

# NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER 2005

No.679



# NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER・2005 **No.679**

## 論 文

次世代トロイダルCVTの開発

- 450 N・m 対応Geared Neutral & Power Splitシステム -

..... 篠島 巧, 豊田 俊郎, 今西 尚, 井上 英司 1

高機能標準ころ軸受「HPS®自動調心ころ軸受」..... 藤井 修, 村井 隆司, 植田 光司 10

ベルトCVT用プーリ支持軸受..... 田中 進 14

耐白色はく離長寿命材料..... 藤田 慎治, 内田 啓之, 田中 進 21

耐白色はく離HABグリース..... 磯 賢一 28

## 商品紹介

高機能標準ころ軸受「HPS®自動調心ころ軸受シリーズ」..... 36

ベルトCVT用長寿命軸受「ベルトップ®軸受」..... 38

自動車トランスミッション用外輪クリープ防止軸受「クリープレス軸受」..... 40

LG(Lip Guide)タイプスラストニードル軸受..... 42

オルタネータ用玉軸受..... 44

高強度樹脂プーリユニット..... 46

高速静音ボールねじ「コンパクトFAシリーズ」..... 48

ガタゼロジョイント..... 50

高出力コラムタイプ電動パワーステアリング..... 52

# NSK TECHNICAL JOURNAL

NOVEMBER • 2005 **No.679**

## Technical Papers

Development of the Next-Generation Toroidal CVT - Geared Neutral and Power-Split System for 450 N·m Engines - ..... T. Shinojima , T. Toyoda , T. Imanishi , E. Inoue	1
High-Performance Standard Roller Bearings - HPS® Spherical Roller Bearings ..... O. Fujii , T. Murai , K. Ueda	10
Pulley Support Bearings for Belt CVTs ..... S. Tanaka	14
Long Life Materials Countering White Structure Flaking ..... S. Fujita , H. Uchida , S. Tanaka	21
HAB Grease Countering White Structure Flaking ..... K. Iso	28

## New Products

High Performance Series - HPS® Spherical Roller Bearings	36
Long-Life Bearings for Belt CVTs - BELTOP® Bearings	38
Outer-Ring Anti-Creep Bearings for Automobile Transmissions	40
Lip-Guided( LG )Thrust Needle Roller Bearings	42
Alternator Ball Bearings	44
High-Strength Plastic Pulley Units	46
Compact FA Series High-Speed and Low-Noise Ball Screws	48
Zero Backlash Joint	50
High-Power Column-Type Electric Power Steering	52

# 次世代トロイダルCVTの開発

## - 450 N·m 対応 Geared Neutral & Power Split システム -



篠島 巧



豊田 俊郎

篠島 巧\* , 豊田 俊郎\* , 今西 尚\* , 井上 英司\*

### Development of the Next-Generation Toroidal CVT

#### - Geared Neutral and Power-Split System for 450 N·m Engines -



今西 尚



井上 英司

by T. Shinojima , T. Toyoda , T. Imanishi , E. Inoue

The world's first vehicle with a half-toroidal CVT ( POWERTOROS Unit ) has been manufactured since November 1999. In recent years, demand for a next-generation half-toroidal CVT that provides better fuel economy and ease of assembly and mounting has been growing in response to global environmental issues. The authors developed a new half-toroidal CVT that offers a wider ratio range, a more compact size, higher torque capacity, and higher efficiency. Major features of this new half-toroidal CVT include a geared-neutral system and a power-split system. We mounted both systems to a test vehicle equipped with 4.3L V8 gasoline engine, and demonstrated the effectiveness of our unique control concept for accelerating the vehicle from a stop, and mode changing between low- and high-speed driving. Bench test results and an evaluation of the driver's operation and performance feel of the vehicle are also reported.

1. はじめに
2. 現状の課題
  - 2.1 T / Mサイズと高トルク容量
  - 2.2 燃費
  - 2.3 組立性と品質
3. 基本構成
4. 特徴と構造
  - 4.1 同軸構造の採用( 動力取り出し機構変更 )
  - 4.2 ギアードニュートラル機構の採用
  - 4.3 パワースプリット機構の採用
  - 4.4 Low / High 2 モード構成の採用
  - 4.5 油圧ローディング機構の採用
  - 4.6 パリエータのモジュール化
5. 実車走行確認試験( 効果の検証 )
  - 5.1 ギアードニュートラル制御の試験結果
  - 5.2 変速制御( 発進 , 加速 , 減速 , 停車 )の試験結果
  - 5.3 モード切り替え制御の試験結果
6. まとめ
7. おわりに

#### 1. はじめに

1999年11月, 世界で初めて当社のパワートロスユニット®を内蔵したトラクションドライブ式のハーフ

トロイダルCVT ( Continuously Variable Transmission ) が高級乗用車に搭載され, 発売された<sup>(1)X2X3)</sup>. その滑らかな走行性能とアクセルを踏み込んだときの力強い加速感が好評であり2002年2月からはスポーツセダンにも採用されている .

\* 技術開発本部 CVTプロジェクトチーム

しかしながら21世紀を迎え、地球温暖化問題や燃費規制強化など自動車を取り巻く環境は様変わりしてきている。このような背景の中、特に自動車産業からの改善要求レベルは年々厳しさを増しており、ハーフトロイダルCVTも更なる小型化、高トルク容量化、高効率化、低コスト化が求められている。筆者らは、これらの要求を満足するトランスミッション（以下、T/M）の一つとして、図1のようなギアードニュートラル機構とパワースプリット機構<sup>(4)</sup>を採用した次世代トロイダルCVTを開発した。この次世代トロイダルCVTの開発コンセプトは以下のとおりである。

T/M小型化による車両搭載性向上

高効率・ワイドレンジの実現による燃費向上

高トルク容量化による大排気量車への対応

組立性向上によるコスト低減

本稿では、まず上記「開発コンセプト」を達成するための開発の狙いを明確にし、次世代トロイダルCVTの基本構成を紹介する。次にそれらの特徴と構造を概説し、実際に車両に搭載した状態での各機能の実証試験結果を走行データなどと共に報告する。

## 2. 現状の課題

近年の多段化傾向によりトロイダルCVTは、そのサイズ、性能、コストなどにおいて常に既存のAT（Automatic Transmission）と比較される。以下では、ハーフトロイダルCVTとATを比較しながら、前記「開発コンセプト」を達成するためのポイントを述べる。

### 2.1 T/Mサイズと高トルク容量

#### 2.1.1 バリエータ形状

##### (1) トロイダルキャピティ径

現在のハーフトロイダルCVT搭載車は、発進デバイスとしてトルクコンバータを使用している。発進時には、このトルクコンバータのトルク増幅作用によりバリエータ速度比のLow（最大減速）側への負荷が増大する。そのため最大入力トルクで決定されるトロイダルキャピティ径を小さくすることが難しい。

##### (2) ローディングカム機構

ローディングカム機構は、外部からの制御無しに押し付け力（クランピング力）をコントロールできる信頼性の高いデバイスではあるが、変速比や油温に応じたきめ細かいクランピング力の最適化が難しい。そのため、例えばバリエータ速度比のLow（最大減速）側近傍とHigh（最大増速）側

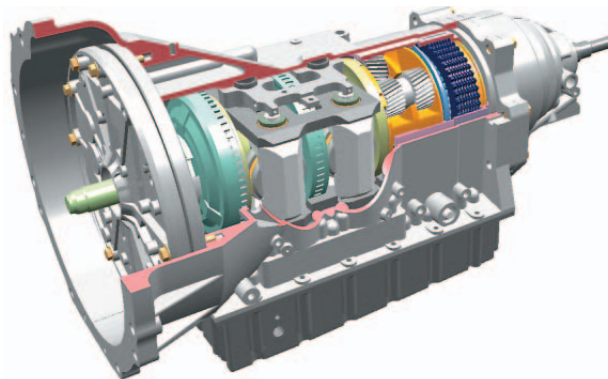


図1 次世代トロイダルCVT

Fig. 1 Next generation half-toroidal CVT

近傍では過押し付け（過大クランピング力）となり、トロイダルCVT大型化の一因となっている。

#### 2.1.2 T/M径方向サイズ

現在のハーフトロイダルCVTは、バリエータからの動力の取り出し方法として、出力ディスク背面の中間壁からカウンタ軸を経由する機構を採用している。そのため、T/M本体の径方向サイズが大きい。

#### 2.1.3 小型化と高トルク容量の両立

現状の構成のまま更なる大排気量（高トルク）エンジンに対応するためには、トルクコンバータやバリエータのサイズアップが必要となる。つまり高トルク容量と小型化にはトレードオフの関係があり、大排気量エンジン搭載車においてそれらを両立させ、さらに燃費を向上させる為には、基本構成の見直しが必要である。

## 2.2 燃 費

#### 2.2.1 T/M変速レシオ幅

現在のトロイダルCVTのレシオ幅が4.33なのに対し、最新の6速ATのレシオ幅は5.0～6.0と広いため、高速連続走行中の燃費は6速ATの方が有利と考えられている。トロイダルCVTの変速レシオ幅を拡大することで、高速連続走行中の燃費向上を期待できる。

#### 2.2.2 伝達効率

現在のハーフトロイダルCVTでは、全動力をバリエータで伝達しているため、クランピング力の影響を受けやすい。前記のとおり、現在のローディングカム機構では、変速比や油温に応じたきめ細かいクランピング力の最適化ができないので、更なる伝達効率の向上が難しい。

2.3 組立性と品質

トロイダルCVTの主要部品であるバリエータは、図2のような部品単位であるサブアセンブリ状態から組立てられているため、ATと比較すると組立性が劣っている。

3. 基本構成

次世代トロイダルCVTの主要諸元を表1に、主断面図を図3に示す。この次世代トロイダルCVTは、大型高級乗用車に搭載されている6速ATと同等のサイズを実現し、車両搭載性を向上させることができた。T/Mは、オイルポンプ部、油圧ローディング部、バリエータ部、油圧制御バルブ部、遊星歯車部、及び Low / High 切り替え用の湿式多板クラッチ部という構成となっている。

4. 特徴と構造

次世代トロイダルCVTの最大の特徴は、T/Mの基

表1 主要諸元

Table 1 Main specifications

Vehicle	RWD luxury sedan( 1 800 kg )
Engine	4 292cc V8 Gasoline( 430 N·m / 206 kW )
Torque capacity	450 N·m
Maximum input rev.	6 600 min <sup>-1</sup>
Transmission size	Compatible size and interface as 6AT
T/M Reduction ratio ( T/M Speed ratio )	- 6.25 to 0.52 ( - 0.16 to 0 to 1.92 )
Launch device	None ( geared-neutral system )
T/M mass (dry)	98 kg
Oil pump type	External gear pump
Traction fluid	Idemitsu TDF 2210

本構造を同軸レイアウトに変更し、ギアードニュートラル機構とパワースプリット機構を採用したことである。以下で、その構造と特徴について概説する。

Assy-Input

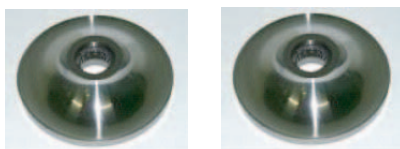
(Front input disc and main shaft)



Rear Input Disc



Assy-Output



Assy-Power Roller



図2 トロイダルCVTのバリエータ主要構成部品  
Fig. 2 Main parts of variator for current half-toroidal CVT

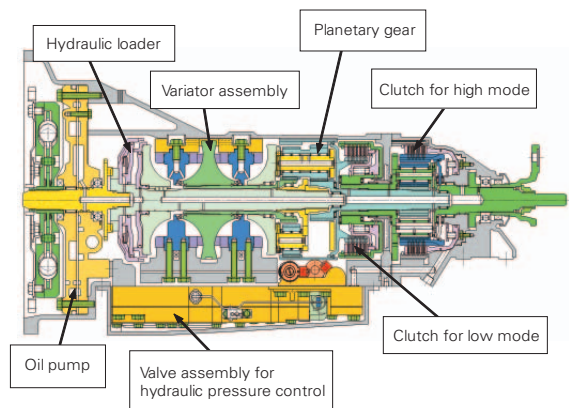


図3 次世代トロイダルCVTの基本構成  
Fig. 3 Basic structure for next generation half-toroidal CVT

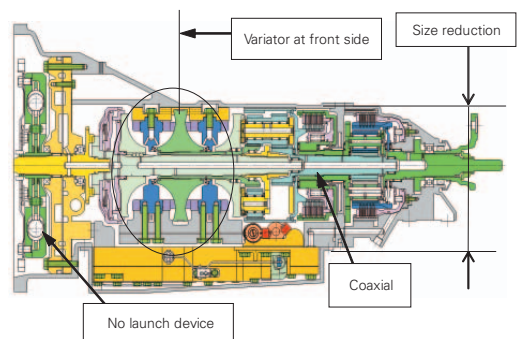


図4 同軸構造とギアードニュートラル機構  
Fig. 4 Coaxial structure and geared neutral system

4.1 同軸構造の採用（動力取り出し機構変更）

（特 徴）

- ・カウンタ軸と中間壁の廃止によるサイズダウン

（構 造）

市販されているトロイダルCVTでは、パリエータからの動力取り出し機構として出力ディスク背面の中間壁からカウンタ軸を経由する機構を採用している。このため、T/M本体の径方向サイズが大型化している。

そこで、動力取り出し機構の見直しを行い、動力取り出し部に遊星歯車機構を用いた同軸構造を採用することでカウンタ軸と中間壁を廃止したシンプルな構造を実現することができた（図4）。カウンタ軸が無くなったことによってT/M底部スペースが空き、これによってT/Mの径方向のサイズダウンが実現し、最低地上高を改善することができた。中間壁が不要となったことで、構成部品削減によるコスト低減とT/M全体の小型化が可能となった。

4.2 ギアードニュートラル機構の採用

（特 徴）

- トルクコンバータ廃止による小型、軽量化
- パリエータ負荷軽減による最大トルクUP
- 発進から低速域での効率向上（燃費向上）
- ダイレクト感のある発進、加速性能確保

（構 造）

発進デバイスにトルクコンバータを使用する従来の構造では、その特性のために、発進時にはエンジン回転数が先に上昇しその後少し遅れて車両が加速するような発進タイムラグが感じられる。このようなフィーリングを持つT/Mは、特にヨーロッパでは燃費が良くないと評価されやすく、ダイレクト感のある発進性能が求められる。また、トルクコンバータのトルク増幅作用によりパリエータ速度比のLow（最大減速）側への負荷が増大するため、トロイダルキャピティ径の小型化はできなかつた。また、更なる高トルク容量に対応する場合にはトロイダルキャピティ径を大きくする必要があつた。これらの

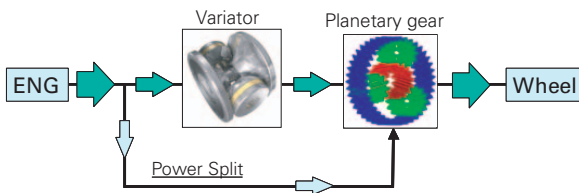


図5 次世代トロイダルCVTのトルクの流れ  
Fig. 5 Torque flow in the next generation half-toroidal CVT

課題を解決するために、次世代トロイダルCVTでは遊星歯車によるギアードニュートラル機構を採用した。これにより発進デバイスであるトルクコンバータが不要となり、T/Mの小型化と軽量化が実現できた。同時に、パリエータを前方に配置することができ、車両搭載性も改善できた（図4）。トルクコンバータを廃止したことでパリエータへの負荷が軽減し、かつ発進時はパリエータ速度比のHigh（最大増速）側を使用するので小型化と最大トルク容量UPの両立が可能となった。さらに、トルクコンバータ特有の発進タイムラグが無くなったので、ダイレクト感のある発進と加速性能を実現し、低速域での効率向上による更なる低燃費化が期待できるようになった。

4.3 パワースプリット機構の採用

（特 徴）

- 最大トルク容量UPと小型化の両立
- （パリエータ負荷軽減による）
- 中高速域での歯車動力伝達による効率向上

（構 造）

パワースプリット機構を採用し、動力伝達の一部を歯車で分担することでパリエータへの負荷を軽減した。これによりパリエータの小型化と最大トルク容量UPを両立させることが可能となった（図5）。

また、前記のとおり、パワースプリット（Highモード）時に動力伝達の一部はパリエータを介さずに歯車で分担するため、中高速域での効率を向上でき燃費改善が期待できる。

4.4 Low / High 2 モード構成の採用

（特 徴）

- T/M変速レシオ幅の拡大による燃費向上
- 停車から前進、後退の低速域をカバーするLowモード

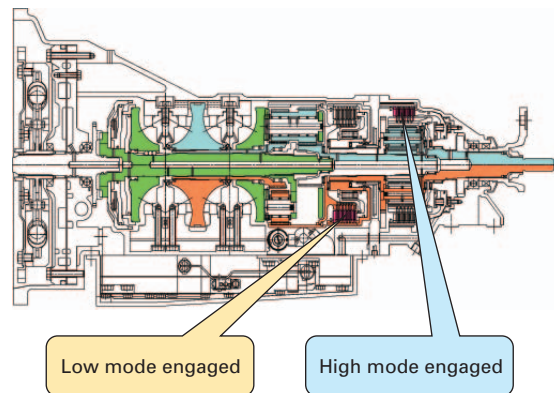


図6 HighモードとLowモードの構造  
Fig. 6 High mode and low mode schemes

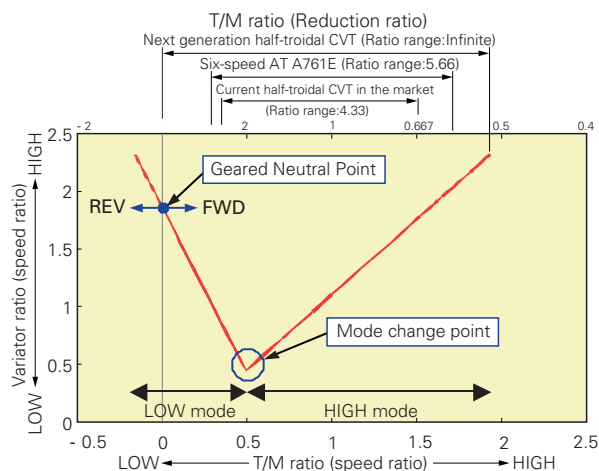


図7 変速レシオ幅の比較  
Fig. 7 Comparison of variator ratio for low and high modes

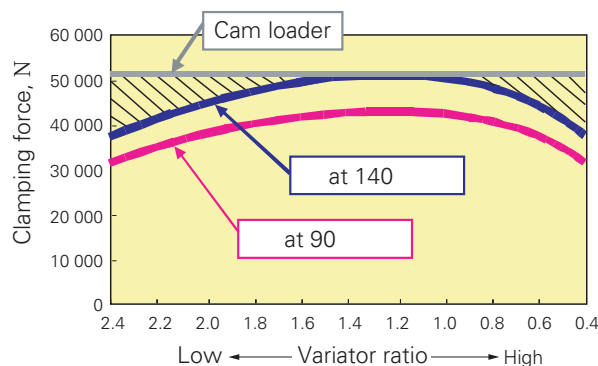


図8 バリエータ変速比と油温による最適クランピング力  
Fig. 8 Optimal clamping force by variator ratio and oil temperature

中高速度をカバーするHighモード  
(構造)  
無段変速の利点を最大限に生かすために、湿式多板クラッチと遊星歯車機構を用いたLow / Highの2モード構成を採用した(図6)。このLow / High 2モード構成の採用により、T / M変速レシオ幅が拡大し、最大増速比は6速ATを超えることができた。これによって、高速連続走行中の燃費を向上させることが可能となった(図7)。

T / M変速レシオ (減速比)

- ・現状のトロイダルCVT : 2.857 ~ 0.660  
(変速レシオ幅: 4.33)
- ・6速AT : 3.296 ~ 0.582  
(変速レシオ幅: 5.66)
- ・次世代トロイダルCVT : ~ 0.521  
(変速レシオ幅: )

Lowモードではギアードニュートラル機構との組合せにより前進 / 後退の切り替えと発進制御をカバーする。また停車から発進の低速域においてはトルクコンバータ特有の前記発進タイムラグが無くダイレクト感のある発進、加速性能を実現し、低速域での効率向上による更なる低燃費化が期待できる。またHighモードではパワースプリット機構との組合せによりバリエータへの負荷を軽減できるためトロイダルキャピティ径の小型化が可能となった。

4.5 油圧ローディング機構の採用

- (特徴)  
・クランピング力の最適制御による効率向上と小型化
- (構造)  
トロイダルCVTでは、トルク伝達は入出力ディス

ク間でのパワーローラーを挟み込む力(クランピング力)によって行われる。現状のトロイダルCVTでは、このクランピング力はローディングカム機構で発生させている。ローディングカム機構は、外部からの制御無しにクランピング力をコントロールできる信頼性の高いデバイスではあるが、変速比や油温に応じたきめ細かいクランピング力の最適化が難しい。そのため、バリエータ速度比のLow(最大減速)側近傍とHigh(最大増速)側近傍では過押し付け(過大クランピング力)となっている(図8)。これを油圧ローディング機構に置き換えたことで、運転状況に応じたクランピング力の最適制御が可能となった。適切なクランピング力の大きさは、エンジントルクだけでなく、変速比や油温などによっても異なる。コントロールユニットで、これを把握し常に最適なクランピング力に制御することが可能になったので、効率が向上し、燃費改善が期待できるようになった。また、バリエータの小型化も可能となった。

4.6 バリエータのモジュール化

- (特徴)  
T / M組立性向上による組立コスト低減  
サブユニットレベルでの品質確保
- (構造)  
現状では前記「2.3」のとおり、バリエータを構成する主要部品(図2)はサブアッセンブリ状態から組立てられている。このため、ATと比較すると組立性が劣っている上、バリエータの組立環境の整備や品質保証もしにくい状況となっている。そこで、写真1のようにバリエータのモジュール化を行い、それによってT / M組立性を向上させて組立コスト



