

TECHNICAL REVIEW

No. **65**

特集 自動車関連商品

OCTOBER 1996



NTNが長年にわたり培ってきた要素技術を基礎とし、市場のニーズを取り入れて開発を行ってきた各種自動車用製品群です。



1	各種オートテンショナ	P30 ,87
2	トラクションドライブ式スーパーチャージャ	P 9
3	ABSセンサ内蔵式ハブベアリング	P59
4	ベアリー商品	P54 ,94
5	大径溶接保持器付針状ころ	P73 ,92
6	各種メカニカルクラッチユニット	P42 ,49
7	各種新タイプ等速ジョイント	次号で特集予定

目 次

[巻頭言]	自動車関連商品特集号に寄せて	1
	取締役 自動車製品研究所 所長 高井 幹夫	
[寄稿]	自動車，自動車技術への憧れ	2
	東京大学 工学部 教授 工学博士 酒井 宏	
[概説]	自動車分野におけるNTNの取組み	5
	自動車製品技術部 藤村 直彦	
[論文]	トラクションドライブ式スーパーチャージャ(TDS)の開発	9
	自動車製品研究所 川瀬 達夫/野崎 孝志/牧野 智昭/齋藤 隆英	
	長寿命軸受(TAB・ETA)の開発と自動車への適用	17
	軸受技術研究所 前田 喜久男/中島 碩一 自動車製品技術部 柏村 博	
	長寿命中炭素鋼NKJ65の特性およびホイール軸受への適用.....	23
	軸受技術研究所 前田 喜久男/中島 碩一 自動車製品技術部 柏村 博 自動車製品研究所 佐橋 弘二	
[解説]	油圧式オートテンショナ	30
	自動車製品技術部 古谷 克身/川島 一貴	
	CVT用ツーウェイクラッチユニット	35
	自動車製品技術部 野尻 博海	
	フリーホイールハブ用メカニカルクラッチユニット(SFH-MCU)	42
	自動車製品研究所 伊藤 健一郎/堀 勲/安達 健郎/秋吉 幸治/乗松 孝幸	
	4WD車ABS用メカニカルクラッチユニット(ABS-MCU)	49
	自動車製品研究所 伊藤 健一郎/安井 誠/後藤 司郎	
	精密樹脂製シールリングおよびチップシール	54
	自動車製品技術部 林 豊 NTN精密樹脂 松本 二郎/梅本 昇	
	ABSセンサ内蔵ハブベアリング	59
	自動車製品技術部 田島 英児 自動車製品研究所 佐橋 弘二 NTN TECHNICAL CENTER (U.S.A.), INC. Jonathan ADLER Russell MONAHAN	
	電装補機用軸受の技術動向	65
	自動車製品技術部 野崎 誠一/岡阪 誠/久保田 好信/赤部 成吾	
	ニードルベアリング用新形式溶接保持器(大型車トランスミッションへの適用)	73
	ニードル軸受技術部 阿部 克史/寺田 智秋	
	ポリループベアリングの二輪車サスペンションへの適用	78
	ニードル軸受技術部 村上 等 自動車製品技術部 中山 充浩	
	改良型プーリユニット	84
	自動車製品技術部 加藤 義夫	
[新商品紹介]	①小型軽量オートテンショナ	87
	②TAB/ETA 長寿命軸受	88
	③SFJ(ドライブシャフト用低振動等速ジョイント)	89
	④HLJ(プロペラシャフト用低振動等速ジョイント)	90
	⑤シートスライド用総ころニードル軸受	91
	⑥大径溶接保持器付針状ころ	92
	⑦ポリループニードル軸受.....	93
	⑧ベアリー商品.....	94
	⑨ミニアチュア樹脂すべりねじ.....	95
	⑩ミニアチュア転造ボールねじ.....	96
	⑪自動車用ワンタッチ継手.....	97
	⑫SFH-MCU(フリーホイールハブ用)	98

CONTENTS

Preface	1
Mikio TAKAI	
<hr/>	
Expectations for Automobile and Automotive Technology	2
Hiroshi SAKAI	
<hr/>	
NTN's Involvement in the Auto Industry	5
Naohiko FUJIMURA	
<hr/>	
Development of a Traction Drive Type Supercharger (TDS)	9
Tatsuo KAWASE, Takashi NOZAKI, Tomoaki MAKINO, Takahide SAITOH	
Development of Long Life TAB and ETA Bearings and Their Automotive Applications	17
Kikuo MAEDA, Hirokazu NAKASHIMA, Hiroshi KASHIMURA	
Properties of NKJ65 Long Life Medium Carbon Steel and Its Application to Automobile Wheel Bearings	23
Kikuo MAEDA, Hiroshi KASHIMURA, Koji SAHASHI	
Introduction of NTN's Hydraulic-Type Autotensioner	30
Katsumi FURUTANI, Kazuki KAWASHIMA	
<hr/>	
Two-way Clutch Unit for CVT's	35
Hiromi NOJIRI	
Development of Super Freewheel Hub Mechanical Clutch Unit (SFH-MCU)	42
Kenichiro ITO, Isao HORI, Kenro ADACHI, Koji AKIYOSHI, Takayuki NORIMATSU	
Development of Mechanical Clutch Unit for ABS	49
Kenichiro ITO, Makoto YASUI, Shiro GOTO	
Introduction of Engineering Plastic Seals	54
Yutaka HAYASHI, Jiro MATSUMOTO, Noboru UMEMOTO	
Development of HUB BEARING with integrated wheel speed sensor for ABS	59
Hisaaki KURA, Takeshi IKEDA and Mitsuru UMEKIDAI	
Trends in Automotive Instrument and Auxiliary Bearing Technology	65
Seiichi NOZAKI, Makoto OKASAKA, Yoshinobu KUBOTA, Seigo AKABE	
New Welded cages for Needle Roller Bearings	73
Katsufumi ABE, Tomoaki TERADA	
Solid Grease Bearings for Motorcycle Suspensions	78
Hitoshi MURAKAMI, Mitsuhiro NAKAYAMA	
Improved Pulley Units	84
Yoshio KATOH	
<hr/>	
Line of New Products	87

自動車関連商品特集号に寄せて

取締役 自動車製品研究所 所長
高井 幹夫

あと数年で21世紀を迎えようとする今、世界規模で自動車産業構造の転換が起こっており、また自動車そのものに求められるニーズも大きく変化しています。

NTNと自動車とのかかわり合いは古く、過去、その高性能化、排気ガス対策、燃費改善対策などの技術課題に取り組んできました。

一方、当社では1970年初頭から軸受の海外生産を開始し、近年は自動車の海外への生産シフトに並行して、自動車専用の等速ジョイント、ハブベアリング、主要軸受の生産を北米や欧州に移してグローバルな展開を図っています。

こうした状況の中で今、自動車に関する主な課題は「低コスト」、「安全」、「環境」であり、自動車メーカーだけでなく、部品メーカーやユニットメーカーの共通課題となっています。

これらはいずれも容易なものではありませんが、それを乗り越えるために技術者の研鑽と発想の転換による革新的技術が強く求められています。

今回、自動車関連商品の特集として、これらの課題に対してNTNの要素技術を応用して取り組んだ成果の一部として、

「低コスト」化を狙った新しい軸受材料や自動車用部品

「安全」性に寄与するABSに関連するユニット

「環境」に対しては、消費エネルギーやCO₂、その他有害ガス及び騒音等の削減が必要であり、それらに関係するトラクションドライブ、メカニカルクラッチ

等の概要について掲載しました。

引き続き市場の要求を先取りする開発を進めて参りますので、今後とも関係各位のご指導とご鞭撻をお願い申し上げます。

尚、自動車の主要部品でありNTNの主力商品の一つである等速ジョイントについては、次回の特集号での紹介を予定しています。

自動車，自動車技術への憧れ



酒井 宏*

Expectations for Automobile and Automotive Technology

By Hiroshi SAKAI

The automobile made a considerable progress in recent decades. In the meantime Japanese cars grew up to be very fine and they appear to have almost completely blotted out the inferiority complex to the advanced foreign cars in those days.

Though the progress in the automobile and automotive technology has not been very rapid, the author believes that the automobile is to face a great innovation in some day, until then the automotive engineers will continue to make efforts to embody the automobiles a real **fun to drive**, in addition to those efforts to satisfy them with the environment, economy and safety requirements.

