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$; $\theta_M = 50 \text{ }^\circ\text{C}$)

スピン運動の有無が最大温度上昇に及ぼす影響を計測し結果を図6に示す。スピン運動有無の影響を比較するため、半径Rを同じにしたディスク組合せA2とBを用いた。図6(a)に示すようにスピン運動を与えた条件は与えない条件よりも最大温度上昇は高くなっている。スピン運動の有無により発生する温度差は、滑り率の上昇とともに減少した。スピン運動を与えた条件と与えない条件の最大温度上昇計測結果の比(実線)を図6(b)に示す。滑り率0%においては、比は約1.3を示すが、滑り率の上昇とともに1に漸近した。滑り率が低い領域ではスピン運動が温度上昇に及ぼす影響は大きく、滑り率の大きい領域ではスピン運動が温度上昇に及ぼす影響は小さいことがわかる。更に、スピン運動の有無が温度上昇に及ぼす影響よりも、例えば滑り率1%増加する方が温度上昇に及ぼす影響が大きいことがわかる。



3. 解析結果との比較

3.1 解析プログラム

トラクション接触面内における温度上昇の解析には、ミュンヘン工科大で開発されたトラクション解析プログラム(REIB99)⁶⁾を用いた。本プログラムは、式(1)に示す粘弾性特性を持つレオロジーモデルと式(2)に示す弾塑性の特性を持つレオロジーモデルを用い、フラッシュ温度理論¹¹⁾を組み合わせて温度上昇を計算している。(詳細は参考文献6を参照)

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (1)$$

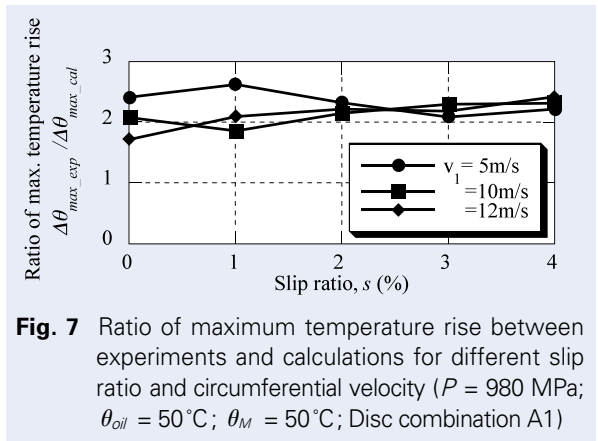
$$\tau = \begin{cases} G_e \gamma & \text{for } \gamma < \frac{\tau_p}{G_e} \\ \tau_p & \text{for } \gamma \geq \frac{\tau_p}{G_e} \end{cases} \quad (2)$$

γ はせん断ひずみ、 G は粘弾性体領域のせん断弾性係数、 τ はせん断応力、 τ_0 は Eyring 応力、 η は粘度、 G_e は弾塑性体領域のせん断弾性係数、並びに τ_p は限界せん断応力を示す。

3.2 計算結果と計測結果の比較検証

温度上昇分布の計算結果(破線)を図5に示す。計測結果と同様に、計算結果も温度は接触面内において上昇し、接触楕円中心を過ぎた位置で最大温度に達し、その後低下している。ヘルツの圧力分布を用いているため、圧カスパイクに起因する第二のピークは計算結果には見られないが、温度上昇分布の計算結果は計測結果と定性的には良く一致した。

計測結果と計算結果における最大温度上昇の比を図7に示す。転がり速度 v_1 、滑り率 s を変えても、計測結果は計算結果に対し約2倍の最大温度上昇を示し



た。面圧 P を変えても、また接触部におけるスピン運動の有無に関わらず、**図 8** に示すように、その比は約 2 となった。尚、計算と計測の結果が妥当であることは確認されており、この 2 倍の差の原因を現時点では理論的に説明することはできない。2 倍の差の原因を理論的に明らかにすることは今後の課題と考えている。

さらに、スピン運動を与えた条件と与えない条件における最大温度上昇計算結果の比(破線)を**図 6 (b)** に示す。実験結果と計算結果は良く一致し、スピンの温度上昇に及ぼす影響を考慮できていることが確認できた。

以上のように、スピン運動の有無に関わらず計算結果と計測結果は、定性的には良く一致し、計測した範囲内では、計測結果は計算結果に対して、定量的には 2 倍の差があることが検証された。従って、このプログラムを用いてスピンの影響を考慮したトラクション接触面内部の温度上昇の傾向を解析することは妥当であると考えられる。尚、この 2 倍の差を現時点では理論的に説明できないことから、4 章以降の計算においては、計算結果に対する 2 倍の補正は行っていない。

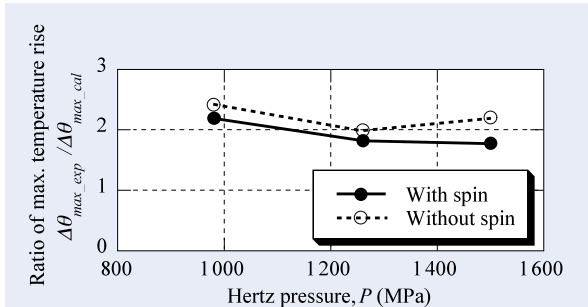


Fig. 8 Ratio of maximum temperature rise between experiments and calculations for different pressure with spin and without spin conditions ($v_1 = 12$ m/s; $s = 4$ %; $\theta_{oil} = 50$ °C; $\theta_M = 50$ °C; Disc combination A1 and B)

4. CVT 実機における解析結果

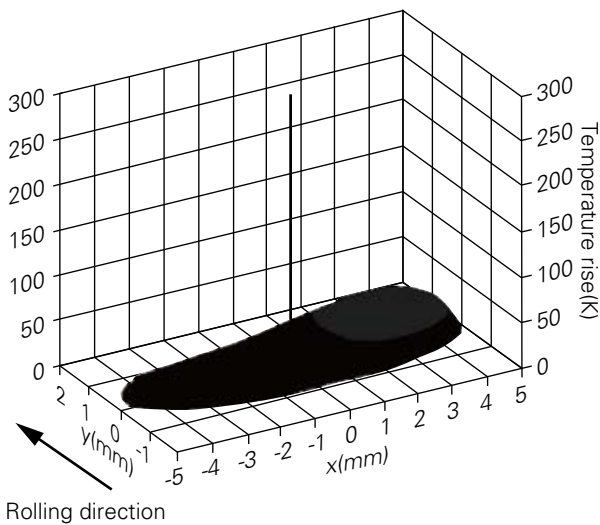
4.1 ハーフトロイダル形とフルトロイダル形 CVT の比較

検証した解析プログラムを用いて、トラクション接触面における温度上昇を計算した結果を示す。**表 2** に示すほぼ同等の諸元をもつハーフトロイダル形とフルトロイダル形 CVT の入力ディスク側トラクション接触面内における温度上昇分布を計算した。トラクション係数、入力トルク、回転数、並びに減速比 i_v (=入力軸回転角速度 / 出力軸回転角速度) は同じ条件とした。フルトロイダル形の出力ディスクの回転半径 r_3 は、ハーフトロイダル形に対して大きい。ハーフトロイダル形では**図 1** に示すようにトラニオンが存在するため、CVT の径方向寸法はほぼ同等と考えられる。一方、フルトロイダル形はキャビティ当たり 3 個のローラを配しているため、接触面における面圧はハーフトロイダル形よりも小さくすることができ、ディスク半径とローラ曲率半径の比はハーフトロイダル形と比べて小さくなっている。

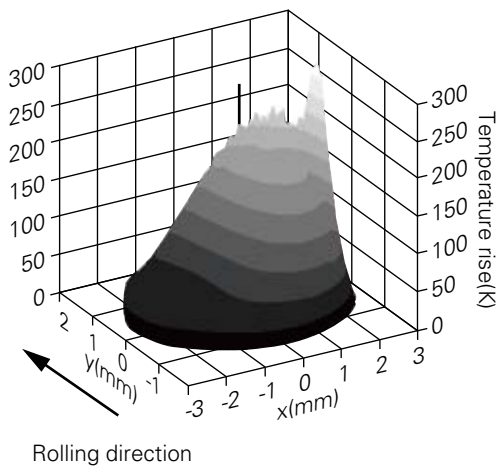
Table 2 Calculated conditions of the temperature rise in the traction contact surface of toroidal CVTs ($i_v = -2.236$; Calculated conditions for figure 9)

	Half toroidal	Full toroidal
Cavity Diameter, D (mm)	132	110
Disc radius, R_0 (mm)	40	50
Roller radius, R_{22} (mm)	32	30
Radius of rotation to contact point of output disc, r_3 (mm)	69.8	76.0
Half cone angle, θ_0 (deg)	62.5	90
Number of power rollers, n	2	3
Max. Hertz pressure, P (MPa)	3.78	3.19
Spin ratio, ω_{sp} / ω_1	0.09	0.91
Traction coefficient, μ	0.06	
Variator input torque, T_{vin} (Nm)	350	
Input revolution, N_{in} (rpm)	6000	
Oil temperature, θ_{oil} (°C)	120	
Bulk temperature, θ_M (°C)	120	

計算結果を図9に示す。ハーフトロイダル形の入力ディスク側トラクション接触面においては、最大温度上昇は42 Kを示した。フルトロイダル形においては、最大温度上昇は294 Kを示し、バルク温度120 °Cを考慮すると、414 °Cに達した。本解析では、3.2節で述べた計測と計算結果の2倍の差を考慮していないため、実際のトラクション接触面では更なる発熱が生じていると考えられる。減速比に対する最大温度上昇の変化を図10にまとめる。



(a) Half toroidal



(b) Full toroidal

Fig. 9 Calculated temperature rise on the traction contact surface of the input discs without the correction factor of 2.0 ($i_v = -2.236$; $T_{vin} = 350$ Nm; $N_{in} = 6\,000$ rpm; See table 2)

4.2 半頂角が温度上昇に及ぼす影響

次に、半頂角が温度上昇に及ぼす影響を検討した。計算に用いたトロイダル形 CVT の諸元は、参考文献12 (半頂角と押しつけ力発生機構の関係を検討した研究) で用いられた諸元と同じとし、更にスピンドルシオが0となる半頂角 $\theta_0 = 53.8$ deg の諸元を追加した。最大変速時における入力ディスク側接触点半径と出力ディスク側接触点半径をそれぞれ等しくして、表3, 4に示すトロイダル形状諸元を用いた。

半頂角を変化させたトロイダル形 CVT 入力ディスク

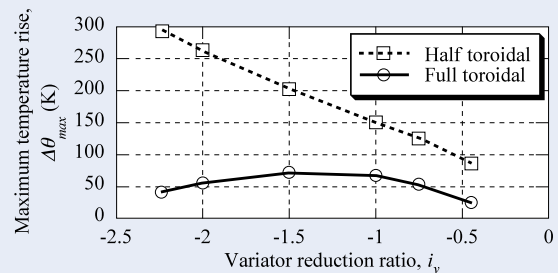


Fig. 10 Calculated maximum temperature rise on the traction contact surface of toroidal CVTs ($T_{vin} = 350$ Nm; $N_{in} = 6\,000$ rpm; See table 2)

Table 3 Specifications of toroidal CVTs ($i_v = -1.0$; Calculated conditions for figures 11 and 12)

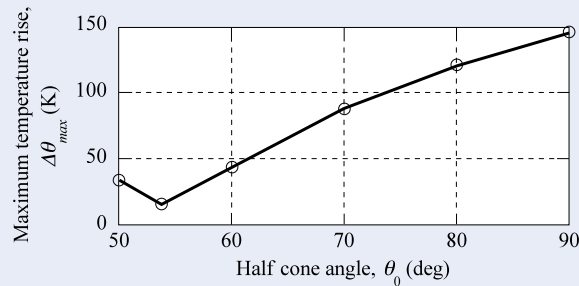
Half cone angle, θ_0 (deg)	Cavity diameter, D (mm)	Spin ratio, ω_{sp}/ω_1
50	138.5	-0.15
(53.8)	(135.3)	(0.00)
60	130.0	0.22
70	119.2	0.52
80	107.1	0.78
90	94.4	1.00

Table 4 Common specifications of toroidal CVTs (Calculated conditions for figures 11 and 12)

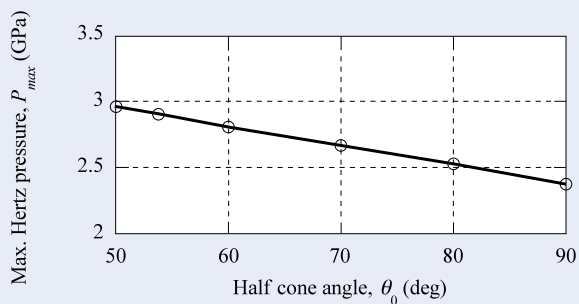
Disc radius, r_0 (mm)	40
Roller radius, r_{22} (mm)	32
Variator reduction ratio, i_v	-1.0
Traction coefficient, μ	0.06
Variator input torque, T_{vin} (Nm)	340
Input revolution, N_{in} (rpm)	4 000
Oil temperature, θ_{oil} (°C)	80
Bulk temperature, θ_M (°C)	80

のトラクション接触部における最大温度上昇，最大ヘルツ面圧，並びにスピンの絶対値の計算結果を図 11 に示す。温度上昇最大値は，半頂角が $\theta_0 = 53.8 \text{ deg}$ において最小となる。半頂角の増大に伴い温度上昇最大値は比例的に増加し， $\theta_0 = 90 \text{ deg}$ において最大となる。 $\theta_0 = 60 \text{ deg}$ （ハーフトロイダル形）に比べて， $\theta_0 = 90 \text{ deg}$ （フルトロイダル形）の

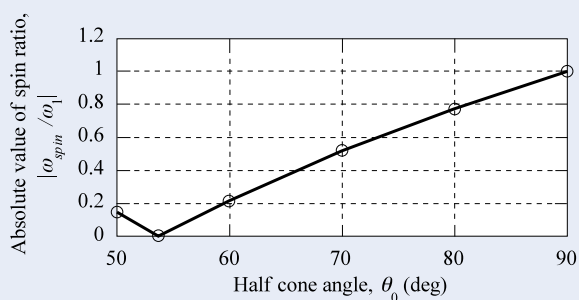
温度上昇最大値は 3 倍を示した。半頂角の増加とともに，ヘルツ面圧は小さくなる。一方，スピンは， θ_0 が $50 \sim 60 \text{ deg}$ の領域ではスピンの絶対値が 0 となる $\theta_0 = 53.8 \text{ deg}$ において正負が切り替わるため，スピンの絶対値は小さい。半頂角 θ_0 の増大に伴い，温度上昇最大値と同様にスピンも増加する。トラクションカーブを図 12 に示す。設



(a) Max. temperature rise on the traction contact surface



(b) Max. Hertz pressure at the traction contact surface



(c) Absolute spin ratio

Fig.11 Calculated temperature rise on the traction contact surface of toroidal CVTs without the correction factor of 2.0 ($i_v = -1.0$; $T_{Vin} = 340 \text{ Nm}$; $N_{in} = 4\,000 \text{ rpm}$; See tables 3 and 4)

定トラクション係数($\mu = 0.06$)における滑り率も、半頂角が $\theta_0 = 60 \text{ deg}$ (ハーフトロイダル形)以下においては 1 % 以下と小さく、半頂角 θ_0 が 70 deg 以上では 2 % 以上と大きくなり、 $\theta_0 = 90 \text{ deg}$ (フルトロイダル形)における滑り率は 3.6 % に達する。

トロイダル形 CVT においては、トラクション係数は最大トラクション係数に安全率を乗じた値として設定される。したがって、トラクションカーブの傾きにより、設定トラクション係数における滑り率は大きく異なる。3.2 節で明らかになったように、滑り率

は温度上昇に大きな影響を及ぼす。ハーフトロイダル形 CVT においては、スピンの小さいことからトラクションカーブの傾きは大きく、設定トラクション係数における滑り率が小さくなり、その結果、接触部における発熱は小さいと考えられる。一方、フルトロイダル形 CVT においては、スピンが大きいことからトラクションカーブの傾きは小さく、滑り率は大きくなり、その結果、接触部における発熱は大きくなっていると考えられる。

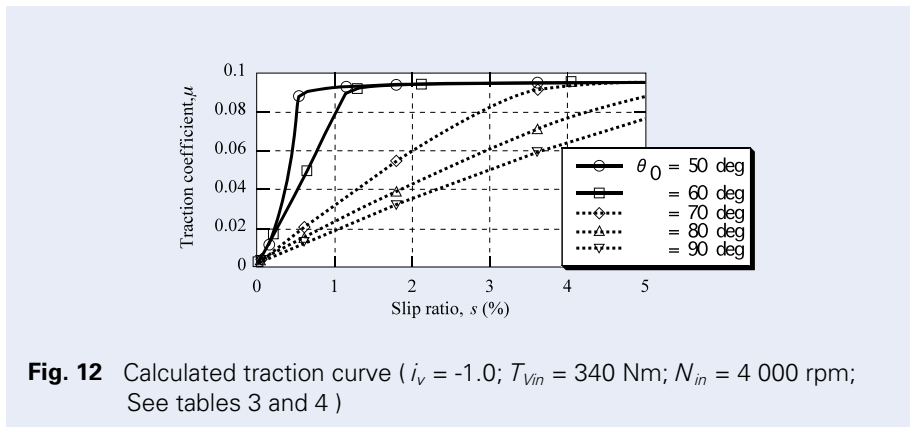


Fig. 12 Calculated traction curve ($i_v = -1.0$; $T_{vin} = 340 \text{ Nm}$; $N_{in} = 4\,000 \text{ rpm}$; See tables 3 and 4)

5. まとめ

本研究ではスピン運動を伴うトラクション接触面内における発熱について検討し、以下の知見を得た。

- (1) トラクション接触面内における温度上昇計測結果と、フラッシュ温度理論を考慮したトラクション解析プログラムを用いた計算結果を比較検証し、本プログラムを用いてスピンを考慮した温度上昇の傾向を解析できることを示した。
- (2) スピンが大きいフルトロイダル形 CVT の最大温度上昇計算結果は約 300 K に達した。一方、スピンの小さいハーフトロイダル形の最大温度上昇計算結果は約 70 K となった。
- (3) 半頂角の増大に伴って、設定トラクション係数に対する滑り率は増加し、温度上昇最大値は比例的に増加した。

本研究は、第一著者が東京工業大学大学院博士課程在籍中に、ミュンヘン工科大で行われた。多大なるご支援を賜った、指導教官の北條春夫教授に、末筆ながら御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 田中裕久：トロイダル CVT。コロナ社、(2000)
- 2) 畑一志、青山昌二：自動車用トラクションドライブ CVT とトラクション油。出光トライボレビュー。12, pp. 702-712, (1986)
- 3) Dowson, D., Taylor, C.M. and Xu, H., Elastohydrodynamic lubrication of elliptical contact with spin and rolling, Proc. I. Mech. E., Part C, 205, pp. 165-174, (1991)
- 4) Taniguchi, M., Dowson, D. and Taylor, C.M., The effect of spin motion upon elastohydrodynamic elliptical contacts, Proc. of the 23rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, pp. 599-610, (1997)
- 5) Johnson, K.L. and Teverwaark, J.L., Shear behavior of elastohydrodynamic oil films, Proc. Roy. Soc. Lond., Ser. A, 356, pp. 215-236, (1977)
- 6) Graswald, C.: Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetriebe, Diss. TU München (in Germany), (2001)
- 7) 石川宏史、田中裕久：ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究。日本機械学会第 73 期全国大会講演論文集, No. 95-10, pp. 264-265, (1995)
- 8) James, I., Lee, A. and Evans, S., Increasing power density in a full toroidal variator, 3rd International IIR Symposium, Innovative Automotive Transmissions, (2004)
- 9) 山本建：トロイダル CVT のパワーローラ軸受に関する研究 (玉の運動制御による動力伝達部の温度低減)。トライボロジスト, 47, 7, pp. 582-589, (2002)
- 10) Miyata, S., Höhn, B.-R., Michaelis, K. and Kreil, O.: Experimental investigation of temperature rise in elliptical EHL contacts, Tribology International, 41, 11, pp. 1074-1082, (2008)
- 11) Crook, A.W., The lubrication of rollers Pt. III, Phil. Trans., Series A, 254, pp. 237-258, (1961)
- 12) 今西尚、町田尚、田中裕久：トロイダル形無段変速機に関する幾何学的研究。自動車技術会学術講演会前刷集, Vol. 9633207, pp.121-124, (1996)

高効率CVTバリエーターの開発

西井 大樹*, 野地 祥子*, 井上 智博*



西井 大樹



野地 祥子



井上 智博

Improvements of Half Toroidal CVT

H. Nishii, S. Noji, T. Inoue

A Half-toroidal continuous variable transmission (CVT) has been introduced to Japanese automotive market in 1999 and draw an attention for the improvement of fuel consumption, high torque capacity, and excellent ratio change behavior. For further improvement of fuel consumption and torque capacity, development of system like power-split is one of a progress. But it is also important to improve the transmitting efficiency of CVT variator parts such as discs and power rollers as manufacturer of a variator. This paper describes the experimental and calculation results about the new technologies such as improved traction surface profile and crank trunnion and angler contact power roller bearing to achieve higher efficiency and higher torque capacity.