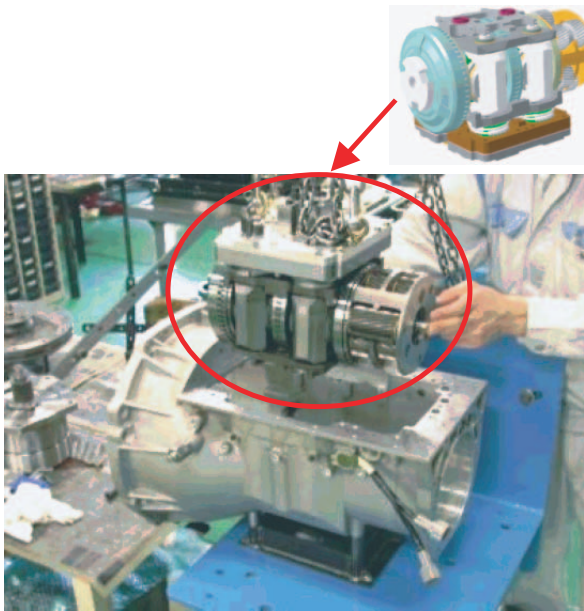


写真1 バリエータのモジュール化  
Photo 1 Modularized variator

を低減すると共に、バリエータ品質の確保も果たすことができた。

### 5. 実車走行確認試験（効果の検証）

次世代トロイダルCVTの油圧制御回路図を図9に、車両の電気システム回路図を図10に示す。

今回開発した次世代トロイダルCVTを車両に搭載し、走行状態における機能確認及び実証試験を行った。各機能の車両データ及び試験結果について以下に解説する。

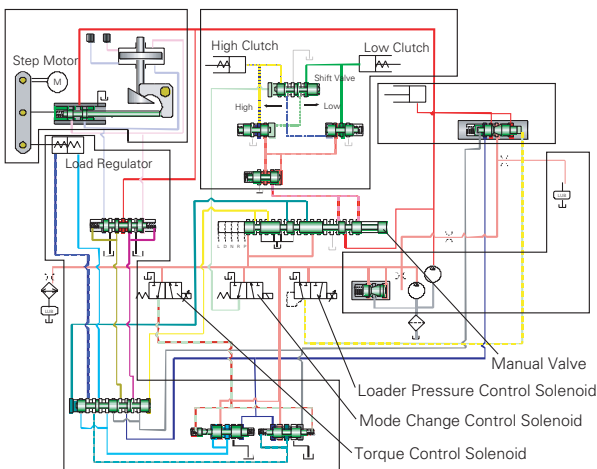


図9 油圧制御回路図  
Fig. 9 Circuit diagram for oil pressure control

### 5.1 ギアードニュートラル制御の試験結果

次世代トロイダルCVTは、トルクコンバータ等の発進デバイスを廃止し、バリエータと遊星歯車の差動機構を利用したギアードニュートラル機構により、クリープ停止状態や発進制御を実現している。これは、T/M入力軸が回転した状態のまま出力軸の回転を停止状態近傍（逆転、停止、正転）に制御する。制御方法の概略は以下のとおりである。

変速比制御：

最適なクリープ力が得られる変速比へステップモータで調整する。（オープンループ制御）

トルク制御：

バリエータに入力すべき最適な目標トルクを算出し、そのトルクで安定するようにトルク制御バルブで調整する。（油圧フィードバック制御）

差圧補正制御：

バリエータへの入力トルクをトラニオン差圧により検出し、規定値以上の差圧（クリープ力）が発生している場合はステップモータで変速比を調整する。

（実車試験結果）

停車中のN D及びN R操作

車両停車中にブレーキを踏込んで、セレクトレバーをNレンジ Dレンジ、またはNレンジ Rレンジに操作した時のクリープ力などの結果を図11に示す。いずれの場合もLowクラッチが接続され、Dレンジでは前進方向のクリープ力が、Rレンジでは後退方向のクリープ力が確実に素早く発生している。また、エンジ

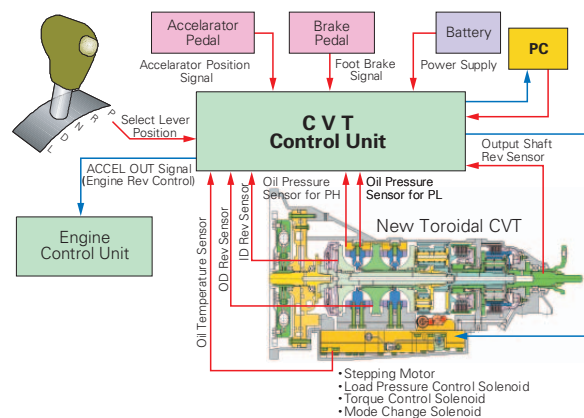


図10 電気システム回路図  
Fig. 10 Electronic system diagram

ン回転変動によるトルク変動などが原因で発生するク  
リープ力の不安定状態などは発生せず、安定したク  
リープ力制御が実現できた。さらに、トルク制御（上記  
）を行わず、変速比制御（上記）と差圧補正制  
御（上記）のみでも安定したクリープ力を得られる  
ことが確認できた。

5.2 変速制御(発進,加速,減速,停車)の試験結果

ギアードニュートラル制御による停車状態から発  
進・加速し、加速中はアクセル開度と車速に応じた変  
速制御を行い、その後ブレーキを踏み込んで減速し  
停車するまでの試験を行った。この試験結果を下記  
に示す。

(実車試験結果)

発進～加速～減速～停止

通常の発進から停止までの結果を図12に、アク  
セル全開での発進から強めのブレーキングによる停止  
までの結果を図13に示す。発進時のアクセル踏み込  
みに対しエンジン回転と車速が滑らかに上昇しており、  
ダイレクトな加速感が得られた。また、ブレーキを踏み  
込んで減速し停車までの車両挙動においてもスムーズ  
な減速と停車が実現できた。

5.3 モード切り替え制御の試験結果

次世代トロイダルCVTは、無段変速の利点を最大限  
に生かすために、湿式多板クラッチと遊星歯車機構に

Geared Neutral Control on Standstill condition  
(Shifting from N to D and N to R with braking)

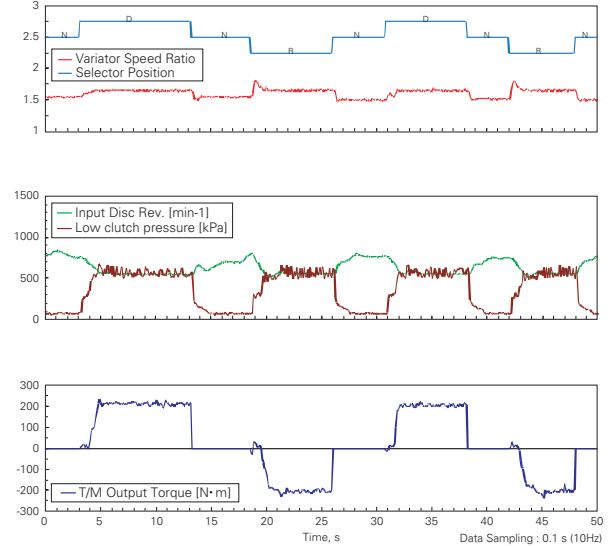


図11 停車中のN D, N Rデータ

Fig. 11 Test data 1 (N D/N R during standstill conditions)

Start and Stop Feeling for Forward Gear (General)

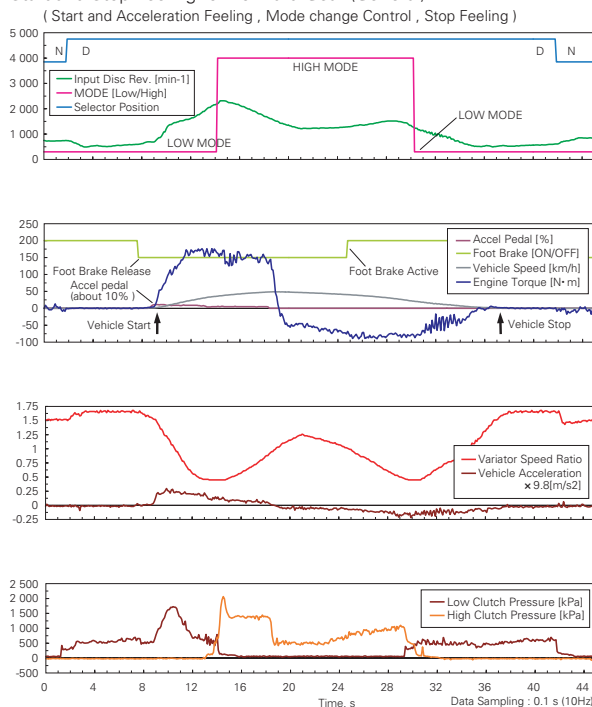


図12 発進停止とモード切替データ

Fig. 12 Test data 2 (Launching / stopping and mode changing)

Start and Stop Feeling for Forward Gear (Full Accel Pedal)

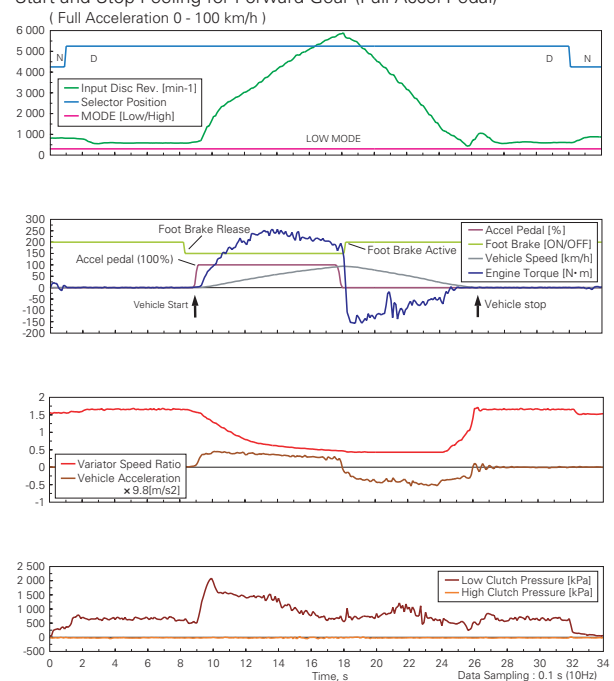


図13 アクセル全開発進と強停止データ

Fig. 13 Test data 3 (Full accelerator launching and strong braking)

よるLow / Highの2モード構成を採用している。モード切り替えはバリエータ速度比が最もLow(最大減速)側近傍状態の時に行われるが、特に急加速中のモード切り替え時には切り替えショックの発生などが心配される。しかし、本課題に関しては筆者らの研究<sup>(5)</sup>よりLow / Highの両クラッチを同時に接続することで解消できることが実証されている。以下にモード切り替え時のデータを示す。

(実車試験結果)

アクセル10%程度で加速中のモード切り替え結果を図12に、アクセル全開で加速中のモード切り替え結果を図14に示す。エンジントルクの大小に関わらず、どのような加速状況でもスムーズなモード切り替えを実現でき、切り替えショックなどは感じられなかった。特に急加速時においてもクイックで滑らかなモード切り替えが確認できた。

6. まとめ

開発コンセプトに基づいて新たに採用した各機能が、車両に搭載した状態で効果を発揮し、次世代トロイダルCVTが実車搭載可能レベルであることが実証された。本次世代トロイダルCVTのポイントをまとめる。

際立つ走りの性能

- ・ダイレクト感のある発進，加速性能の実現
- ・アクセル踏み込みに素早く応えるラグの無い加速感

環境に対する配慮

- ・小型，ワイドレンジ化などで効率向上したことによる燃費性能の改善
- ・大排気量（高トルク）エンジン車への適応
- ・同軸構造とギアードニュートラル機構の採用などによる小型化と，パワースプリット機構の採用による高トルク容量の両立

以上のように、今回開発した次世代トロイダルCVTは450 N・m という高トルクエンジンに適応可能でありながら、T / M本体のサイズは高級大型乗用車に搭載されている6速ATと同等に抑えることができた。また、Low / Highの2モード構成によるT / M変速レシオ幅の拡大（変速比： - 6.25 ~ ~ 0.521）や同軸構造の採用による小型・軽量化によって、効率を向上させ、更なる燃費改善が期待できるようになった。さらに、トルクコンバータを廃止したことで、CVTの最大の特徴であるダイレクトな加速感が発進時から得られるようになった。次世代トロイダルCVTのバリエータサイズの諸元を表2に示す。

今回、定格エンジントルク430 N・m の車両にこの次世代トロイダルCVTを搭載し走行試験を行った結果、トルクコンバータ無しでのギアードニュートラル発進制御、及びLow / Highモード切り替え制御の最適化など課題はあったが、独自の制御方式を採用することにより実車適用可能レベルであることが実証された。今後はシステム全体としての完成度を上げながら耐久信頼性確認、及び車両としてフェールセーフ性の検討を行っていきたい。

Full acceleration through the mode change  
(Full acceleration through the mode change under engine torque about 250N・m)

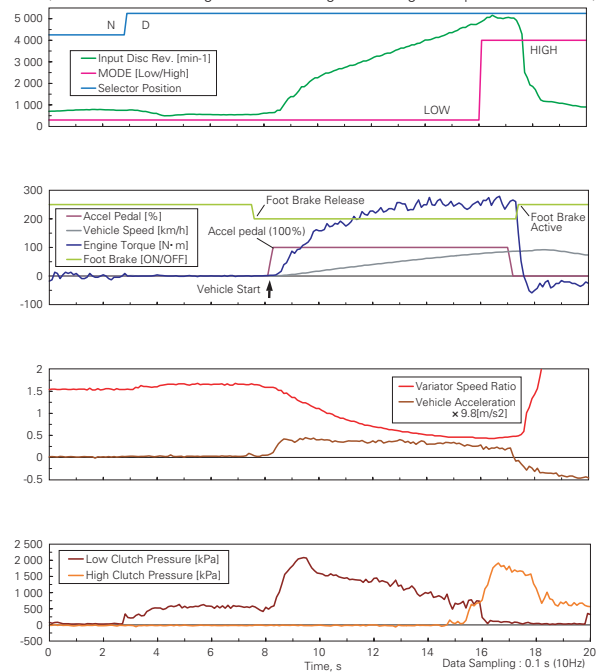


図14 アクセル全開でのモード切替データ  
Fig. 14 Test data 4 ( Mode changing under full accelerator )

表2 バリエータサイズ  
Table 2 Variator dimension

Cavity diameter D	124 mm
Input disc diameter	148 mm
Output disc diameter	158 mm
Disc radius Ro	37.5 mm
Contact angle	62.5 °
Number of Power Roller	4

## 7. おわりに

新世紀を迎え早4年が経過し地球環境保護が一層強く叫ばれる中、新しい時代にふさわしい、小型で高効率であり高トルクに適應できる次世代トロイダルを開発し提案することができた。

新CVTを車両に搭載して実証試験を行なう過程において、机上検討では気付かなかった問題がいくつか発見され、改良と実験が繰り返された。その結果、この新CVTは、実車に適用可能であるという確証が得られ、新たなコンセプトに基づく次世代トロイダルCVTとして開発された。計測したデータの細部の違いを綿密に解析し、あきらめずに粘り強く開発を進めたことが、良い結果を生む原動力になったと思われる。

## 参考文献

- 1) Nakano, M., Kumura, H., Sugihara, J., Mori, H. and Maruyama, N., "Development of Large Torque Capacity Half-Toroidal CVT", SAE 2000-01-0825
- 2) 町田 尚, 村上 保夫; "トラクシヨンドライブ式無段変速機パワートロスユニットの開発 第1報" NSK Technical Journal, 669, (2000), 9-20
- 3) 今西 尚, 町田 尚; "トラクシヨンドライブ式無段変速機パワートロスユニットの開発 第2報 - ハーフトロイダルCVTとフルトロイダルCVTの比較 - ", NSK Technical Journal, 670, (2000), 2-10
- 4) 宮田 慎司, 町田 尚; "トラクシヨンドライブ式無段変速機パワートロスユニットの開発 第3報 - パワースプリットシステムの開発 - ", NSK Technical Journal, 671, (2001), 5-13
- 5) S. Miyata, et al., "Study of the Stable Control System of Half-Troidal CVT During Mode Change-A Comparison of Hydraulic and Mechanical Loading Devices, CVT", 2002 Congress NR.1709

# 高機能標準ころ軸受

## - HPS<sup>®</sup>自動調心ころ軸受 -

藤井 修\* , 村井 隆司\* , 植田 光司\*\*



藤井 修



村井 隆司

### High-Performance Standard Roller Bearings - HPS<sup>®</sup> Spherical Roller Bearings -



植田 光司

by O. Fujii , T. Murai , K. Ueda

Spherical roller bearings are used extensively in various equipment and machinery. The high-load capacity and self-aligning capability of spherical roller bearings, in addition to their easy-to-handle non-separable design, make them highly favored among users as general-purpose roller bearings. Consequently, such applications impose rigorous standards of long service life and high reliability on the bearings they use. Introduced to the market in 2004, NSK's High-Performance Standard (HPS) series of spherical roller bearings are high-performance products that provide various industries with long service life and high-speed rotation capability to meet the needs and requirements of equipment and machinery used in their operations. In this paper, the features of the HPS series of spherical roller bearings are introduced.

1. まえがき
2. 微小疲労クラック抑制による長寿命
3. 保持器の高性能化による許容回転数の向上
4. その他の性能
5. あとがき

## 1. まえがき

自動調心ころ軸受は、他のタイプのころ軸受に比べ高負荷容量でかつ調心性を有する。また、内外輪非分離の一体構造のため取り扱いも容易である。自動調心ころ軸受は、このような特長を持っているので、鉄鋼設備用機械、製紙機械、鉱山設備用機械、建設機械、搬送機械、木工機械等の広範囲な産業分野の機械装置に使用されており、長寿命でかつ高信頼性を有することが特に求められる。

この要望に応えるため、1998年に高機能自動調心ころ軸受「EAシリーズ」<sup>1)</sup>を公表し、国内外で好評を博してきた。この「EAシリーズ」は、それまでの

「CDシリーズ」に比べ、(1)ころサイズアップところ数増による高負荷容量化、(2)保持器フランジによるころ端面案内を実現することで低温度上昇・許容回転数の向上、(3)両フランジ構造で応力バランスの取れた形状の採用による保持器の強化を特長としている。

近年、さらなる長寿命化や高速化などの高性能化の要望が強くなり、2004年に「高機能標準ころ軸受：HPS自動調心ころ軸受（写真1）」を公表した。

「HPS自動調心ころ軸受」は、高度な寿命解析技術と加工技術を融合させることによって、長寿命化及び高速化を達成した新高機能標準軸受である。これにより、「EAシリーズ」に比べ、使用条件の制約が緩和され使用用途の一層の拡大が図られることになった。

本稿では、新開発された「HPS自動調心ころ軸受」の特長である長寿命及び許容回転数の向上についてその内容を紹介する。

\* 総合研究開発センター 新技術開発第1部

\*\* 総合研究開発センター 基盤技術研究所



写真1 HPS®自動調心ころ軸受  
Photo 1 HPS® spherical roller bearing

## 2. 微小疲労クラックの抑制による長寿命化

自動調心ころ軸受は、調心性を持たせるため、球形形状の内外輪軌道面と転動面から構成されている。このため、ころの純転がり運動下においても、回転中の内外輪と転動面の接触面内ですべりが発生している。さらに通常の場合、ころは純転がり運動を維持

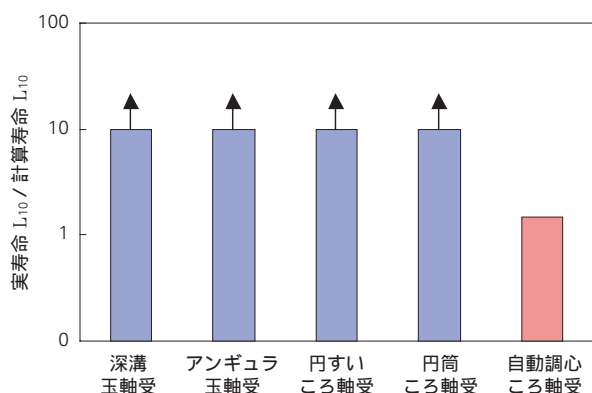


図1 各種軸受の実寿命と計算寿命の関係  
Fig. 1 Relationship between ratio of actual life and calculated life for various bearings

きずすべりを伴って回転している。自動調心ころ軸受において、このすべりが表面に大きな摩擦力（接線力）を発生させ、表面疲労寿命に大きな影響を与えることを、NSKが初めて明らかにした。この寿命に至るメカニズムの詳細については後報に譲る。

自動調心ころ軸受の計算寿命に対する実寿命の比は、潤滑油の清浄度が良好で潤滑油の油膜形成が十分な場合でも、他の種類の軸受に比べ小さい（図1）。潤滑条件が良好な場合は、玉軸受などは疲労ピークが表面から内部に入ったところにある内部疲労形態を示す（図2）。それに対し、自動調心ころ軸受は、内部疲労形態より短寿命となる表面疲労形態（疲労度合いが最表面層でピークを示す）を示しており（図3）、このことが短寿命である理由と考えられる。

自動調心ころ軸受の表面疲労は、そのほとんどが内輪で発生している。図4に、自動調心ころ軸受内輪軌道面の表面状態の変化を示す。最初に微小疲労クラックが発生し、その後、そこを起点としたはく離が発生することがわかる。

そこで、HPS自動調心ころ軸受の開発にあたっては、短寿命の原因となる微小疲労クラックを発生させる摩擦力（接線力）に着目した。摩擦力を低減して微小疲労クラックの発生を抑制するために、ころの自