1. 「モーターファン」の思い出

最近，三栄書房の「モーターファン」が，突然「休刊」になると知って衝撃を受けたのは，筆者一人ではないと思う。いわゆる自動車雑誌でありながら，堤灯記事，フィクション評論などとは違った，技術の「香り」のする記事の特徴とし，特にこの十数年は，兼坂弘の毒舌評論という，技術の本質，真髄に触れるコラムによって，毎月送られてくる「自動車技術」すら滅多に目を通さないエンジニアをも強く引き止めてきたこの雑誌の歩みに，自分の自動車人生，技術者渡世を映し出す人も少なくないであろう。

筆者の場合は，今から40年程前，高校時代にモーターファンを読んだことが，「技術成果」あるいは「職人芸術」としての「自動車」に興味を持つきっかけとなった。東大名誉教授の富塚先生という御老公が，「比較的若い」人達を引き連れ，トーハツの新型モペットを駆って砂塵を巻き上げながら大山街道をひた走る写真とか，NSUによるヴァンケルエンジ

ンの96時間連続運転試験のレポート，隈部大先生の御発言が，かつての御講義における「自動車は本来左右対称」との御高説に反すると平尾先生に指摘され，「一同笑」となった座談会記事など，コマ切れながら今も鮮明に脳裏に蘇ってくる。

それから間もなく自動車に親しむようになり，機械工学科の学生としてエンジンを「趣味」とすることになり，更にはそれが昂じて「仕事」になってしまおうという，大層恵まれた人生を拓いてくれたのが，少年時代の「モーターファン」であった。昨年，「内燃機関」なる雑誌が消滅した時には何の感慨も無く，また比較的最近「科学朝日」からの電話に，「えっ，そんな雑誌がまだあったんですか？」と思わず叫んだ筆者にも，この「モーターファン」休刊の衝撃は大きく，日頃から何となく自分が自動車に託している様々な想い，またエンジンにかける数々の夢が何であったかを，改めて現実の世界と重ね合わせて思い起すことになった。

*東京大学 工学部 教授 工学博士

2．自動車60年の変化

1962年の夏だったと思う。大学の木造小屋の中に長い間眠っていた1932年型のシボレーを「発掘」して走らせたことがある。数センチの厚さの埃の下から現われた昔の自動車に機械の学生が一番びっくりしたのは、その主要構造が最新のフォードと全く変わらないということであった。またその時に見たトランスミッションケースの鋳肌の美しさ、神々しささえ感じさせるミッション歯面の輝きは、終生忘れることができない。「燃費を稼ぐ」ためと思われる自転車のようなフリーホイール機構も面白かったが、これは今から考えればいわゆるオートマチック車の一方向クラッチと同じであった。

一方、エンジンはというと、これが当時の日本のトラックエンジンがこぞってそっくり真似をしたのではないかとと思われる構造と配置を持った6気筒であった。要するに戦争を挟んだ30年間、自動車は何も進歩していなかったのだと学生は単純に思い込んだ。しかしそれで失望することはなかった。たとえ大した進歩はなくとも、自動車というものは自分にとって十分に面白く、30年何も変らぬエンジンもいじるだけでとても楽しいシカケだったからである。

それから更に30年余り、自動車はどのように進歩したであろうか。一に故障が減り、手入れがほとんど不要になったこと、二に静かで滑らかになったこと、三にいわゆる電子制御の応用が進んで色々細かいことが出来るようになったことなどが挙げられるが、いずれも40年前の少年の夢の何かが実現したというものではない。これらの進歩は実に偉大な進歩に違いないのであるが、現在老境を迎えつつあるその男にとっても格別心を動かされるようなものではないのである。

3．自動車への憧れと現実

では40年前の少年は、電気自動車とか、自動運転車とか、安全自動車とかに憧れを抱いていたかというところ、そんなものには興味はおるか発想すら皆無であった。どうも少年の自動車への憧れとは、周囲にあるみすばらしい「国産車」に比べてあまりにも素敵に見える「外車」、特に米国車に対して抱いた憧

れだけだったようである。

実際、19歳の学生が、自動車とは何とすばらしいものかと感動したのは、教習所のフォードを運転して初めて路上練習に出たときの、右前方に広く豊かに展開するフロントガラス越しの眺めであった。そしていつの日か自分もこういう車を持ち、ゆったりとした気持ちで運転を楽しみたいと思った。それから一年足らず後、プリンス自動車のエンジン工場を見学した際、ベテラン職人がシクネスゲージを使わずに、音だけを頼りに弁すきまを調整しているのを見ていたく感心し、エンジンにとり憑かれることになった。

時は移りその学生もいつの間にか初老を迎えた時、耳にしたのは「ここまで自動車は進歩した。日本の自動車技術は世界一だ。もうベンツもBMWも追っかけては来ない。21世紀はわれわれのものだ。…」といった力強い言葉であった。確かに日本の車は立派になった。少くともかつての「国産車」の「外車」に対する劣等感はほとんど払拭された。しかし、その誇るべき日本の自動車に何か感動できるものがあるのかと彼は問いかけた。続いて聞こえたのは、「環境との調和」、「エネルギー問題への対応」、「安全性の追求」、「情報化社会への対応」であった。

4．明日への課題

自動車は必ず進化するはず、エンジンもいずれは進歩するものと、何となく思い込んでやってきたのであったが、結局大した変化はなかった。もし今後、抜本的な進展があるとすれば、それは現在全く知られていないようなエネルギー利用技術の導入によるエンジン革命もしくは推進革命を待つしかないようにすら見受けられる。

とすると、そうした革命の日が訪れるまでは、自動車関係の技術者は本質的には何一つ変わることはない自動車をいじくりまわし、目先の課題の対応に追われるばかりで、その仕事はあまり楽しくない状態が続くのではないかと少々気になる。いや、とにかくクルマが好きなので、つまらない仕事もちっとも苦にならないどころか、実はとっても楽しい仕事の毎日なのである。

今、目先の課題と言えば、何と云っても排出ガス対策であるが、この「対策」がまるで今日の自動車

の「目的」と勘違いされているのではないかと思われる空気が一部に漂っているのは不思議なことである。また、衝突安全の問題にしても、それに対処することは「課題」であって、「目的」ではないはずである。「低公害」、「低燃費」、「高安全」は、いずれも当然の事として総ての自動車に具備すべきものであり、その上に立ってお客様に本当に楽しんで頂ける

クルマを作ること、またそのための構成要素を作り上げることが、自動車および自動車関連技術者の仕事の目標であることは、今後とも変わらないであろう。

21世紀に向って、本物の "Fun to Drive" を誰もが実感できる自動車のための様々な要素技術の創造を、NTN技術陣に今、強く期待する所以である。

自動車分野におけるNTNの取組み

藤村 直彦*

NTN's Involvement in the Auto Industry

By Naohiko FUJIMURA

NTN has been involved with the auto industry since the beginning, and especially since its resurgence following World War II. I would like to report how NTN responded to developments in the auto industry, such as the expansion in the 1960's, the popularity of front wheel drive (FF) cars in the 1970's, and the growth of the luxury car market in the 1980's. I am also pleased to say that NTN will continue to be part of the next generation of cars which will be developed in the near future.

1. まえがき

NTNと自動車とのかかわりは古い。NTNが自動車技術の「変化」のなかで機能部品メーカーとして、どのように貢献してきたかを簡単に振り返ってみる。

2. 黎明期

1949年10月、GHQの乗用車生産に関する制限の全面的解除により、日本の自動車メーカーは和製の自動車を意欲的に作り始めたが、当時の車は機構的には全く欧米車のコピーと言えた。その後、日本の乗用車生産台数は増えつづけ'60年には165,094台に達したが、世界の総生産台数に占める割合は、わずか1.3%であった(図1参照 / 1995年には日本の総生産台数1,009万台 世界シェアは約30%に達している)。

軸受分野では車を単純にエンジン、ミッション、デフ、足まわりの4機能に分解しそれぞれのコンポーネント単位でどのような軸受が使われているかを語るのが通常であった。その方式でいくと黎明期の

車の軸受はミッションにボールベアリング、デフにテーパベアリング、足まわりにテーパ又はボールベアリングと画一的かつ実に単純な使われ方をしており、当時はほとんど標準形番が用いられていた。したがって、特に軸受メーカーが車の設計に参画しているというような認識ではなかったと思われる。

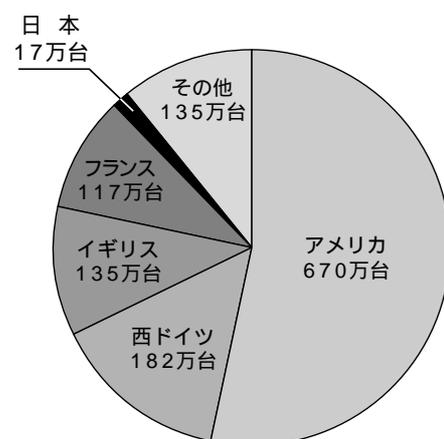


図1 世界の乗用車生産台数 ('60年度)
Worldwide Auto production (1960's)

*自動車製品技術部

3. モータリゼーションの始まりとNTN

“車の流れ”が変わったのは、やはり1960年代後半より始ったモータリゼーションの波からであり、これより軸受の位置付けも格上げされ「工夫の時代」へと突入し始めた。

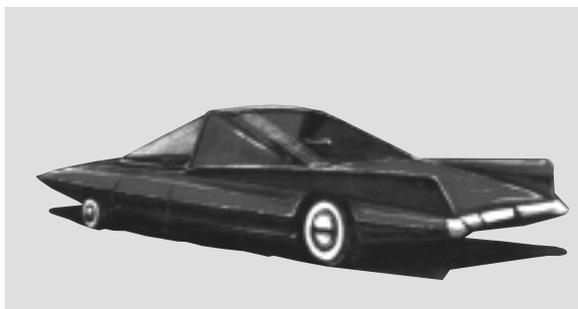


写真1 '60年代に描かれた"未来の自動車"
"The Car of the Future" (c. 1960)



写真2 '60年代の自動車生産ライン
Automotive assembly plant (c. 1960)

まず、ミッションやデフ用として寸法特殊又は内部設計特殊のボールベアリングやテーパベアリングの要求が出始め、続いてニードルベアリングがミッションのアイドルとして欠かせぬものとなり、以降この傾向は現在まで引き継がれている。

NTNはこの流れに応えるべく自動車用専用軸受の量産体制を敷き拡大一方の需要に対応してきた。また、日本最大のニードル軸受工場を建設し、ニードル軸受分野での技術イニシアチブをいち早く確立した(写真3)。