社団法人自動車技術会の転載承認を得て、CVT-HYBRID 2007 Vol. 20074570 から転載。

- | | | |
|---|---|---|
| <p>1. はじめに</p> <p>2. 効率測定</p> <p> 2.1 トラクション係数と効率の関係</p> | <p>3. トラクション特性の向上</p> <p> 3.1 試作品の表面性状</p> <p> 3.2 実測</p> <p> 3.3 測定結果</p> <p> 3.4 解析</p> <p> 3.5 実測値と計算値の比較</p> <p> 3.6 最適なトラクション面性状</p> | <p>4. クランクトラニオン</p> <p> 4.1 揺動抵抗の算出</p> <p> 4.2 計算結果</p> <p>5. アンギュラパワーローラ軸受</p> <p> 5.1 効率測定結果</p> <p>6. 効率向上効果</p> <p>7. まとめ</p> |
|---|---|---|

1. はじめに

ハーフトロイダル CVT の損失の大半は図 1 に示す様にトラクション面とパワーローラ軸受面で発生する。またトラクション面とパワーローラ軸受面に生じる損失は CVT バリエーターの諸元と荷重に依存する。このためバリエーターの高効率化を達成するためには諸元の最適化と荷重低減が大切になってくる。ハーフトロイダル CVT に必要な押付け力は、トラクションドライブに必要な荷重だけではなくパワーローラの揺動抵抗やディスクの移動抵抗等も考慮に入れて決められている。押付け力を低減するためには上述のような抵抗を低減することやトラクション特性を向上させることが

大切になってくる。本報告では、トラクション面の表面性状の改良、新開発クランクトラニオン、パワーローラ軸受の諸元の最適化による高効率化について述べる。

2. 効率測定

2.1 トラクション係数と効率の関係

トラクション係数とバリエーター効率の関係を把握するため、効率測定を実施した。効率測定に用いた試験 BOX を図 2 に、試験に用いたバリエーターの基本諸元を表 1 に示す。この試験 BOX では押付け力は油圧ピストンにより負荷されている。トラクション係数と

* 未来技術開発センター 自動車システム開発部

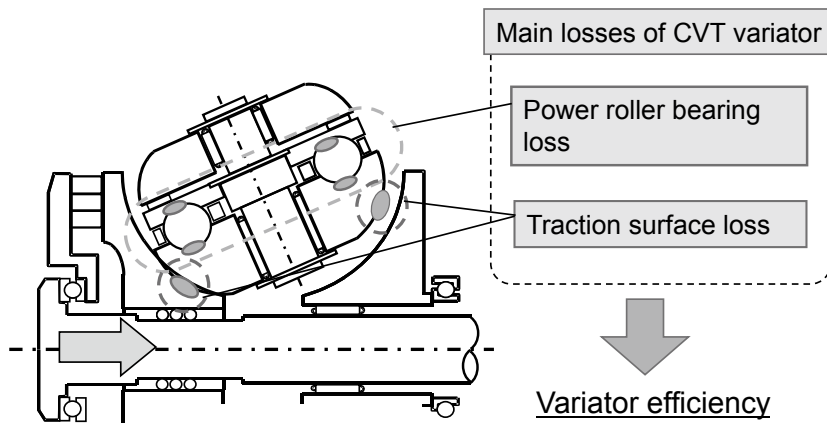


図 1 CVTパリエーターの損失
Fig. 1 Main losses of CVT variator

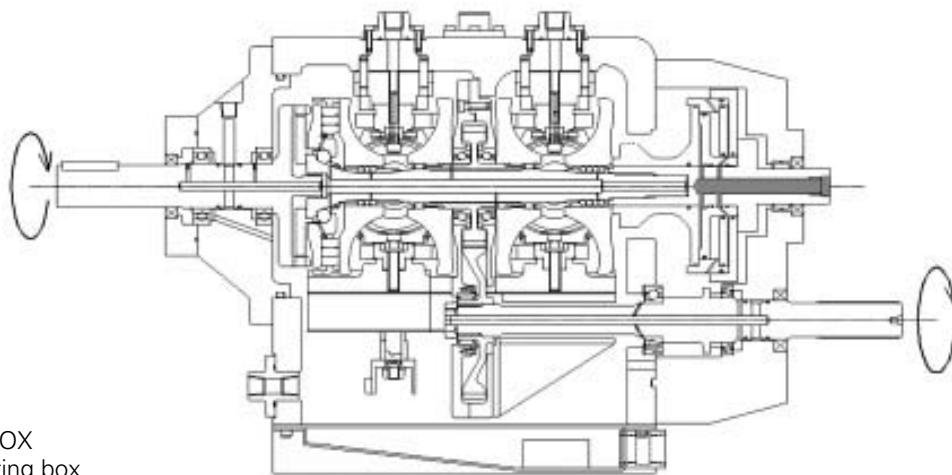


図 2 試験BOX
Fig. 2 Testing box

表 1 パリエーター基本諸元
Table 1 Variator basic specifications

キャビティ径	[mm]	132
ディスク半径	[mm]	40
パワーローラ半径	[mm]	30
接触角	[deg]	125

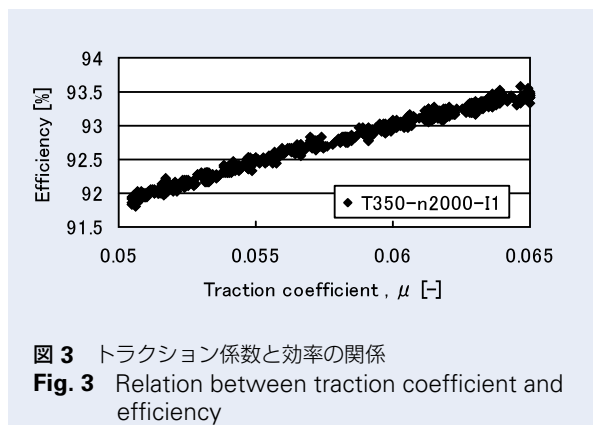


図 3 トラクション係数と効率の関係
Fig. 3 Relation between traction coefficient and efficiency

効率の関係はこの油圧を変化させることにより測定した。結果としてパリエーター効率はトラクション係数の増加に比例して向上していくことが確認された。図 3 は効率測定結果の一例で、入力トルク 350 Nm, CVT 減速比 1, 入力回転数 2 000 rpm の時の結果を示している。この結果から、トラクション係数を上げるまたは押付け力を低減することによりパリエーター効率を向上させることが可能であることが確認できる。

3. トラクション特性の向上

上述のようにトラクション特性を向上させることがパリエーター効率を向上させるために重要な要素となる。このため、動力伝達をするトラクション面の表面性状について最適化を検討し、トラクション面の表面性状がトラクション特性に及ぼす影響を解析と実測で明らかにした。また、上記解析手法を用いてトラクション面の最適な表面性状を検討した。

3.1 試作品の表面性状

入力ディスクと出力ディスクのトラクション面を表2の工法にて仕上げ、トラクション係数の実測と解析を行った。図4～図7は、表2の工法で仕上げたディスクの表面性状を測定した結果を示している。

表2 加工方法

Table 2 Processing method

No.	溝加工	R部仕上げ
1 (conventional)	無し	無し
2	研削	超仕上げ
3	超仕上げ	無し
4	超仕上げ	ショットピーニング

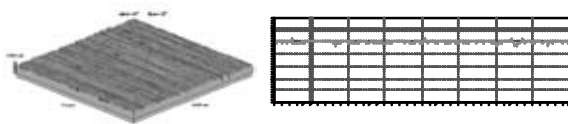


図4 表面性状(No. 1)

Fig. 4 Surface profile of No. 1

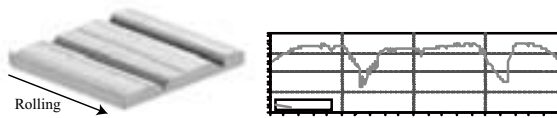


図5 表面性状(No. 2)

Fig. 5 Surface profile of No. 2

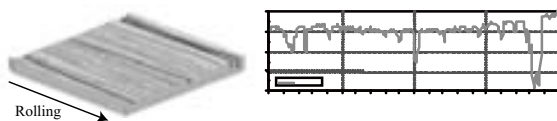


図6 表面性状(No. 3)

Fig. 6 Surface profile of No. 3

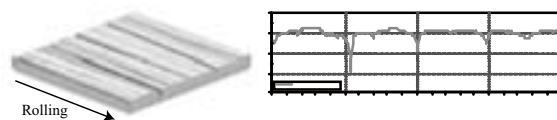


図7 表面性状(No. 4)

Fig. 7 Surface profile of No. 4

3.2 実測

上述のNo.1～No.4の工法でトラクション面を仕上げられたディスクを用いて、最大トラクション係数と耐久性の確認を行った。最大トラクション係数測定の測定条件を表3に、耐久試験条件を表4に示す。これらの試験に用いた試験BOXおよびバリエーターは、図2と表1に示されているものと同様である。

最大トラクション係数の実測方法は、表3の条件にセットしてから油圧ピストンの油圧を低減し、グロススリップが発生した時のトラクション係数を算出するようにした。耐久試験は、表4の条件にセットしてトラクション面に損傷が発生するまでの時間を確認する。

3.3 測定結果

表5に、最大トラクション係数および耐久の実測結果を示す。最大トラクション係数は、油温85℃、バリエーター減速比1.0の条件時の結果を示しており、その値は従来の平滑面に仕上げたNo.1の結果を1とした比較値で示している。また耐久試験のOK/NG判断は耐久時間と破損モードにより判定を行った。

表3 最大トラクション係数実測条件

Table 3 Condition of the traction test

入力トルク	Tin [Nm]	350
入力回転数	Nin [rpm]	2 000
減速比	lcvt [-]	0.7 1.0 1.5
油温	Thin [deg]	85 100 120

表4 耐久試験条件

Table 4 Condition of durability test

入力トルク	Tin [Nm]	294
入力回転数	Nin [rpm]	4 000
減速比	lcvt [-]	1.938
油温	Thin [deg]	110
トラクション係数	μ [-]	0.055

表5 測定結果

Table 5 Measurement result

No.	最大トラクション係数($1/\mu_{st}$)	耐久結果
1	1.000	OK
2	1.054	NG
3	1.073	NG
4	1.030	OK

3.4 解析

マイクロEHL解析プログラムを使用して、最大トラクション係数および金属接触率を算出した。実測値を示した条件と同様に油温85℃、CVT減速比1.0を解析条件として解析を行った。当該プログラムにおいて、圧力-粘度係数およびshear thinning特性は以下の(1)および(2)に記載するトラクション係数は(3)に記載する。

(1) 圧力 - 粘度係数

圧力 - 粘度係数は、(1) 式を用いて得ることができ。ただし、粘度は計算された粘度が 10^{12} Pa·s がそれ以上になった場合は、 10^{12} Pa·s としている。

$$\eta_p = \eta_0 \exp[\alpha_0 \cdot p / \{ \exp(C_H \cdot p) + (1/A)_0 \cdot \exp(C_J \cdot p) \cdot \alpha_0 \cdot p \}] \dots\dots\dots(1)$$

$$CED = 0.0204 (t + 273) (dt / MW) \ln(2.51 \eta t MW)$$

$$(1/A)_0 = a (CED) + b$$

$$C_J = c (CED) + d$$

$$C_H = e (CED) + f$$

(2) shear thinning 特性

測定条件下ではすべり率が高くなるため、shear thinning 特性を考慮しなければならない。shear thinning 特性は、マイクロ EHL 解析プログラムに Eyring 粘性モデルを採用することにより得ることができる。Eyring 粘性モデル (2) 式において、 τ_0 は 5.5 MPa に設定して計算している。さらに $\dot{\gamma}$ と τ の関係は、(2) 式により得られる。図 8 は解析に用いた shear thinning 特性を示している。

$$\frac{1}{\eta^*} = \frac{\dot{\gamma}}{\tau} = \frac{1}{\eta} \frac{\tau_0}{\tau} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \dots\dots\dots(2)$$

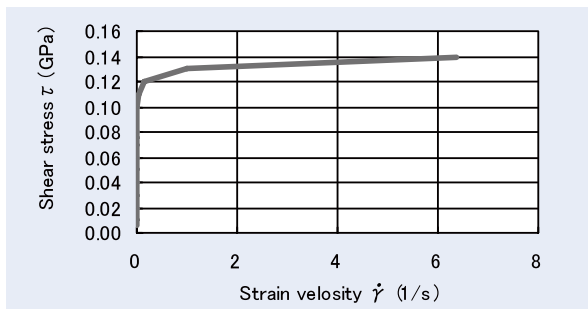


図 8 Shear thinning 特性
Fig. 8 Shear thinning property

(3) トラクション係数

マイクロ EHL 解析で得られた結果から、(3) 式を用いてトラクション係数を算出した。トラクション係数の算出手順を図 9 に示す。粗さが無い場合の圧力分布と比較して圧力が高くなる領域ををマイクロ EHL 解析で求め、圧力上昇範囲のみ均等分布をさせて平均圧力高さを求める。この平均圧力高さに実測から得られた比例定数を乗じて平均圧力を算出する。

$$\mu = f_m \mu_m + (1 - f_m) \mu_f \dots\dots\dots(3)$$

- f_m : metal contact ratio
- μ_m : metal friction coefficient (= 0.1)
- μ_f : traction coefficient of traction oil
- $\mu_f = \mu_{st} (P_{mean} + aP_p) / P_{mean}$
- P_{mean} : average pressure
- P_p : average height of pressure peak
- a : constant of proportion

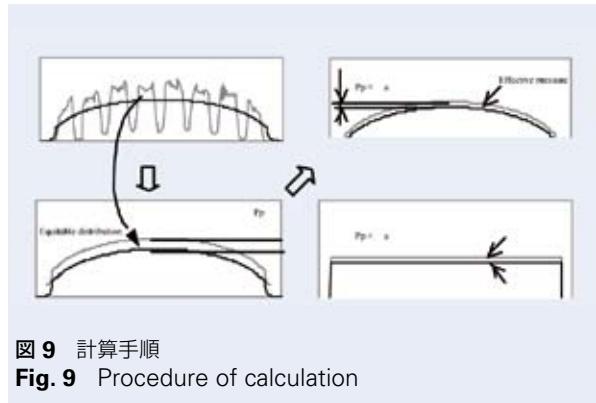


図 9 計算手順
Fig. 9 Procedure of calculation

3.5 実測値と計算値の比較

表 6 に No. 1 ~ No. 4 のトラクション面に対しての実測値と計算値の比較を示す。最大トラクション係数、耐久性とも実測値と計算値には相関が確認される。

表 6 実測値と計算値の比較
Table 6 Comparison between measurement and calculation

No.	実測値		計算値	
	トラクション係数	耐久性	トラクション係数	金属接触率[%]
1	1.000	OK	1.000	0
2	1.054	NG	1.054	7
3	1.073	NG	1.073	10.6
4	1.030	OK	1.030	0

3.6 最適なトラクション面性状

上述のマイクロ EHL 解析プログラムを用いて、トラクション面の表面性状の理論的な形状を検討した。

(1) 検討形状

検討を行ったトラクション面の断面形状を図 10 に示す。図 10 内のパラメータを変えながら解析を行い、最適形状を検討した。

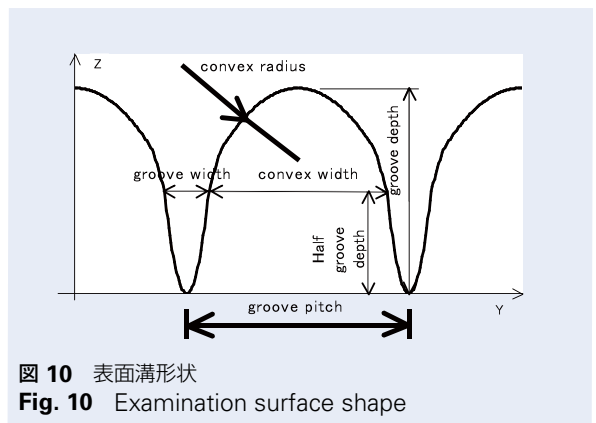


図 10 表面溝形状
Fig. 10 Examination surface shape

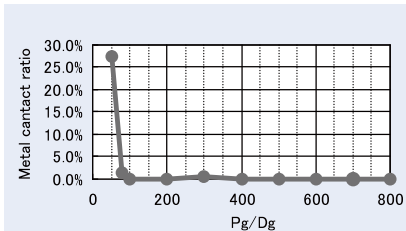


図 11 Pg / Dg-金属接触率
Fig. 11 Pg / Dg-Metal contact ratio

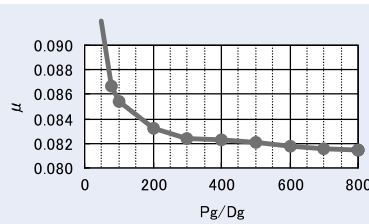


図 12 Pg / Dg-トラクション係数
Fig. 12 Pg / Dg-μ

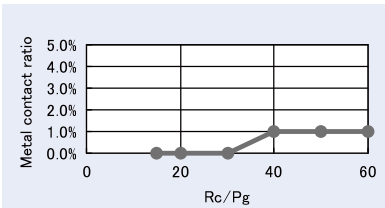


図 13 Rc / Pg-金属接触率
Fig. 13 Rc / Pg-Metal contact ratio

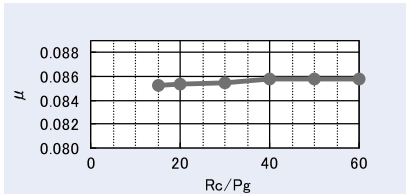


図 14 Rc / Pg-トラクション係数
Fig. 14 Rc / Pg-μ

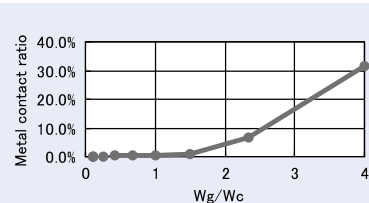


図 15 Wg / Wc-金属接触率
Fig. 15 Wg / Wc-Metal contact ratio

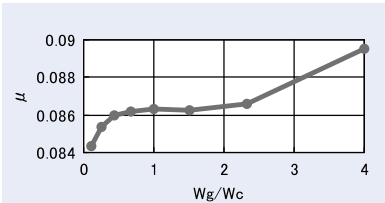


図 16 Wg / Wc-トラクション係数
Fig. 16 Wg / Wc-μ

(2) 検討結果

下記パラメータと金属接触率・トラクション係数の関係を算出し図 11～図 16 に示す。結果として表 7 に示す最適形状を確保すれば金属接触を発生させないでトラクション係数の向上が図れることが確認できた。

- ・ Pg/Dg
- ・ Rc/Pg
- ・ Wg/Wc

Pg : Groove pitch , Dg : Groove depth
Rc : Convex radius , Wg : groove width
Wc : Convex width

表 7 最適形状
Table 7 Optimum shape

パラメータ	最適値
Pg / Dg	100 以上
Rc / Pg	30 以下
Wg / Wc	0.25 以下

4. クランクトラニオン

従来のトラニオンでは偏心軸であるピボットシャフトを有し、ピボットシャフトを用いてパワーローラをトラニオンに対して揺動動作させていた。この揺動動作に必要な荷重は押付け力の損失分となるため、この揺動抵抗を低減することで押付け力の低減が可能となる。この揺動抵抗を低減させるとともにコストも大幅に低減できるクランクトラニオンを開発した。従来のトラニオンの構造を図 17 に、クランクトラニオンを図 18 に示す。

