

For New Technology Network

NTN[®]

TECHNICAL REVIEW

No.
73

特集 ● 自動車商品

October 2005

Eco-consciousness



Comfort



Safety



総合研究開発センターを新設、新商品開発機能を強化

NTNの世界4極での研究開発体制の要となる「総合研究開発センター」が静岡県磐田市に2005年9月に完成しました。総合研究開発センターは免震鉄骨構造5階建てで、延べ床面積は16,775m²になります。免震装置にはNTN精密樹脂(株)が製造しているSSB(滑り免震装置)を用いるとともに、自家発電設備等を備えました。予想されるレベルの東海地震が発生しても、NTNのグローバルな研究開発体制に影響が出ないよう配慮しております。

総合研究開発センターは新商品・新技術をグローバルに発信するNTNにおける研究開発のマザーセンターとして位置付けております。全世界の開発案件や世界各地のお客様への技術対応を、現地の技術者と協業し、24時間フルタイムで行うことで、新商品開発のスピードアップやお客様への技術対応の迅速化を図ります。さらに、次世代自動車、環境・エネルギー、医療・ロボットなど先端分野での新商品開発を強化いたします。特に、電子技術の応用研究を目的とした専門部門を強化し、大型新商品の開発を進めます。

総合研究開発センター5階にはNTNの新商品・新技術をご覧いただける展示場を設け、訪れていただくお客様にNTNの開発力・提案力をアピールし、技術パートナーとして再認識いただきたいと考えています。



【総合研究開発センターの特徴】

- 敷 地：NTN磐田製作所敷地内（静岡県磐田市東貝塚1578番地）
- 延床面積：5階建て 総床面積 16,775 m²
- 構 造：NTN精密樹脂(株)製「弾性すべり支承免震装置」を用いた免震構造建屋
- 設 備：災害時に利用する自家発電や井戸水利用装置などの緊急対応設備、屋上緑化、エコ空調設備



TECHNICAL REVIEW

No.73

特集 ● 自動車商品

自動車商品特集 ● 目次

<p>巻頭言</p>	<p>自動車商品特集号に寄せて 常務取締役 岡田健治 1</p>
<p>【寄稿】</p>	<p>環境技術，次の10年へ (財)日本自動車研究所 FC・EVセンター 主席研究員 岩井信夫 2</p>
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Eco-consciousness</p> <p>環境への配慮</p>	<p>【解説】 環境負荷物質の低減に対するNTNの取組み 環境管理部 中西 清 10 総合技術研究所 基礎技術研究部 平田正和</p>
	<p>【解説】 ハブベアリング軽量化開発への形状最適化手法の適用 自動車商品本部 自動車技術部 長谷陽夫/丹羽 健 14</p>
	<p>【論文】 高負荷容量円すいころ軸受の動力学解析 総合技術研究所 基礎技術研究部 原田和慶/坂口智也 20</p>
	<p>【製品紹介】 高負荷容量円すいころ軸受 — 超低トルク・高剛性円すいころ軸受 — 自動車商品本部 自動車技術部 辻本 崇/望月次郎 30</p>
	<p>【論文】 希薄潤滑下でのスラスト針状ころ軸受の長寿命化 総合技術研究所 基礎技術研究部 藤原宏樹 40 知的財産戦略部 玉田健治</p>
	<p>【製品紹介】 複列スラストニードル軸受 自動車商品本部 ニードル軸受技術部 尾林光介 48</p>
	<p>【解説】 インホイール型モータ内蔵アクスルユニットの開発 総合技術研究所 新製品開発部 鈴木 稔/王 大偉 56</p>
	<p>【解説】 モノリングCVT (MR-CVT) の開発 — 基本原理と伝達効率の測定 — 総合技術研究所 基礎技術研究部 伊藤雄一/坂口智也 60</p>
	<p>【製品紹介】 電装補機用ハイブリッドグリース NA204F 総合技術研究所 基礎技術研究部 江上正樹/麻生光成 66 自動車商品本部 自動車技術部 後藤友彰</p>
	<p>【製品紹介】 機械式自動マニュアルトランスミッション用ボールねじ 自動車商品本部 自動車技術部 立石康司/数野恵介 72</p>
	<p>【製品紹介】 スロットルバルブ用シェル形ラジアル針状ころ軸受 自動車商品本部 ニードル軸受技術部 赤松英樹 76</p>
	<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Comfort</p> <p>快適性の追求</p>
<p>【製品紹介】 ステアリング用等速ジョイント (CSJ) 自動車商品本部 等速ジョイント技術部 山崎健太 84</p>	
<p>【製品紹介】 プロペラシャフト用Eシリーズ等速ジョイント 自動車商品本部 等速ジョイント技術部 小林智茂/藤尾輝明 88</p>	
<p>【論文】 フルビークル機構解析モデルによるNVH解析 — 等速ジョイントが発進時横揺れ振動に与える影響 — 総合技術研究所 新製品開発部 葉山佳彦 92 自動車商品本部 自動車技術部 野崎孝志/中小路雅文 マツダ株式会社 パワートレイン先行開発部 藤川智士/福島小巻</p>	
<p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Safety</p> <p>安全性・信頼性の向上</p>	<p>【論文】 高分解能角度センサの開発 総合技術研究所 電子応用研究部 高橋 亨/永野佳孝 98 静岡大学 電子工学研究所 教授 川人祥二</p>
	<p>【製品紹介】 大型トラック用テーパハブベアリング 自動車商品本部 自動車技術部 河村浩志/藤村 啓 104</p>
	<p>【解説】 オートテンショナの市場・技術動向 自動車商品本部 自動車技術部 北野 聡/田中唯久/中川友和 110</p>
<p>新製品紹介</p>	<p>118</p>

CONTENTS

Preface		Kenji OKADA	1
Contribution	Technology on Environmental Protection for The Next Decade Nobuo IWAI		2
Eco-consciousness	The Reduction of Hazardous Substances	Kiyoshi NAKANISHI and Masakazu HIRATA	10
	Application of Topology Optimization and Shape Optimization for Development of Hub-Bearing Lightening	Haruo NAGATANI and Tsuyoshi NIWA	14
	High Capacity Tapered Roller Bearings	Takashi TSUJIMOTO and Jiro MOCHIZUKI	20
	Dynamic Analysis of a High-Load Capacity Tapered Roller Bearing	Kazuyoshi HARADA and Tomoya SAKAGUCHI	30
	Study of Long-Life Thrust Needle Roller Bearings Used in Low Viscosity Lubrication Conditions	Hiroki FUJIWARA and Kenji TAMADA	40
	Double-Row Thrust Needle Roller Bearings for Automotive Air Conditioners and Automatic Transmissions	Kosuke OBAYASHI	48
	Development of In-Wheel Type Integrated Motor Axle Unit	Minoru SUZUKI and Dawei Wang	56
	Development of the Mono Ring CVT	Yuichi ITOH and Tomoya SAKAGUCHI	60
	Hybrid Grease NA204F for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Device	Masaki EGAMI, Mitsunari ASAO and Tomoaki GOTO	66
	Ball screw for Automated Manual Transmission	Koji TATEISHI and Keisuke KAZUNO	72
Drawn Cup Needle Roller Bearings for Throttle Bodies	Hideki AKAMATSU	76	
Comfort	Compact and Shudderless Constant Velocity Joint (EPTJ)	Tatsuro SUGIYAMA and Yuuichi ASANO	80
	Constant Velocity Steering Joint (CSJ)	Kenta YAMAZAKI	84
	Summary of E Series, Constant Velocity Joint for Propeller Shaft	Tomoshige KOBAYASHI and Teruaki FUJIO	88
	NVH Analysis Using Full Vehicle Multi Body Dynamic Model	Yoshihiko HAYAMA, Takashi NOZAKI, Masafumi NAKAKOUJI, Satoshi FUJIKAWA and Komaki FUKUSHIMA	92
Safety	Development of a High Precision Angle Sensor	Toru TAKAHASHI, Yoshitaka NAGANO and Shoji KAWAHITO	98
	Tapered Roller Hub Bearings for Large Truck	Hiroshi KAWAMURA and Akira FUJIMURA	104
	The Auto-tensioner Market and Technical Trends	Satoshi KITANO, Tadahisa TANAKA and Tomokazu NAKAGAWA	110
Our Line of New Products			118

自動車商品特集号に寄せて



常務取締役
岡田 健治

1997年の地球温暖化防止京都会議で採択された「京都議定書」が本年2月に発効し、地球温暖化ガスの排出量削減が義務づけられました。近年の自動車技術は、環境問題との関わりが深まり、ハイブリッド電気自動車の販売台数の伸びに代表されるように、新たな転換期を迎えています。10月21日～11月6日に開催される第39回東京モーターショーには、環境重視に対応した新たな商品や技術が各社から数多く紹介されると思われま。NTNでも環境を意識し、真にお客様のニーズに応え、喜んでいただける新商品を出展します。

今回、これらの商品紹介を目的に、自動車に求められる3つのニーズ（環境、快適、安全）を主題として自動車商品特集号を発行する運びとなりました。発行にあたっては、財団法人日本自動車研究所FC・EVセンターの岩井主席研究員に自動車の環境技術を中心に、今後の新たな方向性について概説戴きました。また、当社の主力商品である、等速ジョイント、ハブユニット軸受、ニードル軸受の他に、エレクトロニクス技術を融合させたユニット・モジュール商品を含む各種の自動車関連商品を中心に、特に「環境」を切り口とした新商品や新技術について、その一部を紹介いたします。

当社の主力商品でありますベアリングや等速ジョイントは、それ自体がエネルギーの損失を低減し、効率を向上させる「エコ商品」と位置付けられますが、当社では品質、安全を第一として、更なる小型、低トルク、高効率及び長寿命化を目指した環境対応型商品の開発を積極的に進めています。また、これらの商品開発時には、お客様で使用される際の省エネルギーへの配慮に留まらず、設計～生産～販売～使用～廃棄までのライフサイクルを通じた環境負荷低減を目指し、製品中の環境負荷物質の完全撤廃、高効率生産ラインの導入、物流の合理化、ゼロエミッションの推進等を積極的に展開しています。

本年9月には当社磐田製作所内に総合研究開発センターを新設し、次世代自動車、環境・エネルギー、医療・ロボットなど先端分野での新商品開発に向け、更に開発体制を強化しました。NTNは環境の世紀と言われる21世紀において、For New Technology Network（新しい技術で世界を結ぶ）の理念のもと、新たな研究技術開発を推進し、社会に貢献してまいります。

FOR NEW TECHNOLOGY NETWORK

環境技術，次の10年へ

Technology on Environmental Protection for The Next Decade



岩井 信夫
Nobuo IWAI

(財)日本自動車研究所 FC・EVセンター 主席研究員
Senior Chief Researcher FC・EV Center, Japan Automobile Research Institute

Exhaust emission purification on both gasoline engine vehicles and diesel engine vehicles could be solved by 2010 using exhaust catalysts and low sulfur fuels. Global warming gases and energy diversifications for sustainable mobility will be major issues in the next decade. Use of electric power devices will be continued in the major technologies of both hybrid and fuel cell vehicles. Power unit configuration, traction control four-wheel drive using a traction motor could increase not only energy savings, but driving safety as well. Advancement of R&Ds on secure utilities, such as assembly of the transmission and motor/generator into a single unit are one of key technology for environmentally friendly vehicles.

1. まえがき

江戸時代以前の燃料エネルギーを想定してみると、照明はろうそくや菜種油、煮炊きと暖房は薪や木炭、人の移動は徒歩と籠（人力）、荷車は人力と牛馬、船舶は人力と風力等々完全リニューワブル（再生資源）のエネルギー構造であった。ごく一部の容易に石油や石炭が採掘できる地域も存在したと思われるが、その量は無視できよう。鎖国しつつもオランダ、中国と交易したが、資源や原材料は含まれていない。いわば閉鎖された有限の国土の中で再生産できる資源環境のなかで生活を営んできた。土地は親から子へと遺産相続されるが親の土地は有限である。親の土地を1とし、長男のみではなく次男、三男へと分与すると、その土地が1/2、1/3、さらに孫の代では、その1/2、1/3へ分割されていく。それを防ぐため、長男のみに相続権を与える慣習が根付いたが、それを破って次男、三男へ「田を分ける」者を「田分け→タワケ」と称し、「タワケ」が「バカモノ」の意味を持つ由来だそうである。有限の資産・資源を減少させない先人の知恵である。

土地や資源が無限にあれば、拡大生産が可能で「タ

ワケ」の論理は崩れてくる。産業革命によって、人力では得ることができなかった大きな動力を獲得し、自動車の利用などのモビリティが進展した。そのエネルギーを支えたのが安価な石油の発見である。石油連盟の統計資料によると、世界全体では年間413百万kL（2004年）生産している。東京ドーム3300杯分の原油が地下から掘り出され、燃焼により地球温暖化物質などのガス状物質、粒子状物質として大気放散され、また一部は高分子化合物などの固体に加工され、さらにリサイクルされて最終的にはゴミとして廃棄されるか燃焼によってガス化処理されている。この石油資源の開発は今日の経済にとって不可欠な存在となったが、公害などの負の側面をあわせ持つこととなった。

自動車の環境技術を取り巻く当面の課題は排出ガス対策、次いで地球温暖化対策、さらに中長期的には資源・エネルギーの確保と予測されている。自動車の利用目的は移動・輸送（モビリティ）である。将来、自動車の形や原動機・エネルギーが異なってもモビリティを持続させる必要がある。そのためには、自動車の環境技術を取り巻く課題の克服が必要である。

2. 排出ガス対策

排出ガス対策は、ガソリン車では排ガス触媒の高度化により、未対策車の排出ガスレベルに対しNOxが1.6%まで低下し、ほぼ問題が片付いたといえる。一方、ディーゼル車ではNOxなどのガス状物質のみならず、粒子状物質（PM）を排出するが、これも燃焼技術と触媒技術により解決の見込みである。石油業界は軽油中の硫黄分を2004年末より50ppm以下、2007年より10ppm以下にすることを決定した。平成17年度の新長期規制ではこれら低公害軽油と低公害ディーゼルエンジンの組み合わせによってNOxでは未対策車の12%まで、PMでは3%レベルまで低下する。さらに、中央環境審議会の第8次答申では平成21年からはNOxが5%、PMが1%レベルまで低下し、自動車の排出ガス規制に対する技術開発課題は21世紀の最初の10年でほぼ解決できると考えられる。排出ガス対策は国内的な課題であるが、自動車産業がグローバル産業に成長した今日、世界の環境保全を担っている責任がある。特に経済成長が著しい発展途上国に対しても、これらの環境対策技術で貢献できるものと考えられる。国際社会において、武力や資金援助などの貢献度が議論されるが、環境対策技術で世界の繁栄と福祉に貢献したいものである。

3. 最近のエネルギー事情

図1に示す石連の統計資料では、安価で大量に供給された石油は天然ガス・石炭のCIF価格とともに高騰している。これが、一時的な兆候でないとすれば再び「タワケ」の論理（有限の論理）を呼び戻さざるを得ない状況となっている。従来から、石油と天然ガスのCIF価格は統計的に比例関係にあったが、石油と石炭のCIF価格は連動していなかった。しかし、昨今では中国などを中心とする発展途上国の急激な経済成長による資源・エネルギー消費構造の変化により、多くの資源・原材料が値上がりの傾向を示している。中国の原油需要は、経済発展にともない2000年から2020年で約2倍に増加するといわれている。自動車用燃料の原料である原油のわが国の中東依存率は、現在約90%で、北東アジアの台湾、韓国、中国もわが国と同様にその主要輸入先は中東である。

その他の石油供給事情の不安要素の一つにアメリカの特殊事情がある。OPECバスケット（OPECが基準に用いている原油価格）に対して、WTI（West Texas Intermediate、米国産原油で米国市場の基準銘柄）は常時5ドル/バレル程度の高値を示しているが、特に昨今ではその差が開いたことである。例えば、2004年10月の原油スポット価格では、OPECバス

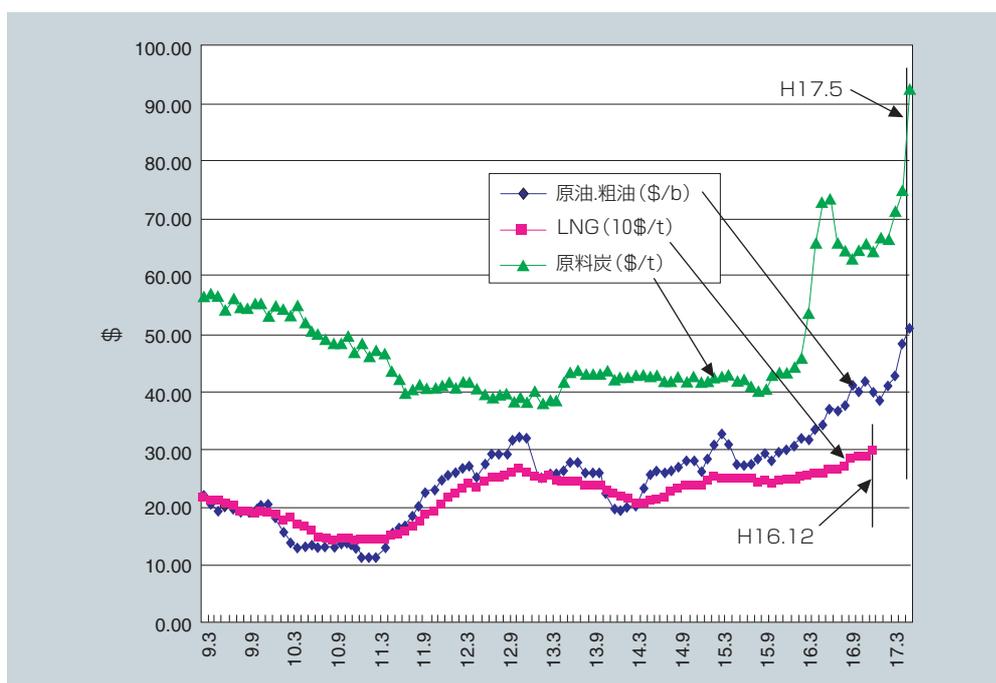


図1 原油、LNG、原料炭のCIF価格（石連データより作図）
CIF basis import prices of crude oil, LNG and coal
(Graph formation using home page data of Petroleum Association of Japan)

ケットが37.54ドル/バレルに対して、米国のWTIは53.24ドル/バレルで15.7ドル/バレルの差である。この理由は、アメリカのWTIは軽質で硫黄分の少ない良質な原油であったため、重質油から軽質油を生産する設備が不足し、ガソリンや灯・軽油などの軽質油の需要に対し供給面での余裕が不足している点である。

図2に示す世界の原油確認埋蔵量と可採年数では、世界合計の可採年数は49年、その内確認埋蔵量の69.3%をOPEC諸国が占めている。さらに注目すべ

き点は、産油国でありかつ石油の大量消費国であるアメリカ、中国、イギリス・ノルウェーの可採年数が夫々、11、14、7年と短い点である。この可採年数は確認埋蔵量をその年の生産量で単純に除した値である。石油の供給はベルカーブ状であると言われている。ベルカーブの頂点を過ぎ、需要と供給のバランスが崩れる時点で、価格が高騰したり供給が不安定になることが予測される。

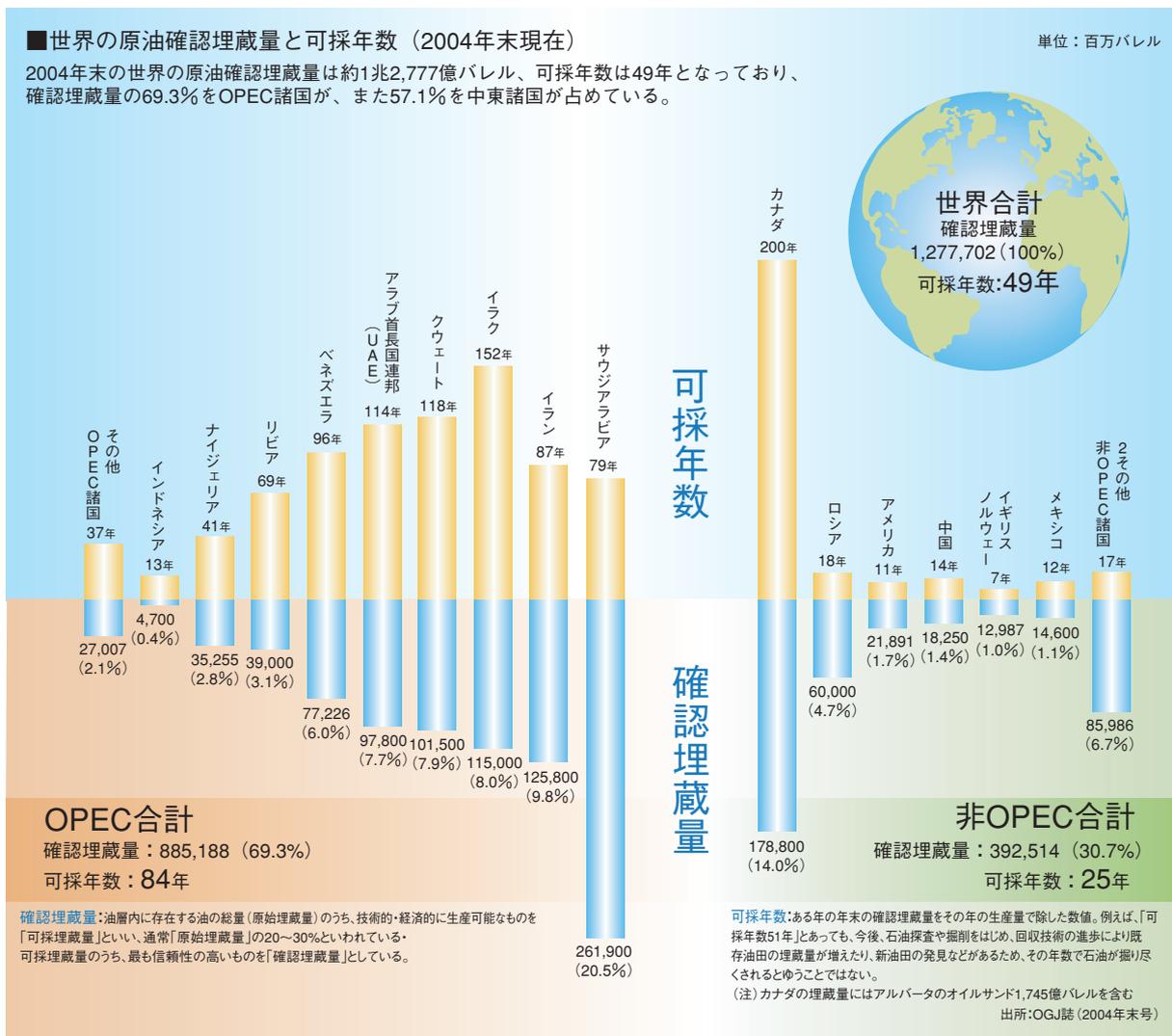


図2 世界の原油埋蔵量と可採年数（石連ホームページより）

The estimated amount of crude oil deposits and mining years in the world (Home page of Petroleum Association of Japan)

4. 地球温暖化ガスの排出抑制と 自動車の省エネルギー

地球温暖化ガスは世界のどこで排出しても，京都議定書に批准している国もそうでない国も国境を越えて全世界に影響をおよぼす。現状で，多くのエネルギーを消費して地球温暖化ガスを排出し，モビリティの恩恵に与っているのは，地球生物の中ではごく一部の先進国の住民である。人類の経済活動が人の住む環境を破壊すると考えがちであるが，人類の住環境はごく一部であり，自然界全てを破壊すると考えるべきである。

地球温暖化ガスの排出を最小限にとどめ，今後とも便利な自動車を利用してモビリティを持続させるためには，移動・輸送の目的を達成しつつ，長期的に安定確保できる燃料・エネルギーで，かつ少ない燃料消費量で原動機を運転することである。我々自動車に関連する技術者の使命は，この目的を達成するため安定確保できる資源を燃料・エネルギーとし，高効率で運転できる原動機の具現化である。具現化には，社会に受け入れられるコストとシステムを実現し，大量普及によって省エネルギーや地球温暖化物質削減に効果を及ぼすことが含まれる。

生産時と使用（走行）時を合わせたエネルギーが半減できれば，自動車に関連する地球温暖化物質の排出も半減し原油の可採年数も倍増する。図3は国土交通省により，ガソリン乗用車の車両重量別燃費状況を整理されたものである。同図より車両重量の軽量化（ダウンサイジング）とハイブリッド自動車が燃費削減に有効であることが明白である。

(1) ダウンサイジング

一般にユーザは，重くて，高価な大きい高級車に乗りたがる。現実的に通勤に利用する時間割合が長ければ，大部分が一人乗車である。例えば，1人を運ぶために4人以上の余裕空間を残して1.5トン以上のクルマを移動させている。これを軽くて，安価な1トン程度あるいはそれ以下の小さいクルマに乗り換えれば購入価格半減で燃費激減が容易に実現できる。アメリカ映画界のアカデミー賞授賞式には映画スターが大型高級車ではなく，ハイブリッド車で乗りつけることが一つのステイタスになったと伝わっている。年齢や性別によって異なると思われるが，ユーザの嗜好を分析し小さいクルマ，場合によっては二輪車でもそれを満足する調査・研究・技術開発の余地が残されている。

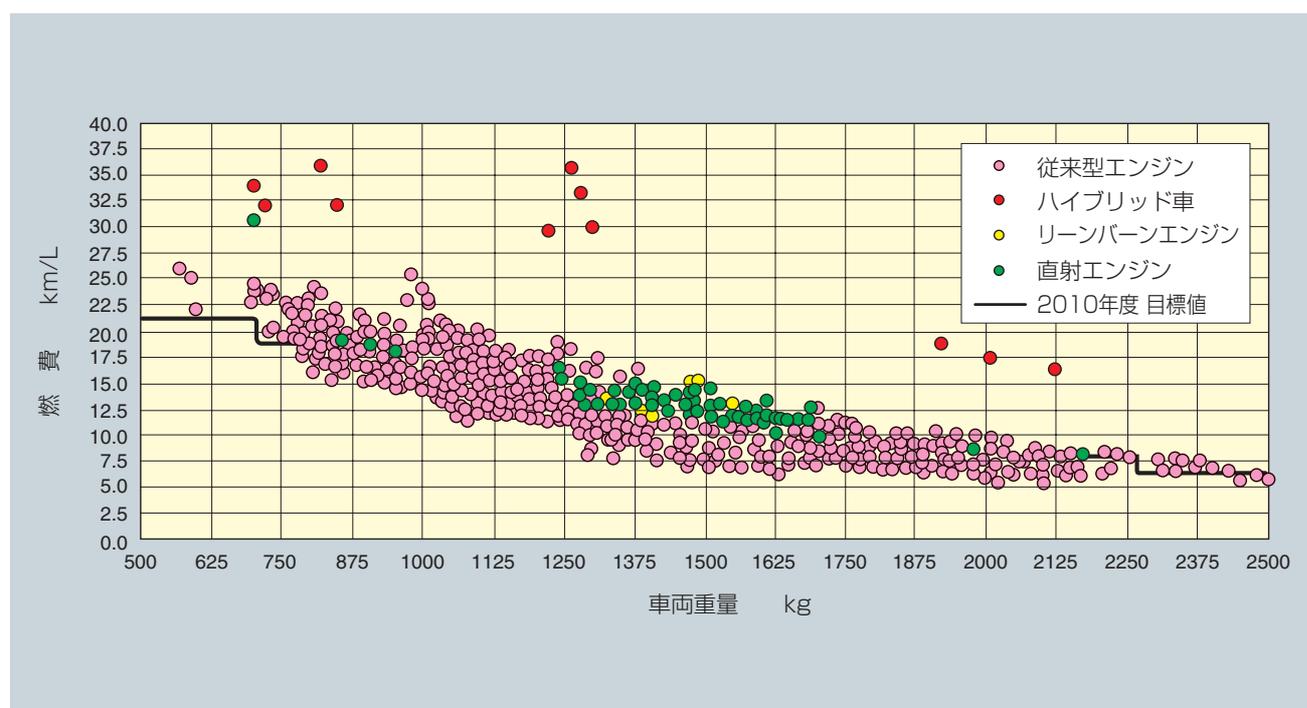


図3 ガソリン乗用車の車両重量別燃費（国土交通省ホームページより）
Fuel consumption on gasoline passenger cars
(Home page of Ministry of Land, Infrastructure and Transport)

(2) ハイブリッド自動車

発電機等を駆動する定置用エンジンでは、発電機等の駆動以外にいわゆるコジェネレーションとして排気熱と冷却熱が給湯用のエネルギーとして利用でき、80%程度の総合効率を得ることができる。廃熱を給湯に利用できない自動車用原動機の場合、最大正味熱効率は概ね35~45%程度である。しかし、10-15モードに代表される都市走行では、熱効率0%のアイドリングを含む部分負荷を多用すること、および蓄積した運動エネルギーを減速時のブレーキによって熱エネルギーとして放散することにより、この正味熱効率は概ね15-17%程度になる。

ハイブリッド自動車の効率向上の概念は、(1)減速時には、蓄積した運動エネルギーを熱エネルギーとして放散することなく、回生ブレーキとして発電機を駆動し、エネルギーを蓄積して加速時等に利用すること、(2)停車時にエンジン停止すること、(3)熱効率の低い低負荷運転時はエンジン運転ではなく、高熱効率のエンジン運転条件である中・高負荷時に発電・蓄積した電力で走行するものである。これらの方策により正味熱効率が30%程度になれば概ね燃費2倍が達成できる。

上記は基本的概念であるが、これらを達成するためにはエネルギー蓄積装置と蓄積したエネルギーを動力に変える装置が必要である。エネルギー蓄積装置には圧縮ガス、フライホイールなども研究開発されたが、現状ではニッケル水素電池、リチウムイオン電池、ウルトラキャパシタなどを利用した電力貯蔵が主流である。その搭載性もクルマのユーティリティの視点では重要であり、ハイブリッド自動車の電池搭載量は電気自動車のそれよりも少量で済むことも現実的な利点の一つである。電力貯蔵よりも効率的で利便性の高いエネルギー貯蔵方式が開発されれば様変わりすると思われるが、当面電力貯蔵が継続するものと思われる。

自動車の環境問題克服課題の一つに地球温暖化ガス削減があるが、原子力や水力などCO₂の排出が少ない発電所構成が多い地域では、ハイブリッド自動車よりも電気自動車のほうが環境に優しいクルマといえる。しかし電気自動車では、一充電走行距離に問題があり実用上の阻害要因となっている。欧州等ではこの問題を克服するため、プラグインハイブリッドと称する都市内では外部充電方式の電気自動車とし、郊外では内燃機関自動車（場合によってはハイブリッド電気自動

車）として走行するハイブリッド方式が検討されている。地球温暖化ガス削減を目的とした新しいコンセプトのハイブリッド自動車が登場する可能性がある。

ハイブリッド自動車はエンジンと電動機の二つの原動機を持ち、加速・登坂等の大出力が要求される際にエンジンの駆動力と電動機の駆動力の両者が利用できる。これにより、燃費性能に合わせてエンジンの小型化や高出力化が実現できる。例えば、ホンダCIVICガソリンエンジン車の場合には、排気量1668cc、最大トルク155N・mに対し、CIVIC Hybridは排気量1339cc、エンジン最大トルク119N・m、システム最大トルク146N・mであり、エンジンを約1.7Lから約1.3Lに小型化しても同等のシステム最大トルクを実現している。トヨタ・ハリアーおよびクルーガの場合には、排気量3310cc、最大出力155kWのエンジンとフロントおよびリアの電動機でハイブリッドシステムを構成し、システムの最大出力200kWの高出力を実現し、SUVであるにもかかわらず小型大衆車の低燃費とスポーツカーのハイパワーを両立している。

トヨタ・ハリアー、クルーガおよびエスティマハイブリッドなどでは前輪はエンジンと電動機の駆動力を分担しながら、後輪は走行状態に応じて電動機で走行する電動四駆のシステムが採用されている。通常は前輪駆動であるが、発進時、全開加速時、減速・制動時、それに加えて雪道や滑りやすい路面でスリップを感知した際に自動的に後輪も駆動する四輪駆動となる。低燃費のパワートレイン技術が操縦安全性向上に活用された特筆すべき事項といえる。

5. 持続ある燃料エネルギーを目指して

上記の省エネルギーや地球温暖化物質削減の社会的要求に持続ある燃料エネルギーを追加すると、具体的な解の一つに水素燃料電池自動車（FCV）がある。

米国DOE（エネルギー省）では2002年1月にPNGV（Partnership for a New Generation of Vehicles）の後継事業として水素燃料電池の技術開発・導入を重点とするFreedomCAR（Cooperative Automotive Research）プログラムを発表した。また、2003年2月にはブッシュ大統領によりFreedomCARのプロジェクトを燃料面で支えるHydrogen Fuel Initiativeが発表され、水素の製造、貯蔵、輸送、FCVの実証試験のプログラムが実行に移されている。DOEの技術的数値目標は、2009年で、スタックの耐久性2000時間、航続距離250mile以上、水素供給コスト3\$/kg、米国全域の気候条件（低温から高温乾燥および高温多湿まで）で走行を可能とすること。2015年で、スタックの耐久性5000時間、航続距離300mile以上、水素供給コスト1.5\$/kg、パワーユニットとしての燃料電池のコスト30\$/kWとすることである。さらに2015年にはこれらの技術開発状況の結果を踏まえ、実用化するかどうかの意思決定を行なう。

また各国のフリートテストでは、自動車メーカーとエネルギー供給会社が協力し米国カリフォルニア州のCaFCP（California Fuel Cell Partnership）、欧州のFCバス実証プロジェクトCUTE（Clean Urban Transport for Europe）およびECTOS（Ecological City Transport System）、我が国のJHFC（Japan Hydrogen & Fuel Cell Demonstration Project）プロジェクトが進行中である。

我が国経済産業省のFCV普及シナリオによると、2005年までは基盤整備・技術実証段階と位置付け、技術開発戦略の策定、制度面の基盤整備、実証試験の実施、燃料品質基準の確立を行なう。2005～2010年の導入段階では燃料供給体制を整備して5万台の公共機関・関連企業の率先導入を図り、第二期FC技術開発戦略を策定する。2010～2020年の普及段階では燃料供給体制をさらに整備し、コスト低減を図って一般ユーザへ500万台導入するとの目標が設定されている。これらの目標達成のため、官民が協力して研究開発を行っている。

FCVは我が国のJHFCプロジェクトなどで実証して

いる通り、性能的には市街地走行できる段階に達している。低温時の水の凍結の問題は、金属セパレータによって熱容量を低下させ、反応熱を利用して暖機性を向上して解決できたとの報告がある。スタックの運転温度は概ね80℃で、夏季の高温時には外気温との差が少なく、冷却性能の確保が課題の一つである。より高温に耐える固体高分子膜が開発できれば、スタックの運転温度を上昇させることができ、効率や性能向上と併せて冷却の問題が解決し易くなる。普及のための大きな課題に約2桁のコストの低減がある。固体高分子膜、触媒、セパレータなどのスタック構成要素に関しては、基礎研究に立ち戻り、大きなブレークスルーが期待される。水素一充填当たりの航続距離も残された課題の一つである。容器の充填圧を35MPaから70MPaに上げる研究開発や規制緩和が検討されているが、70MPaでも航続距離の確保は不十分である。メタルハイドライドを高圧容器内に格納した高圧メタルハイドライドも検討され、水素の貯蔵技術についてもブレークスルーが期待される。

水素の製造は当面、供給ステーションのオンサイト製造（水素スタンドにて製造）およびオフサイト製造（石油化学工業基地などにて製造し輸送）を含めて石油系燃料・ガスの改質、副生コークスガスおよび水電解が候補である。将来的にはリニューワブル資源である太陽熱を石炭や天然ガスの水蒸気改質のエネルギーとして利用し、CO₂フリーで水素を製造することなどが検討されている。わが国には太陽エネルギーも含めて利用できるリニューワブル資源は殆んどない。サンベルトと呼ばれる太陽エネルギーが豊富な米国、オーストラリア、中東、アフリカなどで、かつ石炭や天然ガスの産地が将来の水素供給基地となる可能性がある。水素海上輸送するキャリアとしてメタノールやジメチルエーテルなどが候補とされているが、この方法が導入されれば、これを自動車燃料として利用する改質型燃料電池も再度検討される可能性がある。

6. まとめ

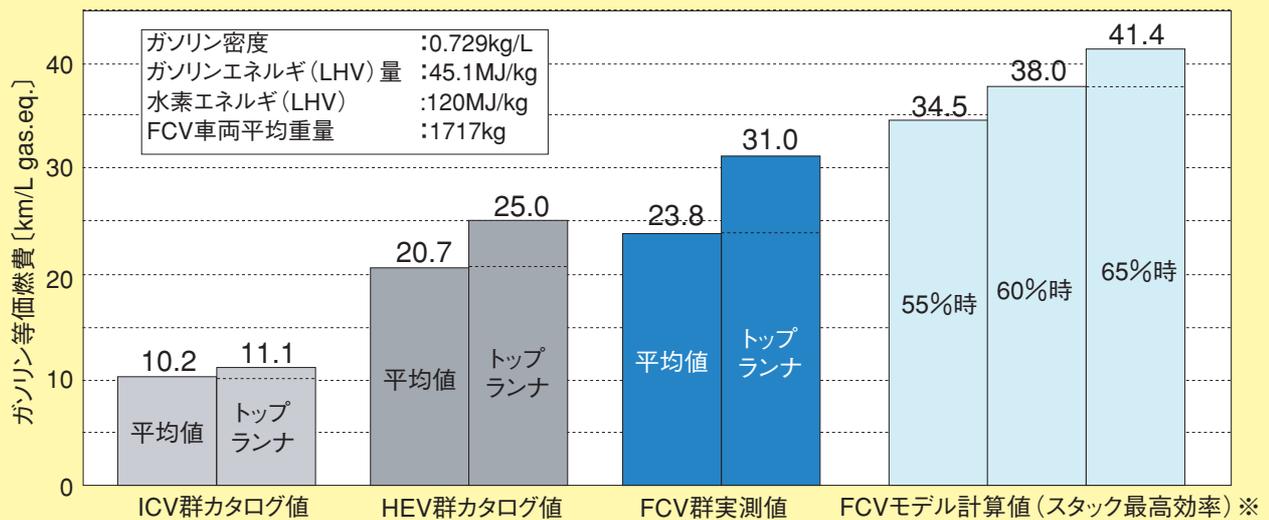
次の10年を見越すと、ハイブリッド自動車の普及が拡大し、燃料電池自動車の導入も徐々に加速されるものと考えられる。図4はガソリン車、ハイブリッド自動車の10・15モード燃費（カタログ値）と我が国のJHFCプロジェクトで採取された水素燃料電池自動車の燃費測定値（ガソリン換算）を比較し、まとめたものである。それぞれの車群は車両重量が同一に補正され、10・15モード燃費平均値およびトップランナーの値が示されている。現実的な車では、データにバラツキが生じ、車群として評価するには平均値および現状技術でのトップランナーの値を相互に比較することによって燃費改善の実力を比較することができる。同図より、燃費は平均値およびトップランナーの値と

もガソリン車よりもハイブリッド自動車さらに水素燃料電池自動車のほうが優れているといえる。ただし、このデータは燃料タンクから自動車の走行（Tank to Wheel）までの効率の良し悪しを示すものであり、地球温暖化物質排出の視点では、資源の採掘から燃料の製造・輸送さらに自動車の走行を考慮した（Well to Wheel）の総合効率で検討する必要がある。今後多様化するであろう燃料製造法を含めてデータを見極め、最適な自動車用原動機の棲み分けがなされていくものと考ええる。

燃料電池自動車もエンジン発電機が燃料電池に置換わったシリーズハイブリッド自動車であり、二次電池や電動機などの共通要素部品も多い。電池やキャパシタを中心とするエネルギー蓄積媒体の高出力密度化などの高性能化が図れば、搭載する電池の量を減少させ

10・15モード燃費測定結果

FCVはICV-HEVに比べて、車両重量当りの燃費が改善されることを確認した



NEDO:固体分子形燃料電池システム普及基盤整備事業との共同実施

- 車両平均重量は、FCV群全車の平均値を使用し、ICVおよびHEVも同一に補正（後述）
- ICV使用車種：クルーガー、X-TRAIL、CR-V、ザフィーラ、Aクラス、グランディス、ワゴンR
- HEV仕様車種：プリウス、旧プリウス、エスティマハイブリッド、ティーノハイブリッド、インサイト
- FCV使用車種：FCHV、X-TRAIL、FCV、FCX、HydroGen3、F-Cell、三菱FCV、ワゴンR-FCV（二次電池等の搭載車両を含む）

※出展：（財）日本自動車研究所「平成15年度燃料電池自動車に関する調査報告書」、P241-264,2004

図4 ガソリン車、ハイブリッド自動車および水素燃料電池自動車の10・15モード燃費（JHFC ホームページより）
Japanese 10-15 mode fuel consumption on gasoline, hybrid and fuel cell vehicles (Home page of JHFC)

車両重量の軽量化を図ることができる。さらに、電池などの製造法の改良によるコスト低減も大量普及の鍵となる。

ハイブリッド自動車を実現化した技術の一つに、エンジン、発電機、モータおよび変速機など独立した機能を持つパワーユニットを車載可能な大きさにアッセンブリーし、あわせて軽量化をなし得たことがある。遊星歯車を利用して電気式CVTを構成しているトヨタ自動車のTHS（トヨタハイブリッドシステム）などはこれらの課題を克服した例である。現在ハイブリッド自動車の市場導入は急速に進みつつあり、車種も拡大している。いずれ年間100万台の生産台数との観測もある。NTN株式会社の専門領域とする軸受技術が必須な領域である。さらに、先に述べた電動四輪駆動車、電動車椅子、建設機械の動力源などへもハイブリッド自動車の要素技術が応用され、拡販されていくもの考える。NTN株式会社の等速ジョイントなどの技術は自動車を始めとする機器の動力伝達系に必須な要素技術である。従来車のみならずハイブリッド自動車も含めて高効率等速ジョイント（Eシリーズ）や低振動等速ジョイント（PTJ）、メカニカルクラッチユニット（MCU）の開発事例に見られる小型・軽量化や低損失化などの地道な改良や性能向上に向けての取り組みが環境技術を支えている。

環境負荷物質の低減に対するNTNの取組み The Reduction of Hazardous Substances



中西 清* Kiyoshi NAKANISHI
平田 正和** Masakazu HIRATA

NTNでは「環境基本方針」を定め、これに基づいた事業活動を行っており、環境への負荷を低減するための取組みを組織的、継続的に行い、地球環境との共生を目指している。本稿では、軸受、等速ジョイントなど当社の主力製品に含まれる六価クロム、鉛など有害物質削減についての取組み状況と今後の方向性について紹介する。

The NTN Group has continued to achieve environmental harmony according to its Environmental Policy by alleviating possible environmental impacts arising from its business activities, products and services.

This paper introduces the present and future situation of NTN's efforts toward the reduction of hazardous materials such as hexavalent chromium and lead etc. in NTN products. These products would include rolling bearings and constant velocity joints as well as many other NTN products.

1. まえがき

NTNは地球環境との共生を最重要課題に掲げ、環境への負荷低減及び循環型社会の構築を目指した環境経営を展開しており、CO₂排出量削減を始め、大気・水質・土壌汚染の防止、廃棄物の削減、グリーン調達の推進等に自主的な目標を定め積極的に取り組んでいる。

以下では、製品中に含まれる有害物質削減についての当社の取組みの現状と今後の方向性について紹介する。

2. 規制物質撤廃の動向

製造業界でグリーン調達に対する危機意識が高まったのは、2001年欧州において電子機器から基準値を超える禁止物質（カドミウム）が検出され出荷停止となったのがきっかけである。

その後、EUでは、製品に含まれる有害物質を規制する指令（Directive）が相次いで発せられ、自動車では、鉛、水銀、カドミウム、六価クロムの使用を原則禁止するELV（End of Life Vehicle、廃自動車）指令、電気電子製品では、上記の重金属にプラスチック用臭素系難燃剤（PBB類、PBDE類）を加えた6物質の使用を2006年7月から禁止するRoHS（Restriction of the use of certain Hazardous Substances in electrical and electronic equipment）指令が発令されている。

また、生体への影響が懸念されるある種の有機物質についても、メーカー独自の判断でさまざまな自主的な使用制限への取組みが始まっている。

*環境管理部

**総合技術研究所 基礎技術研究部

3. 規制物質の排除

3.1 六価クロム；シールド、シールド芯金からの排除

六価クロムは当社製品の構成部品としては軸受のシールドとゴムシールド芯金に多用されてきた。

密封型転がり軸受にはグリース漏れの防止、外部からの異物の侵入防止の目的でシールドやゴムシールドが軸受側面に装着される。シールド、ゴムシールド芯金には、従来電気亜鉛めっき鋼板が使用され、表面には六価クロムを含むクロメート処理が施されていた。

NTNでは、シールドには防錆性を考慮して「スズめっき鋼板」を、シールド芯金にはゴムとの密着性を考慮して「電気亜鉛めっきに特殊電解処理膜を施した鋼板」と「電気亜鉛めっきにリン酸塩被膜処理を施した鋼板」の2種類を代替材として2002年に実用化した。

写真1に「スズめっき鋼板」と従来の「クロメート処理(六価クロム)を施した電気亜鉛めっき鋼板」の塩水噴霧試験後の状況を示した。「スズめっき鋼板」は従来品よりも高い防錆能を示している。

3.2 鉛；グリースからの鉛系極圧剤の排除

ナフテン酸鉛、ジチオリン酸鉛、ジチオカルバミン酸鉛は極圧剤として優れており、高荷重用グリースの添加剤として長年使われてきた。

当社の主力製品である等速ジョイントは、高面圧、転がり滑り条件下で使用されるため、摩耗を抑え、低摩擦を達成するために鉛系極圧剤を添加したグリースが多用されてきた。これに対し、グリースメーカーと共同で代替グリースの開発を行い¹⁾、2002年には鉛フリーの代替グリースをユーザに提案できる体制を整えた。

開発グリースは鉛系の極圧剤に代わり有機モリブデン、二硫化モリブデン等で補う処方や、添加剤の組合せの変更で相乗効果を高める処方をした。図1、表1にスライド可能な摺動式ジョイントTJ用に開発したグリースの性能例を示す。乗り心地に影響を与えるNVH (Noise, Vibration, Harshness) 性能の指標となる誘起スラスト3次成分および耐久性共に、鉛系極圧剤を使用した従来グリースよりも高性能となっている。

	(従来) 亜鉛めっき+クロメート処理品	(対策品) スズめっき
24h後		
発錆率	5個/5個	0個/5個
48h後		
発錆率	5個/5個	5個/5個

<塩水噴霧試験：JIS Z 2371 準拠> 供試シールド板；6203Z外部防錆油あり
試験条件；5%食塩水、1~2 ml/h噴霧
試験時間；24h、48h

写真1 塩水噴霧試験後のシールド外観
Shield appearance after (neutral) salt spray test

一方、鉄鋼用、建機用など低速・高荷重下で使用される軸受にはリチウム-鋳油系グリースに鉛系極圧剤を添加したものが使われていたが、グリースメーカーとの協業により現在では全て鉛フリーグリースに切り替えている。

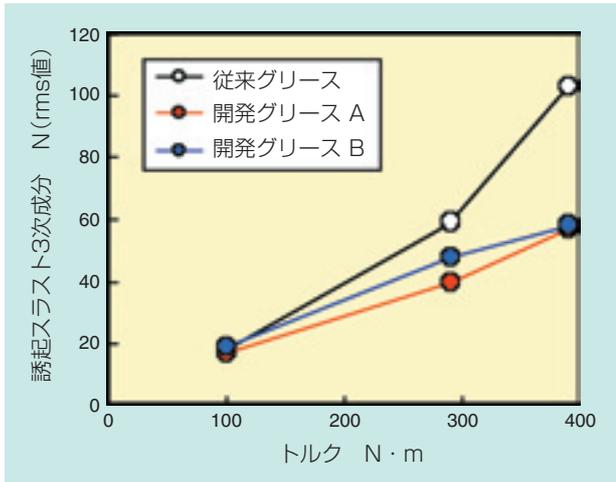


図1 TJの誘起スラスト3次成分（トルク変化）
The 3rd order component of induced cyclic axial load of TJ

表1. TJの低負荷耐久性
Light load durability of TJ

グリース種類	T.P	運転時間 h		
		90	125	300
開発グリース A	No.1	○	○	○
	No.2	○	○	○
開発グリース B	No.1	○	○	○
	No.2	○	○	○
従来グリース	No.1	△	△	×
	No.2	△	△	△

目標時間

(○：不具合なし △：不具合小 ×：不具合大)

4. 毒性が疑われる物質の排除への取組み

4.1 亜硝酸ナトリウム；グリースからの排除

亜硝酸ナトリウムは防錆添加剤としての性能が高くグリースの防錆剤として多用されている。また、防腐剤としての性能も高くFDA(Food and Drug Administration)にも認定されている食品添加剤であるが、2級アミンが共存すると発ガン性を有するニトロソアミンを生成するといわれている(図2)。

当社では、作業者が直接接触する危険性が高い研削用水溶性クーラントについては、1970年代後半に亜硝酸ナトリウムを含むクーラントを全廃している。

グリースの場合は直接作業者が触れる危険性が低く、防錆性のみならず酸化防止剤としての機能にも優れていることから、長い間代替剤がなく最近まで使用されてきた。しかし、最近になって欧州を中心に規制の動きが出てきており、現在では主要な購入グリースは代替グリースに置き換えている。

また、1980年代頃から、自動車電装補機用軸受に白色組織変化を伴う剥離現象が見られるようになった。これはグリース基油の分解により発生した水素が軸受中に侵入したために起こる水素脆性が原因と考えられているが、亜硝酸ナトリウムは鋼表面に不動態を

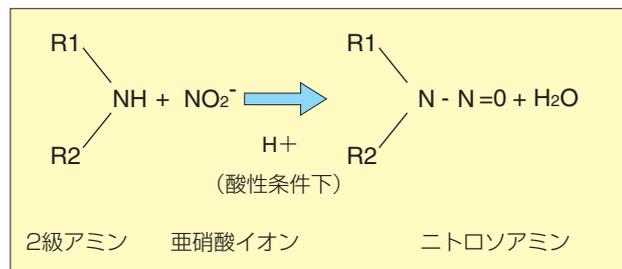


図2 2級アミンと亜硝酸イオンの反応
Reaction of secondary amine and nitrite

3.3 カドミウム；樹脂着色材からの排除

黄色や赤色のカドミウム系顔料は樹脂の着色材として多用されてきた。当社でも樹脂摺動材ベアリー製品の一部、膨張補正軸受のバンド樹脂にカドミウム系の顔料を使用していたが、前者は1993年までに、後者は2002年に代替材への切り替えを完了している。

表2. 亜硝酸ナトリウムフリーグリースの組成と性能
Composition and properties of sodium nitrite free grease

	現行グリース	開発グリース
基油	エーテル+PAO	エーテル
基油粘度 mm ² /s	72	100
増ちょう剤	ジウレア	ジウレア
ちょう度	300	300
寿命 h(150℃)	2100	3800
耐脆性剥離性 h	>300 (n=5)	>300 (n=11)
防錆性(発錆率 %)	1	1

形成し水素の侵入を防ぐため、この剥離対策に最も効果があることを確認している。当社は亜硝酸ナトリウムを添加した電装補機用の高温グリースを開発し、使用して来たが、上記の規制動向に対応するため新たなグリースを開発した。表2に主な組成と性能を示す。開発グリースは、耐脆性剥離性と防錆性は従来グリースと同等の性能を維持しながら、高温寿命は従来品よりも改良されている。

4.2 フタル酸エステル；等速ジョイント用

ブーツ、ゴムシールからの排除

フタル酸エステル類はプラスチックやゴムの可塑剤等として一般的に用いられているが、2003年、一部のフタル酸エステル類がCMR物質（Substances classified as carcinogens, mutagens or substances toxic to reproduction. C：発ガン性，M：変異原性，R：生殖毒性が疑われる物質）としてEUの規制対象に加えられた（EU指令2003/36/EC）。具体的には、2004年末からEU域内において、ジブチルフタレート（DBP）、ジエチルヘキシルフタレート（DEHP）について、一般消費者へ物質自体やその調剤物を販売することが禁止された*。

NTNの製品では一部の軸受シールや等速ジョイント用ブーツに可塑剤として添加されている。関係する部品メーカーの協力を得て、2007年末までに全廃する予定で、代替材への切り替えを進めている。

*その物質を含む製品の一般消費者への販売は可能

4.3 水溶性バリウム化合物

水溶性バリウム化合物は、PRTR(Pollutant Release and Transfer Register：化学物質排出移動量届出制度)の第一種指定化学物質にリストアップ

されている。日本では今のところ規制の動きはないが、欧米では一部で規制の動きがある。

防錆油やグリースには非水溶性のバリウムスルフォネートが多用されている。非水溶性なのでPRTRの対象にはなっていないが、水溶性塩が生成する可能性も指摘されており、当社で使用する防錆油や新規開発グリースは、順次バリウムスルフォネートを含まないものに更新して行く予定である。

5. まとめ

冒頭で触れたように、NTNは地球環境との共生を最重要課題に掲げ、環境への負荷低減及び循環型社会の構築を目指した環境経営を展開しており、本稿では、当社が、規制物質の削減に対して先手を打って積極的に対応していることを紹介した。

一方、本稿では触れなかったが、当社では地球環境負荷の低減に向け、さらなる小型、低トルク、高効率および長寿命化などエコ性能を極めた環境対応型商品の開発を積極的に推進している。ベアリングは元来それ自体が摩擦を減らしエネルギー損失を低減する「エコ商品」と位置付けられるが、当社の環境経営を推進するに当たって、「環境対応型商品の開発」と「環境負荷物質の低減」の両者はいずれも欠かせないクルマの両輪と捉え、今後も積極的に取り組んでいく予定である。

参考文献

- 1) 高部真一：NTN TECHNICAL REVIEW, 68 (2000),44

執筆者近影



中西 清
環境管理部



平田 正和
総合技術研究所
基礎技術研究部

ハブベアリング軽量化開発への形状最適化手法の適用

Application of Topology Optimization and Shape Optimization for Development of Hub-Bearing Lightening



長谷 陽夫* Haruo NAGATANI
丹羽 健* Tsuyoshi NIWA

機械部品には、その機能を達成するための最適な形状が存在する。その究極の形状に近づくために用いた形状最適化手法について、軽自動車用3世代ハブベアリングの軽量化開発を例とし、紹介する。

From the perspective of global environmental protection and conservation of resources, the development of lighter automobile parts for fuel cost savings is a worldwide initiative. In this abstract, we seek the ultra-lightweight Hub-Bearing, and succeed in its development. In the development of this product, two optimization methods are used: First is a topology optimization; the second is shape optimization. We introduce the process of the development by explaining the two optimization methods shown above.