車の主流はまだFR(後輪駆動車)であり当時NTNは軸受に関し二つの画期的商品を世に送り出した。

すなわち、プロペラシャフトのクロスジョイント



写真3 建設当時のニードル軸受工場
Needle Roller Bearings Plant in the early years

用軸受を削り出しのカップタイプからシェルタイプに置換し、加えて特殊なプロペラシャフトの自動組立機(IPH)により十字軸端面とシェルカップ底面との間に予圧を与え振動の飛躍的低減とシール性能の大幅な向上をもたらした。この手法は現在のFR車でもシェルカップ底部に対して低フリクション化の改良を加えながら採用され続けている。

もう一件は自動調心形クラッチリリースベアリングの市場投入である。

この軸受は今でこそ“常識”となっているものの当時はクラッチ板とミッション主軸の心ずれのためクラッチリリースベアリングの損傷が激しく、またクラッチ板の摩耗粉のため、いわゆる天狗の鼻部のかじりを誘発し各メーカーはその対応に苦慮していたものである。NTNは先に述べた心ずれを自動的に解消する信頼性の高いクラッチリリースベアリングを供することによりこの部位の部品交換率を飛躍的に下げることに大きく貢献した。

以上までがFR車全盛時の様子であるが1973年のオイルショックを契機として低燃費を目的とする一大FF(前輪駆動車)ブームが始まった。

4. FF車とNTN

もちろんNTNはブームに先駆けてスズキ、富士重工、ホンダ各社にFF車用等速ジョイント(CVJ)付きドライブシャフトを日本で唯一のメーカーとして供給してきてはいたが、ここにきて一挙にその花が咲いたと言える。

FF車の生産拡大('85年には乗用車の72%がFF車)に伴い設計、製造両面での責務は大きく、低振動CVJ、



写真4 等速ジョイント
Automotive constant velocity joints

信頼性の高いブーツ等を次々と開発し、時の要請に応じていった。現在日本においては自動車メーカーの内製分を除くとほぼ90%のシェアを有しており、昨今のプロペラ軸用も含めCVJのバリエーションの豊富さでは世界No.1である。

5. 高機能化する自動車とNTN

続く自動車技術の流れとしては更なるコンパクト化、軽量化、高性能化に向かうことになる。ここで軸受にもまた新しい流れを生じてくることになった。

一つはミッション用軸受の長寿命化対応である。コンパクト化の圧力を受け、また補機類の増加によりミッション自体を小さくせねばならず、軸間距離は短くなり、静粛性を求めてギヤのねじれ角は大きくなり、加えてエンジントルクは大きくなり続け、主軸の支持軸受は寿命的に苦しくなる一方である。更にミッションオイル中には微細な金属粉が含まれるため、表面亀裂型の剥離も発生しやすいという状況のなかで、NTNは亀裂敏感値の低い(いわゆるごみに強い)TMBボールベアリングや4T又はETと称する長寿命浸炭テーパベアリングを世に送り出した。技術はいたちごとくはよく言ったもので、より高性能化・コンパクト化を狙う昨今では、上記長寿命軸受をベースとし、更なる改良を加えTAB又はETAと名付けた窒化処理軸受として万全の用意を整えている(本号P17参照)。

もう一つの大きな変化は足まわり用軸受のユニット化であった。

従来、ボールベアリングを2個、又はテーパベアリングを2個並べて足まわりを支えていた。この方式では組み立ての煩雑さ、予圧の不安定さ、メンテナンス時

の信頼性の問題等をかかえていたが、軸受をユニット化することによりコンパクト化、組立性の向上、メンテナンス性向上、信頼性の向上を果すことができた。

NTNはいち早く足まわり用軸受のユニット化に取り組み、特にテーパユニット、ハブベアリングについては日本で最初に量産化し、その流れに先鞭をつけた。現在量産中の乗用車は前・後輪用とも軸受のユニット化はほぼ100%(除軽自動車)完了しており、これら軸受は常識とまでなった。



写真5 ハブベアリング
Automotive hub bearings

更にミッションにおいてはAT車の普及が目覚ましく('95年度は、約81%)それに伴いスラストニードルベアリング(1台中に10~15個使用される)の一大需要の始まりが特筆される。軸受の形式としては古くから知られているがオートマチックトランスミッション用には工夫を加え、組み込み易いように軌道輪と保持器&ローラを一体化したり、油の通りぬけのための特殊加工を加えたり、NTNでは、そのバリエーションの豊富さを誇っている(本号P73,78参照)。

また、これらの機器に使用される油圧・空気圧を密封するテフロン系の新素材も開発している(本号P54,94参照)。

一方、'70年代に始まったFF車の流れは、居住空間の拡大や低燃費化のためのひとつのスタイルを確立しており、これに適應するCVJの研究開発は、当社の重要なテーマとなっている(本号P89,90参照)。

これまで自動車のメイン部位用の軸受の変遷及びNTNの貢献を述べてきたが忘れてならないのは、いわゆる電装・補機、例えばオルタネータ、エアコン、ファンクラッチ、ステアリング系、スタータ、キャブ、ABS等用の軸受であり、総数量的にはむしろメインの部位を上まわる。これらの軸受も上述の自動車技



写真6 シェル形ニードルベアリングとスラストニードルベアリング
Shell type needle roller bearings and Thrust needle roller bearings

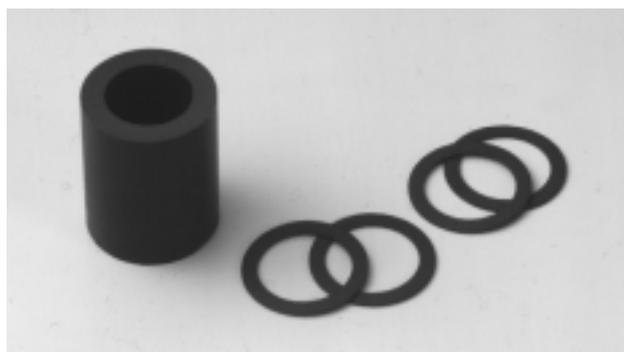


写真7 トランスミッション用シールリング
Seal rings for transmissions

術の流れに何らかの形で沿ってきているものが多い(例: 図2 オルタネータの軽量化の推移), 細かい軸受の仕様は全て“特殊”といつてよい。NTNは常に顧客に密着し永年にわたり技術ニーズに最もマッチした軸受を大量供給してきている(本号P65参照)。

最後に、自動車の成長時代の真只中、1988年に創設された自動車製品研究所の成果についても言及したい。

ここでは、軸受や従来のCVJには属さない自動車専用機能部品又は専用アセンブリー品の研究開発を巾広く手がけ、特に自動車の高機能化ニーズに応える商品を既に量産化したり、またその準備を進め

ている。タイミングベルト用の密封油圧式オートテンショナ、チェーンテンショナ、各種メカニカル ツーウェイクラッチ、エア式オートハブ、トラクションドライブ方式のスーパーチャージャ等々がそれでありNTN技術に幅広さを加え、高付加価値商品の供給の道を歩んでいる。

6. あとがき

以上、極く最近までの自動車用として要求される軸受、CVJ、専用機能品の技術ニーズを踏まえてこの分野におけるNTNの取組みを述べてきたが、このたび発行のテクニカルレビューを通じ、今、自動車に求められている課題の中でNTNの製品技術として向かおうとしている内容の一端を紹介したいと思う。

[具体的には以降の小論・紹介記事にて]

言うまでもなく今の自動車のニーズに対するメインキーワードは「環境」、「安全」、「低コスト」であり、これに「快適さ」、「便利さ」というような人間味加わる。従来言われた走る・とまる・まがるという基本動力性能に関するダイレクトな要求表現は消えた。このわずか3語ないし5語を実現する技術のうち、軸受やCVJをはじめ、NTNの手がける自動車専用部品が関与できそうなものを挙げてみると電氣化、DI(ダイレクトインジェクション)、2サイクル化、水素エンジン、ターボ・スーパーチャージャ、ABS、トラクションコントロール、RV、AWD、CVT、電動パワステ、アクティブサス、センサ技術等々幅広いものがある。更に地球環境問題としての特定フロンやCO₂の問題が国際的な課題として取り挙げられ、電氣自動車(EV)やアルコール自動車・天然ガス自動車、更には将来の実用化を前提としたソーラーカーの開発が行われているなかでNTNが貢献できる技術は多数ある。

一方、軸受やCVJは常に重要機能部品・要素であり、必ずしも上記のキーワードにダイレクトに結びつかなくてもNTNとしては機能に対する不断の改良開発、低コスト化の責務を負っていると心得、これらの方面でも今後とも自動車生産に力強くかかわっていくつもりである。

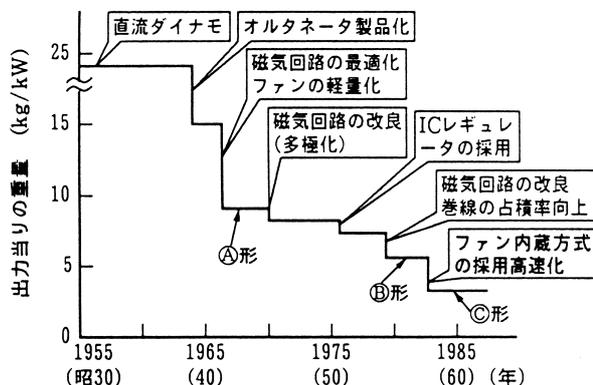


図2 オルタネータの軽量化の推移
The change in alternator performance

参考文献

- ：荒井久治 自動車工学会全書 自動車の発達史 (1995)
- ：日本自動車工業会編 日本の自動車工業 (1996)

トラクションドライブ式スーパーチャージャ(TDS)の開発

川瀬 達夫*
野崎 孝志*
牧野 智昭*
齋藤 隆英*

Development of a Traction Drive Type Supercharger (TDS)

By Tatsuo KAWASE, Takashi NOZAKI, Tomoaki MAKINO and Takahide SAITOH

Diesel truck emission standards have continued to tighten through the 1990's. One way for engine designers to reduce particulate emissions is to apply a mechanically-driven supercharger to the engine. In heavy-duty trucks especially, supercharged diesel engines have increased low-speed torque, allowing for down-sized engines, improved fuel economy, and ultimately reduced exhaust emissions.