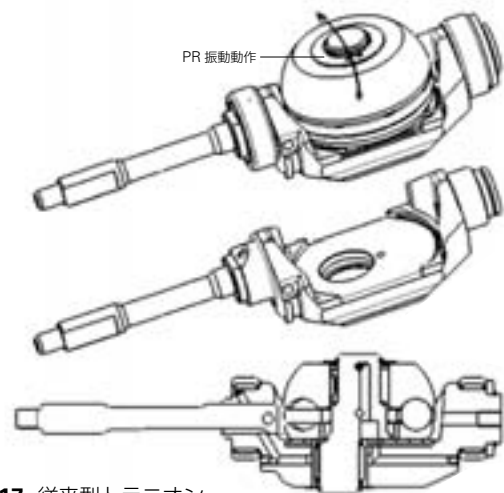


図 17 従来型トラニオン
Fig. 17 Conventional trunnion

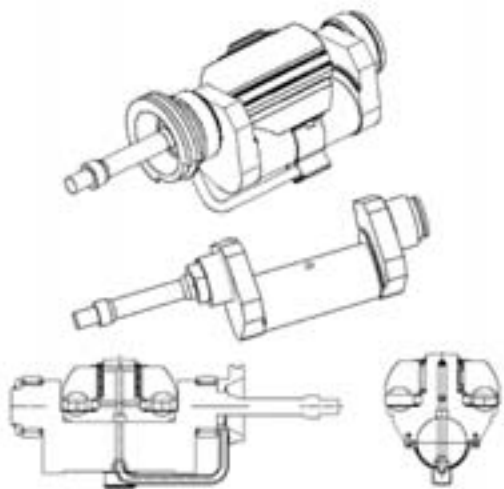


図 18 クランクトラニオン
Fig. 18 Crank trunnion

4.1 揺動抵抗の算出

クランクトラニオンの揺動抵抗を計算にて算出し、従来のトラニオンの揺動抵抗と比較した。クランクトラニオンの揺動抵抗は図 19 及び (4) 式で求められ、従来トラニオンの揺動抵抗は (5) 式で求められる。検討条件は表 8 で示すとおりで、バリエーター基本諸元は表 1 と同様である。

$$F_s = \mu_m F_{pr} (H1 / H2) + 2 \mu_r \mu_t F_c \dots\dots\dots(4)$$

$$F_s = \mu_m F_{pr} + 2 \mu_r \mu_t F_c \dots\dots\dots(5)$$

μ_m : metal friction coefficient (= 0.1)

μ_r : rolling resistance (= 0.015)

F_c : contact force

表 8 検討条件

Table 8 Investigation condition

入力トルク [Nm]	350
減速比 [-]	0.5, 0.7, 1.0, 1.5, 1.938
トラクション係数 [-]	0.055

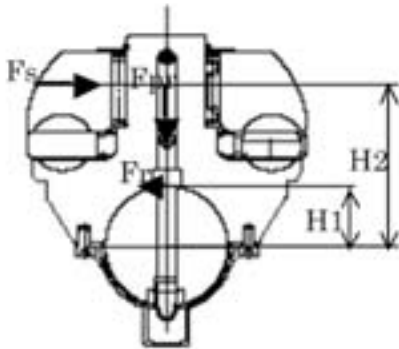


図 19 クランクトラニオン
Fig. 19 Crank trunnion

4.2 計算結果

上述の計算結果を図 20 に示す。結果として、クランクトラニオンは従来トラニオンと比較して揺動抵抗を約 40 % 低減させることが可能となる。この結果に比例してバリエーターへの押付け力も低減することが可能となる。押付け力の低減効果を算出した結果、図 21 に示すようにほぼどの条件においても約 4.5 % 低減できることが分かった。

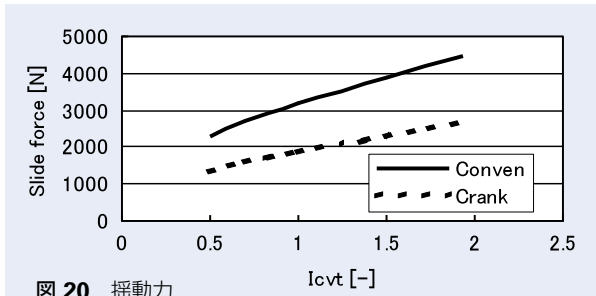


図 20 揺動力
Fig. 20 Slide force

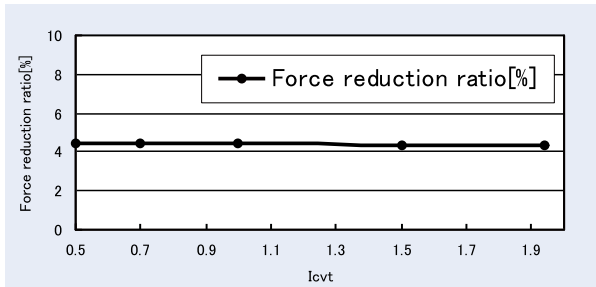


図 21 押付け力低減効果
Fig. 21 Force reduction ratio

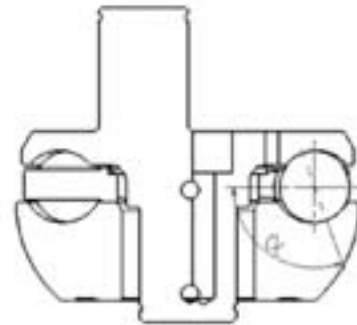


図 22 ピボット一体型パワーローラ
Fig. 22 Integrated powerroller

5. アンギュラパワーローラ軸受

従来のパワーローラ軸受の接触角は 90 度を選択していた。これは、アンギュラパワーローラ軸受はスピン低減効果はあるものの玉荷重の増加により効率向上効果は見込めないだろうと考えられていたからである。しかしながら、パワーローラ軸受の損失はスピンや玉荷重だけではなく外輪やトラニオンの変形・トラクション力にも影響され非常に複雑であるため、今回、接触角が 70°, 90°, 110° のパワーローラ軸受を試作し効率測定を実施した。今回の効率測定では、図 22 に示すようなパワーローラ軸受の外輪とピボットシャフトが一体となっている一体型パワーローラを用いて行った。測定条件は表 9 に示す条件で、試験 BOX 及びバリエーター基本諸元は前述の図 2 及び表 1 に示すものと同様である。

表 9 効率測定条件

Table 9 Condition of the efficiency test

パワーローラ軸受の接触角 [deg]	70, 90, 110
入力トルク [Nm]	200, 250, 300, 350
減速比 [-]	0.7, 1.0, 1.5
トラクション係数 [-]	0.055

5.1 効率測定結果

効率測定結果を図 23 に示す。効率値は試験 BOX 全体の効率値であり、ギヤの噛み合い損失や各部の軸受・シール損失を含んだものとなっている。効率測定結果から、接触角 110° のパワーローラを用いた BOX が最も高い効率を示し、続いて 90°、70° となっている。110° のパワーローラを用いると、従来の 90° のパワーローラを用いた場合と比較して約 0.2 % 効率が向上することが確認された。

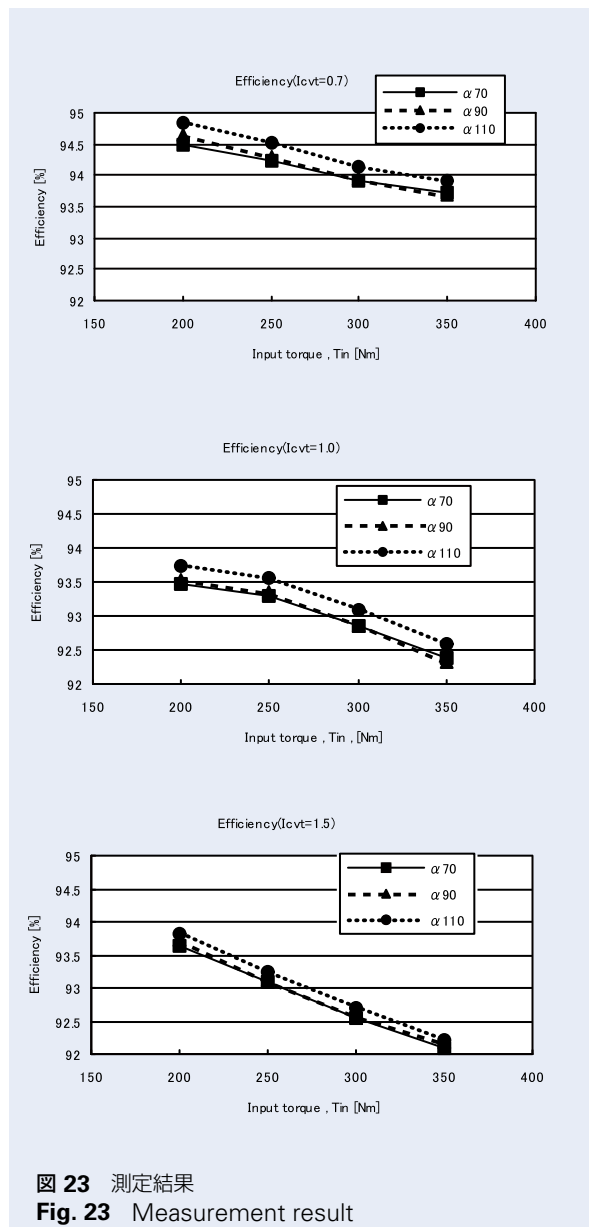


図 23 測定結果

Fig. 23 Measurement result

6. 効率向上効果

トラクション面の表面性状の最適化で 5 %、クラウンクラニオンで 5 % 押付け力を低減可能であるとすると、10 % 高いトラクション係数を使用できる。この場合の試験 BOX での効率は、図 3 のトラクション係数と効率の関係から、0.6 % の向上効果となる。アンギュラパワーローラ軸受での効果を加えると、バリエーター効率は約 0.8 % の向上が可能となる。

7. まとめ

十分な耐久性を確保しながらトラクション特性を向上させる最適なトラクション面の表面性状を、実験と解析で確認することができた。

従来のクラニオンと比較してバリエーターへの押付け力を低減することが可能な新構造を開発した。一体型パワーローラでは、接触角を広げることでロス低減が可能なが確認できた。これらの効率向上策により、従来比較で効率を 0.8 % 向上させることが可能となり、バリエーター効率 97 % が見込まれる。

今後、理論上最適化されたトラクション面の表面性状の作り込みや最適なアンギュラ角の理論計算手法の確立等を行いながら、ハーフトロイダルバリエーターのさらなる進歩に取り組んでいきたい。

参考文献

- 1) Epstein, D., et al., "Effect of Surface Topography on Contact Fatigue in Mixed Lubrication" Tribology Transactions Vol. 46 (2003), 4, 506 - 513
- 2) Hata, K., et al., "Various function and property of IDEMITSU traction oil", IDEMITSU Tribo review, No. 28, 2005, p 23 - 34
- 3) Nanbu, T., et al., "The effect of surface roughness on elasto-hydrodynamic traction(1)", Proc. Int. trib. Conf. Nagasaki (2000) p 637 - 642
- 4) Yamamoto, T., et al., "Calculation Analysis on Efficiency and Fatigue Life Influenced by Deformation of Rolling Elements in a Toroidal CVT", JSAE, Vol. 35, No. 2, April 2004.
- 5) CR Evans, et al., "The influence of surface roughness on elasto-hydrodynamic traction", Proc Instn Mech Engrs, 201, No.C 2, (1987), pp 145 - 150

世界最薄* シールリング付き シェル形ニードル軸受の開発 —自動車の低燃費化とニードルベアリングの適用—



大野 崇

大野 崇**, 武村 浩道**



武村 浩道

Development of World's Thinnest Drawn Cup Needle Roller Bearings with Seal Ring —The Need for Improved Fuel Economy and the Application of Needle Roller Bearings—

T. Ohno, H. Takemura

Sleeve bearings, also called bushings, are used to support rotating shafts, such as those used in an automobile engine and transmission. There are, for example, about ten bushings in an automatic transmission. Drawn-cup needle roller bearings with seal rings support rotating shafts in the same way as bushings do, and work to control the flow of lubricant. Rotating torque (rotational resistance) can be reduced to 50 percent by replacing bushings with drawn-cup needle roller bearings with seal rings. NSK's development of an extremely thin seal ring with a thickness of only 0.85 mm enables the replacement of thin-walled bushings (bushings with a 1.5-mm cross section), which was not previously possible. This product helps to improve the fuel economy of newer automobiles.

1. まえがき

2. 世界最薄 シールリング付き シェル形ニードル軸受の特長

3. 適用例

3.1 オイルポンプへの適用例 3.2 変速機構部への適用例

4. あとがき

1. まえがき

現在、自動車用自動変速機（Automatic Transmission 以下AT）には、FR（Front Engine Rear Drive）タイプでは内部に10～15個の滑り軸受（以下ブッシュ）、FF（Front Engine Front Drive）タイプでは5～10個のブッシュが使われている。最近のATは、快適な走りと高効率が求められており、その結果さらなる多段化、高速化、小型化、高負荷容量化の要求に従い、軸受に対する使用環境が厳しくなっている。特に、数多く使用されているブッシュに対して、高速回転時の耐摩耗・耐焼付き性能などのニーズが強くなっているが、一方で環境への負荷に配慮した“鉛フリー”材料への切り替えが加速し、さらなる性能開発が急がれている。

これらの市場要求に応えるために、一部のATにおいて、ブッシュの代替として、シールリング付きシ

ェル形ニードル軸受が搭載されている事例がある。しかし、従来のシールリング付きシェル形ニードル軸受（図4）は、断面高さが3～3.5mmとブッシュと比べて大きくなるといったデメリットを持っていた。また、断面高さが1.5mmの場合シールリングの無いタイプのシェル形ニードル軸受（図5）が採用され、高速回転性能には優れているが、AT内の油の流れを制御できないという課題があった。そこで従来のシールリング付きシェル形ニードル軸受に比べ、断面の高さを約50%薄肉化した世界最薄シールリング付きシェル形ニードル軸受（図1, 図3）を開発しブッシュと同一の薄さを実現した。¹⁾

本稿では、このAT用途としての世界最薄シールリング付きシェル形ニードル軸受の特徴とその用途例について述べる。

* 2006年7月21日現在、日本精工調べ
** 自動車軸受技術センター ニードル軸受技術部

2. 世界最薄シールリング付きシェル形ニードル軸受の特長

シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受は、以下の特長を有している。

(1) 省スペース性

軸受断面高さの薄肉化によりブッシュからの置換えが可能。

金属製の肉厚 0.85 mm シールリングを高精度プレス成形により加工し、従来のシールリング付きシェル形ニードル軸受（断面高さ 3 ~ 3.5 mm）に対して約 50 %の薄肉化（断面高さ 1.5 mm）を実現した。（図 1, 図 3）

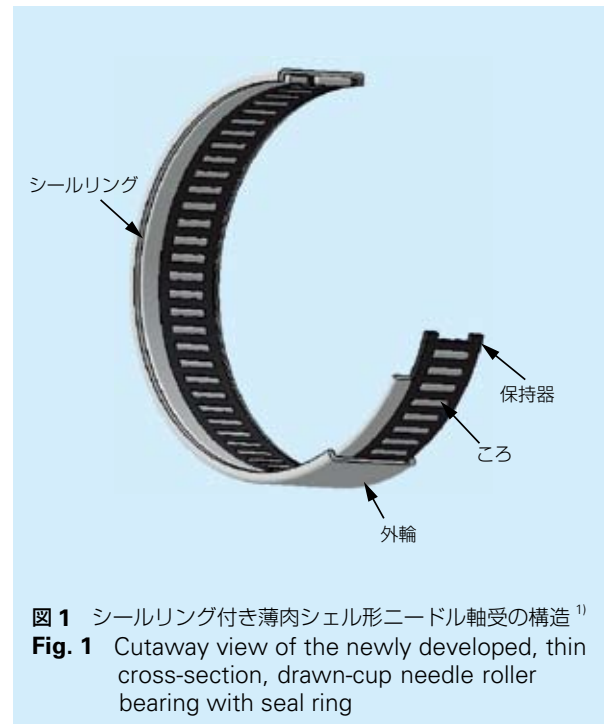


図 1 シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受の構造¹⁾
Fig. 1 Cutaway view of the newly developed, thin cross-section, drawn-cup needle roller bearing with seal ring

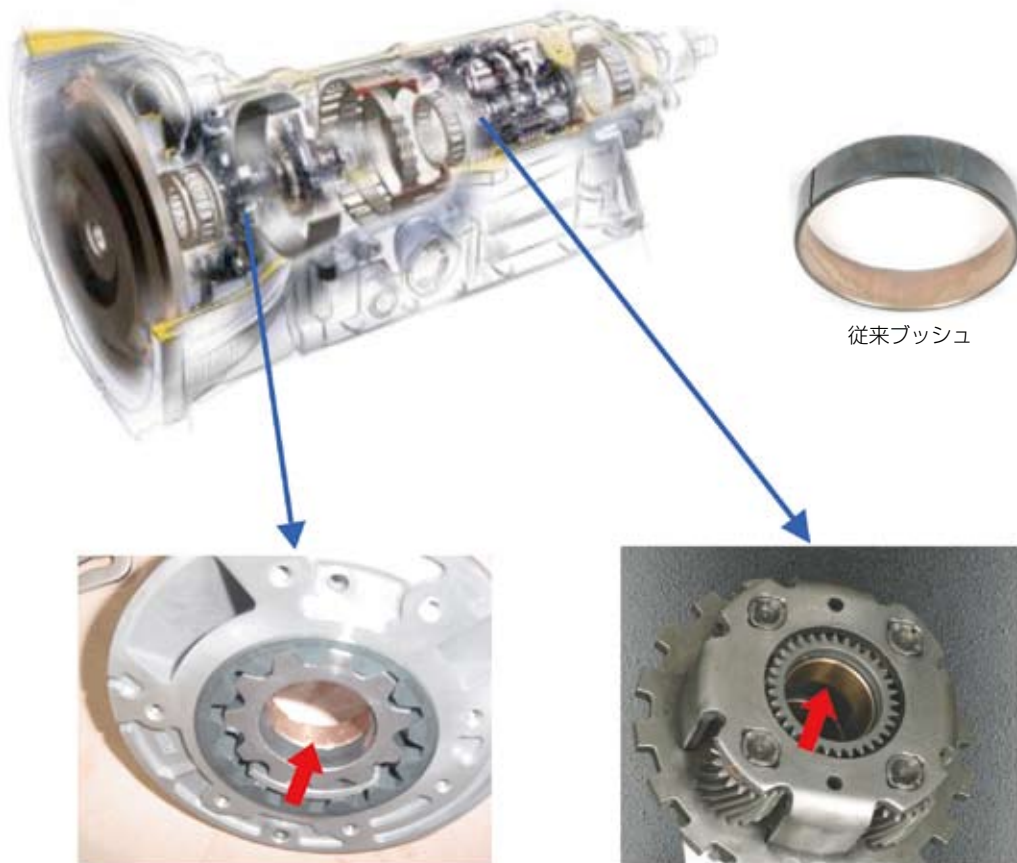


図 2-A オイルポンプ部
Fig. 2-A Part of the oil pump

図 2-B プラネタリ部
Fig. 2-B Part of the planetary gearset

図 2 オートマチックトランスミッションへの適用例
Fig. 2 Examples of usage in an automatic transmission

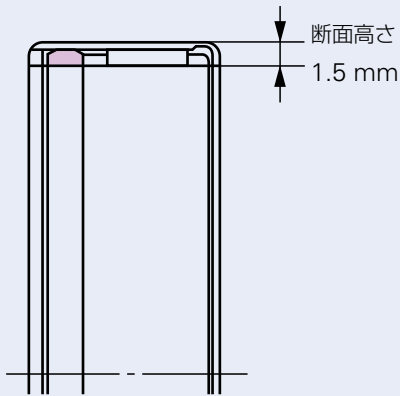


図3 シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受(開発品)

Fig. 3 Newly developed, thin cross section, drawn-cup needle roller bearing with seal ring

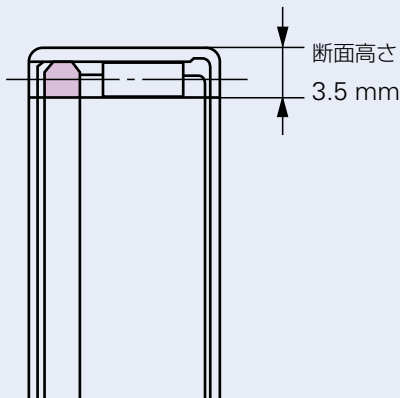


図4 シールリング付きシェル形ニードル軸受(従来品)

Fig. 4 Conventional drawn-cup needle roller bearing with seal ring

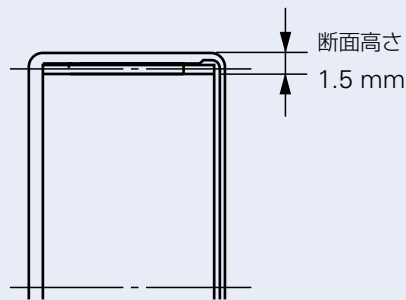


図5 薄肉シェル形ニードル軸受(従来品)

Fig. 5 Conventional thin cross-section, drawn-cup needle roller bearing without seal ring