1. まえがき

1975年の米国CAFE規制（企業別平均燃費規制）に端を発した地球環境保護や省資源化の観点から、車両燃費向上を目的として、あらゆる自動車部品に対して軽量化ニーズが生じており、製造業では現在もさまざまな取組が継続されている。ハブベアリングにおいても例外ではなく、軸受各社において軽量化の取組が行なわれている^{1) 2)}。

弊社も各種部品の軽量化に取組んでおり、今回、形状最適化手法を3世代ハブベアリングの軽量化開発に適用し、誰が行なっても最適な形状に辿りつける手法の確立を図りつつ、大幅な軽量化に成功したので、最適化手法の解説も交えながら事例紹介を行なう。

2. 開発目標

開発型番は軽自動車用のハブベアリングで、開発目標は世界最軽量となる質量1.0kgである。初期に試作

したハブベアリングが1.3kgで耐久試験をクリアできず、図1の1.4kgなら強度等の機能上の目標をクリアできるというところから、今回の解析がスタートしている。

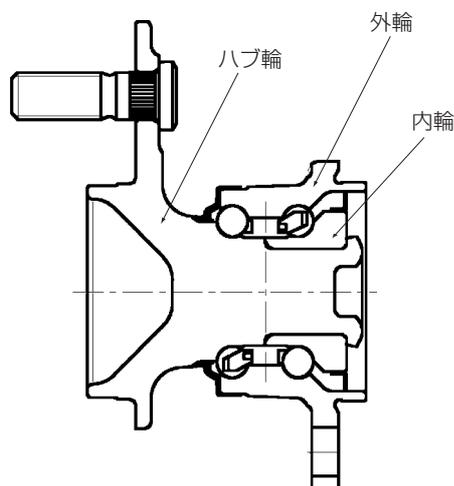


図1 3世代ハブベアリング初期形状
Hub-Bearing original design

*自動車商品本部 自動車技術部

3. 形状最適化の概要

形状最適化設計の基本的な考え方は、必要なところに部材を配置し、機能に関係ないところからは肉を削いで、強度・剛性などの必要機能を達成する無駄のない形状を決定しようというものである。上記の軽量化ニーズから、最適な形状を簡単に決定したいという要求は高まっているが、現状の解析ソフトではその要求に応えられるレベルには達していない。

現状の解析手法を大別すると、①トポロジー最適化と②寸法最適化に分類されると考える。詳細は後述するが、トポロジー最適化は外部荷重を支持するための最適な構造を解析し、寸法最適化は変更する寸法箇所と寸法値の範囲をあらかじめ決めておいて、その中で最適な値を算出するというものである。

それぞれ一長一短があり、その特長を利用して目的を達成する必要がある。今回の開発では、最初にトポロジー最適化を行い、概略の形状（基本形状）を決定し、その後、寸法を変更しながら基本形状周辺で最適値を求めるという方法を採用した。このように2段階で解析を実施するのは、以下の理由による。

2段階解析の必要性

①トポロジー最適化の解析は、原則的には線形解析*1)であり、ハブベアリングの応力解析のようにフランジとブレーキロータ間や内輪とハブ輪間などの接触問題を取り扱う境界非線形問題に対してはあまり精度の良い結果が得られない。このため、トポロジー最適化で得られた形状に対して高精度な非線形解析で結果を確認する必要がある。

②トポロジー最適化で得られる最適形状は、一般に3次元的な複雑な形状であるため、そのままの形状を製品にすると、加工できない、または非常に高コストなものになってしまう。このため、トポロジー最適化で得られた結果をベースに、加工しやすい形状をつくり、それを基本形状として、その形状に対して再度、寸法最適化解析を実施して形状を確定する作業が必要になる。

*1)一部のソフトではギャップ要素を用いる解析ができるようになってきているが、形状が複雑な場合は設定が煩雑であり、またその部分は形状変更不可能部分として設定する必要があるため解析精度面でもまだ十分とはいえない

4. トポロジー最適化（第1ステップ）

トポロジー最適化では、部品としての必要機能を達成するための最適な構造は何かという問題に対する解が得られ、場合によってはドラスティックな構造変更が可能となる。今回用いたトポロジー最適化手法には均質化法³⁾を用いている。

解析モデル

解析モデルを図2に示す。ハブ輪と内輪を一体としてメッシュを切り、フランジのボルト穴位置節点の並進3自由度を拘束した。ハブ輪に加わる外部荷重は、軸受内部力解析プログラムから得られる転動体荷重値を用いて、転走面に集中荷重が作用するとした。

また図2のように、形状変更可能領域（=設計領域）は大きめにとり、ホイールインロー外径や軸受外径な

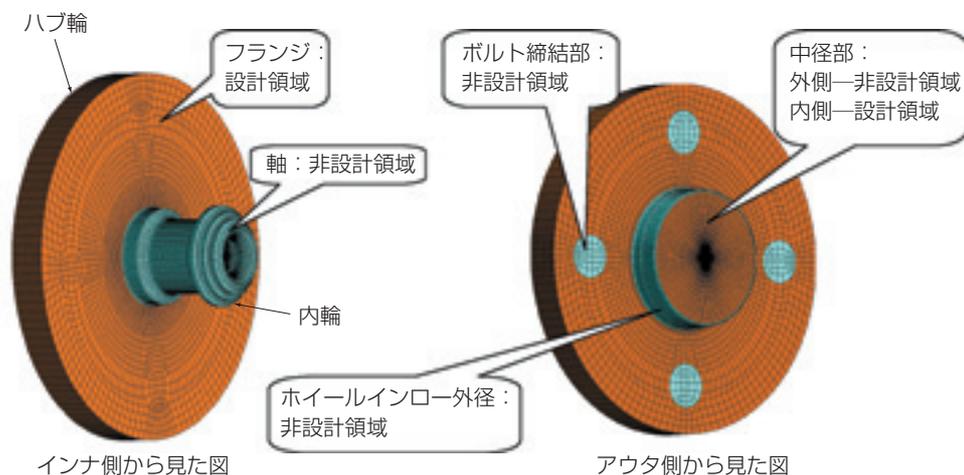


図2 トポロジー最適化解析モデル
Topology optimization model

ど、相手部材との干渉問題のため形状変更ができない部分は形状変更不可能な領域(=非設計領域)として設定し、さらに、鍛造抜き勾配とボルト穴毎の周期対称条件とボルト穴とフランジ中心を結ぶ直線に対する対称性を考慮して、解析を実施した。目的関数と制約条件は以下の通りである。

目的関数：歪エネルギー最小化

制約条件：初期形状の体積(または質量)に対して
22.5, 27.5, 30%

なお、解析はハブボルト位置が鉛直方向0°(十字形状)と45°(X字形状)の2つに対して実施し、0°の方が応力が大きかったので、以後の解析は0°のみを対象として行なっている。

解析結果

図3, 4のような形状と主応力結果が得られた。軽量化を図ろうとすると、応力が急激に増加していく様

子が、図4からわかる。ほぼ応力限界値にある27.5%のものをハブベアリングの基本構造のベースとして、採用した。

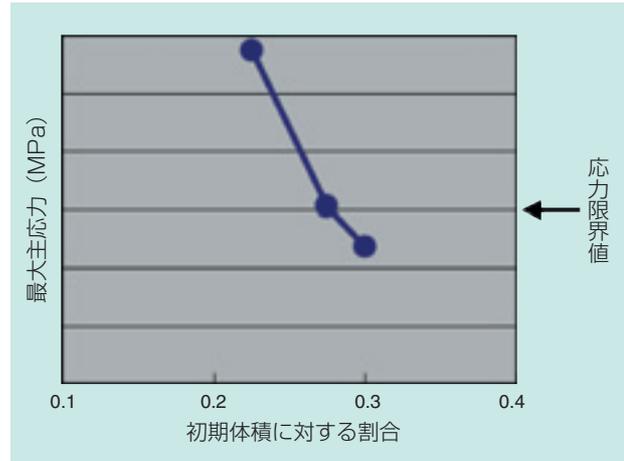


図4 トポロジー最適化解析結果形状の主応力
Principal stress of each design



図3 トポロジー最適化解析結果
Result of topology optimization

5. 寸法最適化（第2ステップ）

解析モデル

上記トポロジー最適化解析で得られた形状をベースに、**図5**の形状を基本形状として設定し、この形状に対して、**図6**に示す7箇所寸法（ $h, b, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$ ）を変化させ、寸法最適化解析を実施した。解析に当たって、**図7**に示す全自動解析システムを構築し、L₂₇実験計画法に基づく解析を実施した。

目的関数：体積（＝質量）最小化

制約条件：指定節点3個（**図6**の黄色丸部）での主応力が現行レベル以下

寸法最適化解析システムでは、寸法最適化解析ソフトが、メッシュデータに対して形状変更を加えながら、

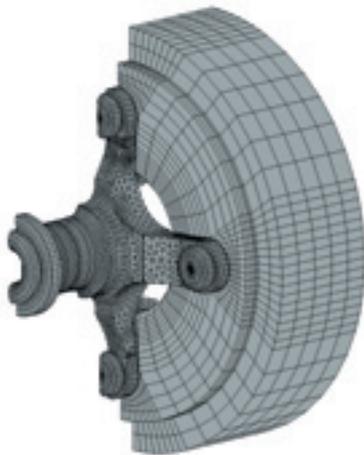


図5 寸法最適化解析の基本形状
(試験機フランジへ取付けた状態)
Basic design of shape optimization

非線形解析ソルバーを駆動して、応力値を計算する。なお、形状変更の際には、ボルト穴毎の周期対称性と、ボルト穴とフランジ中心を結ぶ直線に対する対称性を維持できるように、モーフィングソフトを用いて形状基底ベクトル*2)を設定し、形状変更と連動してメッシュを変更できるようにした。

計算はPentium4・2.8GHzコンピュータで2.5日を要した。

得られた結果から応答曲面近似モデルを作成し、最適解を求めた。

*2) パラメータとしている節点の移動に対して、各節点がどのように移動するかを規定するベクトル

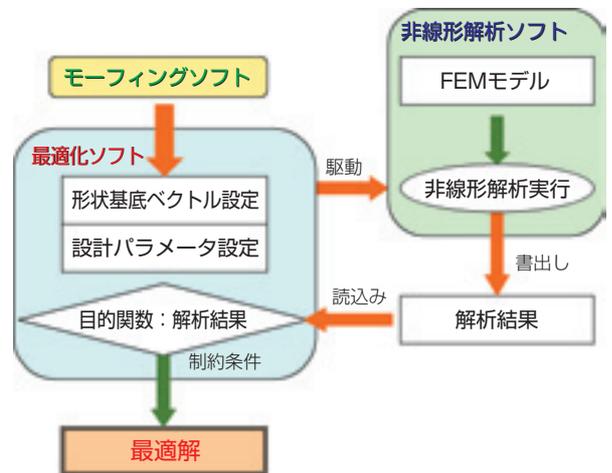


図7 寸法最適化解析システム
Shape optimization systems

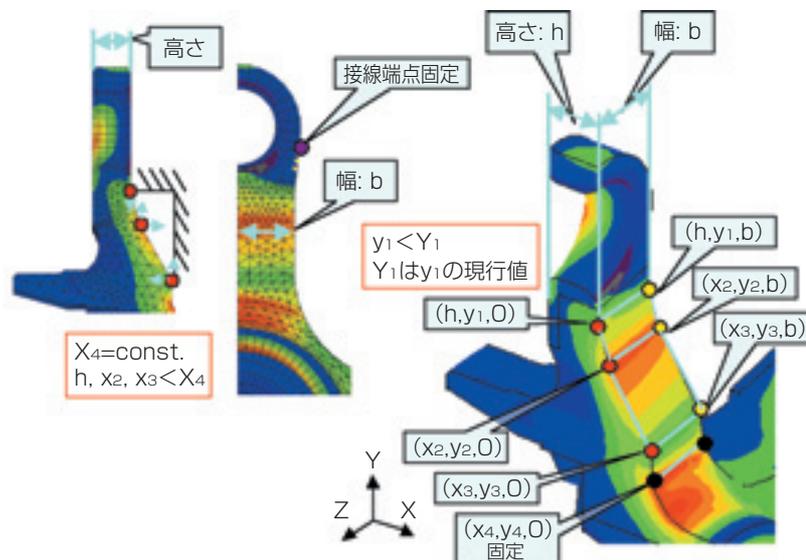


図6 寸法変更箇所
Parameter of DOE

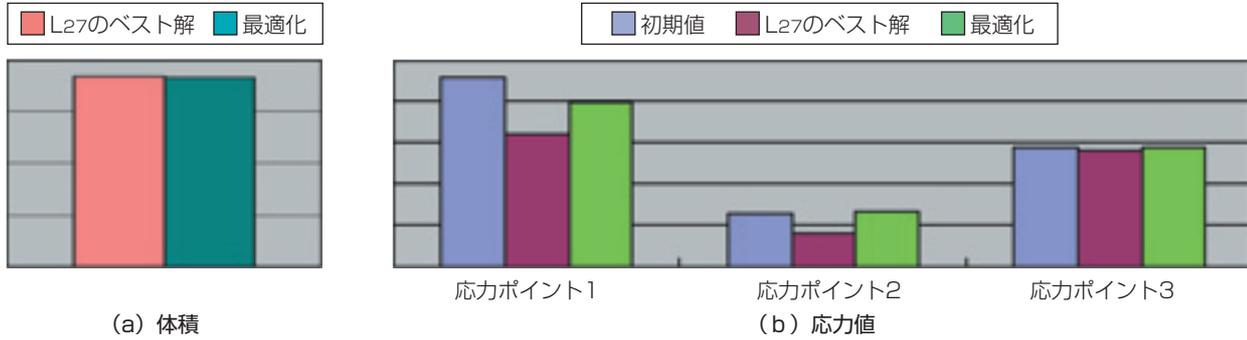


図8 寸法最適化解析結果
Result of shape optimization

解析結果

図8 (a) は体積、(b) は応力値を示す。図中の「L₂₇のベスト解」は実験計画法で実施した計算の中で最も良かった組合わせであり、「最適化」は応答曲面近似により算出された最適解である。今回の計算では最適値が各パラメータの上下限值（相手部品との干渉上の制限値）となるものが多く、このため図8 (a) のようにL₂₇のベスト解と応答曲面から得られた最適値の体積に大差はなかった。さらなる最適値が存在する可能性は否定できないが、最適値に近い値が得られていると考えている。

図8 (b) はそれぞれの形状での応力値を示したものであるが、全評価ポイントで応力値は現行レベル以下となっている。

以上の結果から、開発品の形状を決定した。

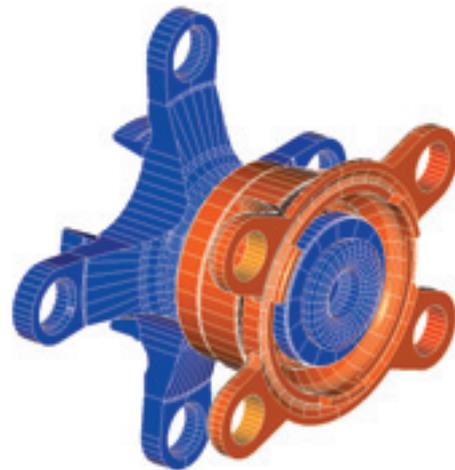


図9 開発品形状
Shape of final design

6. 開発最終品

本開発では上記手法を外輪にも適用し、形状最適化のほかに、軸受内部設計変更による軽量化、新材料開発、新グリース開発などを盛り込み、仕様を決定した。開発したハブベアリングは図9の形状である。開発品は、目標の質量1.0kgを達成し、強度・耐久・剛性の各目標をクリアした。なお、ハブ輪、外輪でそれぞれ図10に示す軽量化を達成している。

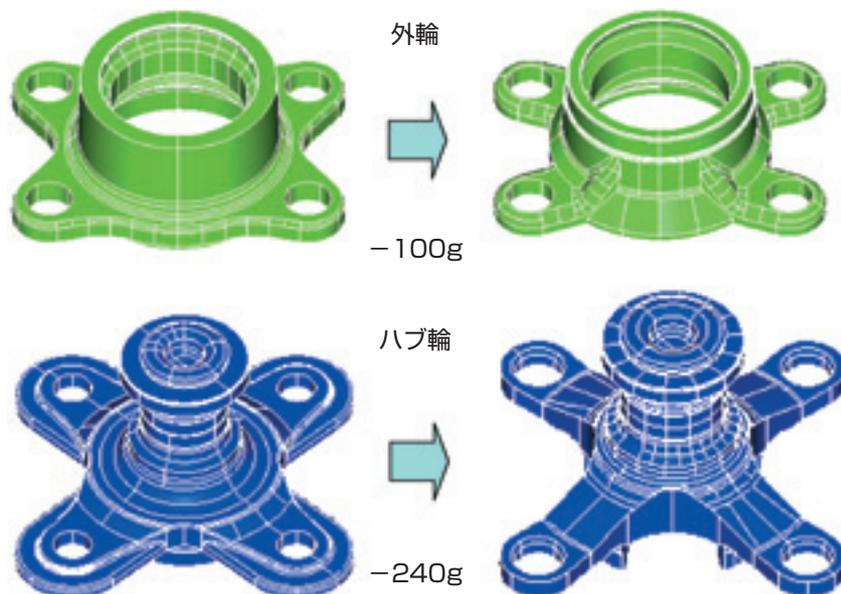


図10 ハブ輪、外輪の軽量化度合
Amount of each component Lightening

7. あとがき

軽自動車用ハブベアリング軽量化開発で実施した形状最適化解析について紹介した。この手法によって、質量目標1.0kgを達成し、従来は不可能と思われた大幅な軽量化に成功した。ただ、本開発品はハブベアリングがブレーキに対するシール機能を兼用するドラムブレーキ構造には不適であり*)、その場合には同手法を用いて既に開発済みの別タイプの適用が可能である(50g程度質量増加)。

今回は強度中心の解析であったが、ハブベアリングには剛性の観点からの目標設定も必要であり、今後は剛性を維持しつつ軽量化を図るという多目的最適化の方向を目指し、各方面のご要求に応えられる技術確立を図っていく所存である。

*) 図9に見られるように、開発品にはハブ輪への取付部材をラジアル方向にガイドする突起爪が4箇所設けられているが、ドラムブレーキへ適用するときは、この部分を全周化してシール機能を持たせる必要がある。

参考文献

- 1) 坂本潤是「ハブユニット軸受の市場・技術動向」月刊トライボロジー2004.10
- 2) 梶原一寿「ハブユニット解析シミュレーション技術の向上」Koyo Engineering Journal No.167 (2005)
- 3) Bendsoe, M.P., Kikuchi, N., "Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method" Computer Method in Applied Mechanics and Engineering, 71, pp.197-227, 1988

執筆者近影



長谷 陽夫
自動車商品本部
自動車技術部



丹羽 健
自動車商品本部
自動車技術部

高負荷容量円すいころ軸受の動力学解析 Dynamic Analysis of a High-Load Capacity Tapered Roller Bearing



原田 和慶* Kazuyoshi HARADA
坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI

円すいころ軸受の3次元動力学解析ツールを汎用動力学解析ソフト上で開発した。本ツールは、保持器やころの時々刻々の3次元挙動をシミュレートできる。本報では、このツールを用いて、NTNが新たに考案した高負荷容量円すいころ軸受の動力学的特徴を解析した。この高負荷容量円すいころ軸受では、保持器外径の拡大と、ころ本数の増加が施されている。解析した結果、ころ／保持器間の干渉力は、標準仕様の円すいころ軸受と比較して同等以下であり、高負荷容量軸受の設計が有効であることを確認した。

It is necessary to predict forces acting on a cage when designing rolling element bearings. It requires a dynamic simulation that can evaluate interaction forces between the bearing components including the cage as well as real-time behaviors of these components.

NTN had already developed a 2-dimensional dynamic analysis code for cylindrical roller bearings using a commercial, versatile dynamic analysis software. At this time, NTN has developed a 3-dimensional analysis code for tapered roller bearings by extending its dynamic analysis technology.

On the other hand, NTN has proposed a tapered roller bearing that accommodates more rollers with a larger outside diameter cage to increase its load carrying capacity. The cage geometry change may affect the interactions between the cage and rollers, and the experimental verification of these interactions is generally beyond accurate measurement. Accordingly, the developed code is implemented to investigate the difference between the conventional tapered roller bearings and the newly proposed one in terms of the interaction forces between the cage and rollers and the resulting cage behavior. This report outlines the physical model of this analysis tool, and shows the analytical results where any significant difference is not found from the above viewpoint. Developers have confirmed that the newly designed high-load capacity tapered roller bearing is quite effective for use.

1. はじめに

転がり軸受の保持器の設計に際しては、保持器に作用する力を明らかにしておく必要がある。しかし保持器に働く力を解析するためには、転動体や保持器自身の動的挙動とそれに伴う各軸受要素間に作用する力を求める必要があり、動力学解析が必須となる。

NTNでは既に、2次元の自由度に限定した円筒ころ軸受の動力学解析ツールを汎用機構解析ソフトADAMS^{®1)}を用いて開発し、その有効性を確認してある^{2), 3)}。今回、この動力学解析技術を発展させて、円すいころ軸受用の3次元動力学解析ツールを開発した⁴⁾。

一方、NTNでは、保持器の外径を拡大し、ころ本数を増加させ、負荷容量を向上させた高負荷容量円すいころ軸受を考案した。この高負荷容量型に特徴的な保持器の幾何形状がころ／保持器間の干渉力に影響を及ぼすことが考えられるが、実験的な検証は困難である。そこで、上記3次元動力学解析ツールを用い、保持器挙動およびころ／保持器間干渉力の標準品との差異について調査した。その結果、高負荷容量型とすることによる保持器挙動ならびにころ／保持器間干渉力への影響は小さいことがわかった。

本報では、3次元動力学ツールの概要と上記解析結果について報告する。

*総合技術研究所 基礎技術研究部

2. 記号

b	: ヘルツ接触長さの半分, m
D	: 保持器外径
D_{iso}	: デボラ数 = $\eta_0 e^{a\bar{P}\bar{u}} / (Gb)$
G	: 無次元材料パラメータ = $\alpha_0 E'$
E'	: 等価縦弾性係数, Pa
F_a	: アキシアル荷重, N
F_{EHLr}	: EHL転がり粘性抵抗力, N
F_{px}	: EHL油膜圧力の転がり方向成分, N
F_r	: ラジアル荷重, N
f_c	: 保持器回転周波数, Hz
f_T	: 接触部での摩擦力, N
h_c	: 中央油膜厚さ, m
k	: $= 1.03 \alpha_r^{2/\pi}$
k'	: 潤滑油の熱伝導率, W/(mk)
L_t	: 熱負荷係数 = $\eta_0 \beta \bar{u}^2 / k'$
l	: ころスライス片の幅, m
N_{sl}	: ころのスライス数
\bar{P}	: ヘルツ接触の平均面圧, Pa
P_{max}	: ヘルツ接触の最大面圧, Pa
q	: スライス片の接触力, N
R_e	: 等価曲率半径, m
s	: すべり率
\bar{S}	: 接触部全体の平均無次元せん断応力
U	: 無次元代表速度 = $\eta_0 \bar{u} / (E'R_e)$
\bar{u}	: 平均の表面速度, m/s
u_s	: 接触部のすべり速度
W	: 無次元荷重パラメータ
X_c	: EHL接触部の無次元長さ = $(D_{iso} / \Sigma_{iso}) \sinh^{-1} \Sigma_{iso}$
x_c^*	: 保持器重心の無次元 x 方向変位 = x / δ_{Pr}
y_c^*	: 保持器重心の無次元 y 方向変位 = y / δ_{Pr}
z_c^*	: 保持器重心の無次元 z 方向変位 = z / δ_{Pa}
α	: 粘度の圧力係数, 1/Pa
α_0	: 常圧下の潤滑油の圧力粘度指数, 1/Pa
α_r	: 転がり方向と直交する曲率半径と 転がり方向の曲率半径との比
α_p	: ポケット角度
β	: 粘度の温度上昇係数, 1/K
δ	: 幾何学的干渉量, m
η_0	: 常温, 常圧下の粘度, Pa·s
ψ	: $= [1 + 2 / (3 \alpha_r)]$
Λ	: 膜厚比 = h_c / σ_e
Λ_{bd}	: 境界潤滑下の上限膜厚比

Λ_{hd}	: 流体潤滑下の下限膜厚比
μ_{bd}	: 境界潤滑下の摩擦係数
μ_{hd}	: 油膜によるトラクション係数
μ_r	: 接触部での摩擦係数
Σ_{iso}	: 等温下の潤滑油の無次元せん断速度
σ_e	: 2物体間の接触部の等価粗さ, m
δ_{Pa}	: 保持器の軸方向すきま
δ_{Pr}	: 保持器ポケットラジアルすきま
τ_0	: 潤滑油の特性応力, Pa
ϕ_T	: 油膜の温度補正係数

下付き添え字

b	: ころ
IR	: 等粘度－剛体モード
i	: 内輪
PE	: 高粘度－弾性体モード
o	: 外輪

なお、太字はベクトルを示す。

3. 解析方法

解析の主な仮定条件を以下に示す。

- ころおよび保持器には6自由度を与える。
- 内輪には一定速の自転と設定荷重に相当する並進変位を強制的に与える（自由度は0）。
- 外輪は空間に固定。
- 遠心力などの見かけの力を全て含む。
- 重力を考慮する。
- 各要素は剛体とみなすが、要素間の局所的な弾性接触を考慮する。
- ころ転動面の干渉力分布は、スライス法で評価する。
- ころと軌道面間の摩擦力は、油膜および金属接触による摩擦成分を考慮する。また弾性流体潤滑（EHL）状態下では転がり粘性抵抗⁵⁾を考慮する（[図1](#)）。
- EHL膜のスキーズ効果（速度依存項）は考慮しない。
- ころ大端面と内輪大つば面との干渉力は、最大近接点に全て作用するものと仮定する。摩擦係数は軌道面と同様に取り扱うが、すべり接触のため、EHL転がり粘性抵抗は考慮しない（[図1](#)）。
- ころと保持器間の摩擦力は、境界潤滑のみを仮定する（[図1](#)）。ころ端面との接触では、最大干渉点に全ての接触力と摩擦力が作用する。

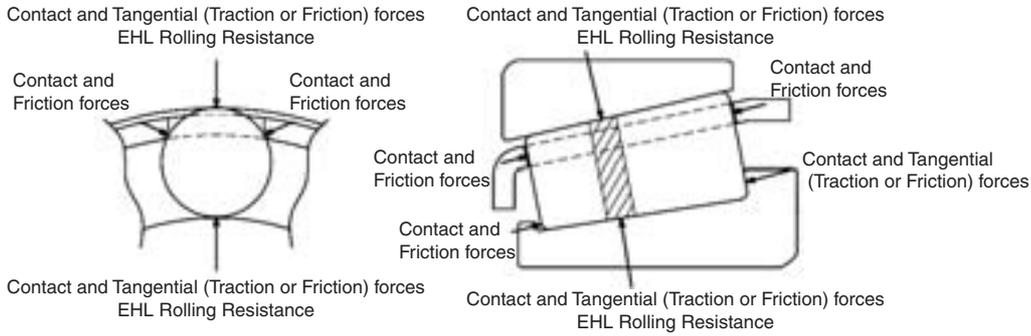


図1 解析で考慮した干渉力
Considered interaction forces in this dynamic analysis

3.1 ころ転動面と軌道面間の干渉力

ころ転動面と内外輪軌道面間の干渉力モデルは以下の仮定に基づく。

- 時刻 t で与えられたころと軌道輪の相対位置から、弾性変形量（幾何学的干渉量 δ ）が生じる場合のみ、接触による法線力、摩擦力ならびに転がり粘性抵抗力がこの物体間に生じる。
- ころ転動面にスライス法を適用し、干渉力の分布を考慮する。各スライス片の干渉量ベクトル δ が与えられれば、Palmgrenの簡易式を採用し、式(1)を用いて各スライス片での接触力ベクトル \mathbf{q} を求める。

$$\mathbf{q} = 0.356 E' N_{sl}^{-1/9} t^{8/9} \delta^{10/9} \frac{\delta}{|\delta|} \dots \dots \dots (1)$$

- 摩擦係数は、式(2)のように膜厚比 Λ により、潤滑モードごとに分類して、計算する³⁾。各ころスライスに働く摩擦力ベクトル \mathbf{f}_t はころ基準のすべり速度ベクトル \mathbf{u}_s を用いて式(3)で与えられる。

$$\mu_r = \begin{cases} \mu_{bd} & \text{if } \Lambda < \Lambda_{bd} \\ \left\{ \frac{\mu_{bd} - \mu_{hd}}{(\Lambda_{bd} - \Lambda_{hd})^6} (\Lambda - \Lambda_{hd})^6 + \mu_{hd} \right\} & \text{if } \Lambda_{bd} \leq \Lambda < \Lambda_{hd} \\ \mu_{hd} & \text{if } \Lambda_{hd} \leq \Lambda \end{cases} \dots \dots \dots (2)$$

$$\mathbf{f}_t = \mu_r \mathbf{q} \cdot \frac{\mathbf{u}_s}{|\mathbf{u}_s|} \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $\Lambda_{bd} = 0.01$ 、 $\Lambda_{hd} = 1.5$ とした。また上記の膜厚比は中央油膜厚さを基準にする。中央油膜厚さは、式(4)に示すように接触部の流体潤滑モード（高粘度－弾性体モード（PEモード）もしくは等粘度－剛体モード（IRモード））により場

合分けして求め、PEモードではPanらの式(5)⁶⁾、IRモードではMartinの式(6)⁷⁾を用いた。また入り口部の温度上昇を考慮し、式(8)に示す温度補正係数 ϕ_T ⁸⁾を用いた。IRモードは、主に非負荷圏でのころと外輪との接触時に必要になる。また2つの流体潤滑モードの油膜厚さの比較により、モードを決定し、後に示すEHL転がり粘性抵抗の要否の判定に用いている。

$$h_c = \begin{cases} \phi_T \cdot h_{c, PE} & \text{if } h_{c, PE} > h_{c, IR} \\ \phi_T \cdot h_{c, IR} & \text{otherwise} \end{cases} \dots \dots \dots (4)$$

$$h_{c, PE} = 2.922 W^{-0.166} U^{0.692} G^{0.47} R_e \dots \dots \dots (5)$$

$$h_{c, IR} = 4.9 UW^{-1} R_e \dots \dots \dots (6)$$

ただし、

$$R_e^{-1} = \begin{cases} \frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_i} & \text{for Roller / Inner race} \\ \frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_o} & \text{for Roller / Outer race} \end{cases} \dots \dots \dots (7)$$

$$\phi_T = \left[\frac{1 - 13.2 (P_{max}/E') L_T^{0.42}}{1 + 0.213 (1 + 2.23 s^{0.83}) L_T^{0.64}} \right] \dots \dots \dots (8)$$

式(2)で示した境界潤滑下 ($\Lambda < \Lambda_{bd}$) の摩擦係数 μ_{bd} は、Kragelskiiの固体接触摩擦係数の関数⁹⁾を図2のように修正し用いた。修正点は、変数をすべり速度からすべり率へ、またすべりが0の場合に摩擦係数も0としたことである。

$$\mu_{bd} = (-0.1 + 22.28s) \exp(-181.46s) + 0.1 \dots \dots \dots (9)$$

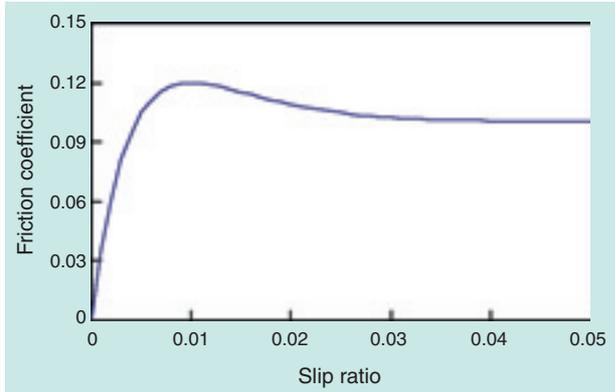


図2 境界潤滑下の摩擦係数
Friction coefficient under boundary lubrication

流体潤滑下 ($\Lambda > \Lambda_{hd}$) の摩擦係数 μ_{hd} は、下式に示す村木らの簡易理論式¹⁰⁾ で計算する。ただし数値計算量の低減のため、ここでは等温を仮定した。なおIRモードの場合も本トラクションモデルが適用できると仮定した。

$$X_c \geq 2 : \bar{S} = \Sigma_{iso} / D_{iso} \dots\dots\dots (10)$$

$$X_c < 2 : \bar{S} = \sinh^{-1} \Sigma_{iso} \{ 1 - (D_{iso} / 4 \Sigma_{iso}) \sinh^{-1} \Sigma_{iso} \} \dots\dots\dots (11)$$

$$\mu_{hd} = \tau_0 \bar{S} / \bar{P} \dots\dots\dots (12)$$

ただし、 $X_c = (D_{iso} / \Sigma_{iso}) \sinh^{-1} \Sigma_{iso}$ で弾性部の無次元接触長さを示す。

混合潤滑領域 ($\Lambda_{bd} \leq \Lambda < \Lambda_{hd}$) は、式(2)で示したように上記の流体潤滑下ならびに境界潤滑下の摩擦係数 μ_{hd} 、 μ_{bd} を Λ で滑らかに補間し決定した。図3に μ_{hd} が 0.001 ならびに 0.06 の場合の摩擦係数を式(2)にしたがって例示する。

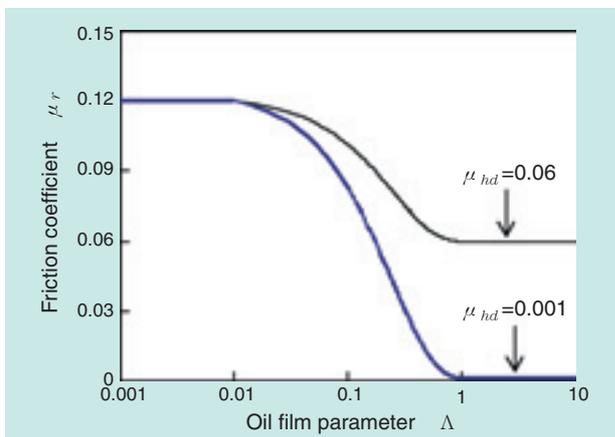


図3 膜厚比と摩擦係数の関係
Relationship between friction coefficient and oil film parameter

4) EHL 転がり粘性抵抗は、Zhouらの回帰式(13)を用いた。ただし流体潤滑モードがIRである場合には無視した。EHL転がり粘性抵抗の力は、平均表面速度ベクトル $\bar{\mathbf{u}}$ の反対の向きとした。また、回転する2物体へは、EHL油膜の転がり方向の圧力成分による力 F_{px} (式(14)) を考慮する必要がある⁵⁾。ただし、符号はころと内輪に対しては正、外輪に対しては負となる。この力は、法線方向の圧力の分力により相殺されるためモーメントに対し影響を与えない。

$$\mathbf{F}_{EHLr} = \begin{cases} -\phi_T \frac{29.2 R_{el} (GU)^{0.648} W^{0.246}}{\alpha_0} \cdot \frac{\bar{\mathbf{u}}}{|\bar{\mathbf{u}}|} & \text{if } h_{c, PE} > h_{c, IR} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \dots\dots\dots (13)$$

$$\mathbf{F}_{px, r} = \pm \frac{2R_e}{R_{b, r}} |\mathbf{F}_{EHLr}| \frac{\bar{\mathbf{u}}}{|\bar{\mathbf{u}}|} \dots\dots\dots (14)$$

以上より、ころ転動面のスライス片に作用する接触力、摩擦力およびEHL転がり粘性抵抗力が計算できる。またベクトルの外積演算によりモーメントもスライスごとに計算した。全スライス片の力とモーメントの総和がころに作用する。

3.2 ころ大端面と内輪大つば面間の干渉力

一般的にこの接触部は30~40%程度のすべりを有しているため、転がり粘性抵抗はトラクション力あるいは摩擦力に比べて1桁程度小さく、無視できる。

- 1) 解析対象軸受の大径側のころ端面は球面である。一方、内輪大つば面は円すい形状である。よって楕円接触が生じるが、ころと軌道面間の接触長さに比較的小さいため、幾何学的な最大干渉点に全ての干渉力が作用すると仮定する。
- 2) 幾何学的干渉量 δ からHertzの点接触式を用いて接触力を計算する。摩擦係数は軌道面と同じ方法で計算する。ただし油膜厚さの計算では、以下に示すように、IRモードはBrewerら¹¹⁾の式(16)、PEモードではChittendenら¹²⁾の式(17)を用いている。

$$h_c = \begin{cases} \phi_T \cdot h_{c, PE} & \text{if } h_{c, PE} > h_{c, IR} \\ \phi_T \cdot h_{c, IR} & \text{otherwise} \end{cases} \dots\dots(15)$$

$$h_{c, IR} = 128 \alpha_r \left[0.131 \tan^{-1} \left(\frac{\alpha_r}{2} \right) + 1.683 \right]^2 \left(\psi \frac{U}{W} \right)^2 R_e \dots\dots(16)$$

$$h_{c, PE} = 4.31 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} \left[1 - \exp(-1.23 k^{2/3}) \right] R_e \dots\dots(17)$$

3.3 ころ小端面と内輪小つば面間の干渉力

一般的には、この部分での接触はまれであるものの、非負荷圏において重力や外部加振などが作用する場合に接触し得る。ここでも最大干渉点に全干渉力が作用すると仮定し、Hertzの点接触式により接触力を計算する。また摩擦力の計算では、エッジ接触と想定されるため、常時境界潤滑下の摩擦係数のみを採用した。

3.4 ころ転動面と保持器ポケット面間の干渉力

ころ転動面と保持器ポケット面（図4の斜線部）間の干渉力は、ころと軌道輪間の干渉とほぼ同様でスライス法を用いて評価した。ポケット面の粗さが大きいいため、接触時の摩擦力は、境界潤滑を仮定し算出した。また、ころ転動面と接するポケット面の柱の幅は有限であることから、柱部のエッジにころが接触した場合の処理を追加した。

3.5 ころ端面と保持器ポケット面間の干渉力

大径および小径側のころ端面と保持器ポケット面間の干渉力は、それぞれ球対平面および平面对平面の接触になる。そこで、接触し得る代表点を全て算出し、各点における接触力および摩擦力の総和をころへの干渉力とした。なお、接触時の摩擦力計算では、ポケット面の粗さが大きいいため、境界潤滑を仮定する。

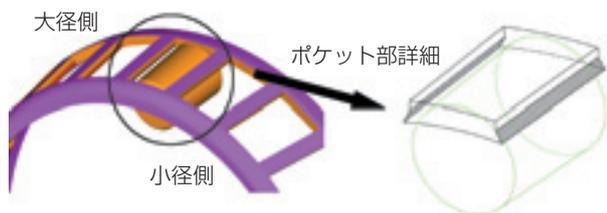


図4 ポケット形状
Geometrical shape of cage pocket

4. 解析対象

解析モデルと座標系を図5に示す。座標系は全て右手座標系とする。標準仕様軸受、および内外輪ところは同一で外径を拡大させた開発保持器を用いた高負荷容量軸受の計2形式での動力学解析を行い、両者間の保持器挙動および干渉力の差異を調査した。表1に主な軸受諸元および運転条件を示す。また、表中に記した寸法の対応箇所を図6に示す。

ラジアル荷重は内輪を+y方向へ変位させ、鉛直上方に位置するころが最大負荷を受けるように与えた。

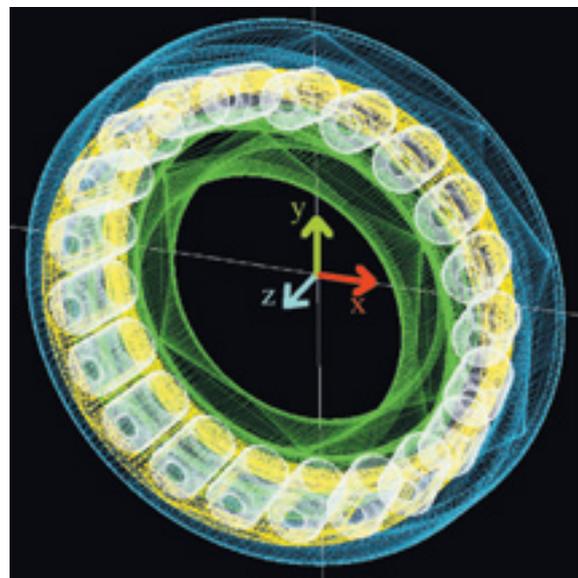


図5 解析モデル（標準仕様軸受）
Analyzed bearing schematic and its coordinate system

表1 対象軸受の諸元と運転条件
Test bearing and operating conditions

軸受 (内径×外径×幅, mm)	標準仕様軸受 (φ40×φ76.2×17.5)	高負荷容量型軸受*
保持器形式	標準品	開発品
ころ本数	21	23
基本動定格荷重, kN	46.5	50.0
ポケット角度 α _p , deg	45	56
保持器外径 φD, mm	61.39	62.22
油温, °C	100	
潤滑剤動粘度, mm ² /s [cSt]	2.52 @ 100°C	
内輪回転速度, rpm	5000	
荷重, kN	F _r = 5, F _a = 2.5	

* 内外輪およびころは標準仕様軸受と同一

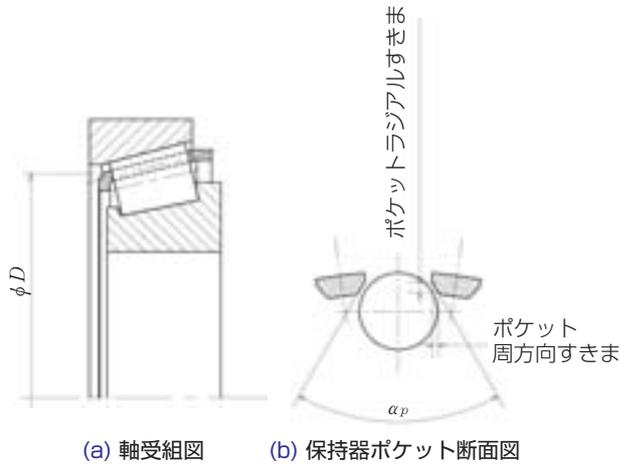


図6 保持器形状
Cage geometry

5.1 保持器重心のラジアル面内並進変位

本解析で用いた保持器は、図6(b)に示したように、ポケットのラジアルすきまがポケットの周方向すきまに比べて大きい形状で、保持器の最大並進変位はポケットラジアルすきまとなる⁴⁾。標準軸受および開発軸受のラジアル面内における保持器重心軌跡を図7に示す。図中の赤色の実線がポケットラジアルすきまで無次元化された保持器重心の位置（ラジアル面内）を示している。青色破線は保持器ポケットのラジアルすきまを半径とする円である。保持器重心軌跡はポケットラジアルすきまに比べて小さく、既報^{4,13)}の複合荷重条件下の保持器挙動の特徴に一致した。開発品は標準品に比べて、変位量がわずかに小さい。

5. 解析結果

以降の解析結果では初期条件の影響を除去するため、計算開始後0.5s間（内輪回転数で約40回転分）のデータを除去し、その後0.2s間（内輪回転数で約17回転分）のデータを評価に用いた。

ころ転動面と保持器の干渉力パターンを図8に示す。図8(a)は、保持器重心が図8(b)に示す位置へ変位している時に対応する、ころ／保持器間干渉力とその発生位置を示している。図中の赤色ベクトルは保持器からころへ働く干渉力で、ころ重心を基点としている。同図からわかるように、本運転条件下では、基本的に保持器の変位方向に対して直交する方向の複数

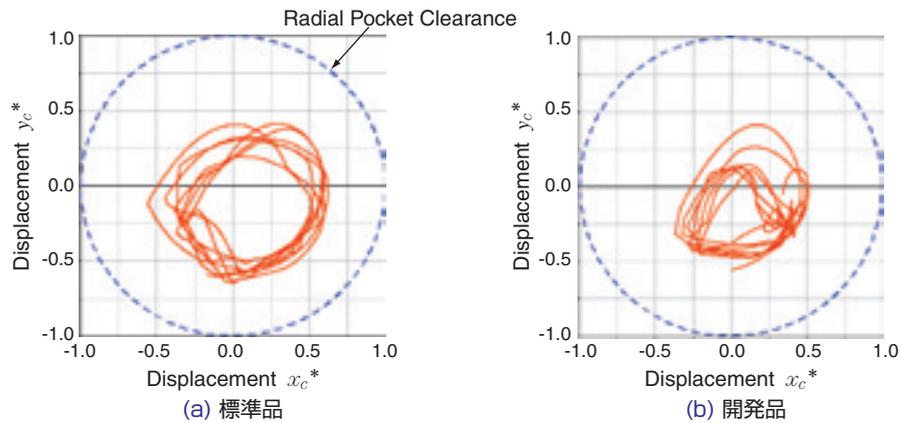


図7 ラジアル面内の保持器重心軌跡
Numerical results of cage mass center behavior in radial plane

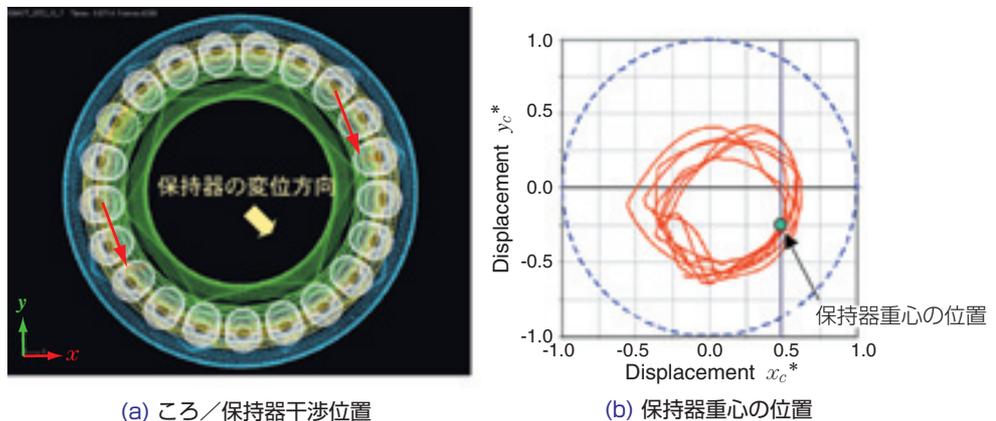


図8 保持器重心の変位方向ところ／保持器干渉位置（標準品）
Relationship between the direction of cage displacement and cage/roller interaction position

のころが保持器と干渉している。この時接触しているころのポケット内での変位方向は、図6(b)における周方向である。このため、ポケットのラジアルすきまよりも保持器の変位量は小さくなる。

標準品および開発品における、ころ転動面／保持器間干渉力の時間履歴を図9に示す。この図は、各ころの転動面と保持器の柱間の干渉力の絶対値を全ての柱についてプロットしたものである。ころ転動面／保持器間の干渉は非周期的に認められる。干渉力の平均値および最大値についてまとめたものを図10に示す。平均値に関しては、標準品に比べ開発品の方が14%小さい。これは、ころ本数の増加により軌道面からのころ1本当たりの法線荷重が減少したため、ころを駆

動する軌道面からのトラクション力も減少し、ころ転動面／保持器間の平均干渉力も減少したと考えられる。

保持器の駆動力はころからの干渉力であり、この干渉力の時間積分値が保持器挙動を決定する。従って、図7で確認された両保持器の重心軌跡の振幅の差は、この平均干渉力の差に起因すると考えられる。

一方、干渉力の最大値に関しては、標準品と開発品との差が2%であった。最大干渉力は偶発的な干渉にも影響されるが、内輪回転数で約57回転分の全結果を通して見ても、開発品の最大干渉力が標準品のそれを2%以上上回ることはなく、標準品と同程度と判断する。

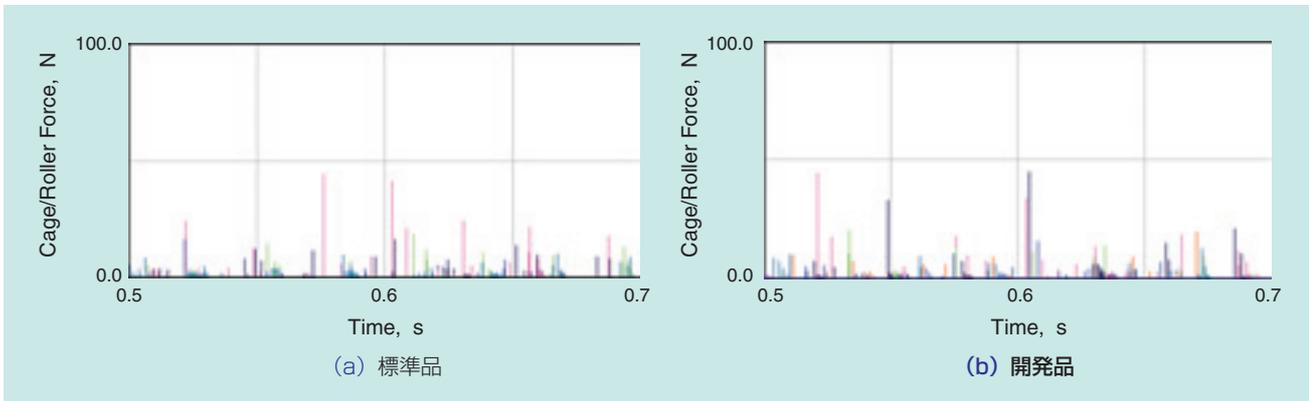


図9 ころ転動面／保持器間の干渉力
Cage/roller (rolling surface) interaction forces

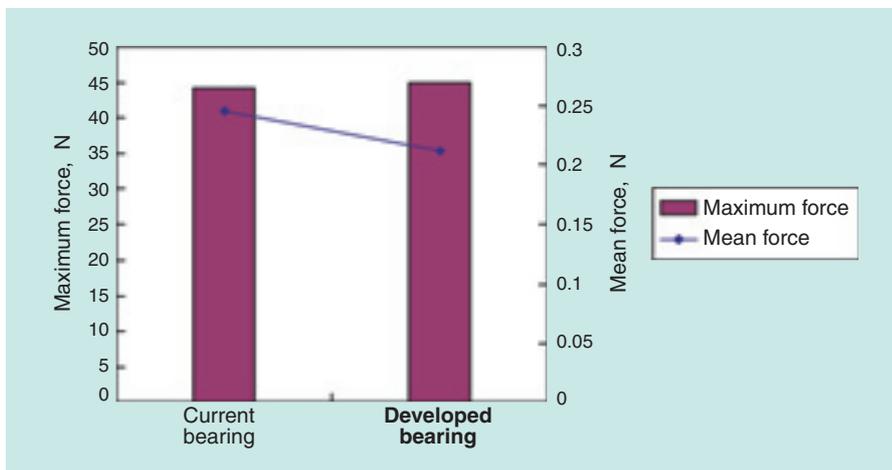


図10 ころ転動面／保持器間干渉力の平均値と最大値
Mean value and the maximum value of cage/roller (rolling surface) interaction forces

5.2 保持器重心の軸方向変位

次に、保持器重心の軸方向変位の時間履歴を図11に示す。縦軸は、図12に示すように内輪の軌道面および大つば面にころが接し、かつ保持器ところ大端面も接する時の保持器重心位置を零点とし、保持器ポケットの軸方向すきまで無次元化した。図11より保持器の軸方向変位量は最大でも保持器の軸方向すきまの1/2程度である。図13に保持器ポケット内でのころと保持器間の干渉力パターンを示す。図中の赤色のベクトルは保持器からころに働く干渉力を示している。従って、保持器には図示された干渉力の反力が作用することになる。保持器ポケットの幾何形状から、ころ転動面と保持器ポケットが干渉すると（図13(a)）、保持器は上記干渉力のz方向分力により-z方向へ移動する。一方、ころ大端面と保持器ポケットが干渉すると（図13(b)）、保持器は+z方向へ移動する。

図14にころ大端面／保持器ポケット間の干渉力を示す。この図は、各ころの大端面と保持器ポケット間の干渉力の絶対値を全てのころについてプロットしたものである。標準品はほぼ保持器の自転周波数 f_c で干渉している。一方、開発品では、干渉力の大きさは標準品に比べ約1/2で、干渉の頻度が高い。図11に示された軸方向変位における標準品と開発品との差は、図14に示した干渉パターンの違いによるものと考えられる。本解析条件では、ころ小端面と保持器ポケットとの衝突は見られなかった。

以上のように、開発品は標準品に比べ、挙動において大きな差はなく、ころ／保持器干渉力においては同等以下であることから、本解析範囲での保持器外径およびポケット角度が及ぼすころ／保持器干渉力への影響は小さいといえる。

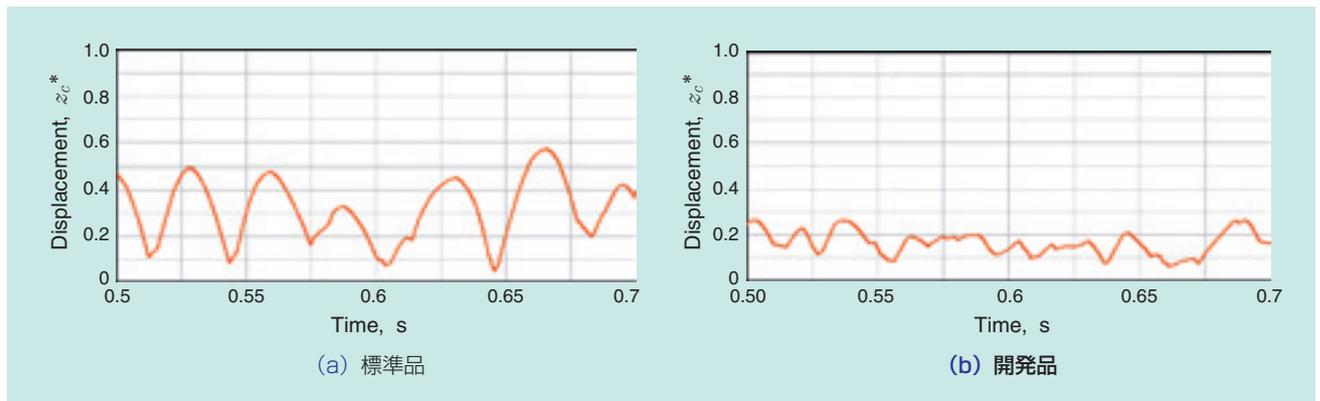


図11 保持器重心の軸方向変位
Axial behavior of cage mass center

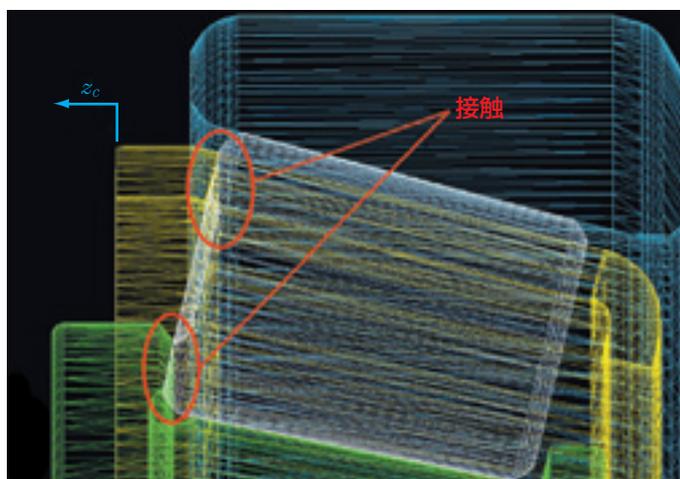
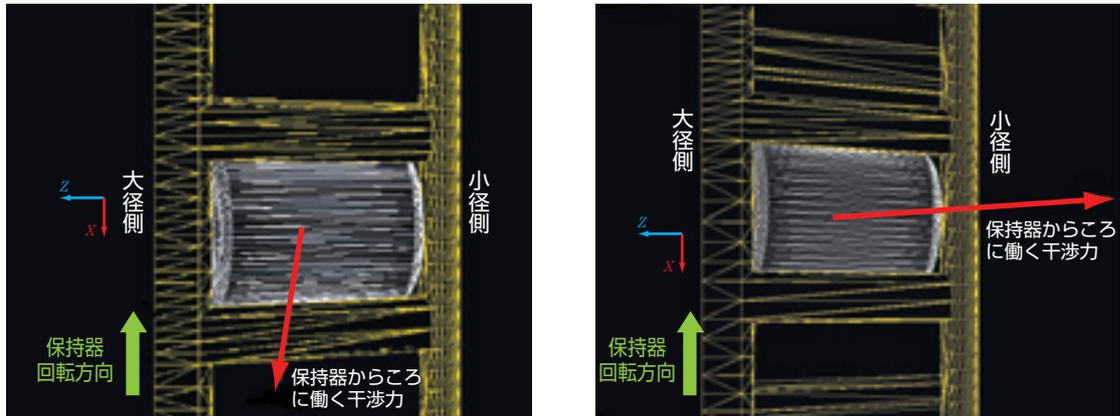


図12 保持器の軸方向変位の定義
Datum point for axial displacement of cage mass center



(a) ころ転動面／保持器ポケット間の接触

(b) ころ大端面／保持器ポケット間の接触

図13 ころと保持器ポケットの干渉力 (標準品)
Graphic example of cage/roller interaction forces

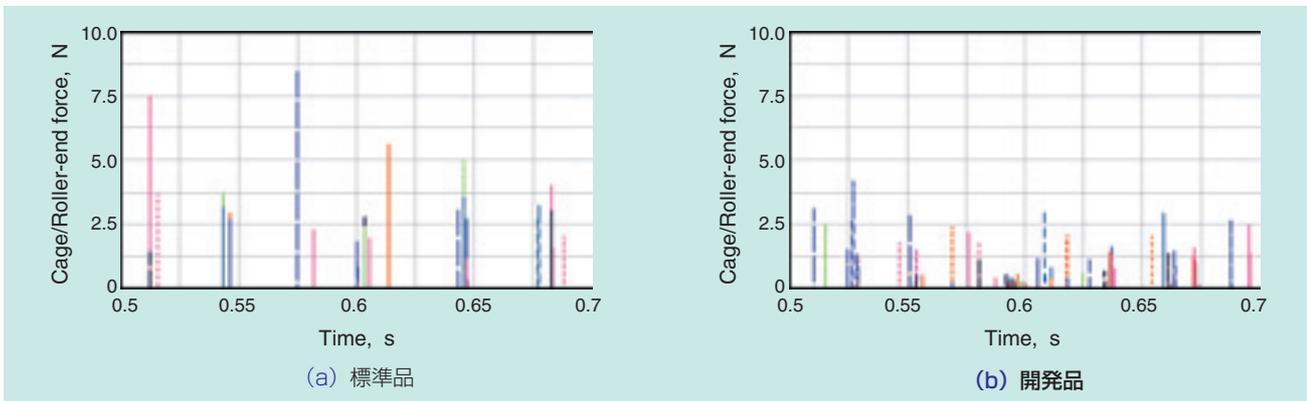


図14 ころ大端面／保持器ポケット間の干渉力
Cage/roller large end interaction forces

6. まとめ

円すいころ軸受を対象とした3次元動力学解析ツールを用いて標準仕様軸受と本数を増した高負荷容量軸受の比較を行った。高負荷容量軸受は標準仕様軸受に比べ、保持器挙動において大きな差はなく、ころ／保持器間干渉力は同等以下であり、本解析範囲では高負荷容量軸受に特徴的な保持器の幾何形状が及ぼすころ／保持器間干渉力への影響が小さいことを確認した。

実験的なころ／保持器干渉力の水準比較は困難であり、本解析は、実験代替技術として高負荷容量軸受の機能を確認する有効な手段といえる。

参考文献

- 1) MSC.Software, HP Address : <http://www.mscsoftware.co.jp/> (2005.05.23)
- 2) 坂口智也・上野馨・古林卓嗣：円筒ころ軸受の保持器挙動解析，(社)日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集 (仙台2002-10) 415.
- 3) 坂口智也・上野馨：円筒ころ軸受の保持器挙動解析，**NTN TECHNICAL REVIEW**, No.71 (2003) 8-17.
- 4) 坂口智也・原田和慶：円すいころ軸受 保持器の3次元動力学解析 (第2報 計算結果)，(社)日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集 (鳥取2004-11) 503
- 5) Zhou, R. S., Hoeprich, M. R. : Torque of Tapered Roller Bearings, *Trans. ASME, J. Trib.*, 113, 7 (1991) 590-597.
- 6) Pan, P., Hamrock, B.J.: Simple Formulae for Performance Parameters Used in Elastohydrodynamically Line Contacts, *Trans. ASME, J. Trib.*, 111, 2 (1989) 246-251.

- 7) Martin, H. M., : Lubrication of Gear Teeth, Engineering, London, 102 (1916) 119-121.
- 8) Gupta, P. K. et al., : Visco-Elastic Effects in Mil-L-7808 Type Lubricant, Part I; Analytical Formulation, STLE Tribol. Trans., 34, 4 (1991) 608-617.
- 9) Kragelskii, I. V., : Friction and Wear, Butterworths, London (1965) 178-184.
- 10) 村木 正芳, 木村 好次: 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第2報), 潤滑, 28, 10 (1983) 753-760.
- 11) Brewe, D. E., Hamrock, B. J., Taylor, C. M., : Effects of Geometry on Hydrodynamic Film Thickness, ASME J. Lubr. Technol., 101, 2 (1979) 231-239.
- 12) Chittenden, R. J., Dowson, D., Dunn, J. F., Taylor, C. M., : A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts I. Direction of lubricant entrainment coincident with the major axis of the Hertzian contact ellipse, Proc. Roy. Soc., London, A397 (1985) 245-269.
- 13) 原田和慶・坂口智也: 円すいころ軸受 保持器の3次元動力学解析 (第1報 挙動測定), (社)日本トライボロジー学会トライボロジー会議予稿集 (鳥取 2004-11) 501

執筆者近影



原田 和慶

総合技術研究所
基礎技術研究部

坂口 智也

総合技術研究所
基礎技術研究部

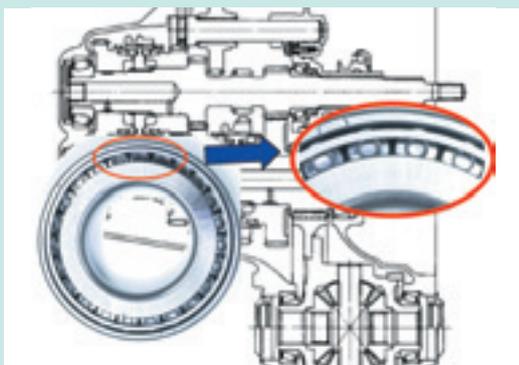
[製品紹介]

高負荷容量円すいころ軸受

— 超低トルク・高剛性円すいころ軸受 —

High Capacity Tapered Roller Bearings

- Super Low Torque・High Rigidity Tapered Roller Bearings -



辻本 崇* Takashi TSUJIMOTO
望月 次郎* Jiro MOCHIZUKI

自動車のトランスミッションやデファレンシャルギア用に、ころ本数を総ころ軸受とほぼ同等に増加させることで、寿命および剛性を向上させた高負荷容量円すいころ軸受を開発した。

本稿では、この軸受の構造、性能、低トルク化への応用例について紹介する。

Tapered roller bearing have greater capacity for carrying not only pure radial or axial loads but also combined loads, and feature greater bearing rigidity. Therefore, they are found in numerous applications in various industries such as the automotive industry.