This paper describes the development of a traction drive supercharger (TDS), which has a continuously variable transmission that allows the supercharger to be more effective at all engine speeds. The construction of the TDS, the power transmission efficiency, and the ratio change response are discussed.

1. まえがき

近年、ディーゼルエンジンの排気は、大気汚染への影響が大きいとみなされ、規制強化の対象となっている。

ディーゼルエンジンにおける排気ガス低減のひとつの対策として、過給を行うことが考えられている。すなわち、過給を行い空気過剰率を増大することで、燃料噴霧との混合が促進し着火遅れ期間が短縮され、予混合燃焼の抑制により窒素酸化物(NO_x)が低減し、また拡散燃焼が活発になりパーティキュレート(PM)も低減することが報告されている¹⁾。また発進時のスモークについては、法的規制をクリアすることが目的というよりむしろ、ユーザ対応としての開発課題となっている。特に大型車にスーパーチャージャを搭載し、発進時トルクを高めることができれば、発進時のスモーク対策になるばかりでなく、エンジンの小型軽量化も期待でき、結果的に排気ガ

スおよび燃費の改善につながると考えられる。

NTNでは、上述の要求を満足するために、無段変速機能を有する遠心式トラクションドライブスーパーチャージャ(以下TDS)の開発をおこなった。

無段変速機構にトラクションドライブ方式を採用することで、高回転化及び良好な変速応答性を達成することができた。

本稿では、トラクションドライブの理論的取り扱い、TDSの構造およびその性能(伝達効率、変速応答性)について述べる。(特許申請中)

2. トラクションドライブの理論計算

トラクションドライブは、弾性流体潤滑(EHL)下で油膜を介してトルクを伝達する動力伝達機構であり、近年のEHL解析、潤滑油の高圧物性の知見の進展と相まって理論・実験両面で研究が進められ信頼性の高い解析が可能となってきている。

ここでは、すべり率とせん断力の関係を表すトラクションカーブを表現するためのオイルモデル、油

*自動車製品研究所

の高圧物性，オイルモデルの方程式を解く上での温度境界条件の取り扱い等について概説する。

2.1 トラクシヨンの解析モデル

オイルは，低圧では粘性体として挙動し，高圧になるにしたがって粘弾性体から弾塑性体に移行することが知られている²⁾。粘弾性モデルを粘性体の領域まで拡張して用いると解の精度はあまり良くないが，弾塑性領域へ拡張した場合はトラクシオン特性を良く評価できることが基礎試験で確認されており³⁾，実機の性能評価の上ではすべての運転条件に粘弾性モデルを採用することができる。

トラクシオンオイルモデルの構成方程式の代表的なものとして下記の式⁴⁾が提案されている。

(1) Johnson & Tevaarwerkのモデル

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d}{dt} + \frac{\sigma_0}{\sigma_0} \sinh \frac{\sigma}{\sigma_0}$$

(2) Bair & Winerのモデル

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d}{dt} - \frac{L}{L} \ln \left(1 - \frac{L}{L} \right)$$

(3) Gecim & Winerのモデル

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{G} \frac{d}{dt} + \frac{L}{L} \tanh^{-1} \frac{L}{L}$$

これらのモデルの中で最初に提唱されたJohnson & Tevaarwerkのモデル⁵⁾は，特性値であるせん断弾性係数*G*及びアイリング応力(特性応力とも呼ばれる) σ_0 に関する研究も多く⁶⁻⁹⁾，また熱解析を併用することで良好な結果を得られることが知られている。ここでのトラクシオンドライブの基礎実験及び実機開発には，Eyring粘性を用いたJohnson & Tevaarwerkの非線形粘弾性モデルを採用した。

また，以下のトラクシオン解析では，接触部の油膜厚さを一定とし，圧力は平均ヘルツ圧で一定と仮定している。

2.2 トラクシオン接触部の油膜厚さ

トラクシオン接触部はEHL接触状態にあることからトルク伝達に寄与する油膜厚さに関しては，Hamrock & Dowsonの中央膜厚式¹⁰⁾を用いた。

$$H_c = 2.69 U^{0.67} G^{0.53} W^{-0.067} (1 - 0.61 e^{-0.73k})$$

近年，Chittendenらの式¹¹⁾が用いられることが多いが楕円パラメータ*k*が1以上であれば十分な精度で解が得られる。

2.3 高圧粘度式

オイルの粘度は圧力上昇に伴って指数関数的に増加し，高圧になると固化することが高圧粘度計を用いた実験で確かめられている¹²⁾。しかしながら，オイルはトラクシオン接触部を0.1ms以下の時間で通過するため，静的な粘度圧力関係式とは異なった等価粘度になることが指摘されている¹³⁾。

圧力粘度係数には種々の式が提案されており¹⁴⁾，本解析では次のSo & Klausの式¹⁵⁾を採用した。しかし，この式をトラクシオンオイルに使用した場合，他の研究結果と比較して低い値の α を与えるのでより最適な粘度式を用いるかあるいは実測データを採用する等の改良の余地がある。

$$\begin{aligned} &= 1.030 + 3.50 \alpha (\log_{10} \sigma)^{0.627} \\ &+ 2.412 \times 10^{-4} m_0^{5.1903} (\log_{10} \sigma)^{1.5976} \\ &- 3.387 (\log_{10} \sigma)^{0.0975} \sigma^{0.1162} \end{aligned}$$

So & Klausから算出した α を使い，Houpertの手法¹⁶⁾を用いて，Roelandsの式中の*So*と*z*を求め，次式に示すRoelandsの式から広範囲の圧力・温度での粘度を計算した。

$$\frac{\log_{10} \eta + 1.2}{\log_{10} \eta_0 + 1.2} = \left(\frac{\sigma_0 + 135}{+135} \right) \left(1 + \frac{P}{2000} \frac{z}{\sigma_0} \right)$$

2.4 熱解析

すべり率の小さい領域でのトラクシオン特性は，特性値であるせん断弾性係数とアイリング応力が支配的な要因となる。しかし，高すべり率になるにしたがって接触部の熱解析が重要になる。

ここでは下記の温度上昇分³⁾を考慮して解析している。

(1) トラクシオン面の表面温度上昇

トラクシオン部の油膜平行部のローラ表面温度上昇分は，Crookから次式で求めた¹⁷⁾。

$$\Delta t = \frac{0.96 b^{1/2} \Delta U}{(K m_m c_m U)^{1/2}}$$

(2) EHL接触部入り口の粘性せん断発熱

周速の小さい領域においては，等粘度を仮定して

いるGohar¹⁸⁾の式を用いても大差ないが、高周速では温度上昇が大きくなりすぎる問題がある。

ここではGreenwood&Kauzlarich¹⁹⁾の手法で算出した。

(3)油膜内部でのせん断による温度上昇

(1)と(2)で求めた温度上昇を境界条件として、下記の油膜内の熱伝達のエネルギー方程式を解いて油膜内部の温度上昇を算出した。

$$cU \frac{\Delta t}{x} = K \frac{2\Delta t}{z^2} + \frac{\Delta U}{h}$$

2.5 トラクション特性値

種々の面圧・温度・速度の運転条件でトラクション特性値を関数化し、数値計算する上で取り扱いの容易な形としておくと実機設計のツールとして利用でき、また信頼性の高い性能予測が可能となる。

そこで、予め基礎試験機を用いてトラクション実験を行い、それらのデータをJohnson&Tevaarwerk

の非線形粘弾性モデルに適用しカーブフィットすることでトラクションオイルの特性値であるせん断弾性係数とアイリング応力を温度・圧力・速度の関数³⁾として表現した。

ここで用いた基礎試験機は、図1に示す2円筒試験機である。この試験機は、ギヤボックス内の歯車のかみ合わせを選択することで強制的に上下ローラ間のすべり率を設定する動力循環式の構造となっている。また、上ローラと下ローラは電氣的に絶縁されており、上下ローラ間に電圧を印加し、電圧変化を測定することによってローラの接触状況を観測できる特徴がある。