(2) 耐摩耗・耐焼付性の向上

軸受部分に送られる供給油量を絞った条件下でも、ブッシュに対して転がり軸受はスムーズな回転を保てる。(図6)ブッシュにおいて、高速回転・潤滑不足条件下では、100 μmレベルの摩耗が発生する場合があります。

(3) 転がり化によるトルク損失低減

AT用途で実際に広く使用される回転領域(低回転域 1 000 ~ 3 000 min⁻¹)において、ブッシュに比べ 50 ~ 95 % 程度のトルク損失を実現し、エネルギーロスを抑制。(図7)仮にすべてのブッシュを転がり軸受にした場合、1 ~ 2 % の低燃費化が実現可能。

(4) 貫通油量制御性

AT内のオイル流路・流量は、新開発した高精度薄型シールリングにより、ブッシュと同レベルのAT内オイル流路流量の制御性を実現している。(図8, 図9)

3. 適用例

3.1 オイルポンプへの適用例

ATのクラッチやブレーキなどの機構は、油圧によって制御されている。その油圧を発生させるオイルポンプとシェル形ニードル軸受について紹介する。

(1) AT用オイルポンプの機能²⁾

ATのユニットの内部には自動変速機油(Automatic Transmission Fluid 以下 ATF)が循環しており、変速を行うためにクラッチ、ブレーキの作動、トルクコンバータを直結させるためのロックアップクラッチの作動など作動油としての働きを持っている。また、このような制御以外にも、トルクコンバータの内圧確保、回転部分の焼き付き防止のための潤滑作用、クラッチ、ブレーキ、トルクコンバータなどの構成部品から発生する熱の冷却作用などの働きがある。このATFをAT内に循環させるためには、オイルポンプが必要となる。オイルポンプがATFを送り出す時の圧力を吐出圧、送り出す量を吐出量という。

AT用のオイルポンプには、この吐出圧が変化しても吐出量の変化が少ないこと、すなわち高圧でもポンプからのリーク量が少ないこと、フリクションが小さいこと、吐出圧や吐出量の脈動が少ないこと、音が静かなこと、小型軽量であることなどが要求される。

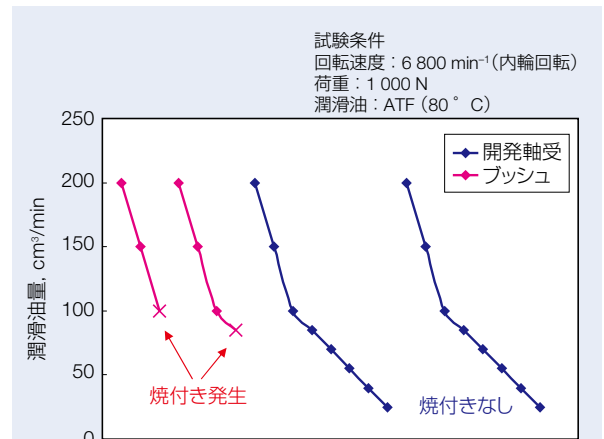


図6 耐焼付き性比較結果¹⁾
 Fig. 6 Comparison of seizure resistance test results

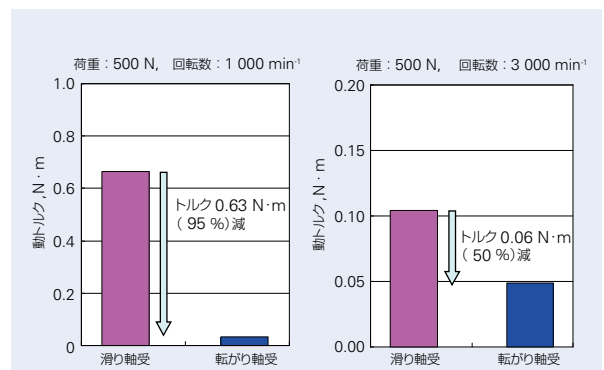


図7 動トルク比較結果
 Fig. 7 Comparison of dynamic torque test results

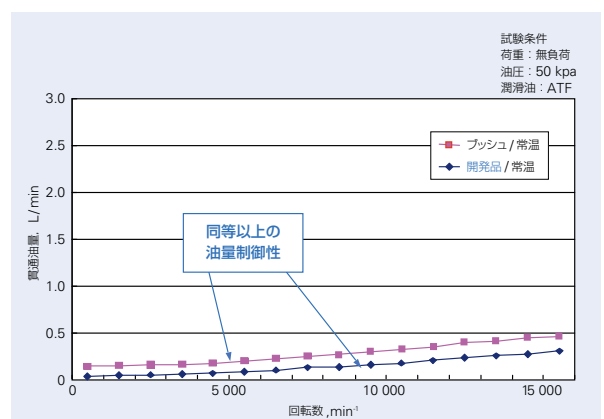


図8 貫通油量比較結果
 Fig. 8 Comparison of amount of penetration

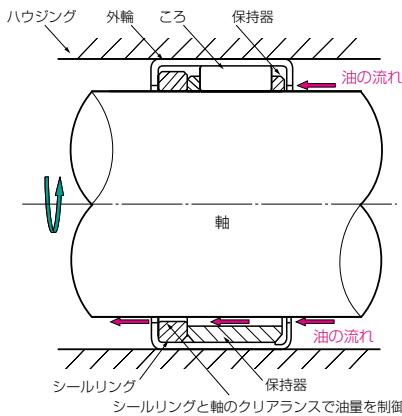


図9 シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受の機能¹⁾
 Fig. 9 Feature of the thin cross-section, drawn-cup needle roller bearing with seal ring

(2) AT 用オイルポンプへの適用例

インナー、アウター二つの歯車の中心を偏心させたギヤポンプは、構造が簡単であり小型化にも適しているため、AT 用オイルポンプにししばし用いられる(図2-A)。前項にてAT 用オイルポンプの機能として、ポンプからのリーク量が少ないことを掲げたが、オイルポンプ周辺の軸受をブッシュから従来のシェル形ニードル軸受化することにより低フリクション化を図ることができる反面、ブッシュと比較してリーク量が増加する。

シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受を用いることにより、フリクションを低減でき、貫通油量の制御が可能となり、同じ断面高さのブッシュからの置換えが可能となる。

3.2 変速機構部への適用例

AT の主な構成部品は、シャフト、クラッチ、ブレーキそして遊星歯車機構等である。

これらの構成部品は各変速段により各々の回転速度が異なるため、相対回転が発生する。ここに軸受が必要となるが、高速回転下においてアキシアル方向の荷重を受けるのがスラストニードル軸受であり、ラジアル方向の荷重を受けるのがブッシュである(図2-B)。

このブッシュは、転がり軸受と比較してトルク損失が大きい(図7)。単にトルク損失を低減するという意味では、ブッシュから薄肉シェル形ニードル軸受への置き換えで済むが、前述のようにブッシュと比べATF のリーク量が増加するため、AT 変速機構部各部への適切な潤滑油量バランスを崩してしまう。

シールリング付き薄肉シェル形ニードル軸受を用いることにより、軸受断面高さの薄肉化、貫通油量の制御ができ、ブッシュからの置換えが可能となる。また潤

滑油量が 50 cm³/min 以下の場合でも高速回転による焼き付きを抑制することが可能となる。

4. まとめ

今後ますます、自動車の低燃費化要求は進み、シールリング付きシェルニードル軸受のニーズは高まることが予測される。

今後、AT 用途に限らず、ハイブリッド車用途や自動車以外の産業でも滑り軸受から転がり軸受化の要求が広まることから、市場ニーズに合致した新商品開発を推進し、クリーン環境化に貢献していきたい。

本稿は、月刊トライボロジーに投稿した記事を改めて掲載したものである。

参考文献

- 1) NSK Technical Journal No. 682 (2007) P. 58-P. 59
- 2) 守本佳郎, "AT の変速機構及び制御入門", (2006) P. 93-P. 94, グランプリ出版
- 3) 大野崇, 武村浩道, "自動車の低燃費化とニードルベアリングの適用", 月刊トライボロジー, No. 242 (2007 10) P. 47-P. 49

製紙機械用軸受の技術動向

武田 和伸*



武田 和伸

Technological Trends of Bearings for Papermaking Machinery

K. Taketa

This article describes recent technological trends of bearings for papermaking machinery. In addition, the application of diamond-like-carbon (DLC) coatings on bearing surfaces is introduced as a measure against smearing of bearings used in papermaking machinery.

1. はじめに
2. 製紙機械用軸受
3. 製紙機械用スミアリング防止自動調心ころ軸受
 - 3.1 スミアリングについて
 - 3.2 スミアリングが発生する主な工程
 - 3.3 ダイヤモンドライクカーボン被膜
 - 3.4 評価試験結果
4. あとがき

1. はじめに

2008年における世界の紙・板紙生産量は、中国・ブラジル・インドなどの新興国にて生産量は増加したものの、世界金融危機の影響により、日欧米を中心とした先進国での生産が減少したことが響き、7年ぶりに前年比0.7%減の約3.9億トンとなった。国民一人当たりの紙・板紙年間消費量は、先進国では平均約210kg、新興国である中国が59.1kg、インド8.5kg、ブラジル44.6kg、と先進国に比べてまだまだ低い状況ではあるが、現在の経済成長を考慮すると、今後も更に伸びるものと予想されている。

また、IT化によるペーパーレス時代への突入に加え、地球環境保護の観点からCO₂排出量の削減を実行する必要がある、このため、製紙業界(特に先進国)での近年の動向としては、高効率・高生産性へのニーズが強い。これに伴い、小規模生産設備の整理が行われつつあり、代わりに大型高速設備による大量生産、もしくは、中型中速設備による小ロット多品種生産に移行しつつある。

このような設備状況の中、各工場では、生産性向上のために、製紙機械の安定稼働への要求がより一層強くなってきている。

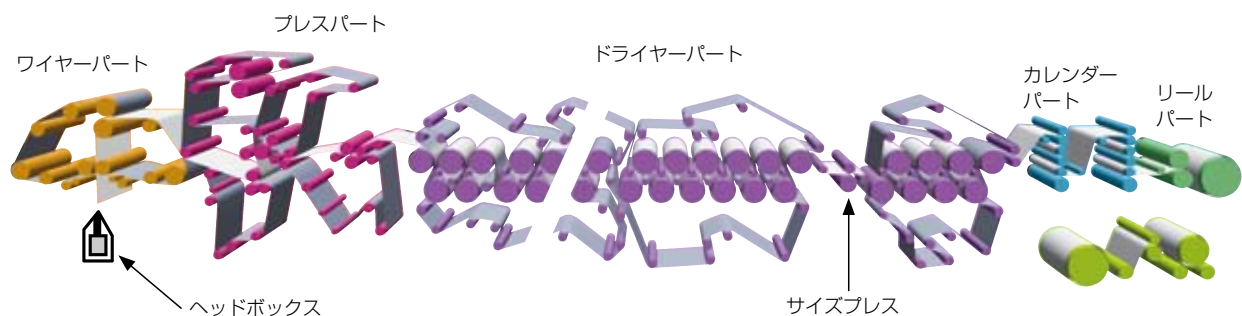


図1 抄造工程¹⁾

Fig. 1 Paper manufacturing process

* 産業機械軸受技術センター 産機械軸受技術第二部

2. 製紙機械用軸受

図1に示すように主な抄造工程は、ヘッドボックスから均一・均等に噴出された紙料が網(ワイヤー)上にて負圧により脱水するワイヤーパートから始まり、2本のロール間で機械的な加圧により搾水するプレスパート、中空ロールに通した高温の蒸気を用いて紙を加熱乾燥させるドライヤーパートに繋がる。その後、紙の耐水性向上・表面強度等の向上を目的に、紙表面に薬品を塗布するサイズプレス、紙に平滑性を与え、かつ厚みを調整するためロール間で加熱・加圧するカレンダーパートに続き、最後に紙を巻き取るリールパートで構成されている。

製紙機械用軸受は、これらの各工程のロール支持用を中心に多数使用されている。また、軸受使用環境としては、工程毎には異なるが、代表的には、水、高温、高速、軽～重荷重となり、かなり厳しい使用条件下で用いられている。

このため、主な軸受損傷としては、摩耗、スミアリング、はく離、割れ等が挙げられる。摩耗、スミアリングといった軽度な軸受損傷も、そのまま放置した場合には、はく離や割れに発展し、異常振動から紙品質に影響を与え、最悪の場合には、ロール表面キズ、また紙切れによる生産ラインの停止を引き起こすこともある。

NSKでは、大きなトラブルに繋がる可能性のあるスミアリングに対して、過去より対策を行ってきた。スミアリングを抑制できる製紙機械用自動調心ころ軸受を以下に紹介する。

3. 製紙機械用スミアリング防止自動調心ころ軸受

3.1 スミアリングについて

スミアリングとは、軸受の内外輪軌道面または、ころ転動面において転がりに伴う滑りと油膜切れで生ずる微小焼き付きの集成によって起こる表面の損傷である(写真1)。主な原因としては、高速・軽荷重、急加



写真1 スミアリング発生例²⁾
Photo 1 Example of smearing

減速、水浸入などによる潤滑不良が考えられ、製紙機械用軸受においても散見されている。

3.2 スミアリングが発生する主な工程

製紙機械では、前述したように高生産性が求められており、それに伴い高速化が進められてきている。一方、各工程の中で軽荷重で使用される用途があり、今後、さらにスミアリングの発生頻度が増える可能性がある。

具体的な用途としては、プレスパートのサクシヨールール用軸受(図2)、または、カレンダーパートのソフトニップカレンダーロール用軸受(図3)が挙げられる。

サクシヨールールは、ロール内部のサクシヨールールボックスから真空ポンプにより紙の水分を吸引する機構を持ったロールであり、サクシヨールール内側軸受はサクシヨールールボックスを支持する構造のため軽荷重で使用される。また、ソフトニップカレンダーは、トップ・ボトム2段の大形ロール間で紙を加熱・加圧する装置であり、トップロールは、ロール自重に対して相反する向きにニップ圧が加わる。このため、トップロールに使用される軸受も軽荷重で使用される。

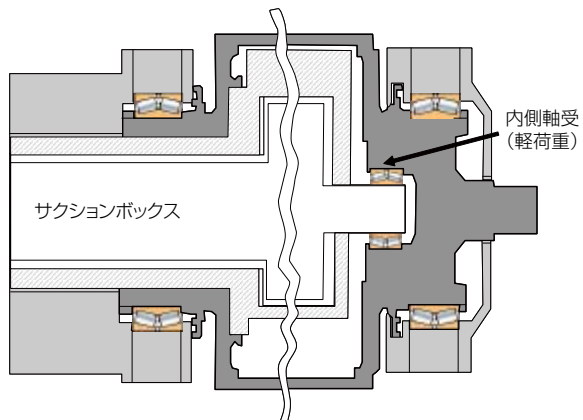


図2 サクシヨールール
Fig. 2 Suction roll

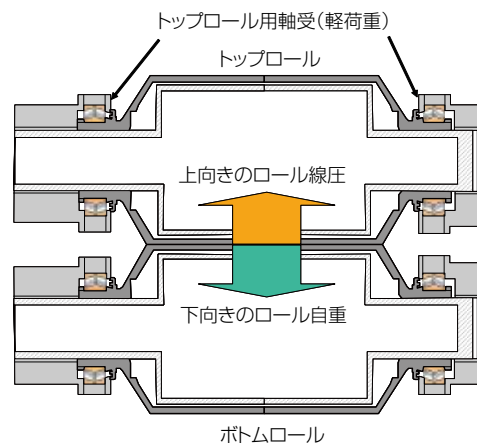


図3 ソフトニップカレンダーロール
Fig. 3 Soft calender rolls

3.3 ダイヤモンドライクカーボン被膜

ダイヤモンドライクカーボン被膜(以下DLC被膜)を用いてスミアリングの発生を著しく抑制する技術について、以下に紹介する。

DLC被膜とは、複合カーボン層及び下地層から構成されたダイヤモンドとグラファイトの中間に位置する炭素からなる硬質皮膜であり、一般的に耐摩耗性、耐焼付き性、耐薬品性等に優れている。

しかしながら、軸受使用環境下ではDLC被膜に数GPa程度の高面圧が負荷されるため、被膜の密着性に対する問題を抱えていた。

密着性を低下させる要因としては、母材と下地層及び

下地層と複合カーボン層間の原子構造の違いによる結合性の低下が考えられる。

結合性を向上させるため、密着性改善被膜(図4)では、下地層には母材と原子構造が近似した成分を採用した。また、下地層と複合カーボン層の間に中間層を設け、下地層から複合カーボン層にかけて原子構造が徐々に変化する構成を採用した。これらの結果、DLC被膜の密着強度性能が著しく改善した。

さらに軸受への実用化にあたっては、製造コストと性能の観点から、内外輪軌道面ところ転動面の直接接触を防止することが有効であるため、ころ転動面のみ被膜を施す仕様にするるとよい。

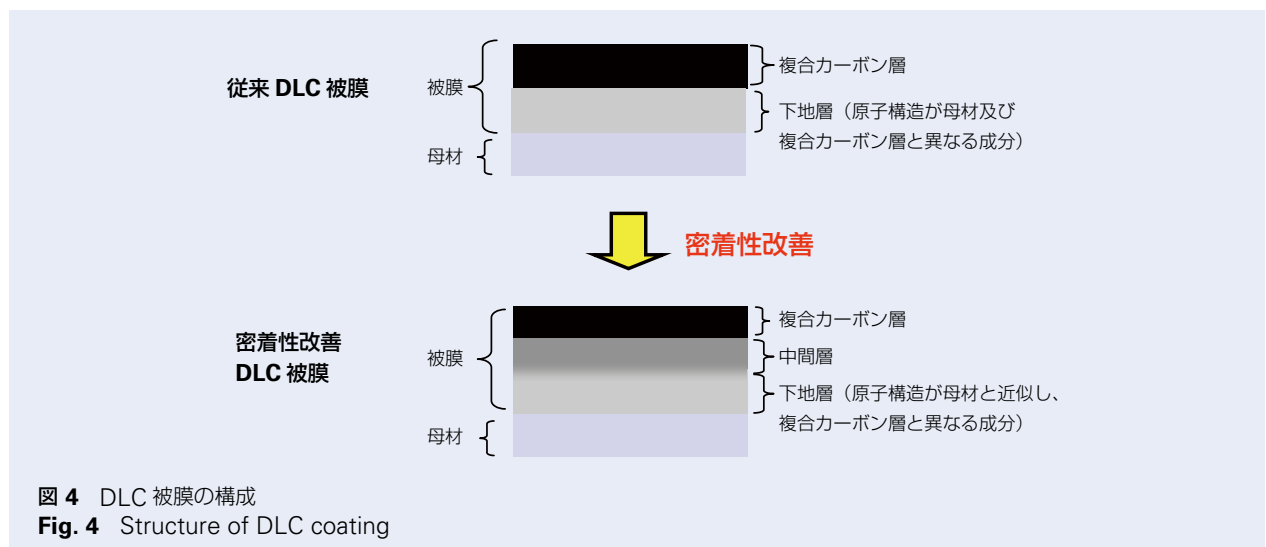


図4 DLC被膜の構成
Fig. 4 Structure of DLC coating

3.4 評価試験結果

3.4.1 2円筒試験機による評価

スミアリング防止効果を確認するため、要素試験として、2円筒試験機を用いて評価を行った。図5に試験機構造を示す。2つの円筒を回転させ、お互いの回転に速度差を設けた状態で滑り接触させ、スミアリ

ングを発生させた。

図6に、DLC被膜品及び未処理品の試験結果を示す。未処理品が約1.5時間でスミアリングが発生したのに対して、DLC被膜品は約200時間経過後も、スミアリングが発生しないことを確認した。