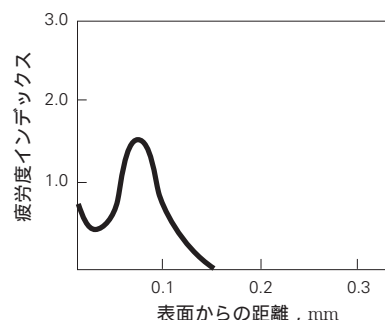


図2 玉軸受の疲労形態  
Fig. 2 Fatigue pattern of ball bearings

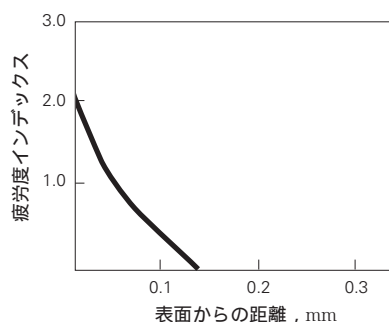


図3 自動調心ころ軸受の疲労形態  
Fig. 3 Fatigue pattern of spherical roller bearings

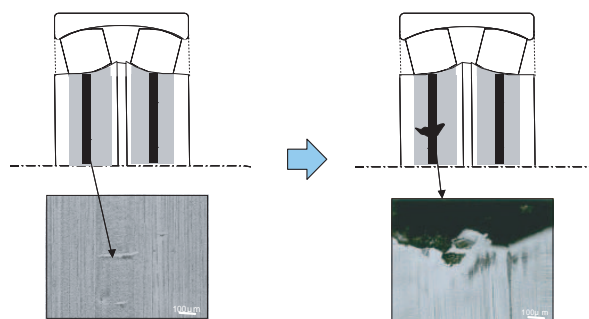


図4 自動調心ころ軸受の破損形態  
Fig. 4 Failure mechanism of spherical roller bearing

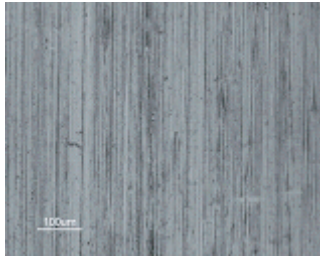


写真2 開発品（試験後）の内輪軌道面状態  
**Photo 2** Condition of inner ring raceway of developed product after testing

すべりを低減させた。ころの自転すべりの低減は、外輪軌道表面に特殊加工を施すことで可能にした。

写真2は、図4と同条件下の試験における、外輪軌道表面に特殊加工を施すことですべりを低減させた開発品の内輪軌道面の状態を示す。本開発品では、従来品で発生した微小疲労クラックが認められず、従ってクラック発生抑制効果が認められる。

また、種々の運転条件下における寿命評価試験結果の一例を図5に示す。縦軸の寿命は、従来品を1とした時の寿命比で示してある。

図5の結果から、HPS自動調心ころ軸受は、広範囲にわたる試験条件下において、従来のEA軸受を上回る長寿命を有することが確認された。

### 3. 保持器の高性能化による許容回転数の向上

自動調心ころ軸受の保持器は軸受の性能に大きく影響を与える部品であることから、軌道輪及びころと同様に、高機能でかつ高精度であることが必要とさ

<試験条件>  
 試験軸受：22211（内輪内径55mm×外輪外径100mm×幅25mm）  
 荷重：ラジアル荷重：Fr=45.22kN（Fa / Fr = 0）  
 アキシャル荷重：Fa = 0 kN  
 ラジアル荷重：Fr = 26.31kN  
 アキシャル荷重：Fa = 6.58kN（Fa / Fr = 0.25）  
 潤滑：強制循環給油，潤滑剤：モービル油（ISO VG68）

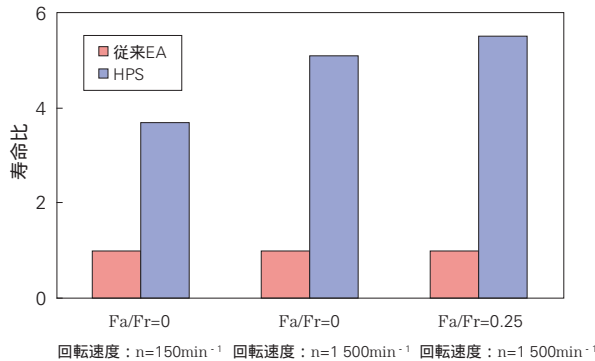
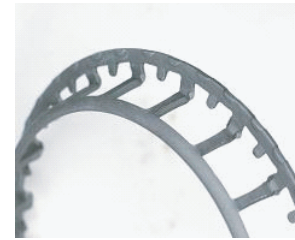


図5 寿命評価試験結果  
**Fig. 5** Result of life evaluation tests



特殊窒化処理



リン酸マンガ皮皮膜処理

写真3 保持器外観  
**Photo 3** Newly developed special nitride-treated cage and the conventional phosphoric acid-manganese treated cage

れる。

鋼板プレス保持器の場合、従来はリン酸マンガ被膜処理が施されていたが、この被膜は軟質であるため、過酷な使用条件下では耐摩耗性が十分ではなかった。近年、自動調心ころ軸受の使用環境は、より過酷になってきていることから、保持器摩耗は懸念材料の一つとなっていた。

そこで、保持器の摩耗を低減するために、HPS自動調心ころ軸受には窒化処理保持器を採用している。窒化処理の場合、鋼の表面に鉄の窒素化合物層（窒化層）が形成されるので、耐摩耗性が向上する。今回、特殊窒化処理を採用することにより、さらに高硬度で緻密な窒化層を形成させ、耐摩耗性、耐焼付き性、及び破壊強度を向上させることに成功し、従来の窒化処理で得られなかった性能を実現することができた。

また、本特殊窒化処理は低温処理であるため、熱変形が少なく処理後の寸法精度の維持が可能となった。

写真3に保持器の外観を示す。また、図6及び図7に保持器摩耗評価試験結果を、図8に保持器強度評価試

<試験条件>  
 試験軸受：22211（内輪内径55mm×外輪外径100mm×幅25mm）  
 荷重：ラジアル荷重：Fr = 15.47kN  
 潤滑：グリース潤滑，潤滑剤：NSハイリューブグリース

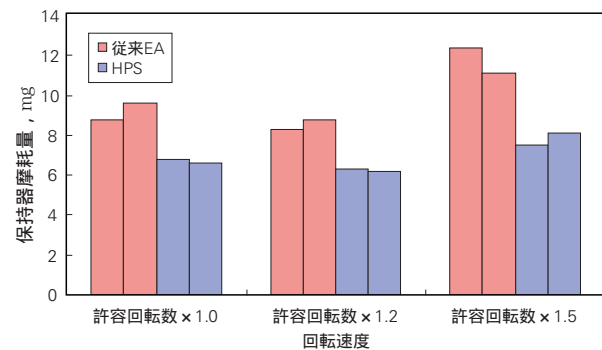


図6 保持器摩耗評価結果  
**Fig. 6** Cage wear evaluation results

## &lt; 試験条件 &gt;

試験軸受 : 22310 (内輪内径50mm × 外輪外径110mm × 幅40mm)

荷重 : ラジアル荷重 :  $F_r = 11.05\text{kN}$ , 振動加速度 :  $35\text{m/s}^2$ 回転速度 :  $3\,100\text{min}^{-1}$ 

潤滑 : 油浴潤滑, 潤滑剤 : テラスオイルC (ISO VG5)

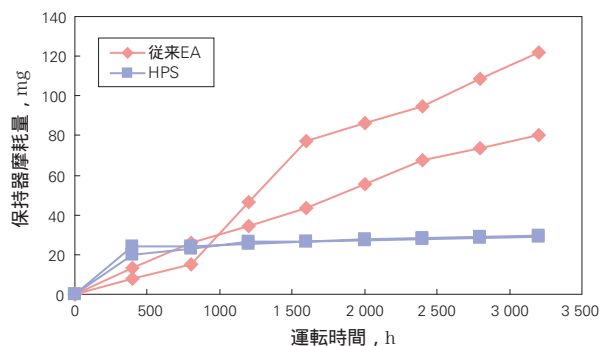


図7 保持器摩耗耐久評価結果

Fig. 7 Cage durability evaluation results

## &lt; 試験条件 &gt;

試験軸受 : 22310 (内輪内径50mm × 外輪外径90mm × 幅23mm)

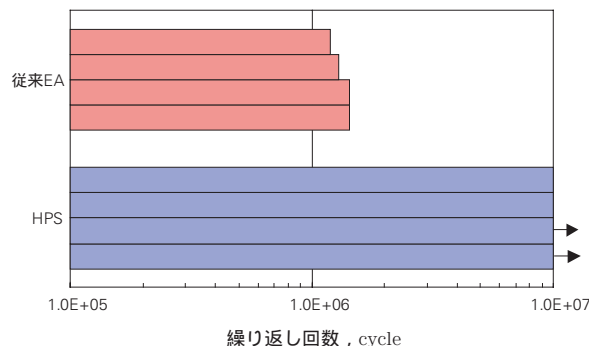
衝撃加速度 :  $1\,960\text{m/s}^2$ 

図8 保持器落下衝撃疲労試験結果

Fig. 8 Drop impact test results

験結果をそれぞれ示す。

図6の結果から、HPS自動調心ころ軸受は、従来のEA軸受よりも耐摩耗性が向上していることが確認され、また、図7の結果から、長時間の使用に対しても保持器摩耗の進展が抑えられていることが確認される。さらに、図8の結果から、HPS自動調心ころ軸受は、EA軸受より保持器強度も向上していることから、一層の信頼性向上が図られている。その結果、許容回転数は、従来のEA軸受に対し、最大20%の向上が達成できた。

#### 4. その他の性能

「HPS自動調心ころ軸受」は、高温寸法安定性を持たせてあり、それにより200℃まで使用可能である。

また、窒化保持器に、「EAシリーズ」で採用した高精度鋼板製保持器を採用しているため、従来の低振動及び低騒音の特長をそのまま維持している。

#### 5. あとがき

新開発の「HPS自動調心ころ軸受」はシリーズ化されており、寸法系列は3系列(222××, 213××, 223××), 寸法範囲は軸受内径で40mmから130mm, 軸受名番として42個の型番が用意されている。

「HPS自動調心ころ軸受シリーズ」は、「EAシリーズ」をさらに高性能化したものとして、鉄鋼設備用機械、製紙機械、鉱山設備用機械、建設機械等を用いる、国内外の広範囲な産業分野で、今後より一層ご利用頂けるものと確信している。

#### 参考文献

- 1) 福田 邦男, 本田 暁良, 宮坂 昭男, 松原 正英, 「EA形自動調心ころ軸受」  
NSK Technical Journal, No. 668 (1999) 9-15.



# ベルトCVT用プーリ支持軸受

田中 進\*



田中 進

Pulley Support Bearings for Belt CVTs

by S. Tanaka

Pulley support bearings of the input and output shafts in a speed change system of a belt CVT occasionally suffer from premature flaking, which is often accompanied by the generation of white structures or microscopic cracks. NSK has proven that premature flaking with white structures or microscopic cracks is caused by hydrogen penetrating into bearing steel. Based on this mechanism, NSK has developed Beltop bearings for belt CVTs. Until now, UR bearings and Hi-TF bearings have been used in belt CVTs for longer life. Beltop bearings are now available in a complete lineup of series that are being promoted as the optimal bearing specification for belt CVT applications.

1. まえがき
2. ベルトCVTの特徴
  - 2.1 変速のしくみ
  - 2.2 トルク伝達のしくみ
  - 2.3 オイルの役割
3. プーリ支持軸受の特徴
  - 3.1 軸受形式
  - 3.2 内部設計
  - 3.3 材料・熱処理
4. プーリ支持軸受特有の早期はく離
  - 4.1 はく離の特徴と要因
  - 4.2 水素の発生・鋼中への侵入における要因
5. プーリ支持軸受の長寿命化技術
6. あとがき

## 1. まえがき

自動車におけるトランスミッションは、運転状況に応じて最適な駆動力をタイヤに伝える重要な役割を担っている。トランスミッションには、大きく分けて、手動変速機（以下、MT：Manual Transmission）と自動変速機（以下、AT：Automatic Transmission）のふたつがある。MTでは、ギヤを入れ替える際にドライバーがクラッチペダルを踏みながらシフトレバーを操作してギヤを選択する必要がある。この変速における一連の操作を不要としたものがATである。ATは、さらに変速機構によってステップATと無段変速機（以下、CVT：Continuously Variable Transmission）に分けることができる。

近年、FF（Front Engine Front Drive）車を中心に

CVTの採用が拡大している。そのCVTは、VDT（Van Doorne's Transmissie）型の金属ベルトを採用しているベルトCVTである。

本報では、金属ベルトCVT（以下、ベルトCVT）のプーリ支持軸受の特徴及びNSKの長寿命化技術について解説する。

## 2. ベルトCVTの特徴

### 2.1 変速のしくみ

CVTは、変速比を連続的に変化させることで、変速ショックのない滑らかな走りを提供してくれるだけでなく、エンジンの最も効率の良い回転数を維持したまままで変速が可能なので、燃費向上にも寄与している。ここでは、ベルトCVTの変速のしくみについて、簡単に説明する。

\* 軸受技術センター 自動車軸受技術部

ベルトCVTの構造を図1に示す。変速部は、入力側のプライマリープーリ（軸）と出力側のセカンダリープーリ（軸）、そしてトルクを伝達するベルトから成っている。それぞれのプーリは、固定プーリと可動プーリを組合せたものである。固定プーリの傾斜面と可動プーリの傾斜面でベルトを挟みこんでおり、可動プーリが油圧ピストンによって軸方向に移動して溝幅が変化すると、ベルトの位置、すなわちベルトのピッチ半径が変化する。変速比は式(1)に示すように、入力側ベルトピッチ半径と出力側ベルトピッチ半径の比になる。

$$\begin{aligned} \text{変速比} &= \frac{\text{入力側プーリ回転速度}}{\text{出力側プーリ回転速度}} \\ &= \frac{\text{出力側ベルトピッチ半径}}{\text{入力側ベルトピッチ半径}} \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

ベルトCVTの変速の特徴は、プーリとベルトによる連続的な変速比の変化だけでなく、変速比範囲の広さが挙げられる。変速比範囲はベルトCVTユニットによって異なるが、およそ0.4（High変速比）～2.4（Low変速比）の範囲に設定されている。High変速比における出力側プーリの最高回転速度は、およそ12 000 min<sup>-1</sup>となる。

2.2 トルク伝達のしくみ

ベルトは、約250～430個の鋼製エレメントを両側から2組の積層リングで挟み込んだものである。積層リングは、薄い鋼板（厚さ約0.2 mm）を溶接してリング状にしたものを10枚程度重ねることにより、プ

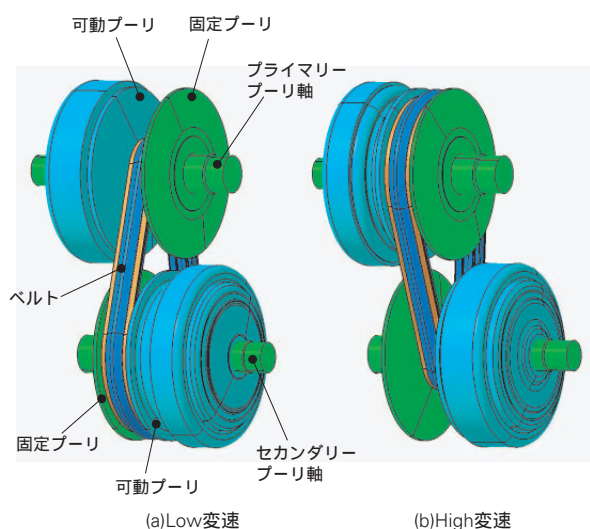


図1 変速のしくみ  
Fig. 1 Position of pulleys and belt during low- and high-speed changes

ーリに巻き付いた際に過大な曲げ応力が発生しないようになっている。(図2)

トルクの伝達は、エレメントとプーリ間の摩擦力によって行なわれている。摩擦力はエレメントとプーリ間の摩擦係数とエレメントに対するプーリの押し付け力によって決まる。オイルで潤滑されているエレメントとプーリ間の摩擦係数は一般的に0.08～0.10くらい<sup>1)</sup>であることから、ベルト（エレメント）がプーリに対して滑らないようにするには大きなプーリ押し付け力（油圧）が必要になる。ただし、プーリ押し付け力が大きすぎるとベルトの回転フリクションが増大したり、ベルトやプーリおよびプーリ支持軸受の負荷が増大して破損に至る可能性がある。

2.3 オイルの役割

ベルトCVTにおけるオイルの役割を以下に示す。

- (1) 可動プーリの作動
- (2) ベルトのエレメントとプーリの接触部の潤滑
- (3) ベルトのエレメント間の潤滑
- (4) トルクコンバータのトルク伝達
- (5) ロックアップクラッチ及び前後進切替クラッチ、ブレーキの作動、滑り面の潤滑
- (6) 歯車、軸受の潤滑

オイルの種類には、ATと共通のATF(Automatic Transmission Fluid)とベルトCVT専用のCVTフルードがある。ATF、CVTフルードどちらの場合も、オイルの攪拌抵抗による損失を減らすために動粘度が30 mm<sup>2</sup>/s（40 ）前後の比較的粘度の低いものが多い。また、CVTフルードには、高い摩擦係数と摩擦防止性能を両立させるための添加剤<sup>2)</sup>が加えられている。

潤滑油は高圧のポンプで各部に送り出され、CVTユニットの中を循環している。ポンプのリークや潤滑油経路のシールリングからのリークが多いと各部で潤滑油量不足が発生する可能性がある。

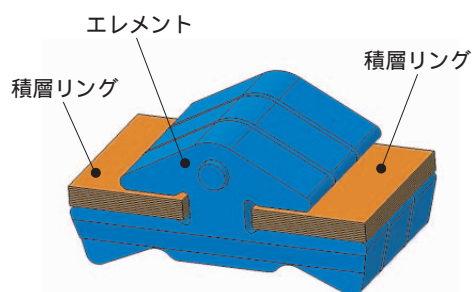


図2 金属ベルトの構造  
Fig. 2 Cross-section view of steel belt construction

### 3. プーリ支持軸受の特徴

#### 3.1 軸受形式

図3に示す様に、各プーリ軸は2個の軸受で支持されている。各部位の名称を次に示す。

- Pri / Fr (プライマリー フロント)
- Pri / Rr (プライマリー リア)
- Sec / Fr (セカンダリー フロント)
- Sec / Rr (セカンダリー リア)

各部位に使用される代表的な軸受形式を表1に示す。軸受形式としては、深溝玉軸受と円筒ころ軸受(ニードル軸受)が使用されている。

#### 3.2 内部設計

ベルトの芯ずれ(図4)は、一般的にベルトの耐久性に大きな影響を与えていると言われている。芯ずれの要因のひとつに、プーリ支持軸受の変位がある。軸受の変位を抑えるため、軸受にはガタ(内部すきま)が小さいこと、剛性が高いことが要求される。NSKのプーリ支持軸受の初期すきまはベルトの耐久性を満足する範囲で極力小さく、かつ標準軸受の初期すきまよりも狭い範囲に管理されている。また、外部荷重に対する弾性変位量についても極力小さくするため、それぞれのベルトCVTの各部位に最適な内部設計がなされている。

#### 3.3 材料・熱処理

MTやATで実績のあるNSKの長寿命材料・熱処理技術はベルトCVTにも活かされている。

(1) UR処理：軸受鋼SUJ2に浸炭窒化を施したもの。

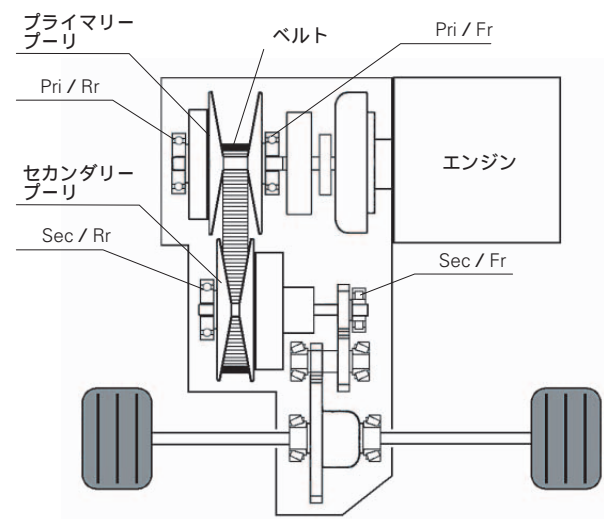


図3 プーリ支持軸受の配置  
Fig. 3 Location of the pulley support bearings

表1 プーリ支持軸受の軸受形式

Table 1 Types of pulley support bearings

		フロント側	リア側
プライマリープーリ軸	組合せ1	深溝玉軸受	深溝玉軸受
	組合せ2	円筒ころ軸受 (ニードル軸受)	深溝玉軸受
セカンダリープーリ軸	組合せ1	深溝玉軸受	深溝玉軸受
	組合せ2	円筒ころ軸受 (ニードル軸受)	深溝玉軸受

(2) Hi-TF：開発鋼に浸炭窒化(TF化技術)を施したものの。

いずれもオイル中に硬い異物(摩擦粉)が混入している潤滑条件で発生する早期はく離に対して有効である。

### 4. プーリ支持軸受特有の早期はく離

#### 4.1 はく離の特徴と要因

プーリ支持軸受においてまれに発生する早期はく離の中に、通常の転がり疲労による内部起点はく離や異物噛み込みによる圧痕を起点とした表面起点はく離とは異なる様相を呈しているものが認められている。

図5に示す軌道面上のはく離部には、はく離の起点となるような圧痕は認められず、軸方向に進展した数多くのき裂のみが認められる。また、はく離部断面の表面下100~200μm深さにおいて、転動体の転がり方向の軌道表面とほぼ平行して伸びるき裂が確認できる。

また、図6のはく離部断面のマイクロ組織からは、白色組織と微細なき裂が認められる。

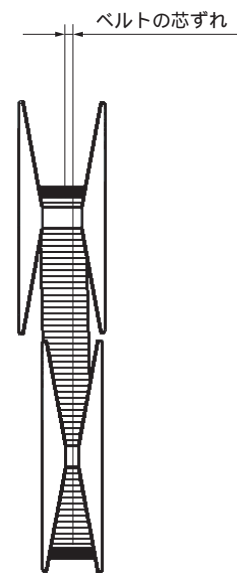
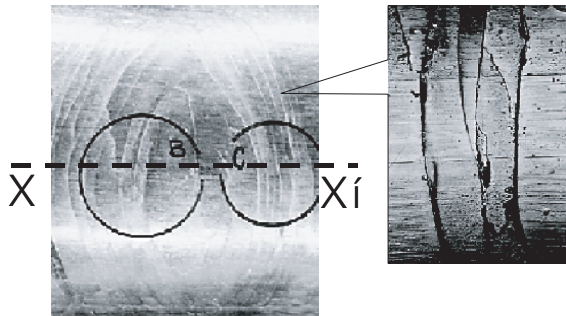
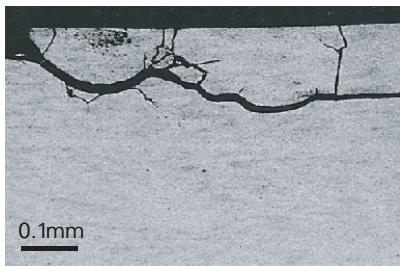