トラクションのカーブフィッティングによるサントトラック32のせん断弾性係数とアイリング応力の計算結果の一例をそれぞれ図2と図3に示す。

オイルの特性値をこれら基礎試験によって把握することで、トラクションドライブの設計及び性能解析が精度良くできるようになった。

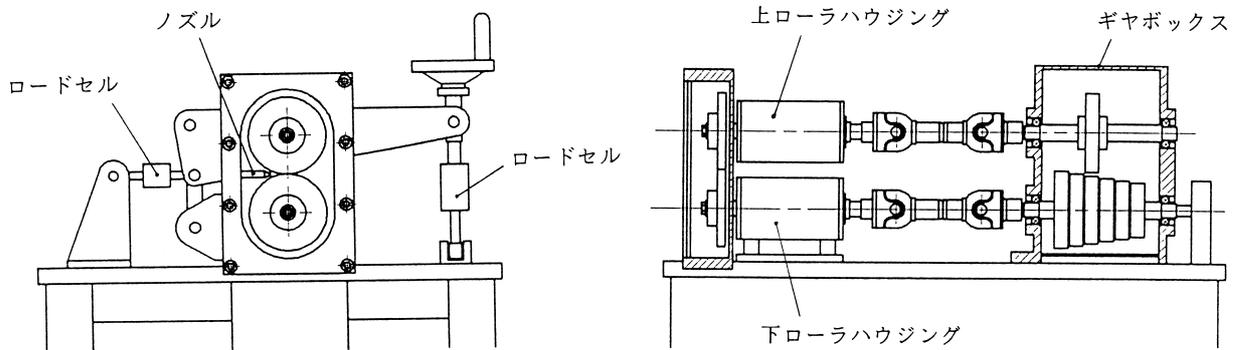


図1 2円筒式トラクション測定試験機
Two-roller traction test machine

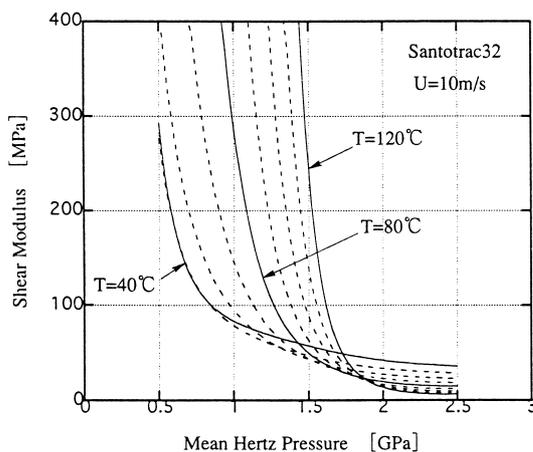


図2 せん断弾性係数
Shear modulus

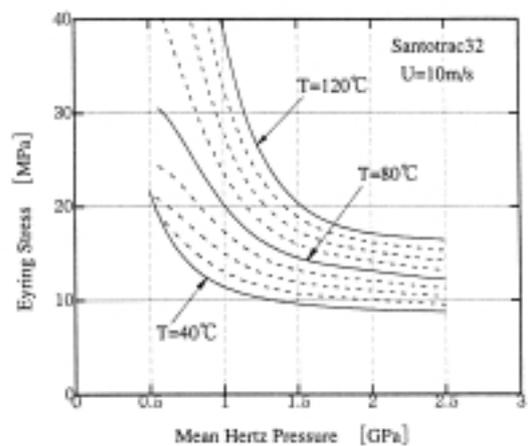


図3 アイリング応力
Eyring stress

3 . TDSの構造²⁰⁾

ここでは、無段変速機能を有するトラクションドライブ部のみにて増速をおこなうTDS01と、TDS01のトラクション部と遊星歯車装置との組合せで二段増速機構を有し、かつ電磁クラッチおよびポンプを内蔵し、車載を可能としたTDS05について紹介する。

3.1 TDS01の構造と作動

TDSのトラクションドライブ部は、2K-H形の遊星歯車列を採用している。2K-H形とは、K-H-V方式の遊星歯車列分類法において、トラクション面となる二箇所の接触点(2K)と遊星軸を支持するキャリア(H)とを有する無段変速機を表している。

図4にTDS01の入力軸方向から見たトラクションドライブ部の立体図、図5にTDS01の構造図を示す。

入力軸に取り付けられたアウトリング(写真1)の回転がダブルコーン(写真2)の一方の円錐面に自転を与え、他方の円錐面に接触するサンローラに伝えられて出力軸(写真3)を増速する。ダブルコーンは公転せずに自転のみ行うもので、本装置では三個のダブルコーンを有する構造となっている。したがって、動力は入力軸と出力軸ともに三箇所で伝達される。

ダブルコーンが接触する円錐母線は、入出力軸に対してわずかに傾いており、入出力軸を支持する玉

軸受を介してばね力(以下予圧力)により各接触点に法線力を作用させている。ダブルコーンに加わるアウトリングからの法線力と、サンローラからの法線力がつりあう構造であるため、ダブルコーン自転軸受には荷重が作用しないという特徴がある。

変速はダブルコーンを支持するキャリア(写真4)を入出力軸方向に平行移動することによって行う。

入出力軸受およびトラクション部は、トラクションオイルによって潤滑されている。

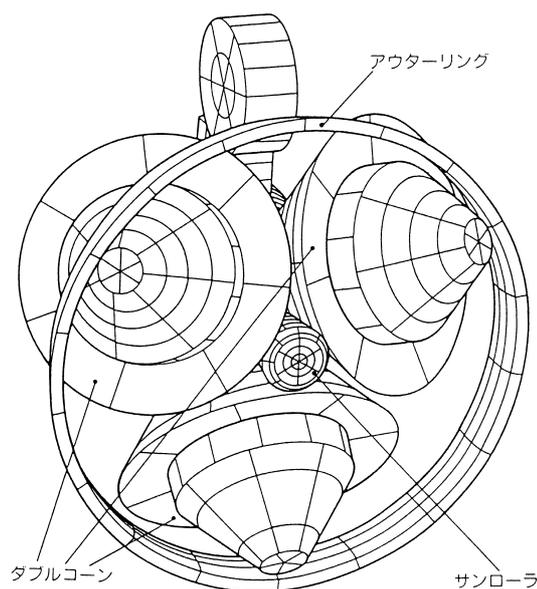


図4 トラクションドライブ部立体図
Stereograph of the 2K-H traction drive unit

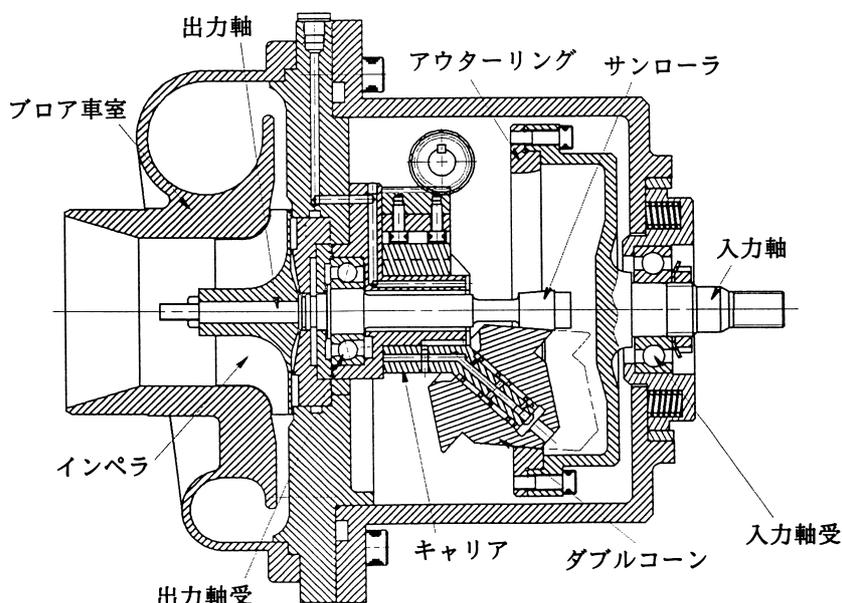


図5 TDS01の構造
Schematic view of the TDS01

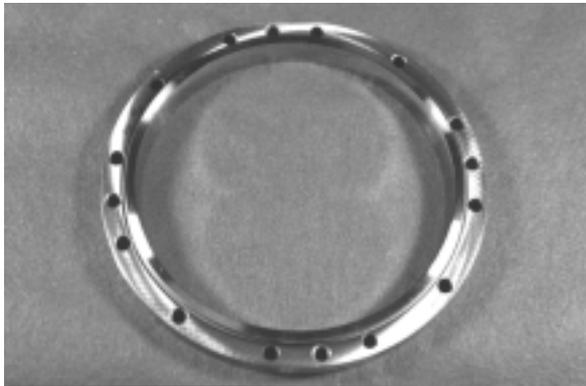


写真1 アウタリング
Outer ring

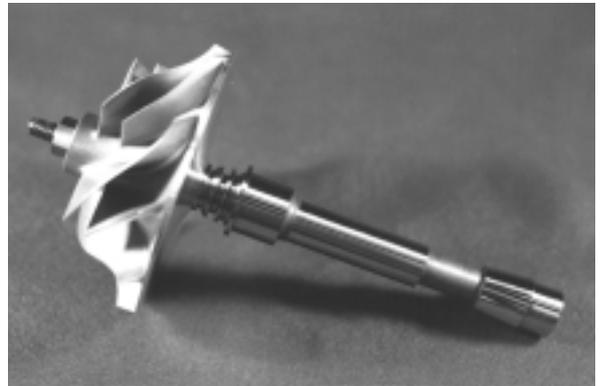


写真3 出力軸
Output shaft



写真2 ダブルコーン
Double cones



写真4 キャリア
Carrier

3.2 TDS05の構造と作動

図6にTDS05の構造を示す。TDS05は前述のように車載を目的に、TDS01と電磁クラッチおよび潤滑用ポンプ等を組み合わせたものである。

エンジンクランク軸プリーよりベルトを介して、入力プリーに回転が与えられる。入力部には乾式単板電磁クラッチが取り付けられ、入力軸回転が高回転になるか、あるいはターボチャージャと併用する際は、ターボチャージャが作動する回転領域に達すると同クラッチにより入力を遮断する。

電磁クラッチを介した入力は、遊星歯車入力軸に伝達され、第一段増速部である遊星歯車装置に入力される。第一段増速部の出力は、遊星歯車装置の太陽歯車より、第二段増速部のトラクション部に伝達される。トラクション部の基本的な作動については、TDS01の作動と同様であるので割愛する。