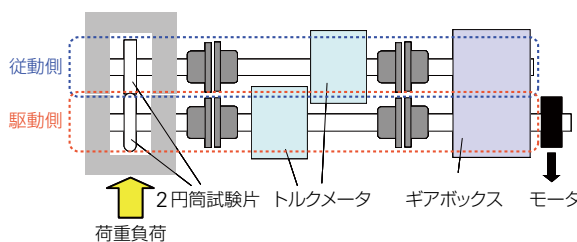


図5 2円筒スミアリング試験機構造
Fig. 5 Structure of two-cylinder smearing test rig

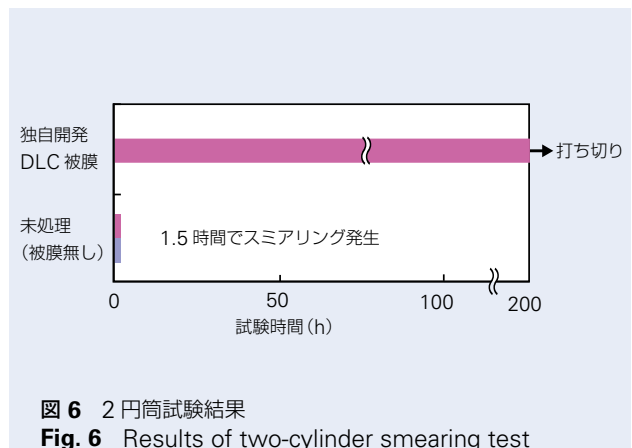


図6 2円筒試験結果
Fig. 6 Results of two-cylinder smearing test

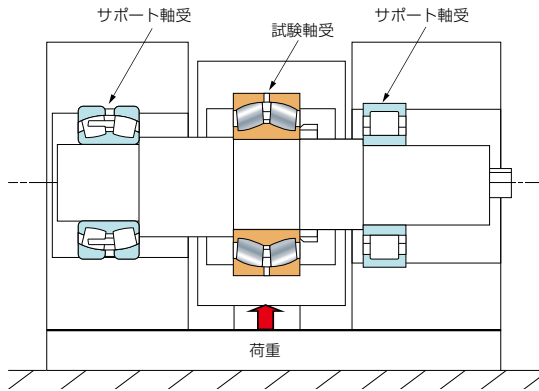


図7 軸受回転試験機構造
Fig. 7 Structure of bearing rotating test rig

3.4.2 軸受回転試験

図7に軸受回転試験機構造を示す。本試験では、ころ転動面にDLC被膜を施した自動調心ころ軸受を軽荷重に加え、境界潤滑下にて評価を行ったものである。表1に、ころ転動面にDLC被膜を施した軸受と未処理軸受における試験結果を示す。

未処理軸受は、外輪軌道面及びころ転動面にスミアリングの発生が確認された。一方、DLC被膜軸受は、内外輪軌道面およびころ転動面にスミアリングの発生は確認されなかった。

以上、DLC被膜を自動調心ころ軸受のころ転動面に施すことにより、今後、さらなる製紙機械の高速化においてもスミアリングの発生を抑制でき、設備の安定稼働及びメンテナンスの軽減に貢献できるものと期待している。

表1 軸受回転試験結果
Table 1 Results of bearing rotating test

	外輪軌道面	内輪軌道面	転動体転動面
未処理品	発生	なし	発生
DLC被膜品	なし	なし	なし

発生：スミアリング発生
 なし：スミアリング発生なし

4. あとがき

今後も製紙機械の生産効率向上に貢献すべく、高性能軸受を開発し続け、製紙産業のより一層の発展を支え続けていきたいと考える。

本稿は、月刊トライボロジーに投稿した記事を改めて掲載したものである。

参考文献

- 1) 日本精工カタログ, "製紙機械用軸受", CAT. No. 1266a 2009 A- 8, P. 5-P. 7
- 2) 日本精工パンフレット, "ベアリングドクター", P. 15
- 3) 武田 和伸, "製紙機械用軸受の技術動向", 月刊トライボロジー, 4月号 (2010), P. 1-P. 3

工作機械における直動転がり案内の技術動向

小林 茂晴*



小林 茂晴

Technological Trends in Linear Guides for Machine Tools

S. Kobayashi

As machine tools continue to evolve, various technological demands are being placed on linear guides for use in machine tools. Numerous linear guides, which are a type of linear motion rolling bearing with a rail, are utilized in machine tools functioning as linear motion components. Using the key concepts of high capacity, high rigidity, and high precision, in addition to improving the working environment, this article introduces various issues that face linear guides and the measures required to resolve them.

1. はじめに
2. 高負荷容量・高剛性への対応
3. 高精度への対応

4. 環境対応
5. あとがき

1. はじめに

近年の工作機械の高速化は著しいものがあるが、一方で複合機化による全体の加工時間の短縮、高タクト化がクローズアップされてきている。そのため高速化・高加減速化による直動転がり案内への負荷の増加が、高負荷容量・高剛性の要求につながっている。さらに複雑微細形状の高精度化かつ高品位な出来栄えという要求がある。これには光学・電子機器や微小機械の分野に加え医療分野などからも大きな期待が寄せられている。また、潤滑においては、補給期間の延長あるいはメンテナンスフリー化が強く望まれている。工作機械の案内としては、直動転がり案内の1つであるリニアガイドが非常に多く使用されている。用途の拡大とともに、リニアガイドへの要求に対応する様々な技術開発が行われている。

本稿ではリニアガイドに求められている高精度、高負荷容量・高剛性、環境対応をキーワードに、それぞれのリニアガイドにおける課題とその取組みを紹介する。

2. 高負荷容量・高剛性への対応

近年の工作機械では工程集約を目的とした複合化や

多軸化の傾向が著しく、さらに加工時間の短縮、高タクト化の要求は強い。高速化・高加減速化によりリニアガイドへの負荷が増加し、高精度化の要求とあいまってリニアガイドの剛性向上にも期待が寄せられている。

最近では高負荷容量・高剛性のローラガイドの工作機械への採用が欧州を中心に進んでいる。ローラガイドの定格荷重は、2004年に制定された国際規格 ISO 14728-1/-2 で以下のように規定されている。

$$C_{100R} = bm \cdot f_c \cdot l_t^{1/36} \cdot i^{7/9} \cdot Z_t^{3/4} \cdot L_{WE}^{7/9} \cdot D_{WE}^{35/27} \cdot \cos \alpha$$

where $f_c = \lambda \cdot 195$, $bm = 1.1$, $\lambda = 0.83$

C_{100R}	: 100 km 定格の基本動定格荷重
λ	: 減少係数
l_t	: 軌道面長さ
i	: 列数
Z_t	: ころ数
L_{WE}	: ころ有効長さ
D_{WE}	: ころ径
α	: 接触角

この式によれば転動体がボールであるリニアガイドと同様に転動体(ころ)径の影響が最も大きくなるのが分かる。

* NSK プレシジョン株式会社 技術本部 LG 技術部

一般的に、ころ端部に過大な接触面圧（エッジロード）が生じてしまうと、ローラガイドの寿命が低下してしまう。そのエッジロードを回避するために、ころ端部にクラウニングと呼ばれる緩やかな傾斜を設けることが有効であるが、必要以上のクラウニングは接触範囲を狭め、負荷容量・剛性の低下を招く要因となる。そこでころの有効長に渡ってほぼ均一な荷重分布が得られるクラウニング形状がFEM解析を基に設計されている。

次に、ころと転走面との接触剛性はボールに比べて非常に大きい。さらに接触部の剛性は相対的に見て構成部材の剛性よりも大きいので、全体の剛性は構成部材の剛性に大きく影響を受けることになる。そこでFEMを駆使し、構成部材の変形を考慮した剛性計算や面圧分布解析などが実施され、最適な設計が実現されている。図1に外部荷重と変位の関係を示す。計算結果は構成部材の剛性を考慮した時としない時（部材剛体）の両方を示す。構成部材を剛体とした計算では、荷重に対する変位が実測に比べて非常に小さく、剛性をかなり過大に見積もっている。この結果から、やはりローラガイドの剛性には部材剛性がかなり影響していることが確認できる¹⁾。また、ベアリングの締結ボルト数を従来の4本締結から6本締結にすることによって、引張方向の剛性が6%～25%変化することも検証されており、このことから部材剛性の影響を確認している。

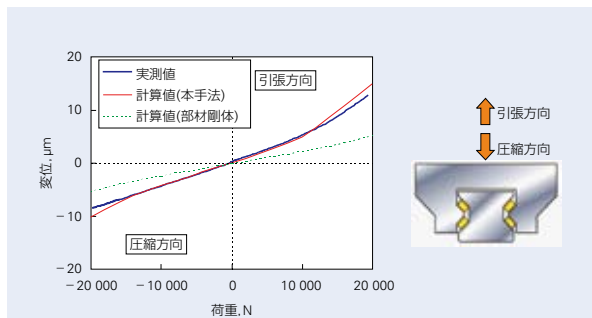


図1 荷重 - 変位特性の計算値と実験値の比較例 (サイズ # 35)¹⁾
 Fig. 1 Comparison of calculated and experimental results of roller guide deformation (model size # 35)

3. 高精度への対応

金型加工機や精密旋盤などでは、仕上げ面の高精度化の要求がますます厳しくなっている。摩擦が小さく、NCへの追従性に優れる転がり案内は、NC制御の向上とあいまって機械の高精度化に適した案内であるが、超高精度加工機分野ではリニアガ

イドの持つ運動精度誤差が問題となり、静圧案内が使用されてきた。しかし、静圧案内は高価であり振動減衰能力が小さいことなどから、取り扱いが容易で比較的安価な転がり案内であるリニアガイドで静圧案内に近い運動精度を実現させたいという要望が高まってきている。

リニアガイドの運動精度を低下させる要因としては、図2に示すように転動体の移動に伴う周期的な変位成分である転動体通過振動や、レールのボルト締結に伴うボルトピッチ周期の変形がある。

転動体通過振動は転がり案内の構造上避けられないものであり、転動体直径の2倍周期で発生し、その大きさはリニアガイドから加工点までの距離（オーバーハング量）にほぼ比例して拡大される。この振動を小さくするために、ベアリングの転動体出入り部にはクラウニングが設けられており、それを特殊な形状としてさらに小さくする方法も用いられてきた²⁾。

最近ではこの振動の大きさを簡便的に求められるようになり、振動の大きさをリニアガイドの仕様から事前に推定することが可能となった。この振動の大きさに最も影響を与えるのは、負荷部の有効転動体数すなわちベアリングの長さと同転走面のクラウニングであることが分かっている³⁾。図3に有効転動体数とクラウニングの効果を示す。

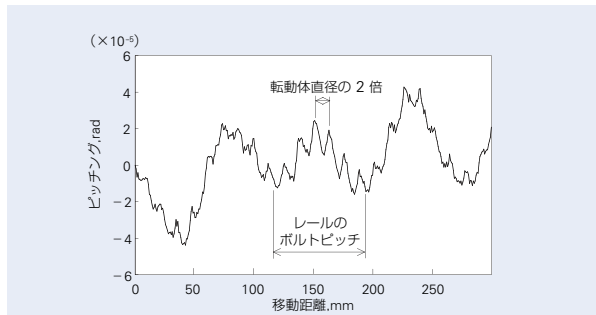


図2 リニアガイド単品の運動精度測定結果³⁾
 Fig. 2 Motion accuracy test result of an NSK linear guide

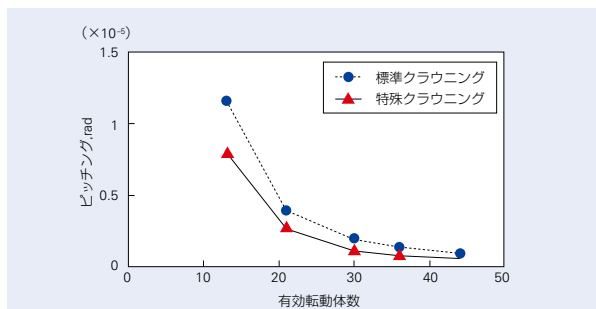


図3 有効転動体数と転動体通過振動の計算値³⁾
 Fig. 3 Effective number of balls and the calculated vibration induced by ball passage

一方、リニアガイドのレールは、ベースとなる部材にボルトによって締結されるため、どうしてもボルトによる圧縮力により変形を生じる。この締結に伴うボルトピッチ周期の変形を小さくするために、レールの取り付けボルトのザグリ深さを深くしたり、取り付けピッチを短くすることで変形の影響を小さくするといった方法が適用されている。図4にボルトを締め付けた際のレールの変形形態を示す。レールの長手方向の位置（ボルト中心からの距離）とレール下溝の中心位置における変形量（沈み込み量）との関係について解析した結果を図5に示す。

このような解析を通じて、ベアリングブロックの長さを標準品の2倍程度に設定し、運動精度をさら

に向上させたスーパーロング仕様のリニアガイドが開発されている。その運動精度評価結果を図6に示す。図6は標準仕様ベアリング8個とスーパーロング仕様ベアリング4個のそれぞれの場合についてテーブル体を構成し、オーバーハング量500mmでの運動精度を測定したものである。スーパーロング仕様のベアリングを使用することで運動精度誤差が1/2以下に抑えられていることが分かる。既にスーパーロング仕様のリニアガイドは精密旋盤や金型加工機の超精密テーブル用としても採用が始まっており、今後ますます静圧案内の領域に迫る勢いを見せていくことが予想される。

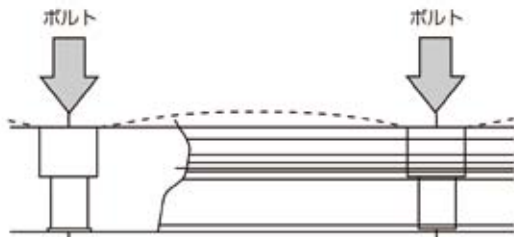


図4 レールの変形形態³⁾
Fig. 4 Mode of rail deformation caused by tighten bolts

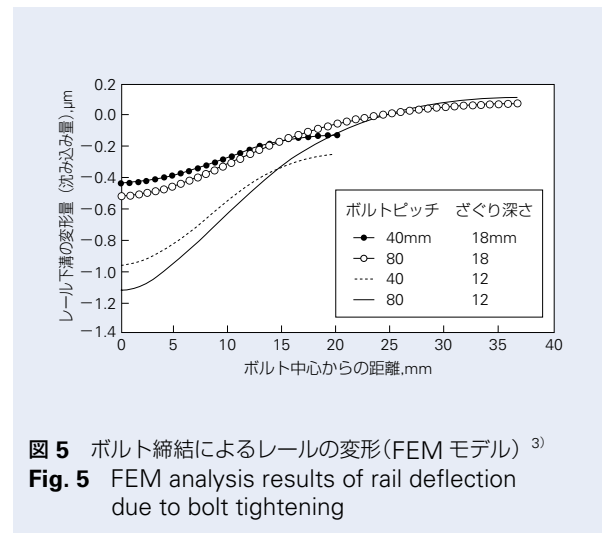


図5 ボルト締結によるレールの変形(FEMモデル)³⁾
Fig. 5 FEM analysis results of rail deflection due to bolt tightening

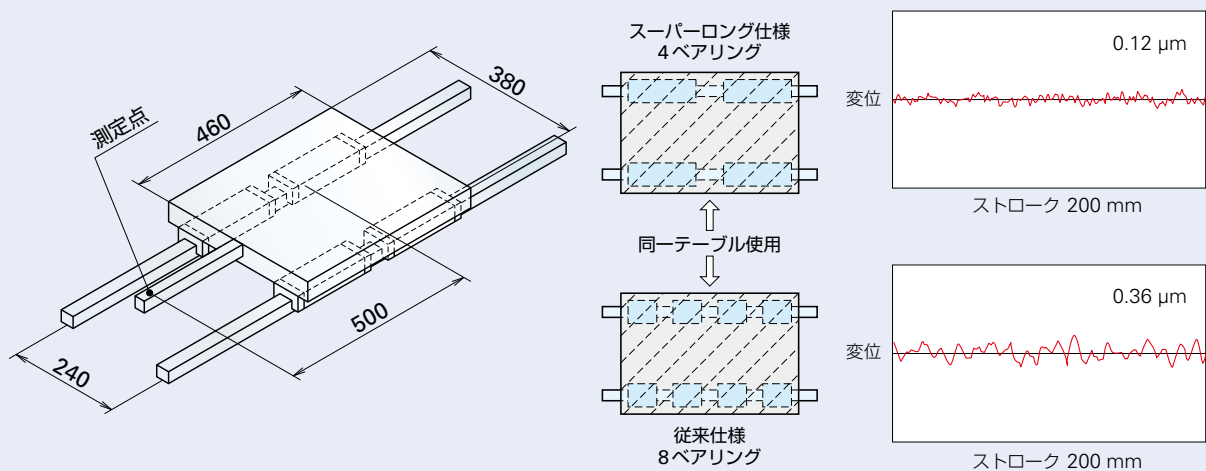


図6 運動精度評価結果⁴⁾
Fig. 6 Motion accuracy test results

4. 環境対応

リニアガイドの潤滑にはグリースが多く用いられている。しかしグリース潤滑は定期的な補給が必要なことから、その補給期間の延長あるいはメンテナンスフリー化が望まれていた。現在では潤滑剤を含有した独自の樹脂材料で成形された潤滑ユニットが開発されており、長期にわたって潤滑剤を供給することが可能となっている。グリース潤滑との併用により、長期メンテナンスフリー化や潤滑剤が消失しやすい産業機械、木工機などの長寿命化、また工作機械においてはオイル潤滑の場合に問題となるクーラントへの潤滑油混入による腐敗、異臭などの環境問題に対しても有効である。

工作機械の使用条件を想定し、異物雰囲気中でのリニアガイドの過酷耐久試験が行われている。写真1に試験の様子を示し、試験の潤滑及びシール条件を表1に、試験結果を表2に示す。

グリースのみでの潤滑では、グリースが異物液に洗い流されてしまうため、走行寿命はオイル潤滑に

対し1/5の結果となったが、潤滑ユニットを装着することによって摩耗の発生・進行が大幅に抑制されており、オイル潤滑以上の走行距離が得られている。このことから工作機械においても潤滑ユニットの有効性が実証されている⁵⁾。

また、多量の異物がリニアガイドに降り掛かる苛酷な環境ではジャバラなどのカバーでリニアガイドを覆うことで異物が直接付着しないよう対策がとられている。しかしながら、微細な異物や大量の異物が降り掛かる場合には、ジャバラなどのカバーだけで異物の侵入を完全に防ぐことは困難である。また装置の構造上カバーを装着できない場合もある。そのため、このような環境の中でも使用できるリニアガイドが求められていた。現在ではリニアガイドに直接装着できる特殊な多段リップ構造のシールが開発されている。このシールは外部からの異物が侵入しにくく、かつベアリング内部の潤滑剤が流出しにくい構造となっている。

高防塵シール装着型リニアガイドを写真2に、



写真1 異物耐久試験の様子⁵⁾

Photo 1 Linear guide undergoing durability testing

表1 耐久試験の条件

Table 1 Durability test conditions

異物液	: 切削液+鋳物粉 (液中:2日/週)
リニアガイドのサイズ	: レール幅サイズ#45
予圧荷重	: 重予圧
外部荷重	: 100N/ベアリング
送り速度	: 平均24 m/min
ストローク	: 400 mm
潤滑, シール仕様	
No.1	: グリース (初期のみ)+潤滑ユニット片側4枚+標準シール
No.2	: グリース (初期のみ)+標準ダブルシール
No.3	: #68オイル (間欠給油)+標準ダブルシール

表2 耐久試験の結果

Table 2 Durability test results

サンプル	潤滑条件	走行距離 (km)	継続走行	すきま (μm)	はく離
No.1	グリース+潤滑ユニット	3 600	可	予圧残存	なし
No.2	グリースのみ (初期のみ封入)	600	不可	30~40	なし
No.3	間欠給油	3 000	可	15~20	あり



写真2 高防塵シール装着型リニアガイド V1 シリーズ⁶⁾

Photo 2 V1 series of NSK linear guide

高防塵シールによる異物通過試験の様子を写真3に、その結果を図7に示す。高防塵シールを装着することにより、標準シングルシールに比べ異物侵入量を1/10以下に抑えられることが確認されている。異物雰囲気中の過酷耐久試験では、潤滑ユニットとの併用により従来比4倍以上の長寿命も確認されている。

また、最近では切削性を向上させるためにシンセティックタイプのクーラントが多用されるようになり、それらがシール材料の劣化に影響を与えていた。リニアガイドのシール材料には耐クーラント性に優れた材料やその配合を変化させたものが選択され、各種クーラントに対する浸漬試験により、その有効性が確認されている。

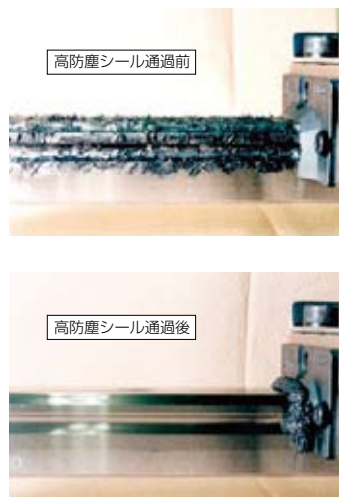


写真3 高防塵シールによる異物通過試験の様子⁶⁾
Photo 3 Highly dust-proof seal testing against foreign matter