図4 ベルトの芯ずれ  
Fig. 4 Example of belt misalignment



(a) はく離の外観



(b) X-X' 断面におけるマイクロ組織

図5 プーリ支持軸受における早期はく離事例（ケース1）  
Fig. 5 Premature flaking of a pulley support bearing (Case 1)

このはく離部断面に認められるような白色組織の生成メカニズムについては、曲げ応力・振動説<sup>3)</sup>や塑性ひずみ局在化説<sup>4)</sup>等が報告されている。最近の研究では、水素雰囲気中で白色組織が再現できるとの報告<sup>5)</sup>があり、曲げ応力、塑性ひずみ局在化説だけでは説明ができない事例もあることがわかった。

これまでの研究において、白色組織起点型はく離が

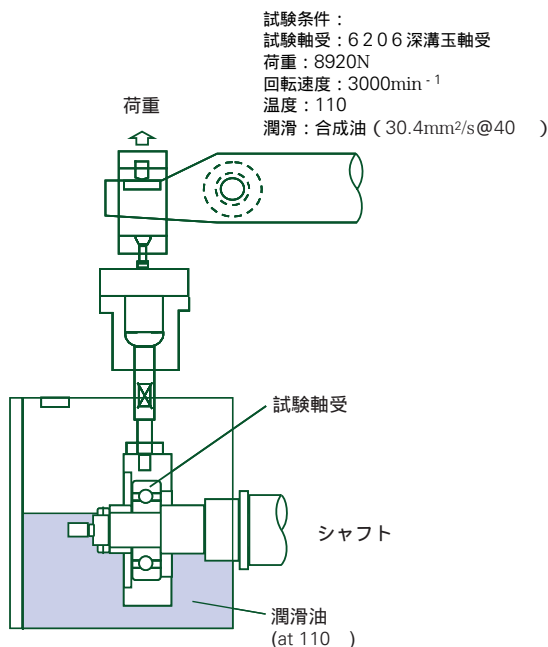


図7 寿命試験機の概略図（早期はく離試験）  
Fig. 7 Cross-section view of life test machine

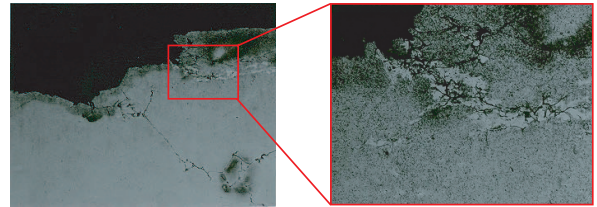


図6 プーリ支持軸受における早期はく離事例（ケース2）  
Fig. 6 Premature flaking of a pulley support bearing (Case 2)

発生した試料から明確な水素侵入が認められること、白色組織が発生する条件では水素の侵入速度が急激であり、白色組織発生は侵入した水素の絶対量で決定されるものではないことなどが確認されている<sup>6)</sup>。これらのことから、白色組織起点型はく離は、水素を主要因とする水素起因はく離であることを特定した。（詳細は、「耐白色はく離長寿命材料」を参照）

#### 4.2 水素の発生・鋼中への侵入における要因

水素の発生・鋼中への侵入及びそれに伴う早期はく離は、転動体と軌道輪間におけるすべりによって潤滑油が分解して発生した水素が、金属接触によって活性化した転動体や軌道面の表面から侵入して引き起こされる現象と考えられる。そこで、すべりに着目して白色組織発生の有無を調べることにした。

転動体と軌道輪間のすべりには、差動すべりの他、自転すべり、公転すべり、スピンすべり、ジャイロすべりなど、種々のすべりが考えられるが、ここでは、主として、差動すべりの影響を評価した結果について紹介する。評価は、外輪と内輪の溝曲率半径を種々変化させた 6202深溝玉軸受を用いて、図7に示す油浴潤滑下寿命試験機で行った。なお、潤滑油には、市販

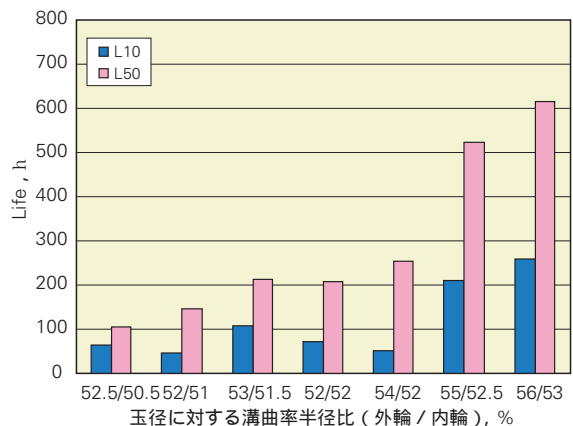


図8 寿命試験結果（溝曲率の影響）  
Fig. 8 Bearing life test results showing the influence of raceway curvature

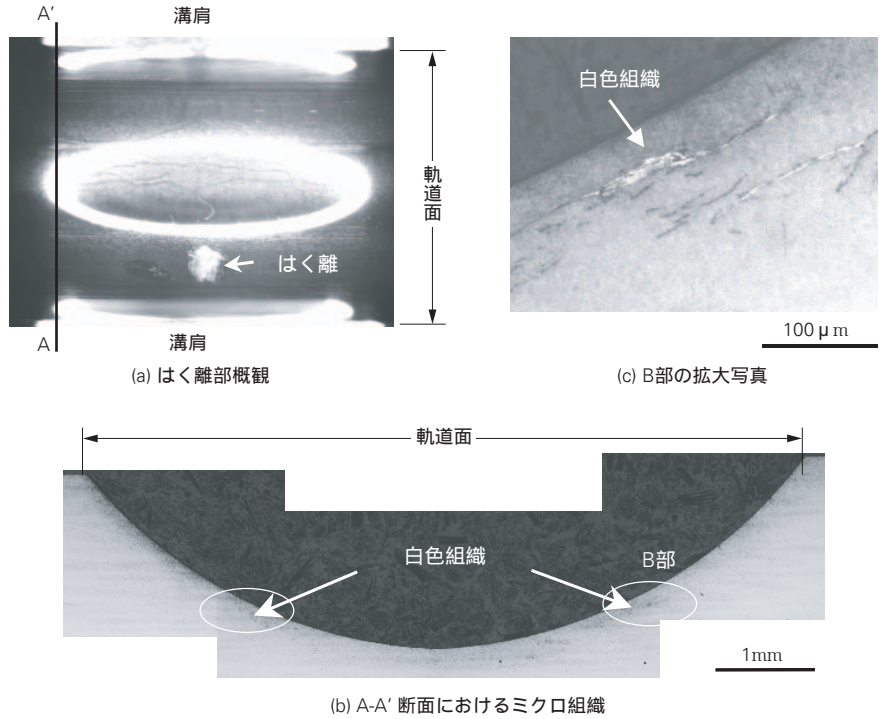


図9 破損軸受のはく離部概観と断面マイクロ組織  
 Fig. 9 Example of flaking and cross-section views of tested bearing ' s internal structure

のCVTフルードとほぼ同じ動粘度(40 時30.4 mm<sup>2</sup>/s)で、さらに種々の添加剤を配合した特別な合成油を用いた。

図8に寿命試験結果を示す。通常、軸受の寿命は溝曲率が大きい(玉径に対する溝曲率半径比が小)程、最大接触面が小さくなるため計算寿命は長くなるが、この結果では、溝曲率が大きい(玉径に対する溝曲率半径比が小)もの程、寿命が低下する傾向にある。

図9には、最も溝曲率が大きく、計算寿命の約1/3で

破損した軸受の軌道面上のはく離部外観と軌道面直下でのマイクロ組織観察結果を示す。はく離部位は接触面圧が最大となる溝底中央部ではなく、やや溝肩に寄った部位に発生している。また、その軸方向断面組織から、溝中心位置から溝肩寄りの左右対称位置に白色組織が認められる。

図10に上記軸受(52.5/50.5)の試験条件におけるPV値(P:接触面圧,V:すべり速度,PV:接触面圧とすべり速度の積)の解析結果を示す。溝中心位置が

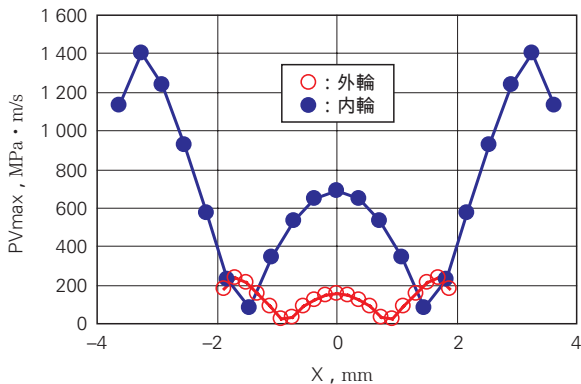


図10 PV値解析結果  
 Fig. 10 Pressure and velocity (PV) value analysis results

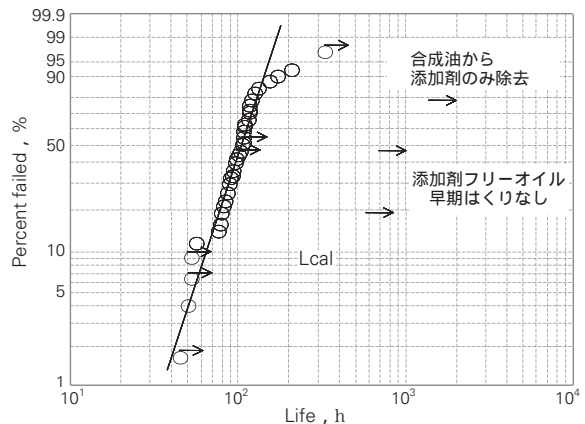


図11 寿命試験結果(油中添加剤の影響)  
 Fig. 11 Life test results showing the influence of additives in synthetic oil

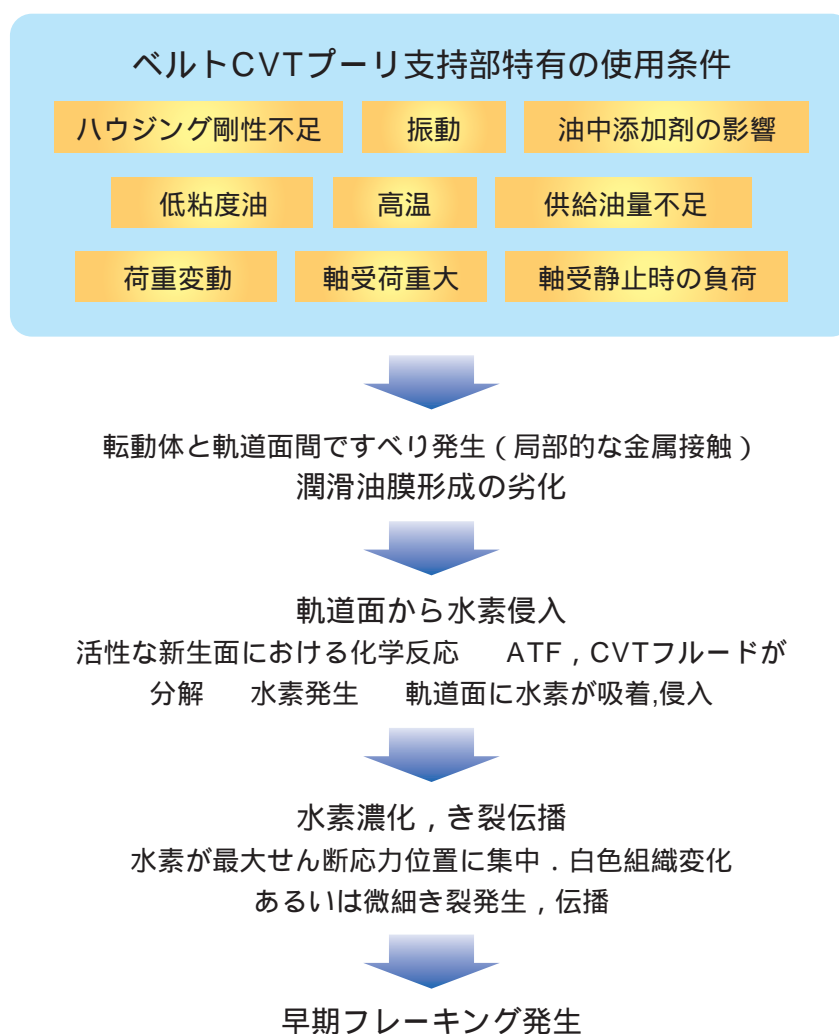


図12 ベルトCVTプーリ支持軸受における早期はく離発生メカニズム

Fig. 12 Process of premature flaking in pulley support bearings of a belt CVT

ら溝肩寄りの左右対称位置においてPV値が大きくなっている領域が存在する。図9に示した白色組織発生位置が、PV値の高い領域と一致していることから、白色組織発生（水素の発生・侵入）とすべりは強い相関があると考えられる。

さらに、オイルの添加剤の影響について検討を行った。図11には、前述した合成油から添加剤だけを抜き取った添加剤フリーの油を用いて、同一条件で寿命試験を行った結果を示す。添加剤を含む場合には、計算寿命の約1/3まで寿命が低下したのに対して、添加剤フリーの潤滑油の場合には、計算寿命の3倍以上の回転試験を行った場合でも、軸受は破損しなかった。以上のことから、油中添加剤の中には白色組織発生（水素の発生・侵入）と強い相関を持つものがあると考えられる。

プーリ支持軸受における早期はく離のメカニズムを図12に示す。実際のベルトCVTプーリ支持軸受の使用条件はユニットによってさまざまであるが、これらの

条件のいくつかが重なることにより、水素起因はく離が発生すると考えられる。

## 5. プーリ支持軸受の長寿命化技術

NSKは、水素の鋼中への侵入・濃化を抑制することで長寿命化を図ったプーリ支持軸受・ベルトトップ軸受を開発した<sup>7)</sup>。ベルトトップ軸受で採用した材料は、水素の鋼中への侵入・拡散の抑制に効果があるCrの量を高めた新開発の肌焼き鋼SHX3である。熱処理にはHi-TF軸受と同じTF化技術を採用している。このベルトトップ軸受では、水素起因の早期はく離寿命において軸受鋼SUJ2の10倍以上、異物による表面起点はく離寿命において軸受鋼SUJ2の約5倍の長寿命効果が確認されている。（詳細は商品紹介を参照）。

図13には、NSKにおける転がり軸受の長寿命化技術を示す。図中のUR軸受、Hi-TF軸受は、ベルトCVTにおいても数多くの採用実績がある。UR軸受に関しては、表面の残留圧縮応力層がき裂の発生・進展を抑

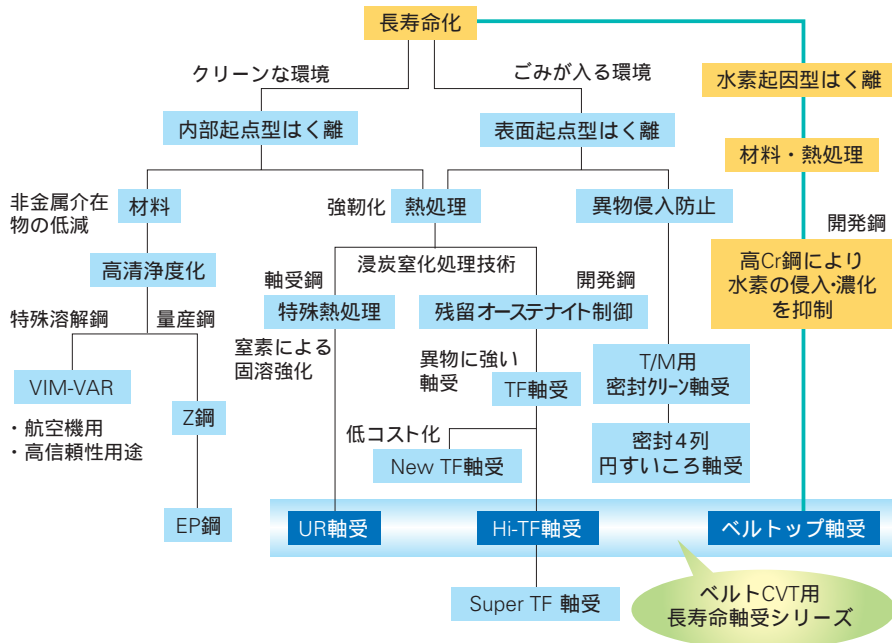


図13 NSKの長寿命化技術  
 Fig. 13 Diagram showing historical development of NSK's long-life technology

制すること、Hi-TF軸受に関しては、表面の残留圧縮応力層に加え、表面の微細な炭化物が水素の侵入及び内部への拡散を幾分抑制していることが考えられる。

UR軸受、Hi-TF軸受にベルトトップ軸受が加わったことにより、ベルトCVT用長寿命軸受のラインナップが完成し、さまざまなベルトCVTに最適な軸受仕様の提案が可能になった。

## 6. あとがき

ベルトCVTは変速ショックの無い「夢の変速機」として登場したが、現在ではエンジンとの統合制御による燃費向上が大きな魅力となっている。NSKのベルトCVT用長寿命軸受シリーズにより、地球環境保護の一役を担えれば幸いである。

## 参考文献

- 1) 守本 佳郎, “無段変速機CVT入門”, グランプリ出版 (初版2004-10).
- 2) 矢内原 梨花, 梅里 和生, 村上 靖宏, 石川 貴朗, “高トルク容量ベルトCVT用新フルード”, 日産技報, 第42号 (1997-12).
- 3) 村上 保夫, 武村 浩道, 中 道治, 小川 隆司, 桃野 達信, 岩本 章, 石原 滋, “オルタネータ用軸受疲労メカニズムの解明”, NSK Technical Journal, No. 656 (1993) 1-14.
- 4) 柴田 正道, 後藤 将夫, 小熊 規泰, 三上 剛, “エンジン・補機用軸受における転がり疲れによる新しいタイプのマイクロ組織変化”, KOYO Engineering Journal, No. 150 (1996) 16-22.
- 5) Youich Matsumoto, Yasuo Murakami, and Manabu Oohori, “Rolling Contact Fatigue under Water-Infiltrated Lubrication”, Bearing Steel Technology, ASTM STP 1419, 226-243.
- 6) S.Tanaka, N.Mitamura, and Yasuo Murakami, “Influence of sliding chromium content in the steel on the white structural change under rolling contact fatigue”, Proceedings for the 2004 Global Powertrain Congress Volume 32, 6-13.
- 7) Hiromichi Takemura, Yoshiaki Sakajiri and Shinji Fujita "Development of long life pulley-supporting bearing for belt-cvt", SAE Technical Paper: 2005-01-0873.

# 耐白色はく離長寿命材料

藤田 慎治\* , 内田 啓之\* , 田中 進\*\*



藤田 慎治



内田 啓之

## Long Life Materials Countering White Structure Flaking

by S. Fujita , H. Uchida , S. Tanaka



田中 進

Bearings used in belt-type continuous variable transmissions (b-CVT) and engine-driven accessories may occasionally generate a white microstructure in the bearing material directly beneath the origin of flaking (referred to as "white structure flaking" by NSK), which can result in premature failure of the bearings. NSK research has identified the mechanism of so-called white structure flaking as a process where hydrogen permeates into the bearing steel, causing it to weaken. Based on this flaking mechanism, NSK developed long life materials to counter white structure flaking: SHX3 material ( surface-hardened steel ) and SHJ5 material ( through-hardened steel ).