Recent advancements in transmissions for low fuel consumption have resulted in lower oil viscosities and reduction in transmission size. Therefore it is necessary to reduce the size of the bearings, which can result in bearing life and rigidity problems.

High capacity tapered roller bearing were developed in order to suppress the life reduction due to a low viscosity and contaminated lubrication developed without changing the bearing size. This is accomplished by increasing the number of rollers (similar to a full complement type bearing) by using the special cage. By doing this, the dynamic load rating can be increased by up to 10%, and the static load rating can be increased by up to 15%. As a result, bearing life under severe lubrication conditions can be improved in addition to increasing the bearings rigidity.

Super low torque bearing with keep of bearing life and rigidity can be designed by combine high capacity tapered roller bearing and FA tapered roller bearing.

1. まえがき

自動車のトランスミッションやデファレンシャルギアは燃費向上を目的として、使用オイルの低粘度化やミッションの小型軽量化が進んでいる。これらに適用される軸受サイズは小型化する傾向にあるため、軸受寿命と剛性確保が課題となっていた。このような課題に対して、軸受サイズを大きくせず、寿命低下を抑えることが可能な「高負荷容量円すいころ軸受」を開発

した。この軸受は、特殊保持器の採用により、ころを総ころ軸受とほぼ同等の本数に増加させ、負荷容量を増大させている。これにより、荷重負荷時の接触面圧を低減させ、過酷な潤滑条件下や異物混入潤滑条件下での寿命向上を図ると共に高剛性化も同時に実現した。本稿では、その構造と特徴、評価試験の結果を紹介する。また、低トルク、高剛性設計の応用例も紹介する。

*自動車商品本部 自動車技術部

2. 高負荷容量円すいころ軸受の構造

保持器と外輪とのすきまを小さくして、保持器のP.C.Dを大きくすることにより、保持器柱幅を現行量

製品と同等とし、ころ間すきを狭めて総ころとほぼ同等のころ本数を実現した。(図1, 図2)

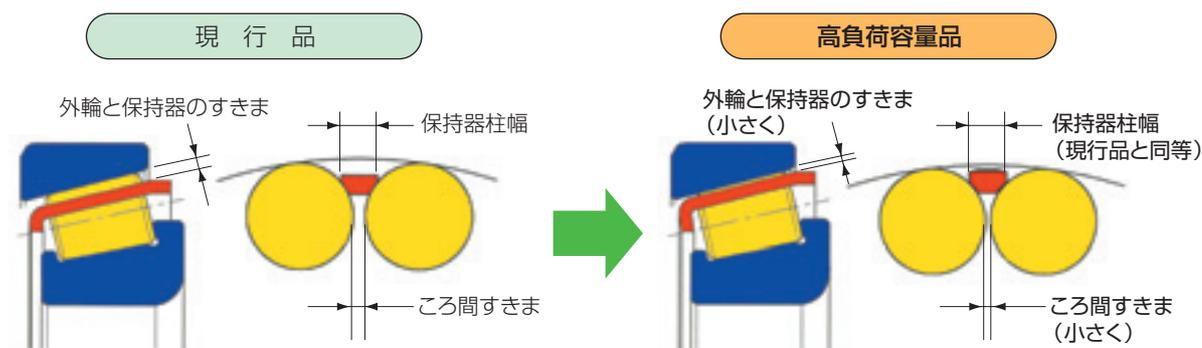


図1 高負荷容量円すいころ軸受の構造
Structure of high capacity tapered roller bearing



図2 設計例 (軸受サイズ: $\phi 45 \times \phi 81 \times 16$)
Example of bearing design (size: $\phi 45 \times \phi 81 \times 16$)

3. 高負荷容量円すいころ軸受の特徴

高負荷容量円すいころ軸受は、ころ本数の増加により、以下のように機能が向上する。

① 定格荷重の増大

- 動定格荷重が最大10%増大 (計算寿命で最大37%向上)
- 静定格荷重が最大15%増大 (安全率が最大15%向上)

② 高剛性化

- 軸受剛性が最大10%向上 (弾性変位量が最大10%低減)

③ 長寿命化

- 清浄油潤滑条件下での実寿命が向上
ころ本数の増加により最大接触面圧を低減させ、油膜厚さの増大と、金属接触発生時の応力緩和を実現し、油膜が形成され難い潤滑下での金属接触に起因する表面起点剥離を抑制し実寿命を向上させた。
- 異物混入潤滑条件下での実寿命が向上
ころ本数の増加により最大接触面圧を低減させ、異物による圧痕の大きさと圧痕周りの盛り上がり部に発生する応力を小さくし、異物混入下での寿命向上を実現した。

4. 高負荷容量円すいころ軸受の性能

表1. 試験軸受
Test bearing

	現行品	高負荷容量品
軸受サイズ	φ45Xφ81X16 mm	
定格荷重	動定格荷重 $C_r=42.0$ kN 静定格荷重 $C_{or}=52.0$ kN	動定格荷重 $C_r=45.5$ kN 静定格荷重 $C_{or}=58.0$ kN
ころ本数	24本	27本

① $\Lambda * 0.2$ の清浄油潤滑下での寿命試験結果

図3に油膜形成状況の極めて悪い $\Lambda 0.2$ 清浄油潤滑下での寿命試験結果を示す。

高負荷容量円すいころ軸受は、油膜形成状況が悪いことが原因で発生する金属接触による表面起点型剥離

に対して、現行品と比較し、約15倍の長寿命を示す。

* Λ : 油膜パラメータ (油膜厚さ/転動面の合成表面粗さ)

② 異物混入潤滑下での寿命試験結果

図4に異物混入潤滑下での寿命試験結果を示す。

高負荷容量円すいころ軸受は、異物混入潤滑下での圧痕を起点とした剥離に対して、現行品と比較し、約3倍の長寿命を示す。

③ 低粘度オイル使用下における寿命試験結果

現在、自動車のMT、デフに使用されているオイル粘度グレードはVG75~VG90、CVTやATのオイル粘度グレードはVG32レベルが一般的である。また、現市場で使用されている最も低粘度のオイル粘度グレードはVG20レベルであるが、今後、トランスミッションオイルの低粘度化は更に進むと予想されることから、オイル粘度グレードVG10を使用した清浄油潤滑

荷重条件: ラジアル荷重 $F_r=19.1$ kN
アキシャル荷重 $F_a=0$ kN
(アキシャルすきま 0.20~0.25mm)
回転速度: 2500 min⁻¹
潤滑油: JOMO HIGH SPEED
FLUID VG1.5
潤滑法: 油浴
油膜パラメータ: $\Lambda=0.2$
計算寿命: 現行品 $L_{10}=92.2$ h
高負荷容量品 $L_{10}=120.4$ h

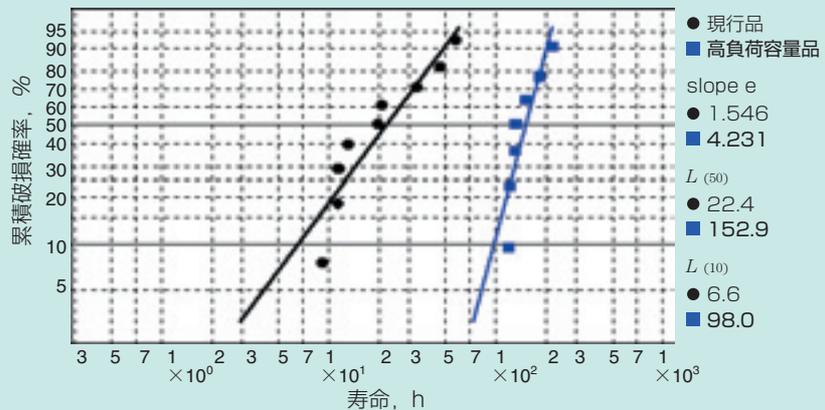


図3 $\Lambda 0.2$ の清浄油潤滑下での寿命試験結果(VG1.5)
Life test results under clean lubrication

荷重条件: ラジアル荷重 $F_r=19.1$ kN
アキシャル荷重 $F_a=0$ kN
(アキシャルすきま 0.20~0.25mm)
回転速度: 2500 min⁻¹
潤滑油: タービンオイル VG56
異物: スチールビーズ+ガスアトマイズ 0.5g/L
異物粒径
50μm以下 90 wt %
100~180μm 10 wt %
潤滑法: 油浴
油膜パラメータ: $\Lambda=2.0$
計算寿命: 現行品 $L_{10}=92.2$ h
高負荷容量品 $L_{10}=120.4$ h

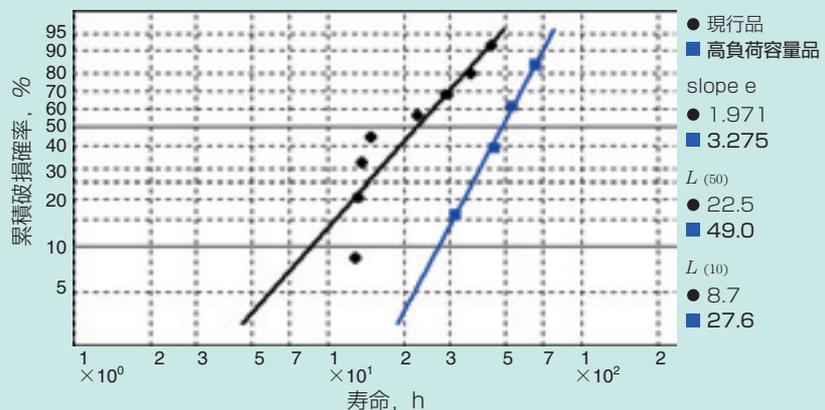


図4 異物混入潤滑下での寿命試験結果(VG56)
Life test results under contaminated lubrication

下および異物潤滑下での寿命試験を実施した。

図5に $\Lambda 0.8$ 清浄油潤滑下での寿命試験結果を示す。

高負荷容量円すいころ軸受は、油膜形成状況が悪いことが原因で発生する金属接触による表面起点型剥離に対して、現行品と比較し、約2倍の長寿命を示す。

図6に $\Lambda 0.8$ 異物潤滑下での寿命試験結果を示す。

オイル中の異物について、市場調査を行った結果、異物サイズは $50\ \mu\text{m}$ 以下、異物量は、MT車でも 0.3g/L 未満であったことから、厳しい異物条件として、異物粒径は $50\ \mu\text{m}$ 以下を主体とし、異物量は 0.3g/L を採用した。

高負荷容量円すいころ軸受は、異物混入潤滑下での圧痕を起点とした剥離に対して、現行品と比較し、約3倍の長寿命を示す。

5. 超低トルク・高剛性設計への応用

高負荷容量円すいころ軸受は、結晶粒を微細化する特殊熱処理（FA処理）と軸受内部の最適化設計技術を融合させた軸受であるFA円すいころ軸受²⁾等の長寿命軸受との組み合わせが可能である。

FA円すいころ軸受は、長寿命かつ耐焼付き性、耐圧痕性の向上を実現しており、現行軸受と同等の寿命を確保する前提では、軸受のコンパクト化を図ることが可能であり、これにより、低トルクにすることができ、しかし、大幅な低トルク化を実現しようとすると剛性の低下は避けることができなかった。今回開発した高負荷容量円すいころ軸受と組み合わせることにより、剛性の低下を防ぎ、低トルク化することが可能になった。

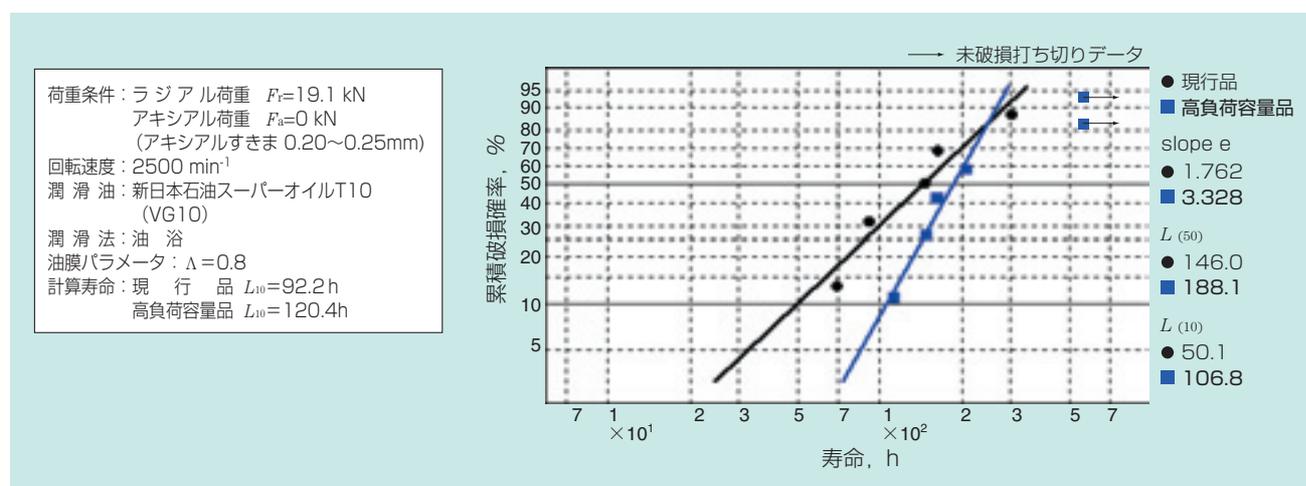


図5 $\Lambda 0.8$ 清浄油潤滑下での寿命試験結果(VG10)
Life test results under clean lubrication

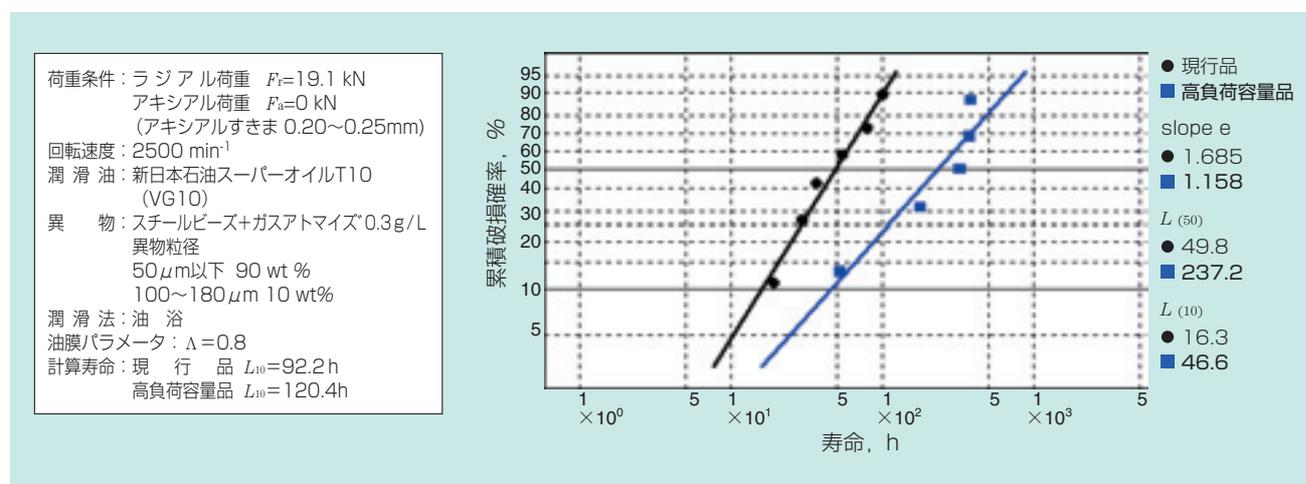


図6 $\Lambda 0.8$ 異物混入潤滑下での寿命試験結果(VG10)
Life test results under contaminated lubrication

更に保持器形状の工夫により軸受内部で発生する油の攪拌抵抗を大幅に低減すると、50%の低トルク化を実現することも可能である。以下に寿命、剛性を確保した50%低トルク設計の応用例を示す。

5.1 対象軸受

デファレンシャルに使用されているピニオン用円すいころ軸受は、高荷重で使用されることから、負荷容量の大きな軸受が採用されておりユニット全体に占める軸受部分のトルク損失が比較的大きいことから低トルク化のニーズが高い。

そこで、デフピニオンに使用されている#30306Dを対象とした低トルク化検討例を示す。

5.2 円すいころ軸受のトルク要因

図7に円すいころ軸受のトルク要因を示す。

円すいころ軸受のトルク低減を行なうためには①～⑤の要因についての低減検討が必要である。

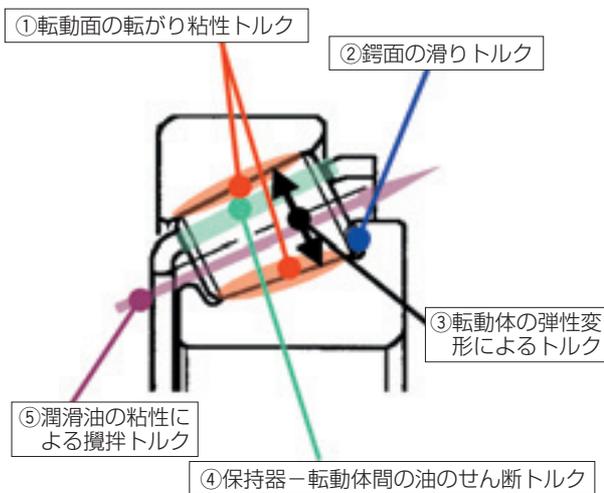


図7 円すいころ軸受のトルク要因
Torque factor of tapered roller bearing

5.3 デフ用円すいころ軸受のトルク要因と寄与率

円すいころ軸受のトルク要因の内、潤滑油の粘性による攪拌トルクの大きさは、油量及び油温によって大きく変化する。デフピニオン用円すいころ軸受における攪拌トルクの大きさを確認するため、図9に示すように潤滑油の油面高さを変えた試験を行なった。その結果、常用回転速度である2000～3000r/minに対し、潤滑油の攪拌トルクは、全トルクの約30%を占めることが分かった。

この結果を基に、デフピニオン用円すいころ軸受の

トルク要因と寄与率を整理すると以下ようになる。

潤滑油量が比較的多く潤滑油の粘度が比較的高いと、「潤滑油の粘性による攪拌トルク」、「転動面の転がり粘性トルク」、「保持器－転動体間の油のせん断トルク」の要因が大きい。

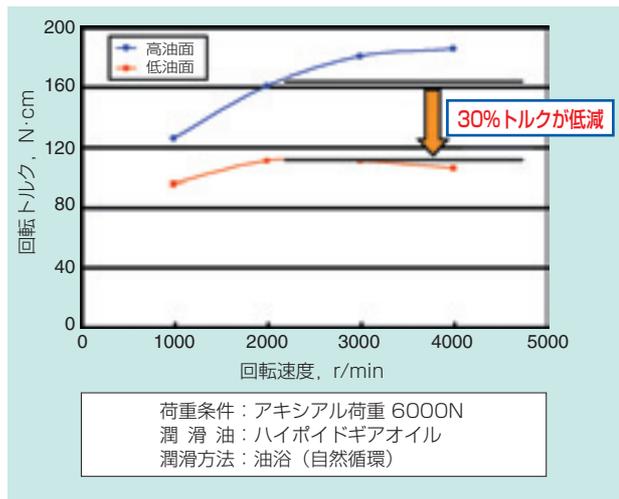


図8 デフピニオン用円すいころ軸受の攪拌トルク
Torque of tapered roller bearing used for pinion shaft support in near axle differential

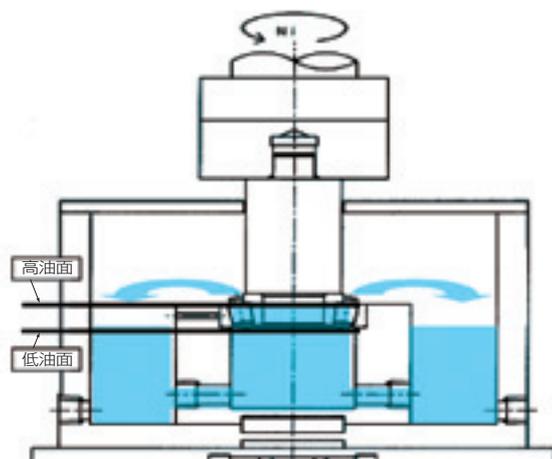


図9 トルク測定方法
Torque measurement method

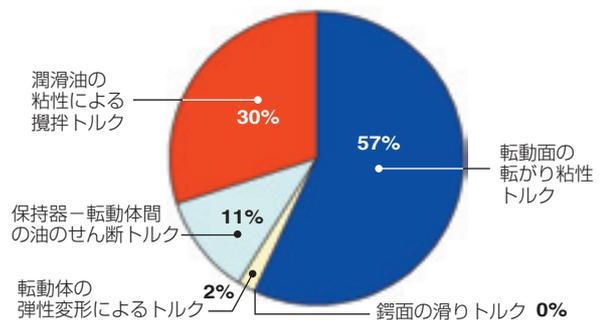


図10 デフピニオン用円すいころ軸受のトルク要因と寄与度
Factors contributing to friction torque of tapered roller bearing used for pinion shaft support in near axle differential

5.4 低トルク化手法

デフピニオン用円すいころ軸受のトルクを低減させるには、トルクの大部分を占める軌道面の転がり粘性トルク、「保持器－転動体間の油のせん断トルク」および「潤滑油の粘性による攪拌トルク」の低減が必要である。

① 軌道面の転がり粘性トルクの低減

軌道面の転がり粘性トルクを低減させるには、軸受内部設計およびクラウニングの変更が有効である。剛性確保を考慮した低トルク化手法を以下に述べる。

1) 軸受内部設計の変更

剛性を低下させずに低トルク化を行うために、軸受内部設計のトルクと剛性への寄与度確認を行った。結果を図11に示す。高剛性且つ低トルクな設計を行うためには、ころピッチ径を小さくし、接触角を大きくする設計が有利である。

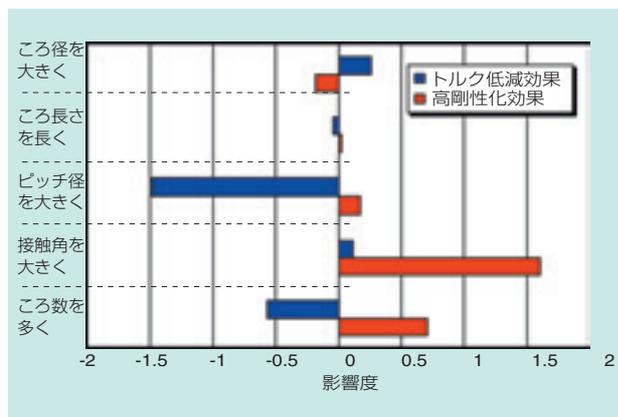


図11 軸受内部設計のトルクと剛性への影響
Effect of internal design factors in torque and rigidity

2) クラウニング形状の変更

図12に、クラウニング形状の変更により、ころと軌道面の有効接触長さを17%低減させた時のトルク低減率（計算値及び実測値）を示す。クラウニング形状を変更して、有効接触長さを短くすることによりトルクを低減することが可能であり、その低減効果は計算値と良く一致する。

しかしながら図13に示すように、クラウニング形状の変更による低トルク化は、剛性低下に繋がるため、剛性も考慮してクラウニング形状を設定する必要がある。

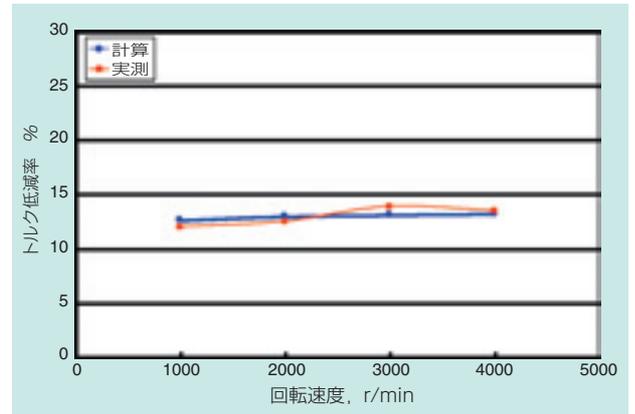


図12 クラウニング形状変更によるトルク低減率
Torque reduce percentage by changing crowning

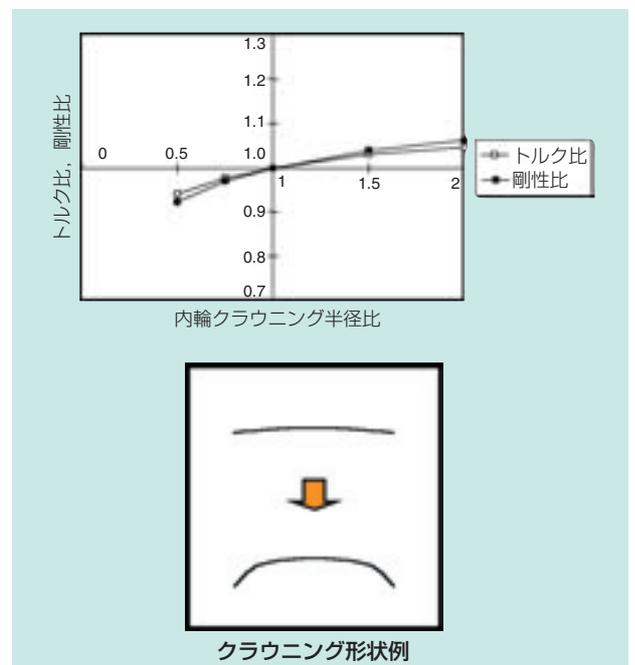


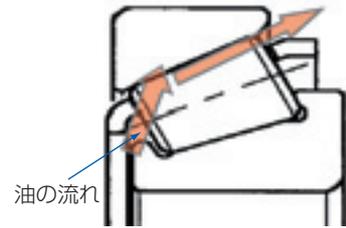
図13 内輪クラウニング半径比のトルク比と剛性比への寄与度
Factors contributing to friction torque and rigidity of inner ring crowning

② 保持器－転動体間の油のせん断トルクの低減

表2に示すように、標準品に対し、形状Aのように柱形状を変更することにより、保持器－転動体間の油のせん断トルクを低減させることが可能であり、その低減効果は計算と良く一致する。また形状Bのように、リップ部に溝を設けることにより、油が外輪側に流れやすくなるため、軸受内輪側に滞留する場合に比べ、攪拌トルクを低減することが可能となる。

表2 保持器形式とトルク低減率
Type of cage and torque reduction ratio

		標準品	形状A	形状B
トルク低減率	実測	—	10%	12%
	計算	0%	10%	10%



③ 潤滑油の粘性による攪拌トルクの低減

1) 軸受内部設計変更による効果

軸受のコンパクト化による低トルク化設計を行うと、図14に示すころ転動部体積が小さくなるので、軸受内部における潤滑油の攪拌トルクを低減することができる。以下にその例を示す。

図15は、現行品と軸受内部設計変更品の比較である。表3に示すように、軸受内部設計変更品のこ

ろ転動部体積は、現行品に対し31%低減している。

軸受内部設計変更によるトルク低減率を図16に示す。計算値には、潤滑油の粘性による攪拌トルクの低減分を含んでいないため、実測値よりも低減効果が小さくなっているが、式(1)に示すように、ころ転動部体積に起因する潤滑油の攪拌トルクの低減を考慮すると、実測値とよく一致する。



図14 ころ転動部体積
Roller rolling area volume

油の攪拌トルクの比率 ころ転動部体積低減量 転がり粘性トルク低減量

$$\text{軸受トルク} = 30\% \times (100\% - 31\%) + 70\% \times (100\% - 13\%) = 82\% \text{ (18\%低減)} \dots \text{式(1)}$$

転がり粘性トルクの比率

計算値と実測値は良く一致する

表3 軸受内部諸元比較
Comparison of bearing internal design

	ころ長さ	ころ平均径	ころピッチ径	ころ運動部体積比
現行品	13	9.22	51.54	1.00
軸受内部設計変更品	11	8.04	48.46	0.69

現行品 軸受内部設計変更品

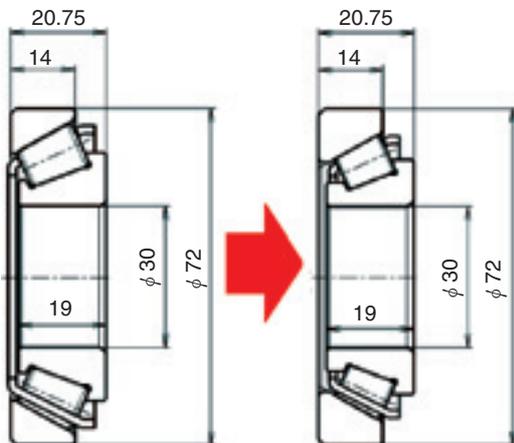


図15 軸受形状比較
Comparison of bearing form

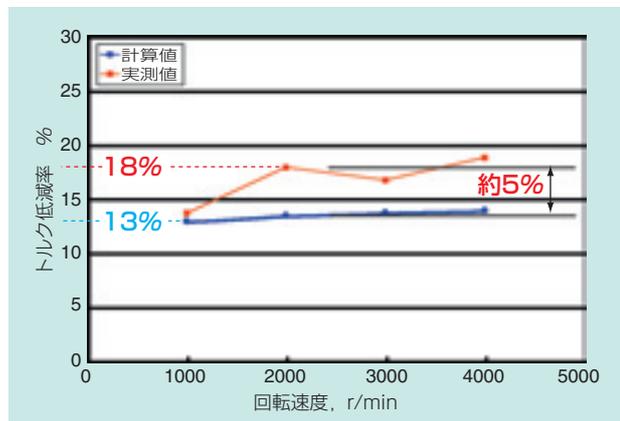


図16 回転速度とトルク低減率の関係
Relationship between torque and torque reduce percentage

2) 保持器内径の変更

軸受内部への潤滑油の流入量を減らし攪拌抵抗を低減することを目的に、保持器内径を小さくした軸受で、トルクの低減効果を確認した。図17にトルク低減結果を示す。回転速度2500r/minで、約25%のトルク低減効果が認められている。潤滑油の攪拌トルクは全トルクの約30%であることから、80%の攪拌トルクが削減できたことになる。

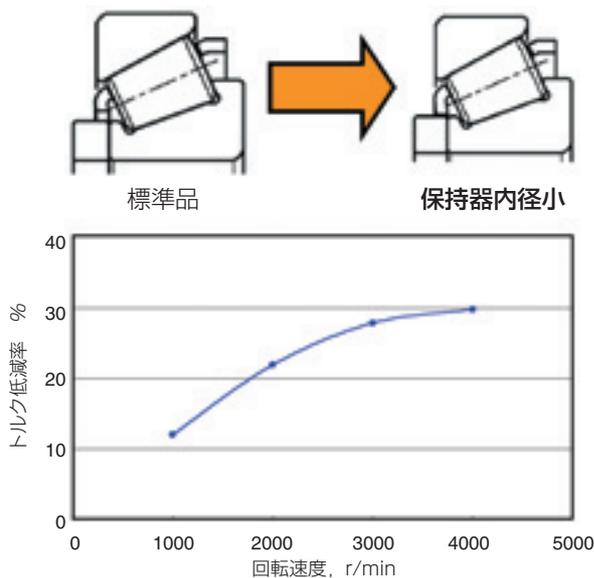


図17 保持器内径小品の回転速度とトルク低減率の関係
Relationship between speed and torque reduce percentage of bearing with small diameter cage

5.5 超低トルク・高剛性円すいころ軸受の設計例

FAと高負荷容量設計に、これまで述べたトルク低減手法を適用すれば、寿命・剛性を確保した50%のトルク低減が可能となる(図18, 表4)。

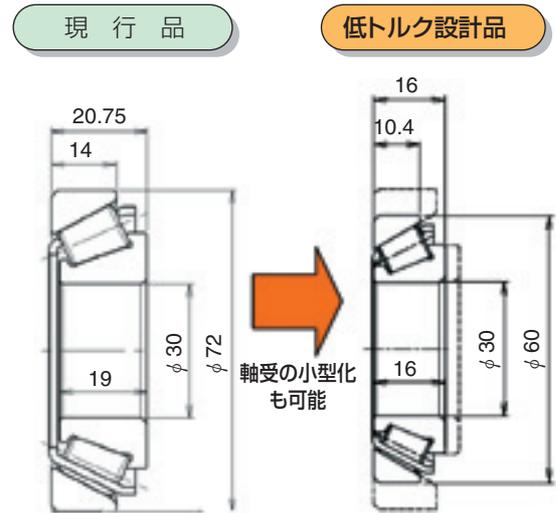


図18 軸受サイズ比較
Comparison of bearing size

表4 軸受諸元
Bearing internal design

	現行品	低トルク化設計品
定格荷重	動定格荷重 $C_r=49.0$ kN 静定格荷重 $C_{or}=52.5$ kN	動定格荷重 $C_r=33.0$ kN 静定格荷重 $C_{or}=35.5$ kN
ころP.C.D(mm)	$\phi 51.54$	$\phi 44.44$
ころ本数	15	17
接触角	$28^\circ 48' 39''$	$30^\circ 30'$
ころ長さ(mm)	13	10.1
ころ平均径(mm)	$\phi 9.22$	$\phi 7.25$
質量(kg)	0.393	0.223

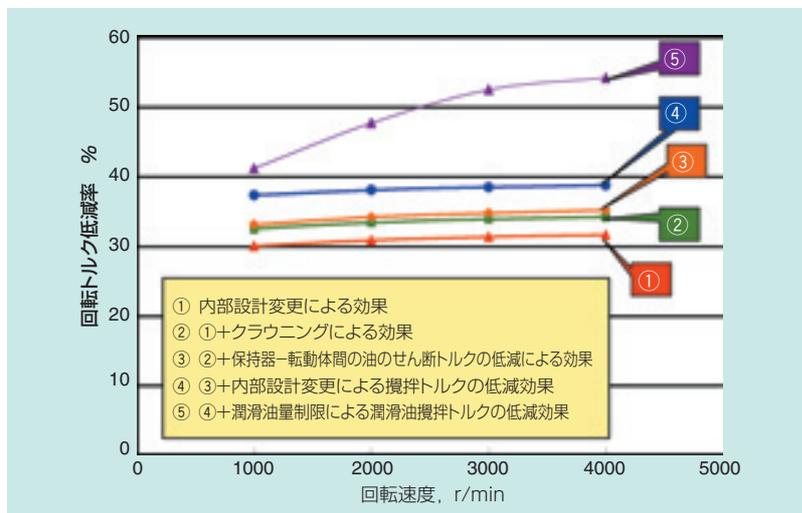


図19 各トルク低減要素による回転速度とトルク低減率の関係
Relationship between speed and torque of each torque reduce factors

1) 各要因毎のトルク低減効果 (予測値)

図19に各トルク低減要素毎の回転トルク低減効果(予測値)を示す。実用回転領域である2000~3000r/minにおいて、50%のトルク低減が可能である。

2) トルク低減効果 (実測値)

図20に現行品と低トルク品の回転トルク測定結果を示す。

実用回転領域である2000~3000r/minにおいて、50%のトルク低減を実現した。

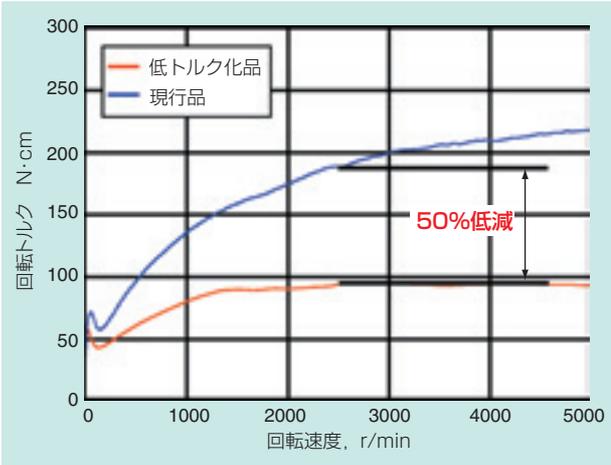


図20 現行品と低トルク品の回転速度と回転トルクの関係
Relationship between speed and torque of current bearing and low torque bearing

3) 回転トルクの低減効果 (予測値と実測値)

図21に示すように、実測値の各回転速度でのトルク低減率は、予測値と良く一致している。

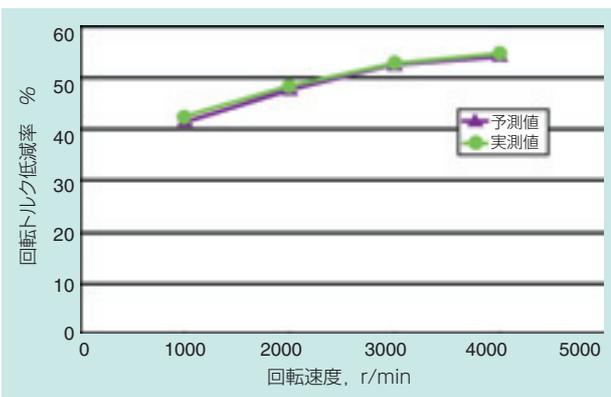


図21 低トルク品の回転速度と回転トルク低減率の関係
Relationship between speed and torque of low torque bearing

4) アキシアル剛性測定結果

図22に現行品と低トルク品のアキシアル剛性測定結果を示す。

低トルク品は、現行品と同等の剛性である。

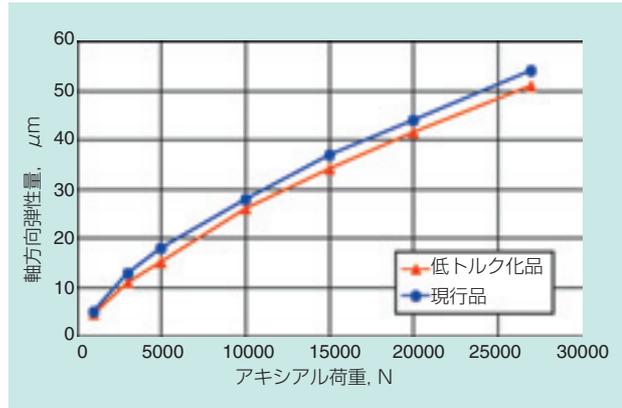


図22 軸方向弾性変位量
Deformation of axial direction

5) 超低トルク・高剛性円すい軸受のトルク要因分析

これまでの検証結果より、超低トルク・高剛性円すい軸受のトルクを図23に示す。NTNの超低トルク・高剛性円すいころ軸受は、現行品と同等の寿命・剛性を確保したまま50%の低トルク化を実現している。

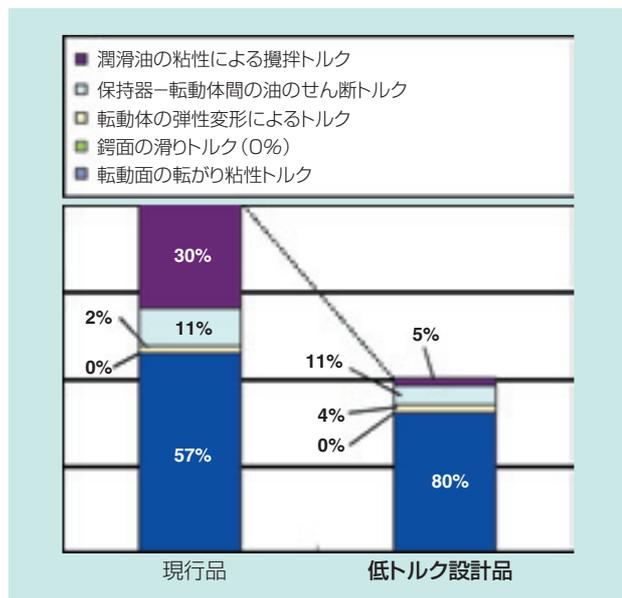


図23 トルク要因分析
Analysis of torque reduce

6. まとめ

以上のように、長寿命、高剛性な高負荷容量円すいころ軸受は、自動車の低燃費化に伴い浮上してきた課題を解決できる軸受であると考え、今後、FA技術と高負荷容量技術を組合わせた“長寿命・高剛性且つ低トルクな円すいころ軸受”を自動車の低燃費化に貢献する商品として市場展開予定である。

参考文献

- 1) 大木力, 前田喜久雄, 中島碩一
NTN TECHNICAL REVIEW 『結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化』 No.71 (2003), p2
- 2) NTNカタログ「FA円すいころ軸受」
(CAT. No. 3802/J)

執筆者近影



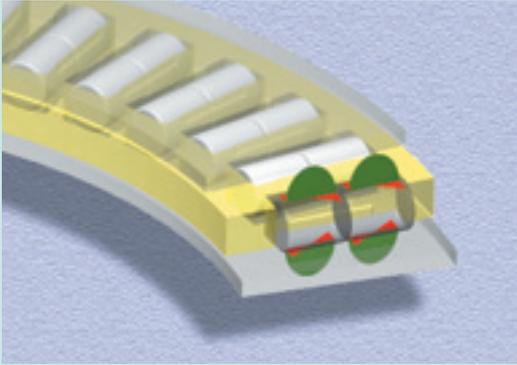
辻本 崇
自動車商品本部
自動車技術部



望月 次郎
自動車商品本部
自動車技術部

希薄潤滑下でのスラスト針状ころ軸受の長寿命化

Study of Long-Life Thrust Needle Roller Bearings Used in Low Viscosity Lubrication Conditions



藤原 宏樹* Hiroki FUJIWARA
玉田 健治** Kenji TAMADA

希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の損傷メカニズムについて、実験および理論的検討を行なった。軌道面の転走跡の内径側エッジ部に表面起点剥離が生じていたことから、すべりによる発熱とこれに伴う塑性流動が損傷の原因と推定された。摩擦トルクの理論解析により、希薄潤滑下ではスラスト針状ころ軸受の摩擦トルクの支配要因はスピンによるすべりであり、このすべりを低減することで低発熱化できることがわかった。すなわち、クラウニングの採用ところの複列化による、軸受の低トルク化と長寿命化の可能性が示された。

This paper investigates the failure modes of thrust needle roller bearings lubricated with low viscosity lubricants both experimentally and theoretically, and proposes a new design of a long-life thrust needle roller bearing to meet these demands. Experimental observations reveal the occurrence of surface originated flaking at the inner edge of the raceway, which suggests that heat generation due to sliding roller-race contact and the resulting material plastic flow were the likely cause of the damage. Theoretical analysis shows that the dominant factor in bearing torque is slipping motion at the roller and raceway contact under insufficient lubrication film conditions. Consequently, the use of crowned rollers and double rows of rollers are expected to yield longer life as well as lower bearing rotational torque when compared with standard thrust needle roller bearings.

1. はじめに

スラスト針状ころ軸受は、高負荷容量、高剛性、コンパクト等、種々の利点を有しており、さまざまなアプリケーションで利用されている。アプリケーションごとに運転条件は千差万別であり、要求される性能も異なる。カーエアコン用コンプレッサに用いられるスラスト針状ころ軸受では、冷媒と冷凍機油の混合流体が潤滑剤として使用される。近年、コンプレッサの効率向上のため、混合流体の粘度が低下し、潤滑性能がますます低下する傾向にあり、希薄潤滑下での長寿命化が求められている。

本稿では、希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の寿命に及ぼす要因について調査し、長寿命化の方策を検討した。

記号

b	接触半幅
d_r	ころ直径
E'	等価縦弾性係数
E_E	単位時間当たりの弾性圧縮仕事量
F_a	突起接触部で発生する摩擦力
F_r	転がり粘性抵抗
F_t	油膜で発生するトラクション力
G	材料パラメータ
j	ころの列番号
L	接触長さ
l_{rd}	単位時間当たりに転がり接触する距離
n	ころの列数
M_E	弾性ヒステリシス損失による摩擦トルク

*総合技術研究所 基礎技術研究部

**知的財産戦略部

- M_r 転がり粘性抵抗による摩擦トルク
- M_s スピンによる摩擦トルク
- P 荷重
- R 等価半径
- U 速度パラメータ
- v 軌道輪ところの相対速度の絶対値
- W 荷重パラメータ
- w 単位長さ当たりの荷重
- w_0 接触中心における微小幅での負荷
- x 回転中心を原点とするころ自転軸方向の座標
- Z 1列当たりのころ数

- α_0 粘度-圧力係数
- β_E 弾性ヒステリシス損失係数
- δ 弾性接近量
- μ 摩擦係数
- Φ_E 弾性ヒステリシス損失による発熱率
- ϕ 単位距離当たりの弾性圧縮仕事量
- ϕ_T せん断発熱による転がり粘性抵抗の補正係数
- ω 回転輪の角速度

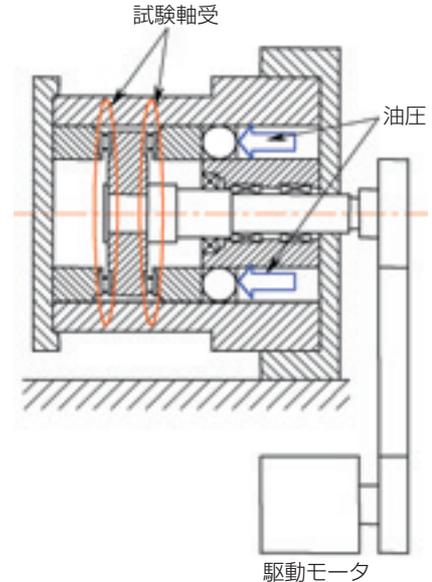


図1 NTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機
NTN thrust needle roller bearing life test rig

表1 寿命試験条件
Life test condition

(a) 寿命試験の運転条件

試験機	NTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機
荷重	9.8 kN
回転速度	5000 min ⁻¹
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (70 °C)
油膜パラメータ	0.1
潤滑方法	循環給油

(b) 寿命試験の軸受主要諸元

軌道輪	φ60×φ85×1 mm
ころ	φ3×7.8 mm

2. 実験による損傷要因の調査¹⁾

2.1 寿命試験方法

寿命試験にはNTNスラスト針状ころ軸受寿命試験機を用いた。試験機概略図を図1に示す。試験条件を表1に示す。軌道輪はφ60×φ85×1mmであり、鋼種や熱処理炉を種々変更した。ころは主としてφ3×7.8mmのストレートころを使用した。潤滑油にはスピンドル油ISO VG2を使用した。このときの油膜パラメータ(λ)は0.1(表面粗さ0.084μmRa)であり、境界潤滑状態にあるといえる。

2.2 軌道輪の鋼種、熱処理炉の影響

試験軌道輪の鋼種はSPCC, SCM415, SK5の3種類で、形式の異なる3種類の熱処理炉で浸炭焼入れを行った。各種軌道輪での寿命試験結果を図2に示す。いずれも軌道輪の剥離によって寿命に達した。各軌道輪の寿命レベルは10%寿命(L₁₀)で約11~17時間と大差はなく、軌道輪の鋼種、熱処理炉の違いによる寿命差は認められなかった。

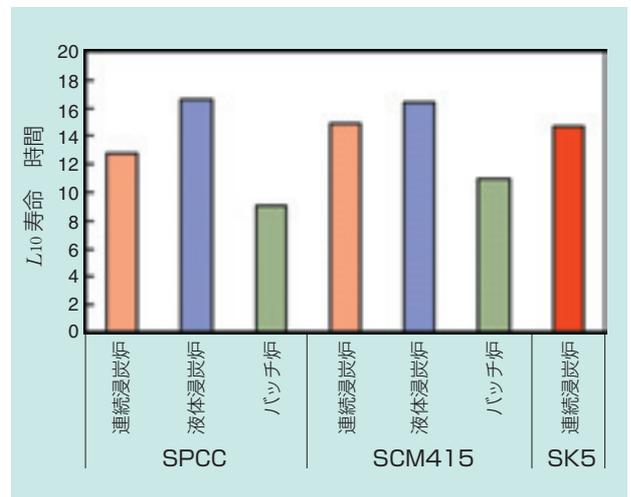


図2 寿命に及ぼす軌道輪の鋼種と熱処理炉の影響
Effect of race material and heat treatment furnace on bearing life

2.3 軌道輪の精度の影響

寿命に及ぼす軌道輪の表面粗さの影響を調査した。軌道輪の表面粗さは約0.03~0.11 μmRa とした。結果を図3に示す。本試験条件では、表面粗さと寿命の間に有意な相関関係は認められなかった。

図4に、熱処理による軌道輪変形の影響を調査した結果を示す。熱処理変形の大きさは平面度で評価した。寿命に及ぼす変形の影響も特に認められなかった。

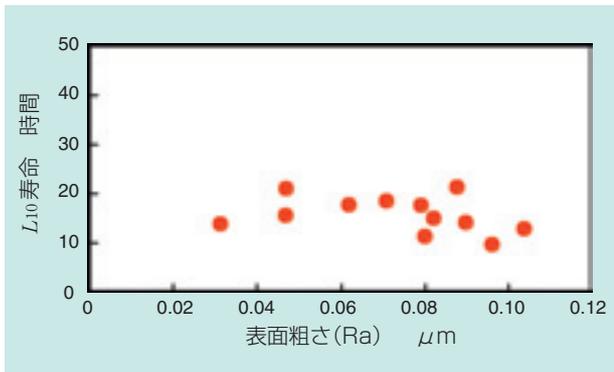


図3 寿命に及ぼす軌道輪表面粗さの影響
Effect of race roughness on bearing life

より粒界酸化層を除去した軌道輪での寿命試験を行なった。その結果を図5に示す。粒界酸化層を除去し、また、仕上げ前、0.062 μmRa であった表面粗さが加工によって0.027 μmRa となったにも関わらず、寿命は向上しなかった。

この他、表層硬さ、表面残留応力、残留オーステナイト量等の要因と寿命の関係を検証したが、寿命との相関関係は認められなかった。

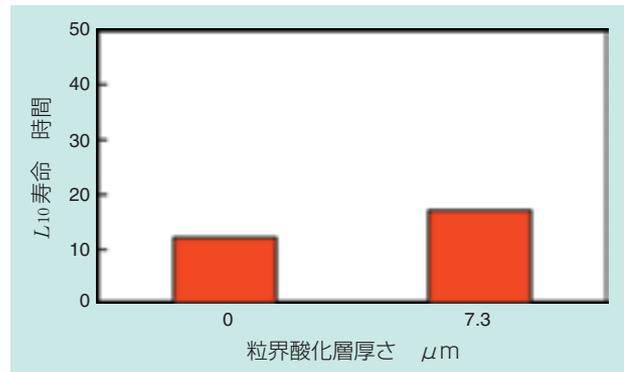


図5 寿命に及ぼす軌道輪表面の粒界酸化層の影響
Effect of race grain boundary oxidizing zone on bearing life

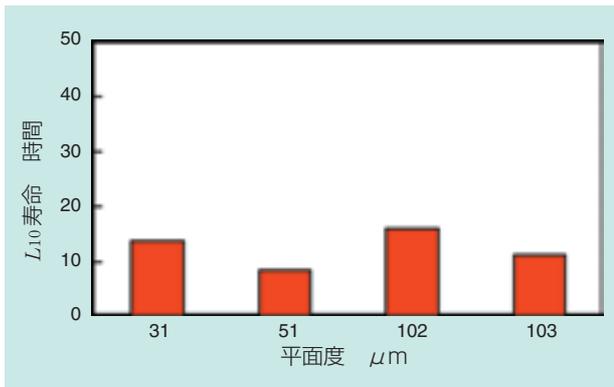


図4 寿命に及ぼす軌道輪平面度の影響
Effect of race flatness on bearing life

2.5 損傷形態

試験後の軌道輪表面の状態を写真1に示す。軸受の損傷のほとんどが軌道輪転走跡の内径側エッジ部を起点とした浅い剥離であり、転走跡のエッジ部は全周に渡って発熱した形跡（変色）が認められた。スラスト針状ころ軸受では、ころはピッチ円上で純転がりとなり、両端に向かってすべりが大となる。このすべりによる発熱のために寿命が低下した可能性がある。

2.4 軌道輪の材質の影響

図2に示したようにスラスト針状ころ軸受には、軌道輪の鋼種、熱処理炉の違いによる寿命差は認められなかった。この原因としては、いずれの軌道輪表面にも粒界酸化層が存在しており、この粒界酸化層が様に表面強度を低下させるため、寿命差が現れなかったのではないかと考えた。粒界酸化層の深さは1.5~9.4 μm であった。粒界酸化層の影響を確認するため、エメリー紙とダイヤモンドペーストでのバフ仕上げに

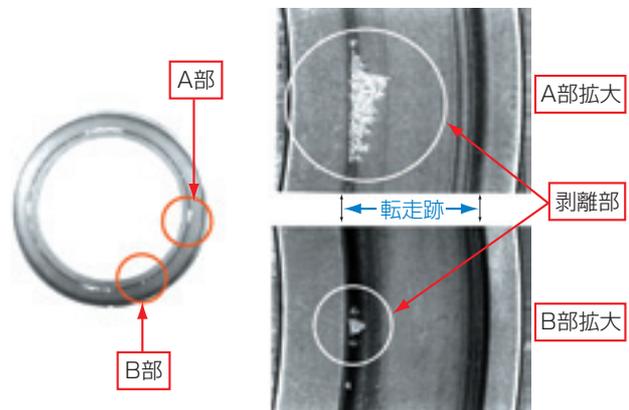


写真1 試験後の軌道輪表面
Raceway after life test

ここで使用したころと軌道輪はクラウニングを設けていないため、エッジロードも損傷の一要因と考えられるが、エッジロードが主要因であれば内部起点剥離となる。ところが、本実験では損傷形態が表面起点剥離であった。また、図6に示すように試験後の軌道輪転走跡の内径エッジ部には使用による圧縮残留応力がほとんど生成されていない。外径側エッジ部では深さ0.03mmまで圧縮残留応力が生成されているが、推定されるエッジ応力は最大2GPa以下であった。したがって、エッジロードは主要因ではないと考えられる。

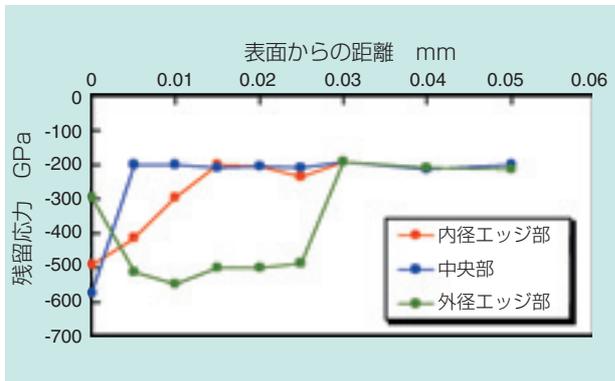


図6 試験後の軌道輪の圧縮残留応力
Compressive residual stress in a race after test

2.6 損傷推定原因の実験検証

上記の推定を確認するため、ころにクラウニングを設け、ころの実質的な接触長さをストレートころよりも短くした軸受で寿命試験を行なった。その結果、クラウニングころを採用した軸受はストレートころを採用した軸受と比較して、平均面圧は上昇するにも関わらず、図7に示すように4.5倍の寿命が得られた。このことから、ころと軌道輪の相対すべりが寿命に影響していると推定できる。

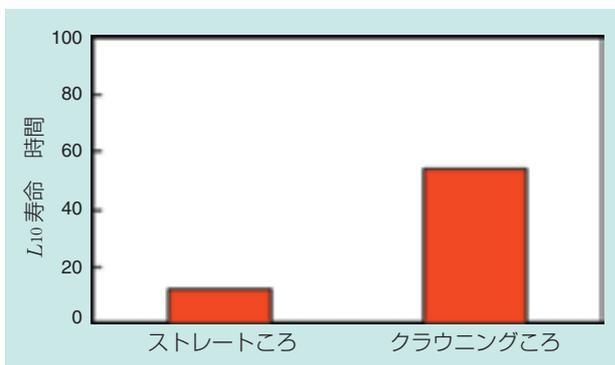


図7 ストレートころとクラウニングころの寿命の比較
Comparing bearing life with straight rollers and one with crowned rollers

さらに、クラウニングころ軸受とストレートころ軸受の軌道輪の表面性状を比較した。図8に試験後の両軸受の軌道輪転走跡の内・外径側エッジ部と中央部表面のX線半価幅を測定した結果を示す。ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受に比べ、エッジ部での半価幅の低下が大きく、ストレートころ軸受はクラウニングころ軸受より軌道輪転走跡エッジ部での発熱が大きいことがわかった。

図9に試験後のストレートころ軸受とクラウニングころ軸受の軌道輪転走跡表面の内・外径側エッジ部と中央部表面のX線の異方性の測定結果を示す。X線の異方性とは接線力による表面の塑性流動の影響で特定方向に結晶方位がそろうために生じる現象²⁾で、転走跡表面のころの転がり方向に測定した残留応力と反転がり方向に測定した残留応力（ここでは簡易的な $\sin^2 \psi$ 法で求めた推定応力で代用）の差の絶対値で定性的に表せる。この値が大きいほど表面に生じる塑性流動が大きいことを示している。ストレートころ軸受

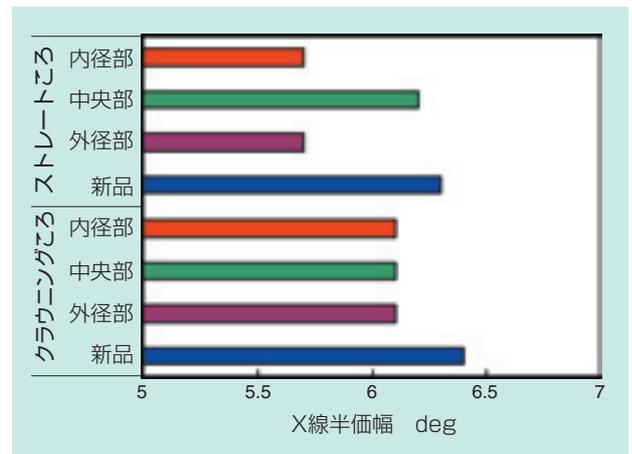


図8 軌道輪転走跡のX線半価幅
X-ray half-value width of rolling marks on races

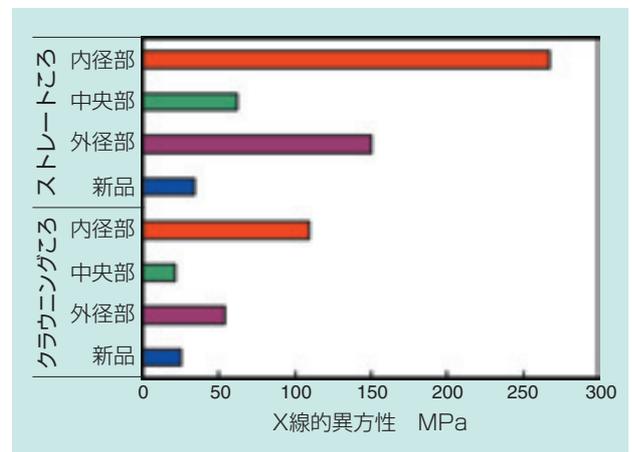


図9 軌道輪転走跡のX線の異方性
X-ray anisotropy of rolling marks on races

の内径側エッジ部の残留応力はクラウニング軸受に比べ、約160MPa大きくなっていた。

以上より、ころと軌道輪の相対すべりにより、軌道輪の転走跡内径側エッジ部で発熱、塑性流動が生じ、表面起点型の剥離に至ったと考えられる。

3. 摩擦トルクの解析³⁾

発熱量は摩擦トルクと回転速度の積によって与えられる。ここでは、摩擦トルクの要因とそれぞれの寄与率に関して理論的に検討する。

3.1 摩擦トルクの要因とその計算方法

3.1.1 スピン

スラスト針状ころ軸受におけるころ／軌道輪間の周速とすべりの分布状況を図10に示す。クラウニングを無視すれば、接触面内ではころ周速は自転軸方向に同一の分布を持つ。一方、軌道輪は半径に比例した速度分布となる。したがって、接触面内では接触中心での法線回りに回転する方向のすべりを生じる。これをスピンと呼ぶ。摩擦係数を $\mu(x)$ とすると、スピンの軸受トルク M_s は式(1)のように書くことができる。

$$M_s = \frac{2Z}{\omega} \sum_{j=1}^n \int \mu(x) w(x) v(x) dx \dots\dots\dots(1)$$