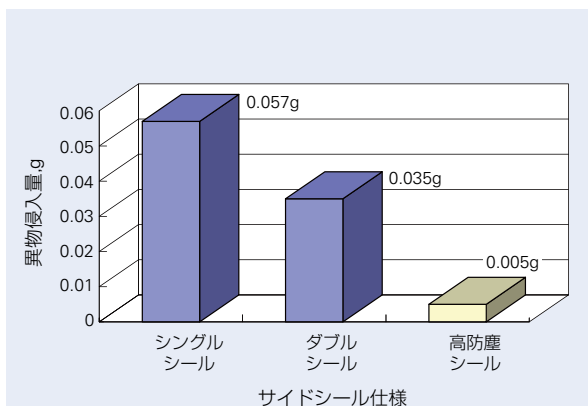


図7 異物通過試験の結果
Fig. 7 Results of highly dust-proof seal testing against foreign matter

5. あとがき

工作機械の高精度化、高負荷容量・高剛性化、環境対応への要求に応じたリニアガイドの技術開発の例を紹介した。今後、工作機械市場からの要求は、ますます厳しくなることが予想され、リニアガイドに対する課題もどんどん変化していく。その変化とスピードに対応するため、さらなる開発や解析を進めていく必要があると考えている。

本稿がリニアガイドを使用した工作機械の性能向上の一助となれば幸いである。

本稿は、月刊トライボロジーに投稿した記事を改めて掲載したものである。

参考文献

- 1) 松本 淳, “リニアガイドの特性解析”, NSK Technical Journal, No. 676 (2003)
- 2) 山口利明, “位置決め精度に対するボールねじ・直動案内の影響”, NSK Technical Journal, No. 650 (1989)
- 3) 加藤総一郎, 松本淳, “NSK リニアガイドの高精度化技術開発”, NSK Technical Journal, No. 669 (2000)
- 4) NSK カタログ, “NSK リニアガイド ハイアキュラシーシリーズ”, CAT. 3329 2005 E-9
- 5) 加藤総一郎, “リニアガイド用「NSK K1 シールの開発」”, NSK Technical Journal, No. 664 (1997)
- 6) NSK カタログ, “高防塵 NSK リニアガイド V11 シリーズ”, CAT. No. 3330b 2006 E-3
- 7) 小林茂晴, “工作機械における直動転がり案内の技術動向”, 月刊トライボロジー, 1月号 (2008) 12-15

商品

紹介

脱落防止タブ付きスラストニードル軸受

Thrust Needle Bearings with Retention Tabs

通常トランスミッションの組立ては、その容易性のため、縦方向に組み立てられることが多い。そのうち、一部のスラストニードル軸受は、上側の部材にワセリン等で固定されているものがあるが、確実に組み立てられていない可能性もある。

このような場合でも組立てを確実に出来るようにするため、脱落防止用タブ付きスラストニードルを開発したので、ここに紹介をする。

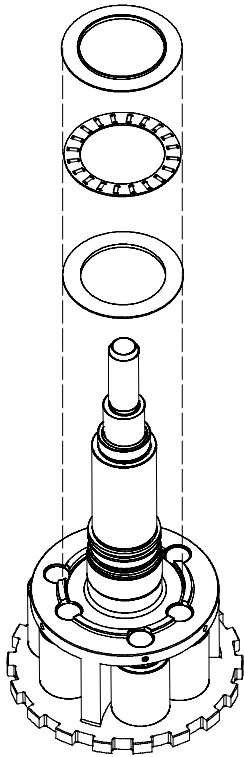


図 1 トランスミッションの組立て例

Fig. 1 Exploded view of bearing in a transmission assembly

1. 構成(構造)および仕様

軸受のレースに脱落防止タブを設けてある。

タブはスラスト軸受のレース内径側及び外径側どちらにも複数箇所設けることができる。



写真 1 脱落防止タブ付きスラストニードル軸受 (内径側タブ)

Photo 1 Newly developed thrust needle bearing with retention tabs (Tabs on bore diameter side)



写真 2 脱落防止タブ付きスラストニードル軸受 (外径側タブ)

Photo 2 Newly developed thrust needle bearing with retention tabs (Tabs on outside diameter side)

2. 特長

従来から用いていた逆組み防止タブのような従来型タブ形状では組込時の荷重が大きく、またタブ割れが発生する。

本タブ形状を採用することにより、タブのボリューム調整が可能となり、組込時のタブ割れの発生をなくすることができる。



写真3 従来型タブ
Photo 3 Conventional tab



写真4 脱落防止タブ（内径側タブ）
Photo 4 Newly developed retention tab
(Tab on bore diameter side)



写真5 脱落防止タブ（外径側タブ）
Photo 5 Newly developed retention tab
(Tab on outside diameter side)

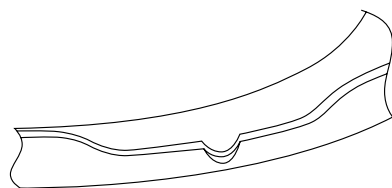


図2 従来型タブ形状概略図
Fig. 2 Close-up drawing of a conventional tab

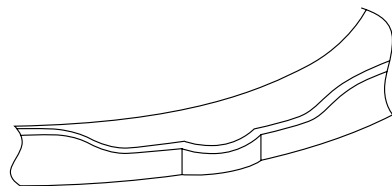


図3 脱落防止タブ形状概略図
Fig. 3 Close-up drawing of the retention tab

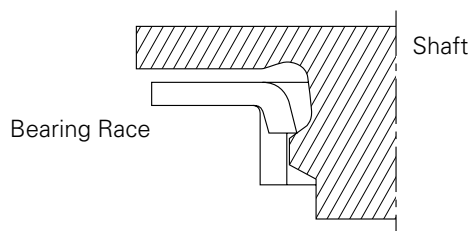


図4 シャフトへの組込例
Fig. 4 Example of bearing mounted on a shaft

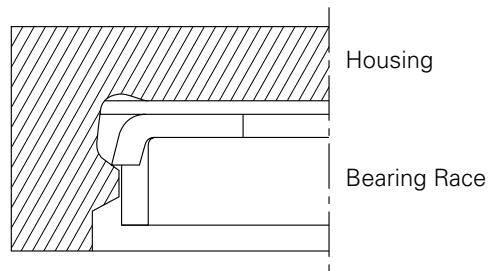


図5 ハウジングへの組込例
Fig. 5 Example of bearing mounted in a housing

3. 用途

自動車用、その他脱落防止が必要な部位へ使用可能である。デュアルクラッチトランスミッション(DCT)やオートマチックトランスミッション(AT)のハウジングや軸へ、組込後の軸受脱落防止として採用されている。

商 品

紹 介

カートリッジ式ターボチャージャ軸受

Cartridge-Type Ball Bearings for Turbochargers

自動車用ターボチャージャは、CO₂削減、燃費改善の手段として装着率が増加している。ターボチャージャの軸受部を、従来主流であった滑り軸受方式から転がり軸受方式とすることで、軸受の機械損失を低減し、ターボチャージャ効率を向上させる開発が、各社において進められている。

NSKではこの市場ニーズに応えるべく、軸受周辺部品をユニット化しカートリッジ式とした、カートリッジ式ターボチャージャ軸受を開発したので、以下に紹介する。



写真 1 カートリッジ式ターボチャージャ軸受全体像
Photo 1 Cartridge-type ball bearings for turbochargers

1. 構成(構造)および仕様

ターボチャージャの構造を図 1 に示す。(a)はカートリッジ式軸受、(b)は単列玉軸受を組合せた例である。いずれも軸受は、高速回転用一体型もみ抜き保持器を使用した、カウンタポアタイプのアンギュラ玉軸受が適用される。

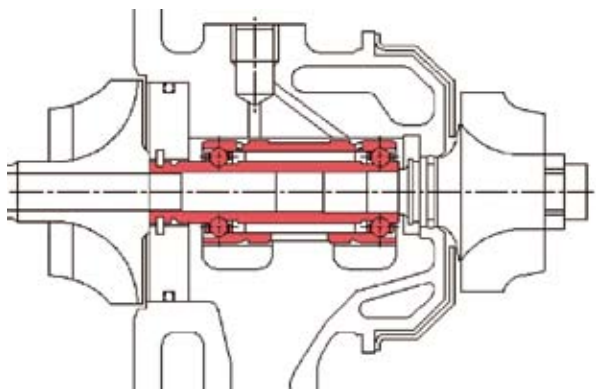


図 1 (a) カートリッジ式ターボチャージャ構造
Fig. 1 (a) Cartridge-type ball bearing for turbochargers

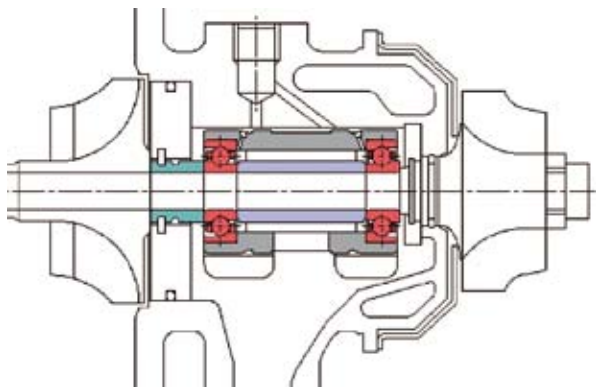
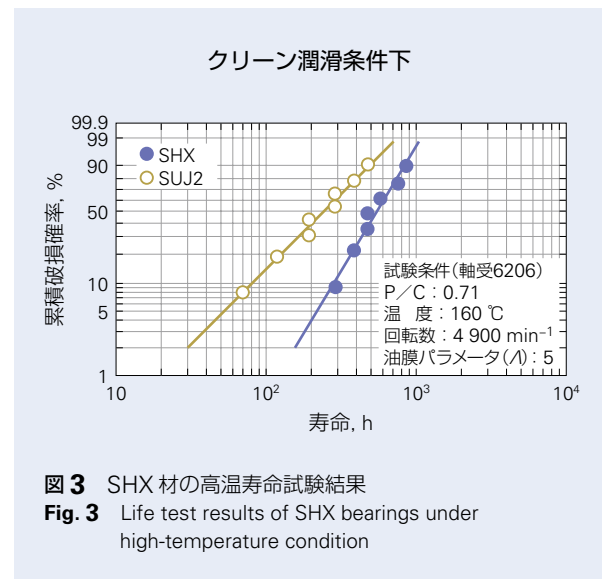
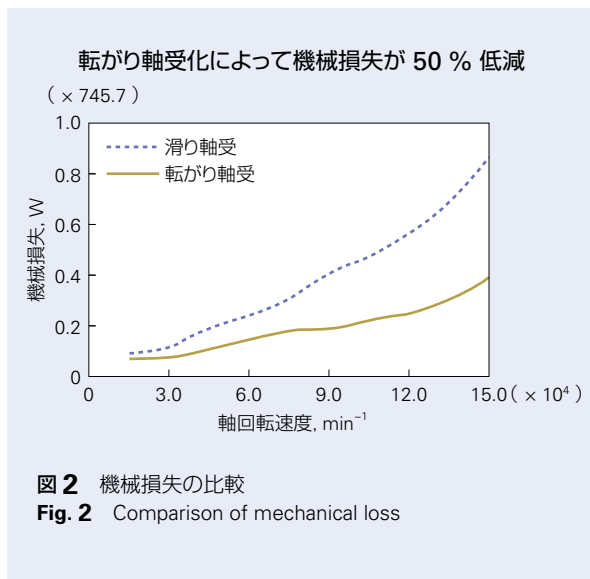


図 1 (b) 単列アンギュラ組合せターボチャージャ構造
Fig. 1 (b) Single-row angular contact ball bearings for turbochargers



2. 特長

転がり軸受ターボチャージャと従来の滑り軸受ターボチャージャの機械損失性能比較について図 2 に示す。転がり軸受は、滑り軸受と比較して約 50 % の機械損失低減効果が得られる。転がり軸受の特長を以下に示す。

2.1 カートリッジユニット化による部品精度向上

スリーブ、間座といった軸受周りの部品点数が削減できることから、ユニットとしての部品精度が向上し、ターボチャージャのアンバランス精度を改善させることが可能。また、組立工数の改善にも繋がる。

2.2 高温長寿命

軸受の軌道輪に耐熱開発材 SHX を採用し、高温条件下での転がり寿命、耐焼付き性、耐摩耗性を向上させた。図 3 に SHX 材の高温寿命試験結果を示す。

3. 用途

自動車用ターボチャージャへ採用されており、ターボチャージャの小型化による高温高速化への対応も可能。

4. まとめ

NSK はカートリッジ式ターボチャージャ軸受の生産体制を整え、量産している。今後も市場ニーズに応えるべく高性能な軸受の開発を行っていく。

商品

紹介

産業機械向け高機能標準 NSKHPS アンギュラ玉軸受

High-Performance Standard NSKHPS Angular Contact Ball Bearings for Industrial Machinery

ポンプ、コンプレッサー、ギヤボックス、ロボットなど多くの産業機械は、高い信頼性はもちろんのこと、メンテナンスの容易さ、ランニングコストの低減、高効率、省エネルギーや環境に優しいことが要求されている。このため、産業機械に使用される軸受には、長寿命、高速回転、高精度などが求められている。NSKは、これらのニーズにお応えし、下記の優れた特長を持つ産業機械向け高機能標準“NSKHPS アンギュラ玉軸受”（写真 1）を開発し商品化したので、以下に概要を紹介する。

1. 軸受の特長

産業機械向け高機能標準“NSKHPS アンギュラ玉軸受”（写真 1）の特長を以下に示す。

(1) 軸受寿命当社比最大 90 % 向上

軸受の最適な内部設計と独自の材料技術により、軸受寿命が当社従来比で最大 90 % 向上した。これにより、メンテナンスの頻度が減り、ランニングコストの低減に貢献できる。また、同一設定寿命では軸受の小型化が可能となり、機械の小型化、省エネルギーに貢献できる。



写真 1 産業機械向け高機能標準 NSKHPS アンギュラ玉軸受
Photo 1 High-performance standard NSKHPS angular contact ball bearings for industrial machinery

(2) 許容回転数当社比最大 20 % 向上

軸受の最適な内部設計と精密な加工・製造技術により、軸受の許容回転数が従来品と比べ 15 % ~ 20 % 向上した。これにより、産業機械の高速化が可能となり、作業効率の向上に貢献できる。

(3) 容易で高精度な軸方向の位置決めが可能

精密な加工・製造技術により、軸受回転精度 P5 級、寸法精度 P6 級、アンギュラ玉軸受の組合せ（図 1）を自由とし、容易で高精度な位置決めを可能（表 1, 表 2）とした。これにより、産業機械の組み立てやメンテナンスを容易にすると共に、機械の高効率化に貢献できる。

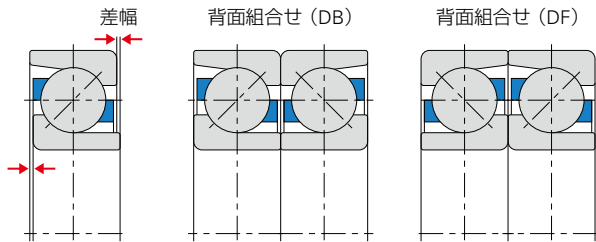


図 1 軸受の組合せ例
Fig. 1 Examples of bearing arrangements

表 1 軸受精度の比較

Table 1 Comparison of bearing accuracy

例：7313 B (φ 65 × φ 140) 単位 mm

		標準	NSKHPS
寸法精度	内輪内径	0/-0.015	0/-0.012
	外輪外径	0/-0.018	0/-0.015
回転精度	内輪ラジアル振れ	max 0.020	max 0.005
	外輪ラジアル振れ	max 0.040	max 0.011
	内輪アキシャル振れ	N/A	max 0.008
	外輪アキシャル振れ	N/A	max 0.013
	内輪横振れ	N/A	max 0.008
組合せ アキシャルすきま公差		0.040	0.012

表 2 アキシャルすきま（測定）

Table 2 Measured axial clearances

内径		NSKHPS CNB			NSKHPS GA		
超え	以下	最小	最大	公差幅	最小	最大	公差幅
(mm)		(μm)			(μm)		
12	18	17	25	8			
18	30	20	28	8	-2	6	8
30	50	24	32	8			
50	80	29	41	12	-3	9	12

(4) 用途に合わせた3種類の保持器をラインアップ
保持器として、高温下での強度が高いナイロン
46樹脂、耐油・耐薬品性に優れるL-PPS樹脂、
高い信頼性の銅合金の3種類(図2)をラインア
ップした。これにより、様々な産業機械に要求され
る信頼性向上に大きく貢献できる。

2. 仕様

本シリーズでは、内径 12 mm ~ 80 mm をライ
ンアップした(表3)。

3. まとめ

産業機械向け高機能標準“NSKHPS アンギュラ玉
軸受”は、メンテナンス期間延長によるランニングコ
スト低減や小型化・省エネルギー化、組立て作業効率
の向上、機械効率の向上に貢献できる。また、使用環
境に対応した保持器をラインアップしており、様々な
用途に適応することができる。

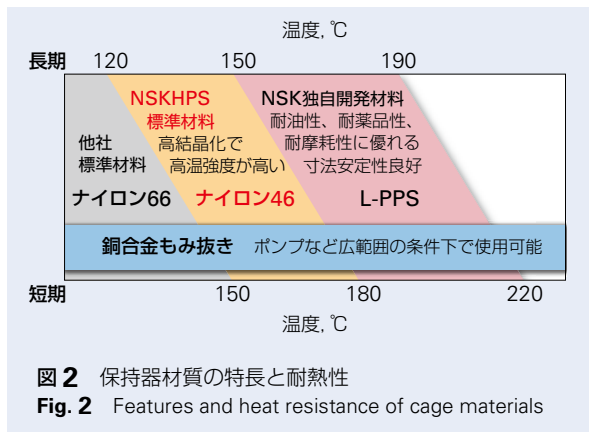


表3 呼び番号一覧表
Table 3 Bearing table

内径 (mm)	Bearing No.	基本定格荷重 (N)				許容回転数 (min ⁻¹)	
		NSKHPS		標準品		NSKHPS	標準品
		C _r	C _{or}	C _r	C _{or}		
12	7201B(EA)	8 150	3 750	7 450	3 750	30 000	26 000
	7301B(EA)	11 100	4 950	8 850	4 200	26 000	22 000
15	7202B(EA)	9 800	4 800	7 950	4 300	26 000	22 000
	7302B(EA)	14 300	6 900	12 500	6 600	22 000	19 000
17	7203B(EA)	11 600	6 100	9 950	5 500	22 000	19 000
	7303B(EA)	16 800	8 300	14 800	8 000	20 000	17 000
20	7204B(EA)	15 600	8 150	13 300	7 650	19 000	16 000
	7304B(EA)	19 800	10 500	17 300	9 650	18 000	15 000
25	7205B(EA)	17 600	10 200	14 800	9 400	17 000	14 000
	7305B(EA)	27 200	14 900	24 400	14 600	15 000	13 000
30	7206B(EA)	23 700	14 300	20 500	13 500	14 000	12 000
	7306B(EA)	36 500	20 600	31 000	19 300	13 000	11 000
35	7207B(EA)	32 500	19 600	27 100	18 400	12 000	10 000
	7307B(EA)	40 500	24 400	36 500	24 200	11 000	9 500
40	7208B(EA)	38 500	24 500	32 000	23 000	11 000	9 000
	7308B(EA)	53 000	33 000	45 000	30 500	10 000	8 500
45	7209B(EA)	40 500	27 100	36 000	26 200	10 000	8 500
	7309B(EA)	62 500	39 500	58 500	40 000	9 000	7 500
50	7210B(EA)	42 000	29 700	37 500	28 600	9 500	8 000
	7310B(EA)	78 000	50 500	68 000	48 000	8 000	6 700
55	7211B(EA)	51 500	37 000	46 500	36 000	8 500	7 100
	7311B(EA)	89 000	58 500	79 000	56 500	7 500	6 300
60	7212B(EA)	61 500	45 000	56 000	41 500	7 500	6 300
	7312B(EA)	102 000	68 500	90 000	65 500	6 700	5 600
65	7213B(EA)	70 000	53 500	63 500	52 500	7 100	6 000
	7313B(EA)	114 000	77 000	102 000	75 500	6 300	5 300
70	7214B(EA)	75 500	58 500	69 000	58 000	6 700	5 600
	7314B(EA)	124 000	87 500	114 000	86 000	6 000	5 000
75	7215B(EA)	78 500	63 500	68 500	58 500	6 300	5 300
80	7216B(EA)	87 500	70 000	80 500	69 500	6 000	5 000

商 品

紹 介

低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受

Low-Torque, Highly Rigid, Thin-Section, Angular Contact Ball Bearings Fitted with Outer Seals

医療・バイオ分野，光学部品，自動車など幅広い業界において，加工精度の向上や搬送工数の削減などFA機器の高精度化，効率化のニーズが高まってきている．これに伴い，搬送や加工用途のアクチュエータやロボットの関節部においては，従来のギヤ駆動に代わって，高精度な位置決めを可能にするDDモータの採用が広がっており，軸受には，より一層の低トルク，高剛性への対応が求められている．