1. まえがき
2. 白色はく離メカニズム
  - 2.1 白色はく離に及ぼす因子
  - 2.2 長寿命化のメカニズム
3. 長寿命材料の特長
  - 3.1 異物混入潤滑下（表面硬化鋼：SHX3鋼）
  - 3.2 クリーン潤滑下（完全硬化鋼：SHJ5鋼）
  - 3.3 材料特性
4. あとがき

### 1. まえがき

NSKでは、軸受の長寿命化に対して、転がり疲れのメカニズムを解析し、図1に示すような長寿命化技術を確立してきた。内部起点型はく離では非金属介在物の粒度分布を制御したEP鋼、表面起点型はく離では残留オーステナイト量と硬さを制御したTF（タフ）化技術を確立してきた<sup>1)</sup>。

近年、ベルト式無段変速機（以下B-CVT）のプーリを支持する軸受や電装補機用軸受は、軸受の使用条件の過酷化に伴い、従来の内部起点型と表面起点型はく離のパターンに分類できない早期はく離、すなわち白色組織起点型はく離（以下白色はく離）がまれに発生するようになってきた。白色はく離はグリースによ

て対策を施すことが可能であり、MA7、MA8、HA1等の白色はく離防止グリースを開発し市場に展開してきた<sup>2)</sup>。

しかしながら、B-CVT等のオイル潤滑で軸受が使用される場合には、グリースにより白色はく離を防止することが不可能である。さらに、電装補機用軸受の使用条件は、今後ますます過酷化していくことが予想され、上記のようなグリースによる対策だけでは不十分な場合もあると考えられる。そこで、白色はく離を防止する技術として、材料面から何らかの対策が望まれていたが、今までは、白色はく離のメカニズムが不明確であったため、有効な軸受材料はなかった。

NSKでは、白色はく離のメカニズムが水素起因であることを明確にし、2種類の新材料を開発した（表面硬化鋼：SHX3、完全硬化鋼：SHJ5）。本報では、白色はく離メカニズムならびに開発した新材料の特長について紹介する。

\* 総合開発研究センター 基盤技術研究所

\*\* 軸受技術センター 自動車軸受技術部



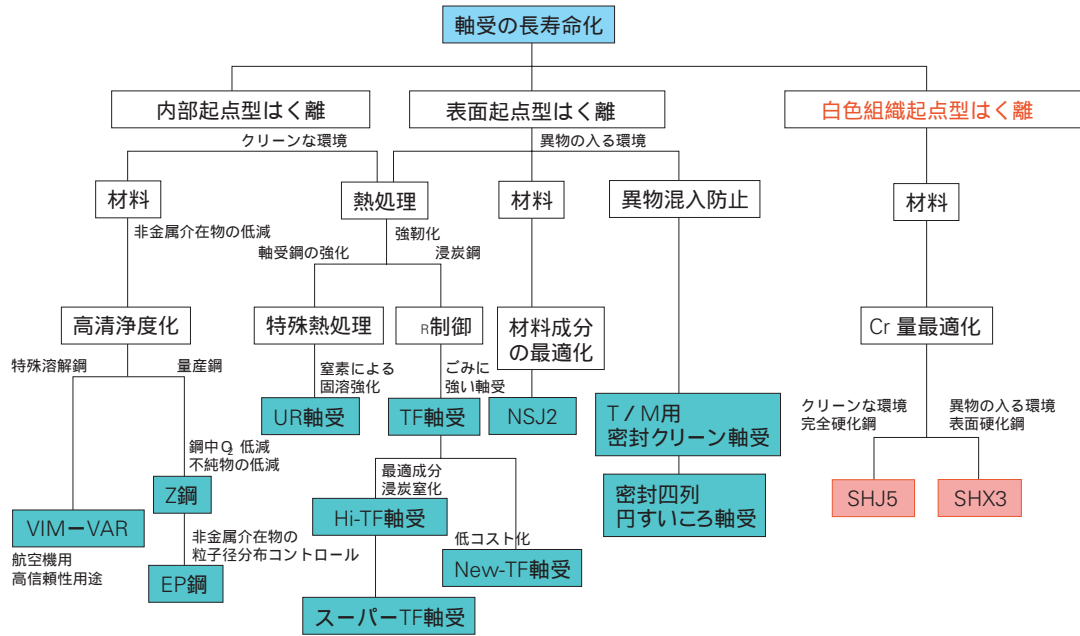


図1 長寿命化へのアプローチ  
Fig. 1 An empirical approach to long-life material development

## 2. 白色はく離メカニズム

### 2.1 白色はく離に及ぼす因子

白色はく離の例として、はく離外観ならびにミクロ写真を示す(写真1)。エッチングをすると白く見える白色組織がはく離近傍の最大せん断応力位置に観察される。通常、軸受が疲労を受けた場合に生じる組織変化は、DEC、WECまたは非金属介在物近傍に発生するパタフライなどが知られている<sup>3)</sup>。上記の組織変化は、軸受の計算寿命をはるかに越える領域で発生する<sup>1)</sup>。しかし、前述の白色はく離は、計算寿命の1/10程度という短時間で発生し、その形態も従来の組織変化とは異なったものである。

これまで、白色はく離に関するメカニズムとしては曲げ応力<sup>3)</sup>、塑性ひずみ局在化<sup>4)</sup>等が報告されている。最近の研究では、グリース中の添加剤を変えると白色はく離寿命が伸びること<sup>5)</sup>、水素雰囲気中で転

がり疲れ試験を行うと白色組織が再現できること<sup>6)</sup>等の報告があることから、曲げ応力、塑性ひずみ局在化説だけでは説明ができないことがわかってきた。

そこで、水素雰囲気中で白色組織が再現できることから水素に着目して詳細な検討を行った。

最初に、白色はく離が発生した軸受と発生していない軸受を用い、質量分析計により水素侵入量の測定を行った(図2)。白色はく離が発生した軸受では水素のピークが検出され、水素侵入が認められた。一方、白色はく離の発生していない軸受には水素のピークがなく、水素侵入は確認できなかった。

さらに、水素の影響を確認するため、白色はく離シミュレート試験機<sup>7)</sup>、一般転がり寿命試験機を用い、試験後の軸受の水素増加量を測定した。試験条件が異なるため、実寿命/計算寿命で整理して、水素増加量との関係を求めた。同じ水素侵入量でも白色組織が発生するものと発生しないものがあり、水素侵入量との関係は不明確であった(図3)。しかし、水素侵入速

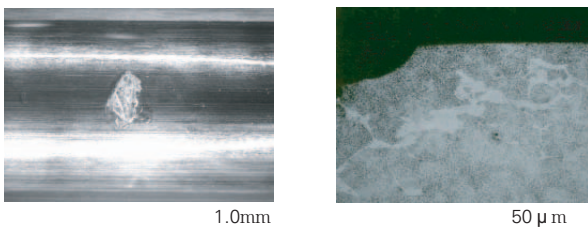


写真1 はく離品にみられるミクロ組織変化  
Photo 1 White microstructure (microscopic cracks) in the material of a failed bearing after actual use

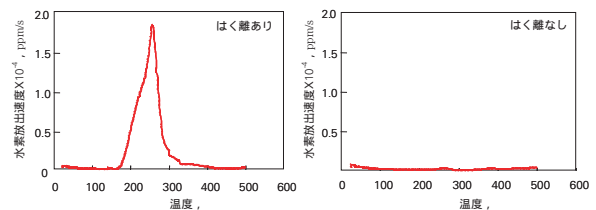


図2 水素量測定結果  
Fig. 2 Measured amounts of hydrogen in bearing material after life testing

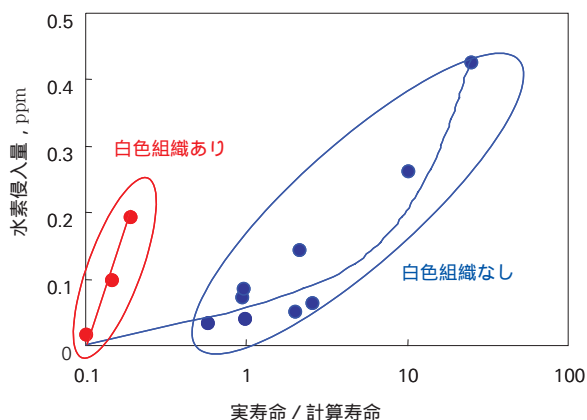


図3 水素侵入量測定結果  
 Fig. 3 Measured amounts of penetrated hydrogen in bearings after life testing

度に着目すると、白色組織発生の有無に大きな違いがあり、白色組織が発生する条件では水素の侵入速度が急速であった<sup>8)</sup>。よって、白色組織発生は水素の絶対量で決定されるものではなく、軸受中への水素の侵入速度に依存していることがわかった。

2.2 長寿命化のメカニズム

前節において、白色はく離を引起す主因子が水素であることを特定した。

そこで、水素起因の白色はく離に強い材料について

検討を行ったところ、下記に着目すれば長寿命化を図れるということが明らかとなった。

- (1) 水素の発生を抑える。  
 転動体と軌道面との金属接触に伴い、活性面が生成されると潤滑剤が分解して水素が生成される。これに対しては、微細な炭化物や炭窒化物の析出により転動面の耐摩耗性を向上させて、活性面の生成を抑制し、水素の発生を抑える。
- (2) 水素の濃化を抑える。  
 軸受内部に侵入した水素が最大せん断応力位置へ濃化すると白色はく離が発生しやすくなる。これに対しては、合金元素を添加して水素の拡散速度を遅くし、水素の濃化を抑える。

上記のプロセスをまとめると図4ようになる。水素は潤滑剤のトライボケミカル反応により発生する。発生した水素は軸受表面へ移動・吸着し、軸受材料中へ侵入する。最大せん断応力位置の微小欠陥への濃化により局部的に材料強度を低下させる。この結果として、白色はく離が起こるものと考えられる。

成分設計において、様々な元素の検討を行ったところ、図5に示すように軸受鋼中のCr量を増加させることによって、水素拡散速度が低下することが判った。さらに、水素侵入量においても13Cr鋼を用いると水素の侵入を抑えられることが明らかとなった(図6)。

水素に関して



図4 白色はく離プロセス  
 Fig. 4 Process of white structure flaking

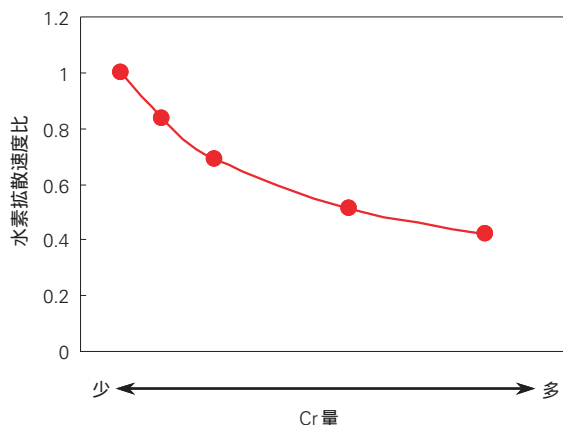


図5 Cr量と水素拡散速度の関係  
 Fig. 5 Relationship between chromium content in steel and rate of hydrogen diffusion

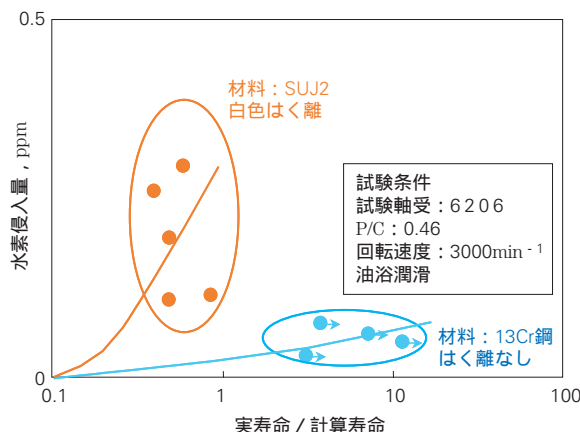


図6 水素侵入量測定結果  
 Fig. 6 Measured amounts of penetrated hydrogen in bearings after life testing

そこで、SUJ2をベース材料としてCr添加量が異なった軸受を製作し、白色はく離が再現できるように試験軸受に予め水素チャージを施した後、転がり疲れ寿命試験を行った。図7に示すようにCrを増加することにより、白色はく離に対して長寿命が得られた。よって、Crが有効な元素であることが寿命試験結果からも確認ができた。Crによる長寿命化メカニズムの概略を示すと図8のようになる。材料中にCrを添加することにより軸受内部への水素の侵入を防ぎ、さらに拡散を抑制し、微小欠陥への水素の濃化を防ぐことができる。

### 3. 長寿命材料の特長

以下に異物混入環境下での使用に適したSHX3鋼、クリーン環境下での使用に適したSHJ5鋼の特長を記す。

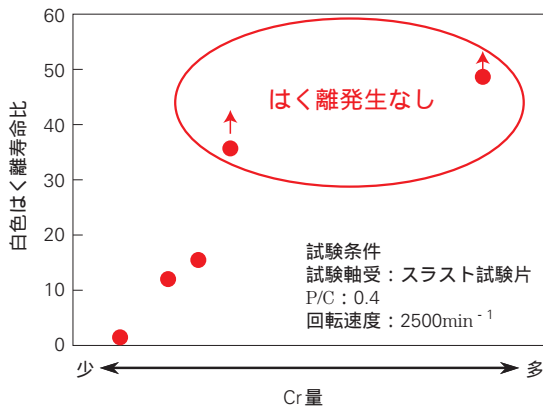


図7 Cr量と白色組織起点型はく離寿命の関係  
Fig. 7 Relationship between chromium content in steel and white structure flaking

### 3.1 異物混入潤滑下（表面硬化鋼：SHX3鋼）

#### 3.1.1. 長寿命化のコンセプト

自動車のB-CVT、オートマチックトランスミッションやディファレンシャルギアボックス用軸受は、潤滑油中に異物が混入する環境で使用されている。軸受がこのような環境で使用されると図9に示すように異物の噛み込み 転がり面に圧痕が形成 その圧痕縁への応力集中 クラックの発生 はく離発生という表面起点型はく離が起こる。応力集中は圧痕が小さいほど、また圧痕縁の形状が丸いほど小さくなる。圧痕を小さくするには、転動面の硬さを高くすることが有効であり、圧痕縁の形状を丸くするには柔らかい残留オーステナイト量 ( $R_c$ ) を多くすることが有効

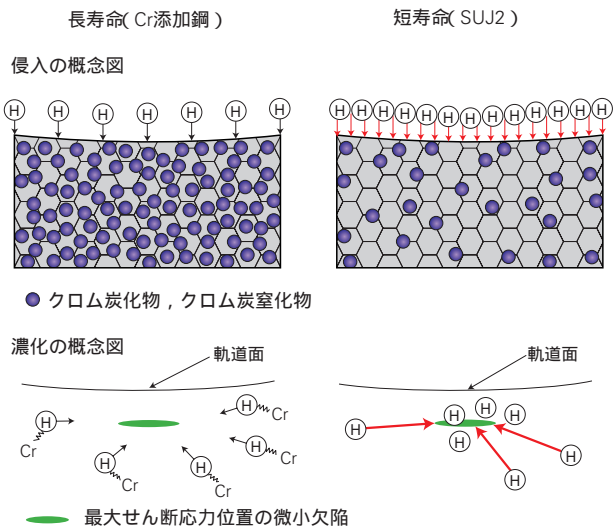


図8 Crによる長寿命化概念  
Fig. 8 Using chromium as a means of achieving long life

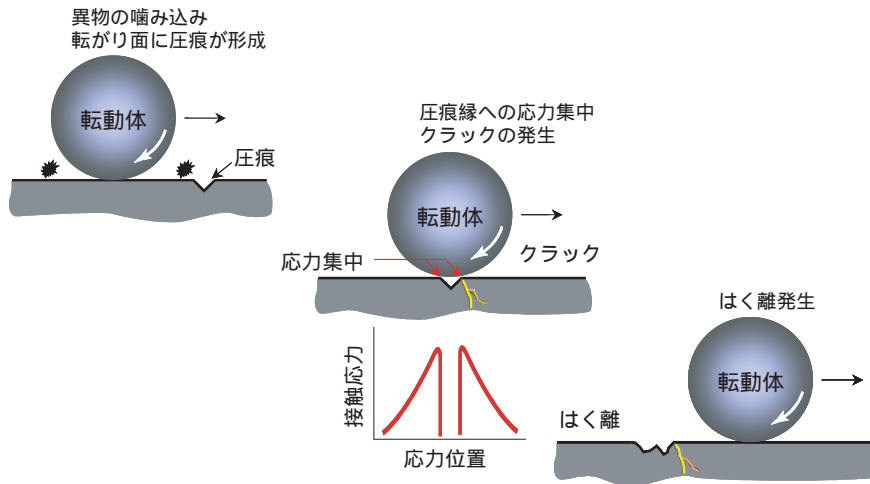


図9 表面起点型はく離メカニズム  
Fig. 9 Mechanism of surface-originated flaking

である。これらの相反する特性を同時に発現させるために、微細な窒化物を多量に析出させ、硬さを損なうことなく残留オーステナイト量を高めることのできるTF技術を確立した<sup>1)</sup>。

SHX3鋼はSAC鋼<sup>9)</sup>をベースとしてTF化技術を用い、Crを最適添加した表面硬化鋼<sup>10)</sup>である。

### 3.1.2 寿命試験結果

以下にSHX3鋼の転がり疲れ寿命試験結果を示す。なお、潤滑方法は使用環境を再現するためにオイル潤滑で行った。通常、白色はく離は寿命試験を行っただけでは発生しないが、本試験においては試験条件を工夫し、白色はく離が再現できるようにした。

図10に示すように、SHX3鋼は白色はく離に対して、SUJ2の10倍以上、HTFの5倍以上の長寿命を達成できる。また、表面起点型はく離（異物混入環境下）にお

いても、図11に示すようにSUJ2の5倍以上の長寿命を達成できる。内部起点型はく離（クリーン環境下）においても図12に示すようにSUJ2の2倍以上の長寿命化を達成できる。さらに、潤滑油膜形成が不十分な境界潤滑下でも、図13に示すようにSUJ2の3倍以上の長寿命を達成し、HTFを上回る寿命が得られている。

### 3.2 クリーン潤滑下（完全硬化鋼：SHJ5鋼）

#### 3.2.1 長寿命化のコンセプト

電装補機用軸受のようにクリーン環境下で使用される表面起点型はく離の可能性がない場合は、熱処理コストの低い完全硬化鋼でよい。SHJ5鋼はSUJ2をベースとしてCrを最適添加した完全硬化鋼である。

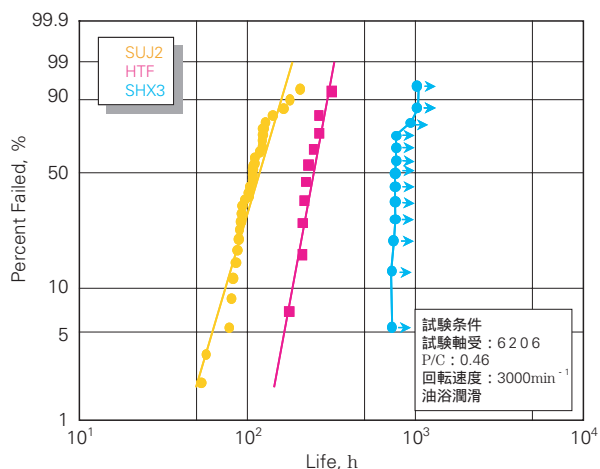


図10 白色はく離寿命  
Fig. 10 Rolling fatigue life under hydrogen-induced flaking

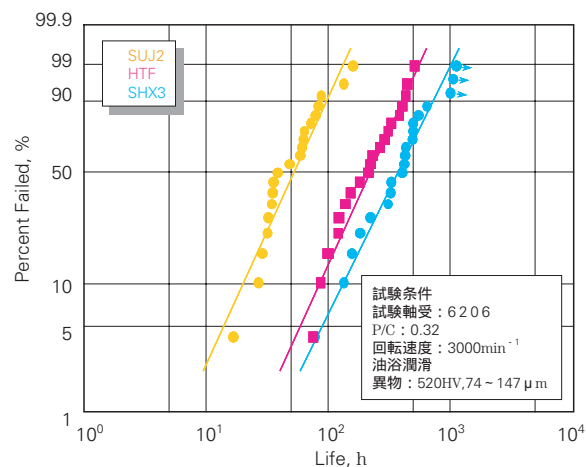


図11 表面起点型はく離寿命  
Fig. 11 Rolling fatigue life under contaminated lubricant conditions

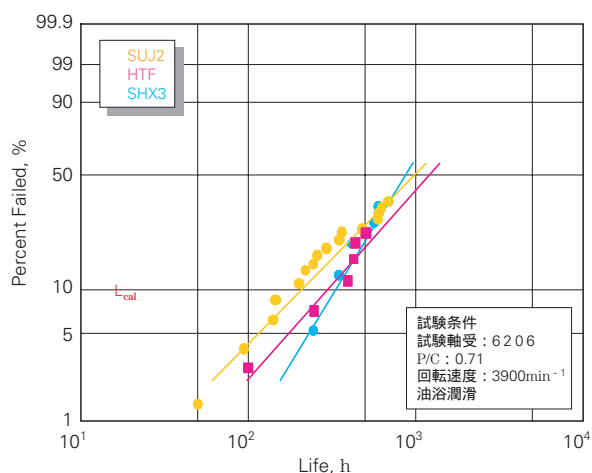


図12 内部起点型はく離寿命  
Fig. 12 Rolling fatigue life under clean lubricant conditions

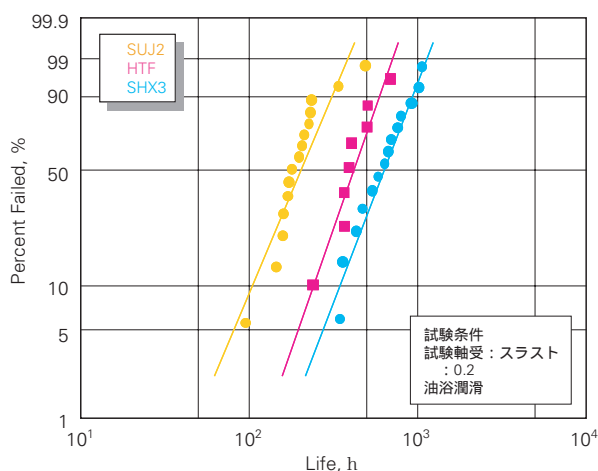


図13 表面損傷型はく離寿命  
Fig. 13 Rolling fatigue life under low oil film parameter (oil film thickness / surface roughness ratio) conditions

3.2.2 寿命試験結果

以下にSHJ5鋼の転がり疲れ寿命試験結果を示す。本鋼種はクリーン潤滑下で使用されるため、グリース潤滑で試験を行った。

図14に示すように、SHJ5鋼は白色はく離に対して、SUJ2の4倍以上の長寿命を達成できる。また、図15に示すように通常の内部起点型はく離においても計算寿命の10倍以上の寿命を有している。

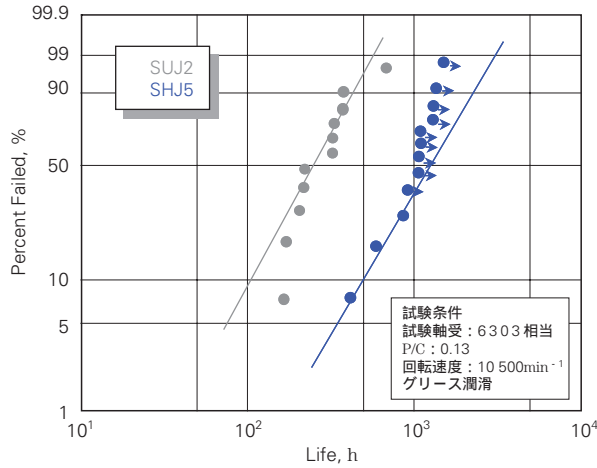


図14 白色はく離寿命  
Fig. 14 Rolling fatigue life under hydrogen-induced flaking

3.3 材料特性

SHX3, SHJ5鋼はCrを適量添加しているため、熱伝導率が低くなり、軸受として焼付きを発生しやすくなることが懸念される。しかし、SUJ2と比較して焼付き限界PV値を測定すると図16に示すように両鋼ともに優れた値を示した。さらに、図17に示すようにSUJ2（通常熱処理）と比較して、両鋼ともに優れた寸法安定性を示すので、高温での使用も可能である。