摩擦係数 $\mu(x)$ は混合潤滑理論によって与えられる。固体接触部の摩擦力はGreenwood-Trippの理論⁴⁾を用いて計算し、流体潤滑部のトラクション力の計算には村木・木村の解析⁵⁾を適用した。

ところで、固体接触モデルでの表面形状や潤滑状態を表す各種パラメータを正確に与えることは一般に困

難である。したがって、油膜が薄く固体接触の割合が大きいほど、摩擦係数あるいは摩擦トルクは定量的には必ずしも実験とは一致しない。

3.1.2 転がり粘性抵抗

Zhou-Hoeprich⁶⁾によれば、EHL入り口部では接触物体表面に転がりと逆方向の潤滑油のせん断応力が発生する。このせん断応力を面積分すれば力として評価でき、この力は回転と逆方向のモーメントを生じる。この力を転がり粘性抵抗と呼ぶ。Zhou-HoeprichはEHL理論解析から、式(2)に示す転がり粘性抵抗の理論回帰式を導いた⁶⁾。本稿ではこの式を採用する。

$$F_r = \phi_T 29.2 \frac{R}{\alpha_0} L (GU)^{0.648} W^{0.246} \dots\dots\dots(2)$$

スラスト針状ころ軸受では転がり粘性抵抗による摩擦トルク M_r は次式で表せる。

$$M_r = 2Z \sum_{j=1}^n \int x F_r(x) dx \dots\dots\dots(3)$$

3.1.3 弾性ヒステリシス損失

弾性体が繰り返し接触する場合、応力とひずみの関係はヒステリシスループを描くことが知られている。線接触の場合の弾性ヒステリシス損失を求める。

図11に示す接触部において、接触幅中心における微小幅 dy での負荷は

$$w_0 = \frac{2P}{\pi b} dy = \left(\frac{1}{2\pi} \frac{E'LP}{R} \right)^{1/2} dy \dots\dots\dots(4)$$

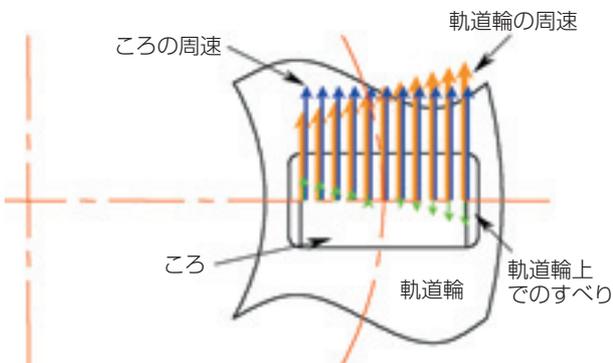


図10 スラスト針状ころ軸受内部の周速とすべりの分布状況
Peripheral speeds and slip speed distribution in thrust needle roller bearing

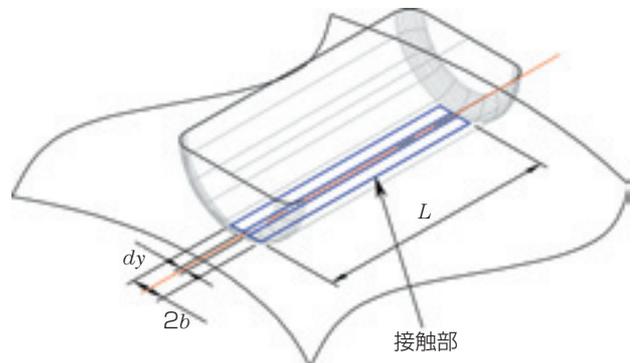


図11 ころ／軌道輪接触部
Roller/race contact part

であるから、ころが dy だけ転がるときに費やす弾性圧縮仕事量 $d\phi$ は

$$d\phi = \int_0^r w_0 \frac{d\delta}{dP} dP = 0.65 \frac{P^{1.4}}{R^{0.5} E^{10.4} L^{0.3}} dy \dots (5)$$

となる。ころと軌道輪が単位時間あたりに転がり接触する距離 l_{rd} は

$$l_{rd} = \frac{\omega}{2} \frac{d_r}{2} \dots (6)$$

であるから、単位時間あたりの弾性圧縮仕事量 E_E は、

$$E_E = \phi l_{rd} = \frac{\phi \omega d_r}{4} \dots (7)$$

となる。ここで、弾性ヒステリシス損失係数を β_E とすると、弾性ヒステリシス損失による発熱と軸受の摩擦トルクの間には

$$\Phi_E = 2Z\beta_E \sum_{j=1}^n E_E = \omega M_E \dots (8)$$

の関係がある。つまり、弾性ヒステリシス損失による摩擦トルク M_E は

$$M_E = \frac{2Z\beta_E \sum_{j=1}^n E_E}{\omega} \dots (9)$$

で求められる。

3.2 摩擦トルクの測定と計算結果との比較

摩擦トルク測定の運転条件と使用した軸受の主要諸元を表2に示す。なお、ころにはクラウニングを施している。温度は軌道輪裏面の温度である。試験装置の概略図を図12に示す。

VG2のときの実験結果と計算結果を図13に示す。実験、計算とも回転速度の上昇に対して摩擦トルクは減少しており、単列軸受より複列軸受のほうが低トルクとなった。このとき、油膜パラメータ $\Delta=0.7\sim 1.6$ であった。

表2 摩擦トルク測定試験条件
Frictional torque test condition

(a) 摩擦トルク測定試験の運転条件

試験機	NTN縦型トルク試験機
荷重	3.0 kN
回転速度	1000~3000 min ⁻¹
潤滑油	スピンドル油 ISO VG2 (31 °C) タービン油 ISO VG32 (37 °C)
潤滑方法	1 ml 塗布

(b) 摩擦トルク測定試験の軸受主要諸元

軌道輪	$\phi 60 \times \phi 85 \times 1$ mm
単列ころ	$\phi 3 \times 7.8$ mm クラウニングころ ($\phi 3 \times 7.8$)
複列ころ	$\phi 3 \times 3.8$ mm クラウニングころ ($\phi 3 \times 3.8$)

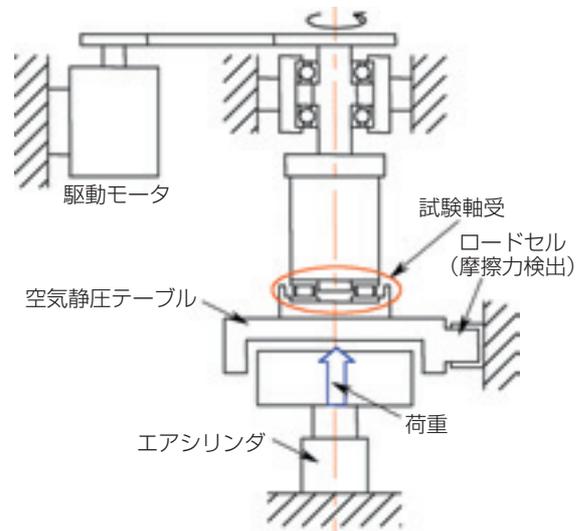


図12 NTN縦型摩擦トルク試験機
NTN vertical type bearing frictional torque test rig

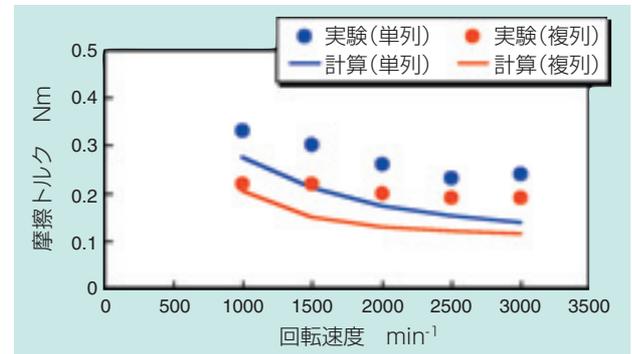


図13 VG2を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果
Test and calculation results of bearing frictional torque with ISO VG 2 oil

VG32のときの結果を図14に示す。実験では回転速度の上昇に対して摩擦トルクはほぼ一定か増加傾向にあり、計算では摩擦トルクは増加した。また、実験、計算とも単列軸受と複列軸受で明確な差は認められなかった。このとき、 $\Delta=4.4\sim 9.6$ であった。

いずれの条件においても、実験結果は計算結果よりやや大きくなっている。その原因の一つとして、本稿の計算では、保持器ところの接触による摩擦トルクを考慮していないことが挙げられる。また、図13のVG2の結果では、3.1.1項に述べたように、固体接触のパラメータが正確に再現できていないことも原因と考えられる。

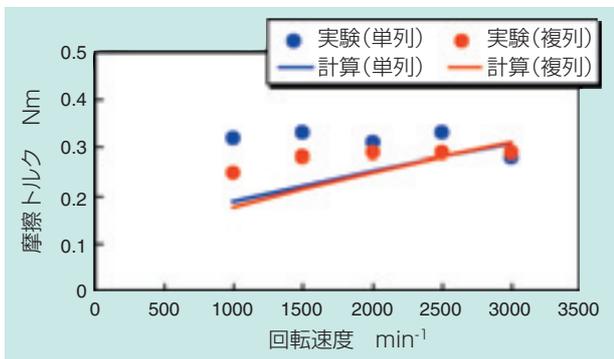


図14 VG32を使用したときの摩擦トルクの実験結果と計算結果
Test and calculation results of bearing frictional torque with ISO VG 32 oil

3.3 トルク要因の分析と考察

油膜パラメータ Δ が大の場合と小の場合について、摩擦トルクの内訳を図15に示す。

$\Delta=9$ のとき、摩擦トルクの主要因は転がり粘性抵抗であり、全体の80%以上を占める。転がり粘性抵抗にはスピンはあまり影響しないので、軸受全体での有効接触長さの等しい単列軸受と複列軸受では摩擦トルクにほとんど差が現れない。

$\Delta=1$ のときには混合潤滑となって固体接触部が増加するために、スピンの摩擦トルクの主要因となる。したがって、スピンの少ない複列軸受のほうが低トルクとなる。

図16にFEMによって求めた軌道輪表面の推定温度を示す。外径側より内径側のほうが高温となっており、内径側のほうが損傷しやすいと考えられる。また、クラウニングころを採用すると温度が低下することがわかる。

すなわち、混合潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受は、クラウニングや複列ころの採用によって低トルク化できることが理論的に明らかとなった。低トルク化できれば、接触表面の温度が低下し、材料の損傷を防止できる。

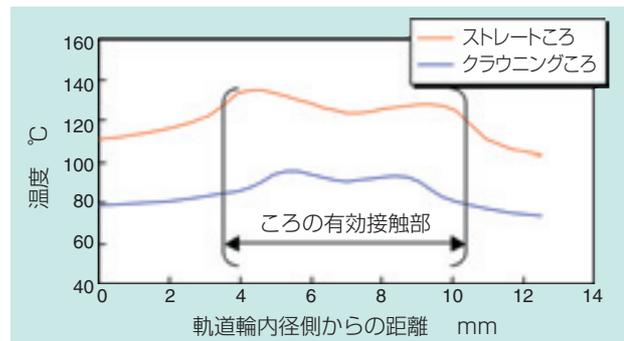


図16 FEMによる軌道輪表面の推定温度
Estimated temperature on raceway by FEM

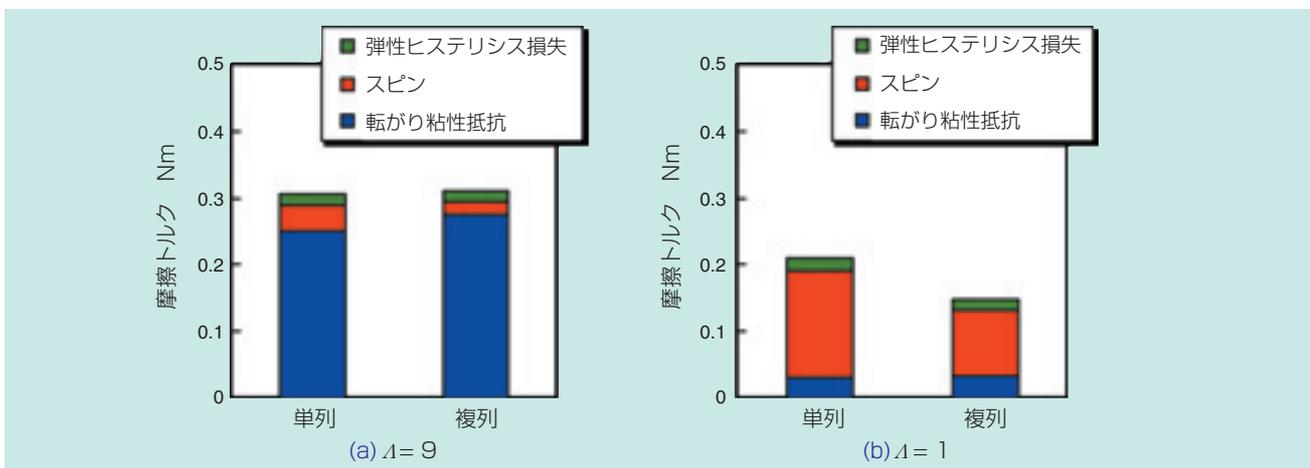


図15 油膜パラメータ Δ と摩擦トルクの要因の関係
Oil film parameter and factors of bearing frictional torque

4. まとめ

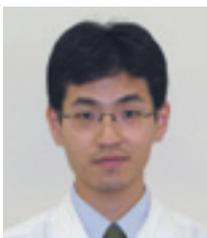
希薄潤滑下にあるスラスト針状ころ軸受の損傷メカニズムについて、実験と理論的検討を行った。種々の実験の結果から、軌道輪転走跡の内径側エッジ部の発熱とこれに伴う表層の塑性流動が、この軸受の表面起点剥離の原因であることが確認できた。スラスト針状ころ軸受の摩擦トルクは希薄潤滑下ではスピンの支配的であり、クラウニングの採用やころの複列化によってスピンに起因したすべりを低減し低発熱化できることがわかった。低発熱化により、軌道面の塑性流動が生じにくくなり、長寿命化できるものと考えられる。

ころの複列化に関しては、本誌「複列スラストニードル軸受」で詳述する。

参考文献

- 1) 玉田健治, スラストニードル軸受の寿命に及ぼす各種要因について, トライボロジー会議予稿集 (東京 2002-5), 131.
- 2) V.M.Hauk, Evaluation of macro- and micro-residual stresses on textured materials by X-ray, neutron diffraction and deflection measurements, Adv. X-ray Anal., 29(1986), 1.
- 3) 藤原宏樹, 藤井健次, 複列スラスト針状ころ軸受のトルク解析, 2003年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2003), 585.
- 4) J.A.Greenwood and J.H.Tripp, The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proc. Inst. Mech. Eng., Tribol., 185, 48/71(1970-71), 625.
- 5) 村木正芳・木村好次, 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第2報) —非線形粘弾性モデルによるトラクションの熱的解析—, 潤滑, 28(1983), 753.
- 6) R.S.Zhou and M.R.Hoeprich, Torque of tapered roller bearings, Trans. ASME, J. Tribol., 113(1991), 590.

執筆者近影



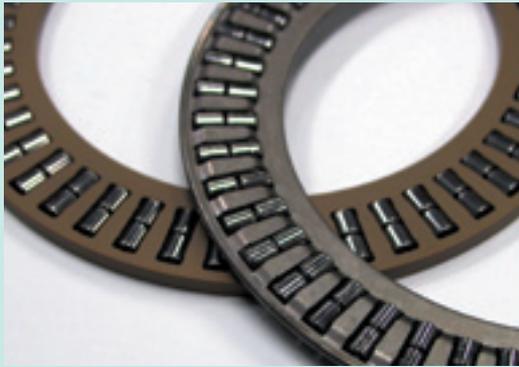
藤原 宏樹
総合技術研究所
基礎技術研究部



玉田 健治
知的財産戦略部

[製品紹介]

複列スラストニードル軸受 Double-Row Thrust Needle Roller Bearings for Automotive Air Conditioners and Automatic Transmissions



尾林 光介* Kosuke OBAYASHI

スラストニードル軸受の長寿命化、低トルク化、低騒音化のニーズに応えるため、保持器のポケットに針状ころを2本配置した「複列スラストニードル軸受」を開発した。1箇所のポケットにころを2本配置すると共に、ころ形状を最適化することにより、ころの滑りを軽減し、長寿命化、低トルク化、低騒音化を実現した。

In order to meet the customer's need for longer service life, lower torque and lower noise bearings, NTN has developed double-row thrust needle roller bearings.

By using two rows of needle rollers in each retainer pocket and by optimizing the roller shape, NTN has successfully minimized roller slippage and achieved extended service lives and reduced torque and noise in thrust bearings.

1. まえがき

近年、自動車用のアプリケーションでは低燃費化のため、使用する潤滑油の量を減らすと共にその粘度も低下させる傾向にあり、軸受の使用環境は益々厳しくなっている。

このような状況下、スラストニードル軸受固有の問題点として、ころの滑りに起因する寿命低下の問題があり、より長寿命な軸受が求められている。

これらの市場ニーズに対応するため、今般開発した「複列スラストニードル軸受」は、ころ複列化により針状ころの滑りを抑制し、長寿命化（表面起点による損傷）、低トルク化、且つころ形状最適化により低騒音化を実現した。

特にカーエアコン・コンプレッサ用としては、軽量、低騒音に配慮した樹脂保持器タイプを、オートマチック・トランスミッション用には、内外径部を全周密着かしめにより保持器の分離防止を図り、保持器強度を向上させた新デザインの鋼板保持器タイプを開発したので紹介する。

2. 複列スラストニードル軸受の特徴1 (カーエアコン・コンプレッサ用)

カーエアコン・コンプレッサ用軸受の使用環境は、コンプレッサ能力を向上させるため、低粘度である上にオイル量も少ない希薄潤滑条件下にある。更に低燃費化のために希薄潤滑化が進むことが考えられ、軸受の寿命低下が懸念される。

又、環境問題への対応により冷媒がフロンからCO₂に変更されると、冷媒の高圧縮化が進み、これも寿命を低下させる一要因となっている。

開発したカーエアコン・コンプレッサ用複列スラストニードル軸受（写真1）は、ころ複列化により、負荷容量を保ちつつ、ころの滑りを抑制することで、軸受転走面の油膜切れによる表面起点損傷を防止している。更に、最適なころ形状（端面形状・真円度・クラウニング形状の最適仕様を確立）や軽量の樹脂保持器（耐摩耗性の高い樹脂材料）を採用することにより、長寿命化、低トルク化、低騒音化を実現した。

*自動車商品本部 ニードル軸受技術部

〔単列ころ品との比較性能〕

(カーエアコン・コンプレッサを想定した当社試験条件)

- ①寿命(表面起点による損傷) : 12倍
- ②回転トルク : 50%低減
- ③音 響 : 8dBA低減

2.1 性能評価

性能評価は、カーエアコン・コンプレッサを想定した条件にて、現行品である鋼板製W形保持器・単列ころ仕様(写真2)と比較し、軸受寿命試験、回転トルク測定、音響測定等を実施した。ここでは、その性能評価結果の一部を紹介する。

2.1.1 軸受仕様

性能評価に用いた試験軸受は、内径φ60、外径φ85、幅(ころ径)3mmの製品である。

表1に、開発品及び現行品の軸受仕様を示す。

表1 開発品、現行品の軸受仕様比較
Comparison of bearing specifications

	開発品(複列タイプ)	現行品(単列タイプ)
軸受サイズ	内径φ60×外径φ85×幅(ころ径) 3	
保持器形式	樹脂保持器	鋼板製W形保持器
ころ本数(本)	96 (48×2列)	48
ころ長さ(mm)	3.8	7.8

2.1.2 軸受寿命試験

寿命試験には、NTN縦型及び横型スラスト試験機を用いた。図1に、NTN縦型スラスト試験機、図2に、NTN横型スラスト試験機の概略図を示す。

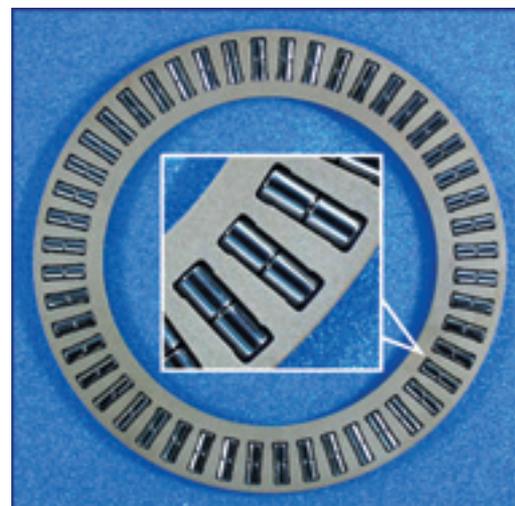


写真1 カーエアコン・コンプレッサ用
複列スラストニードル軸受
Double-row thrust needle roller bearings for car air conditioners

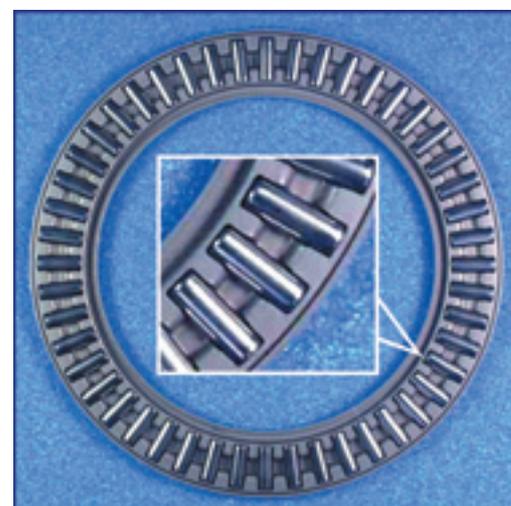


写真2 現行品
Current bearings

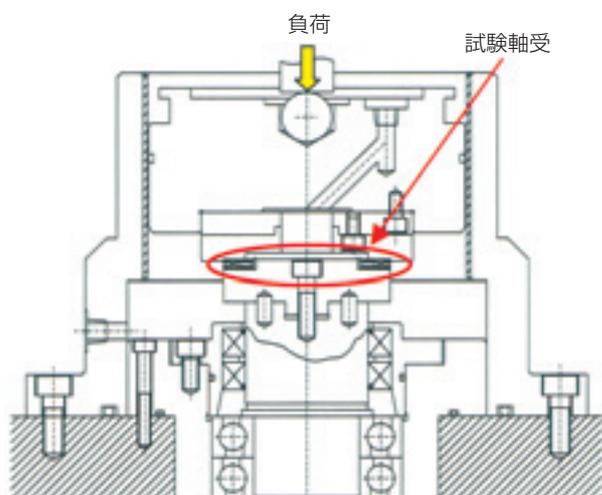


図1 NTN縦型スラスト試験機概略図
NTN vertical type thrust bearing test rig

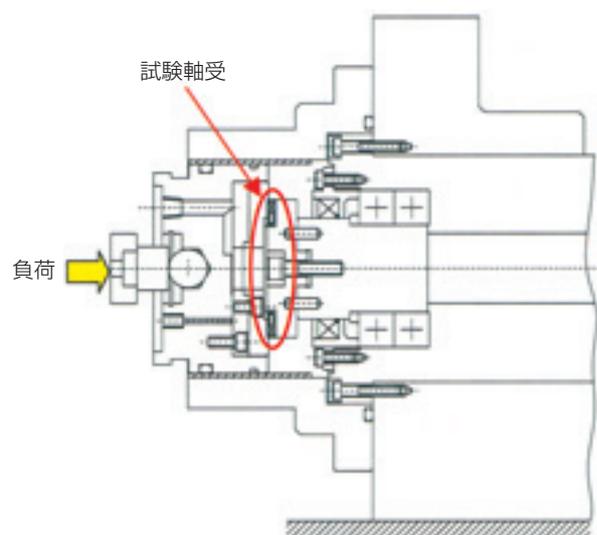


図2 NTN横型スラスト試験機概略図
NTN horizontal type thrust bearing test rig

(1) 試験条件

表2及び表3に、寿命試験の2条件を示す。

表2 寿命試験条件1：ミスアライメント条件下
Life test condition 1

試験機	NTN縦型スラスト試験機
アキシャル荷重	現行品のP/C=0.4 *
回転速度	5000 min ⁻¹
軌道輪ミスアライメント量	2/1000
潤滑	タービン#32, 循環給油
試験個数	各 n=8

* P/C：負荷荷重/基本動定格荷重

表3 寿命試験条件2：希薄潤滑条件下
Life test condition 2

試験機	NTN模型スラスト試験機
アキシャル荷重	現行品のP/C=0.4
回転速度	5000 min ⁻¹
潤滑	PAG(3%)+白灯油(97%), 循環給油
試験個数	各 n=8

(2) 試験結果

試験条件1及び条件2の寿命試験結果について、図3及び図4に示す。

開発品は、試験条件1、2共にL₁₀を比較すると現行品より12倍以上の長寿命であった。

2.1.3 回転トルク測定

回転トルク測定には、NTN縦型スラストトルク試験機を用いた。

図5に試験機概略図を示す。

(1) 測定条件

表4に回転トルク測定条件を示す。

表4 回転トルク測定条件
Measurement condition of rotation torque

試験機	NTN縦型スラストトルク試験機
アキシャル荷重	現行品のP/C=0.1, 0.15, 0.2
回転速度	1000 min ⁻¹
潤滑	1号スピンドル油, 全面塗布
測定時間	60秒間
試験個数	各 n=10

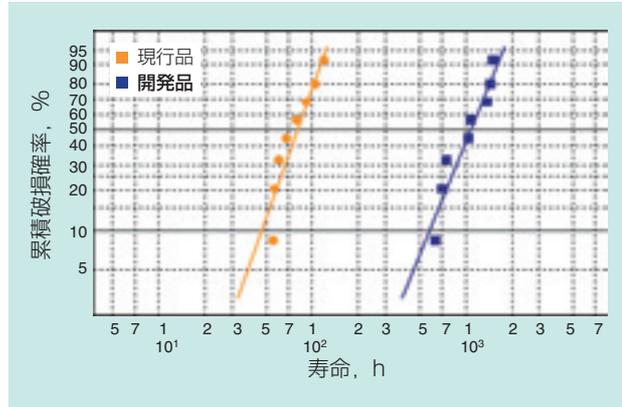


図3 寿命試験条件1における結果（ミスアライメント条件下）／カーエアコン・コンプレッサ用
Result of life test condition 1 with misalignment for car air conditioners

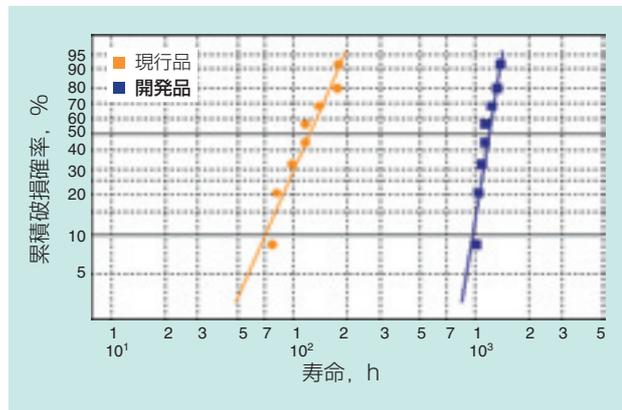


図4 寿命試験条件2における結果（希薄潤滑条件下）／カーエアコン・コンプレッサ用
Result of life test condition 2 with lean lubrication for car air conditioners

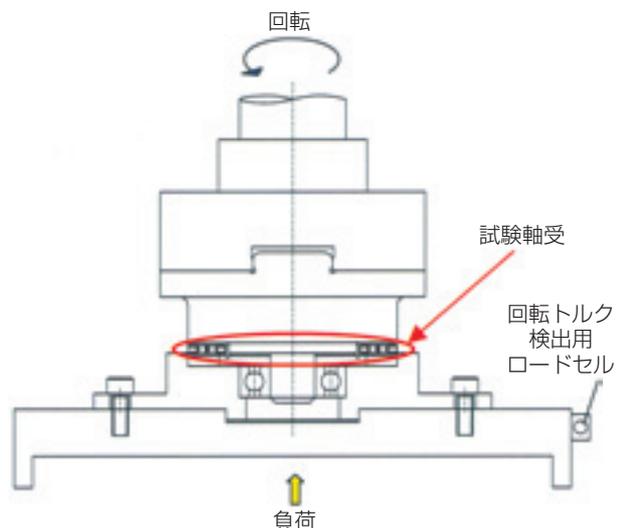


図5 NTN縦型スラストトルク試験機概略図
NTN vertical type thrust bearing rotation torque test rig

(2) 測定結果

図6に回転トルク測定結果を示す。

測定の結果、現行品と比較し開発品は、47~51%のトルク低減を確認した。

トルク低減要因は、ころ複列化によるスピン滑りの軽減及び保持器の樹脂化によるものである。

回転トルクは負荷荷重に依存し、回転速度による差はほとんど認められなかった。

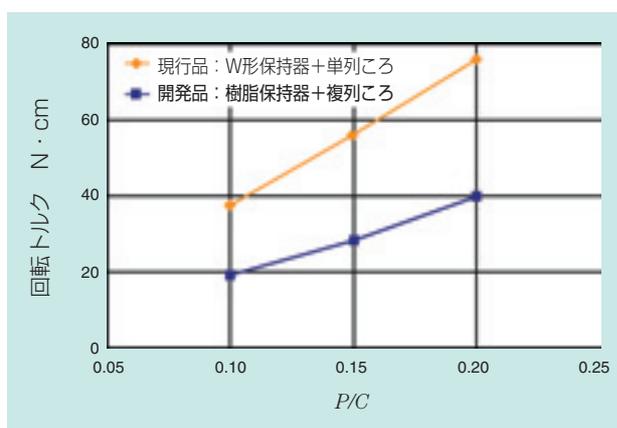


図6 回転トルク測定結果
Measurement result of rotation torque

2.1.4 音響測定

音響測定には、NTN音響測定機を用いた。

(1) 測定条件

表5に音響測定条件を示す。

(2) 測定結果

図7に音響測定結果を示す。

1800回転時では、約8dBA低減、3600回転では、約11dBAの低減が認められた。

低減要因は、保持器の樹脂化及びころ形状の最適化によるものである。

表5 音響測定条件
Measurement condition of sound level

試験機	NTN音響測定機
アキシアル荷重	100N
測定距離	45° 方向, 100mm
回転速度	1800 min ⁻¹ , 3600 min ⁻¹
潤滑	コンプレッサオイル, 運転前滴下給油
測定時間	50秒間
試験回数	各 n = 10

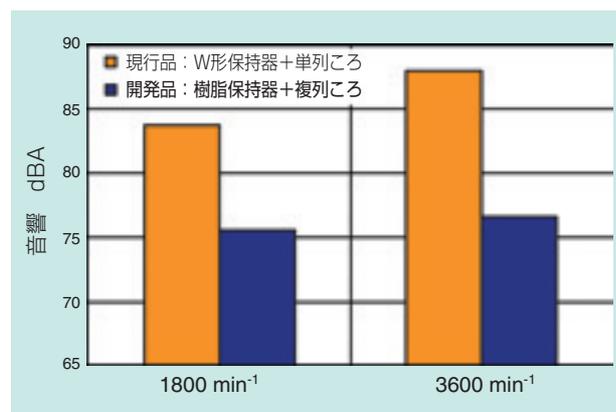


図7 音響測定結果
Measurement result of sound level

3. 複列スラストニードル軸受の特徴2 (オートマチック・トランスミッション用)

スラストニードル軸受は、組み立て高さが低く（低断面積）、負荷容量が大きいことから、オートマチック・トランスミッション用として数多く使用されている。しかし、シフトショックの軽減や低燃費化のためにオートマチック油も低粘度化が進んでおり、軸受寿命の低下が懸念される。

開発したオートマチック・トランスミッション用複列スラストニードル軸受（写真3）は、ころ複列化により、負荷容量を保ちつつ、ころの滑りを抑制すると共に、最適なころ形状（端面形状・真円度・クラウニング形状の最適仕様を確立）を採用することにより、長寿命化、低トルク化、低騒音化を実現した。

更に、オートマチック・トランスミッションでは、偏心回転条件下においてスラスト軸受が使用されるため、軸受軌道輪による保持器挟まれ破損や保持器同士の分離等の問題があり、保持器強度が要求される。そこで、“内外径部全周密着加締め”という新製法による新形状保持器を考案、開発し、保持器強度の向上を実現した。これにより、保持器同士の分離及び周方向のズレ等を防止すると共に、軌道輪とのユニット化も可能とした。

〔単列ころ品との比較性能〕

（オートマチック・トランスミッションを想定した当社試験条件）

- ①寿命（表面起点による損傷）：3倍
- ②回転トルク：40%低減
- ③保持器強度：1.6倍
- ④音響：3dBA低減

3.1 性能評価

性能評価は、オートマチック・トランスミッションを想定した条件にて、現行品である鋼板製W形保持器・単列ころ仕様と比較し、FEM解析、軸受寿命試験、偏心回転試験、回転トルク測定、音響測定等を実施した。ここでは、その性能評価結果の一部を紹介する。

3.1.1 軸受仕様

性能評価に用いた試験軸受は、内径φ60、外径φ85、幅（ころ径）3mmの製品である。

表6に開発品及び現行品の軸受仕様を示す。

表6 開発品、現行品の軸受仕様比較
Comparison of bearing specifications

	開発品(複列タイプ)	現行品(単列タイプ)
軸受サイズ	内径φ60×外径φ85×幅(ころ径) 3	
保持器形式	鋼板製新形状保持器	鋼板製W形保持器
ころ本数(本)	96 (48×2列)	48
ころ長さ(mm)	3.8	7.8

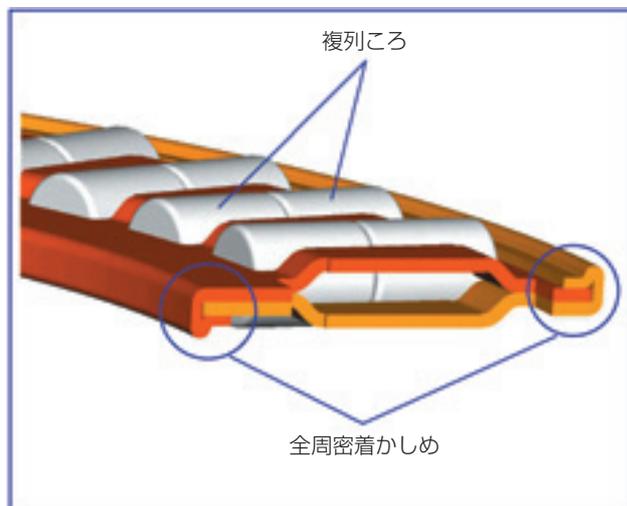
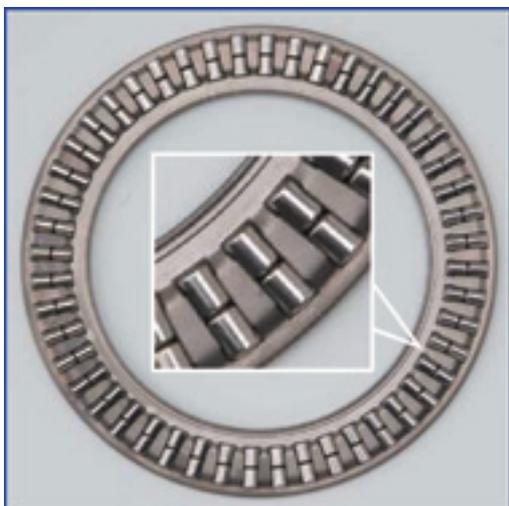


写真3 オートマチック・トランスミッション用複列スラストニードル軸受
Double-row thrust needle roller bearings for automatic transmissions

3.1.2 FEM解析

開発品と現行品のFEM解析を示す。

(1) 解析条件

図8に解析条件を示す。

(2) 解析結果

図9に解析結果を示す。

現行品と開発品の最大主応力を比較した結果、現行品1に対し、開発品は0.62であり、保持器強度が向上している。

参考：開発品重量は、現行品と比較し5%軽量である。



図8 解析条件
Analytical condition

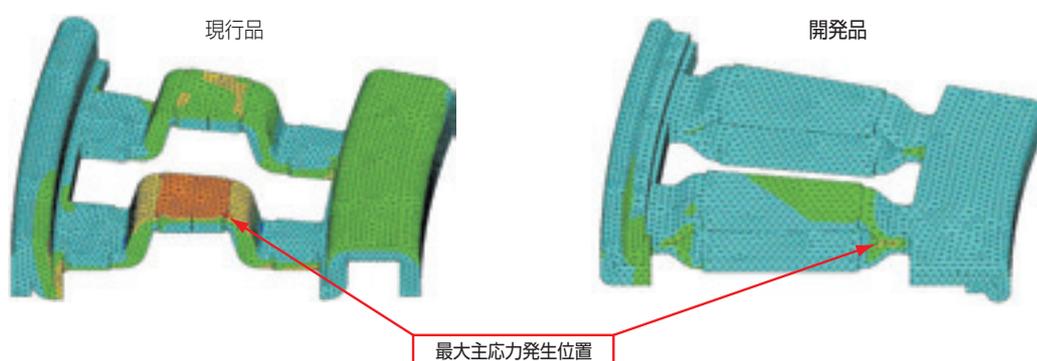


図9 解析結果
Analytical result

3.1.3 軸受寿命試験

寿命試験には、図1に示したNTN縦型スラスト試験機を用いた。

(1) 試験条件

表7に寿命試験条件を示す。

(2) 試験結果

図10に寿命試験結果を示す。

開発品は、 L_{10} を比較すると現行品より3倍長寿命であった。

表7 寿命試験条件
Life test condition

試験機	NTN縦型スラスト試験機
アキシャル荷重	現行品の $P/C=0.4$
回転速度	8000 min^{-1}
潤滑	ATF, 循環給油 オイル温度 100°C
試験個数	各 $n=8$

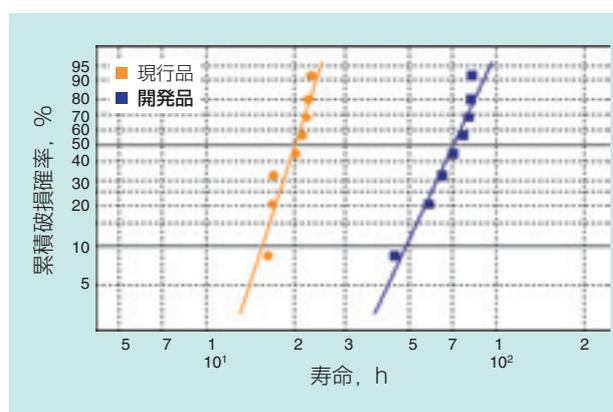


図10 寿命試験結果
オートマチック・トランスミッション用
Result of life test for automatic transmissions

3.1.4 偏心回転試験

内外軌道輪の回転中心がオフセットした状態で回転し、且つ偏心量が軸受内部径方向すきまより大きい場合、保持器が軌道輪（内、外輪）により挟まれる。その際、保持器には、径方向への圧縮力と内外軌道輪の回転速度差による回転方向の剪断力が働き、保持器破損が発生する。

特に、オートマチック・トランスミッションのトルクコンバータ部ではその傾向が強いため、偏心条件下で新形状保持器の強度確認を実施した。

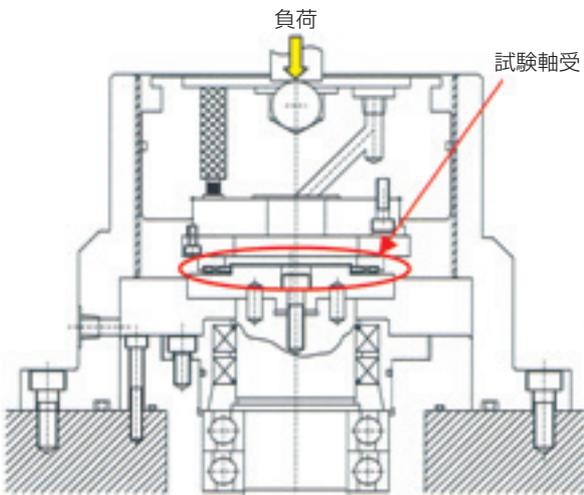


図11 NTN偏心回転用縦型スラスト試験機概略図
NTN vertical type thrust bearing test rig for eccentricity rotation

表8 偏心回転試験条件
Eccentricity rotation test condition

試験機	NTN偏心回転用縦型スラスト試験機
アキシャル荷重	現行品の $P/C=0.3$
回転速度	3000 min^{-1}
偏心量（回転軸）	0.5mm
潤滑	ATF、循環給油 オイル温度 100°C
試験個数	各 $n=3$

表9 偏心回転試験結果
Result of eccentricity rotation test

	軸受No.	運転時間, h	備考
現行品	1	53.4	保持器柱部内周側リング状破断
	2	51.5	↑
	3	60.5	↑
開発品	1	265.0 サスペンド	破損なし
	2	265.0 サスペンド	↑
	3	265.0 サスペンド	↑

偏心回転試験には、NTN偏心回転用縦型スラスト試験機を用いた。

図11に試験機概略図を示す。

(1) 試験条件

表8に偏心回転試験条件を示す。

(2) 試験結果

表9に偏心回転試験結果を示す。

現行品は、保持器柱部内周側にリング状破断が認められたが、開発品に破損等は認められなかった。

“内外径部全周密着加締め”による新形状保持器は、現行品と比較し、保持器強度がFEM解析の結果と同様に向上していることが明らかとなった。

3.1.5 回転トルク測定

回転トルク測定には、図5に示したNTN縦型スラストトルク試験機を用いた。

(1) 測定条件

表10に回転トルク測定条件を示す。

(2) 測定結果

図12に回転トルク測定結果を示す。

表10 回転トルク測定条件
Measurement condition of rotation torque

試験機	NTN縦型スラストトルク試験機
アキシャル荷重	現行品の $P/C=0.1, 0.15, 0.2$
回転速度	1000 min^{-1}
潤滑	1号スピンドル油、全面塗布
測定時間	60秒間
試験個数	各 $n=10$

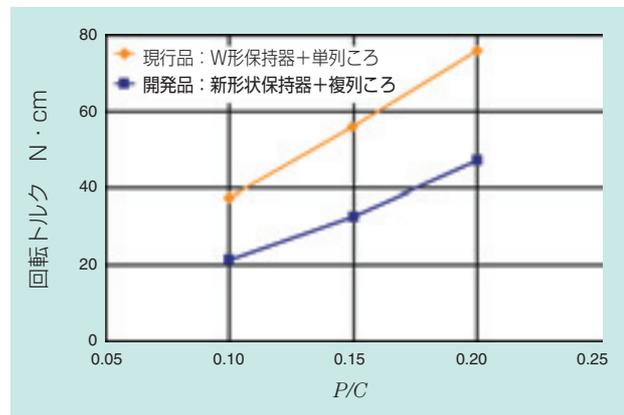


図12 回転トルク測定結果
Measurement result of rotation torque

測定の結果、現行品と比較し開発品は、38~43%のトルク低減を確認した。

第一のトルク低減要因は、ころ複列化によるスピン滑りの軽減によるものである。

その他の要因としては、現行品と比較し新形状保持器は、保持器と軸の接触面積及び保持器ところの接触幅が少ないことが考えられる。

回転トルクは負荷荷重に依存し、回転速度による差はほとんど認められなかった。

3.1.6 音響測定

音響測定には、NTN音響測定機を用いた。

(1) 測定条件

表11に音響測定条件を示す。

(2) 測定結果

図13に音響測定結果を示す。

1800回転時では、約3dBA低減、3600回転では、約2dBAの低減が認められた。

要因は、ころ形状の最適化によるものである。

表11 音響測定条件
Measurement condition of sound level

試験機	NTN音響測定機
アキシャル荷重	100N
測定距離	45° 方向, 100mm
回転速度	1800 min ⁻¹ , 3600 min ⁻¹
潤滑	ATF, 運転前滴下給油
測定時間	50秒間
試験回数	各 n = 10

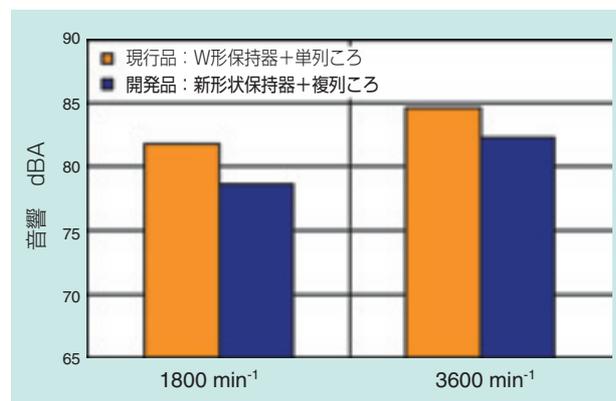


図13 音響測定結果
Measurement result of sound level

4. あとがき

本稿では、複列スラストニードル軸受について紹介した。

特に、今回は、カーエアコン・コンプレッサ及びオートマチック・トランスミッションに的を絞って、評価を実施しているが、本開発品は、一般機械等への使用も可能である。

今後、軸受への使用環境が更に厳しくなっていくことから、常に顧客満足度の向上を考え、NTNだから対応できる商品、市場ニーズにマッチした商品を提案・提供できるよう、新商品の開発に取り組んでいく。

執筆者近影



尾林 光介

自動車商品本部
ニードル軸受技術部

インホイール型モータ内蔵アクスルユニットの開発

Development of In-Wheel Type Integrated Motor Axle Unit



鈴木 稔* Minoru SUZUKI
王 大偉* Dawei WANG

電気自動車用インホイール型モータ内蔵アクスルユニットの開発を行なっている。ハブ軸受と小型で高減速比が得られるサイクロイド減速機および高回転型モータを組み合わせることでユニットを小型・軽量化し、車両のバネ下重量を低減させることを目的とする。本報では設計コンセプトと初期性能について解説する。

NTN has been developing the in-wheel type integrated motor axle unit for electric vehicles. The unit accomplishes compact size and light weight by integrating a hub bearing, a cycloid reducer and a high-speed motor, realizing least increase in the unsprung mass of in-wheel motor vehicles. This paper introduces the design concept and basic performance of the unit.

1. 緒言

近年、環境性能の高さから燃料電池車（FCEV）および電気自動車（EV）が次世代自動車として有望視されている。EV（FCEVを含む）の駆動機構には従来の内燃機関と同じようにシャーシ上にモータを置き、ドライブトレインを介してタイヤに駆動力を伝える方式と、ホイール毎にモータが内蔵されるインホイールモータ方式の2つがある。特にインホイールモータ方式はエンジン車と同等以上の室内スペースを確保することができ、さらに各輪独立駆動によって車両安定性が向上できるという長所を有する。反面、バネ下重量増加による操縦安定性および乗り心地の悪化が問題となるため、インホイールモータ方式EVの普及にはこの問題解決が重要とされている。当社ではバネ下重量の低減、すなわち小型軽量化という観点でインホイール型モータ内蔵アクスルユニットの開発を行っており、本報ではその設計コンセプトおよび初期特性について述べる。

2. 開発品仕様

現在、国産コンパクトカー（排気量1500ccガソリン車クラス）と同等の動力性能（4輪装着時）を有するインホイール型モータ内蔵アクスルユニットの開発を行なっている。本ユニットの目標諸元を表1に示す。また、構造の概略図およびタイヤ装着時のイメージ写真をそれぞれ図1および図2に示す。

表1 ユニットの目標諸元
Target specification of axle unit

最大出力	20kW
最大トルク	490Nm
最高速度	150km/h（14インチタイヤ装着時）
質量	約20kg
減速機形式	サイクロイド減速方式
減速比	1/11
モータ形式	アキシアルギャップ型 永久磁石同期モータ
モータ最高回転数	15000rpm

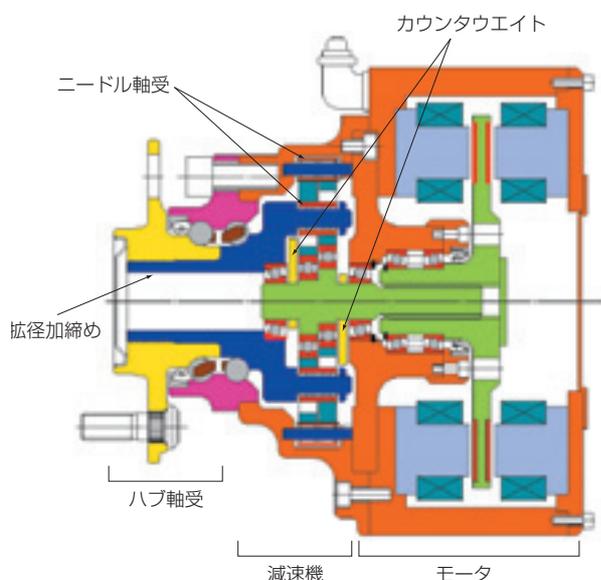


図1 ユニット概略図
Schematic of axle unit

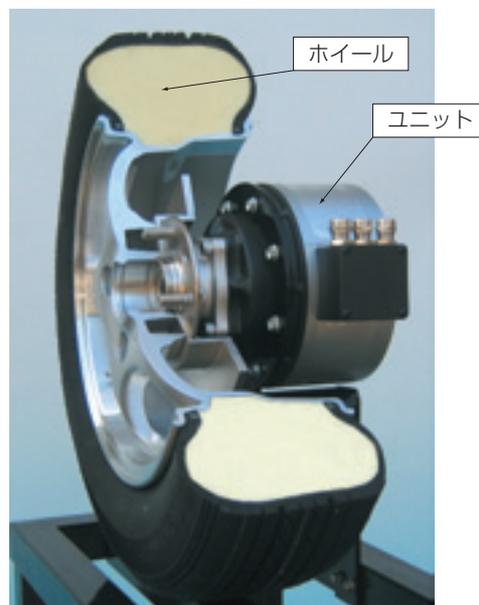


図2 タイヤ取り付け状態
Installation of the unit

3. 設計コンセプト

(1) 減速機の適用

一般にモータのサイズは最大発生トルクに依存する。減速機を持たないダイレクト駆動のインホイールモータ形式の場合は、モータに大きなトルクが必要となり、モータが大型化する。ユニットの全重量に占めるモータの割合は大きく、ユニットの小型軽量化にはモータの小型軽量化が効果的である。減速機構を導入することでモータに要求される最大トルク値を下げ、高回転型とし、モータの小型化を図った。

(2) 減速機の形式

減速機は省スペースでかつ高減速比が得られる方式に着目した。減速機として多用されている2K-H型遊星歯車減速機構は、1段あたりの減速比は1/4~1/6程度である。更に高減速比を得るには2段以上の歯車列が必要となり、減速機が大型かつ複雑となる。

そこで、図3に示すようなK-H-V型遊星歯車減速機構であるサイクロイド減速機構^{1)~3)}に着目した。歯車の歯数差で減速比が決まるため、単列でも高減速比を得ることができる。

更に図4に示すように歯車にはエピトロコイド曲線歯形を持つ外歯車と、円弧歯形の内歯車（以下：外ピン）を適用し、偏心揺動運動する外歯車の内径部に配した内ピンで自転運動のみを取り出す。この歯車を適

用することで歯車の同時噛み合い歯数が多く取れるため、単位容積あたりの伝達トルクが大きくなり、小型化が可能となる。

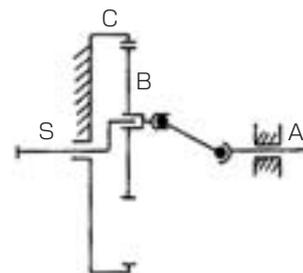


図3 K-H-V型遊星歯車機構
Schematic of K-H-V type planetary gear

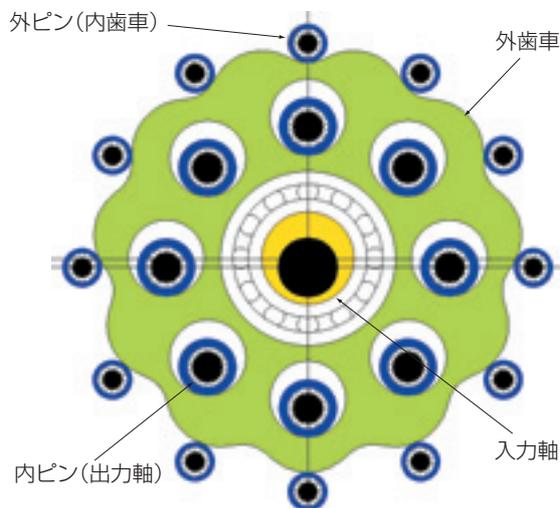


図4 減速機の基本構成
Basic structure of reducer

また、内ピンが固定されるフランジ部材にハブ軸受内輪軌道溝を形成し、この部材とハブフランジを持つハブ軸受内輪部材とを4世代ハブベアリングにも適用されている当社の有る拡径加締め技術によって締結した。拡径加締めによってハブと減速機の締結構造が簡素化できたため、更に小型化が可能となった。

(3) 減速機の高効率化

一般的に、減速比1/10~1/20程度のインボリュート歯車による2段型の2K-H型遊星歯車減速機の伝達効率は95%程度である。サイクロイド減速機構の伝達効率はこれより低いとされる。これは外歯車が偏心揺動運動しながら自転する際に、外ピンと外歯車および内ピンと外歯車、それぞれがすべり接触していることが原因と考えられる。

そこでこれらすべり接触部に転がり軸受を組み込むことで、かみ合い部分の損失の低減を図った。

(4) 減速機の高回転化

サイクロイド減速機構は原理上、外歯車が偏心揺動運動し、この運動による慣性力のため回転軸に直交方向成分の振動が増加する。そのため、逆位相で動作するもう1組の減速機（外歯車）を組み込み、その振動を相殺するのが一般的である。ただし、2つの外歯車による回転軸に直交する軸回りの不釣り合い慣性偶力は残存し、この影響が高速運動時に顕著となる。本ユニットでは新たにカウンタウエイトを組み込み、この慣性偶力に起因する振動を低減させている。

(5) 軸受レイアウト

モータ回転軸は減速機ハウジング側からの片持ち支持構造とした。図1には示していないが、ナックルは減速機外径部付近でハウジングと一体構造とする。これにより、モータハウジングを薄肉化できる。

この軸受レイアウトによってハブ軸受からモータ軸受までを同一の潤滑剤で潤滑させることが可能となり、シール個数を減らし、構造を簡素化した上でユニットの軸方向長さを短くできる。

なお、アクスルユニットとして必須であるパーキングブレーキは図1に図示していないが、モータ右端部にドグクラッチなどを用いて配置する。

4. 性能試験結果

本報ではモータを除いた減速機とハブ軸受からなるユニットに対して行なった基本性能の評価試験結果を報告する。

(1) 減速機の内ピンと外ピンのすべり接触部分にニードル軸受を組み込み、接触部を転がり化させた転がり軸受タイプとニードル軸受を組み込まないすべり軸受タイプの効率測定を行なった。

図5に示すように、入力回転数3000rpmであるが、すべり軸受タイプと比較して効率は約5%向上しており（最大効率94%）、接触部分の転がり化による効果を確認できた。これはインボリュート歯車タイプの2K-H型遊星歯車減速機構2段の効率とほぼ同等の値である。なお、潤滑は油浴方式とした。

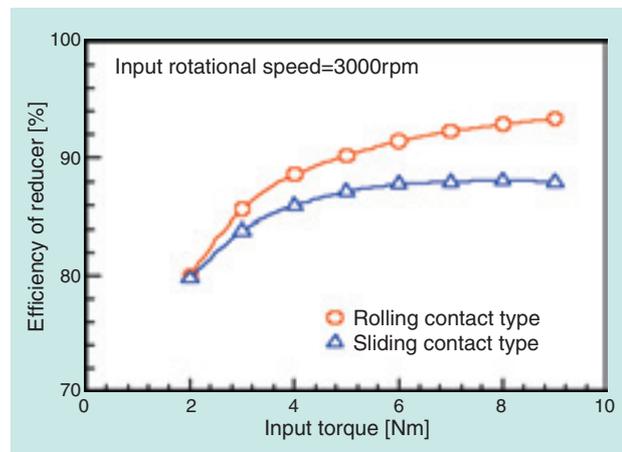


図5 減速機の効率
Efficiency of reducer

(2) 減速機のハウジング外径部と端面部に加速度ピックアップを取り付け、回転中の半径方向振動と軸方向振動を測定した結果を図6に示す。無負荷の条件ではあるが、15000rpmまで特に大きな振動もなく、回転が可能であることを確認できた。

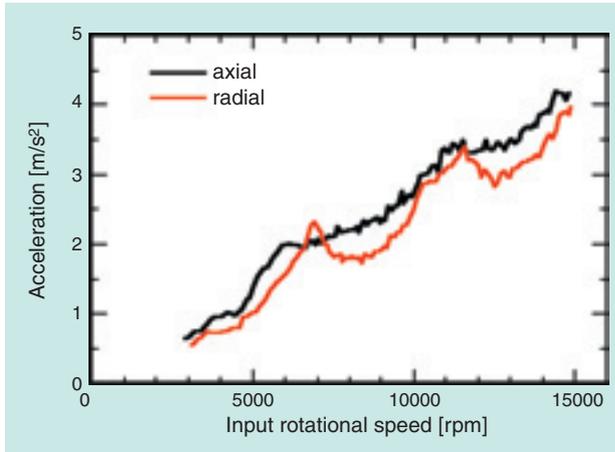


図6 減速機の振動
Vibration of reducer

5. 結 言

インホイール型モータ内蔵アクスルユニットの小型軽量化のため、減速機構としてサイクロイド減速機構を採用した。減速機内部のすべり接触部を転がり接触に変更することで約94%の効率を達成した。また、無負荷条件ではあるが減速機を15000rpmまで大きな振動もなく回転できることを確認した。

今後は最重要保安部品である車両用アクスルユニットとして、車両の使用条件下での種々の評価を実施し、信頼性の確認を行なっていく。

参考文献

- 1) 両角宗晴：遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法，日刊工業新聞社，p1-6（1989）
- 2) 日本プラントメンテナンス協会編：減速機の本，日本プラントメンテナンス協会，p22-26（1994）
- 3) 住友重機械工業株式会社：カタログC2001-5

執筆者近影



鈴木 稔
総合技術研究所
新製品開発部



王 大偉
総合技術研究所
新製品開発部

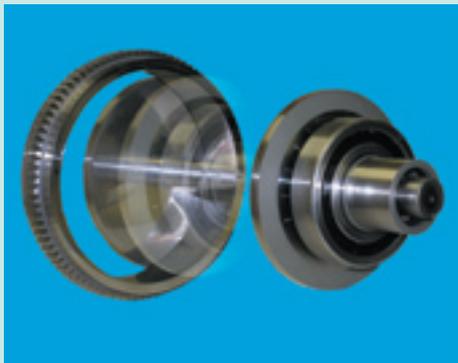
モノリングCVT (MR-CVT) の開発

－ 基本原理と伝達効率の測定 －

Development of the Mono Ring CVT

- Principle and Measurement of Transmission Efficiency -

伊藤 雄一* Yuichi ITOH
坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI



自動車用の無段変速機(CVT: Continuously Variable Transmission)は昔から多く考案され、「無限の段数」を用いることで高効率、低燃費、極めて滑らかな走りを実現することができるが、その機構は複雑で部品点数も多い。

そこで、コンパクトで部品点数が少なく、かつ外部からの制御装置が不要な従来にない構造のCVTを考案した。本CVTは、歯付リング、Vプーリおよび出力歯車で構成されている。単一(モノ)の歯付リングを媒介にすることから、本方式のCVTをモノリングCVT(以下、MR-CVT)と呼ぶことにした。

本報では、MR-CVTの構造および原理を報告する。さらに、試作品において伝達効率の測定を行い、MR-CVTの基本原理の妥当性を確認した。

There have been many kinds of CVT (Continuously Variable Transmission) designs over the years. A CVT can give high efficiency, low fuel consumption and smooth drivability to automotive applications by changing output ratios with no actual gear steps. However, the mechanism of a CVT can be intricate and contain many parts.