変速機構については、変速軸を回転させラック&ピニオンにより、キャリアを軸方向に平行移動させる。変速軸を回転させる方法は、ハウジング外部よりステ

ッピングモータ等で変速させるのが一般的である。しかしながら、空気圧を比較的容易に得ることのできる大型車などでは、多段式のエアシリンダを用いて変速を行うことも可能である。この際、変速は有段となるが、変速制御が容易であることなどから、TDS05には本方式を採用し、変速性の確認等を行っている。

潤滑については、入力軸上に潤滑用トロコイドポンプが配置され、ハウジング内部配管を通じて、主に出力軸受、ダブルコーンとキャリア間のニードル軸受、およびトラクション部の潤滑を行っている。特にトラクション部のサンローラについては、キャリアガイド端面より潤滑油を直接吹きつける方式としている。また、潤滑油は外部に取り付けたオイルクーラにより冷却されている。

TDS05については、TDS01に対して予圧力負荷構造の変更を行っている。予圧力負荷部の軸方向スライドを円滑に行うため、ニードル軸受を採用し、また予圧力負荷構造を小型化するため、皿ばねとスラスト軸受を採用し予圧力負荷を行っている。

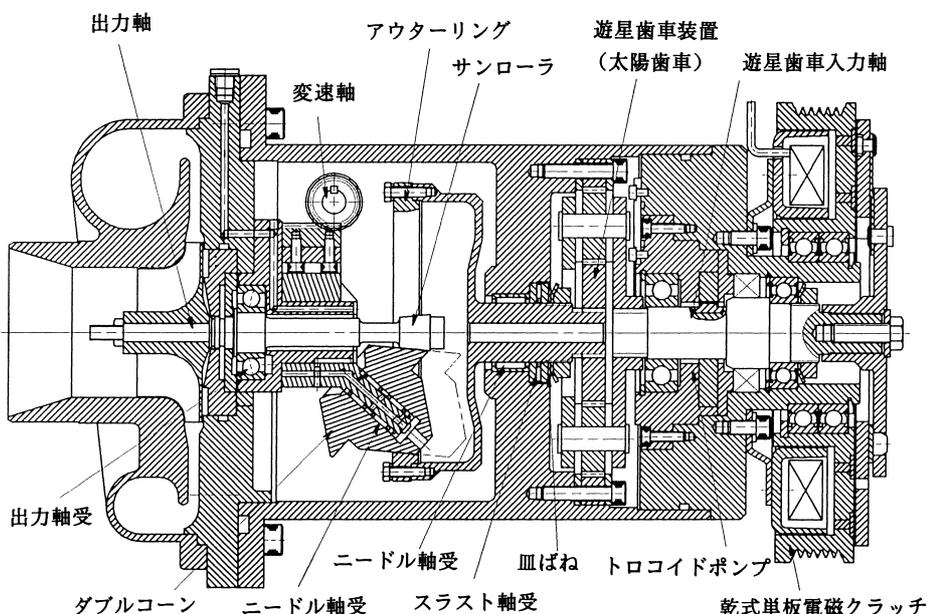


図6 TDS05の構造
Schematic view of the TDS05

4 . TDS性能試験

4.1 効率試験

ここでは、トラクション部のみの一段増速装置であるTDS01の伝達効率について述べる。

4.1.1 実験装置および方法

図7に実験装置の概略構成を示す。本装置にて、TDS01のインペラを含む総合伝達効率の測定を行った。

インバータモータによって $2.5 \times 10^3 \sim 3.9 \times 10^3$ rpmの範囲でプーリにより回転を増速し、TDS01の入力

軸を駆動する。入力動力は、入力軸の回転数およびトルクを計測して算出した。出力動力は、インペラの回転によって圧縮された空気の流量、圧力、および温度を測定して理論断熱空気動力を算出した。出力動力の調節は、排気側に取り付けた排気弁の弁開度を変えることにより行った。

本試験におけるTDS01の潤滑は、外部油圧ユニットにより、トラクションオイルを循環させる方法にて行っている。

実験条件は、以下の通りである。

予圧力	: 461 ~ 784 N
出力軸回転数	: $50 \times 10^3 \sim 75 \times 10^3$ rpm
トラクション接触面供給油量	: $400 \text{ cm}^3/\text{min}$ (const.)
供給油温	: 40°C (const.)
変速比	: 2 α (トラクション部のみ)

4.1.2 実験結果

図8には予圧力を784N一定とし、出力軸回転数を変化させた場合の流量 - 圧力特性線図を示す。計測された最大伝達効率は、出力軸回転数 70×10^3 rpmの場合51.0%であり、インペラの効率を約65%とすると、トラクションドライブ部のみの伝達効率は78.5%となる。

図9は、出力回転数が 60×10^3 rpmのときの最高効率点における予圧力 - 効率線図である。図中の各点

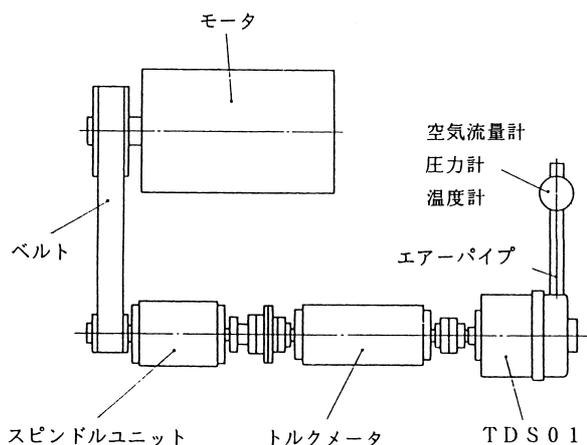


図7 トラクションドライブ試験機の概略図
Testing facilities for the TDS01

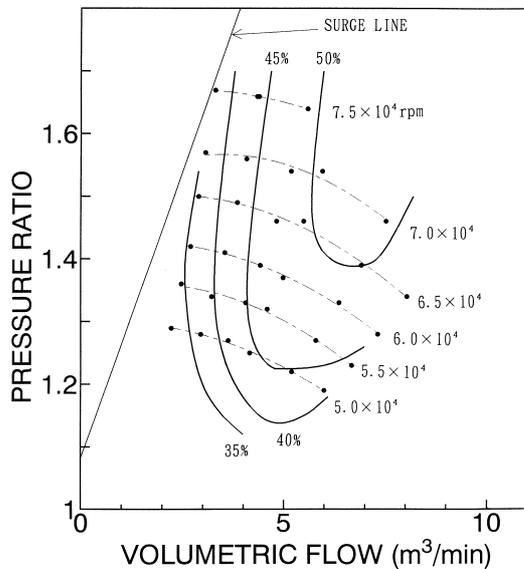


図8 伝達効率
Power transmission efficiency

において、

- ①アウトリングとダブルコーンの最大面圧
- ②ダブルコーンとサンローラの最大面圧

を示している。図の曲線は予圧力の増加に伴って、効率が低下することを示している。

4.2 変速応答試験

ここでは、変速軸を回転させる方法として多段式エアシリンダを用いたTDS05の変速応答性について述べる。

4.2.1 実験装置および方法

実験装置については、効率実験に用いた図7の実験装置にモータプーリより、TDS05にベルトを介して直接入力を与える方法で行った。

実験は、最小変速比から最大変速比への変速時間および最大変速比から最小変速比への変速時間についての計測を行った。変速時間については、出力回転数の変化を計測し、変速入力エアシリンダ用電磁弁の入力信号とした。

実験条件は、以下の通りである。

- 入力回転数 : 1.44×10^3 rpm
- 出力回転数 : 70×10^3 rpm (最大変速比)
 33.3×10^3 rpm (最小変速比)
- 供給空気圧力 : 0.6 MPa

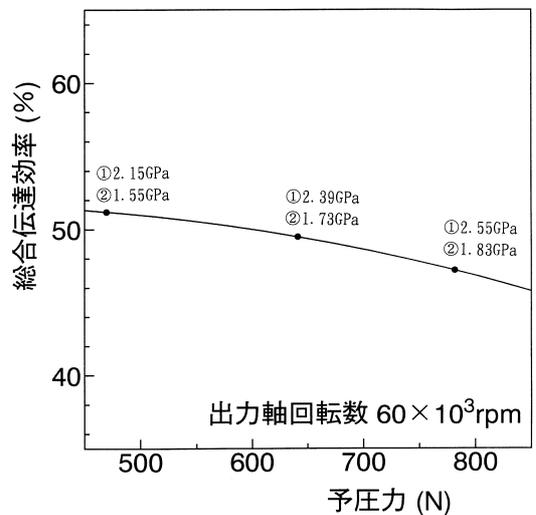
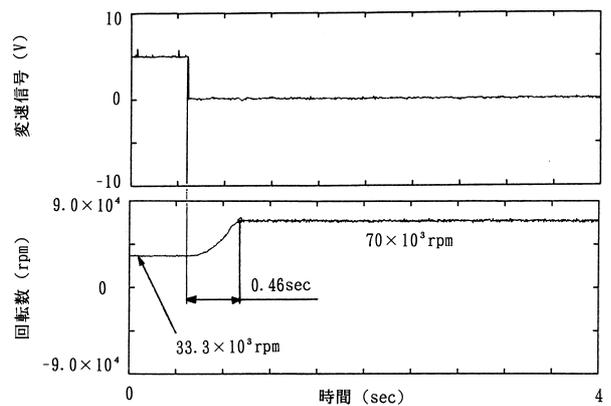
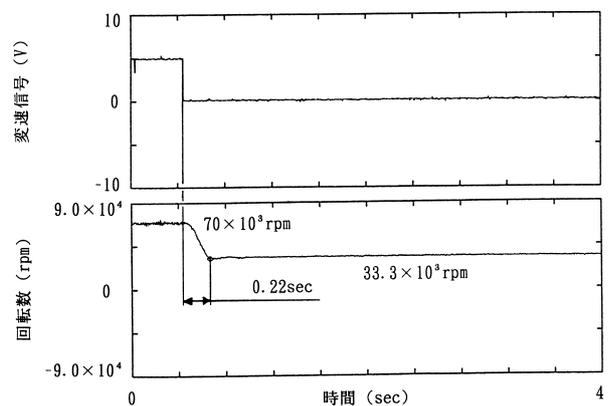