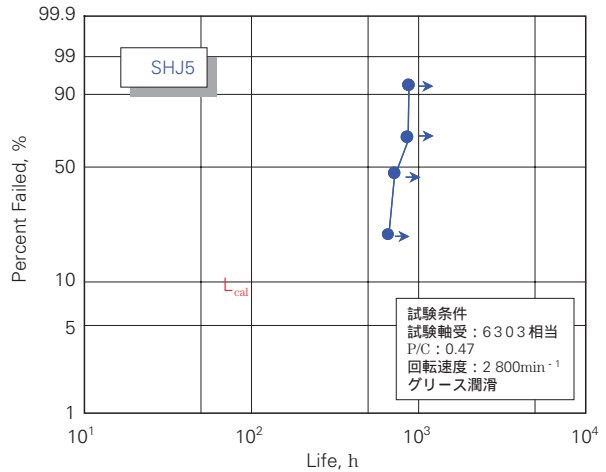


図15 内部起点型はく離の寿命  
Fig. 15 Rolling fatigue life under clean lubricant conditions

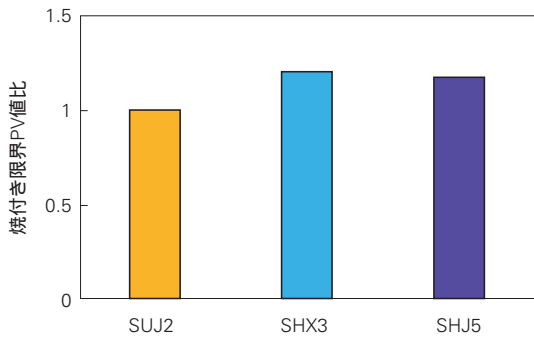


図16 各鋼種の焼付き限界値測定結果  
Fig. 16 Seizure limit test results for each material

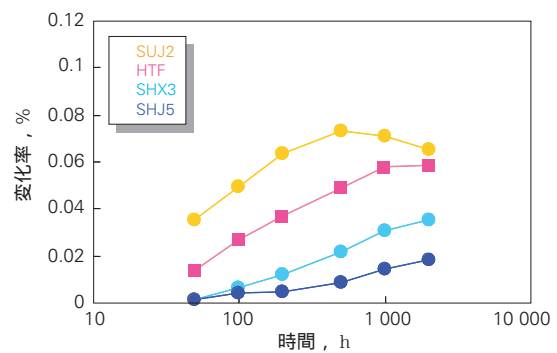


図17 各鋼種の寸法安定性  
Fig. 17 Dimensional stability of each material

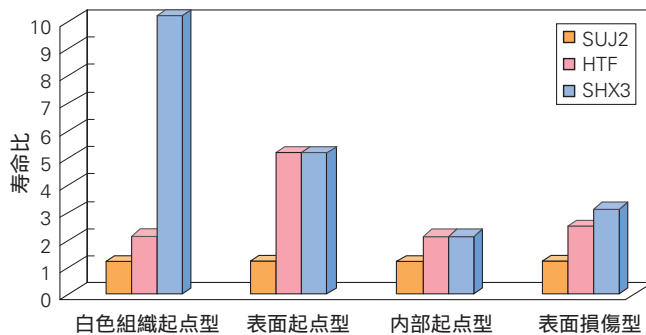


図18 SHX3の寿命特性まとめ  
Fig. 18 Rolling fatigue life of SHX3 steel

#### 4. あとがき

水素の侵入速度という新しいファクターに着目して、量産可能な範囲でCr量を増加した2種類の新材料SHX3（表面硬化鋼）、SHJ5(完全硬化鋼)を開発した。

SHX3の各種転がり寿命試験結果をまとめると図18のようになる。また、SHJ5の転がり寿命試験結果は白色はく離寿命：SUJ2の4倍以上、内部起点型はく離寿命：SUJ2と同じ。

SHX3、SHJ5鋼は白色はく離に優れた転がり寿命を示すだけでなく、軸受に要求される他の寿命も満たしている。

今後も市場のニーズの変化に対応した新しいシーズ技術を提案し、自動車産業の発展を支える基盤技術開発に取り組みたい。

#### 参考文献

- 1) Kyozauro Furumura, Yasuo Murakami, and Tsutomu Abe, "The Development of Bearing Steels for Long Life Rolling Bearings Under Clean Lubrication and Contamination Lubrication", Creative Use of Bearing Steels, ASTM STP 1195, J.J.C.Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials Philadelphia (1993) 199-210.
- 2) 磯 賢一, 後藤 耕一, "電装品軸受用亜硝酸ナトリウム無添加グリースの開発", NSK Technical Journal, No.672 (2001) 51-54.
- 3) Yasuo Murakami, Michiharu Naka, and Akira Iwamoto, "Long Life Bearings for Automotive Alternator Applications", SAE Technical Paper:950944 (1995) 1-14.
- 4) 柴田 正道, 後藤 将夫, 小熊 規泰, 三上 剛, "エンジン・補機用軸受における転がり疲れによる新しいタイプのミクロ組織変化", KOYO Engineering Journal, No.150 (1996) 16-22.
- 5) Kenichi Iso, Atsushi Yokouchi, and Hiromichi Takemura, "Research work for clarifying the mechanism of White Structure Flaking and extending the life of bearings", SAE Technical Paper:2005-01-1868 (2005) 1-11.
- 6) Youichi Matsumoto, Yasuo Murakami, and Manabu Oohori, "Rolling Contact Fatigue Under Water-Infiltrated Lubrication", Bearing Steel Technology, ASTM STP 1419 (2002) 226-243.
- 7) 武村 浩道, 村上 保夫, "エンジン補機用軸受に対する寿命計算式の検討", 日本機械学会論文集(C編), 63巻, 615号 (1997) 295-300.
- 8) S. Tanaka, N. Mitamura, and Y. Murakami, "Influence of sliding chromium content in the steel on the white structural change under rolling contact fatigue", Proceedings for the 2004 Global Powertrain Congress, Volume 32 (2004) 6-13.
- 9) 村上 保夫, 三田村 宣晶, 古村 恭三郎, "過酷潤滑下での長寿命スーパー-TF, Hi-TF軸受" NSK Technical Journal, No.652 (1992) 9-16.
- 10) Shinji Fujita, Nobuaki Mitamura, Yasuo Murakami, "RESEARCH OF NEW FACTORS AFFECTING ROLLING CONTACT FATIGUE LIFE" Proceedings of WTC2005, WTC2005-63400.

商 品

紹 介

高機能標準ころ軸受「HPS®自動調心ころ軸受シリーズ」

High Performance Series - HPS® Spherical Roller Bearings

NSK自動調心ころ軸受は、他のタイプの軸受に比べ、高負荷容量で調心性を有し（心違いがある箇所に使用可）、一体で取扱いが容易であることから、鉄鋼、製紙、鉱山、建設機械をはじめ産業一般に幅広く使用されている。この軸受には、回転性能とともにタフである（壊れにくい）ことが求められる。このニーズに対応するため、1998年に販売を開始し国内、海外で好評を博した「高機能自動調心ころ軸受「EAシリーズ」」に続き、今回、さらに大幅な高性能化を実現した「HPS自動調心ころ軸受シリーズ」を市場に投入した。この新シリーズの特長を以下に紹介する（写真1）。

1. 特 長

HPS自動調心ころ軸受は、高機能標準ころ軸受として下記の特長をもっている。

1) 長寿命

最適な内部設計技術、新しい加工技術、及び高い材料技術によって高負荷容量化を実現し、従来軸受に対し、2倍の寿命を実現している。（図1）。

2) 高許容回転数

鋼板打抜き保持器に特殊表面処理を行なうこと

よって、耐摩耗性を大幅に向上させ、従来軸受に対し最大1.2倍の許容回転数を実現している。

3) 高い使用限界温度

外輪と内輪は、高温寸法安定化処理を標準仕様とし、200℃まで使用可能である。

4) 油溝・油穴付き

グリース潤滑、油浴潤滑、強制給油潤滑などの多様な潤滑方法に対応するために、NSKの他の自動調心ころ軸受と同様に、外輪に油溝・油穴付きを標準仕様としている。

2. 展開範囲

HPS自動調心ころ軸受は、下記3シリーズの範囲に展開し、軸受外径80mmから260mmまでの42名番を用意している（表1）。

- ・22208～22226
- ・22308～22324
- ・21308～21318

この品揃えによって、産業機械設備に使われている軸受サイズをほとんどカバーしているので、小形から大形機械設備の広い用途に対応できる。



写真1 HPS®自動調心ころ軸受  
Photo 1 HPS® spherical roller bearings

軸受すきまは、普通すきまとC3すきまの2種類、内径は、円筒穴とテーパ穴の2種類を標準としている。

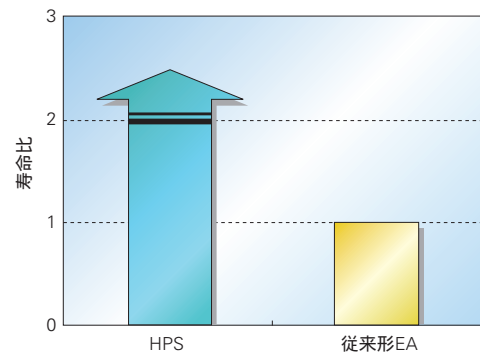


図1 寿命試験結果  
Fig. 1 Fatigue life test results

### 3. まとめ

HPS自動調心ころ軸受は、高機能標準ころ軸受でありながら、これまでの標準軸受の使用可能領域を越え、専用軸受でしか対応できなかった領域まで使用可能とした。

入手性に優れ、市場ニーズに応じた商品を、今後も引き続き開発・展開していきたい。

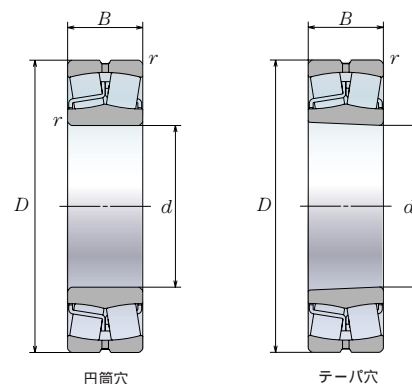


表1 HPS自動調心ころ軸受寸法表

Table 1 Bearing table of HPS spherical roller bearings

呼び番号		主要寸法 (mm)				基本定格荷重		許容回転数 (min <sup>-1</sup> )	
円筒穴	テーパ穴	d	D	B	r (最小)	Cr (N)	Cor (N)	グリース潤滑	油潤滑
22208EAE4	22208EAKE4	40	80	23	1.1	113 000	99 500	6 700	8 500
21308EAE4	21308EAKE4	40	90	23	1.5	118 000	111 000	6 000	7 500
22308EAE4	22308EAKE4	40	90	33	1.5	170 000	153 000	5 300	6 700
22209EAE4	22209EAKE4	45	85	23	1.1	118 000	111 000	6 000	7 500
21309EAE4	21309EAKE4	45	100	25	1.5	149 000	144 000	5 000	6 300
22309EAE4	22309EAKE4	45	100	36	1.5	207 000	195 000	4 500	5 600
22210EAE4	22210EAKE4	50	90	23	1.1	124 000	119 000	5 600	7 100
21310EAE4	21310EAKE4	50	110	27	2	178 000	174 000	4 500	5 600
22310EAE4	22310EAKE4	50	110	40	2	246 000	234 000	4 300	5 300
22211EAE4	22211EAKE4	55	100	25	1.5	149 000	144 000	5 300	6 700
21311EAE4	21311EAKE4	55	120	29	2	178 000	174 000	4 500	5 600
22311EAE4	22311EAKE4	55	120	43	2	292 000	292 000	3 800	4 800
22212EAE4	22212EAKE4	60	110	28	1.5	178 000	174 000	4 800	6 000
21312EAE4	21312EAKE4	60	130	31	2.1	238 000	244 000	3 800	4 800
22312EAE4	22312EAKE4	60	130	46	2.1	340 000	340 000	3 600	4 500
22213EAE4	22213EAKE4	65	120	31	1.5	221 000	230 000	4 300	5 300
21313EAE4	21313EAKE4	65	140	33	2.1	264 000	275 000	3 600	4 500
22313EAE4	22313EAKE4	65	140	48	2.1	375 000	380 000	3 200	4 000
22214EAE4	22214EAKE4	70	125	31	1.5	225 000	232 000	4 000	5 300
21314EAE4	21314EAKE4	70	150	35	2.1	310 000	325 000	3 200	4 000
22314EAE4	22314EAKE4	70	150	51	2.1	425 000	435 000	3 000	3 800
22215EAE4	22215EAKE4	75	130	31	1.5	238 000	244 000	4 000	5 000
21315EAE4	21315EAKE4	75	160	37	2.1	310 000	325 000	3 200	4 000
22315EAE4	22315EAKE4	75	160	55	2.1	485 000	505 000	2 800	3 600
22216EAE4	22216EAKE4	80	140	33	2	264 000	275 000	3 600	4 500
21316EAE4	21316EAKE4	80	170	39	2.1	355 000	375 000	3 000	3 800
22316EAE4	22316EAKE4	80	170	58	2.1	540 000	565 000	2 600	3 400
22217EAE4	22217EAKE4	85	150	36	2	310 000	325 000	3 400	4 300
21317EAE4	21317EAKE4	85	180	41	3	360 000	395 000	3 000	4 000
22317EAE4	22317EAKE4	85	180	60	3	600 000	630 000	2 400	3 200
22218EAE4	22218EAKE4	90	160	40	2	360 000	395 000	3 200	4 000
21318EAE4	21318EAKE4	90	190	43	3	415 000	450 000	2 800	3 600
22318EAE4	22318EAKE4	90	190	64	3	665 000	705 000	2 400	3 000
22219EAE4	22219EAKE4	95	170	43	2.1	415 000	450 000	3 000	3 800
22319EAE4	22319EAKE4	95	200	67	3	735 000	780 000	2 200	2 800
22220EAE4	22220EAKE4	100	180	46	2.1	455 000	490 000	2 800	3 600
22320EAE4	22320EAKE4	100	215	73	3	860 000	930 000	2 000	2 600
22222EAE4	22222EAKE4	110	200	53	2.1	605 000	645 000	2 600	3 200
22322EAE4	22322EAKE4	110	240	80	3	1 030 000	1 120 000	1 900	2 400
22224EAE4	22224EAKE4	120	215	58	2.1	685 000	765 000	2 400	3 000
22324EAE4	22324EAKE4	120	260	86	3	1 190 000	1 320 000	1 700	2 200
22226EAE4	22226EAKE4	130	230	64	3	820 000	940 000	2 200	2 600



商 品

紹 介

ベルトCVT用長寿命軸受「ベルトトップ®軸受」

Long-Life Bearings for Belt CVTs - BELTOP® Bearings

金属ベルトCVT（以下、ベルトCVT）と従来のトランスミッション（MT，AT）との最も大きな違いは、エンジンからの動力を金属製ベルトを介して入力側プーリから出力側プーリに伝達する構造にある。プーリ軸を支持する軸受はベルトCVT特有の要求に応えるため、特殊仕様の設計になっているものが多い。軸受の使用条件も従来のトランスミッションと異なることから、従来のトランスミッションでは経験したことがな

い軸受の損傷が発生することがあった。それは、写真1に示すような白色組織変化や微細なき裂を伴う早期はく離である。

NSKは、このような早期はく離が水素を主要因とする水素起因はく離であることを明らかにし、さらにそのメカニズムにもとづき、長寿命プーリ支持軸受・ベルトトップ軸受（写真2）を開発した。以下にその特長、性能について紹介する。

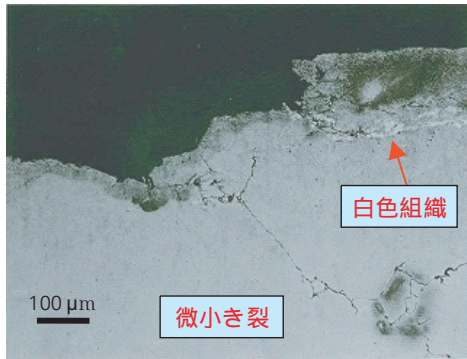


写真1 早期はく離例(微小き裂および白色はく離が発生)  
Photo 1 Example of premature flaking (Occurrence of white microstructures and microscopic cracks)



写真2 ベルトトップ®軸受  
Photo 2 BELTOP® bearings

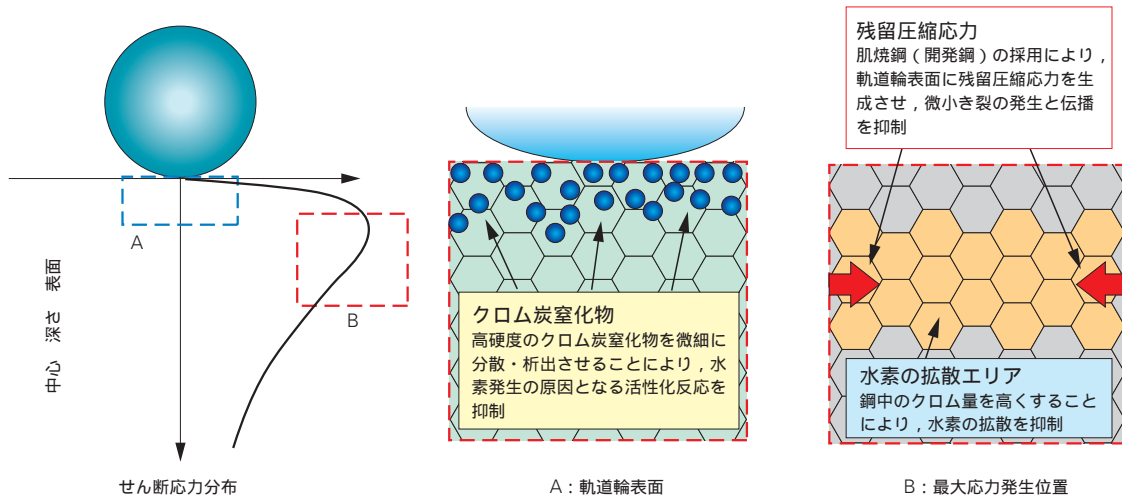


図1 NSK独自の開発鋼（SHX3）の効果  
Fig. 1 Effectiveness of NSK's originally developed bearing steel (SHX3)

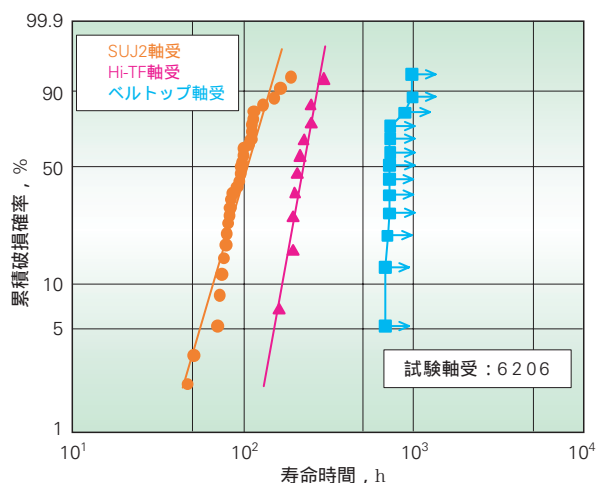


図2 水素起因による早期寿命はく離  
Fig. 2 Life test results of hydrogen-induced fatigue

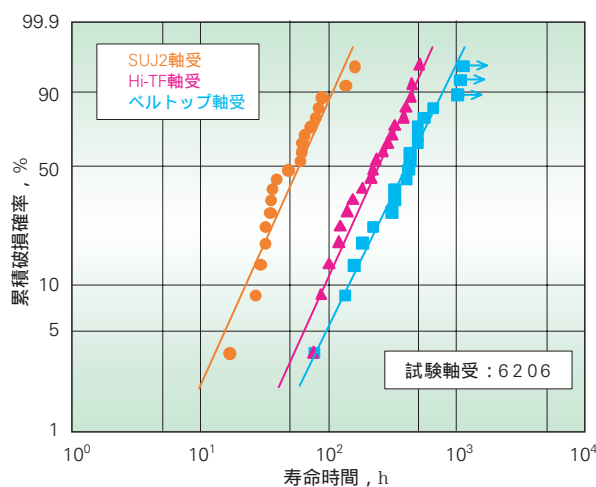


図3 異物混入潤滑下での寿命  
Fig. 3 Bearing life under contaminated lubricant conditions

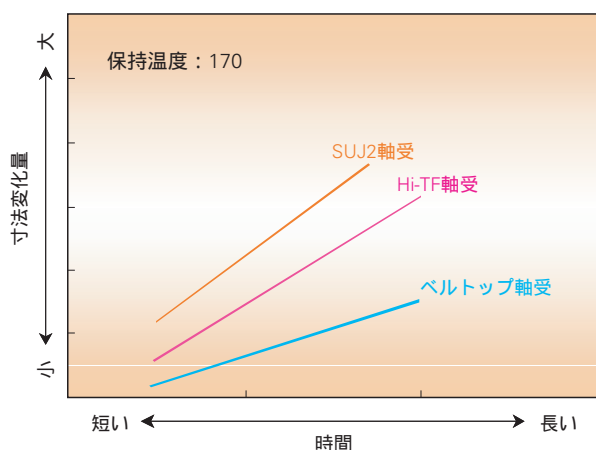


図4 高温下での寸法安定性  
Fig. 4 Dimensional stability under high-temperature operating conditions

## 1. 特 長

(1) 高クロム肌焼鋼 (NSK独自鋼種: SHX3)  
高硬度の微細なクロム炭窒化物を軌道表面に分散・析出させることで耐摩耗性を向上させ、反応性の高い新生面の発生を抑制して、水素の生成 (潤滑油の分解) を抑える (図1)。  
鋼中のクロム量を増やすことにより、水素の拡散速度を遅らせて、最大せん断応力位置での水素の濃化 (白色組織変化や微細なき裂の生成) を防ぐ (図1)。

(2) 浸炭窒化技術  
軌道輪表面に浸炭窒化熱処理による残留圧縮応力を生成させ、き裂の発生・伝播を抑える。  
微細な炭窒化物を多量かつ均一に析出させて、硬さを損なうことなく残留オーステナイトを高めること (TF化技術) により、軌道面に異物圧痕が生成した場合の圧痕周りの応力集中を緩和させて、圧痕起点はく離寿命を向上させる。