We have designed a new CVT, which is compact, simple and has no additional outside controllers. This CVT is composed of a ring with teeth, a set of V-pulleys, and an output cogwheel. It has been named mono-ring CVT (MR-CVT) because the single ring gear carries all the torque.

This paper reports on the configuration and principle of the MR-CVT. The efficiencies of a prototype MR-CVT were also measured confirming the validity of the basic design.

1. はじめに

自動車用の無段変速機 (CVT: Continuously Variable Transmission) は昔から多くの考案がなされている^{1) 2)}。近年、自動車用の変速機であるオートマチックトランスミッション (以下、AT) は、エンジンのパワーを効率良く伝えること、変速の滑らかさを求めて変速段数を増やす多段化の方向に進んでいる。多段化の究極の姿である「無限の段数」を用いることで高効率、低燃費、極めて滑らかな走りを実現することを目指しているのが無段変速機である。

本報では、現在開発中のコンパクトで部品点数が少なく、かつ外部からの制御装置が不要な従来にない構造のCVTを紹介する。

バイエル式CVTと構造は類似しているが、接触点でのスピン量を抑えられることが特徴である。また、Vプーリを用いるため、ベルト式CVTとも似ているが、本報のCVTでは駆動部にのみVプーリを用いることに加え、ベルトではなく1つの歯付リングをVプーリで挟み込み、出力歯車に動力伝達している。

単一(モノ)の歯付リングを媒介にすることから、本方式のCVTをモノリングCVT(以下、MR-CVT)と呼ぶことにした。以下にその構造、原理ならびに測定した伝達効率について報告する。

2. モノリングCVT (MR-CVT)

図1に試作したMR-CVTの内部構造を示す。入力軸と出力軸はオフセットして平行に位置し、ハウジングに固定された軸受で支持されている。入力軸には、入力軸と同芯で同期回転し、かつ軸方向に移動可能な一対のVプーリが取り付けられている。入力軸にはVプーリの軸方向移動を滑らかにする役割とトルクを伝達するためにボールスプラインが設けられている。それぞれ右ねじと左ねじとした一対のボールねじが両側にあり、ボールねじの軸を回転させることにより、Vプーリを軸方向に移動させることができる。Vプーリは、

アンギュラ玉軸受でボールねじの軸に支持されている。一対のVプーリの間には、外径に歯車が切られたリング（以下、歯付リング）が挟まれている。2つのガイドローラは歯付リングを案内しており、歯付リングと一体となり、出力歯車回りに揺動する。歯付リングを揺動させることでVプーリとの接触半径が変化し、連続的に変速することが可能となる。Vプーリの回転方向は、後述する自己調整機構により反時計回りのみを許容する。歯付リングと出力軸は、平歯車で噛み合わせている。

図2にMR-CVTの構造原理を示す。入力トルクは、Vプーリより歯付リングへ伝達されるため、歯付リン

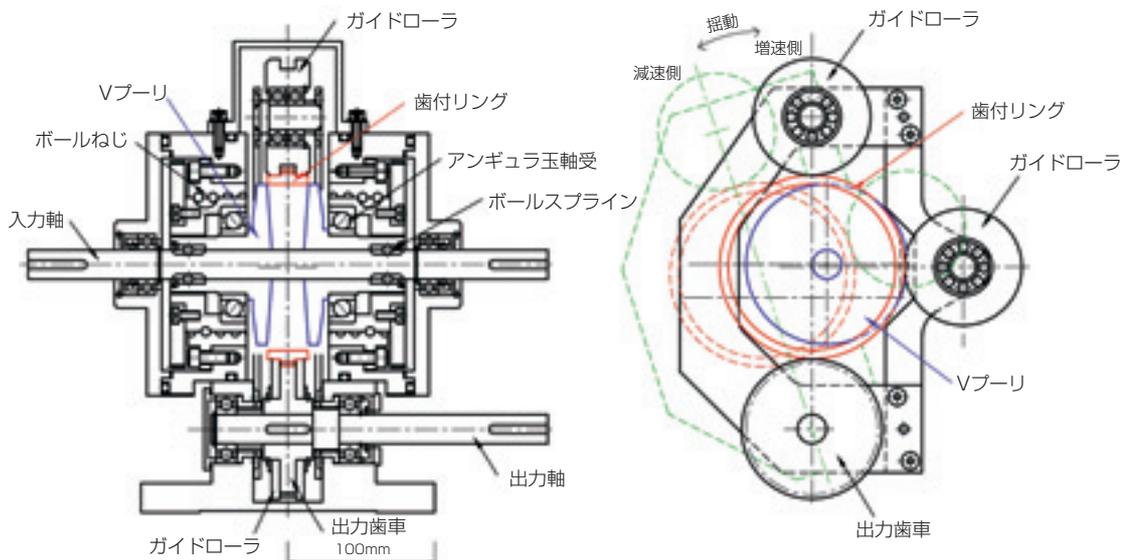


図1 MR-CVTの内部構造
Schematic view of MR-CVT

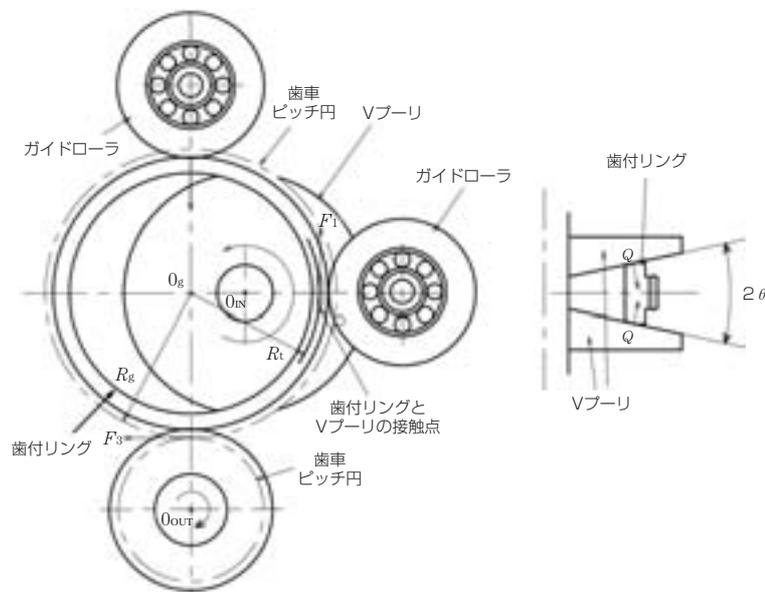


図2 MR-CVTの構造原理
Basic mechanism of MR-CVT

グには摩擦力 F_1 が作用する。歯付リングに伝達されたトルクは、歯面を介して出力軸歯車に伝わるため、歯付リングにはこの伝達力の反力 F_3 が作用する。 F_1 と F_3 の関係は、式(1)となる。ここで、 R_t 及び R_g は、 F_1 および F_3 の作用点の歯付リング中心からの半径である。正確には歯車の圧力角を考慮しなければならないが、本報では圧力角をゼロと置いて計算を簡略化した。

$$F_3 = F_1 \times \frac{R_g}{R_t} \dots\dots\dots (1)$$

この F_3 は、歯付リングをVプーリに押し込む作用を併せ持つ。この押し込み力 F_3 により生じるVプーリから歯付リングへ作用する接触力 Q は、Vプーリの傾斜角 θ とすると式(2)となる。

$$Q = \frac{F_3}{2 \sin \theta} \dots\dots\dots (2)$$

この接触部での摩擦係数を μ とすると式(3)となる。

$$\mu = \frac{F_1}{2Q} \dots\dots\dots (3)$$

式(1), (2), (3) より式(4) が成り立つ。

$$\sin \theta = \mu \times \frac{R_t}{R_g} \dots\dots\dots (4)$$

歯付リングは上記関係が成立する条件で安定するため、運転条件が変化してもVプーリの傾斜角 θ から摩擦係数 μ が定まる自己調整機構が形成される。すなわ

ち、入力トルクにより F_1 と F_3 が変化するためにVプーリと歯付リング間の接触力 Q も自動的に変化する。

図2に示すように、 O_g-O_{out} と O_g-O_{in} とが直交関係にあるときは、式(4)のように歯付リングのみの幾何学的関係と摩擦係数 μ でVプーリの最適角度 θ を決定することができる。しかし、歯付リングの出力軸回りの揺動により、図3に示すように、 O_g-O_{out} と O_g-O_{in} は直交しなくなる。歯付リングとVプーリの接触点は O_g-O_{in} の延長線上に変動するために、式(2)の関係は成立しなくなる。

図3は、変速して増速側(トップギヤ側)に移行した場合である。摩擦力 F_1 により歯付リングをVプーリに押し込む成分 F_4 が発生する。よって、歯付リングをVプーリに押し込む合力 F_5 は、

$$F_5 = F_3 + F_4$$

である。図4は、減速側での歯付リングの位置を示している。この場合の F_5 は、

$$F_5 = F_3 - F_4$$

である。

O_g-O_{out} と O_g-O_{in} のなす角 ψ を図3のようにとると、これらの図より押し込み力 F_5 による接触力 Q は式(5)となる。

$$Q = \frac{F_5}{2 \sin \theta \cos \psi} = \frac{F_3 + F_1 \sin \psi}{2 \sin \theta \cos \psi} = \frac{F_1 (R_t/R_g + \sin \psi)}{2 \sin \theta \cos \psi} \dots\dots\dots (5)$$

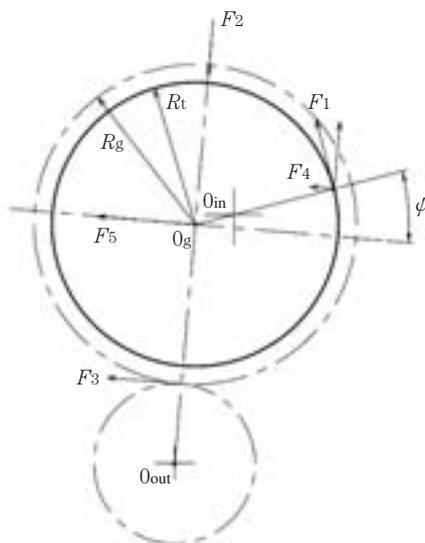


図3 増速側
Speed-up condition

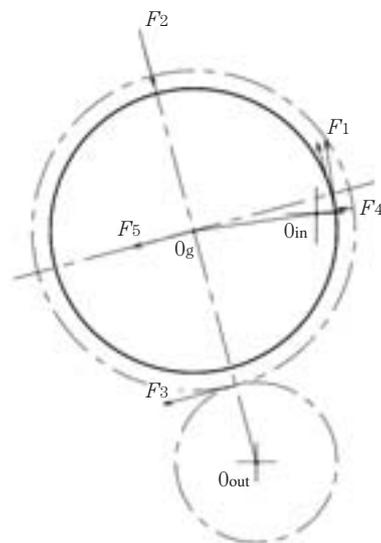


図4 減速側
Slow-down condition

式(3)を式(5)に代入すると、 ψ に対する最適なVプーリの傾斜角 θ が ψ の関数として式(6)で求められる。

$$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{\mu (R_v/R_g + \sin \psi)}{\cos \psi} \right] \dots\dots\dots (6)$$

つまり、歯付リングが出力軸回りに揺動したとき、 ψ と摩擦係数 μ と歯付リングの形状より決定されるVプーリの傾斜角 θ を式(6)の関係にしておけば、最も効率の良いMR-CVTを得ることができる。なお、 ψ 、 $O_{out}-O_g$ 、 R_t 、 $O_{out}-O_{in}$ 、Vプーリの中心から接触点までの半径 r の関係は余弦定理から求まる。すなわち ψ はCVTの設計諸元から求めることができる。

本報で試作したMR-CVTについて θ と r の関係を図5に示す。歯付リングとVプーリの接触点半径 r が増加するに伴って傾斜角が増加する傾向を示す。なお歯付リングとVプーリの接触面圧は、入力トルクが最大の場合に最大許容値以下になるよう歯付リングの副曲率を設計した。

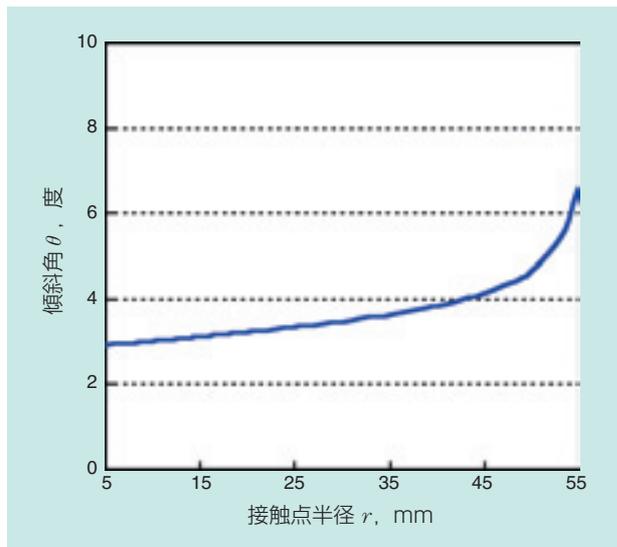


図5 接触半径と傾斜角
Relation between radius of contact point and angle of V-pulley

3. 試験方法

本報では、前記MR-CVTの構造原理の成立性を確認することを目的に試験装置を製作し、伝達効率の測定を行った。

図6に試験装置の概略を示す。MR-CVTの入出力側にそれぞれトルクメータを配置し、回転速度とトルクを測定した。MR-CVTの性能測定は、定常運転下において、入出力の回転速度とトルクとの積である仕事率の比から伝達効率を求めた。試験装置では、駆動モータと負荷モータはインバータにより結ばれており、負荷モータで回生したエネルギーは駆動モータで再利用される。

変速比は、入力軸に対する出力軸の回転速度の比を表す。変速比の範囲は、0.3~1.3である。歯付リング(歯数:88)と出力歯車(歯数:60)の歯数比は1.47である。表1に試験条件を示す。

なお、潤滑油は市販のCVTオイルを使用し、温度調節装置により供給入口油温を50℃とした。

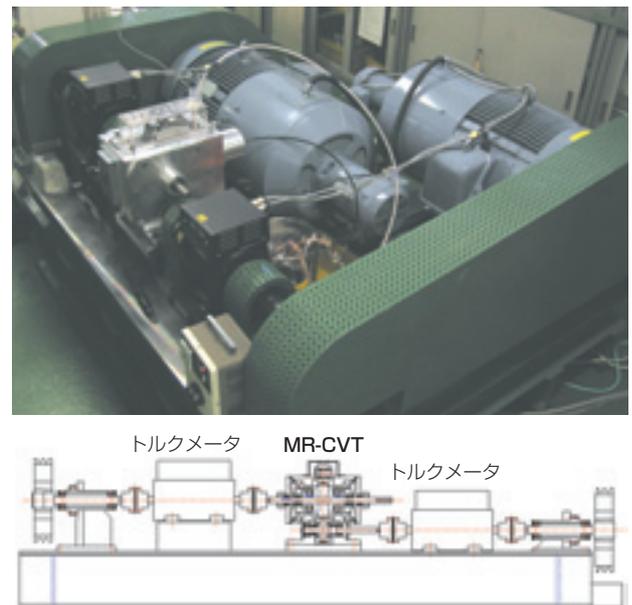


図6 モデル試験機写真, 概略図
Test rig for measuring transmission efficiency

表1 試験条件
Test condition

入力回転速度, min^{-1}	1000, 2000, 4000
入力トルク, $\text{N}\cdot\text{m}$	10~60
変速比 (半径, mm)	0.4~1.2(17~50)
潤滑油動粘度	25.5 mm^2/s @40℃
	5.12 mm^2/s @100℃
潤滑油供給温度	50℃

4. 試験結果

入力回転速度 $1000\sim 4000\text{min}^{-1}$ ，変速比0.4，0.6，0.8，1.0，1.2における入力トルクと伝達効率の測定結果を図7～9に示す。

入力トルクが増加するに伴って，伝達効率は増加し，また，変速比が大きくなると伝達効率は増加する傾向を示した．自動車の常用域である変速比1.0以上で85%以上の効率がほぼ全トルク範囲で得られ，最高で92%となった．なお，変速比0.4において低効率であるが，発進時のみに使用されるため使用時間比率が小さいことから実用上のトータル効率に及ぼす影響は小さいと考えられる．

変速比が増加するに伴って効率が增加するのは，歯付リングとVプーリー間の接触部内でのスピン滑りによる損失が減少しているためと思われる．また入力トルクが $10\text{ N}\cdot\text{m}$ で伝達効率が低下しているのは，伝達仕事率に対する内部の各種摩擦損失の比が大きいためと考えられる．

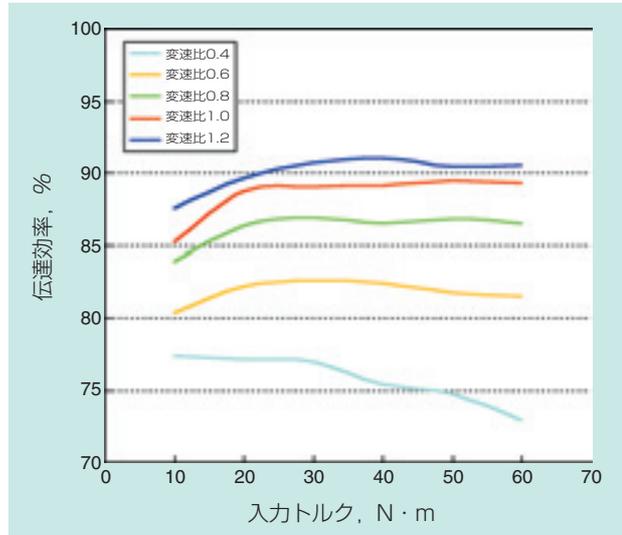


図7 入力トルクと伝達効率 (1000min^{-1})
Input torque and transmission efficiency (1000min^{-1})

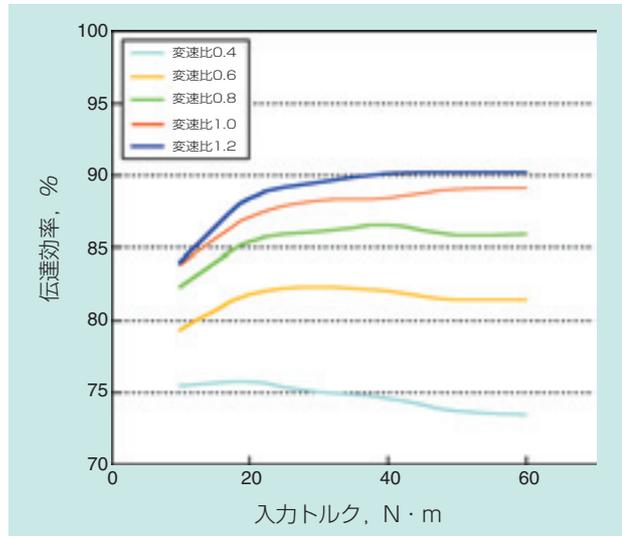


図8 入力トルクと伝達効率 (2000min^{-1})
Input torque and transmission efficiency (2000min^{-1})

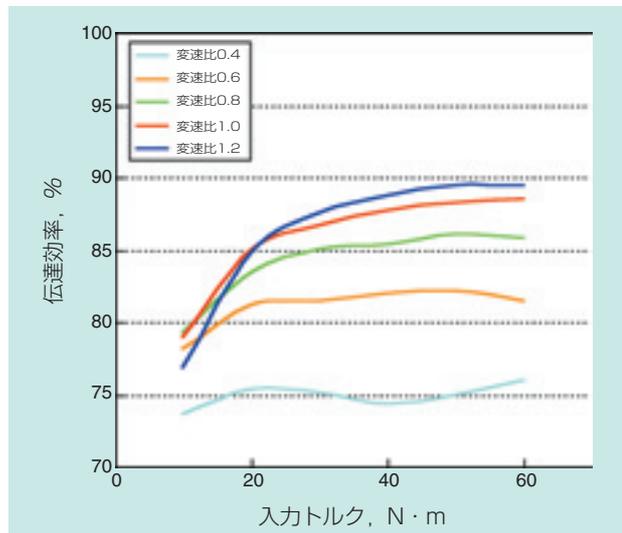


図9 入力トルクと伝達効率 (4000min^{-1})
Input torque and transmission efficiency (4000min^{-1})

5. まとめ

単一（モノ）の歯付リングを揺動させて変速を行う、シンプルでコンパクトなMR-CVTを考案した。MR-CVTは、Vプーリ、ガイドローラ等の適切な配置により自己調整機構を有することを特徴とする。今回の試作により以下の結果が得られた。

- (1) MR-CVTは外部から圧力を付加する機構を必要とせずに、自己の調整機構により機能することを確認した。
- (2) 伝達効率は、変速比1.0以上では85%以上の効率がほぼ全域で得られ、最高では92%となった。

参考文献

- 1) S.H.Loewenthal : Advanced Power Transmission Technology NASA cp-2210 (1981) 79.
- 2) 日本機械学会 : P-SC62 トラクシヨンドライブ調査研究分科会 (1985)

執筆者近影



伊藤 雄一
総合技術研究所
基礎技術研究部



坂口 智也
総合技術研究所
基礎技術研究部

[製品紹介]

電装補機用ハイブリッドグリース NA204F

Hybrid Grease NA204F

for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Device



江上 正樹* Masaki EGAMI
 麻生 光成* Mitsunari ASAO
 後藤 友彰** Tomoaki GOTO

自動車電装補機軸受用グリースとして開発したハイブリッドグリースNA204Fについて紹介する。NA204Fはウレアグリースとフッ素グリースの混合物というユニークな組成を有し、フッ素グリースより安価でありながらフッ素グリース以上の高温寿命を達成する。また、フッ素グリースの欠点であったさび止め性と漏れ特性も改良されており、さまざまな用途への適用が期待される。

This report introduces newly developed Hybrid Grease NA204F for automotive electrical instruments and auxiliary devices. NA204F has a unique composition that is a mixture of urea grease and fluorinated grease, and shows longer grease life at high operating temperature (up to 200°C) at lower cost than that of typical fluorinated grease. Moreover, NA204 is greatly improved on weak points of fluorinated grease, including enhanced rust prevention ability and greater resistance to grease leakage from the bearing. NA204F is expected to be applied to several kinds of automotive applications.

1. まえがき

近年の自動車の高性能化・高出力化に伴い、自動車電装補機部品の小型・軽量化及び高機能化・高速化が進んでおり、軸受に対しては使用環境が過酷化する傾向にある。自動車電装補機用軸受グリースには、増ちょう剤としてウレア化合物、基油として合成油を使用したものが多く使われているが、特に周囲環境が180°Cを越える高温となる用途においては、増ちょう剤や基油にフッ素化合物を用いたグリースが使用される場合がある。しかし、フッ素化合物を用いたグリースはウレアグリースに比べて格段に高価となるため、以前より、安価な高温長寿命グリースが強く望まれてきた。

NTNではこれに応えるため、コストパフォーマンスに優れ、かつ高機能なグリース『ハイブリッドグリース』を開発した。本稿ではハイブリッドグリースの特徴や、自動車電装補機用軸受への適用を考慮したグリースとしての基本特性を紹介する。

2. ハイブリッドグリースとは

グリース価格と高温寿命は図1に示すような比例関係にあり、高価なグリースほど長寿命という構図になっている。この常識を覆し、電装補機用軸受への適用を考慮した安価な高温長寿命グリースの提供を目的としたグリース開発に取り組み、ハイブリッドグリースの開発に至った。

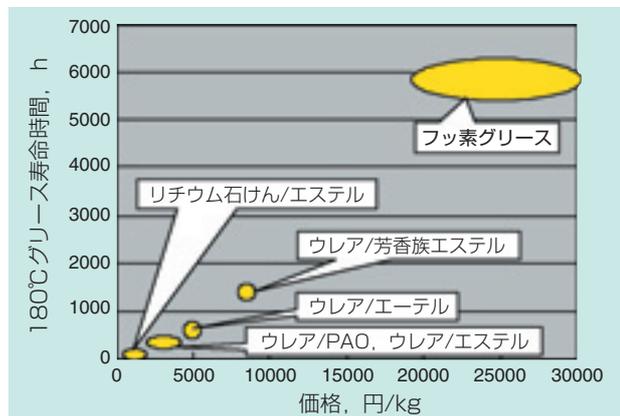


図1 グリースの価格と高温寿命
 Cost and high temperature life of greases

*総合技術研究所 基礎技術研究部

**自動車商品本部 自動車技術部

ハイブリッドグリースとは異種グリースを混合したグリースであり、本開発ではウレアグリース [増ちょう剤：ウレア化合物，基油：エステル油] とフッ素グリース [増ちょう剤：四ふっ化エチレン樹脂粉末 (PTFE)，基油：パーフルオロポリエーテル油 (PFPE)] の混合物である。一般に、異種グリースの混合は、ちょう度などの性状が変化したり寿命低下を引き起こすことが多いために避けるべきとされているが¹⁾、今回のウレアグリースとフッ素グリースの混合においては例外で、極めて好ましい性質を示すことを見出した。

図2に、ウレアグリースとフッ素グリースの混合比を変化させた時のグリース寿命を示す。試験条件はASTM D 3336に準拠し、内部空間容積の38%に相当する量のグリースを封入した6204軸受（シールド板付き）を図3の試験機に組み込み、200℃で連続運転して、焼付くまでの時間を評価した。図2のように、ウレアグリース単体の寿命は極めて短いですが、ウレアグリースとフッ素グリースを混合したものは、フッ素グリース単体よりもむしろ長寿命となる。これはフッ素グリースと同等以上の高温寿命が低コストで得られることを意味する。

ハイブリッドグリースの長寿命メカニズムは、さまざまな分析結果から図4のように推定する。ウレアグリースは、200℃では短時間で劣化し、200時間程

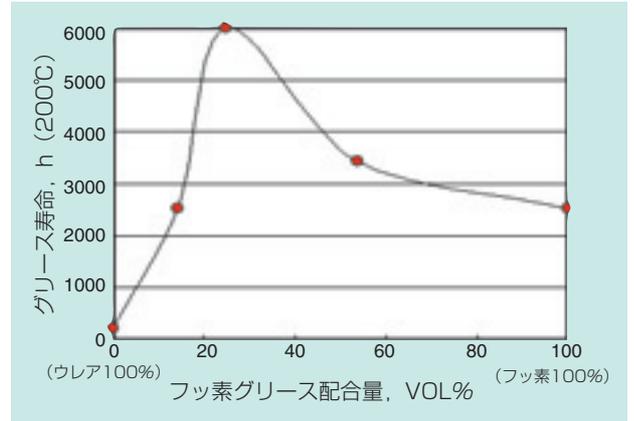


図2 ハイブリッドグリースの高温グリース寿命
High temperature life of Hybrid Grease

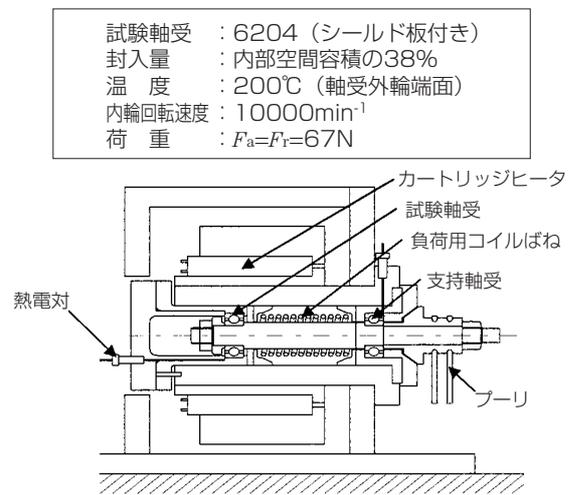


図3 グリース寿命試験機
Grease life test rig

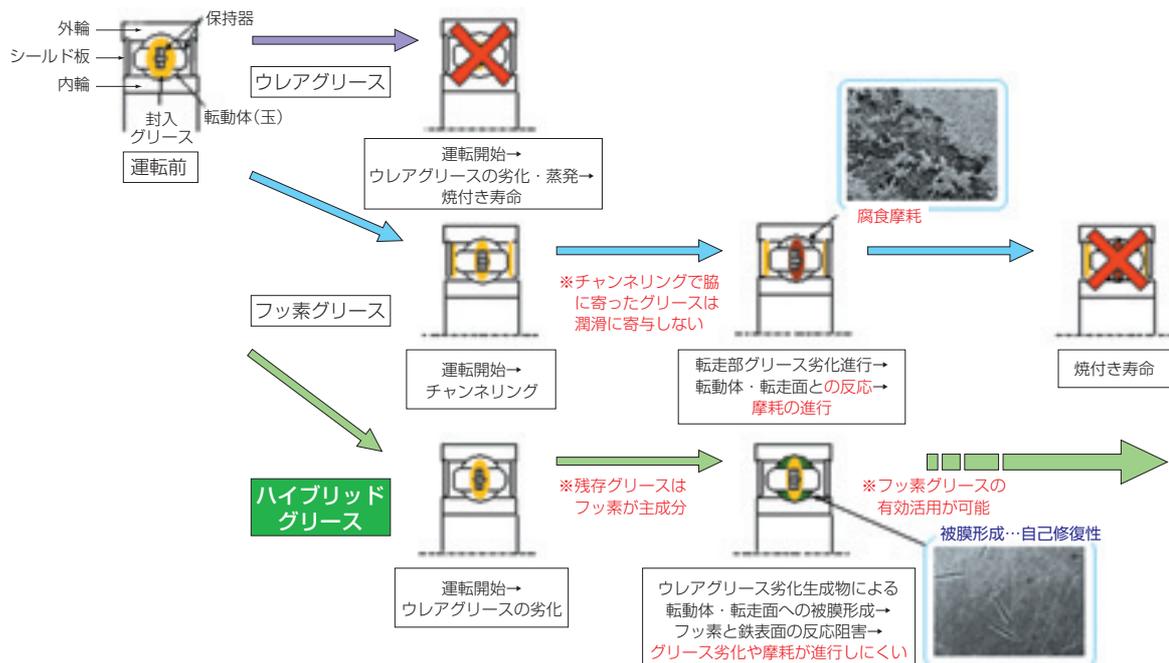


図4 ハイブリッドグリースの長寿命メカニズム (推定)
Estimated mechanism for long grease life of Hybrid Grease

度で寿命に達する。フッ素グリースは軸受回転初期にその大部分が軌道部脇に寄せられ、転走部には少量のグリースのみが残存する（チャンネルング²⁾）。試験後軸受の分析結果からシールド板内側に付着したグリースは潤滑に寄与せず、転走面は残った少量のグリースで潤滑されることがわかった。転走部のグリースが劣化して転走面や保持器ポケット部への基油の供給が不足すると、鋼表面とPFPEの化学反応により鋼の摩耗（腐食摩耗）が進行し^{3) 4) 5)}、焼付き寿命に至る。

一方、ハイブリッドグリースは配合されたウレアグリースが分解する過程で転動体や転走面に被膜を形成する。この被膜がPFPEと鋼の反応を妨げ、摩耗を抑制するため、PFPEの耐熱性が最大限に発揮され、高温長寿命を示すと考えられる。

3. 自動車電装補機用軸受への適用

図2で示したフッ素グリース配合量の異なるハイブリッドグリースのうち、最も長寿命を示す配合比率を基本組成とし、添加剤を最適配合することにより、低温特性、さび止め性など、高温寿命以外の特性にも改良を施し、自動車電装補機用ハイブリッドグリースNA204Fを完成した。以下に基本特性を紹介する。

3.1 一般性状および高温寿命

開発グリースの一般性状を表1に示す。比較として、電装補機用に実績のある高温長寿命フッ素グリースA

および低温性に優れるフッ素グリースBの特性を併記した。ハイブリッドグリースNA204Fは、フッ素グリースAに比べて約1.5倍の高温寿命を示し、低温トルクも低い。フッ素グリースBに対しては低温トルクで劣るが、高温寿命が約6倍の性能を有する。

3.2 冷時異音特性

深溝玉軸受を組み込んだベルトプリーにおいて、プリー仕様や運転条件によっては、寒冷地での始動時に笛吹き音（Hoot Noise）と呼ばれる冷時異音が発生することがある。この異音は500～1000Hzの周波数で音圧が100dBAを超える場合があり、大変耳障りな音である。

この冷時異音は転動体の自励振動によってプリー系が共振し、外輪が軸方向に振動（並進運動）して発生すると考えられ、グリースの種類が音の発生に大きな影響を及ぼすことがわかっている。

評価方法（試験条件：表2）としては、テストプリーに組み込んだ試験軸受をあらかじめ-40℃の低温槽で5時間冷却した後、室温中に設置された図5の試験機に取り付け、ベルトテンションをかけて、軸受温度が-20℃になった時点で運転を開始し10℃になるまで運転する。その間の異常音（冷時異音）の発生有無を聴覚により確認した。各グリースでの評価の繰り返し数は、試験軸受2個を用いて、それぞれの軸受で5回ずつ測定した（n=10）。

表1 ハイブリッドグリースNA204Fの一般性状
General properties of Hybrid Grease

項目	単位	ハイブリッドグリースNA204F	フッ素グリースA	フッ素グリースB	試験方法
増ちょう剤	-	ジウレア化合物 PTFE	PTFE	PTFE	-
基油	-	特殊エステル油 PFPE PAO	PFPE	PFPE	-
基油動粘度(@40℃)	mm ² /s	148	160	90	JIS2220.23
60回混和ちょう度	-	1号 (310~340)	2号 (265~295)	2号 (265~295)	JIS2220.7
滴点	℃	250以上	-	-	JIS2220.8
離油度(100℃×24h)	mass %	0.0	4.8	4.7	JIS2220.11
比重		1.22	1.85	1.94	-
低温トルク 起動 (-30℃) 定常	N・m	16.9 7.0	37.6 28.0	4.9 2.6	JIS2220.18
グリース寿命*	h	6000	4050	965	ASTM D3336準拠

* 2項の図3による評価試験

表3に示すようにハイブリッドグリースNA204Fは低温性に優れるフッ素グリースBと同様、冷時異音が発生せず、優れた冷時異音特性を有することが確認された。

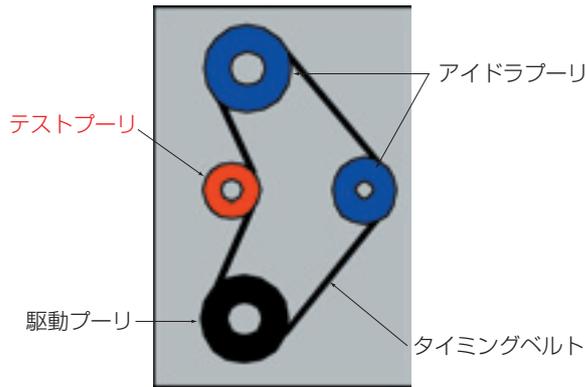


図5 テンションプーリ試験機
Tension pulley type test rig

表2 冷時異音評価試験条件
Test condition of hoot noise at low temperature

試験軸受	6203 (軽接触形ゴムシール付き)
ラジアルすきま, μm	12~16
グリース封入量	内部空間容積の38%
外輪回転速度, min^{-1}	2700
プーリ荷重, N	127
試験温度, $^{\circ}\text{C}$	-20~10
繰り返し数	n=2×5回

表3 冷時異音発生率
Rate of hoot noise generation at low temperature

グリース	項目	繰り返し数					発生率 %
		1	2	3	4	5	
ハイブリッドグリース NA204F	No.1	○	○	○	○	○	0
	No.2	○	○	○	○	○	
フッ素グリースA	No.1	○	○	×	×	×	60
	No.2	○	△	×	×	×	
フッ素グリースB	No.1	○	○	○	○	○	0
	No.2	○	○	○	○	○	

記号の説明

○：異音なし，△：笛吹き音以外の異音(グリース音)，×：笛吹き音あり

3.3 さび止め性

一般的に用いられるグリース用さび止め添加剤はPFPEに溶解しないので、フッ素グリースに使用することができず、このためにフッ素グリースのさび止め性は他のグリースに比べて大きく劣る。ハイブリッドグリースは、さび止め添加剤がウレアグリースの基油に溶解するため、優れたさび止め性を付与することが可能である。

図6はASTM D1743に準拠し、純水の代わりに塩水を用いた評価試験でのさび発生率である。評価方法としては、供試グリースを塗布したテーパ軸受4T-30204を1%塩化ナトリウム水溶液に10秒間浸漬し、40 $^{\circ}\text{C}$ 、95%RHの雰囲気中に48時間放置した後、外輪転走面に発生したさびをカウントする。転走面を周方向に32等分し、さびの認められた区画数を32で除して発生率を算出した。

フッ素グリースAおよびBのさび止め性と比較して、ハイブリッドグリースNA204Fは優れたさび止め性能を有することが確認された。

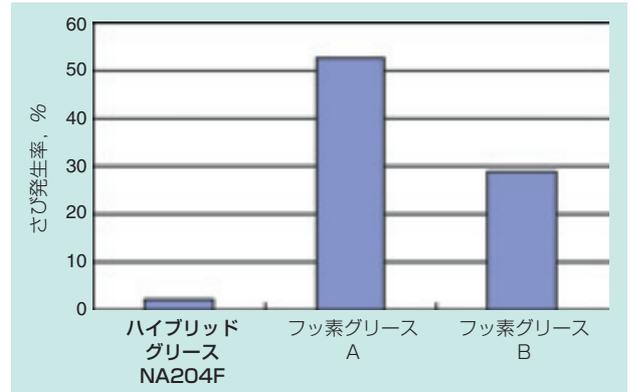


図6 グリースのさび止め性能
Rust prevention ability of greases

3.4 グリースの漏れ特性

フッ素グリースは、軸受製造工程で塗布されるさび止め油の基油（鉱油系）との親和性がなく、さび止め油を塗布した軸受にフッ素グリースを封入して運転すると、さび止め油膜の上をフッ素グリースが滑って短時間のうちに軸受外部に漏れ出すことがある。そのため、フッ素グリース封入軸受では軸受内部のさび止め油付着（残存）量を抑えるのが普通である。

一般グリースを封入する製造工程と同様に軸受内部にさび止め油を塗布した軸受（内部防錆品）と脱脂した軸受それぞれに同容積のグリースを封入し、10分間運転した時のグリース漏れ率〔式(1)〕を図7に示す。

$$\text{漏れ率} = \frac{\text{漏れ量}}{\text{初期封入量}} \times 100 (\%) \quad \text{式(1)}$$

フッ素グリースA、B共に、内部防錆品では漏れが多いのに対し、ハイブリッドグリースNA204Fは内部防錆が施してあってもグリース漏れが少ない。

また、3.3項で述べた通り、ハイブリッドグリースはグリース自体のさび止め性も高いため、フッ素グリース封入軸受に比べてさびに強い軸受を得ることが可能である。

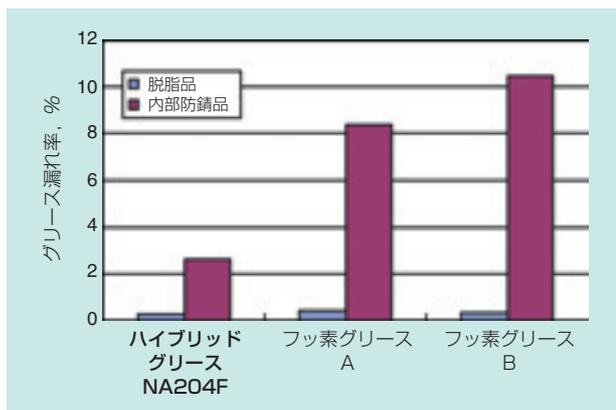


図7 グリースの漏れ特性
Leak rates of greases during rotation

試験軸受：6204（非接触形ゴムシール付き）
封入量：内部空間容積の38%
内輪回転速度：10000min⁻¹
荷重： $F_a=39\text{N}$
温度：室温
運転時間：10分間
 $n=2$

4. シール用ゴム材との相性について

フッ素グリースを封入した軸受のゴムシール材としては、耐熱性の観点からフッ素ゴムが用いられる。フッ素ゴムの材料としては、フッ化ビニリデンとヘキサフルオロプロピレンの2元共重合体（VDF-HFP）や、これにテトラフルオロエチレンを加えた3元共重合体（VDF-HFP-TFE）、いわゆるFKM（ASTMD1418でフッ素ゴムを表す略号）が一般的である。これらの一般FKMは、フッ素グリースと組み合わせて使用するには十分な耐久性を示し何ら問題はないが、高温下でウレアグリースと接触すると、フッ化ビニリデンの部分がウレア増ちょう剤やアミンにより攻撃されて架橋反応を起こすため、硬化や強度低下を生じシール性能を損う。また、これらの一般FKMに対しては、ハイブリッドグリースもウレアグリースと同様の作用を及ぼす。

そこで、ウレアに攻撃されない成分を有するフッ素ゴムをベースゴムとして採用した新しいフッ素ゴムシール材NUF（NTN anti-Urea Fluorine Rubber）を開発した。NUFと一般FKMのダンベル試験片をハイブリッドグリースNA204Fに200℃で浸漬した場合の硬度および引張強さの経時変化を図8に示す。一般FKMの物性が短時間で大きく劣化するのに対し、NUFの劣化は小さく、長期にわたり安定している。この性質は組み合わせられるグリースがハイブリッドグリースではなくウレアグリースの場合でも同様である。

5. おわりに

ウレアグリースとフッ素グリースの混合により、従来の知識では予想し得ない高温長寿命を示すハイブリッドグリースNA204Fを開発した。200℃という高温で既存のフッ素グリースを超える長寿命を示すと共に、フッ素グリースの欠点であったさび止め性や軸受内部のさび止め油による漏れ特性が改良され、また、特にプーリ用軸受などへの適用時に注意が必要な冷時異音の発生もない。フッ素グリースより安価なハイブリッドグリースNA204Fは、極めて高いコストパフォーマンスを有し、また、同時に開発した耐ウレアフッ素ゴムNUFと組み合わせることにより、シールゴム材との相性に関する問題も生じないことから、自動車電装補機軸受の性能向上やコストダウンに大きく貢

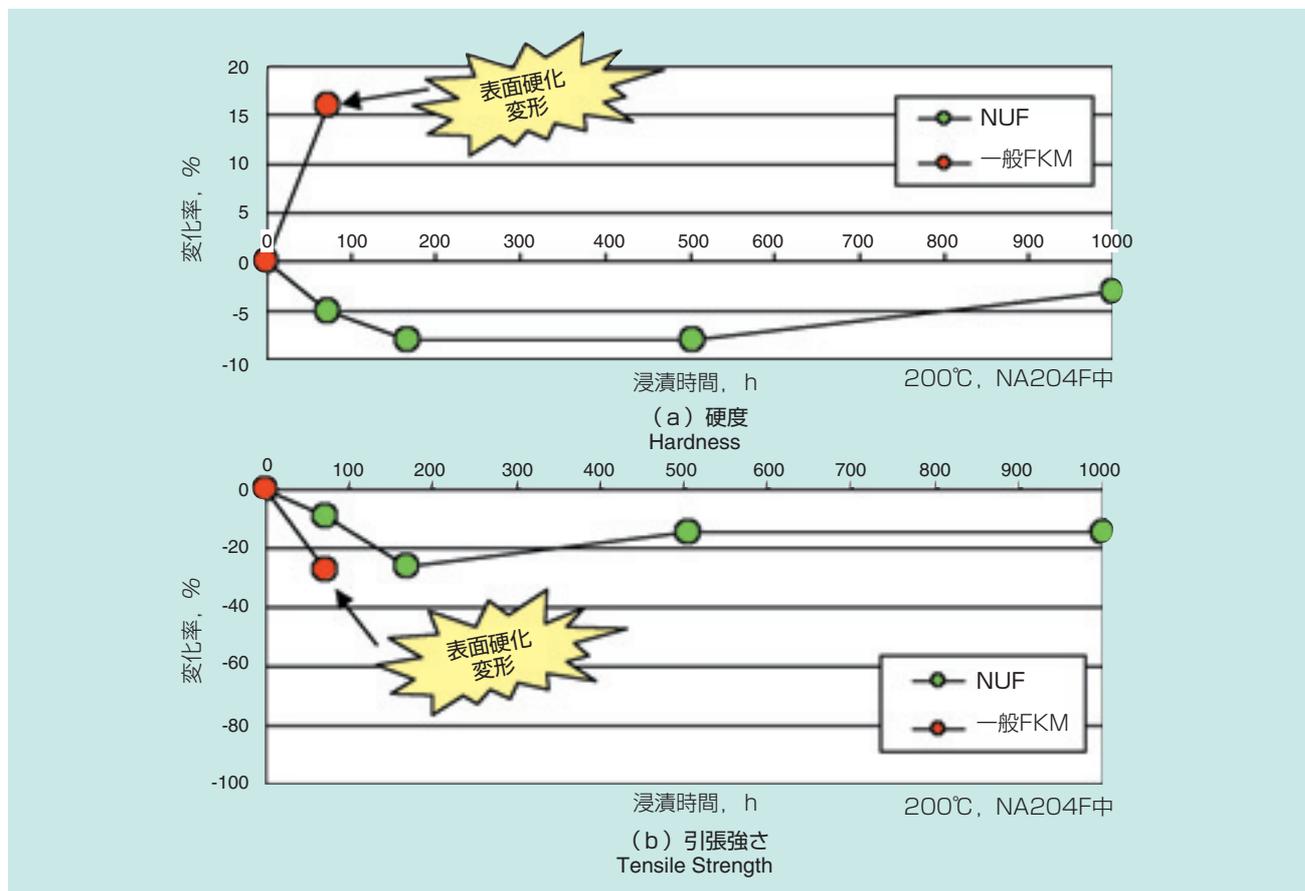


図8 ハイブリッドグリース中でのフッ素ゴムの物性変化
Deterioration of fluorinated rubbers dipped into Hybrid Grease at 200°C

献できるものとする。

参考文献

- 1) 島山正：異種グリースの混合と性状の変化，潤滑，19，4（1974）331.
- 2) 日本トライボロジー学会編：トライボロジーハンドブック，養賢堂（2001）715.
- 3) 森誠之，伊東真理子，設楽裕治，榎本祐嗣：パーフルオロポリエーテル油の潤滑性および分子構造との関連（第2報），トライボロジスト，40，15（1995）923.
- 4) ウィリアムR. ジョーンズJr.，伊東真理子（訳），森誠之（訳）：パーフルオロポリエーテル系潤滑油，トライボロジスト，42，3（1997）205.
- 5) 鈴木峰男，Phirippe. PLAT，松本康司：宇宙用液体潤滑玉軸受の性能とアウトガス特性，宇宙航空研究開発機構研究開発報告，JAXA-RR-03-014（2004）

執筆者近影



江上 正樹
総合技術研究所
基礎技術研究部



麻生 光成
総合技術研究所
基礎技術研究部



後藤 友彰
自動車商品本部
自動車技術部

[製品紹介]

機械式自動マニュアルトランスミッション用ボールねじ Ball screw for Automated Manual Transmission



立石 康司* Koji TATEISHI
数野 恵介* Keisuke KAZUNO

従来のマニュアルトランスミッションに、各種のアクチュエータを搭載して自動化された機械式自動マニュアルトランスミッションを採用した車両が増加している。トランスミッション用のアクチュエータに使用される駆動機構として高レスポンス、高耐久性を実現した新しい自動車用ボールねじの特長を紹介する。

Recently, automated manual transmissions (AMT) are expanding in the automotive market. Of the many methods of automation in the market, the ball screw and driven by DC motor are methods that have the quickest response and largest system output.

Mitsubishi FUSO truck & bus and Bosch Co. Ltd have developed a new small and medium sized truck that features the AMT system. NTN has started to supply ball screw and support bearings for this application.

This article documents the result of development and further possibilities.

1. はじめに

近年、各種自動車においてマニュアルトランスミッションを自動化し、燃費改善や快適性を高める自動マニュアルトランスミッション（AMT；Automated Manual Transmission，以下AMTと呼ぶ）の搭載が始まっている。

これまでのAMTの自動変速駆動は、油圧あるいは空気圧駆動が主流であった。これらは昨今、小型軽量化を狙った電動モータでの駆動に置き換っている。電動モータと組み合わされる減速装置として当初、ウォームギヤや滑りねじを使用した形式が検討されたが、部品点数が多く高コスト、摩擦が比較的大きく効率が悪いため大きな推力が得られない、あるいはレスポンスが遅い等の課題があった。

三菱・ふそうトラック・バス株式会社殿、ボッシュ株式会社殿は、これらの課題を解決すべく、国内初中

小型トラック用機械式自動マニュアルトランスミッション（INOMAT-Ⅱ）用としてボールねじ駆動によるギヤシフトアクチュエータを開発した。このアクチュエータにはNTNボールねじとサポート軸受が使用されている。

本報ではこのAMT用に開発したボールねじについて紹介する。

2. 自動マニュアルトランスミッションの構造

2.1 AMTの外観

写真1にAMTの外観を示す。従来、手動でシフト動作を行っていたトランスミッション上部にギヤシフトアクチュエータがマウントされ、トランスミッションの構造を大きく変更することなく自動化されていることが特長である。（破線丸部）

*自動車商品本部 自動車技術部

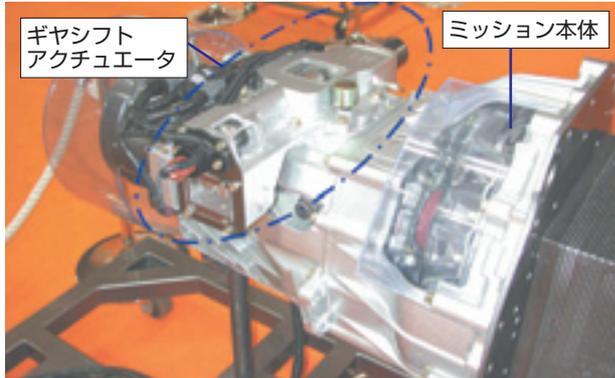


写真1 トランスミッション外観
Transmission

2.2 ギヤシフトアクチュエータ全体のレイアウト

ギヤシフトアクチュエータ部構造を図1¹⁾に示す。ギヤシフトアクチュエータは2軸の直交したボールねじをDCモータで協調駆動し、変速動作を行う。低フリクションであるボールねじの特長を生かし高レスポンス作動が可能となっている。応答時間はシフト側；0.06秒，セレクト側；0.08秒となっている。

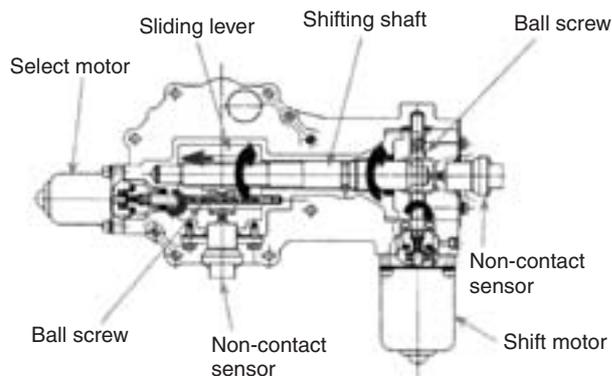


図1 ギヤシフトアクチュエータ構造
Construction of gear shift actuator



写真3 こま外観
New deflector

ウイング部

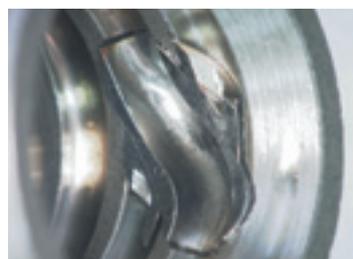


写真4 ナット内径面への固定状況
Appearance of deflector fixing



写真5 かしめ固定部外観
Appearance of deflector staking

3. AMT用ボールねじの特長

本機構に採用されたボールねじ外観を写真2に示す。

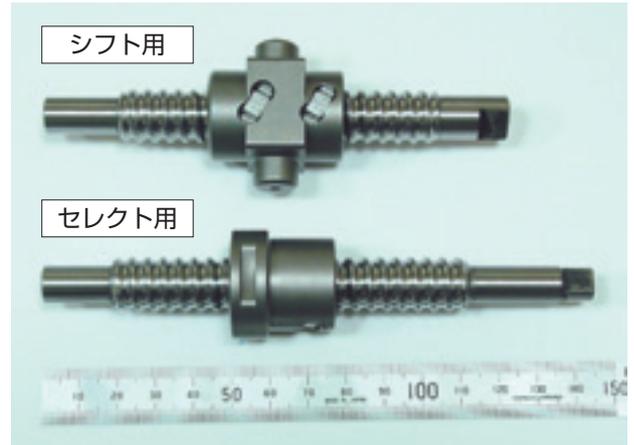


写真2 AMT用ボールねじ外観
Ball screw for AMT

3.1 ボールねじ循環部について

本ボールねじのボール循環方式としてはこま式を採用し、新しい固定方法により、コンパクト化が図られている。ラジアル方向寸法は一般的なリターンチューブ式に対し約20%コンパクト化されている。

固定方法を写真4に示す。こまをナットの内側方向から挿入し、ボールが転走しないねじ溝にウイング部をはめ込み後かしめ固定している(写真5)。この構造は従来の接着やねじ止めと比較し低コストであり、こま部材のナット外側方向の抜けに関しても十分な強度を持たせられ、信頼性が高い。こま部材の成形方法は精度の高いMIM(メタルインジェクションモールディング)を採用することで安定したボール循環が確保できた。

3.2 耐久性

ギヤシフトアクチュエータ動作時、シフト軸のフォーク型アームとボールナットのトラニオン部が作用点となって接する(図2)。

このアーム部とナットトラニオン部が理想的な状態で接触する場合は、ボールねじは純粋なアキシャル荷重を受けることになる。しかし実際には、ギヤシフトユニットのクリアランスや、ボールねじのすきまに起因する傾き等により、トラニオンからはモーメント荷重が作用することになる。

そのため、ナット両端に配置されたボールに大きな荷重が生じるため、長寿命化にはボール負荷分布の改善が重要となる。

解決策としてボール循環方式をリターンチューブ方式からこま式に変え、循環こまのトラニオン位置に対するスパン、および周方向位相の最適化を行った。

両方式のボール接触面圧の比較検討を表1の条件で行った。

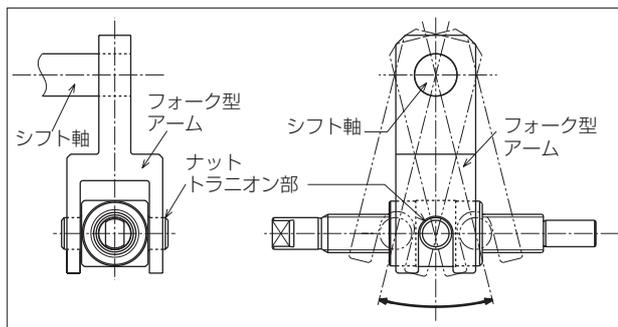


図2 ボールナット駆動
Driving way of ball nut

表1 ボールねじ諸元
Specification of ballscrew

項目	チューブ式	こま式
軸径 (mm)	φ14.5	
リード (mm)	4.0	
ボール径 (mm)	φ2.778	
循環数 (巻×列)	3.5×1	1×4
モーメント荷重 (N・m)	17	

検討結果を図3に示す。こま式を採用することで、1)こまのナット軸方向配置位置を長くする、2)モーメント荷重が作用する位相にボールを最大個数配置できる。その結果、ボール接触面圧は最大20%低減が図れた。当初、リターンチューブ式では耐久性を満足できなかったが、こま式では耐久性を確保することができた。

4. 評価試験

NTNでは、AMTの実機ユニットに準じた専用試験機を製作して、評価試験を実施した。

4.1 作動性 (効率)

シフト側ボールねじは、シフトギヤをかみ合わせる動作をするための十分な推力を発生する必要がある。ボールねじのすきまと発生推力の関係を評価した結果を図4に示す。

ボールねじのラジアルすきまが小さくなると、ナットの自由度が損なわれるためアクチュエータ摺動部の

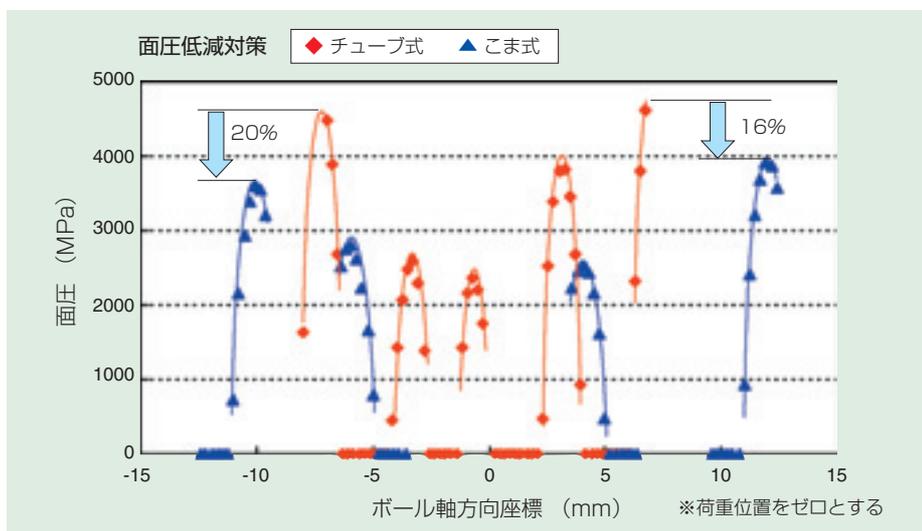


図3 ボール循環方式によるボール接触面圧比較
Comparison of ball contact pressure

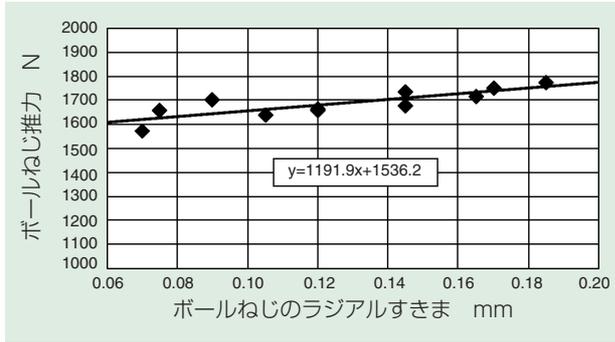


図4 ボールねじすきまと推力
Relationship between ballscrew's lash and thrust

フリクションが増加して、推力は低下する。ボールねじのすきまが大きくなると、モーメント荷重による寿命低下が懸念される。

本試験結果により、シフト動作に必要な推力値を確保できる適正なボールねじすきまを決定した。

4.2 耐久性

ボールねじの耐久性を評価するための試験項目とその条件を、それぞれ表2、表3に示す。シフト側ボールねじは、シフトギヤの噛み込み時にまれに衝撃荷重が負荷されるため、強度試験を実施している。これらの試験において、各項目全てのボールねじは問題なくテスト完了し、十分な耐久性を持つことを確認した。

表2 シフト側ボールねじ耐久性評価試験
Durability test condition of shift side ballscrew

試験項目	試験条件	
耐久試験	最大荷重	2800N
	ストローク	±5mm
	駆動モータ	DC24Vモータ
	雰囲気温度	110℃
	潤滑(グリース)	エーテル系合成油+脂肪族ジウレア
	作動回数	231万回
強度試験	衝撃荷重	8000N (2方向)
	雰囲気温度	室温
	潤滑(グリース)	エーテル系合成油+脂肪族ジウレア
	作動回数	2000回
フレットイング試験	振動周波数	25~400Hz
	加速度	13.7~96.1m/s ² ※上下・左右・前後の3方向
	雰囲気温度	室温
	潤滑(グリース)	エーテル系合成油+脂肪族ジウレア
	加振時間	12h

表3 セレクト側ボールねじ耐久性評価試験
Durability test condition of select side ballscrew

試験項目	試験条件	
耐久試験	最大荷重	ナット加減速による慣性荷重
	ストローク	±7mm
	駆動モータ	DC24Vモータ
	雰囲気温度	110℃
	潤滑	コンタミ入ミッションオイル
	作動回数	120万回
フレットイング試験	振動周波数	25~400Hz
	加速度	3.7~96.1m/s ² ※3方向共
	雰囲気温度	室温
	潤滑	コンタミ入ミッションオイル
	加振時間	12h

5. まとめ

本稿では、ボール循環部の改良と加工技術の革新により開発した、コンパクトかつ低コストな新しい中小型トラック用機械式マニュアルトランスミッション用アクチュエータに使用されるボールねじを紹介した。NTNではこれらの技術が応用可能なエンジン周辺制御機器やブレーキ等の各種自動車用電動アクチュエータ向けボールねじユニットも開発中であり、適用拡大を図っていく所存である。

参考文献

- 三菱ふそう技報 (2004, No.1) P49~54
「新型INOMATの開発」中村 他

執筆者近影



立石 康司
自動車商品本部
自動車技術部



数野 恵介
自動車商品本部
自動車技術部

[製品紹介]

スロットルバルブ用シェル形ラジアル針状ころ軸受 Drawn Cup Needle Roller Bearings for Throttle Bodies

赤松 英樹* Hideki AKAMATSU



外輪を薄肉のプレス製鋼板としたシェル形ラジアル針状ころ軸受は、断面高さが小さく、省スペース化とコスト削減が可能である。

本稿では、低フリクションとエア漏れ防止機能を合わせもつシールを内蔵した、スロットルバルブ用シェル形ラジアル針状ころ軸受の特長と性能について紹介する。

Drawn cup needle roller bearings have an outer ring that is precisely drawn from a thin steel plate. Of all bearings with outer rings, drawn cup needle roller bearings have the smallest cross sectional height, which enables both space and cost savings.