図9 予圧力 - 伝達効率
Effect of axially applied load on the transmission efficiency



(a) 最小変速比位置→最大変速比位置



(b) 最大変速比位置→最小変速比位置

図10 変速応答性
Ratio change response

4.2.2 実験結果

図10に、変速応答性(出力回転数の変化)を示す。変速応答時間を変速信号入力から、出力回転数 70×10^3 rpmまで立ち上がる時間とすると、

最小変速比 最大変速比 0.46秒

最大変速比 最小変速比 0.22秒

であった。

変速時の回転数変化からもわかるように、変速特性は、オーバシュート等もなく滑らかである。エアシリンダへの供給空気圧、供給空気流量、およびエアシリンダの容量を適切に選定することで、電磁弁のON-OFFのみで変速制御が可能であることを示している。

5. まとめ

トラクションオイルモデルとして、Eyring粘性を用いたJohnson&Tevaarwerkの非線形粘弾性モデルを採用し、2円筒試験機によって得られたトラクションのデータをオイルモデルにカーブフィットすることでトラクションオイルの特性値であるせん断弾性係数とアイリング応力を温度・圧力・速度の関数として表現した。

これらの基礎試験及びトラクション理論によりトラクションドライブ方式の無段変速機構を有する2K-H形トラクションドライブ式スーパーチャージャTDS01および入力側に電磁クラッチ、オイルポンプ、遊星歯車装置を取り付けた二段増速式TDS05を設計・試作し性能試験を行った。

トラクション部およびインペラを取り付けたTDS01の最高伝達効率、出力軸回転数 70×10^3 rpm時に、51.0%であった。また、予圧力を増加させると伝達効率は低下することが確かめられた。

変速応答性については、0.46秒(最小変速比 最大変速比)が得られた。この値は、実用上問題のない値であると考えられる。

参考文献

- 1) 遠藤真, ほか3名, 自動車技術 47,10 (1993), 17
- 2) Evans, C. R. & Johnson, K. L., Proc.Instn. Mech. Engrs, 200, C5 (1986), 313
- 3) 牧野智昭・川瀬達夫,
トライボロジー会議予稿集 東京1996-5) 88

- 4) Bair, S. & Winer, W. O., Trans. ASME J.Tribol., 112 (1990), 246
- 5) Johnson, K. L. & Tevaarwerk, J. T., Proc. Roy. Soc. Lond., A 356 (1977), 215
- 6) Johnson, K. L. & Roberts, A. D., Proc. Roy. Soc. Lond., A 337 (1974), 217
- 7) Hirst, W. & Moore, A. J., Phil. Trans. Roy. Soc. Lond., A 298 (1980), 183
- 8) 村木正芳・木村好次, 潤滑, 30, 1 (1985), 45
- 9) Evans, C. R. & Johnson, K. L., Proc. Instn Mech. Engrs, 200, C5 (1986), 303
- 10) Hamrock, B. J. & Dowson, D., "Ball Bearing Lubrication", John Wiley & Sons (1981)
- 11) Chittenden, R. J., ほか3名, Proc. Roy. Soc. Lond, A 397 (1985), 271
- 12) 例えば, 大野信義, ほか3名, 潤滑, 33, 12 (1988), 922
- 13) 安富清治郎, 潤滑, 32, 6 (1987), 393
- 14) Berthe, D. & Vergne, P., J. Rheol 34, 8 (1990), 1396
- 15) Wu, C. S., ほか2名, Trans. ASME J.Tribol., 111 (1989), 121
- 16) Houpert, L., Trans. ASME J. Tribol., 107 (1985), 241
- 17) 村木正芳・木村好次, 潤滑, 28, 10 (1983), 753
- 18) Gohar, R., "Elastohydrodynamics", Ellis Horwood (1988), 164
- 19) Greenwood, J. A. & Kauzlarich, J. J., Trans. ASME J. Lubr. Technol., 95 (1973), 417
- 20) 川瀬達夫, NTN TECHNICAL REVIEW NO.61 (1992), 21.

長寿命軸受 (TAB・ETA) の開発と自動車への適用

前田喜久男*
中島 碩一*
柏村 博**

Development of Long Life TAB and ETA Bearings and Their Automotive Applications

By Kikuo MAEDA, Hirokazu NAKASHIMA and Hiroshi KASHIMURA

With recent improvements in steel purity, bearings now have longer rolling contact fatigue (RCF) life, with the main failure mechanism being subsurface spalling. However, downsizing, weight reduction, higher speeds and other performance improvements result in more severe conditions for bearings in today's automotive applications. As these bearings are subjected to higher temperatures, heavier loads and poor lubrication, the RCF life is determined by surface failures such as peeling and crevice-type flaking.

NTN has recently developed two types of long-life bearings: TAB ball bearings and ETA tapered roller bearings. This paper presents the RCF test results for TAB and ETA bearings under a variety of conditions typically experienced in automotive applications.

1. まえがき

最近の軸受は鋼の清浄度の向上から、清浄かつ適切な潤滑条件下では、非金属介在物を起点とする従来型の転がり疲れ剥離寿命は著しく向上し、荷重が軽い場合、軸受寿命は半永久的であり、一種の疲労限が存在するとの説¹⁾もある。

しかし、一方で、軸受の使用条件は過酷になりつつあり、特に自動車関係では、軽量化、低燃費化、高能率化の点から、軸受はより高温、高速、高荷重で使用される機運にある。これに加えて、トランスミッション用軸受ではギヤの摩耗粉や欠けによる硬質異物の混入が避けられず、ピーリングやごみ圧痕を起点とする表面起点型剥離が軸受寿命を決定して

いるといっても過言ではない。このような環境では、上述の清浄度の向上では長寿命化は期待できず、表面起点型剥離および重荷重に強い軸受が必要になる。

このため 軸受各社は最近主として高合金鋼化と表面改質(浸炭窒化)の組み合わせによる長寿命軸受を発表している^{2) 3) 4)}。NTNでは長寿命玉軸受TAB軸受と長寿命円すいころ軸受ETA軸受の開発を完了し、すでに市場で使用されている。開発の経緯については前々号⁵⁾で述べているがここではそれらの材質的な特徴及び基本的な寿命特性を詳述しまた自動車用軸受として各種の試験を行った結果について紹介する。

2. 長寿命軸受の特徴

これまでの研究から、鋼の清浄度以外に、鋼の化学成分(合金元素)および熱処理材質(韌性、硬度等)が軸受寿命に大きく影響する因子であることが

*軸受技術研究所

**自動車製品技術部

わかっている。異物を噛み込んだり、潤滑条件が厳しい場合には、軸受転走面表層は局部的に温度上昇し、ミクロ的な材質変化が引き起こされるとともに、圧痕周辺に塑性変形による引張残留応力が発生し、表面き裂発生の原因となる。したがって、このような環境で長寿命を発揮するには、

転がり接触 温度上昇による表層の材質変化が起こりにくい材質であること、すなわち耐熱性があること。圧痕周辺に表面き裂が発生しにくく、またき裂が伸びにくい材質であること、すなわち圧痕周囲の応力集中を緩和し、また靱性が大きいことの2点が重要である。

まず、化学成分としてはCr, Si, Mo, Vが耐熱性の面で好影響を与える。このうち、MoやVは高価な元素であり、軸受素材のコストアップを招くこと、焼入温度、冷却速度などの熱処理工程の変更が余儀なくされるため、量産向きでない。したがって、CrとSiに注目し、それぞれ、ずぶ焼入鋼に特殊熱処理(一種の浸炭窒化処理、以下特熱処理と呼ぶ)する場合の最適量を決定した。図1はずぶ焼入鋼の場合の開発軸受(TAB)と標準軸受の温度上昇に対する材質安定性の比較を示す。図2は同様に、浸炭鋼の場合の開発軸受(ETA)と標準浸炭軸受との比較を示す。それぞれ開発軸受は標準軸受と比較して焼戻し