## 2. 性 能

(1) 水素起因はく離に対して、軸受鋼SUJ2の10倍以上の長寿命 (図2)  
(2) 異物混入潤滑下ではく離寿命は、軸受鋼SUJ2に対して5倍の長寿命 (図3)  
(3) 高温下における寸法安定性は、軸受鋼SUJ2より良好 (図4)

## 3. ま と め

ベルトCVTは、今後さらに小型化、高トルク容量化が進み、プーリ支持軸受の使用条件はますます過酷になるとされる。その結果、白色組織や微細なき裂を伴う早期はく離の発生が増えていく可能性がある。NSKは、いち早く白色組織変化が水素に起因することを明らかにし、水素の鋼中への侵入・濃化を抑制することで長寿命化を図ったベルトトップ軸受を開発した。  
すでにベルトCVTに採用されているUR軸受 (軸受鋼SUJ2 + 浸炭窒化) 及びHi-TF軸受 (開発鋼種 + TF化技術) にベルトトップ軸受を加えて、NSKのベルトCVT用長寿命軸受のラインナップが完成した。これにより、さまざまなベルトCVTに最適な軸受を提案していく予定である。

商 品

紹 介

自動車トランスミッション用外輪クリープ防止軸受「クリープレス軸受」

Outer-Ring Anti-Creep Bearings for Automobile Transmissions

自動車のトランスミッション（以下、T/M）において、本来は静止している軸受外輪が運転中にわずかつ回り（外輪クリープ）、このためにアルミ製ケースのはめあい面が摩耗損傷する場合があります。従来の対策では、回り止めとしてピンやフランジを用いたり、外輪外径面に摩耗防止のための加工を施したりしていた。しかし、いずれの方法も、T/Mケースに特別な加工が必要であったり、または組み立てに手間がかかったりするために、新たな対策が求められていた。

NSKでは、T/Mで発生する外輪クリープの発生原因を解明し、それに基づいてシンプルでかつ効果的な対策方法を見出した。それを適用した対策品をクリープレス軸受として商品化したので、以下に紹介する。



クリープレス軸受      標準軸受

写真1 クリープレス軸受と標準軸受  
Photo 1 Anti-creep bearings and standard bearings

1. 仕 様

1.1 クリープ対策

クリープレス軸受は、外輪の肉厚を従来の軸受に比べて厚くしてある（写真1）。これによって、外輪クリープの真の発生原因（下記）である弾性変形が小さくなり、外輪クリープの発生が抑制される。

・外輪クリープの真の発生原因

NSKは、FEMを用いたシミュレーション解析を駆使することにより、外輪クリープの真の発生原因を解明した（詳細は別途報告の予定）。それによると、外輪クリープが生じるのは、ギアのかみあい力によって生じた外輪の弾性変形（図2、図3）が転動体の転がり運動に伴って移動し、このとき外輪が伸び縮みを繰り返してわずかつ動いていくからである。

1.2 最適設計

外輪の肉厚を含めた軸受諸元は、FEMによるシミュレーション解析と数多くの実験結果に基づく最適設

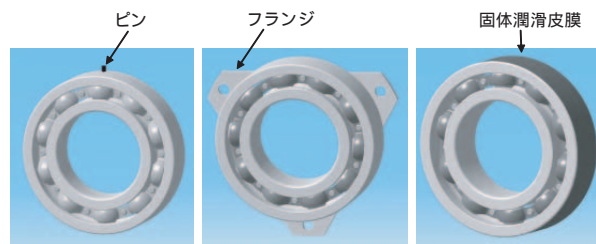


図1 従来の外輪クリープ/ケース摩耗対策  
Fig. 1 Conventional measures to counter outer ring creep and transmission case wear

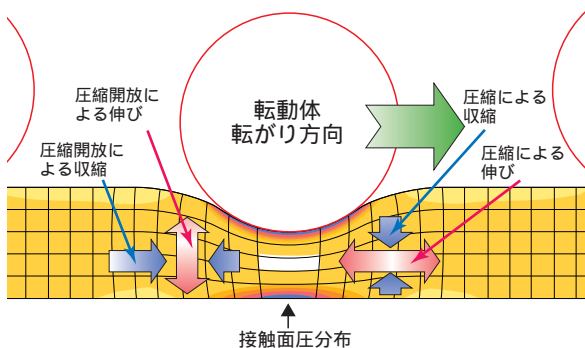


図2 FEM解析  
Fig. 2 FEM analysis

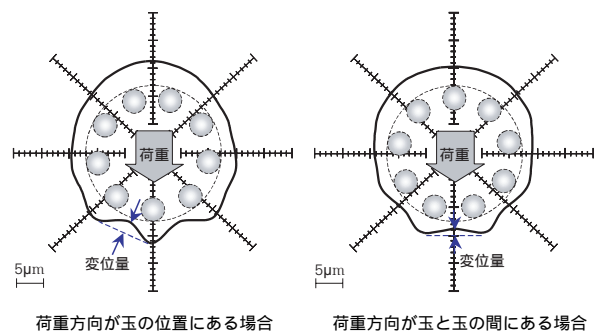


図3 荷重負荷状態での外輪外径面の真円度形状  
Fig. 3 Roundness of outer ring under loaded conditions

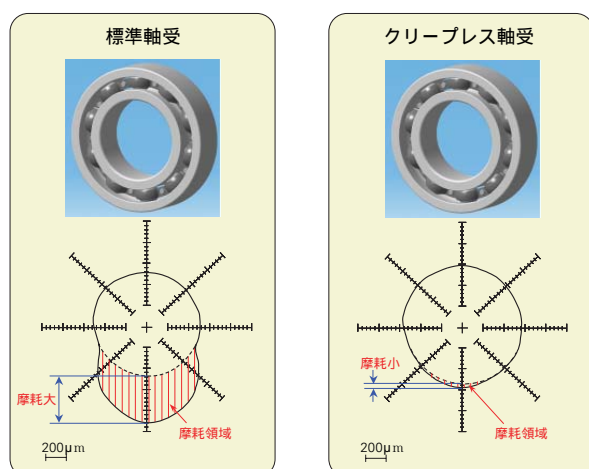


図4 標準軸受及びクリープレス軸受を用いたケース摩耗比較試験

Fig. 4 Test results of transmission case wear for standard bearing and anti-creep bearing

計法を用いて設計されている。これにより、クリープレス軸受の諸元は、外輪クリープの抑制と同時に長寿命や高負荷容量などの性能が確保できる最適な設計値に設定されている。

## 2. クリープレス軸受の特長

### 2.1 優れたクリープ抑制効果

クリープレス軸受は、クリープの発生原因の根本対策を施しているため、優れたクリープ抑制効果を有している。摩耗試験において、本軸受を使用した場合の

アルミ製ケース内径面の摩耗量は、標準軸受を使用した場合に比べて非常に少なかった（図4）。

### 2.2 組み立ての容易性

特別な部品を付加したり表面処理を施したりしていないので、T/Mへ軸受を組込むのに余分な手間がかからず、容易に組込むことができる。このため、従来の対策軸受に換えてクリープレス軸受を採用した場合には、軸受の組み込み時間を短縮することができる。

### 2.3 その他の性能

本軸受は、最適設計法を用いて設計されているので、外輪クリープを抑制するとともに、T/M用軸受に必要な長寿命・高負荷容量・高剛性・低摩擦トルクなどの性能が確保されている。

## 3. 適用・用途

最適設計法により、使用条件や軸受寸法に応じて外輪肉厚やその他の軸受諸元を設計できるので、幅広い使用条件に対応が可能である。

また、自動車のT/Mだけでなく、同様なクリープが生じている場合には、その対策として有望である。

## 4. まとめ

クリープレス軸受は、従来の商品に比べ優れた特性を有しており、T/M用軸受としてユーザの期待に十分応えられるものと考えている。

今後も、市場のニーズに応えられる商品開発を引き続き進めていきたい。

商 品

紹 介

LG (Lip Guide) タイプ スラストニードル軸受

Lip-Guided (LG) Thrust Needle Roller Bearings

自動車用自動変速機の低燃費技術のひとつとして、出力軸の高速回転化が挙げられる。低燃費を目指し、エンジン入力回転を抑制し出力軸回転を高速化する傾向は、近年ますます強くなってきている。この為、自動変速機の内蔵部品の回転数は相対的に高くなるので、スラストニードル軸受も必然的に高速回転で使用されることになる。そこで今回、保持器の耐摩耗性向上を図り、更なる高速回転に対応したスラストニードル軸受を開発・商品化したので以下に紹介する（写真1）。

1. 特 長

LGタイプスラストニードル軸受は、次に記す特長を有している。

(1) 高速性

ころ端面の形状と、ころ外周端面が接する保持器の当たり部の形状を改良し保持器の耐摩耗性が向上したので、従来比で2倍以上の高速性（相対回転）を有している。

(2) 低トルク

ころと保持器の形状を改良したので、ころ外周端面と保持器との間に発生する摺動抵抗（回転トルク）が小さい。

(3) 省スペース性

最小ころ径は 2mmである。全長(軸方向)の制限が厳しい自動車用自動変速機に、特に有効である。

(4) 様々な軸受形式

ケージ&ローラ単体、あるいは一体型レース付きとして使用できるので、各種の取り付け方法に対応が可能である。

2. 軸受仕様

通常は、所定の定格容量を最小限の軸受サイズで実現するために、ころ端面形状はフラット面が採用される。しかし、軸受の回転数が著しく高い場合や極度に軽負荷の場合などには、ころが外周側に押し付けられて保持器が摩耗することがある。そこで、LGタイプスラストニードル軸受では、ころと保持器の形状を次のように改良した。

(1) ころ端面形状の最適化

ころ端面形状をフラット面から球面に変更した。

(2) ころと保持器との半径方向接触位置の最適化

通常は、ころのフラット端面を保持器窓部の一部の断面で支えるようにしているが、LGタイプ



写真1 LGタイプスラストニードル軸受  
Photo 1 LG thrust needle roller bearings

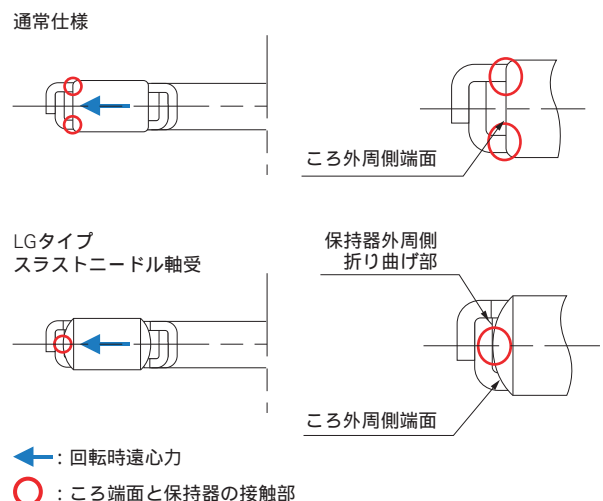
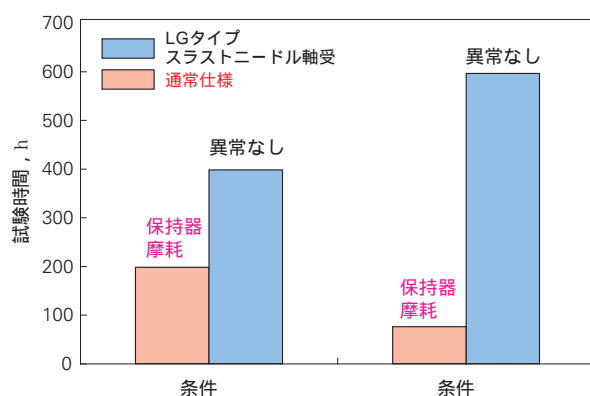


図1 通常仕様とLGタイプスラストニードル軸受の保持器形式の比較

Fig. 1 Contact point of standard (top) and LG (below) thrust needle roller bearings



#### 【試験条件】

条件 : 荷重200N 相対回転数18 000min<sup>-1</sup>  
(許容回転数比2.8)

条件 : 荷重60N 相対回転数23 000min<sup>-1</sup>  
(許容回転数比2.5)

図2 高速回転試験結果

Fig. 2 Seizure test results

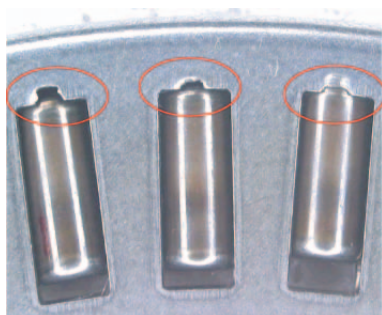


写真2 通常仕様の保持器摩耗例 (赤色円内)

Photo 2 Wear of standard cage pockets



写真3 LGスラストニードル軸受 試験終了後外観

Photo 3 LG thrust needle bearings

スラストニードル軸受では、(1)の球面形状のころ外周側端面を保持器の外周側折り曲げ部の内周面で支えるようにした(図1)。これにより、ころと保持器は、ころの自転中心(周速が0)で接触するようになり、保持器の耐摩耗性が向上した。LGタイプスラストニードル軸受は、通常仕様の軸受では保持器摩耗が発生した回転数の2倍以上の高速回転時においても、保持器の摩耗は発生しなくなった(図2、写真2、写真3)。

### 3. 用途

はずば歯車を複数組み合わせた遊星歯車アセンブリで構成される有段式自動変速機、金属ベルト式CVT、及びモーターを内蔵するハイブリッド用自動変速機などに幅広く適用出来る。

### 4. まとめ

自動車の低燃費化は、ますます進み、LGタイプスラストニードル軸受に対するニーズは、急速に高まるものと予想される。今後も引き続き、市場ニーズに合致した新製品開発を推進し、自動車の性能向上に貢献していきたい。

商 品

紹 介 オルタネータ用玉軸受

Alternator Ball Bearings

自動車の高性能化に伴い、オルタネータは小型・高速化され使用条件は年々厳しくなっている。NSKは、1980年代より多発していた白色組織変化を伴った外輪早期はく離に対しMグリースを開発し、この問題を解決させていた（NSK Technical Journal No.656）。近年、更なる使用条件の過酷化に伴い、Mグリースを適用した軸受においても早期はく離が散発するようになってきた。

この度NSKでは、白色組織変化を伴った外輪早期はく離の発生メカニズムを解明し、その対策となるオルタネータ用軸受を開発したのでここに紹介する（写真1，図1）。

1. 軸受仕様

オルタネータに発生する白色組織変化を伴った外輪

早期はく離は、トライボケミカル反応により発生した水素が、軸受鋼中に侵入することで白色組織変化を生じさせ、その結果、はく離に至るものであるということを知った（図2）。このメカニズムに基づいて、グリースと鋼材に対策となる内容を盛り込み、新しいオルタネータ用軸受を開発した。

1.1 HABグリース

- ・ ナノオーダーのカーボン粒子を配合し、導電性を持たせた。
- ・ 導電性グリースとしたので、軸受内に静電気が帯電せず、これによって、グリースの分解が抑制され、白色組織変化の要因である水素の発生を防いでいる。

図3に試験結果を示す。



写真1 オルタネータ用玉軸受  
Photo 1 Alternator ball bearings

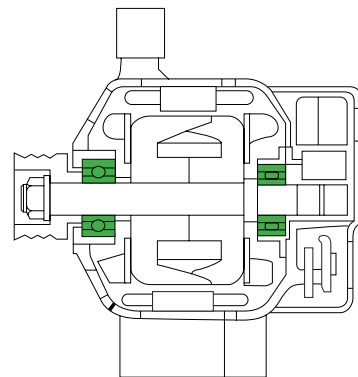


図1 オルタネータ断面図  
Fig. 1 Cross-section view of alternator

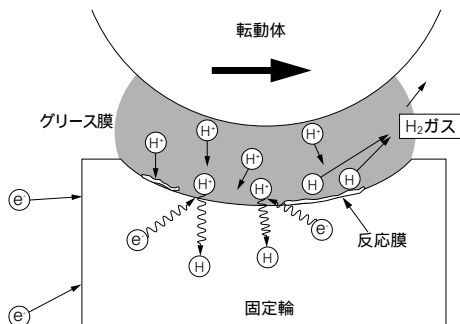


図2 水素侵入の概念図  
Fig. 2 Schematic diagram of hydrogen intrusion

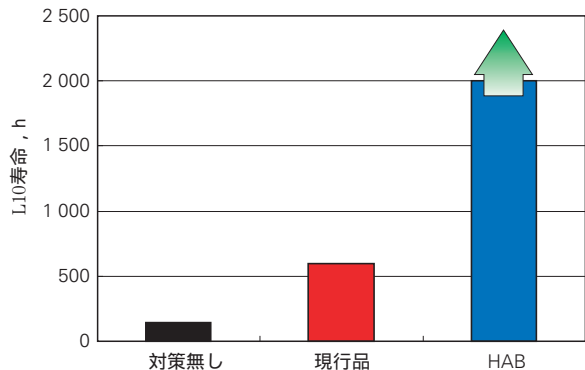


図3 白色はく離試験結果（グリース）  
Fig. 3 White structure flaking durability test

## 1.2 鋼材 (SHJ5, ES1)

- ・ 高硬度のクロム炭化物を微細に分散・析出させた。
- ・ 耐摩耗性を向上させたことによって、水素の発生の原因となるトライボケミカル反応を抑制している。
- ・ 鋼中のクロムによって水素と炭素の拡散を抑え、白色組織の生成を抑制している。

表1に軸受仕様を示す。また、図4に試験結果を示す。

表1 軸受仕様  
Table 1 Bearing specifications

軸受仕様	現行仕様	標準仕様	長寿命仕様	超長寿命仕様
軸受材料	SUJ2	SUJ2	SHJ5	ES1
グリース	従来品	HAB	HAB	指定なし

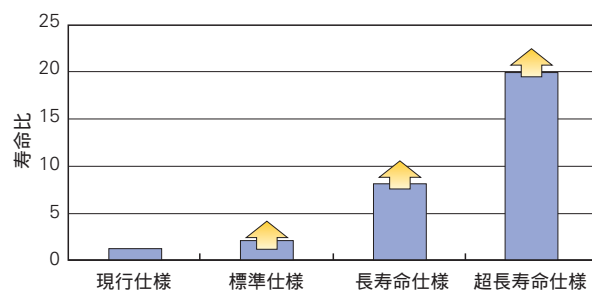


図4 軸受仕様と寿命比  
Fig. 4 Life ratio

## 2. 特 長

- (1) グリースにナノオーダーのカーボンを配合し導電性を付与したことで白色はく離寿命を2倍以上延長させた。
- (2) 高クロム化することにより、SUJ2と比較しSHJ5材で4倍、ES1材で10倍以上の長寿命を実現した。また、寸法安定性にも優れ、高温での使用を可能とした。

## 3. ま と め

早期はく離メカニズムを解明し、それに基づいた対策を盛り込んだ軸受の開発によって、オルタネータ用軸受の長寿命化が実現した。新開発の軸受により、オルタネータのメンテナンスフリー期間の延長及びユーザーのメンテナンスコスト削減に貢献することが期待される。



商 品

紹 介

高強度樹脂プーリユニット

High-Strength Plastic Pulley Units

近年、自動車は燃費向上のために部品の軽量化が進められており、アイドラプーリユニットも鉄製から樹脂製への切替えが増えてきている。一方、自動車エンジン補機（発電機、クーラー用コンプレッサ等）は、国内外を問わず高効率化・小型化が進められている。このために補機ベルト張力が年々増加する傾向にあり、これに伴いアイドラプーリユニットの使用環境が過酷になってきている。今回、過酷化する環境に対応できるよう強度を向上させた次世代樹脂プーリユニットを開発したので、ここに紹介する（写真1）。

1. 特 長

強度向上のため、新開発のプーリユニットでは樹脂材料と形状の改良を行った。

1) 樹脂材料の改良

- ・ベースとなるナイロン材料の分子量を最適化
- ・ナイロン材料中に配合するガラス繊維径の最適化
- ・ガラス繊維配合割合の最適化

これらの改良により、新たな樹脂材料では従来の材料と比較して材料剛性を70%、引張り強度を45%それぞれ向上させることができた（図1）。

2) プーリユニットの形状の改良

有限要素法を用いて樹脂部に発生する応力を検討し、最適設計となるように軸受を含めたプーリユニットの形状を変更した。これにより、樹脂部に発生する応力を10%低減することができた。