This chapter introduces the features as well as the performance of sealed, low friction, low air leak drawn cup needle roller bearings for use in throttle bodies.

1. まえがき

スロットルバルブは、エンジンへのエア流入量を制御する装置で、近年、低燃費とローエミッション化の流れから、空燃比の細かな制御が可能となる電子制御化が進んでいる。

電子制御化により、スロットルバルブの駆動はワイヤーからモータに置き換わり、このモータの小型軽量化と、応答速度向上の両立のため、スロットルブレードの支持は滑り軸受から、よりフリクションの小さい転がり軸受を用いる傾向が顕著となっている。

一方、軸受はエア流入量を制御するシステムに使用されているので、スロットルブレードの支持部から、エアが漏れることは許されず、シール性も重要である。

今般、低フリクションとエア漏れ防止性能を合わせもつシールを内蔵したスロットルバルブ用シェル形ラジアル針状ころ軸受を開発したので、その特長と性能を紹介する。

2. 構造と特長

電子制御スロットルバルブに採用されている転がり軸受には、深溝玉軸受（以下玉軸受という）とシェル形ラジアル針状ころ軸受（以下シェル軸受という）がある。（図1）

シェル軸受を使用した場合、玉軸受と比べて外径寸法が小さくなり、ハウジングの径方向の省スペース化と軽量化が可能となる。玉軸受はシェル軸受と比べて幅寸法が小さいが、内蔵されたシールだけではエア漏れ防止性能が十分でないため、別にシールを設ける必要があり、そのスペースとコストが必要となる。

今回開発したシェル軸受は、プリ・ベント製法^{*1}のシェル軸受に芯金なしシールを組み合わせることで、別にシールを設ける必要がなく、コスト削減と省スペース化および軽量化により環境に貢献できる。

開発品の概略図と仕様を図2及び表1に示す。

^{*1}プリ・ベント製法：シェル外輪に保持器ところを組み込んだ後に熱処理を行う製法

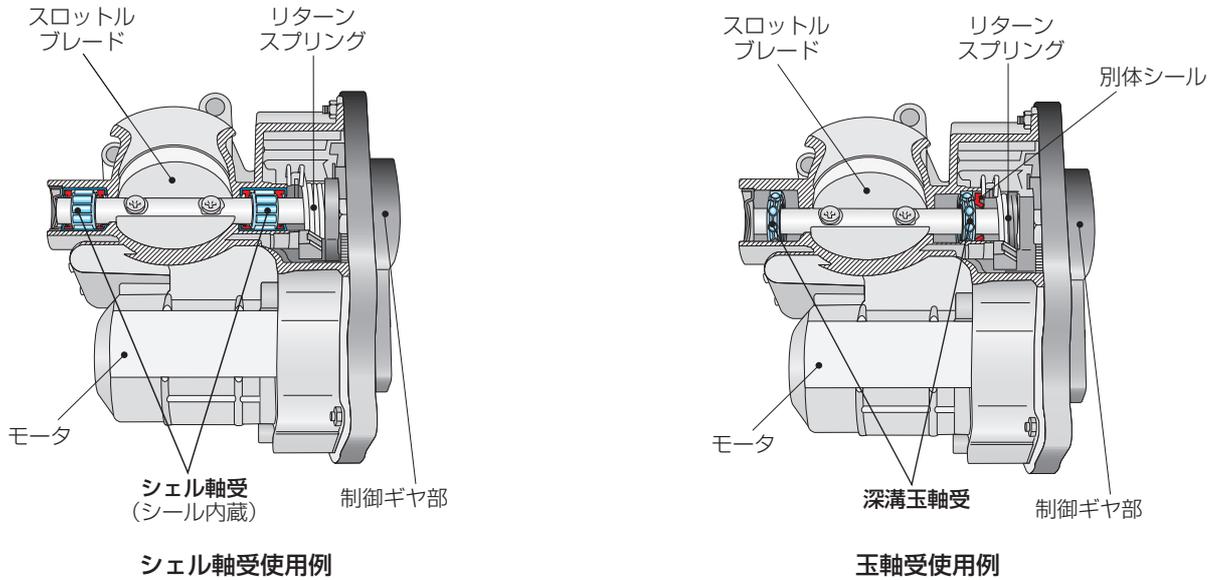


図1 電子制御スロットルバルブ構造図
Structure of electronic throttle bodies

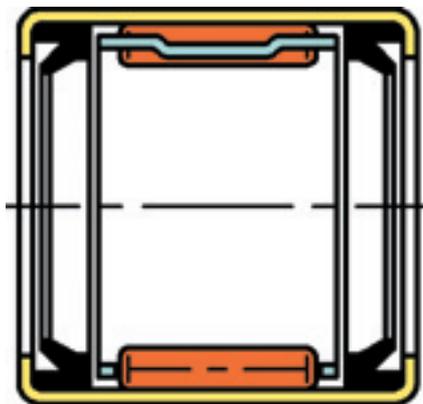


図2 スロットルバルブ用シェル軸受
Structure of drawn cup needle roller bearings
for throttle bodies

表1 スロットルバルブ用シェル軸受の仕様
Specification of drawn cup needle roller bearings
for throttle bodies

仕様	寸法	内接円径φ10×外径φ14×幅14 mm
	外輪	クロムモリブデン鋼
	保持器	V型溶接保持器
	ころ	クラウニング
	シール	フッ素系ゴム 芯金なし
	定格荷重	動定格荷重 C_r 4500N 静定格荷重 C_{or} 5100N
	その他	高性能グリース封入
開発目標値	フリクション	1.1N-cm 以下
	エア漏れ量	0.8cm ³ /min. 以下

3. フリクション性能

スロットルブレードの支持軸受のフリクション性能は、モータの小型化や応答速度向上のための重要なファクターである。

フリクションは、基準リングに圧入されたシェル軸受に、所定の径寸法のシャフトを装着したトルクゲージを挿入し、90° 回転させた時の値としている。本軸受のフリクション値は0.8N-cm程度であり、開発目標値の1.1N-cm以下に対して十分低いことがわかる。(表2)

表2 フリクション測定結果
Test result of friction

開発目標値	1.1 N-cm以下
測定n数	30個
平均値	0.78 N-cm
最大値	0.85 N-cm
最小値	0.70 N-cm
標準偏差	0.054 N-cm

4. エア漏れ防止性能

スロットルバルブは、エンジンへのエア流入量を制御する装置であるから、スロットルブレードの支持部からのエア漏れ量も厳しく管理される。

シェル軸受のエア漏れ量の測定方法と測定結果を以下に示す。

まずエア漏れ量の測定前に、シェル軸受を所定の寸法のリングに圧入し、その軸受に所定の径寸法のシャフトを挿入した状態で、十分な剛性を持った測定ヘッドに取り付けを行う。もう一方の測定ヘッドには蓋をして密封状態とし、これを基準マスターとする。これらのヘッドをエア漏れ量測定器に接続し、ヘッド内部を負圧にしてエア漏れ量を測定する。写真1にエア漏れ量測定器を、図3に測定ヘッドの図を示す。

エア漏れ量は、0.8MPaの負圧下にて0.01cm³/min.以下の実力があり、開発目標値の0.8cm³/min.以下に対して十分小さいことがわかる。(表3)

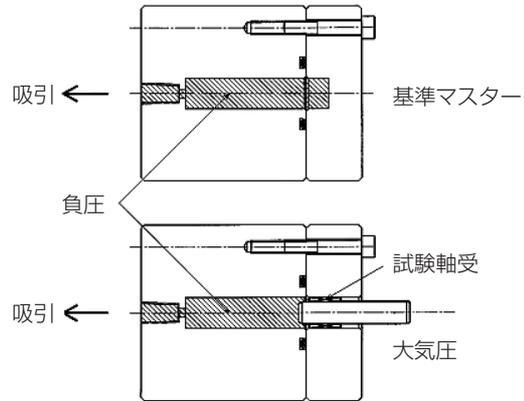


図3 測定ヘッド図
Measurement part

表3 エア漏れ量防止性能測定結果
Test result of air leakage

軸受 No.	挿入軸径 (mm)	エア漏れ量 開発目標値 0.8 cm ³ /min.以下
No.1	φ9.975	0.01 cm ³ /min.以下
No.2		0.01 cm ³ /min.以下
No.3		0.01 cm ³ /min.以下
No.4		0.01 cm ³ /min.以下



写真1 エア漏れ量測定器
Air leakage tester

5. あとがき

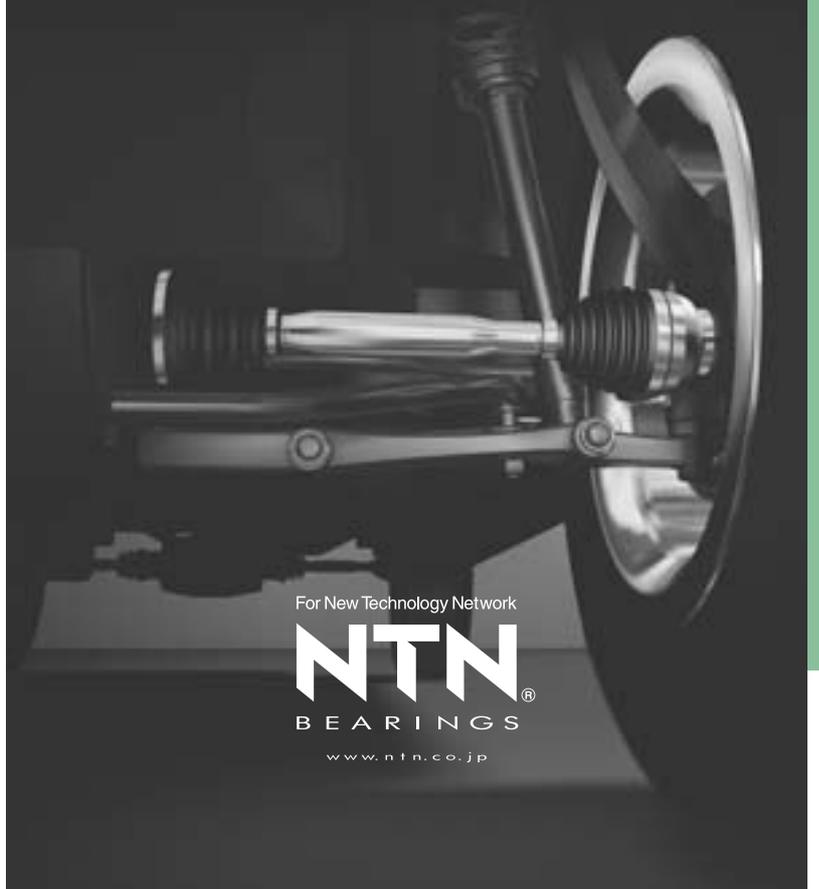
本稿では、コンパクトで低コストなシェル軸受に、低フリクションとエア漏れ防止性能を合わせもったシールを内蔵したスロットルバルブ用シェル軸受を紹介した。この軸受を用いることにより、スロットルバルブの小型化と応答速度向上が図れる。この製品はエンジンの空燃比制御性向上に寄与することで、更なる低燃費化とローエミッション化を推し進め、地球の環境保全の一助になると考えている。

執筆者近影



赤松 英樹
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

Compact & Smooth



For New Technology Network

NTN[®]
BEARINGS

www.ntn.co.jp

[製品紹介]

小型・低振動等速ジョイント (EPTJ) Compact and Shudderless Constant Velocity Joint (EPTJ)



杉山 達朗* Tatsuro SUGIYAMA
浅野 祐一* Yuuichi ASANO

自動車のNVH(騒音, 振動, 乗り心地)に影響するしゅう動式等速ジョイントにおいて, NTNの超低振動ジョイント「PTJ」の優れた振動特性を維持し, さらに小型・軽量化した「EPTJ」を開発した。

NTN Corporation has successfully developed a new, high efficiency Pillow Journal Tripod Joint (EPTJ). This type of joint drastically improves the NVH (Noise, Vibration, Harshness) characteristic in vehicles. The high efficiency E-series PTJ, what we call EPTJ, is also lighter and more compact than a conventional PTJ. The EPTJ maintains the excellent vibration characteristics of the ultra-low vibration plunging tripod joint PTJ that NTN brought into the market in 2002. Moreover, it is smaller (4% reduction in outer diameter) and lighter (weight reduced by 8%) than the PTJ.

1. まえがき

自動車用駆動軸として使用される等速ジョイント(CVJ)には, タイヤ側に作動角が大きくとれる固定式CVJ, エンジン側に軸方向にスライド可能なしゅう動式CVJが使用されている。

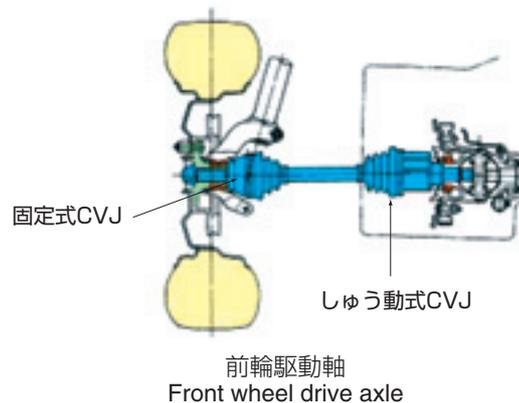
自動車の発進加速時に起こる車体の横揺れやA/T車のアイドリングで生じる振動は, しゅう動式等速ジョイントの誘起スラストやスライド抵抗といった振動特性が影響する。

NTNでは, これらの現象を解消するため, 2002年に振動特性値を従来型低振動ジョイントに比べ50%以上低減させた画期的な等速ジョイント「PTJ」を市場投入し, 生産量も拡大している。

「PTJ」は, ジョイントが角度をとって作動しても内部のローラカセットは外輪のローラ溝上を一定の姿勢を保ち滑らかに転がるため, 作動角に依存せず摩擦抵抗を抑え, 振動特性値を低く安定して維持することができる。そのため, 回転時に発生する誘起スラストを従来型トリポッドジョイントに対し70%以上(作

動角6°以上)引き下げることを実現し, 自動車の発進加速時の横揺れを大幅に改善させることができた。また, スライド抵抗の大幅な低減を実現し, A/T車のアイドリング振動特性も大幅に改善することができた。

新たに開発した「EPTJ」は, 「PTJ」と同一機構をとりながら, FEMや機構解析等のCAEを駆使し, また品質工学(ロバスト設計)活用により部品の内部設計や熱処理の最適化を行ない, 「PTJ」と同等の振動特性を維持したまま小型・軽量化を実現した。



*自動車商品本部 等速ジョイント技術部

2. EPTJの構造

新たに開発したEPTJの構造を図1に示す。

EPTJは、PTJと同一内部構造を持ち、内部部品の接触状態とローラカセットの姿勢安定化により摩擦力の低減を図ったものである。

内部構造は、PTJと同様に [ローラカセット (インナーリング・アウターリング・スナッピング・針状ころ) + トラニオン + 外輪] の構成でCVJアセンブリの組立性向上を図っている。

また、EPTJの外輪は、PTJの外径に対し約4%の小型化 (当社比: 1サイズコンパクト) を達成し (図2), 重量では外輪と内部部品の小型化によりPTJに対し約8%の軽量化を達成している。

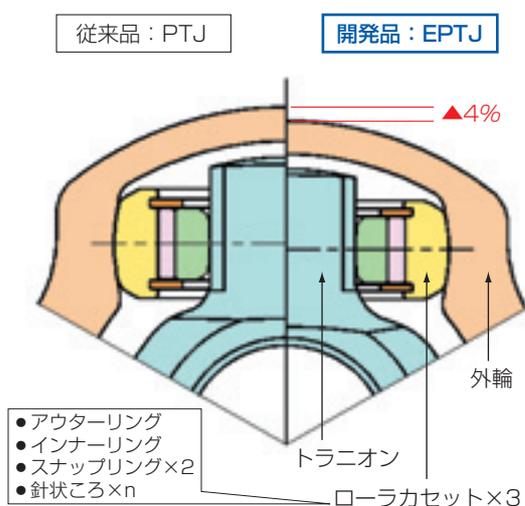


図1 PTJとEPTJの構造
Construction of PTJ and EPTJ

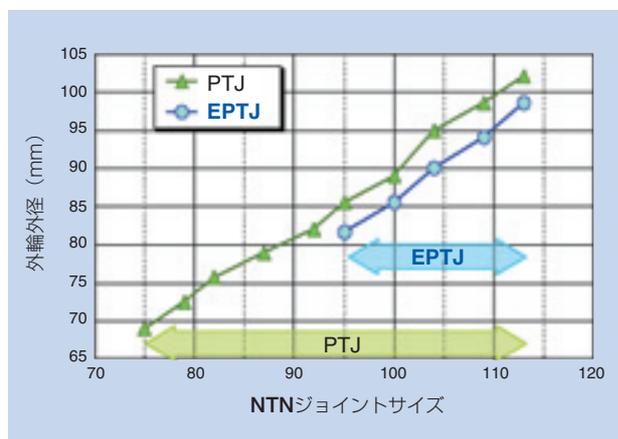


図2 PTJとEPTJとの外輪外径比較
Outer-diameter comparison between PTJ and EPTJ

3. EPTJの機能

CVJを小型軽量化すると振動性能や強度・寿命に影響が現れるが、それらを改善し、現行品と遜色のない機能を達成している。

3.1 誘起スラスト低減

(加速時の車体の横揺れ対策)

CVJの誘起スラスト (外輪と軸が角度をとって回転するときのジョイント部品間の内部摩擦により誘起される軸力) は実車加速時の車体横揺れと相関があり、それを低減することにより車体横揺れを抑えることができる。

EPTJは、PTJと同様にトラニオンのジャーナルを楕円筒 (荷重点: 長径側) とし、そこに接するインナーリング内径面を凸Rとすることでその接触形態により、作動中ローラカセットを傾けるモーメントが小さくなり、外輪とローラカセットの姿勢が安定し、その結果図3に示す通りEPTJは作動角に影響されことなく常に低い誘起スラストとなる。この図においてEPTJの値は、ほぼPTJの値に相当する。

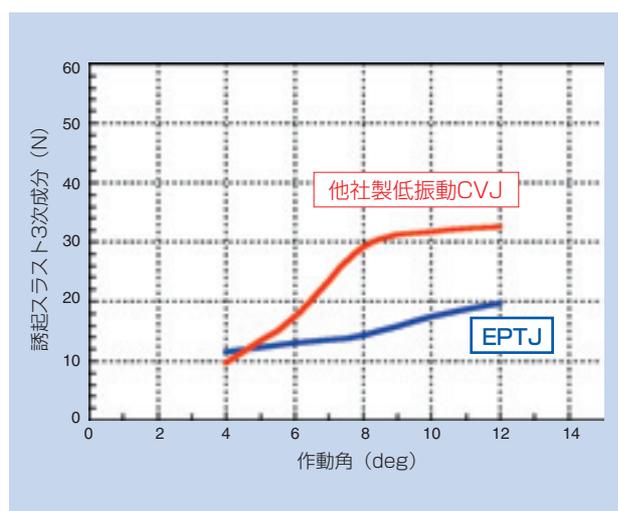


図3 誘起スラスト
Measurement of insulation resistance

3.2 静的加振スライド抵抗低減

(A/T車Dレンジアイドルリング振動対策)

CVJのスライド抵抗（外輪を軸方向に加振スライドさせたときに生じる抵抗力）はA/T車のDレンジアイドルリング振動と相関があり、それを低減することによりアイドルリング振動を抑えることができる。

EPTJは、PTJと同様にローラカセットの内径とトラニオンジャーナル部で首振り作動を可能としてある。即ち、ローラカセットが外輪軸方向にのみ転がり、外輪軸方向の加振力を針状ころの転がりのみで受けることを可能としており、図4に示す通り、EPTJは作動角に影響されることなく低いスライド抵抗となる。この図においてEPTJの値は、ほぼPTJの値に相当する。

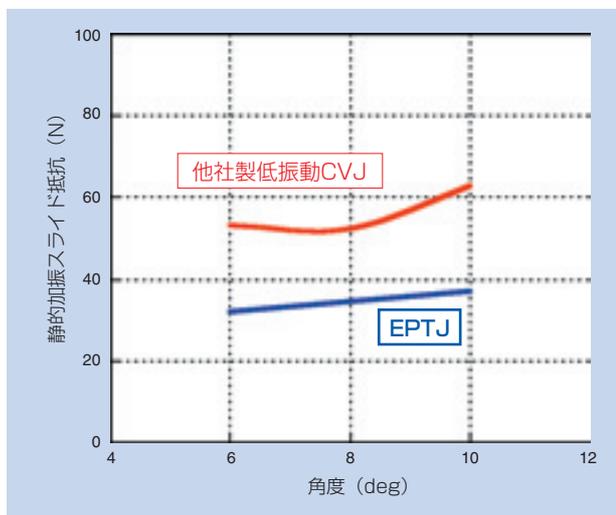


図4 静的加振スライド抵抗

Static plunging resistance vs operating angle under torque and stimulated vibration condition

3.3 強度

EPTJの内部部品の強度は、静振り強度、振り疲労強度とも、外輪ステムまたはシャフト強度以上であり、十分実用に耐え得る強度を有している。

3.4 耐久性

EPTJの耐久性は、高負荷揺動耐久、低負荷揺動耐久とも、長年の優れた実績を有するDOJと比べて同等以上の耐久性を有している。また、他社製と比較しても同等以上の耐久性を有している。

4. FEM応力解析と機構解析

EPTJの強度・耐久・NVH特性をバランスよく向上させるため、図5に示す例のように主要部品の外輪、トラニオン、ローラの最適形状を決定するためにFEM応力解析を駆使し、実物評価結果との相関をとりながら応力レベルを下げる工夫をしている。

また、図6に示す例のように動的解析として機構解析を駆使し、EPTJの作動により発生する内部力や部品の動きを把握し、内部寸法の最適化をおこなっている。

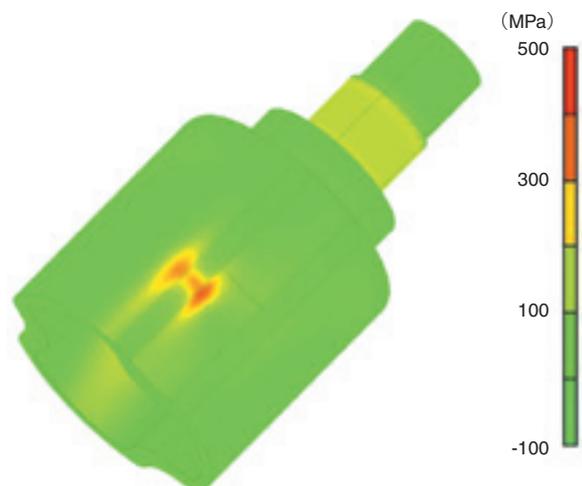


図5 EPTJ外輪FEM応力解析例
FEM stress analysis for outer-race

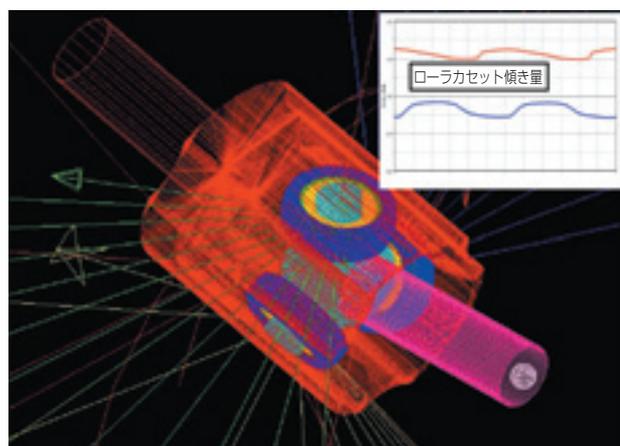


図6 EPTJ機構解析例
Dynamic mechanism analysis

5. 品質工学の適用

EPTJは、PTJを小型化した設計のため、各 부품の剛性低下や接触面圧増加による機能特性への影響があり、中でもNVH特性への影響が大きく特に高負荷トルクでの誘起スラストの悪化が目立った。そこでロバスト設計となるよう、品質工学を適用した。

品質工学では、低振動等速ジョイントの機能を明確にすることから始め、その機能に影響を及ぼす制御可能な因子と使用条件、製造バラツキを全てリストアップし、L18直交表を使った実験を行なった。そこで得られた効果の高い因子を選択し、EPTJの設計に取り入れた。

図7に示すように、品質工学適用後のEPTJ誘起スラストは、適用前に比べ約50%の低減を図ることができた。

6. まとめ

- (1) 誘起スラストの大きさは、ジョイント作動角の影響を受けず、PTJ並の低振動を実現
- (2) 静的加振スライド抵抗の大きさは、ジョイント作動角の影響を受けず、PTJ並の低振動を実現
- (3) 外輪外径は、PTJに対し約4%小型化（当社比1サイズコンパクト）
- (4) 重量は、PTJに対し約8%軽量化
- (5) 最大作動角は、PTJと同じ26°を実現

EPTJは、従来品よりも小型・軽量化し、作動角の影響をほとんど受けない低振動CVJである。車両レイアウト設計上、スペース効率と常用角が大きくなる場合のアイドリング時、及び発進時・加速時に高トルクが作用する車両に対して、十分その性能を発揮するものと期待される。

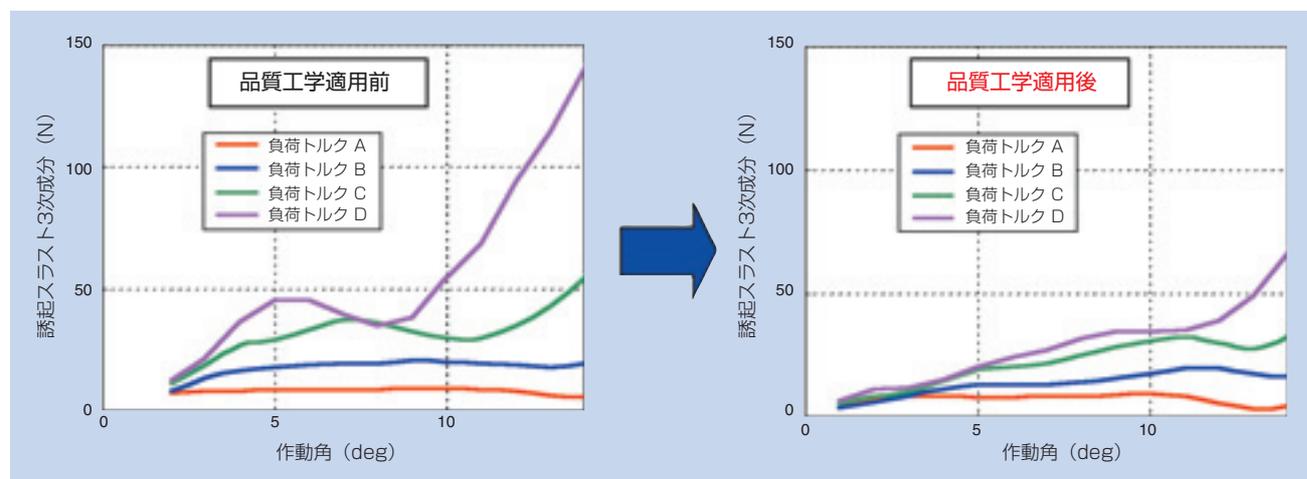


図7 誘起スラスト低減品質工学適用例
Quality engineering for induced cyclic load reduction

執筆者近影



杉山 達朗

自動車商品本部
等速ジョイント技術部



浅野 祐一

自動車商品本部
等速ジョイント技術部

ステアリング用等速ジョイント (CSJ) Constant Velocity Steering Joint (CSJ)

山崎 健太* Kenta YAMAZAKI



自動車のステアリング設計レイアウトの自由度を大幅に向上する、最大作動角48°まで使用可能な、軽量・コンパクトでガタのないステアリング専用等速ボールジョイントを開発した。

In a cars steering system, Close or Cardan joints typically were used. However, because of the nature of non-constant velocity joints, we are required to use two joints with special geometrical construction to obtain constant velocity performance. To improve this situation, a new constant velocity steering joint (CSJ) has been developed.

This paper reports the summary of the concept, design and characteristics of the new joint. Adding the original idea to the reliable know-how of constant velocity universal joint, a smooth and non-backlash feeling has been achieved.

1. まえがき

自動車のステアリング装置に使用されるジョイントとして、従来クロスジョイント（カルダンジョイントとも呼ばれる）（[図8](#)参照）が使われている。このジョイントは等速ジョイントではないため、1ジョイントで大きな角度をとると回転角速度変動とそれに伴うトルク変動が発生し、ステアリングフィーリングを悪化させる。これを回避するために、2個のジョイントを設定角度が等しくなるように組み合わせ、さらに、互いの回転角速度変動を打ち消し合う回転方向位相に配置することで等速性を確保している。

近年、車両の小型・軽量化と室内スペースを両立するため、益々エンジンルーム内のスペースが少なくなり、等速性の確保を目的とするステアリングレイアウト（2ジョイントの角度合わせ）が採りづらくなってきている。

NTNでは、ドライブシャフトで実績のある等速ジョイントのノウハウと独自構造により、全作動角領域

において等速で滑らかな作動を実現する、世界初のステアリング専用ボールタイプ等速ジョイント『CSJ』を開発した。本稿では、『CSJ』の特長と基本的な機能試験結果を紹介する。

2. 従来の技術

ステアリング用ジョイントには、回転方向ガタが無く滑らかに作動し、作動角が大きくかつコンパクトであることが要求される。現在、ステアリング用等速ジョイントとしては、クロスジョイントを2個組合せ、センタリング機構を持つことで1ジョイントで等速性を発揮するダブルカルダンジョイント(D-CJ)（[図9](#)参照）が量産されているが、大きさや重さ、さらに振り剛性が低いなどの課題があった。また、D-CJには2つのタイプ（疑似等速タイプと完全等速タイプ）があり、設定角度以外では等速性が損なわれたり、首振り角度の範囲が狭いなどの欠点を持っていた（[表1](#)参照）。

*自動車商品本部 等速ジョイント技術部

3. CSJの構造

CSJの基本構造は、ドライブシャフト用として多用されているBJ（トラックオフセットタイプの固定式等速ジョイント）と同様である。但し、通常のBJは、アウトレース及びインナレースに形成されたボール溝とボールとの間には僅かなすきまが存在し回転方向ガタが発生するため、ガタを嫌うステアリング用としては不適當である。また、ガタ詰を目的としてボール溝とボール間の隙間を締代設定とすると、組付けられない問題がある。

これらの背反する問題点を解決する手段として、ジョイント内部にプランジャとスフェリカルプレートを追加した（図1参照）。シャフト先端にばねとボールをセットにしたプランジャを設け、ボールがばね力によりケーシングに嵌められたスフェリカルプレートを押圧する構造としたことで、図2に示すように、内輪のみが図の右方向に移動し、ボールが外輪に接触するまで

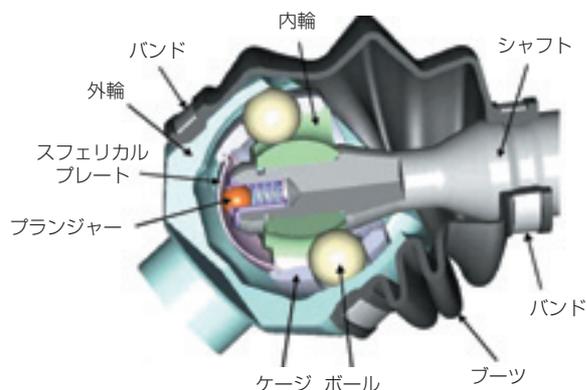


図1 構造図
Structure

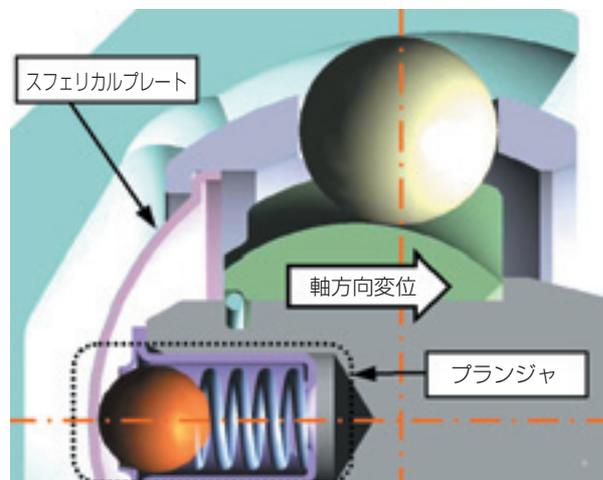


図2 ガタ詰め機構説明図
Structure to reduce rotational play

持ち上げられ、ボール溝すきまが詰められる機構とした。この構造では、長期にわたる使用により各部件の接触部に僅かな摩耗が発生しても、ばね作用により自動的にすきま詰めされるため、ガタのない状態を維持することができる。

さらに、各部件の形状及び各部すきまの最適化を図り、それに合わせてばね力を適正化することにより、全角度領域での回転方向ガタ詰めと円滑な回転作動の両立を図った。

4. 各種性能特性

4.1 回転方向ガタ

D-CJとの比較結果を図3に示す。

CSJは、ガタがなく、現行のステアリング用ダブルカルダンジョイント(D-CJ)と比較して、高い振り剛性を示す。

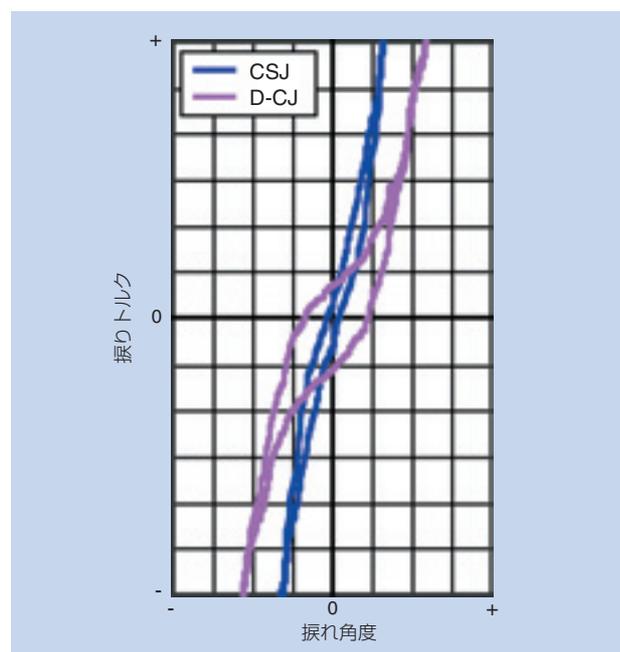


図3 回転方向ガタ (ジョイント角度30°)
Rotational back lash

4.2 回転トルク

D-CJとの比較結果を図4に示す。

CSJの回転トルクは僅かにD-CJより大きいが許容範囲内でありトルク変動がないため、ステアリング用ジョイントに適した特性を持つ。

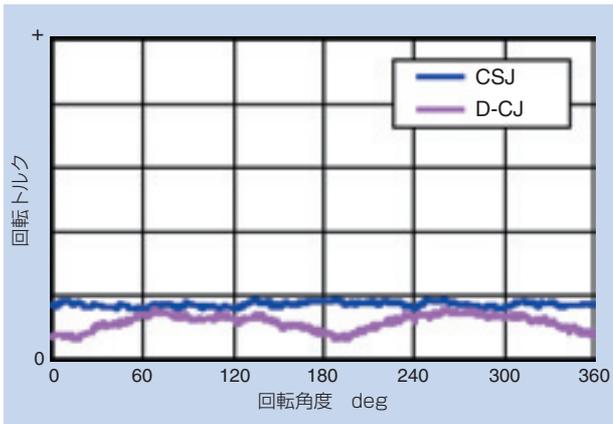


図4 回転トルク (無負荷時)(ジョイント角度30°)
Rotating torque

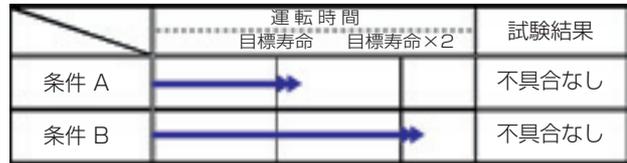


図5 耐久試験結果
Endurance test results

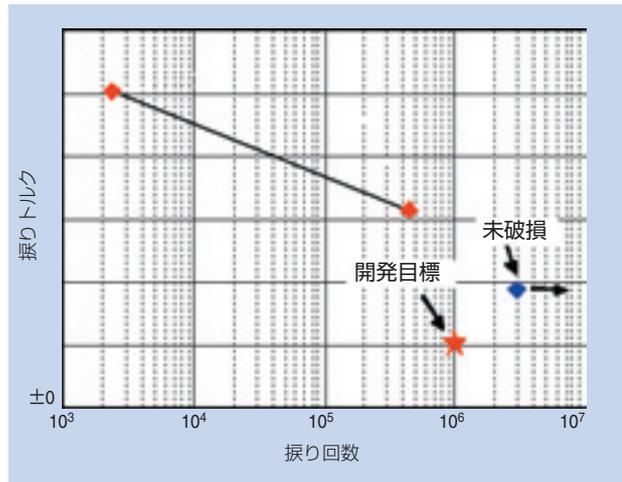


図6 両振り振り疲労試験結果 (ジョイント角度48°)
Torsional fatigue strength

5. 耐久性及び強度

図5に耐久試験結果, 図6, 図7に強度試験結果を示す。

耐久・強度とも目標レベルを十分満足しており, 実用に供し得ると判断する。

6. 各種ステアリング用等速ジョイントとの比較結果

CSJは, 他社製ダブルカルダンジョイントと比較して軽量・コンパクトであり, かつ許容作動角度も大きいため, ステアリングシステムのレイアウト自由度を大幅に改善可能である。

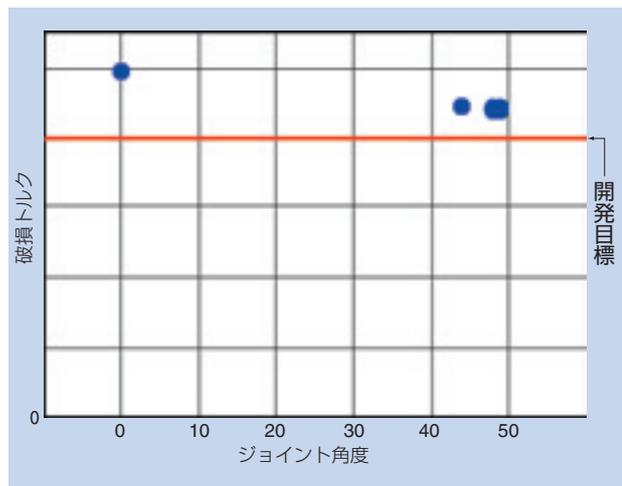


図7 静振り試験結果
Static torsion strength

表1 ステアリング用等速ジョイント比較
Comparison of constant velocity steering joint

	CSJ	A社製 ダブルカルダンジョイント	B社製 ダブルカルダンジョイント
外径	φ64 mm	φ61.5 mm	φ70 mm
重量	441 g	970 g	830 g
占有体積	160 cm ³	327 cm ³	270 cm ³
作動角度	0~48 deg (全域完全等速)	0~47 deg (疑似等速タイプ)*	40~48 deg (完全等速タイプ)

*設定角度を外れると等速性が損なわれる。

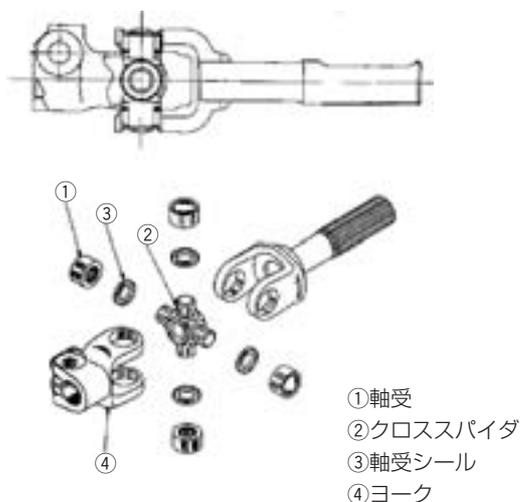


図8 クロスジョイント (カルダンジョイント)¹⁾
Croze joint (Cardan joint)

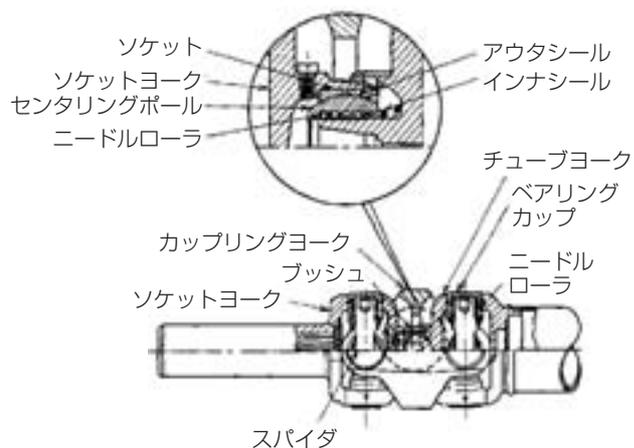


図9 ダブルカルダンジョイント¹⁾
Double cardan joint

7. まとめ

自動車のステアリング専用等速ジョイントとして開発したCSJは、従来のBJに対してジョイント内部に独自の予圧付与機構を追加すると共に内部すきまなどの最適化を図り、最大許容作動角度 48度までの全作動角度範囲において回転方向バックラッシュの抑制と滑らかな回転作動の両立を実現し、さらに十分な耐久性と強度を有した、ステアリングシステムに最適な等速ジョイントとすることができた。

CSJは、ジョイント1個でも等速でスムーズな回転伝達を確保できることから、カルダンジョイント2個使用に必要なジョイント角度合わせと回転方向位相合わせが不要であり、かつ、ダブルカルダンジョイントと比較して軽量・コンパクト化を図ったことで、ステアリング装置の設計レイアウト自由度を大幅に改善することができる。今後、自動車のさらなる高機能化やコンパクト化のニーズにおいて、ステアリングシステムを成立させ得る唯一の等速ジョイントとして期待に応えられるものと確信している。

参考文献

- 1) 社団法人 自動車技術会 自動車技術ハンドブック 設計編 (1991)

執筆者近影



山崎 健太
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

[製品紹介]

プロペラシャフト用Eシリーズ等速ジョイント

Summary of E Series, Constant Velocity Joint for Propeller Shaft



小林 智茂* Tomoshige KOBAYASHI
藤尾 輝明* Teruaki FUJIO

自動車の性能向上に寄与する高効率、低振動を実現した画期的な等速ジョイント“Eシリーズ”の設計思想を基に、プロペラシャフト用Eシリーズ等速ジョイントを完成させた。各形式の等速ジョイントの特徴を紹介する。

In order to meet greater social requirements for environmental preservation, automotive manufacturers are trying to develop automobiles with better fuel efficiency and comfort. NTN developed E series CVJs for propeller shaft based on the design of mass-produced E series high efficiency constant velocity joints for drive shafts.

This paper summarizes the E series CVJs for propeller shaft products.

1. はじめに

「高効率」、「低振動」などの自動車性能面の要求、「環境」などの社会からの要求に応じるために、ドライブシャフト用高効率等速ジョイント「Eシリーズ」を量産しているが、駆動系が複雑化する4WD車のプロペラシャフト用等速ジョイントにおいても、同様の要求が高まり、プロペラシャフト用等速ジョイント「Eシリーズ」の開発を行った。以下に各形式の等速ジョイントの特徴を紹介する。

2. プロペラシャフト用「Eシリーズ」の概要

基本的な構造はドライブシャフト用「Eシリーズ」を継承し、プロペラシャフト用等速ジョイントとして量産している従来タイプのBJ・DOJ・TJと比較して「高効率」、「軽量」、「コンパクト」であり、負荷容量・耐久性を維持したHEBJ・HEDJ・HETJ (High Speed シリーズ)を開発した。表1にプロペラシャフト用Eシリーズの特徴を示す。

また、等速ジョイントに適用するグリースについては、脱鉛グリース（プロペラシャフト専用）を採用し、表面処理が必要な部品には、六価クロムフリー材を使用し環境に配慮している。



写真1 プロペラシャフトの例 (2ジョイントタイプ)
Example of Propeller shaft.(2 joints design)

表1 プロペラシャフト用Eシリーズの特徴
Characteristics of E series

新シリーズ	最大許容角	外径	重量	トルク損失率	発熱	比較対象
HEBJ	+	+++	+++	++	++	BJ
HEDJ	+	++	++	++	++	DOJ
HETJ	+	++	+++	+	++	TJ

++++…優れる +++…やや優れる +…同等

*自動車商品本部 等速ジョイント技術部

3. 各プロペラシャフト用CVJ 「Eシリーズ」の特徴と今後の展開

3.1 HEBJ

3.1.1 特徴

BJタイプのプロペラシャフト用等速ジョイントは、角度が大きくCJ（クロスジョイント）では使用できない場合などに、摺動式タイプの等速ジョイントと組み合わせて用いられる。

プロペラシャフト用HEBJは、ドライブシャフト用EBJと同様に、従来のBJに対して温度上昇・伝達効率を大きく改善した。

図1にジョイント構成図を示す。図2にプロペラシャフト用BJとのプロポーショナル比較を、表2に外径比較を示す。

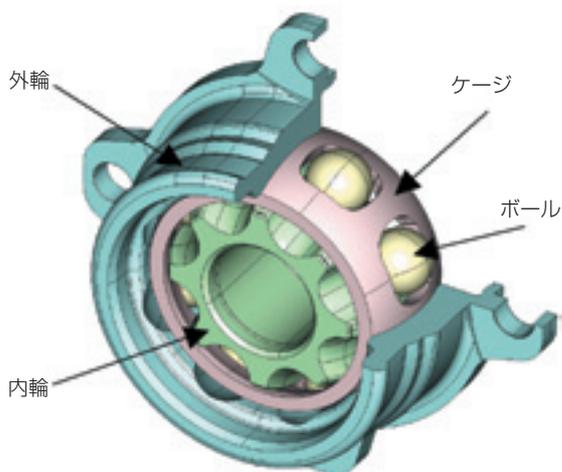


図1 HEBJの構成図
Composition of HEBJ

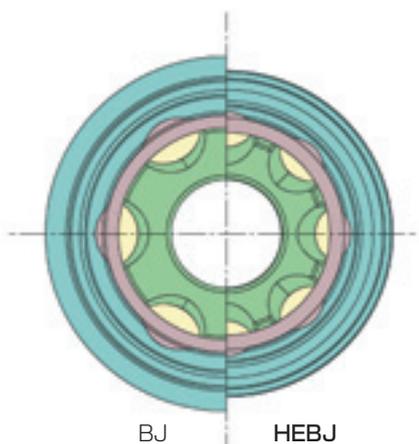


図2 BJとHEBJのプロポーショナル比較
Comparison of structure between BJ and HEBJ

表2 BJとHEBJとの外輪外径比較
Comparison of outer-diameter between HEBJ and BJ

単位：mm

NTNジョイントサイズ	BJ	HEBJ
87	79.9	72.6
100	91.0	83.7

外径比は、プロペラシャフト用等速ジョイントのフランジタイプを比較した。

また、フランジタイプやディスクタイプなどユーザ要求に合わせて、設定可能にした。（図3、図4を参照）

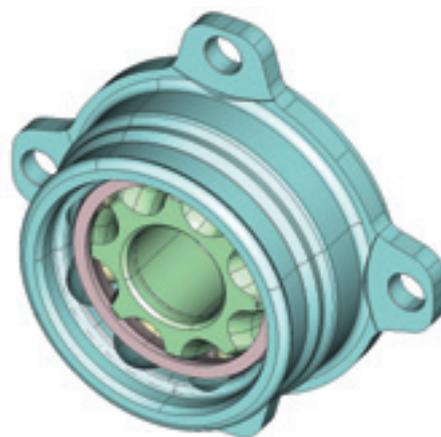


図3 フランジタイプHEBJ
HEBJ flange type design

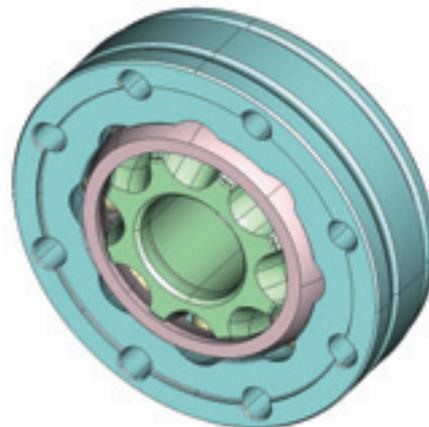


図4 ディスクタイプHEBJ
HEBJ disc type design

3.1.2 今後の展開

HEBJをプロペラシャフト用固定式等速ジョイントの標準仕様とし、従来のBJタイプ及びCJ（クロスジョイント）の置き換えとして展開していく。

3.2 HEDJ

3.2.1 特徴

DOJタイプのプロペラシャフト用等速ジョイントでは、軸方向のスライドを大きく取ることが可能で、かつ軸方向の微振動を吸収することができる特徴を有する。

プロペラシャフト用HEDJもドライブシャフト用EDJと同様に、従来のDOJに対して温度上昇を改善した。また、振動を引き起こす原因となる誘起スラストも改善されている。EDJ化によりDOJに対して約4%コンパクト化するとともに、プロペラシャフト用等速ジョイントとして、ユーザSPECに対して適正サイズを展開するために、#71・#82・#92・#95サイズを設定した。また、ユーザ要求の多い圧接タイプとフランジタイプを標準形状として設定した。

図5にジョイント構成図（圧接タイプ）を、表3にDOJとの外径比較を示す。

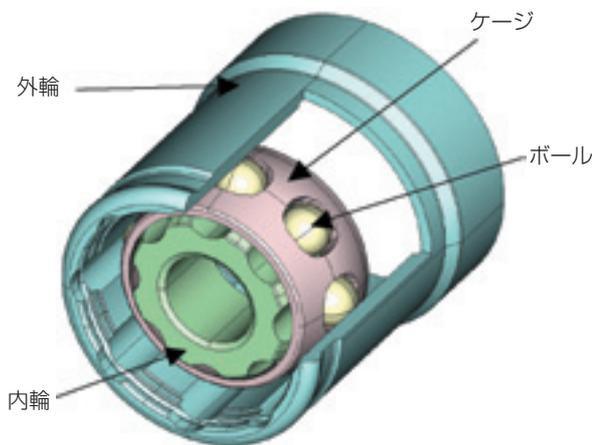


図5 HEDJの構成図
Composition of HEDJ

表3 DOJとHEDJとの外輪外径比較
Comparison of outer-diameter between HEDJ and DOJ

単位：mm

NTNジョイントサイズ	DOJ	HEDJ
71	—	63
75	73	—
82	—	73
87	79	—
92	—	79
95	—	83

3.3 HETJ

3.3.1 特徴

TJタイプのプロペラシャフト用等速ジョイントでは、スライド量が大きく取れ、スライド全域でのスライド抵抗が少なく、発熱量が小さいという特徴を有する。

プロペラシャフト用HETJもドライブシャフト用ETJと同様に、FEM解析等で得たデータをもとに内部設計を見直し、外径をコンパクト化しながら、従来のTJに対して、同等の強度、耐久、NVH特性を有している。

標準形状として圧接タイプを設定した。

図6にジョイントの構成図を、図7にプロペラシャフト用TJとHETJのプロポーシヨン比較、表4に外径比較を示す。

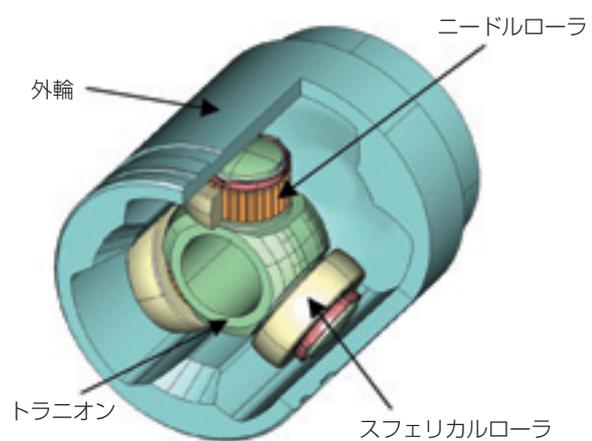


図6 HETJの構成図
Composition of HETJ

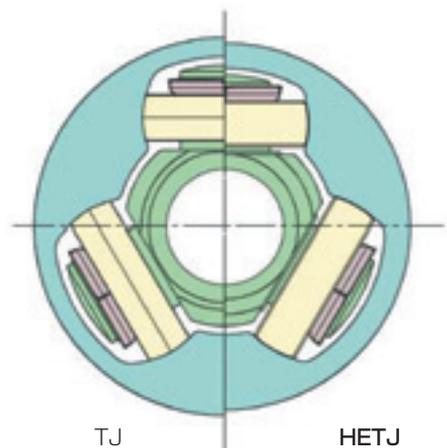


図7 TJとHETJのプロポーシヨン比較
Comparison of structure between TJ and HETJ

表4 TJとHETJとの外輪外径比較
Comparison of outer-diameter between HETJ with TJ

単位：mm

NTNジョイントサイズ	TJ	HETJ
75	68	66
79	73	68

3.4 摺動式タイプの今後の展開

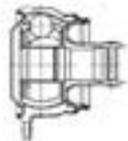
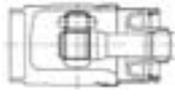
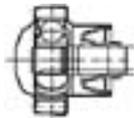
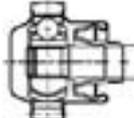
摺動式タイプのHEDJ, HETJは、他の摺動式ジョイントHLJ・LJタイプと共に、要求されるスライド量・外径サイズ・CVJ特性(表5参照)・使用条件に応じて使い分けを行う。

4. おわりに

ドライブシャフト用Eシリーズの開発で養った技術を、プロペラシャフト用等速ジョイントに適用し、軽量・コンパクトで高効率なプロペラシャフト用Eシリーズを完成させることができた。

今後も需要が拡大すると思われるプロペラシャフト用等速ジョイントに対して、弛まぬ研鑽に努め、ニーズに合った等速ジョイントを供給していきたい。

表5 各種プロペラ用CVJの特性比較
Comparison of characteristics between propeller shaft CVJ

		固定式タイプ	摺動式タイプ			
		HEBJ	HEDJ	HETJ	HLJ	LJ
						
摺動量		—	◎	◎	○	△
許容角		◎	◎	△	○	◎
高速運転		○	○	△	◎	◎
発熱量		○	○	◎	△	△
NVH特性	スライド抵抗	—	○	◎	△	△
	誘起力	8次	8次	3次	6次・3次	6次・3次
ガタ	径方向	—	○	△	◎	◎
	回転方向	○	○	△	◎	◎

◎：優れる ○：やや優れる △：普通

執筆者近影



小林 智茂
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

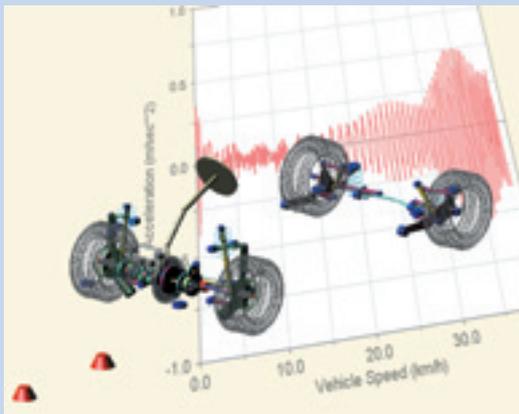


藤尾 輝明
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

フルビークル機構解析モデルによるNVH解析*

—等速ジョイントが発進時横揺れ振動に与える影響—

NVH Analysis Using Full Vehicle Multi Body Dynamic Model -Influence of Constant Velocity Universal Joints on Shudder Vibration-



葉山 佳彦**
Yoshihiko HAYAMA

野崎 孝志***
Takashi NOZAKI

中小路 雅文***
Masafumi NAKAKOUJI

藤川 智士****
Satoshi FUJIKAWA

福島 小巻****
Komaki FUKUSHIMA

フルビークル機構解析モデルを構築し、車両のNVH解析を行なった。本モデルでは、エンジンから車輪までの駆動系の構成要素がそれぞれ詳細な機構モデルで構築されている。本報では、等速ジョイントに関する発進時横揺れ振動解析を実施し、その影響について調査した。

Vehicle NVH characteristics have been analyzed using a full vehicle simulation model. This model consists of engine, drive train and chassis components that are respectively accurate multi body dynamic models. This paper focuses on a shudder vibration analysis, specifically on the influence of constant velocity universal joints (CVJs) on shudder vibration characteristics.