NSKは軸受内部仕様を最適設計し，低トルクでトルク変動の小さいコンパクトで高剛性な省エネアンギュラ玉軸受を開発し商品化した（写真1）．

1. 構成（構造）および仕様

低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受の構成を図1に示す．最適内部設計を行い，耐フレッチンググリースを封入し，外側（両側）に高機能でコンパクトな非接触ゴムシールを装着している．



写真1 低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受
Photo 1 Low-torque, highly rigid, thin-section, angular contact ball bearings fitted with outer seals

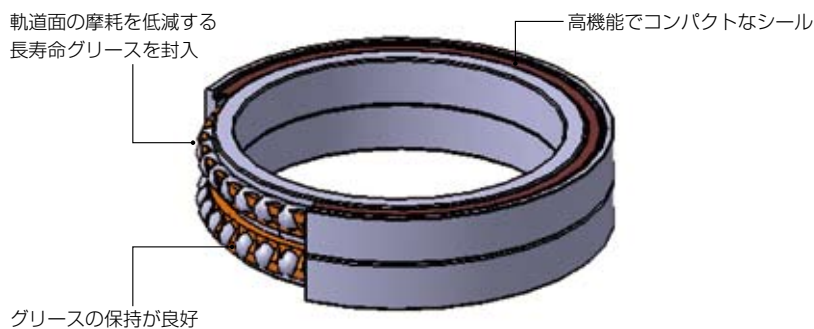


図1 低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受の構造
Fig. 1 Structure of low-torque, highly rigid, thin-section, angular contact ball bearing fitted with outer seals

2. 特長

低トルク・高剛性・シール付き・薄肉アンギュラ玉軸受の特長を下記に示す。

- (1) 低トルク化・低トルク変動による高精度化，省エネ化

現在，搬送装置や位置決めテーブル，産業ロボットなどには，主にクロスローラ軸受（ころ軸受）が使われている．NSKは転動体に玉を採用し，起動トルクを50%，動トルクを最大75%減少させることに成功し（**図2**，**図3**），大幅な省エネ効果の向上とともに，トルク変動も小さく抑え，位置決め精度を高めた。

- (2) コンパクト化と高負荷容量の両立により省スペース化

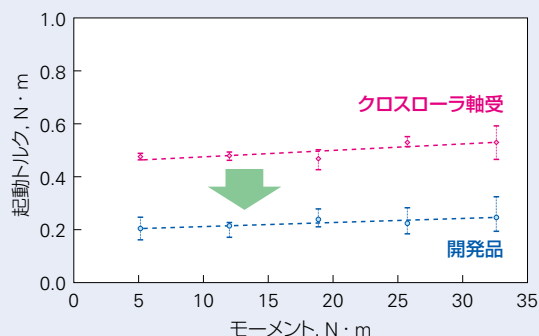
玉径・玉数の最適化を実施することで，クロスローラ軸受と同等以上の剛性，負荷容量を確保するとともに，外径寸法を最大3割小さくすることを可能にした。

- (3) 長寿命化によるメンテナンスフリー化

耐フレッチング性の高いグリースを封入し，シールを装着している．保持器はグリースの保持が良く，耐熱性の高い樹脂保持器を開発した．これにより，クロスローラ軸受に比べ約6倍の寿命を実現した。

3. まとめ

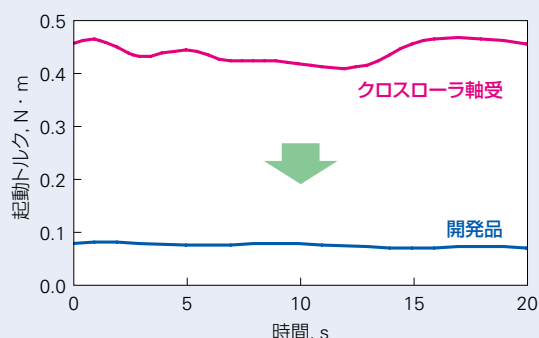
本開発品の採用により，機器の高精度化，省エネ化，省スペース化，メンテナンスフリーを実現することが可能となる。



開発品 : 内径φ 50 mm, 外径φ 65 mm, 幅 14 mm
クロスローラ軸受 : 内径φ 50 mm, 外径φ 80 mm, 幅 13 mm

図2 起動トルクの比較

Fig. 2 Comparison of starting torque



開発品 : 内径φ 50 mm, 外径φ 65 mm, 幅 14 mm
クロスローラ軸受 : 内径φ 50 mm, 外径φ 80 mm, 幅 13 mm

図3 動トルクの比較

Fig. 3 Comparison of dynamic torque

商品

紹介

汎用・高負荷容量・シールド付き深溝玉軸受

General-Purpose, Shielded Deep Groove Ball Bearings with High Load Capacity

重荷重条件で使用される軸受に対して、長寿命化のため軸受の定格荷重を上げたいといったニーズが高まっている。しかし、機械の内部スペースが限られているため軸受サイズの拡大が難しいケース、さらには省エネのため軸受サイズの大型化による摩擦損失を増やしたくないという要求がある。今回、これらの要求に応える優れた特長を持つ汎用・高負荷容量・シールド付き深溝玉軸受を商品化したので以下に紹介する。

1. 構成（構造）および仕様

この汎用・高負荷容量・シールド付き深溝玉軸受は、軸受の内部構造を見直し、基本動定格荷重を従来比最大 26 % 向上させた。また、シールド板の形状も新たにすることで、これまで困難であった高負荷容量性能と密封性能を両立させた。以下にその特長を記す。

2. 特長

(1) 重荷重条件下での長寿命化

超大径ボールを使用しながら玉数を可能な限り増やすことで、同サイズの軸受に対し動定格荷重が最大 26 % 向上した（**図 1**）。これにより、従来比で最大 2 倍の長寿命化を実現した（**図 2**）。

(2) 薄型シールド板の採用

超大径ボールに対応した薄型シールド板を開発し、高負荷容量を実現しながらも、従来品と同サイズで密封性の優れた構造を実現した（**図 3**）。



写真 1 汎用・高負荷容量・シールド付き深溝軸受

Photo 1 General-purpose, shielded deep groove ball bearings with high load capacity

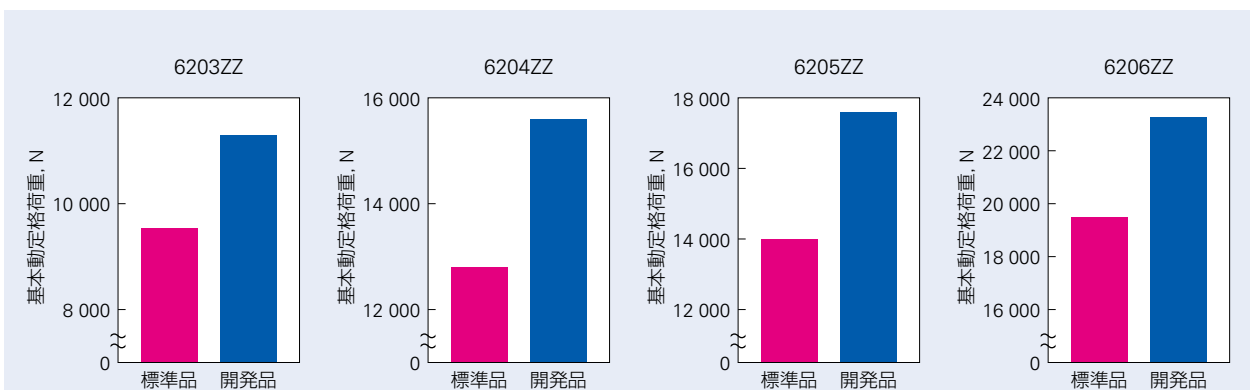


図1 標準品と開発品の基本動定格荷重比較
Fig. 1 Comparison of basic load ratings

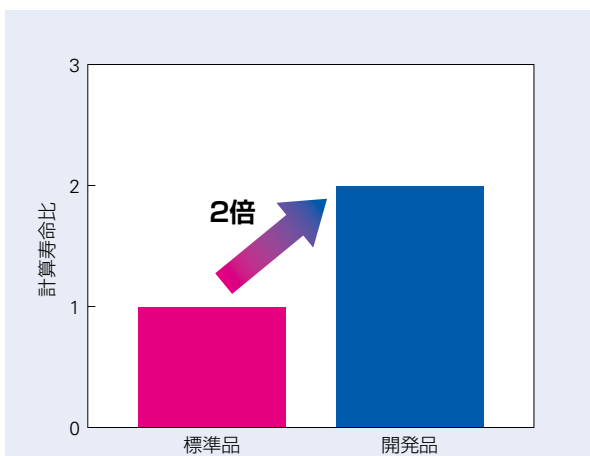


図2 定格疲労寿命比較
Fig. 2 Comparison of basic rating life

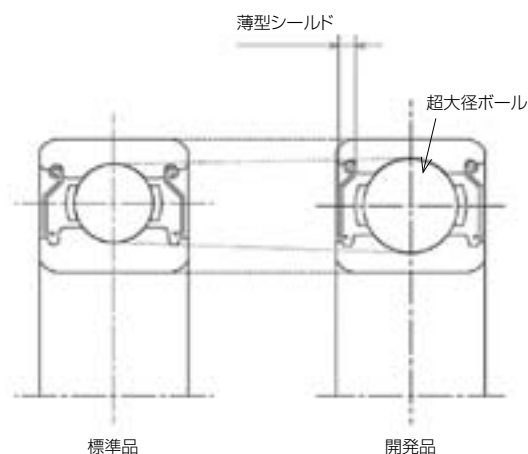


図3 標準品と開発品の断面比較図
Fig. 3 Cross-sectional comparison of a standard bearing and the newly developed bearing

3. 従来品との互換性

この高負荷容量軸受の主要寸法は、ISO規格に準拠しており従来品との互換性を備えている。

4. 用途

モータ減速機、産業ポンプ、農業機械、ドラム式洗濯機など、高い負荷容量が要求される用途に適している。

5. まとめ

重荷重条件で使用される長寿命軸受として新たに開発した汎用・高負荷容量・シールド付き深溝玉軸受について紹介した。今後も多様なユーザーの要求に応えられる開発・展開を進めていきたい。

商 品
紹 介

きね
杵形駆動ロール用高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニット
Highly Reliable & Long-Life Split Cylindrical Roller Bearing Units for Segmented Drive Rolls

近年、船舶及びエネルギー関連向けを中心に厚板鋼板の需要が増えている。連続鋳造設備は、矩形断面の大きなスラブ鋳片を生産するために、高荷重化の傾向にあり、その支持ロール用軸受は、耐荷重性能が求められている。

一方、設備周りのクリーン化ニーズから、潤滑方法は、オイルエア潤滑の採用や廃グリース回収方式が広く用いられてきている。

NSKは、これらのニーズに応えるために、ユニット内部設計を変更し、かつ新シール形式の採用により、従来ユニットよりもさらに高負荷容量化を施し、あらゆる潤滑方式に対応できる“杵形駆動ロール用高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニット”を開発したので、ここに紹介する(写真1)。



写真1 高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニット
Photo 1 Highly reliable & long-life split cylindrical roller bearing units

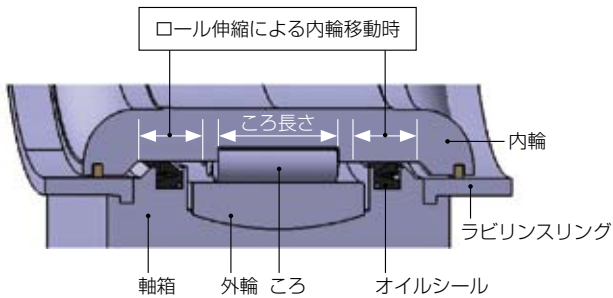


図1 従来品の構造
Fig. 1 Cutaway view of a conventional product

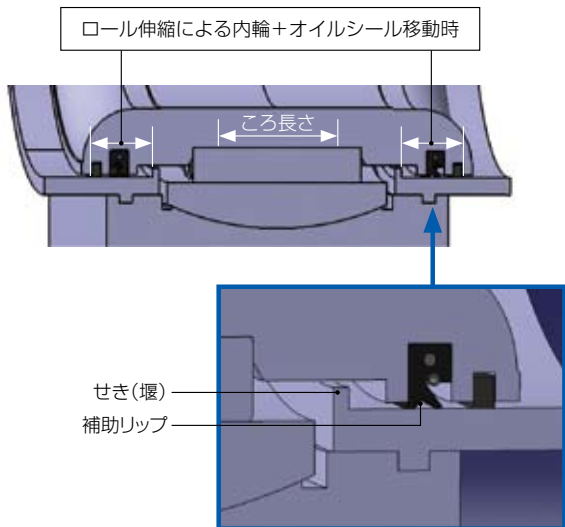


図2 新製品の構造
Fig. 2 Cutaway view of the newly developed product

1. 構造・特長

(1) 長寿命

従来の二つ割り円筒ころ軸受ユニットに使用していたオイルシールの構造は、外輪側に取付ける軸シールタイプ(図1)であり、シールリップは内輪外径面をしゅう動する。一方、ロールは高温である鋳片と接するため、稼働中は熱膨張により伸縮を繰り返される。これに伴い、内輪は軸方向に移動するため、シールリップも同時に移動していた。この軸方向移動量を確保するために、内輪軌道面の幅が制限され、ころ長さにも影響を与えていた。

今回の新しい二つ割り円筒ころ軸受ユニット(図2)では、オイルシールを内輪に固定し、外周シールタイプに変更することにより、シールリップがラビリンスリング内径面をしゅう動する構造を採用した。

これにより、ロール伸縮による軸方向移動の影響を受けることがなくなり、軸受内部のころスペースを広くさせることが可能となった。その結果、従来ユニットと比べて、ころ長さを約30%伸長でき、2倍の長寿命を実現させた。

(2) 設備周りのクリーン化

ラビリンスリングに^{せき}壇を設けた構造を採用することにより、軸受内部にインシヤルオイルが確実に確保できるため、近年、新たな潤滑方法として注目されているオイルエア潤滑にも対応可能である。

また、廃グリース回収を行う場合には、軸受ユニットからのグリース漏れを大幅に削減するために補助リップ付き高信頼性オイルシールを採用している。

これらの構造により、オイルエア潤滑の採用や軸箱からのグリースの漏洩防止が可能となり、連続鋳造設備周りのクリーン化を実現させた。

2. 形状・寸法

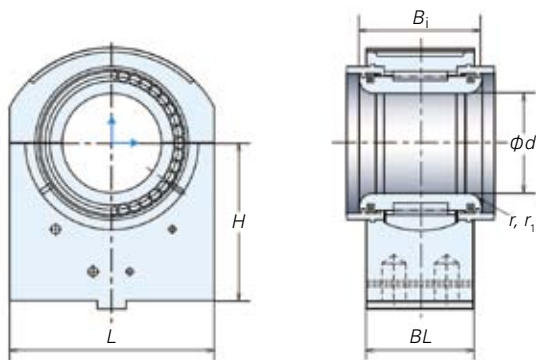
杵形駆動ローラ用高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニットの代表例とその寸法などを表 1 に示す。

3. まとめ

以上、杵形駆動ローラ用高信頼性・長寿命二つ割り円筒ころ軸受ユニットは、連続鋳造設備の軸受寿命延長による突発事故防止とメンテナンスコスト削減に貢献し、また設備周りのクリーン化にも寄与する環境貢献型商品として、今後さらなる拡大が期待されている。

表 1 代表型番の寸法表

Table 1 Specifications of split cylindrical roller bearing units



単位 mm

適用ローラ 外径	ローラネック		呼び番号		基本定格荷重(kN)		主要寸法					アキシアル 許容動き量
	幅 BL	隅 R r ₁	箱軸	軸受	C _r	C _{or}	d	B _i	r	L	H	
210	210	18	100RCPH171	100PHR211	405	950	100	154	18	200	145	10
220	220	15	110RCPH181	110PHR221	450	1 090	110	139	15	220	225	9
225	225	20	110RCPH193	110PHR233	500	1 200	110	154	20	230	180	10
230	230	15	110RCPH191	110PHR231	480	1 120	110	137	15	230	160	8
235	235	20	120RCPH201	120PHR231	540	1 340	120	157	20	234	165	8
240	240	15	115RCPH201	115PHR241	600	1 400	115	173	15	240	220	6
250	250	20	135RCPH211	135PHR251	515	1 350	135	183	20	250	160	10
255	255	20	120RCPH216	120PHR256	630	1 580	120	179	20	255	230	8
260	260	20	140RCPH221	140PHR261	565	1 410	140	184	20	260	185	10.5
265	265	20	140RCPH223	140PHR263	615	1 570	140	191	20	265	250	6
270	270	20	140RCPH231	140PHR271	665	1 750	140	179	20	270	245	6
280	280	20	145RCPH233	145PHR283	675	1 800	145	196	20	280	250	10
295	295	20	150RCPH251	150PHR291	754	1 870	150	208	20	295	310	6
300	300	20	155RCPH251	155PHR301	770	1 970	155	199	20	300	260	8
310	310	20	140RCPH261	140PHR311	840	1 970	140	184	20	310	175	9
320	320	20	160RCPH281	160PHR331	1 070	2 650	160	200	20	330	225	7
330	330	25	170RCPH281	170PHR331	1 100	2 870	170	235	25	330	280	6
335	335	20	180RCPH291	180PHR331	780	1 800	180	169	20	335	217.5	8
340	340	25	180RCPH281	180PHR341	980	2 490	180	235	25	340	280	6
370	370	20	190RCPH331	190PHR391	1 510	3 850	190	233	20	390	280	6

商品

紹介

ツイン駆動用ボールねじ “TW シリーズ”

TW Series of Ball Screws for Twin-Drive Systems

ボールねじは、工作機械を始めとして電動射出成形機、半導体製造装置、ロボット、搬送装置、食品・医療機器などの駆動系要素として幅広く使用されている。その中でも工作機械のマシニングセンタでは、毎分 50 m～60 m 送りの高速機械が増加してきた（2006年の日本工作機械見本市出展機の当社調査結果より）。また、高速送りと共に送り系の剛性向上の要求も高まっている。

このように高速性と高剛性・高精度の送りを実現するため、1 軸のテーブルにボールねじを 2 本並列で配置したツイン駆動の使用が増加している。NSK では、このツイン駆動に最適なボールねじ “TW シリーズ”（写真 1）をラインナップした。

1. 仕様

ボール循環方式：ミドルデフレクタ式（HMD）、
チューブ式、コマ式

軸径：φ 32 mm～φ 63 mm

リード：10 mm～30 mm

精度等級：JIS C5 級

ねじ軸全長：～3 m

オプション仕様：JIS C3 級、中空軸ボールねじ
（強制冷却でさらなる高精度化に対応可能。）



写真 1 ツイン駆動用ボールねじ “TW シリーズ”

Photo 1 TW series of ball screws for twin-drive systems

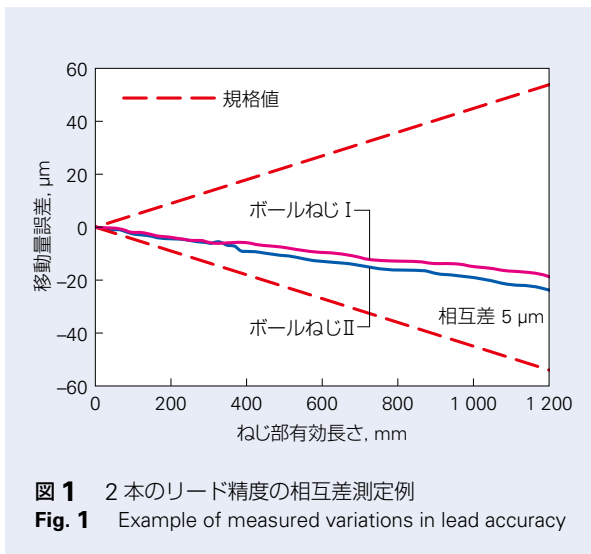


図 1 2本のリード精度の相互差測定例
Fig. 1 Example of measured variations in lead accuracy

2. 特長

TWシリーズは、1軸の送り系にボールねじと、モータをそれぞれ2個使用して駆動するツイン駆動専用のボールねじである。従来のボールねじ1本での駆動に比べ、ねじ軸外径を小さくできる。その結果、モータに作用する慣性（イナーシャ）力が小さくなり、高加減速駆動が容易となった。また、ボールねじの軸径を小さく設定できるため、許容回転速度が上げられ、最高送り速度の向上も可能となる。また従来の大径ボールねじ1本使用より、軸径を小さくしてもボールねじを2本使うことで、系全体のボールナット剛性、軸剛性共に向上できる。