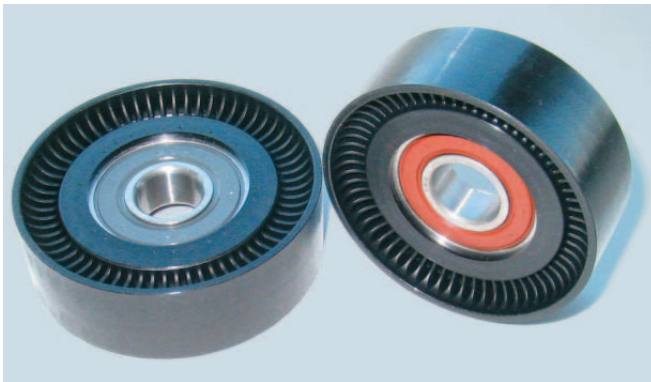


写真1 高強度樹脂プーリユニット

Photo 1 High-strength plastic pulley units

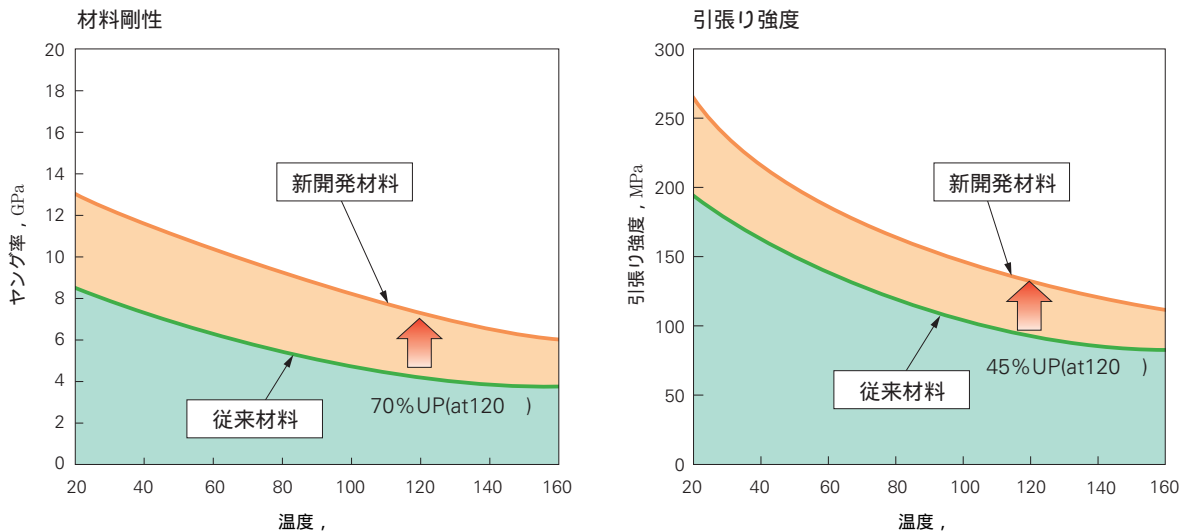


図1 材料特性

Fig. 1 Improved characteristics of newly developed material

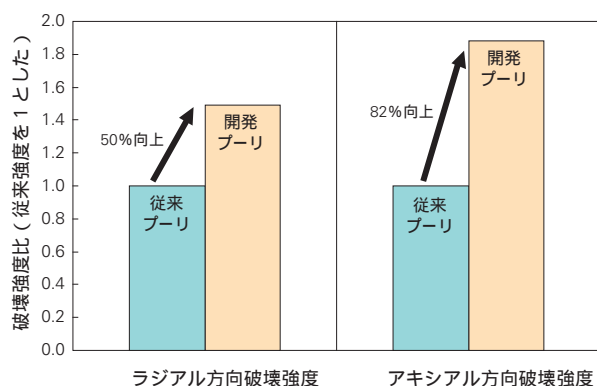


図2 破壊強度  
Fig. 2 Breaking strength test results

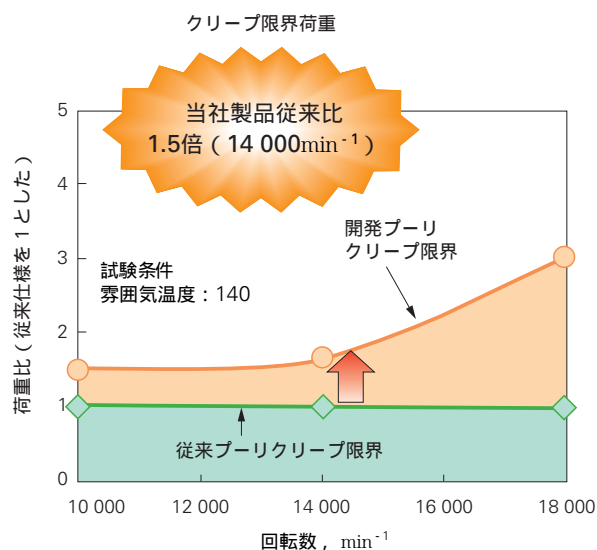


図3 耐クリープ性  
Fig. 3 Anti-creep performance

## 2. 性能

新開発のプーリユニットは、改良した樹脂材料の採用とプーリユニット形状の最適化により、強度が大幅に向上した。

### 1) 破壊強度

ラジアル方向とアキシャル方向の破壊強度は、いずれも従来品に比べ大幅に向上した(図2)。

### 2) クリープ限界強度

クリープ限界強度は、従来品に比べ1.5倍以上の性能を達成した(図3)。

### 3. まとめ

今回、樹脂プーリユニットの強度を大幅に向上させ、樹脂プーリの使用荷重範囲を拡大することができた。新開発の次世代高強度樹脂プーリユニットによって、これからの自動車エンジン補機の性能向上に貢献していきたい。

商 品

紹 介 高速静音ボールねじ「コンパクトFAシリーズ」

Compact FA Series High-Speed and Low-Noise Ball Screws

高速静音ボールねじ「BSSシリーズ」は、新開発したボール循環構造を採用することなどによって、従来と比較して大幅な高速化、静音化、ナット外径のコン

パクト化などを達成したボールねじである。2003年に販売を開始して以来、工作機械などの生産性の向上、作業環境の改善、省スペースなどに貢献することによって、市場で高い評価を得ている。

この度、「BSSシリーズ」の一部を標準在庫品とした「コンパクトFAシリーズ」と、専用の「低形サポートユニット」を開発、商品化したので、その概要を紹介する（写真1）。



写真1 コンパクトFAシリーズと低形サポートユニット  
Photo 1 Compact FA series and low-profile support units

1. 仕 様

- ・ 高速・静音性に優れた新方式の循環構造を採用
- ・ 予圧方式は、装置のコンパクト化に最適なオーバースイズボール予圧を採用
- ・ 精度は、JIS精度等級のC5に対応
- ・ 専用の「低形サポートユニット」を開発、商品化
- ・ 軸径×リード×ストロークの組合せで、165種類を標準在庫化（シリーズ構成と、その推奨サポートユニットとの組合せを表1に示す）

表1 シリーズ構成  
Table 1 Series lineup

軸径 (mm)	リード (mm)	ストローク (mm)														推奨サポートユニット	
		50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	1 000	1 200	1 600	2 000	固定用	支持用
10	5															WBK08-01B	WBK08S-01B
	10																
12	5															WBK08-01B	WBK08S-01B
	10																
	20																
	30																
15	5															WBK12-01B WBK10-01B	WBK12S-01B
	10																
	20																
	30																
20	5															WBK15-01B	WBK15S-01B
	10																
	20																
	30																
	40																
	60																
25	5															WBK20-01	WBK20S-01
	10																
	20																
	25																
	30																
	50																

## 2. 特 長

「コンパクトFAシリーズ」は、Q(高品質), C(コストパフォーマンス), D(短納期)の三拍子がそろった商品であり、下記の特長を有する。

### (1) 静 音

図1に従来のFAシリーズと比較した騒音レベルの測定結果を示す。従来のリターンチューブによるボール循環方式に代わり、ナットの内部に設けたデフレクタが、ボールをその進行方向に沿って滑らかにすくい上げる循環方式を採用することによって、騒音レベル6dBの低減と好音質化を実現した。

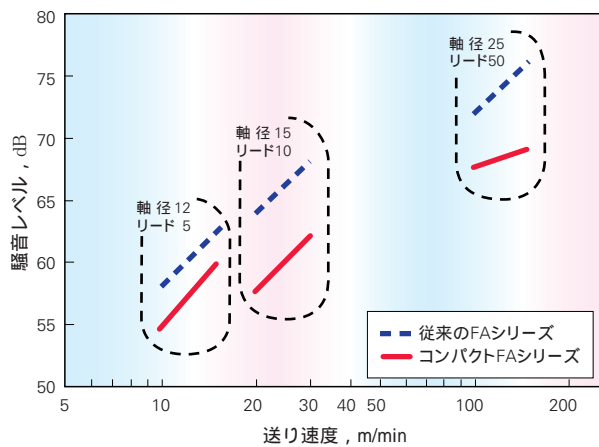


図1 騒音レベル  
Fig. 1 Noise levels

### (2) 高 速

上記循環方式の採用により、従来のFAシリーズと比べて、1.63倍の高速回転、高速送りを実現した。許容最高回転数は、従来の  $3\,000\text{ min}^{-1}$  に対して  $5\,000\text{ min}^{-1}$  に引き上げられている。

### (3) 省スペース

上記循環方式の採用などによって、従来のFAシリーズと比べて、最大30%にも及ぶナット外径のコンパクト化を実現した。また、「コンパクトFAシリーズ」に合わせて開発した「低形サポートユニット」を組み合わせることによって、さらなる省スペース、テーブルの低重心化を可能にした。図2に従来のFAシリーズとの比較例を示す。

### (4) 短 納 期

「コンパクトFAシリーズ」は、「低形サポートユニット」とともに標準在庫販売としているため、短納期である。

## 3. 用 途

半導体製造装置、液晶設備、実装機、測定機器、医療機器など、さまざまな分野に適している。

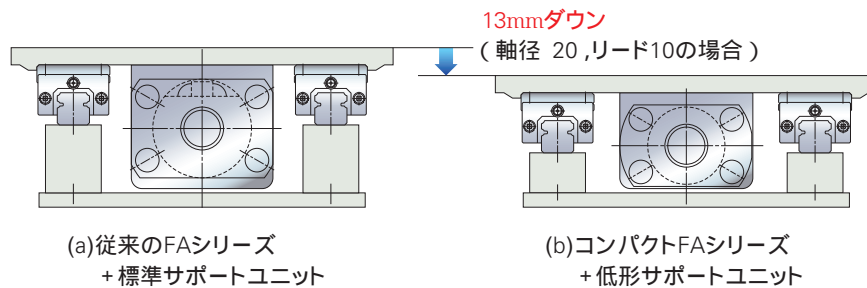


図2 テーブル高さの比較例  
Fig. 2 Comparison of assembly height

商 品

紹 介 ガタゼロジョイント(エクセオスジョイント)

Zero Backlash Joint (EXCEOST™ Joint)

ステアリング用のカルダンジョイント（以下UJ）は、ステアリングホイールとステアリングギヤ間に取付けられ、所定の角度状態で、トルクを伝達するために使用される。近年、高速走行時の操縦安定性要求の高まりに伴い、操縦安定性と密接に関係するUJの回転方向ガタを小さくすることが要求されるようになってきた。

今回、この回転方向ガタをほぼ0とした「ガタゼロジョイント」を開発、商品化したので紹介する。

1. 構 造

基本的な構造は、従来のUJと同じで、ヨークとスラストピースは従来のものをそのまま使用している。シールリングは、UJの使用部位によっては省略することもできる（写真1、図1）。

スパイダーと軸受ころ内接円とのはめあいは、ほぼしまりばめとし、回転方向ガタをほぼ0とした。従来

は、スパイダーと軸受ころ内接円間のはめあいをしまりばめとすると、UJの作動が円滑でなくなる場合や、UJ折り曲げ時のトルク（折り曲げトルク）が大きくなる場合があった。このため、回転方向ガタを無くすることと良好な作動性を確保することの両立が困難であった。これを設計面の改良と確認のための数多くの実験、および製造面の改良によって解決した。

スパイダーと軸受ころの接触部は、しまりばめとすると面圧が高くなるので、FEM解析およびベンチテストにより、しめしろは最適な範囲に設定している。

また、耐熱グリースの開発などを行い、基本構造は変えずに高温域まで対応可能な、耐熱仕様タイプも用意した。

なお、回転方向ガタとは、UJに所定の振りトルクを加えたときに生じる振り剛性の極小さい部分の回転角（振れ角）の値であり、図2に示す $\theta$ の値で表す。ガタゼロジョイントの線図がほぼ直線的に変化するのに対し、従来のUJでは変曲点が存在している。すなわち、従来のUJでは回転方向ガタが存在し、このガタが操縦安定性に悪影響を及ぼしていた。



写真1 ガタゼロジョイント  
Photo 1 Zero backlash joint

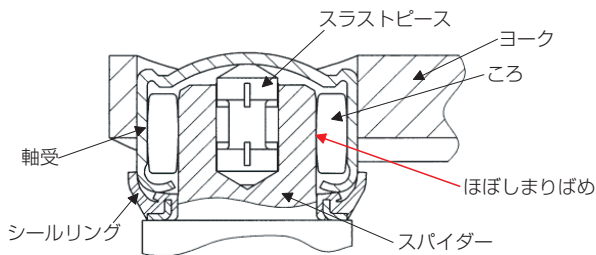


図1 軸受部断面  
Fig. 1 Section of bearing area

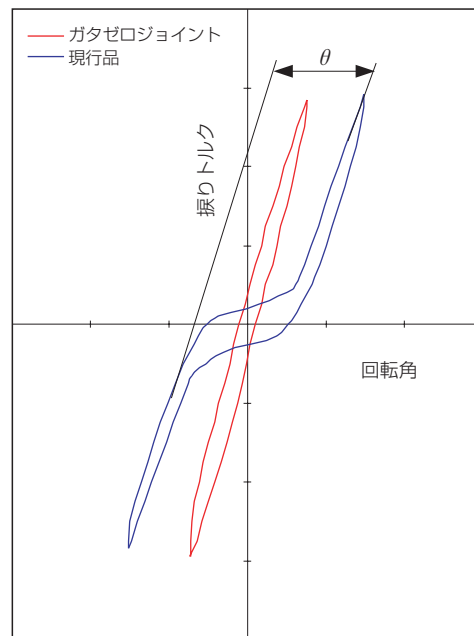


図2 回転方向ガタ線図  
Fig. 2 Rotational lash curve

## 2. 特 長

### 2.1 特性・仕様

- (1) 回転方向ガタをほぼ0にしたことにより、高速走行時の操縦安定性とフラッターが改善された。また、スパイダーと軸受間の叩き音による異音の発生を防止できた。これらは、実車試験およびベンチテストで確認されている。
- (2) 折り曲げトルク値は、回転方向ガタをほぼゼロとしたにもかかわらず、従来のUJよりやや小さく、良好な操舵感を得ることができる。
- (3) 耐水性は従来のUJと同等である。
- (4) 回転径は、ヨークが従来と同じなので同寸法である。
- (5) 耐熱仕様タイプが用意しており、幅広い温度範囲への対応が可能である。

### 2.2 強 度

- (1) 静的振り破壊強度は、基本構造および構成部品の主要寸法を変えてないため、実績のある従来のUJと同等である。
- (2) 耐久性は、スパイダーと接触部の面圧を適正に設定してあるので、従来のUJと同等である。

### 2.3 質 量

主要寸法を変えてないため、従来のUJと同じである。

### 2.4 そ の 他

ヨークは、その形状、あるいはプレス、熱間鍛造、冷間鍛造等の製造方法には限定されず、従来使用されていたものをそのまま適用することができ、コスト的に有利である。

## 3. 用 途

乗用車を中心とした小型車のステアリング装置に用いられる。

## 4. ま と め

高速走行時の操縦安定性向上のため、ステアリング系のガタは多くの車種で縮小される傾向にある。今回商品化したガタゼロジョイントは、この傾向にマッチするものであり、ユーザーから好評を得ている。今後もユーザーのニーズにあった商品開発を進めていきたい。

商 品

紹 介

高出力コラムタイプ電動パワーステアリング

High-Power Column-Type Electric Power Steering

近年の地球環境への意識の変化や省エネルギー等、地球に優しい商品として電動パワーステアリング (EPS) の採用が拡大している。今回Cセグメント向けの高出力/高性能コラムタイプEPSを開発・商品化したので以下に紹介する (写真1)。

1. システム概要

図1にコラムタイプEPSのシステム構成を示す。

基本システムとしては、ドライバーのハンドル操作力を検出するトルクセンサ、その信号を使い最適なアシスト量を演算処理するコンピュータユニット (ECU)、ECUからの指令に従いアシストトルクを発生するモータ、モータのトルクを増幅してハンドル軸に伝える減速機構、増幅されたトルクをステアリングギヤに伝えるジョイントから構成されている。

2. EPSの特長

2.1 高出力化

- ・従来のブラシタイプモータからブラシレスモータに変更し、出力トルクの向上とイナーシャの低減を図った。
- ・矩形波制御等の最適化を行う事により、更なる出力アップと操舵フィーリングの向上を図った。
- ・伝達トルクのアップに伴い、減速ギヤ部とジョイント部の強度アップを図った。

2.2 軽量化

- ・ECUの高電流化に伴う発熱量の増加に対しヒートシンク部をギヤボックスと共有化する事で軽量化を図った (図2)。



写真1 コラムタイプEPS  
Photo 1 Column-type EPS

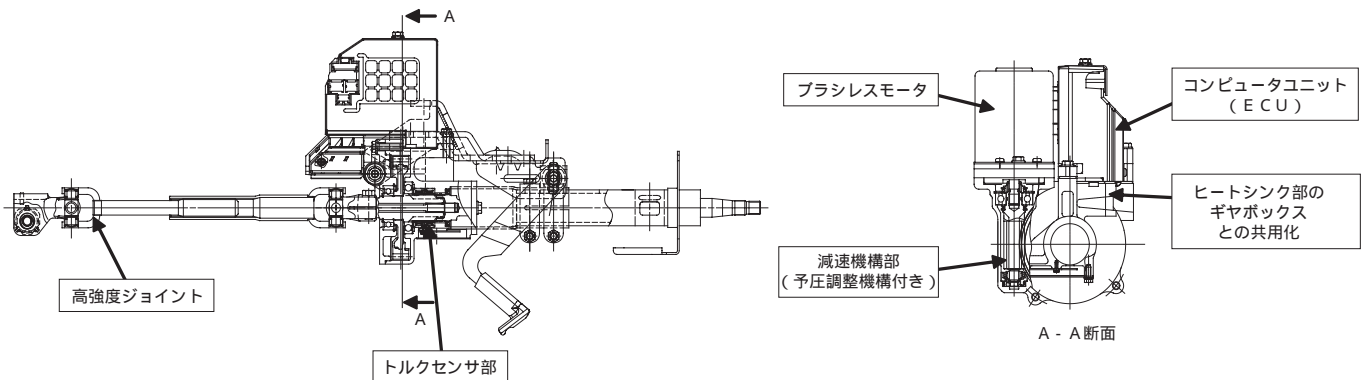


図1 システム構成  
Fig. 1 Construction of column-type EPS

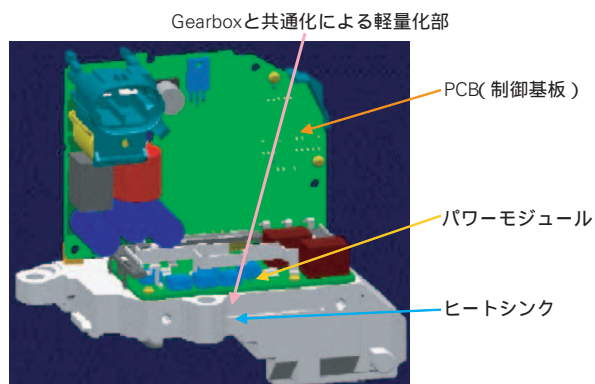


図2 ECU構造  
Fig. 2 Structure of ECU

### 2.3 高性能化

- (1) ECU；相電流検出回路オフセット補償制御の採用  
 ブラシモータでは感じない相電流検出ばらつきによるトルクリップルを補償する制御を追加（ドリフト制御）し、ステアリングの自然な操舵感の維持を図った。
- (2) ブラシレスモータ；作動音の低減  
 ブラシモータのようなブラシとコンミテータの回転接触部がなく、また矩形波制御の最適化により、ステアリング操舵時の静粛性を図った。
- (3) 減速ギヤ；ラトル音の低減  
 減速ギヤ部のウォームホイールとウォームに、スプリングによる予圧を与え走行中のラトル音の低減を図った（図3）。

### 3. EPS仕様

表1にシステムの仕様を示す。

### 4. まとめ

乗用車（Cセグメント）用の高出力／高性能コラムタイプEPSの商品化を行った。今後は更なる出力アップを図り 上級車種への採用拡大を目指していく。

表1 EPSシステム仕様  
Table 1 EPS system specifications

項目	内容		
アセンブリ	アシストトルク	68 N・m	
減速ギヤ	形式	ウォーム&ウォームホイール	
	減速ギヤ比	(樹脂ギヤ；射出成形)；2条	
モータ	形式	3相ブラシレスモータ	
	定格電流	95 A	
	定格回転数	1 040 min <sup>-1</sup>	
	定格トルク	4.20 N・m	
トルクセンサ	形式	非接触式自己インダクタンス方式	
	電源電圧	DC9.5 V	
コントローラ	定格電圧	DC12 V	
	モータ電流制御範囲	0～95 A	
	通信機能	CAN	
	故障診断機能	初期診断，常時診断 (故障確定時に不揮発性メモリにダイアグコードを記憶)	
	制御内容	1) 位相補償制御	
		2) ロバスト安定化補償制御	
		3) 摩擦補償制御	
4) 慣性補償制御			
	5) 収れん性制御		
	6) SATフィードバック制御		
	7) ドリフト補償制御		

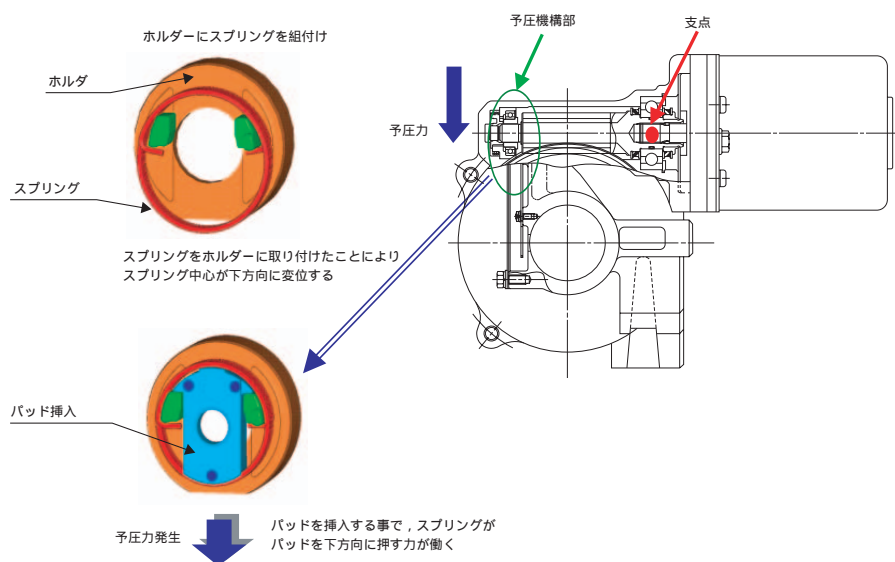


図3 減速ギヤ予圧機構  
Fig. 3 Structure of preloaded reduction gear









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.03-3495-8216(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.0294-28-1501(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
東京支社第四営業部	TEL.03-3779-7327(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(東武大朋ビル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	長野県上田市常盤城4-4-23(YJMビル)	〒386-0027
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区伝馬町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(東武大朋ビル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	静岡県浜松市板屋町111-2(浜松アクトタワー19F)	〒430-7719
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 ☎ 0120-502-260 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

NOVEMBER 2005 No.679

印刷 平成17年11月14日  
 発行 平成17年11月21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

非売品

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的外観、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



古紙配合率100%再生紙を使用しています