1. 緒 言

車両開発において、NVH問題は、エンジン形式やシャシ形式などにより、その現象は多種多様であり、また完成車になって初めてわかる現象が少なくない。さらに、現在の車両開発時のNVH課題検討は膨大な工数が掛かる上に、開発期間短縮の要求に対する大きな障害となっている。また、それぞれの車両のNVH現象は、複雑なメカニズムであることが多く、実車実験のみでの原因究明は、非常に困難である。

近年、さまざまな解析技術(構造解析、機構解析)が車両開発において適用され¹⁾、試作や開発工数の削減に貢献している。NVH関連では、アイドリング振動に関する適用事例が報告されている²⁾。また車両開発だけでなく、車両部品の開発においても、解析技術を利用した製品開発を行っている^{3) 4)}。

本報では、機構解析によるフルビークルモデルを構築し、車両の振動解析を行った。対象とするNVH問題は、直進状態での車両発進時に発生する横揺れ振動である。このフルビークルモデルは、エンジンからタイヤまでの駆動系部品、ステアリングおよびサスペンションなど、車両に適用されているほぼすべての要素が、詳細な機構解析モデルとして構築されている。このフルビークルモデルを用い、ドライブシャフトに用いられる等速ジョイントが横揺れ振動に与える影響について考察した。等速ジョイントモデルも、非線形要素を考慮した機構解析モデルとなっており、そのモデルは実際の等速ジョイント内部に作用する力を再現していることを確認している^{3) 4)}。

*2004年5月19日自動車技術会春季学術講演会において発表。

**総合技術研究所 新製品開発部

***自動車商品本部 自動車技術部

****マツダ株式会社 パワートレイン先行開発部

2. 発進時の横揺れ振動

発進時横揺れ振動は、一般にエンジンとしゅう動式等速ジョイントの誘起スラストとの共振によって車体が励起される現象であるといわれている。

図1に実車実験による、発進時の横揺れ振動を測定した結果を示す。図1(a)は車速、図1(b)はドライブシャフトに作用するトルク、および図1(c)は運転席フロア下左右方向加速度である。

図1(c)の破線○部が横揺れ振動が発生している状態であり、車体が左右に揺れながら、加速していることがわかる。実験対象車両における横揺れ振動発生条件は、発進から2.5~3.5秒後、車速28~40 km/h、ドライブシャフトトルク約700 Nmであった。このときのドライブシャフト回転速度は、230~330 rpmである。

図2は、図1(c)をドライブシャフト回転速度で回転次数比分析した結果である。この結果を見ると、横揺

れ振動がドライブシャフト回転3次を主成分とする振動であることがわかる。実験車両のドライブシャフトには、インボード側にトリポード形の等速ジョイント(以下TJ)が、アウトボード側に8個のボールを有する固定式の等速ジョイント(以下EBJ)が搭載されている。したがって、発進時の横揺れ振動は、インボード側の等速ジョイントが影響していると考えられる。

なお、本実験では、横揺れ振動現象を明確に測定するために、量産仕様とは異なるしゅう動式等速ジョイントを用いている。

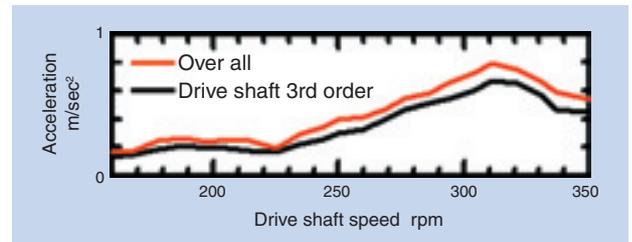


図2 図1(c)のドライブシャフト回転次数比分析結果
Tracking result of fig. 1 (c)

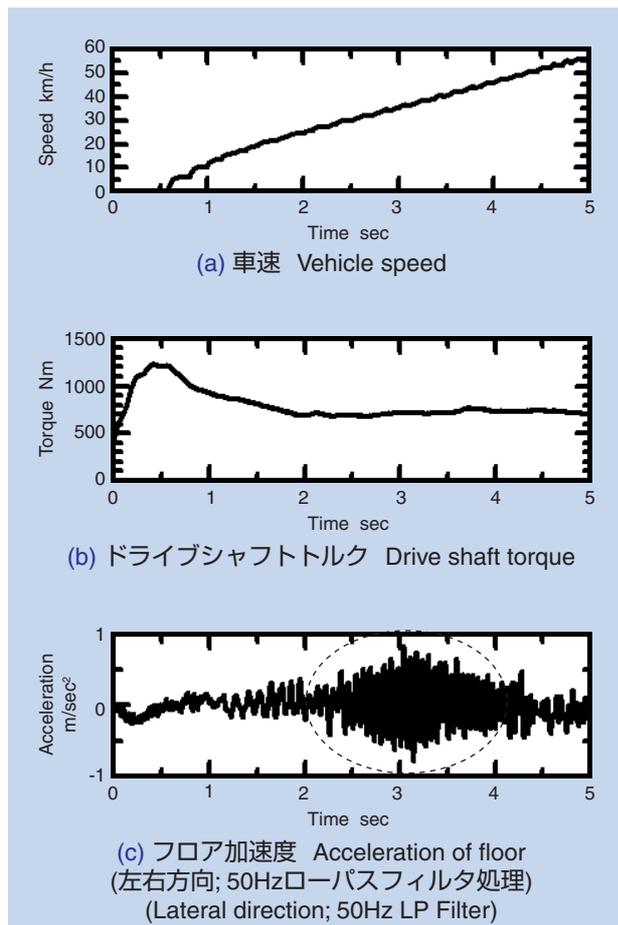


図1 横揺れ振動測定結果
Experimental Results of Shudder Vibration

3. フルビークルモデル

3.1 パワートレインとシャシモデル

この発進時の横揺れ振動を机上で予測するに当たっては、エンジンの振動特性と等速ジョイントの誘起スラスト特性、及びそれらがマウント、サスペンションを介して車体に伝達する現象を同時に解析する必要がある。このため、これらエンジン、駆動系およびサスペンションを含む詳細なフルビークル機構解析モデルを開発すると共に、等速ジョイントの回転によって発生する誘起スラストを表現するために、エンジン出力による駆動トルクを作用させた解析を行った。

図3は本解析に用いたパワートレインとシャシのモデルの概念図である。エンジン部は燃焼圧によるピストンとクランク系の機構運動をモデル化した。トルクを伝達するトランスミッションにおいては、トルクコンバータによるトルク増幅とプラネタリギヤによる減速構造、及びデファレンシャルの作動構造をモデル化した。又、サスペンションはその共振特性が表現できるバネマスとすると共に、マウントに関しては発進時のストップ当りの剛性が表現できるモデルとした。更に、剛性を適切に表現したタイヤモデルを用い、路面との摩擦も考慮した走行状態を表現している。

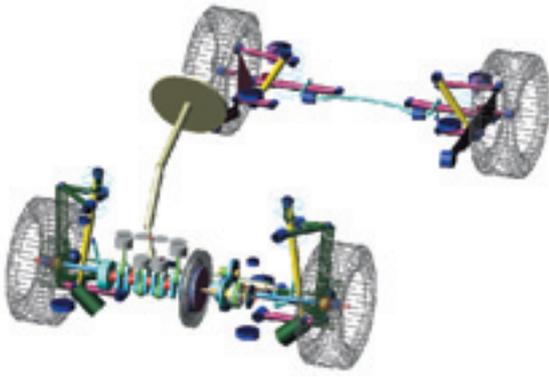
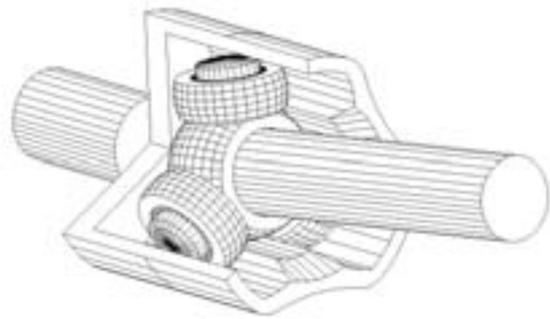
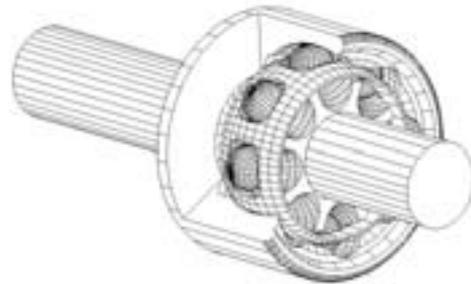


図3 多体動力学駆動系およびシャシモデル
Multi body Powertrain & Chassis model



(a) インボード側CVJ (TJ)
Inboard CVJ (TJ)



(b) アウトボード側CVJ (EBJ)
Outboard CVJ (EBJ)

図4 多体動力学CVJモデル
Multi body CVJ model

本車両モデルは発進時横揺れ振動のみではなく、他の車両NVH性能予測への適用も視野に入れ開発したため、横揺れ振動予測に不要と思われる部位も詳細にモデル化している。

3.2 ドライブシャフトモデル

2章で示したとおり、横揺れ振動に対して、ドライブシャフトの回転3次成分が影響していることがわかった。対象車両には、インボード側にTJが用いられている。回転3次成分を再現するには、等速ジョイントモデルを詳細な機構解析モデルにする必要がある。図4は、本解析モデルに用いた等速ジョイントモデル(TJおよびEBJ)である。インボード側およびアウトボード側どちらの等速ジョイントモデルにも、各構成部品間に、すきま、接触および摩擦を考慮した機構解析モデルとなっている^{3) 4)}。

4. 解析精度検証

図5は、運転席フロア下左右方向加速度の解析結果と実験結果の比較である。解析結果の振幅は、実験結果に比べ低いものの、定性的によく一致している。

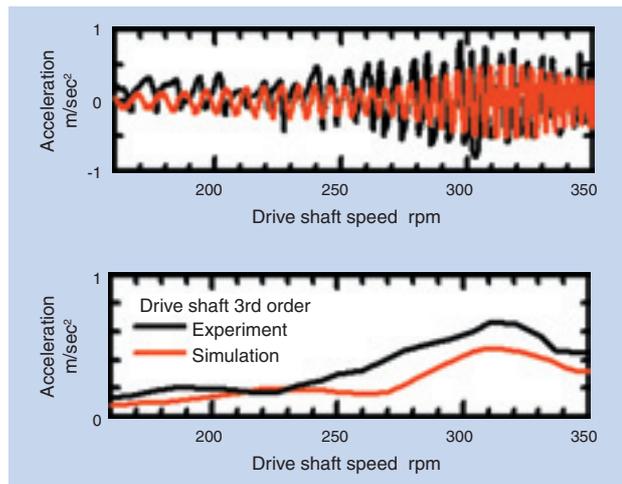


図5 左右方向フロア加速度
Acceleration of floor (Lateral direction)

5. 横揺れ振動現象分析

5.1 エンジンとドライブシャフトの関係

発進時の横揺れ振動は、ドライブシャフト回転3次成分と相関があることがわかった。横揺れ振動が発生するドライブシャフト回転速度は230~330 rpmである。この回転3次成分の周波数は、約11.5~16.5 Hzである。この周波数範囲における車両の振動モードを調査するために、構築したフルビークルモデルの

モーダル解析を行った。図6に、エンジンの左右方向のモードをしめす。エンジンの左右方向に関係する固有振動数は約15Hzであった。図5の振動値が最大の際のドライブシャフト回転速度は、約310rpmであり、ドライブシャフト回転3次の周波数は、約15.5Hzである。したがって、発進時横揺れ振動は、

エンジンの左右方向振動モードと、ドライブシャフトの回転3次成分との共振により発生していると考えられる。

そこで、機構解析モデルのエンジンマウントの剛性を変更し、再度モーダル解析および横揺れ振動解析を行った。図7は、エンジンマウントの剛性を低減した時のエンジンの振動モードである。剛性の変更により、固有振動数および振動モードが変化していることがわかる。図8は、これら2つのモデルの横揺れ振動の比較を示す。このように、エンジンの振動モードが異なる場合には、周波数が変わるだけでなく、横揺れの振幅に変化があることがわかる。

5.2 等速ジョイントの種類の影響

ドライブシャフトの回転3次成分のひとつである誘起スラストの発生は、主としてTJの特性である。TJを回転させると、外輪回転軸方向に回転3次を主成分とする誘起スラストが生じる。この誘起スラストは、回転中の内部部品の接触により作用する摩擦力の合力である⁵⁾。そこで、2種類の摩擦特性を持つしゅう動式等速ジョイントによる横揺れ振動解析を行った。図9は、運転席フロア下左右方向加速度の解析結果である。このように、低摩擦特性を持つ等速ジョイントを適用することによって横揺れ振動は改善することがわかった。

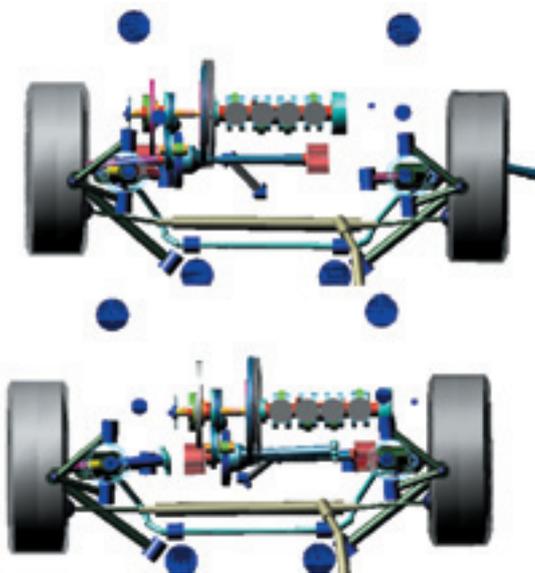


図6 基本フルビークルモデルでのエンジン左右方向剛体モード(14.93Hz)
Lateral engine mode shape (14.93Hz) of original model

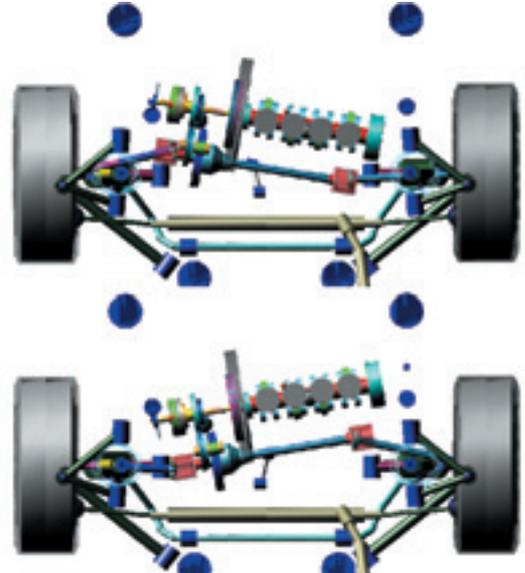


図7 エンジンマウント剛性を低減したフルビークルモデルでのエンジン左右方向剛体モード(12.33Hz)
Lateral engine mode shape (12.33Hz) of modified model

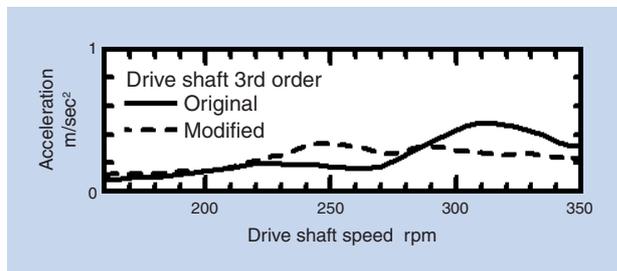


図8 横揺れ振動へ与えるエンジンの左右方向剛体モードの影響
Effect of engine mode on shudder vibration

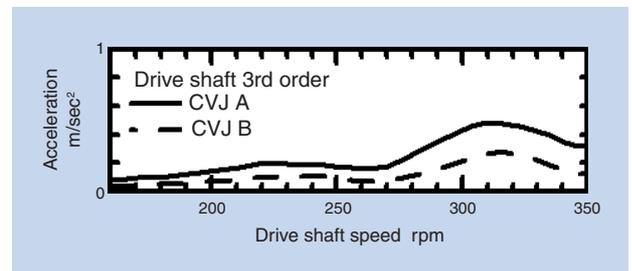


図9 横揺れ振動に与えるCVJの種類の影響 (誘起スラスト CVJ A>CVJ B)
Effect of CVJ on shudder vibration (Induced Thrust CVJ A>CVJ B)

5.3 左右の等速ジョイントの相対的位相の影響

横揺れ振動の実車実験は、直進での発進加速試験であるが、車両を転回させて、走行試験を繰り返すと、測定結果は大きくばらつく。図10は、横揺れ振動の走行パターンと測定毎の横揺れ振動の最大値の測定結果である。等速ジョイント毎に30回ずつ取得した。測定ばらつきが見られる上に、振動特性の異なる等速ジョイントでも、振動の最低値はほぼ同じである。

ドライブシャフトは左右にあり、TJはデファレンシャルギアボックスを介して左右に2個配置される。2個のTJによる誘起スラスト合力は、それらの相対的な位相によって変化する。図11(a)に相対的位相の定義を、図11(b)に2個のTJの相対的位相による誘起スラスト合力を示す。図11(b)のように、TJの相対的位相が一致するときは、誘起スラスト合力は理論上相殺され、一方、相対的位相が60degの時は最大となる。

フルビークルモデルにおいて、左右のTJ相対的位相の影響について解析を行った。図12に示すとおり、解析により相対的位相が45~60degの時に最大値となり100~120degで最小値となることわかる。また図12より、実車実験でもほぼ同じ傾向を観察することができた。このように横揺れ振動レベルのばらつきは、車両の転回によってデファレンシャルギアが差動し、左右のTJの位相が変わることによって生じることがわかった。

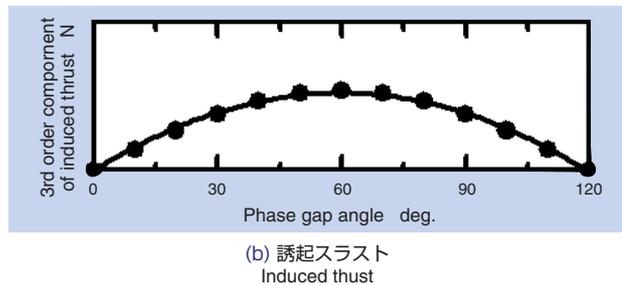
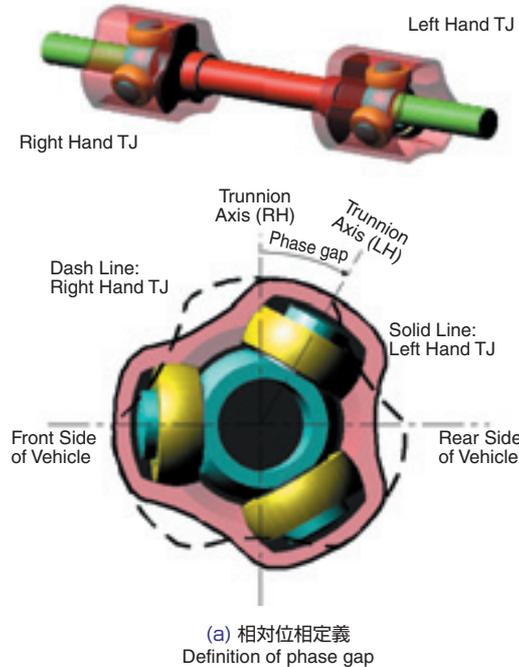


図11 誘起スラストに与えるCVJ相対位相の理論的影響
Theoretical effect of CVJ phase gap on induced thrust

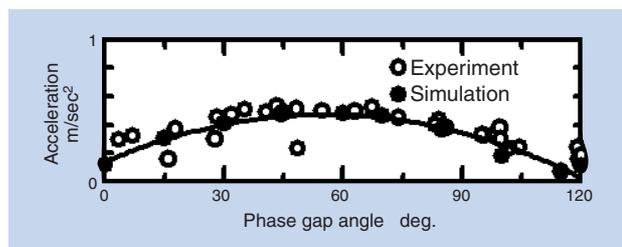
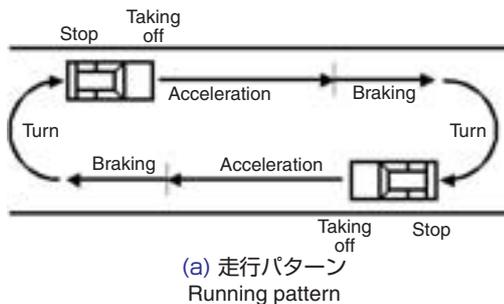
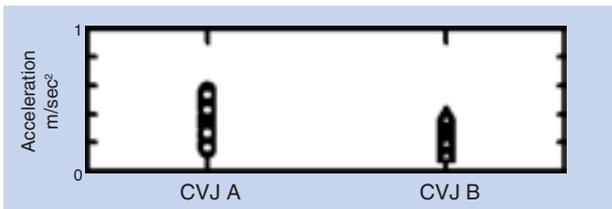


図12 横揺れ振動に与えるCVJの相対位相の影響
Effect of CVJ phase gap on shudder vibration



(b) 計測結果 (各ジョイント30回分)
Experimental data (30 times par each CVJ)

図10 横揺れ実車試験の測定
Measurement summary of shudder test

6. 結 言

- ① 走行可能な機構解析モデル(フルビークルモデル)を構築し、車両NVH解析(発進時横揺れ振動解析)を実現した。
- ② 車両発進時の横揺れ振動のメカニズムをエンジンの振動モードと関連させ明確に考察できた。
- ③ 等速ジョイントの誘起スラストと横揺れ振動の関係を定性的かつ定量的に明確にした。

参考文献

- (1) 栗栖, 藤川, 宮内, 小泉, 廣部, 福島: パワートレインにおける機構解析ソフトADAMSの適用, マツダ技報, No.22, p44-49 (2004)
- (2) 松本, 鈴木, 木谷, 鹿沼: フルビークルモデルを用いたアイドル振動解析, 自動車技術会2003春季学術講演会前刷集, No.39-03, p1-4 (2003)
- (3) 葉山: 非線形要素を考慮した等速ジョイントの動的内部力解析, 計算工学講演会論文集, Vol.8, No.1, p393-396 (2003)
- (4) 葉山: 等速ジョイントの内部力解析, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.4, p157-162 (2003)
- (5) 野崎, 小原: トリポード形等速継手のハウジングに作用する力の実験的把握, 日本機軸学会2003年度年次大会講演会論文集, IV, p155-156 (2003)

執筆者近影



葉山 佳彦
総合技術研究所
新製品開発部



野崎 孝志
自動車商品本部
自動車技術部



中小路 雅文
自動車商品本部
自動車技術部

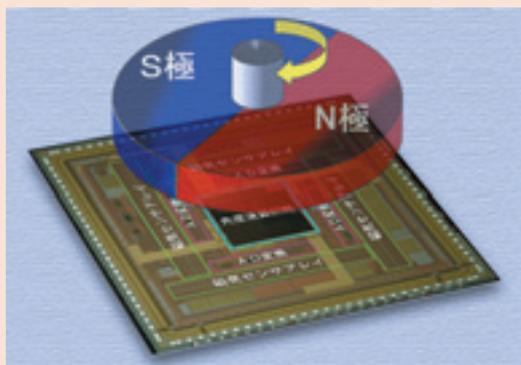


藤川 智士
マツダ株式会社
パワートレイン先行開発部



福島 小巻
マツダ株式会社
パワートレイン先行開発部

高分解能角度センサの開発 Development of a High Precision Angle Sensor



高橋 亨* Toru TAKAHASHI
永野 佳孝* Yoshitaka NAGANO
川人 祥二** Shoji KAWAHITO

半導体チップ表面に矩形状に並べて集積した多数の磁気センサ素子(磁気センサアレイ)によって、対向する磁石の回転角度を非接触で検出する回転センサを開発した。検出した磁界分布から、演算処理により磁石の絶対回転角度を算出する方法で、0.36度の分解能を得ている。この新しい角度センサについて紹介する。

Small and high-resolution encoders capable of absolute angle detection are required for many applications such as automotive, industrial, consumer products, and robots. For automotive applications, these sensors are used not only for the motion control of mechanical parts and motors, but also for sensing the human operating motion such as steering sensors or pedal sensors. However, commonly used rotary encoders using magneto-resistive devices or Hall devices combined with a multi-pole magnet have difficulty in meeting these requirements because they have a large cylindrical structure and need a fine-pitched magnetic scale, and furthermore they can not detect absolute angle. This paper presents a single-chip CMOS magnetic rotary encoder system that operates on a new working principle based on magnetic pattern analysis with a statistical calculation method. The developed chip can detect the absolute angle at a resolution of 10bits per rotation, which leads to a promising solution for compact high-resolution rotary encoders.

1. はじめに

回転角度を検出するロータリーエンコーダは、操作量や移動量の検出、モータの回転制御など多くの分野で使用されている。自動車用途では、車両の操作性・安全性向上のために、ステアリング、アクセルペダル、スロットルバルブ等の角度検出などで利用される。いずれの用途においても、センサの小型化と高分解能化が望まれており、コストに対する要求も高い。

ロータリーエンコーダの検出方式には接触式と非接触式があるが、接触式では磨耗による劣化の問題がある。非接触式は主に光の透過や反射を利用した光学式と、磁界の変化を検知する磁気式に大別できる。自動車などで使用される場合には、塵埃の影響を受けにくい磁気式のもの主流になっている。

一般に使用される磁気式ロータリーエンコーダで

は、多極磁石の回転による磁界の変化を、ホール素子やMR素子等の磁気センサで検出するタイプが多く、NTNの商品である回転センサ付軸受でも主にこの方式を採用している。しかし、この方式では小型化に伴って多極磁石の磁極ピッチが微細になり、磁気センサでの検出が難しくなるという課題がある。小型で高分解能な角度検出を実現するには新たな原理に基づくセンサが必要であった。

NTNでは、静岡大学電子工学研究所川人教授との共同研究により、5mm角と小型で±0.36°の絶対角度検出を可能とする磁気アレイ式回転センサを開発し、本年2月に開催された国際固体回路会議 (ISSCC 2005) でベアトリス賞を受賞した¹⁾。本稿では、開発したセンサの概要について示すとともに、これを小径軸受に組み込んだセンサ付軸受の角度検出結果を報告する。

*総合技術研究所 電子応用研究部

**静岡大学 電子工学研究所 教授

2. 磁気アレイ式回転センサの原理

2.1 センサの構成

開発した回転センサは、回転軸先端に配置した永久磁石（NdFeB焼結品を使用）と、0.5～1mm程度のギャップを隔て対向させた5mm角サイズのセンサチップで構成される（図1）。

センサチップに形成されるセンサ回路の内部構成を図2に示した。センサチップは、微小なセンサ素子を四角形の4辺に多数並べた磁気センサアレイ（MAGFET Array）と、センサ信号を増幅するアンプ回路（SHA: Sample and Hold Amplifier）、アナログ信号をデジタル信号に変換するAD変換回路（ADC: Analog to Digital Converter）、および角度を計算するデジタル処理回路を集積した構成である。磁石の回転角度を絶対角度で検出し、数値データ形式で出力する機能のすべてがセンサチップに集積されている。

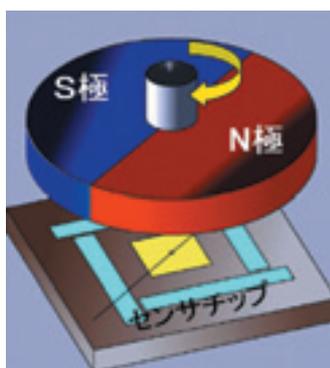


図1 回転センサの構成図
Rotary encoder setup

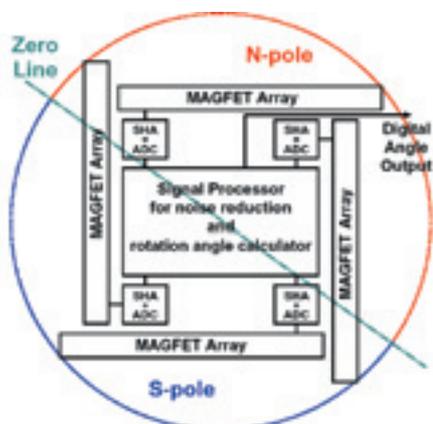


図2 センサチップのブロック図
Block diagram of the sensor chip

2.2 磁気センサ素子MAGFET

開発したセンサチップは、磁気センサ素子として分割ドレインMAGFET（split-drain Magnetic Field Effect Transistor）を使用している。MAGFETは汎用のロジック回路と同じCMOS（Complementary Metal-Oxide Semiconductor）プロセスで製造でき、増幅回路や計算回路と同一チップに集積できるメリットがある。

MAGFETの構造と等価回路を図3に示す。

MAGFETは通常のトランジスタと同様にソース端子(S)、ゲート端子(G)、およびドレイン端子(D)を持つが、ドレイン端子が2つに分割された4端子の構造になっている。このセンサは素子に垂直な方向の磁界に感度を持ち、トランジスタ内部の電流に作用するローレンツ力によって機能する。磁界がゼロの状態では2つのドレイン端子電流は等しく $I_1 = I_2$ となっているが、磁界 B_z が印加されると電子の流れが図の矢印で示した方向に曲げられ、ドレイン端子電流に偏りが生じるため、印加磁界に応じたドレイン電流の差($I_1 - I_2$)が得られる。

磁界強度を B_z [T]、センサ感度を S_R [1/T]とし、センサのバイアス電流を $I_{bias} = I_1 + I_2$ とすると、センサの出力信号は次式で表される。

$$I_{signal} = I_1 - I_2 = S_R B_z I_{bias} \dots \dots \dots (1)$$

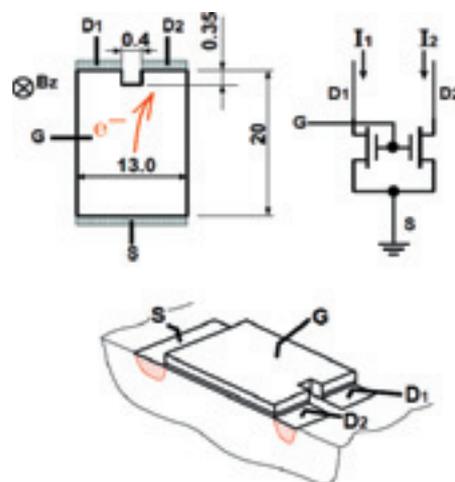


図3 磁気センサ素子MAGFETの構造
Structure of MAGFET (unit μm)

2.3 角度検出の方法

センサアレイの配置を図4に示した。図では、磁石が回転角度 θ で静止している状態を示している。図中の青いラインはN極とS極の境界線であり、この線上では紙面に垂直な方向の磁界がゼロとなる。(以下このラインをゼロライン (Zero-Line) と呼ぶ。)

センサチップ上に並べられた多数のMAGFETの各センサ信号を、図4の左上隅No1の位置から時計方向に順次読み出してプロットすると、図5に示した波形が得られる。磁界分布と各センサ信号との関係を図6のイメージ図に示した。得られたセンサ信号がゼロとなる2つの点 Z_1 と Z_2 を検出し、これら2点の座標からゼロラインの角度 θ を計算することができる。

$$\theta = \tan^{-1} (\Delta y / \Delta x) \dots \dots \dots (2)$$

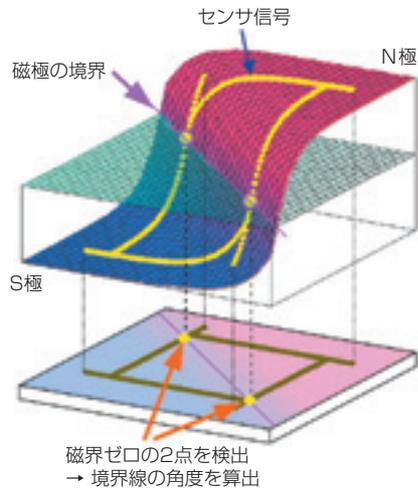


図6 ゼロライン検出のイメージ図
Detection of the Zero-Line

実際の計算処理では、2つのゼロクロス点の検出精度を高めるために、図5中に破線で示した計算領域「ゼロクロスウィンドウ」(Zero-Crossing Window)を設け、その内部に入った複数のセンサ信号をもとに統計計算処理を行っている²⁾。角度計算処理回路のブロック図を図7に示した。4辺のセンサデータAD1~AD4はメモリに記憶され、その後ゼロクロスウィンドウ内のデータを抽出して計算処理を実行する。計算回路内部では最小自乗法(LMS: Least Mean Square method)に基づいた直線近似計算を行うため、2つのゼロクロス点の位置が正確に求められる。検出した2点の座標を元に(2)式の計算を実行し(arctan CORDIC回路)、算出された10ビットの角度データを外部に出力する。この角度計算処理回路には通信回路(Comm.I/F)も集積されているため、シリアル通信によって角度データを出力することも可能である。

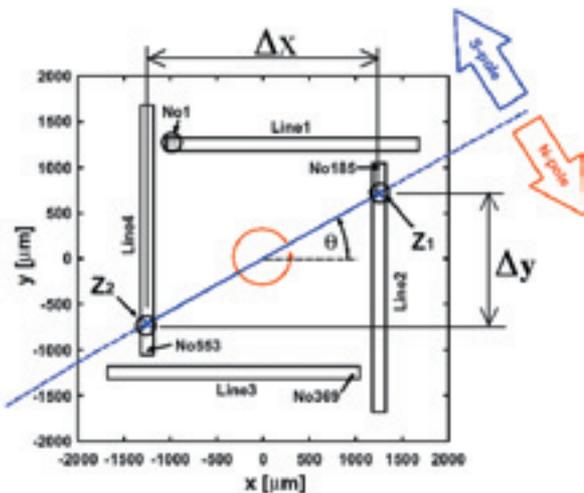


図4 センサアレイの配置図
(磁石の設置角度 θ , Z_1 と Z_2 はゼロクロス点を示す)
Arrangement of sensor arrays (magnet is set at an angle θ)

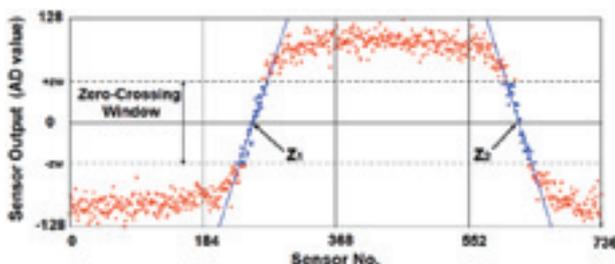


図5 センサ出力信号の例
Output signal of the sensor arrays

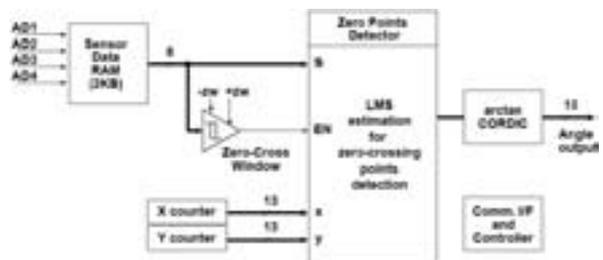


図7 角度計算回路のブロック図
Block diagram of the angle calculator

2.4 本方式の特長

開発したセンサは、多数の磁気センサで測定した磁界の分布から角度を算出する方法であり、以下に示すメリットがある。

- (1) 磁界がゼロの位置（磁気センサ出力がゼロとなる位置）を検出するため、センサの感度ばらつきや非線形性の影響を受けない。その結果、複雑な補正処理が不要となる。
- (2) 多数のセンサ信号を統計処理するため、信号に含まれるノイズの影響が低減され、角度検出精度を高めることができる。
- (3) 2つのゼロクロス点座標から角度を算出するため、磁石とセンサとの位置ずれの影響を受けにくい。
- (4) 磁気センサ素子MAGFETは標準CMOSプロセスで製造できるため、周辺回路を同一チップに集積でき、製造コストを抑えることができる。

3. native-MAGFET

上記のように磁気センサ素子MAGFETはCMOSプロセスで製造できるというメリットを持つが、反面、シリコン材料であるため、化合物半導体材料を使用したホールセンサなどと比較して磁気感度が低い。また、標準CMOSプロセスで製造するため、各MAGFET特性のばらつきは避けられない。

本方式のセンサで十分な角度検出精度を達成するためには、磁気センサ素子の磁気感度を高めて、センサ性能を向上させる必要があった。その解決手段として、[図8](#)に示した構造のネイティブ基板型MAGFET（以下native-MAGFETと呼ぶ）を考案した³⁾。[図](#)にはCMOS回路のトランジスタ断面構造と、native-MAGFETの断面構造を示している。

MAGFETはnMOSトランジスタと同じ構造であるため、通常はp-wellの領域上に形成される（以下normal-MAGFETと呼ぶ）。一方、native-MAGFETはp型基板上に直接形成された素子であり、ゲート直下の不純物濃度に違いがある。native-MAGFETの採

用によって以下の効果が得られる。

- (1) p型基板はp-well領域よりも不純物濃度が低いため、native-MAGFET内部の電子移動度が高められ、磁気感度が向上する。
- (2) p-well領域はイオン注入プロセスにより形成されるため、注入濃度のばらつきがあり、この領域上に形成された素子の特性ばらつきの要因となる。native-MAGFETはこの影響を受けないため、特性ばらつきが低減される。

normal-MAGFETとnative-MAGFETとの磁気感度の比較測定結果を[図9](#)に示す。図の横軸はMAGFETに流すバイアス電流を示している。normal-MAGFETの磁気感度が2.7%/Tであるのに対し、native-MAGFETでは約5%/Tの感度が得られ、2倍の感度向上効果が確認できた。一方、native-MAGFETではバイアス電流の増加に伴って、磁気感度の減少が観測された。素子がp型基板上に直接形成されているため、ゲート電圧が低い領域では、そのチャンネル構造は埋め込みチャンネルに近い状態になっていると考えられる。ゲート電圧の上昇によってチャンネル分布が表面に移動し、界面における散乱の影響を受け移動度の低下を招くため、磁気感度が低下するものと考えられる。

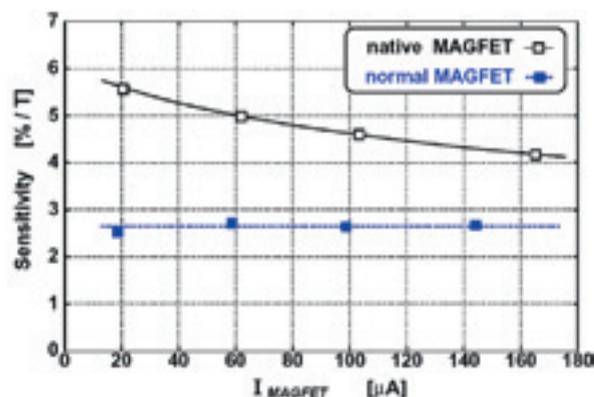


図9 MAGFETの磁気感度比較
 (横軸はセンサ素子のバイアス電流を示す)
 Magnetic sensitivity of the MAGFETs
 (I_{MAGFET} : bias current in a MAGFET)

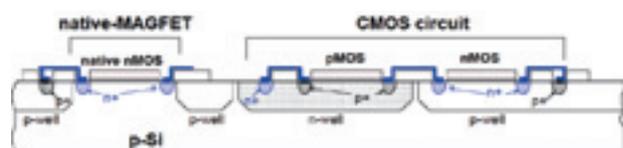


図8 ネイティブ基板型MAGFET
 Cross section of native-MAGFET

4. 試作チップの動作結果

試作したセンサチップを写真1に示す。このチップは標準の0.25 μm CMOS プロセス[5層メタル配線, 1層ポリシリコン, MiM (Metal-Insulator-Metal) キャパシタ]で製作した。センサチップのサイズは5mm角で、センサアレイの外形は約4.2mm角である。

試作したセンサチップの諸元を以下に示す。

- (a) センサ素子数：184画素×4ライン
- (b) 1画素の構成：6個のMAGFETを並列接続
- (c) チップサイズ：5×5mm
- (d) チップ厚さ：約300 μm
- (e) IO端子数：100 (テスト用端子を含む)
- (f) 角度検出精度： ± 0.36 度

センサチップの角度検出結果を図10に示す。横軸は磁石の1回転(360度)に対応し、縦軸は検出角度の誤差を示している。角度誤差は ± 0.36 度以内であり、1回転あたり10ビットの精度が実現できた。

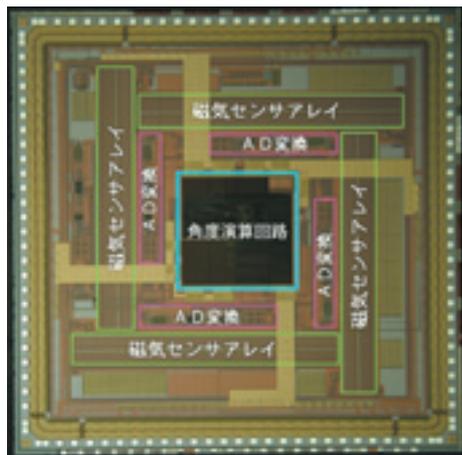


写真1 試作チップ写真 (5×5 mm)
Micrograph of a prototype chip

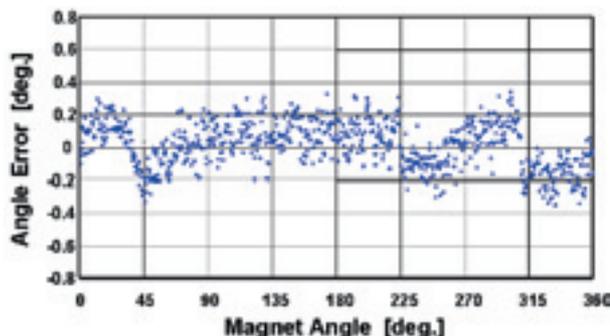


図10 角度検出結果 (誤差角度)
Angle detection result

5. センサ付軸受サンプル

開発したセンサチップを組み込んだセンサ付軸受のサンプルを写真2に示す。その構造を、従来のセンサ付軸受構造と合わせ、図11に示した。

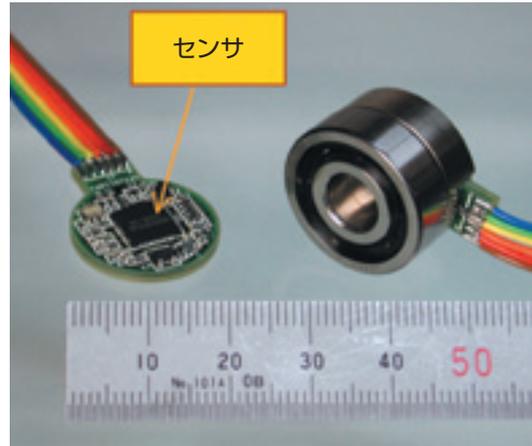


写真2 センサ付軸受サンプルの写真
Picture of a sensor bearing sample

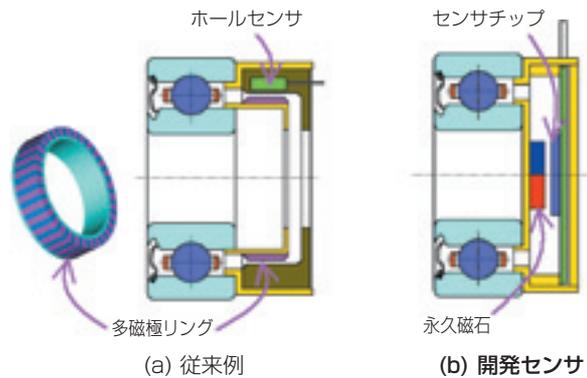


図11 センサ付軸受の構成図
Cross section of sensor bearings

従来のセンサ付軸受では約2度の分解能（180パルス／回転）が限界で、パルス出力方式であるため絶対角度の検出はできない。開発したセンサ付軸受では0.36度の分解能があり、絶対角度を検出してデジタル数値で出力することができる。センサの取り付け構成が単純で、コンパクト化も可能である。製作したセンサ付軸受による角度検出精度の測定結果を図12に示す。サンプリング速度は10kHzで±0.3度以下の検出誤差を実現した。

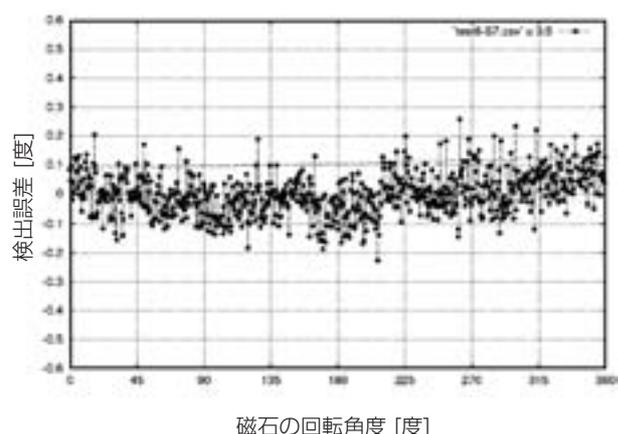


図12 軸受サンプルの角度検出精度
Angle detection result using a sensor bearing

6. おわりに

磁気センサアレイを用いた新しい方式の回転角度センサを開発した。シリコン基板上のセンサ特性を改善するために、ネイティブ基板型MAGFETを使い磁気感度を高めた新たなセンサ構成によって、1回転あたり10ビット（0.36度）の角度精度を達成した。小型パッケージに封止したセンサチップを軸受に組込んだセンサ付軸受でも、同様の角度精度が確認できている。

自動車用部品は、よりコンパクト化、高機能化に進んでいる。センサ構成が簡単でコンパクトな本開発センサを、ステアリングやアクセルペダルなどの自動車用途に展開していきたい。

参考文献

- 1) S. Kawahito, T. Takahashi, Y. Nagano, and K. Nakano, "CMOS Rotary Encoder System Based on Magnetic Pattern Analysis with a Resolution of 10b per Rotation," ISSCC2005, Dig. Tech. Papers, IEEE Int. Solid-State Circuits Conf., pp.240-241, 2005.
- 2) K. Nakano, T. Takahashi, S. Kawahito, "Angle Detection Methods for a CMOS Smart Rotary Encoder," Journal of Robotics and Mechatronics Vol.17(4), pp.469-474, 2005.
- 3) Toru Takahashi, Kazuhiro Nakano, and Shoji Kawahito, "CMOS Magnetic Sensor Arrays Using Native-Substrate MAGFETs for a Smart Rotary Encoder," Proc. IEEE SENSORS 2004, pp.973-976, 2004.

執筆者近影



高橋 亨
総合技術研究所
電子応用研究部



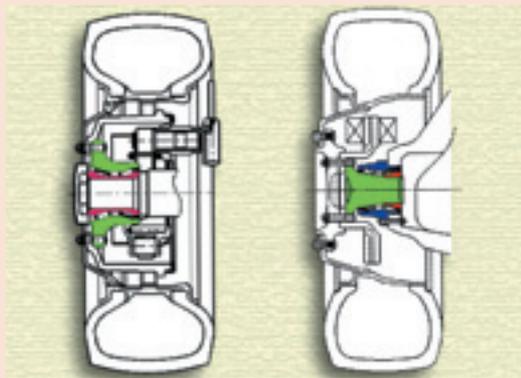
永野 佳孝
総合技術研究所
電子応用研究部



川人 祥二
静岡大学
電子工学研究所 教授

[製品紹介]

＜トラック用HURの動向と当社の対応状況＞ 大型トラック用テーパハブベアリング Tapered Roller Hub Bearings for Large Truck



河村 浩志* Hiroshi KAWAMURA
藤村 啓* Akira FUJIMURA

信頼性向上と組立性向上を目的として、大型トラックアクスル用ハブベアリングのユニット化が進んでいる。本稿では大型トラック用ハブベアリングの動向とNTNが開発した世界最大級のテーパハブベアリングについて、その構造と特徴を紹介する。

Hub bearings for larger commercial vehicles have advanced to unit type for the purpose of reliability and easy assembling. This article features the transition of continuous improvement in hub bearings for larger commercial vehicles and technology of the newly developed Tapered Roller Hub Bearing, that has supposed the largest diameter in the world.