(1) 高精度送りを実現

2本のボールねじのリード精度や予圧動トルクの相互差を管理しているため、並列で使用しても軸伸びの違いによる機械精度の劣化やボールねじの寿命低下を抑えられる。

TWシリーズのリード精度相互差測定結果を図1に、予圧動トルク相互差による熱変位量の違いを図2に、真直度の模式図を図3に示す。

(2) 低騒音

ボールねじを2本並列で使用すると、騒音は理論上約3dB大きくなるが、軸径を小さくできるため騒音の上昇はほとんど無い。

また、ミドルフレクタ式（HMD）を使用することでさらに低騒音にすることが可能である。

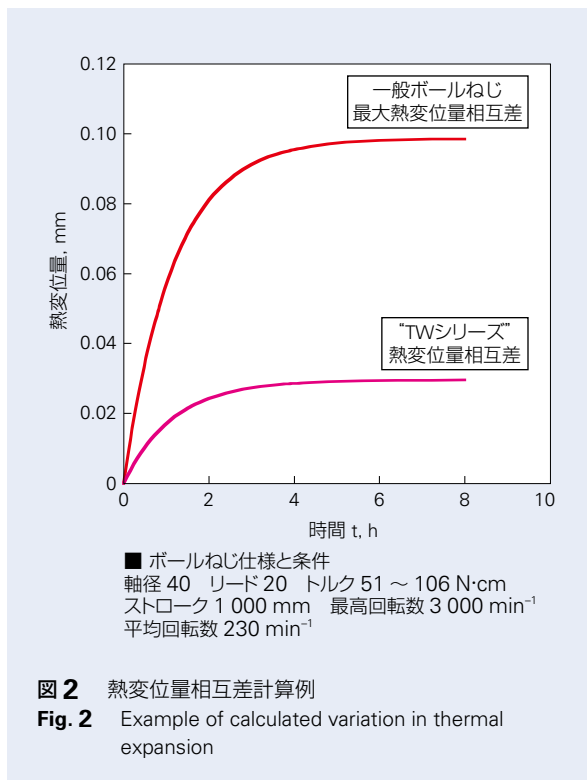


図 2 熱変位量相互差計算例
Fig. 2 Example of calculated variation in thermal expansion

■ ボールねじ仕様と条件
軸径 40 リード 20 トルク 51 ~ 106 N·cm
ストローク 1,000 mm 最高回転数 3,000 min⁻¹
平均回転数 230 min⁻¹

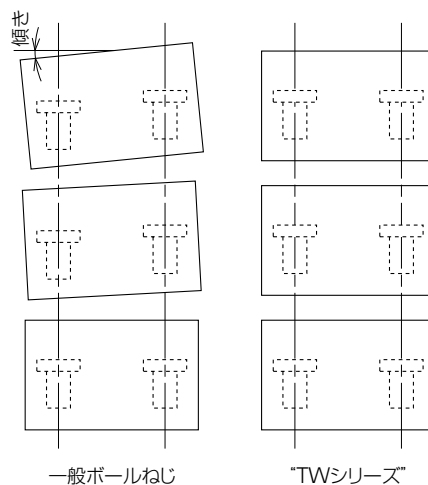


図 3 テーブル真直度の違いの模式図
Fig. 3 Comparative drawings of travel accuracy

3. 用途

マシニングセンタ、複合加工機、大型加工機などに適している。

商品

紹介

高速工作機械用ボールねじ “HMD シリーズ”

HMD Series of Ball Screws for High-Speed Machine Tools

近年の産業界における高能率化要求を背景として、工作機械の高速化が進んでいる。図 1 に JIMTOF におけるマシニングセンタの早送り速度の NSK 調査結果を示す。一般に高速機の象徴とされていた早送り速度 60 m/min 仕様の機械は、調査開始以来右肩上がりで増えており、最高速も 120 m/min に達している。

このような背景から、これらの送り機構に用いられるボールねじにもさらなる高速化が要求されている。しかし、従来のチューブを用いた循環方式での高速化対応では、チューブコストの増大や、音・振動特性の悪化という問題があった。

そこで NSK では従来の循環方式を根本から刷新し、大幅な高速化と静音化を両立した BSS シリーズを開発し、主として搬送用途で高い評価を得てきた。

今回 BSS シリーズで培った高速静音技術を、工作機械用ボールねじに応用し、HMD シリーズとして商品化したので以下に紹介する。



写真 1 高速工作機械用ボールねじ “HMD シリーズ”
Photo 1 HMD series of ball screws for high-speed machine tools

1. 構造および仕様

前述の BSS シリーズはエンドデフレクタと呼ぶ循環部品を用いて、ボールを滑らかに循環させることが最大の特長である。このことで許容回転数の大幅な向上と、劇的な音・振動特性の改善を実現している。しかしエンドデフレクタをナットの両端部に配置しているため、循環回路は 1 列とすることを基本とし、予圧形式はオーバサイズボール予圧としていた。

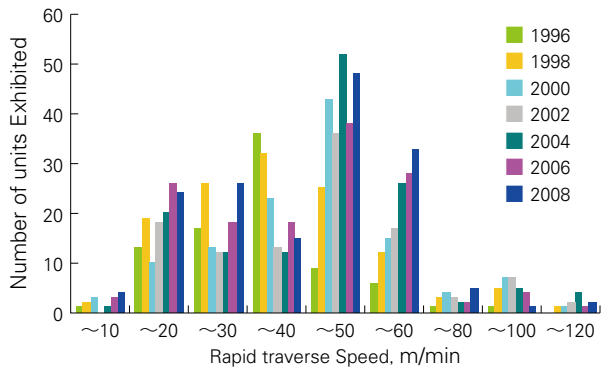


図 1 JIMTOF 出展機におけるマシニングセンタの早送り速度の変遷 (NSK 調査)
Fig. 1 Trend of rapid traverse speeds of machining centers at JIMTOF

一方、工作機械用ボールねじはオフセットリード予圧の要求が多く、これを実現するためにはナット内に複数の独立した循環回路が必要となる。BSS シリーズは上記の理由から、オフセットリード予圧への対応は困難であり、工作機械への適用は限定的であった。

そこでナット中央部においてボールを滑らかにすくい上げるボール循環機構を新たに開発することによって、ナット内に複数の独立した循環回路を設けることを可能とし、オフセットリード予圧に対応した高速静音タイプのボールねじ (図 2) を実現させた。

2. 特長

(1) 高速性

ねじの接線方向と循環部品のすくい上げ方向を一致させることを中心とした高速静音技術 (図 3) により許容 $d \cdot n$ 値 16 万を実現した。たとえば軸径 40 mm、リード 20 mm のボールねじであれば $4\,000 \text{ min}^{-1}$ の高速回転で 80 m/min の送りが可能となる。さらにリードを 30 mm とすれば 120 m/min まで送り速度を上げることができる。これにより工作機械の高効率化に貢献できる。

(2) 低騒音

高速静音技術によってボールと循環部品の衝突を緩和しているので騒音レベルで 6 dB 低減した (図 4)。たとえば HMD シリーズを $4\,000 \text{ min}^{-1}$ で駆動したときの騒音レベルは、従来のボールね



図2 HMDシリーズのボール循環構造
Fig. 2 Internal view of the HMD series showing the ball recirculation circuit

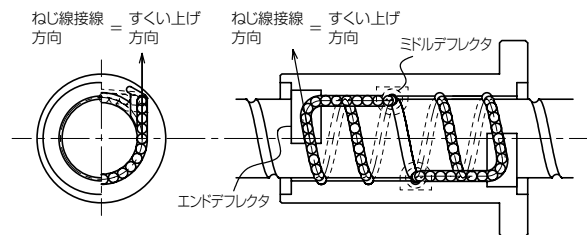


図3 HMDシリーズの高速静音技術
Fig. 3 Key points of the HMD series for achieving high-speed and quiet-running performance

じを 2 400 min⁻¹ で駆動したときのレベルに相当することとなる。このような大幅な静音化によって許容回転数を上げたことによる騒音の増大分をも十分に補っている。

(3) 高剛性・高負荷容量

工作機械向けの専用ボール溝仕様により、当社標準品と比較し剛性は 3 倍、負荷容量は 2 倍としている。また、許容 $d \cdot n$ 値が向上しているため回転数 (n) を変えない場合、軸径 (d) を大きくすることができる。たとえば軸径 40 mm のボールねじを 3 000 min⁻¹ で使用している場合、軸径は 50 mm まで上げることができる。このことによって軸方向剛性はおよそ 2 倍まで向上し、高精度な位置決めに貢献することができる。このように $d \cdot n$ 値向上が高剛性化に繋がることはあまり知られていないが、剛性を重視した送り系を製作する際には大きなメリットとなる。

(4) コンパクト

NSK ではナット加工における生産技術の開発に注力しており、ナットの加工限界長の大幅な延長に成功している。HMD シリーズではこの技術と前述のミドルデフレクタを用いた循環機構の開発によって、すべてのラインアップをオフセットリード予圧としている。これにより従来ダブルナット予圧で対応していた範囲では、ナット長を最大で 20 % 短縮し、工作機械のコンパクト化や加工領域のワイドレンジ化に貢献している。

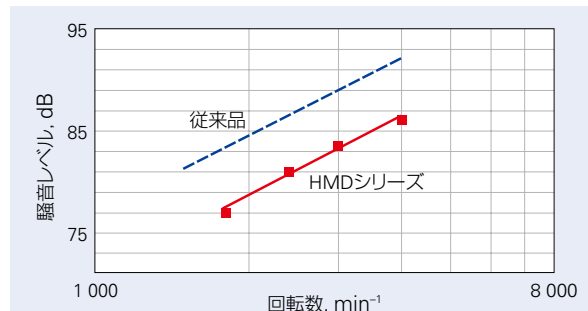


図4 騒音レベルの比較
Fig. 4 Comparison of noise levels

表1 対応諸元と最大送り速度

Table 1 Lineup and maximum feed rate 単位 m/min

軸径 (mm) \ リード (mm)	16	20	25	30
40	64	80	100	120
45	56	71	88	—
50	51	64	80	96
63	40	—	—	—

(5) 豊富なオプション

工作機械特有の様々な要求に応えるために以下のオプションを用意している。

- ・ツイン駆動用ボールねじ仕様
- ・軸芯冷却用中空軸ボールねじ仕様
- ・垂直軸用ボールねじ仕様

詳細は紙面の都合上割愛する。カタログ (CAT. No. 3236) を参照いただきたい。

3. 仕様

表 1 に対応諸元の最大送り速度を示す。軸径 40 mm から 63 mm、リードは 16 mm から 30 mm まで 12 種類のボールねじを用意している。

4. 用途

マシニングセンタ、ターニングセンタ、複合加工機を中心とした高速工作機械に適している。

5. まとめ

以上HMDシリーズの構造・特長を中心に紹介した。今後は現状のラインアップを中心として小型から大型までシリーズを拡大し、工作機械を広くカバーできるボールねじシリーズに発展させていきたいと考える。

NSKリニアガイド™—ローラガイド“RBシリーズ”

NSK Linear Guides™—RB Series of Roller Guides

NSKでは、工作機械を中心としたリニアガイドの高機能化の要求（長寿命・高剛性）にあわせて、2003年に“ローラガイドRAシリーズ”を開発した。RAシリーズは世界最高水準の高負荷容量・高剛性を実現し、市場より高い評価を受けている。

近年、液晶製造設備の大型化や工作機械の複合化・多軸化の中で、装置の低重心化、コンパクト化、高剛性化が強く求められるようになっており、リニアガイドの組立て高さを低くしたいという要求が増えてきた。

これらの要求に応えるため、超低形の“ローラガイドRBシリーズ”（写真1）を開発したので、その概要を紹介する。

“ローラガイドRBシリーズ”は、幅広い分野でご使用いただいている“ローラガイドRAシリーズ”の超高負荷容量・超高剛性等の特長を維持したまま、組立て高さを大幅に低減している。これにより装置のコンパクト化、低重心化、高剛性化に貢献する。

1. 特長

RBシリーズは、RAシリーズをベースとして開発された製品であり、下記の特長を有している。

- (1) 組立高さを最大で26%低減
装置のコンパクト化・低重心化が可能となり、



写真1 RBシリーズの外観
Photo 1 RB series of roller guides

装置の剛性向上、リニアガイドへの負荷荷重の低減が図れる（写真2）。

- (2) 世界最高水準の高剛性・高負荷容量
ベアリング本体の変形を考慮した内部寸法設定により、転動体接触状態の最適化を図り、また、軌道面・ころ等の内部部材寸法はRAシリーズと共通設計とすることで、高剛性・高負荷容量といった機能はRAシリーズと同等とした。
- (3) 耐フレッチング性向上
転動体に差動すべりの少ないころを使用することで、耐フレッチング性が向上。微小な移動を繰り返すような使用環境に最適である。
- (4) 高防塵・長期メンテナンスフリー
ベアリング内部への異物の侵入を防ぐために、サイドシール、インナーシール、アンダーシールを標準で装着している。さらに過酷な使用条件にも対応できるよう、レール上面カバー等のオプションも用意している。
また、NSKリニアガイドで実績を重ねている潤滑ユニット“NSK K1™”も装着可能である。



写真2 RAシリーズとRBシリーズの組立て高さ比較
Photo 2 Height comparison of RA series and RB series

2. 仕様

RBシリーズに用意した形式とベアリング形状を表1に示す。またその中の角形ベアリング形状を表2として、その主要寸法を表2に示す。

(1) 形状, 寸法

- ・組立て高さは従来品のLHシリーズ, LAシリーズ, RAシリーズに対し, 最大で26%低くなっている。
- ・フランジ型ベアリングの取付タップ穴は, キリ穴としても使用でき, 上下両方向からの固定が可能である。
- ・ベアリングの取付穴位置の違いによりRB55で6タイプ, RB65で5タイプを用意し, 一般的な超低形ボールガイドに対し, 機械の設計変更なしに置き換えが可能となっている。

(2) 精度と予圧

- ・精度等級は, 超々精密級P3, 超精密級P4, 精密級P5, 上級P6の4種類を用意している。
- ・予圧量はローラガイドの特性上, 予圧量の違いによる剛性の差が小さく, 安定して高剛性を得られることから, 中予圧タイプのみを用意している。

3. 用途

装置の剛性, 寿命を維持したまま, コンパクト化, 低重心化に貢献するローラガイドRBシリーズは, 複合化・多軸化により大型化した工作機械や, パネルが大型化している液晶製造設備の搬送ロボットなどに最適である。

表1 形式とベアリング形状

Table 1 Model numbers and types of ball slides

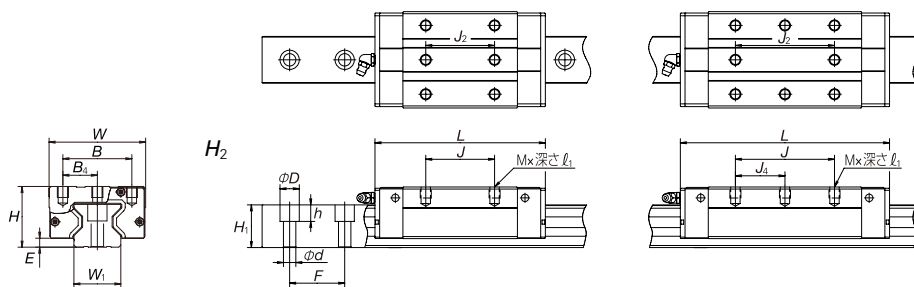
形式	ベアリング形状					
	角・高荷重形		角・超高荷重形		フランジ形	
	AL	TL	BL	UL	EM	GM
RB30	○	—	○	—	○	○
RB35	○	—	○	—	○	○
RB45	○	—	○	—	○	○
RB55	○	○	○	○	○	○
RB65	○	—	○	○	○	○

4. まとめ

NSKは装置のコンパクト化, 低重心化を実現できるローラガイドRBシリーズを商品化した。今後は, さらなるローラガイドの使用用途拡大のために, 様々な機能を向上させたシリーズの拡充を進めていく。

表2 主要寸法

Table 2 Specifications of RB series of roller guides



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	幅 E	長さ W	取付穴								幅 W1	高さ H1	ピッチ F	取付穴 d×D×h	動定格 C(N)	静定格 C0(N)	静モーメント(N・m)			
				B	Bd	J	J2	J4	取付穴数	Mx l1	M0							Mp0	Mγ0		
RB30AL	38	6.5	60	110.8	40	20	40	40	—	6	M8×7	φ3	28	28	40	9×14×12	38 900	93 500	1 670	1 140	1 140
RB30BL				135.4	60	60	30	—	8	47 600							121 000	2 170	1 950	1 950	
RB35AL	44	6.5	70	123.8	50	25	50	50	—	6	M8×8	M6×0.75	34	31	40	9×14×12	53 300	129 000	2 810	1 800	1 800
RB35BL				152	72	72	36	—	8	67 400							175 000	3 810	3 250	3 250	
RB45AL	52	8	86	154	60	30	60	60	—	6	M10×10	M6×0.75	45	38	52.5	14×20×17	92 800	229 000	6 180	4 080	4 080
RB45BL				190	80	80	40	—	8	116 000							305 000	8 240	7 150	7 150	
RB55AL	63	9	100	184	65	—	75	—	—	4	M12×12	Rc1/8	53	43.5	60	16×23×20	129 000	330 000	10 200	7 060	7 060
RB55TL				75	37.5	75	—	—	—	—							—				
RB55BL				65	—	—	—	—	—	—							—				
RB55UL				75	37.5	95	95	—	—	—							—				
RB65AL	75	10	126	228.4	38	70	70	—	—	6	M16×16	Rc1/8	63	52	75	18×26×22	210 000	504 000	19 200	12 700	12 700
RB65BL				302.5	76	—	110	—	55	—							—				
RB65UL				38	120	120	—	—	—	—							—				

※RB55AL・TLおよびBL・ULはベアリング取付穴配置が異なります。

※RB65BL・ULはベアリング取付穴配置が異なります。

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
産業機械事業本部	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
電機情報部	TEL.03-3779-8501 (代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
産業機械部	TEL.03-3779-7651 (代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
グローバルマーケット部	TEL.03-3779-7253 (代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
精機部	TEL.03-3779-7163 (代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
メカトロ事業部	TEL.0466-21-3027 (代)	FAX.0466-21-3206	神奈川県藤沢市鶴沼神明 1-5-50 〒251-8501
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
産機営業統括部	TEL.03-3495-8223 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売店営業統括部	TEL.03-3779-7278 (代)	FAX.03-3495-8231	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
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 7F) 〒980-0811
日立支社	TEL.0294-28-1501 (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 (高崎イースタワー 2F) 〒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.03-3779-7302 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
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) 〒141-8560
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ビー スクエア 7F) 〒321-0953
東京支社 第三営業部	TEL.03-3779-7333 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 第四営業部	TEL.042-645-7021 (代)	FAX.042-645-7022	東京都八王子市明神町 4-7-14 (八王子 ON ビル 8F) 〒192-0046
東京支社 販売店営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3779-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
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 (東武太朋ビル 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	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
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
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社	TEL.052-249-5700 (代)	FAX.052-249-5701	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲電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 1-7-70 〒921-8064
大阪支社 第一営業部	TEL.06-6945-8156 (代)	FAX.06-6945-8174	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
大阪支社 第二営業部	TEL.06-6945-8248 (代)	FAX.06-6945-8174	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 6F) 〒540-0031
大阪支社 第三営業部	TEL.077-564-7551 (代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031
大阪支社 販売店営業部	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
大阪支社 販売技術部	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 7F) 〒540-0031
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パナソニック第 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 3F) 〒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 2-6-1 (九勸筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771 (代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市楠 8-16-50 〒861-8003
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 (東武太朋ビル 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 (明治安田生命富士ビル 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 (東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第三部 (宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ビー スクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部 (東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第四部 (高崎)	TEL.027-321-3434 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イースタワー 3F) 〒370-0841
中部日本自動車部 (豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-2929	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	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
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
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 (広島日精ビル 2F) 〒732-0802
西日本自動車部 (姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パナソニック第 2 ビル 8F) 〒670-0962

〈2010年7月現在〉

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：当社コールセンターまたは、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
 ■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

日本精工株式会社は、外国為替及び外国貿易法等により規制されている製品・技術については、法令に違反して輸出しないことを基本方針としております。規制に該当する当社製品を輸出される場合は、同法に基づく輸出許可を取得されますようお願い致します。なお、当社製品の輸出に際しては、兵器・武器関連用途に使用されることのないよう十分留意下さるよう併せてお願い致します。

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER 2010 No. 684

印刷 平成 22 年 9 月 22 日
発行 平成 22 年 9 月 22 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

非売品

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。



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した用紙・印刷方法を採用しています。