1. まえがき

近年、信頼性向上と組立性向上のため大型トラックのフロントアクスルがユニット化されつつある。従来は単列円すいころ軸受の2個使いが主流であった。しかし、市場で補修時の軸受組込み予圧の調整不良によるベアリングの早期フレーキングや焼付きが安全面での課題であった。このような状況の中、安全性を向上させる為に、アクスル用ベアリングのユニット化が始まった。欧州のトラックメーカーに続き、国内のトラックメーカーにおいても、ユニット化の検討が開始され、現在一部のトラックメーカーで2世代テーパハブベアリング（以下、GEN2 HUR）が採用されている。本稿では、大型トラックアクスル用ベアリングの動向、今回開発を完了した外輪とハブ輪を一体化させたGEN2 HUR（フランジ径世界最大級）について紹介する。

2. 大型トラックアクスルの構造と特徴

従来は単列円すいころ軸受2個を配列する設計が主流であった。その後、2個のベアリングをユニット化したGEN1やセットライトベアリングが採用され始めた。これは、単列円すいころ軸受の2個使いに比べ信頼性が高く、組立性向上を図った結果である。NTNでは信頼性向上や組立性向上を目的に、2000年から軸受と周辺部品であるハブ輪取付用フランジをユニット化したGEN2 HURを国内で最初に量産している。表1にNTNの世代別HURの変遷と特徴を示す。今後、大型トラックアクスル用ベアリングの主流はGEN2 HURに推移していくと考えている。このニーズに対応して、今回、NTNでは世界最大級のフランジ外径を持つGEN2 HURを開発した。更にNTNでは、アクスルナットの締付け管理も不要にし信頼性向上を図ったGEN3 HURも開発中である。

表1 大型トラックアクスル用ベアリングの世代別特徴
Features of Tapered roller hub bearings in each generation

優劣：☆<☆☆<☆☆☆

		従動輪用			
世代		コンベンショナル	GEN1	GEN2	GEN3
回転方式		外輪回転	外輪回転	外輪回転	内輪回転
組立・サービス性		—	☆	☆☆	☆☆☆
コンパクト度		—	☆	☆☆	☆☆
シール内蔵		—	☆☆	☆☆	☆☆
予圧管理		—	☆	☆☆	☆☆☆
		駆動輪用			
世代		コンベンショナル	GEN1	GEN2	
回転方式		外輪回転	外輪回転	外輪回転	
組立・サービス性		—	☆	☆☆	
コンパクト度		—	☆	☆☆	
シール内蔵		—	☆☆	☆☆	
予圧管理		—	☆	☆☆	

3. 当社のHUR対応状況

3.1 GEN2 HURの量産状況

GEN2 HURの技術については、テクニカルレビューNo. 70で紹介している。当社におけるGEN2 HURの量産実績を表2に示す。

表2 GEN2 HURの量産実績
GEN2 HUR Mass production results

トラックメーカ	車種	使用部位	量産時期
国内A社	大型トラック (24トン)	フロントホイール(従動輪)	2000年～
欧州B社	大型トラック (24トン)	フロントホイール(従動輪)	2001年～
	中型トラック (12トン)	フロントホイール(従動輪)	2002年～
欧州C社	トレーラ	トレーリアホイール(従動輪)	2003年～

3.2 GEN2 HURの開発

今回、NTNでは大型トラックのフロントアクスル従動輪用だけでなく、リヤフルフローティングアクスルの駆動輪用として適用できる大型GEN2 HURも開発したので以下に紹介する。今回開発したものは、外輪とハブ輪を一体化し、GEN2 HURとしては世界最大級のフランジを有し、軽量化を図ったテーパハブベアリングである。

(1) ベアリング構造と組立方法

図1、2に従動輪用及び駆動輪用GEN2 HURの構造を示す。開発したHURは外輪とハブ輪を一体化し、最適設計することにより、回転時の高負荷によってハブに発生する応力の低減を図り、軽量化を達成した。図3にGEN2 HURの適用例を示す。これらの組付け方法については従動輪、駆動輪共通である。

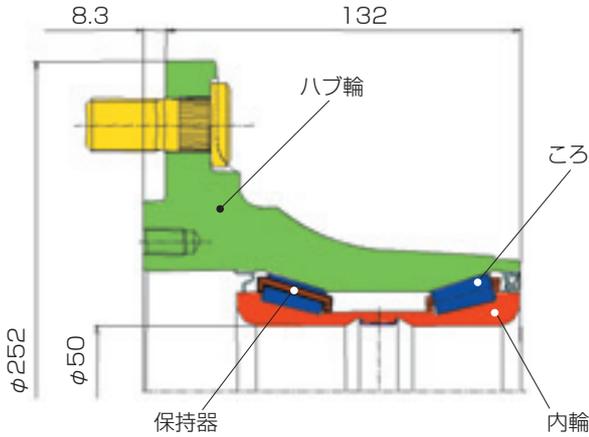


図1 フロント従動輪用GEN2 HUR構造図
Front non-driven GEN2 HUR structure

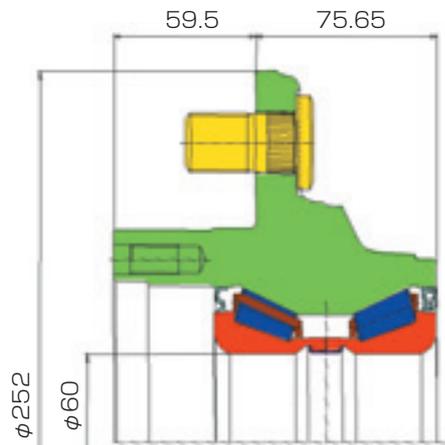
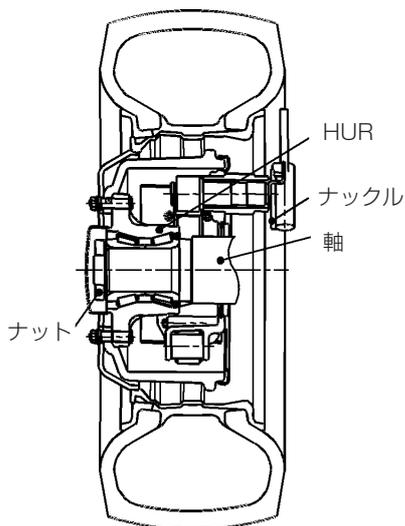


図2 リヤ駆動輪用GEN2 HUR構造図
Rear driven GEN2 HUR structure



<GEN2 HURの車両への組付け方法>

- ① GEN2 HURを軸に挿入する。
- ② 軸端のナットを規定トルクで締め込む。

図3 GEN2 HURの適用例
Structure of axle assembled GEN2 HUR

(2) ハブ輪, 内輪, ころの材料

ハブ輪には鍛造性が良く、耐衝撃性に優れたNTN独自の軸受材料を使用している。使用時に高い応力が発生する箇所には高周波熱処理を施し、高い静的強度と回転曲げ疲労強度を有している。内輪ところ材料はSUJ2を採用した。

(3) 潤滑剤

大型トラックのアクスルベアリング用として、新開発の耐フレティング性、耐高温性、長寿命を兼ね備えたグリースを採用している。表3にグリースの一般性状、表4にグリース高温耐久寿命試験結果を示す。

- ① 高温、高面圧下での油膜形成性に優れ、耐フレティング性に効果のある基油を使用し、内輪大つば部に発生しやすい発熱・かじり摩耗の対策を図っている。
- ② せん断安定性に優れたウレア系増ちょう剤を使用しているため、耐久性に優れる。

表3 グリース一般性状
General characteristics of grease

増ちょう剤	ウレア系
基油	鉱油+合成油
使用温度範囲	-30~+150℃
色相	黄色

表4 CRCグリース寿命試験結果
Test result of grease fatigue

グリースの種類	寿命試験結果(hr)
現行トラック用代表グリース (サンライト2号)	46
HUR用グリース	1618

※ NTN実験データ
試験方法=ASTM D3336修正
軸受=6204, グリース充填量=1.8g, 試験温度=150℃
回転数=10000 r/min, $F_r=67N$, $F_a=67N$

(4) 保持器

軽量、低コストを考慮し、軸受への組立が容易で、耐熱性、柔軟性、耐久性に優れたポリアミド樹脂保持器を使用している。形状については、ベアリング組立時のころ組込性を向上させる構造としている。

(5) シール

トラックの長距離走行に対する耐泥水性やベアリングの組立性を考慮して、2サイドリップ型ハイバックシールとした。表5に各シール形式の耐泥水性試験結果を示す。なお、シールゴム材については、高温耐久性を考慮し、フッ素ゴム (FKM) を使用した。また、リップの摺動面となるスリングの材料については防錆性を持たせるため、SUS製としている。

表5 耐泥水性試験結果 (NTN標準シール泥水試験)
Test result of seal performance against mud water

シール形式	断面形状	耐泥水性 (耐久サイクル)	耐久比率
コンベンショナルシール		2	1
2リップシール		4~7	2~3.5
ハイバックシール		18~20	9~10
開発シール (2サイドリップ型 ハイバックシール)		30~38	15~19

※ NTN実験データ
回転速度=1100r/min, 軸偏芯=0, 取付け偏芯=0.05TIR,
液量=軸中心まで
密封対象=関東ローム粉 JIS S8種 10wt%,
試験サイクル=20h運転+4h停止

(6) ハブ輪 (外輪), 内輪軌道面とこころ転動面・大端面の形状

回転時の高負荷により生じるエッジロードを防止するため、ハブ輪 (外輪) と内輪の各軌道面とこころの転動面には最適な複合クラウニングを施している。(図4. 接触面圧計算例)

また、こころの大端面Rは内輪大つばとのすべりによるかじりや焼付きを防止するために最適化設計としている。

3.3 試験装置と評価結果

アクスル用ベアリングは車両を支え、安全に走行するための重要保安部品と位置付けられている。ベアリングの機能・信頼性を保証するための台上評価は極めて重要である。NTNでは各種のアクスル用ベアリングの評価試験装置を有しており、大型トラック用のHURにおいても転動疲労寿命など、多岐にわたる評価が可能である。ここでは、その試験装置とHURの評価結果の一部を紹介する。

(1) 評価試験装置

NTNの保有する大型トラック用の耐久試験機の概略図を図5に示す。この耐久試験機はラジアル荷重196kN、アキシアル荷重98kNまでの負荷が可能である。試験では、歪ゲージと計測機器を使用することにより、各部発生応力の測定を行い監視する。また、運転中に荷重や回転速度を変えるプログラム運転ができるので、荷重サイクリックや実車走行モードのシミュレート試験も可能である。

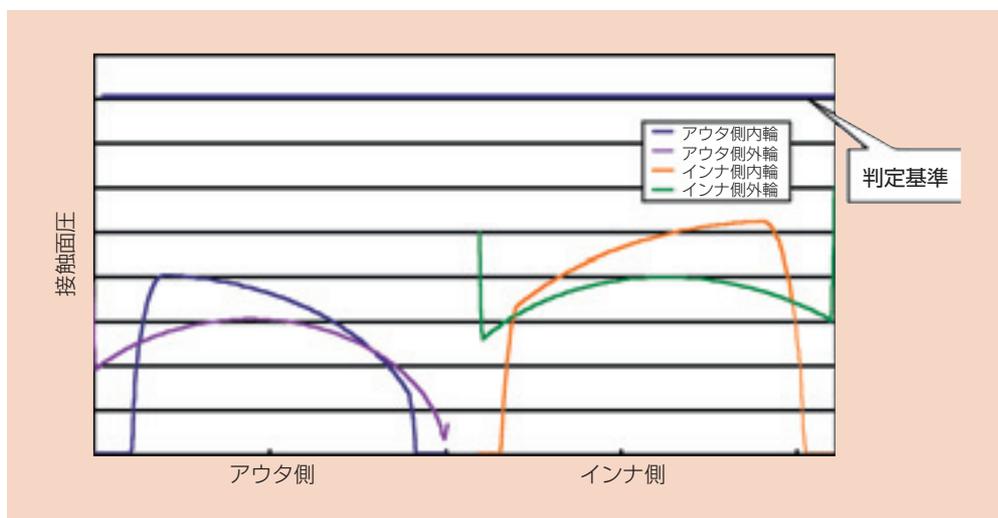


図4 接触面圧計算例
Example of contact stress calculation

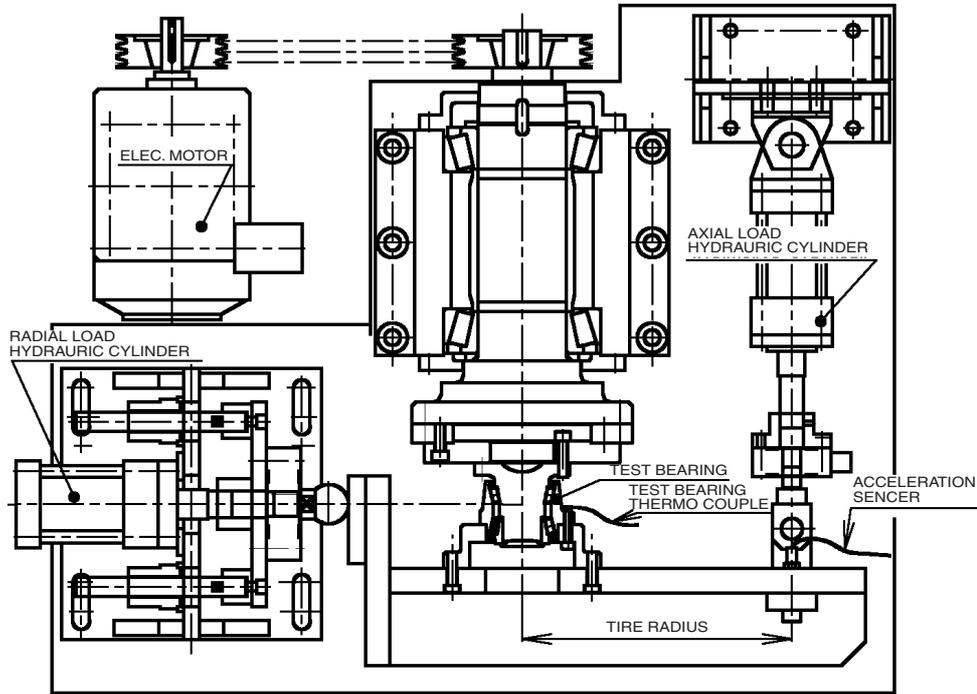


図5 試験機概略図
Test machine structure

(2) HUR解析及び試験結果

図2に示したHURの解析例及び試験結果を紹介する。ここでは、3項目（ハブ輪応力解析、重荷重耐久性、高速性）について示す。ハブ輪の設計については、フランジ部の座ぐりやリブ形状を工夫して肉抜きを行うが、その際、以下のようにFEMを用いて、応力を基準値以下に抑えて約20%の軽量化を達成した。

① ハブ輪応力解析

規定のモーメント荷重を負荷したときの、各部発生応力を確認し、いずれの箇所も必要繰返し数に対し、疲労限界以下であることを確認した。図6に応力解析例を示す。

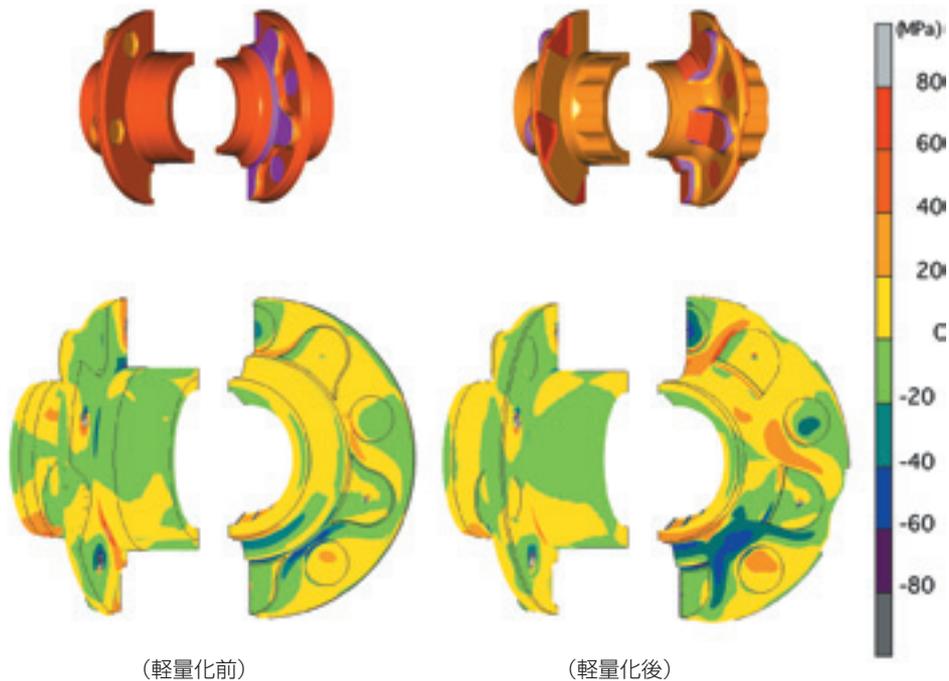


図6 FEM解析
FEM analysis example

② 重荷重耐久試験（0.6G旋回耐久試験）

表6に結果を示す。実寿命は目標寿命（計算寿命）に対して、3倍以上であり、十分な耐久性を持つことを確認した。

③ 高速耐久試験

表7に高速耐久試験結果を示す。車両の最高速度160km/hでの回転数で20h運転した場合でも、焼付きの発生はなく、グリース漏れも微量であり、十分な耐久性を持つことを確認した。

表6 0.6G旋回耐久試験結果
Test results of 0.6G turning moment durability

軸受	運転回数 $L(\times 10^4 \text{rev})$	計算寿命 $L_0(\times 10^4 \text{rev})$	計算寿命比 L/L_0	試験後状態
フロント 従動輪	2545	848	3.0	サスペンド
	2545		3.0	サスペンド
	2545		3.0	サスペンド
リヤ 駆動輪	867	289	3.0	インナ側内輪 フレーキング
	2382		8.2	サスペンド
	867		3.0	サスペンド

表7 高速耐久試験結果
Test results of high speed durability

軸受	回転速度 (r/min)	運転時間 (h)	試験結果	試験後状態
フロント 従動輪	326 (車速160km/h)	20	サスペンド	n=2 焼付き等の不具合なし
リヤ 駆動輪			サスペンド	n=2 焼付き等の不具合なし

4. あとがき

大型トラックのアクスル用ベアリングとして、NTNではGEN2 HURを量産しているが、今回、世界最大級のGEN2 HURも新開発した。更に、信頼性を向上させたGEN3 HURも開発中である。HURは長寿命、信頼性向上と組立性向上を満たす優れたアクスル用ベアリングであり、国内外での需要は今後、確実に伸びていくものと予測される。NTNでは今回紹介した、大型トラック用HURの他に小型商用車のリヤセミフローティングアクスル駆動輪用のHURも量産しており、今後もユーザの要求に沿った各種HURを供給していきたい。

執筆者近影



河村 浩志

自動車商品本部
自動車技術部



藤村 啓

自動車商品本部
自動車技術部

オートテンショナの市場・技術動向 The Auto-tensioner Market and Technical Trends

北野 聡* Satoshi KITANO
田中 唯久* Tadahisa TANAKA
中川 友和* Tomokazu NAKAGAWA



一般的な自動車用エンジンは、クランク軸の回転をカム軸、補機軸に伝達する目的でタイミングベルトやタイミングチェーン、補機駆動ベルトのエンジン要素部品を用いている。

オートテンショナは張力を一定に保持することが可能であり、ベルトやチェーンの寿命向上、騒音低減に対し有効な手段である。

採用に当たっては動弁系システムのコストアップや、固定式テンショナに対して構造が複雑となるが、信頼性向上やメンテナンスフリーとなる。

オートテンショナにはスプリングにより一定の張力を付加する機能と急激な張力変化に追従するための減衰機能が要求される。

今後カム軸の駆動方式に変化はあっても信頼性向上のためにはオートテンショナの採用が必須である。より安価でより信頼性の高いオートテンショナを目指して機能、構造の改良を進めていく。

Automotive engines generally use accessory drive belts, timing belts, or timing chains to transmit crankshaft rotation to the camshaft and accessories. An auto-tensioner can act to keep the tension of the belt or chain constant, and has shown to be effective at improving belt and chain life as well as reducing noise generation.

Although the cost of the system and the number of components increase when auto-tensioners are implemented, improvements in system reliability and reductions in maintenance are achieved.

Auto-tensioners are required to add constant tension with a spring, but also have damping characteristics to allow for rapid tension changes. If the driving methods of the camshaft and accessories are to improve in the future, the application of an auto-tensioner to increase life and reduce noise will be necessary. Consequently, the design of the NTN auto-tensioner has been improved to help reduce its cost and increase its reliability.

1. はじめに

一般的な自動車用エンジンは、クランク軸の回転をカム軸、補機軸に伝達する目的でタイミングベルトやタイミングチェーン、補機駆動ベルトのエンジン要素部品を用いている。近年、エンジンの高性能化に伴いこれらのエンジン要素部品に要求される条件も過酷となっている中で、ベルトやチェーンの寿命向上、騒音低減に重要な役割を果たすのがオートテンショナである。本稿ではこれらの自動車用オートテンショナの技術動向について述べる。

2. 駆動方式について

エンジンのカム軸駆動及び補機軸駆動方式について図1に示す。

エンジンのカム軸駆動方式には、噛み合い伝動によるタイミングベルトとタイミングチェーンがある。また、補機軸駆動方式には、Vベルトによる摩擦伝動がある。

どちらの駆動方式においても、オートテンショナは、駆動系の中で最も弛み側のスパンに配置される。

*自動車商品本部 自動車技術部



図1 オートテンショナのレイアウト (例)
Layout of Auto-tensioner (example)

3. カム軸駆動方式の歴史

タイミングベルト駆動方式は1946年に米国で実用化され、自動車用としては1965年に米国で初めて採用された。日本では1971年に初採用され、1980年代に入るとタイミングチェーン駆動方式に代わり急速にシェアを拡大してきた。

一方、タイミングチェーン駆動方式は1970年代までは主流であったものの、1980年代にタイミングベルトに代わってきた。しかし、その後の高性能チェーンの開発により1990年代になると、再び採用され始め、現在の国内普及率はタイミングチェーン駆動方式が約50%、タイミングベルト駆動方式が約50%となっている。

図2に近年のカム軸駆動方式の推移を示す。

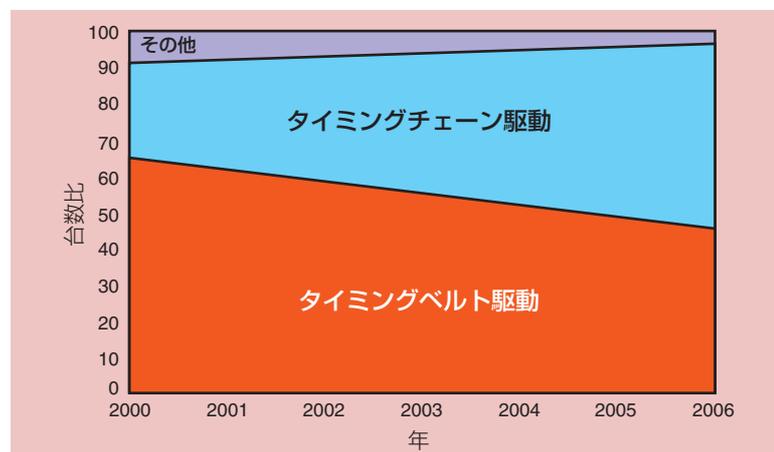


図2 カム軸駆動方式の推移
Transition of a cam-shaft drive system

また、補機軸駆動方式は従来、多本数掛け方式であったが、1980年代に米国でサーペンタイン方式（一本ベルト掛け）が採用され始め、現在国内でも採用が拡大している。

4. オートテンショナの必要性

一般的にオートテンショナは、従来使用されている固定式テンショナに対して組み付け時における張力のばらつき、エンジンの冷熱時の伸縮による張力変化及び経年変化による張力低下を吸収し、張力を一定に保持することが可能であり、ベルトやチェーンの寿命向上、騒音低減に対し有効な手段である。採用に当たっては動弁系システムがコストアップしたり、固定式テンショナに対して構造が複雑となるが、信頼性向上やメンテナンスフリーとなる。

5. オートテンショナ種類と構造

5.1 タイミングベルト用オートテンショナ

タイミングベルト用オートテンショナは油圧式、ねじ式、摩擦式などがあるが、NTN製オートテンショナは耐久性や温度変化による張力調整機能に優れている油圧式を採用している。

図3にNTN製オートテンショナの構造を示す。シリンダは軽量化を図るため、アルミダイカスト製としている。

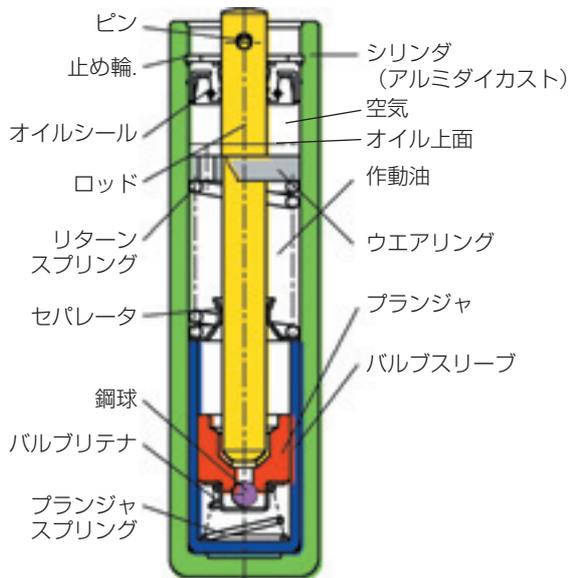


図3 オートテンショナの構造
Sectional view of Auto-tensioner

図4に各形式を示す。

油圧ダンパ部においては、基本型を中心に、軸方向にコンパクト化したショート型、全体のサイズを縮小した超小型を開発してきた。

プーリアーム一体型は油圧ダンパ部とテンションプーリをユニット化したものであり、低コスト化・省スペースが図れる。また、プーリ内蔵型は、油圧ダンパ部をプーリ内部に収納することで省スペースとなり、固定式テンショナとの置き換えが可能である。

各種のタイミングベルト用オートテンショナについて表1に性能比較の結果を示す。

表1 性能比較 (タイミングベルト用)
Performance comparison (for timing belt)

タイプ	メーカ	機能*	信頼性	重量	コスト
単体	油圧式	NTN	◎	◎	◎
		A	◎	○	△
	ねじ式	B	○	○	△
ユニット	油圧式	NTN	◎	◎	○
	ビスカス式	D	△	○	△
	摩擦式	E	△	△	△
		F	△	△	◎

*張力調整機能

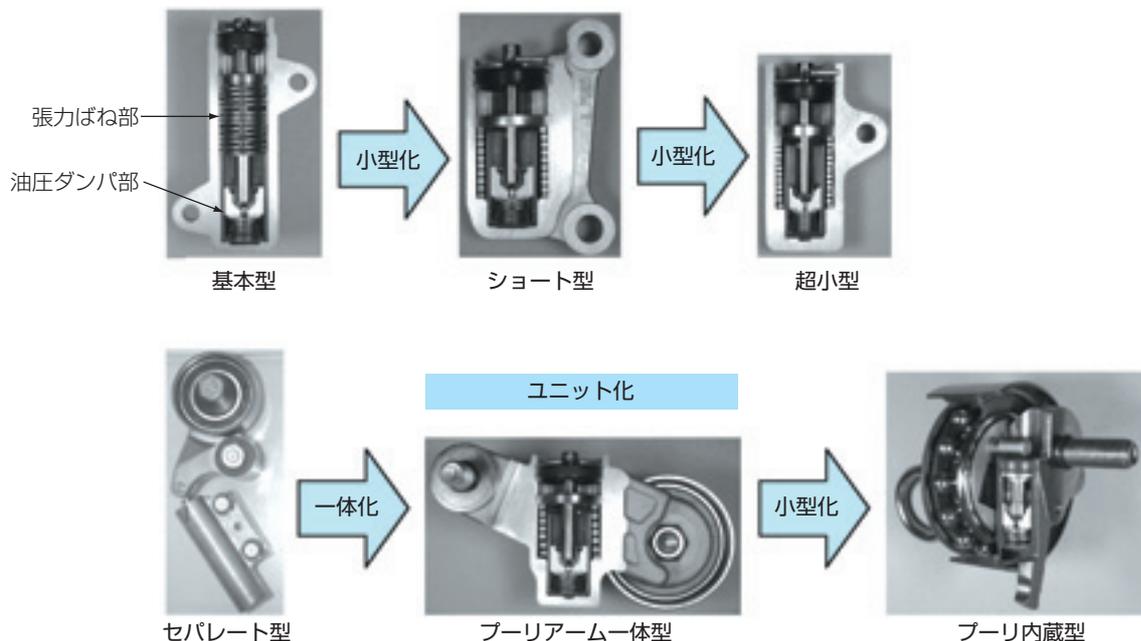


図4 各種タイミングベルト用オートテンショナ
Various Auto-tensioner for timing belt

NTNのオートテンショナはオイル漏れに対して信頼性の高い気液二相構造を採用している。そのため、取り付け角度を大きくすると液面が圧力室に近づき、圧力室内に空気が混入しダンパ不良となる。したがって、取り付け角度に制限があり、推奨角度は±45°である。

取り付け角度が大きい場合には、リザーバー付きオートテンショナ（図5参照）がある。

設計段階において、テンショナのシリンダやプーリブラケットは3Dモデルを作成し、干渉確認を実施している。（図6参照）

また、FEM解析を実施し、高い耐久性と小型軽量化を両立させている。（図7参照）

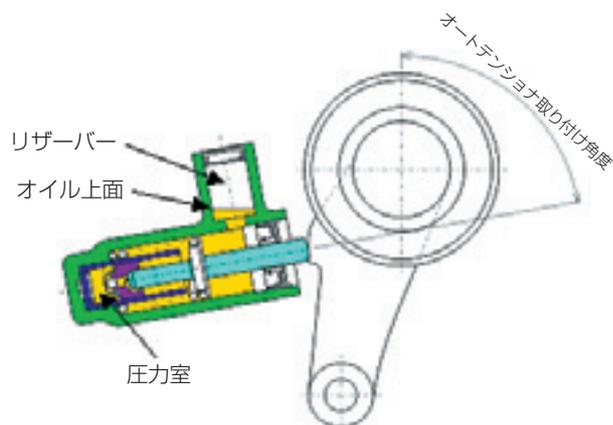


図5 リザーバー付きオートテンショナ
Auto-tensioner with reservoir room

5.2 タイミングチェーン用オートテンショナ

近年のカム軸駆動方式は、エンジンの全長短縮、タイミングチェーンの信頼性及び静粛性の向上により、タイミングベルトからタイミングチェーンへと代わってきている。

タイミングチェーン用オートテンショナ（以下チェーンテンショナ）の一般的な構造は、エンジンから供給されるエンジンオイルをチェーンテンショナ内部に導入し、油圧ダンパを発生させており、エンジン始動時にエンジンオイルが供給されるまでの押し込まれを防止するためノーバック機構が採用されている。ノーバック機構は、ラチェット式、鋸歯ねじ式、リング式、ねじ式に分類される。

NTNでは、鋸歯ねじ式及びリング式を採用している。シリンダには軽量化を図るためアルミダイキャストを採用し、鋸歯ねじ式は1999年、リング式は2003年に量産開始している。

チェーンテンショナの構造例を図8に示す。



図6 3Dモデル
3D-model



図7 FEM解析結果
FEM analysis result

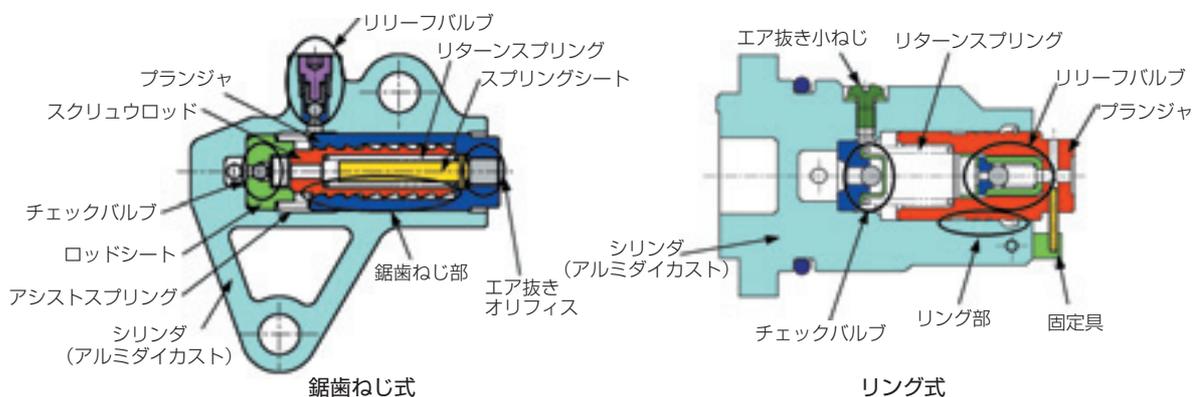


図8 各種タイミングチェーン用オートテンショナ
Various Auto-tensioner for timing chain

各種のタイミングチェーン用オートテンショナについて表2に性能比較の結果を示す。

表2 性能比較 (タイミングチェーン用)
Performance comparison (for timing chain)

タイプ	メーカー	基本構造				コスト
		ダンパ	ノープック	ノープック	ノープック	
鋸歯ねじ式	NTN	油圧 + 鋸歯ねじ	◎	鋸歯ねじ (無段階)	◎	△
リング式		油圧	○	リング	○	◎
ラチェット式	A	油圧	○	ラチェット	○	○
リング式	B	油圧	○	リング	○	○
ラチェット式	C	油圧	○	ラチェット	○	○
ねじ式	D	ねじ	△	ねじ	△	△

5.2.1 鋸歯ねじの機能について

リングを用いたノープック機構では、構造上有段階となり、戻り代が大きくなる。それに対し、鋸歯ねじを用いたタイプでは、ねじがどの位置にあってもノープック機構が機能するため、無段階となり、戻り代はねじ部のバックラッシュ量相当であるため、小さく設定できる。

鋸歯ねじ式の構造は、一般的なねじとは異なり、押し込まれ方向に静的な荷重が作用した時には静止し、突出方向には速やかに作動する構造としている。

鋸歯ねじの機能について確認した結果を以下に示す。

① プランジャ追従性確認結果

オートテンショナはエンジンの熱膨張による張力変化及び始動時等の弛みを速やかに吸収することが要求される。

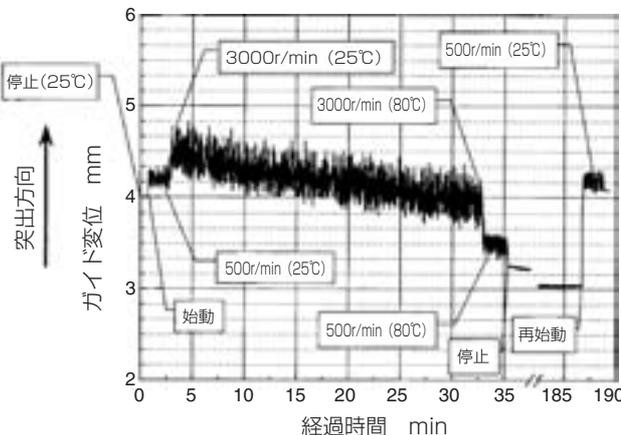


図9 温度及び回転数変化に対する追従性
Plunger position during engine operation

図9に示すように、エンジン始動から温度及び回転数が変化した時には、チェーンの走行位置が大きく変化する(ガイドの位置が変位する)。チェーンテンショナの挙動は、チェーンの走行位置の変化に応じて押し込まれ方向及び突出方向に速やかに追従している状況が確認される。

② 静的ノープック特性

エンジン停止時には、カムシャフトとバルブの位相により、チェーンテンショナ取り付け側のスパンが張った状態となった場合、テンショナが押し込まれた状態となる。その後、エンジンを始動させた時、エンジンオイルが供給されるまでの間、押し込まれた分振幅が大きくなり異音の発生が懸念される。図10に静的ノープック特性を確認した結果を示す。

これは、プランジャ先端に静荷重を作用させ、ある一定荷重になるまでのプランジャ変位を測定した結果である。ねじ部軸方向スキマ分の押し込まれは確認されるが、それ以上はねじ部がロックした状態となり、押し込まれないことが確認できる。

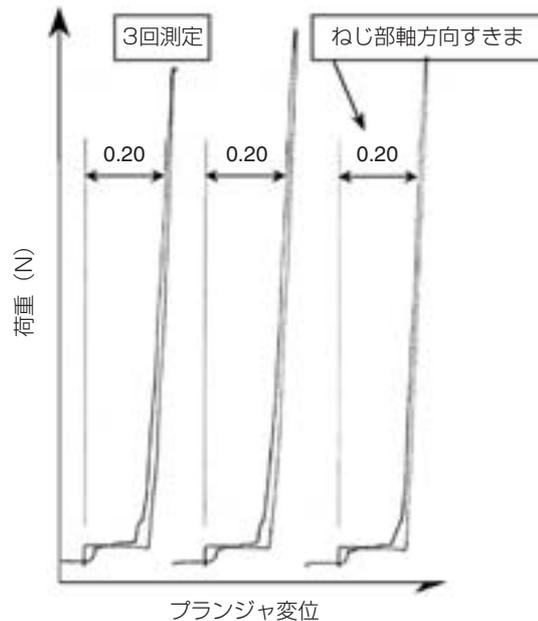


図10 静的ノープック特性
Static characteristic of 'No-back' mechanism

③動的押し込まれ特性

エンジン運転中、チェーンテンショナのプランジヤはチェーンのばたつきを抑える為に突出方向に変位したり、また、逆に押し込まれることによりチェーンの過張力を防止しなければならない。

この作動中の押し込まれ量を想定し、測定した結果を図11に示す。

図に示すように、作動中はねじ部のロックが解除され、押し込まれることによりチェーンの過張力を防止していることが分かる。

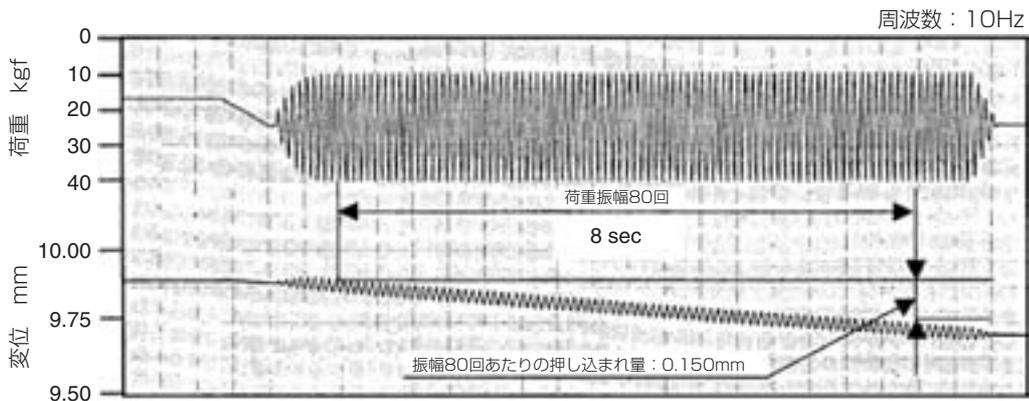


図11 動的押し込まれ特性
Dynamic characteristic of screw plunger

5.2.2 ダンパ調整機構

チェーンテンショナは、油圧ダンパによりチェーンからの変動荷重を受けている。この油圧ダンパ特性の設定は、チェーン張力及びガイド振幅(プランジヤ振幅)の関係から、最適な値に設定される。

①油圧ダンパの調整方法

油圧ダンパは、リークスキマとリリーフ開弁圧により決定される。

それぞれの影響については事前に確認しておき、最適な設定によりテンショナ反力をコントロールする。

②追従性について

チェーンテンショナに作用する変動荷重は、エン

ジンの気筒数により左右され、現在採用されているものは4気筒および6気筒エンジンである。この場合、4気筒では回転2次、6気筒では回転3次による変動荷重が作用する事になる。6気筒エンジンでは最高300Hzの変動荷重となる。2輪車においては、回転数が1500r/minになると4気筒エンジンでも500Hzの変動荷重となる。チェーンテンショナはこの高周波にまで追従しなければならない。

図12に加振周波数に対する追従性を確認した結果を示す。

加振周波数500Hzまで安定して荷重が発生しており追従していることが分かる。

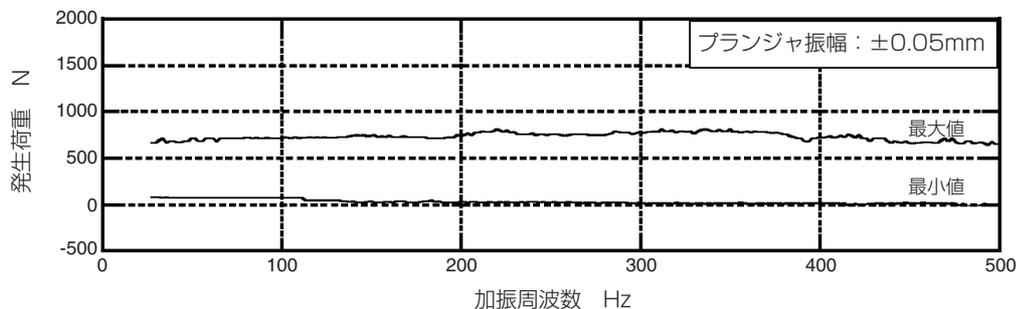


図12 動特性評価結果(周波数に対する追従性)
Dynamic-characteristic evaluation result

5.3 補機ベルト用オートテンショナ

従来、補機駆動方式は多本数掛け式のベルトシステムが一般的で、補機1つないし2つに一本ずつベルトを掛け、ベルトの張り調整は一本毎に補機やアイドルプーリーを可動させ、たわみ量や張力計で測定しながら行う必要があった。

近年、メンテナンスフリー、ベルト組付け作業性、軽量化、エンジンの全長短縮などから補機全体を一本のベルトで駆動するサーペンタイン式が多く用いられるようになってきた。サーペンタイン式は6気筒以上の大型のガソリンエンジンに採用され始め、4気筒以下のガソリンエンジンやディーゼルエンジンまで採用が増えている。

しかし、サーペンタイン式は、ベルトが長く補機駆動時の伸びや経年伸びが大きくなるため、ベルト長さを自動的に調整して、張力を一定に保つオートテンショナが必要となる。また、ベルト張力は補機の負荷とエンジンの回転変動によって張力変動が発生するため、オートテンショナにはダンパ力が必要である。オートテンショナのダンパ力が不足すると、ベルトのばたつきの増加やベルトのスリップ（鳴き）が発生する。

ダンパ力を発生させる機構には、摩擦式と油圧式の2種類があり、NTNでは高いダンパ力と高い信頼性より油圧式を採用している。

NTN製オートテンショナの構造を図13に示す。

各種の補機ベルト用オートテンショナについて表3に性能比較の結果を示す。

設計段階において、プーリーやプーリーブラケットの形状検討に3Dモデルを作成し、エンジン関連部品との干渉確認やFEM解析を実施し、軽量化と高剛性を両立させている。

また、環境対応から自動車の燃費向上を目的に、エンジンのアイドルストップ機構として、ISG (Integrated Starter Generator : スタータモータとオルタネータをモジュール化した製品) で補機ベルト駆動によりクランクを回しエンジンを始動する方法がある。NTNでは、このISG用エンジンに対応した補機用オートテンショナを油圧式をベースに開発している。

今後も、補機負荷の増加（オルタネータの大型化、カーエアコンの冷却能力増加）などによりベルトへの負荷は増加し、ベルト寿命延長から油圧式オートテンショナのニーズは増えるものと考えられる。

表3 性能比較（補機ベルト用）
Performance comparison (for accessory belt)

タイプ	メーカー	機能	信頼性	重量	コスト
油圧式	NTN	◎	◎	○	○
	A	○	○	○	○
摩擦式	B	△	△	◎	◎

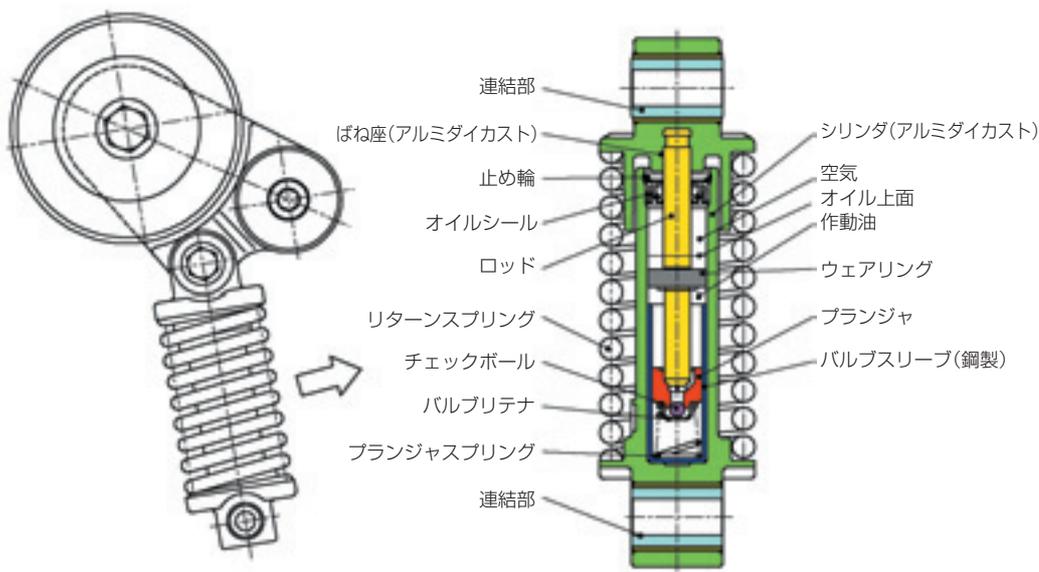


図13 補機ベルト用オートテンショナ
Auto-tensioner for accessory belt

6. あとがき

今回、カム軸駆動及び補機軸駆動における信頼性向上のためのオートテンションの動向についてそれぞれの特徴を紹介した。今後、より安価でより信頼性の高いオートテンションを目指して機能、構造の改良を行っていきたい。

参考文献

- 1) 川島一貴, **NTN TECHNICAL REVIEW** No. 61 (1992)
- 2) 古谷克身, 川島一貴, **NTN TECHNICAL REVIEW** No. 65 (1996)
- 3) 北野 聡, 田中唯久, 中川友和, 月刊トライボロジー (2004. 10)

執筆者近影



北野 聡
自動車商品本部
自動車技術部



田中 唯久
自動車商品本部
自動車技術部



中川 友和
自動車商品本部
自動車技術部

高速サーボモータ用 次世代型深溝玉軸受

グリス封入密封形深溝玉軸受での高速化を実現！



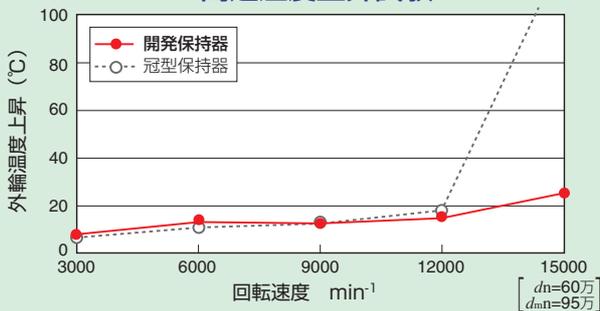
密封形深溝玉軸受
62XX, 63XXシリーズ
 d_{mn} 値 95×10^4 対応
新形状合成樹脂保持器
高速長寿命グリス

特長

- 潤滑信頼性を高める最適設計を採用

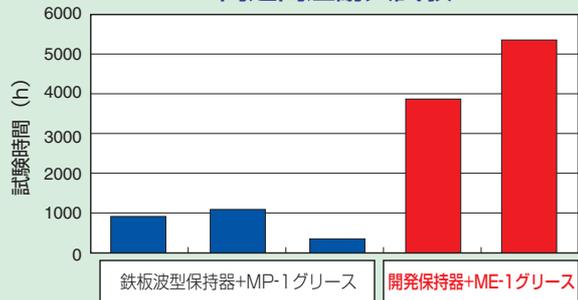
メンテナンスフリー ● グリス封入作業不要, 洗浄作業不要, 寿命は3倍以上

高速温度上昇試験



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

高速高温耐久試験



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

アイドリング振動低減固定式等速ジョイント

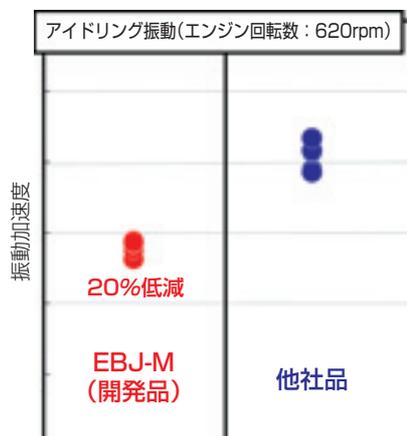
世界最高レベルの低アイドリング振動を実現する等速ジョイントを開発



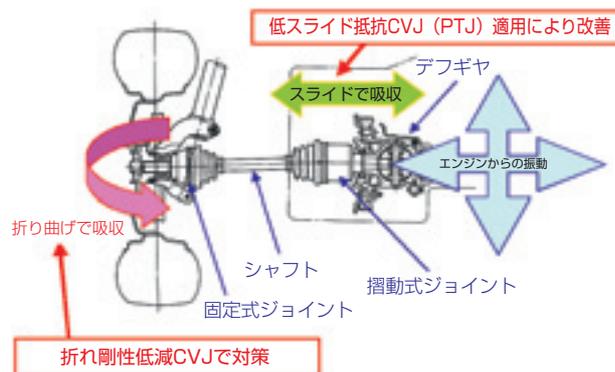
特長

- 他社同等品と比較し、固定式等速ジョイントの作動角方向折り曲げ荷重を40%低減し、実車でのアイドリング振動を20%低減

性能



実車での使用



低断面スラストニードル軸受

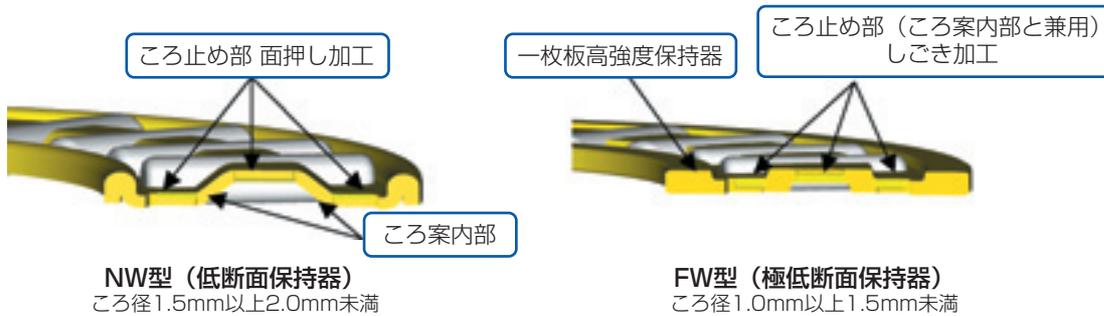
世界最薄『低断面スラストニードルころ軸受』を開発



特長

- 鋼板製保持器を用いたスラストニードルころ軸受において世界最薄の1mm断面を実現。

実現手段：保持器ころ止め部の干渉部を加工し、干渉を回避



NW型 (低断面保持器)
ころ径1.5mm以上2.0mm未満

FW型 (極低断面保持器)
ころ径1.0mm以上1.5mm未満

W型 (従来型保持器)	(開発品) NW型 (低断面保持器)	(開発品) FW型 (低断面保持器)
● 保持器ころ止め部ところの干渉なし	● 保持器ポケット部の面押し加工により干渉を回避 ● W型保持器と同一板厚で低断面化と保持器強度UPを実現	● 保持器ポケット部のしごき加工により干渉を回避 ● 一枚板形状により、低断面化と板厚UPによる高強度化を実現
ころ径：2.0mm	ころ径：1.5mm	ころ径：1.0mm
板厚：0.4mm	板厚：0.4mm	板厚：0.7mm
(保持器強度) 1.0	(保持器強度：W型比) 1.3 ● 低断面化による応力集中部位のモーメント荷重減少)	(保持器強度：W型比) 3.0 ● 板厚UPと低断面化による応力集中部位のモーメント荷重減少

新標準自動調心ころ軸受 S-TITAN™ Series

世界NO.1の寿命， 負荷容量を達成！



特長

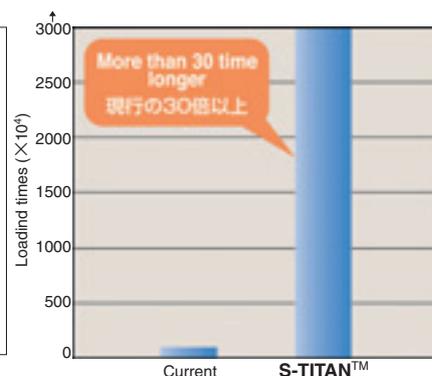
● 地球環境を考えた新開発の高温長寿命軸受鋼を，自動調心ころ軸受の標準シリーズに採用。中つばがない内輪と対称ころ仕様を内部設計として採用。

- ・ 常温から高温まで長寿命
- ・ 表面損傷に強い
- ・ 高温時の寸法安定性
- ・ 割れ疲労強度アップ
- ・ 補修在庫管理の簡素化

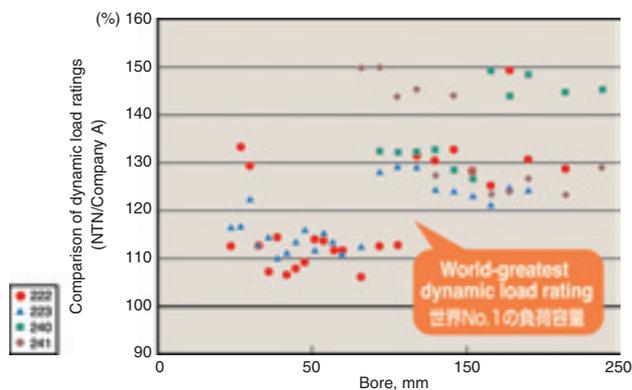
内部設計及び表面仕上げの最適化により，更に高い性能を実現

高温での寿命

試験条件
 試験温度：200℃
 試験片：
 φ47×7mm平板
 接触応力：5.5Gpa
 負荷速度：
 3000回/min
 潤滑：
 エーテル系オイル
 (オイルバス)



他社品との負荷容量（動定格荷重）の比較



常温での寿命

試験条件
 試験軸受：
 22208
 (φ40×φ80×23)
 試験荷重：
 動定格荷重比=0.5
 回転速度：
 2000min⁻¹
 潤滑：
 タービンオイル
 (オイルバス)



耐磁界強化型回転センサ付軸受

耐磁界強度：市場品の約3倍を実現！



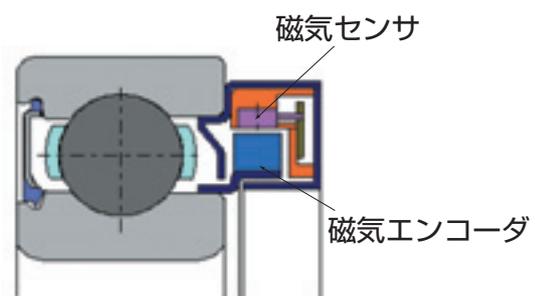
特長

- 大トルクモータの内部に組み込むことで装置がコンパクトにできる
- 強い外部磁界が発生する環境下でもセンサが誤動作しにくい
- センサの一体化によりコンパクト化と組み立て工数を削減
- 0rpm近傍から検出可能
- 出力信号を演算し回転の角度・速度の算出、回転方向の検出が可能

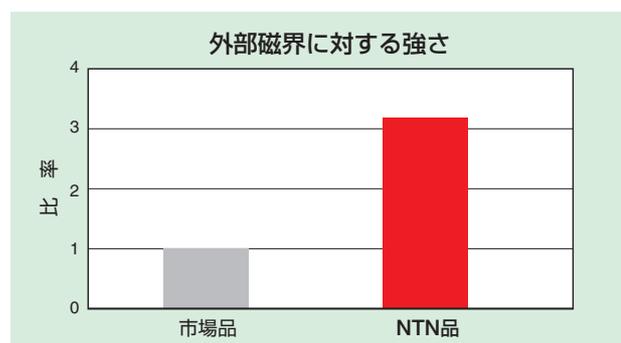
仕様

電源電圧	5~24V、DC
許容温度範囲	-40℃~120℃
出力形態	矩形波、オープンコレクタ
	A, B相
対応可能型番	6202~6209

構造



性能



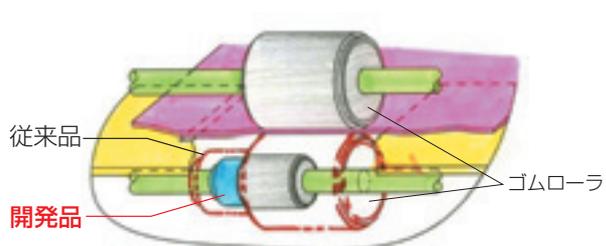
事務機器用 "超"小型トルクリミッタ

業界初！製品寸法φ14×12を実現！装置の省スペース化に貢献

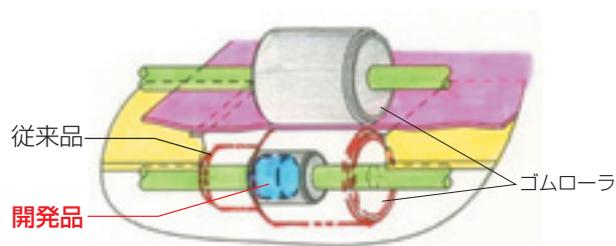


超小型
φ14×12mm(従来品：φ18×18mm)

両方向回転可能
紙詰まり時のメンテナンスが容易

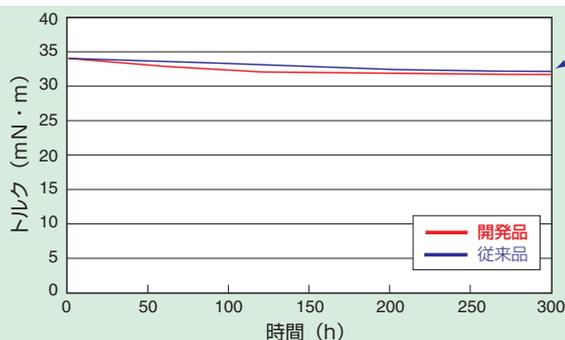


ゴムローラ径のサイズダウン，軸方向の省スペース化が可能
(赤線は従来品)



ゴムローラの中に組み込むことで，部品点数の削減が可能
(水色は開発品)

性能



トルクの安定性は従来品と同等

〈試験条件〉
 雰囲気温度：常温
 運転パターン：1.1秒運転
 0.2秒停止
 回転速度：220min⁻¹

製鉄機械用 耐食性向上軸受 RustGuard™

特殊皮膜で軸受の耐食性を向上，3.5倍の長寿命を実現！



特長

- 耐食性向上による長寿命化：
新特殊リン酸マンガン塩皮膜の開発により，皮膜厚さが従来品の2～3倍となり，腐食（置きさび*）発生環境下において，従来品に対して3.5倍の長寿命化を達成

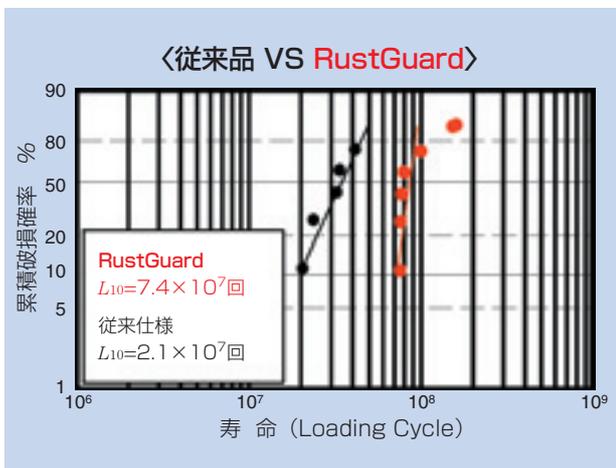
※置きさび：圧延機のロールネック軸受では，圧延ロールのメンテナンスの間，水分が軸受内部に浸入したまま静止状態に放置されるため，内外輪の軌道面上に等間隔（ころのピッチ）で筋状に発生するさびのこと。



適用用途

- 製鉄機械及び製紙機械用途で水の飛散などがある箇所

実機損傷発生モード再現試験の結果



ハイブリッドベアファイト

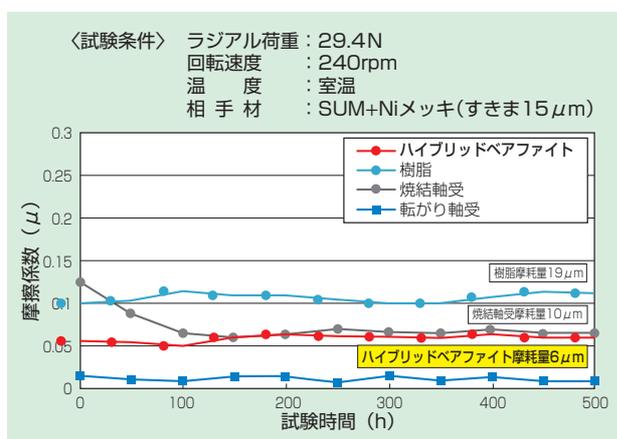
樹脂と焼結合金のハイブリッド構造で低摩擦，高精度，静粛性を実現！



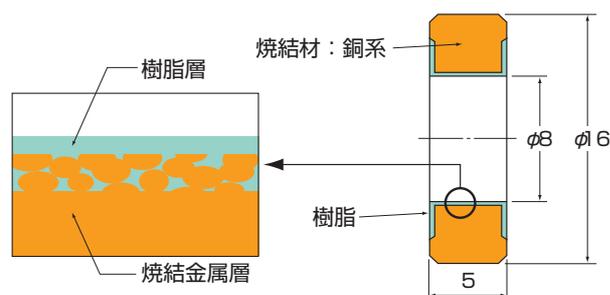
特長

- 低摩擦 ($\mu = 0.05$)
- 樹脂製軸受より高精度
- 転がり軸受より静粛性に優れる
- アクシアル荷重も負荷できる
- アルミ材の軸にも使用できる

性能 (ラジアル荷重負荷時の摩擦特性)



構造

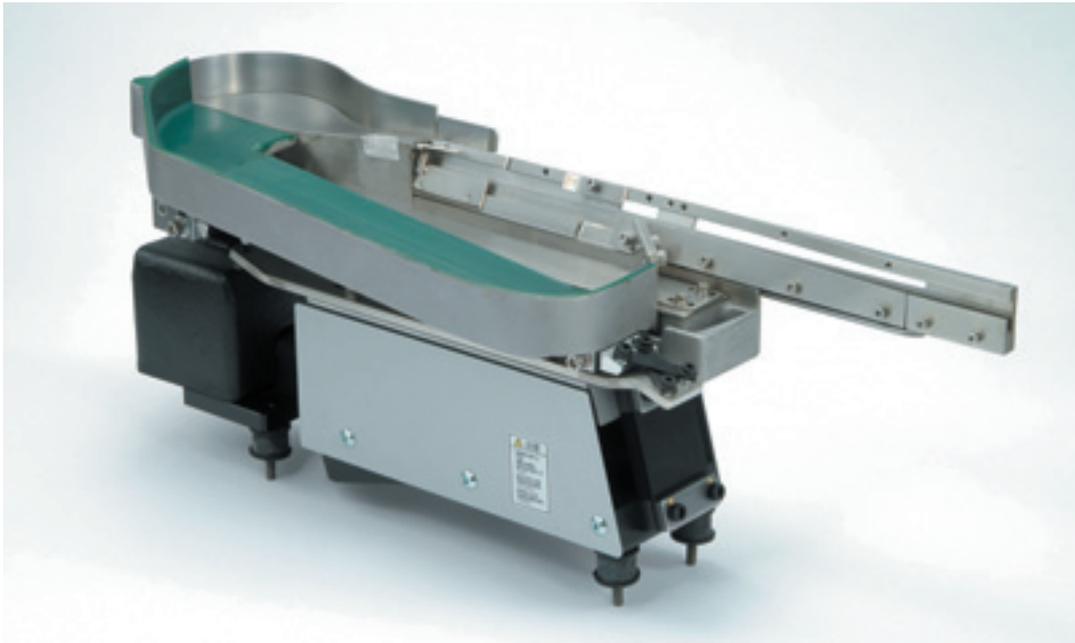


寸法

	内径寸法	外径寸法	長さ	転がり軸受品番
1	φ 6	φ 12	4	WBC6-12ZZA
2	φ 8	φ 12	3.5	W678ZZA
3	φ 8	φ 16	5	W688ZZ
5	φ 10	φ 15	4	W6700LLFV4

モノドライブ2ウェイフィーダ™

1台の直進フィーダで貯蔵・整列・供給を実現した画期的な2ウェイフィーダ



特長

- 1台の直進フィーダで整列・供給側，リターン側の2方向シュートを駆動

既存の直進フィーダ上に新開発の板ばねユニットを搭載することにより，互いに相反する方向の傾斜振動を発生させ，部品整列供給を実現した新型リターンフィーダです。(特許申請中)

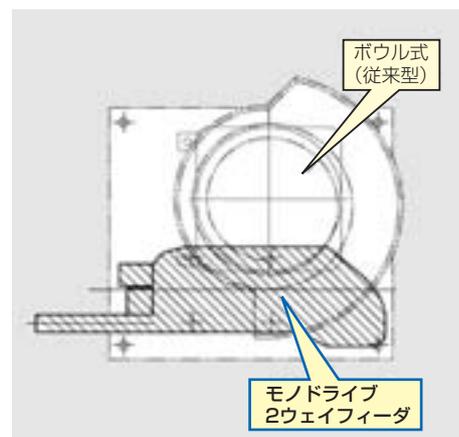
- 省スペース・軽量

ボウルフィーダ式に比べ，シンプルかつコンパクトな省スペース型直進整列供給装置です(設置スペースは約1/2以下)。又，1台の直進フィーダで貯蔵・整列・供給が可能のため，装置の軽量化が可能です。

- シンプルな構造，多品種・小ロット生産に最適

構成がシンプルのため，メンテナンスが容易です。又，シュートを交換するだけで，多品種のワークにも対応が可能です。

平面図



用途

小物から中型の多種多様なワークに適合します。
機械部品，電子部品，プラスチック部品等

超小型研削スラッジ固形化装置

低消費電力に加え操作性も簡便に，環境負荷低減に貢献！



超小型タイプの特長

- 小型タイプ（約2m²）に比べ40%の設置面積（約0.8m²）
- ライン直結（又はマシン直結）が容易な小型
- スラッジ排出量10kg/hの少量対応が可能
- 低価格（小型タイプの50%）で低消費電力であり，経済性に優れる

超小型タイプ導入のメリット（従来機と同じ）

- 油性研削液の再使用によるコスト削減
研削液の回収率90%以上
- 産業廃棄物の排出量削減
体積を最大20%に，重量で最大55%に圧縮可能
- 廃棄物運送・埋め立て費用の削減

タイプ別処理能力と用途

ニーズに応じて使い分けが可能です。

タイプ	水溶性研削スラッジ処理能力	用途
超小型	10kg/h(1.8トン/月)*	個別処理（研削スラッジ濾過装置との直結が容易）
小型	20kg/h(3.6トン/月)*	集中処理，バッチ処理

*8h/日，22日/月稼働とした場合の算出

超小型タイプの寸法および重量

寸法：W 1,000×D 800×H 1,530（mm）
重量：1トン