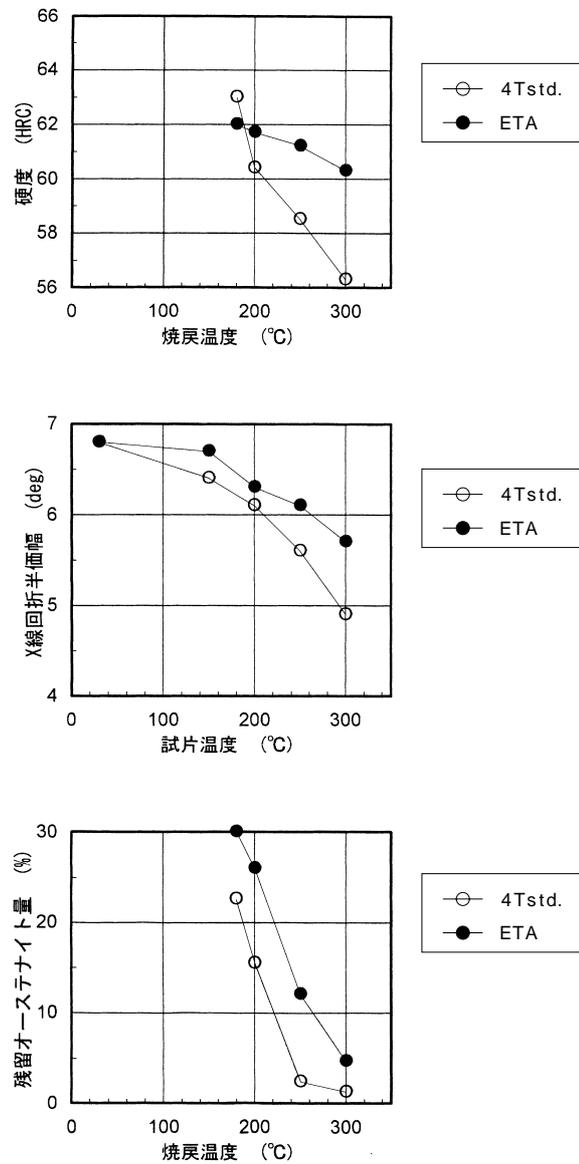
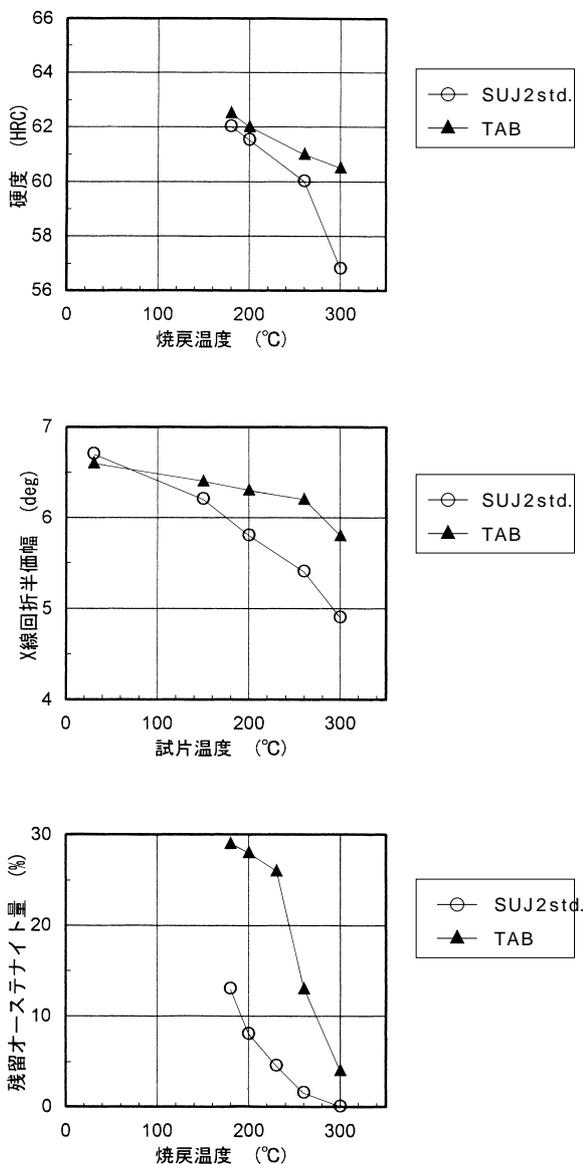


図1 TAB軸受と標準軸受の材質の耐熱安定性の比較
Comparison of heat resistance properties between TAB bearings and standard bearings

図2 ETA軸受と標準軸受の材質の耐熱安定性の比較
Comparison of heat resistance properties between ETA bearings and standard bearings

による硬度低下が少なく、高温でのマルテンサイト硬度 (X線回折半価幅) が高い。また、応力集中を緩和し、韌性を与える残留オーステナイトが温度上昇に対して安定である。

図3は転がり試験により、転走面表面の残留応力、半価幅、残留オーステナイト量がどのように変化するかを求めた結果である。玉軸受6206を異物混入条件で試験した。TAB軸受、ETA軸受の半価幅、残留オーステナイトの変化は標準軸受よりも小さく、転がり試験中においても材質が安定であることがわかる。

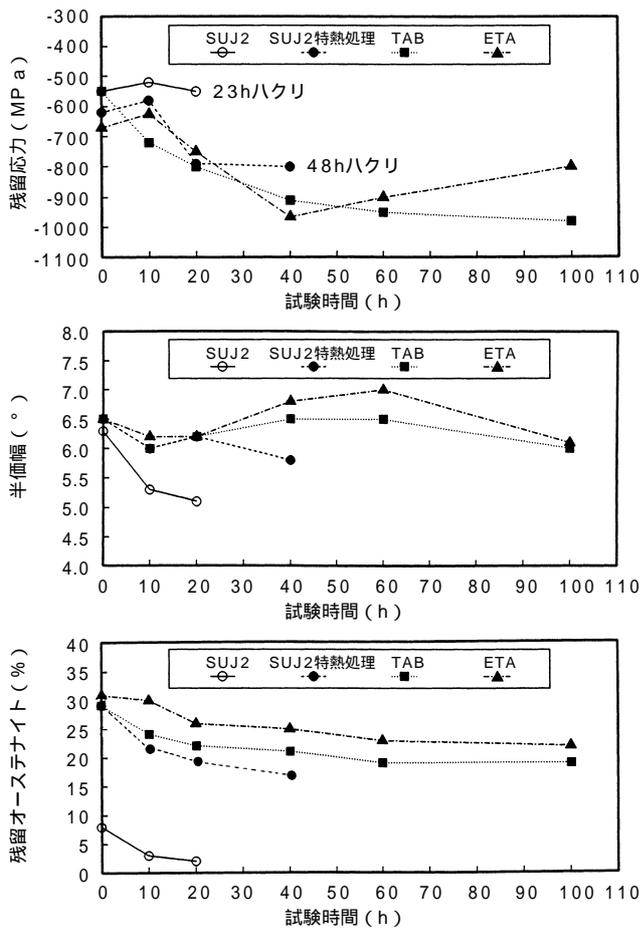


図3 異物混入潤滑下での転動による転走面表面の材質変化
Physical changes in raceway surface by rolling contact under debris contaminated lubrication conditions

表1 清浄油潤滑条件での6206, 6306の試験結果
Rolling contact fatigue test results of 6206 and 6306 bearings tested under clean oil lubrication conditions

試験条件	軸受	SUJ2	SUJ2	TMB	TAB	TMB-C	6306	EA6206
	材質	標準焼入	特熱処理	TM処理	特熱処理	TM処理Cアップ	標準焼入	特熱処理
1	試験数	10	11	5	14	8	9	5
	10%寿命(h)	78	121	263	427	520	337	387
	寿命比	1.0	1.6	3.4	5.5	6.7	4.3	5.0
2	試験数	6	6	6	12	8	-	-
	10%寿命(h)	59	143	242	389	470	-	-
	寿命比	1.0	2.4	4.1	6.6	8.0	-	-

3. TAB軸受の寿命評価

3.1 清浄油潤滑での寿命

表1は、玉軸受6206相当品を用いた場合のTAB軸受と、標準軸受、従来の長寿命軸受であるTMB軸受、およびTMB軸受の負荷容量を高めた (Cアップ) もの、軸受系列で6206より1形番大きい6306軸受の寿命比較を示す。試験は、図4の試験機を用い、表2に示すラジアル荷重12.25kN (6206の動的負荷容量 C_r の約60%), および13.72kN (同約70%) の高荷重条件で

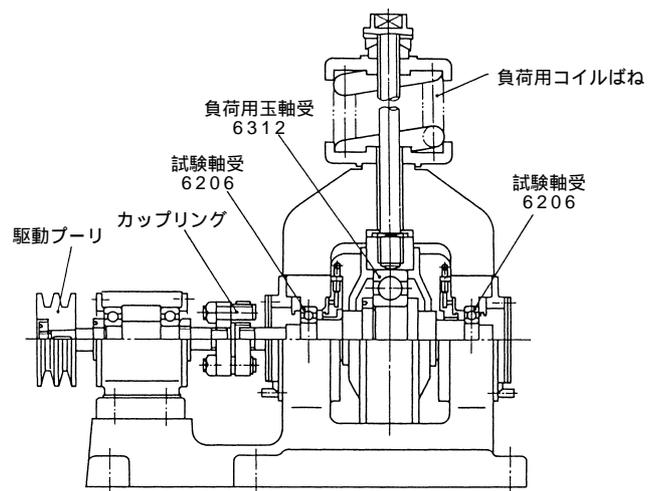


図4 玉軸受6206の寿命試験機 (NTN軸受寿命試験機I型)
Rolling contact fatigue test rig for 6206 ball bearing (NTN rolling contact fatigue test rig type I)

表2 清浄油潤滑条件での6206, 6306の試験条件
Rolling contact fatigue test conditions of 6206 and 6306 bearings tested under clean oil lubrication conditions

	条件1	条件2
荷重 F (kN)	12.25	13.72
接触面圧 (GPa)	3.8	4.0
回転速度 (rpm)	2×10^3	2×10^3
潤滑	タービンVG56循環	タービンVG56循環
計算寿命 (h)	33.5	23.8

行った。なお、表中には、円すいころ軸受用長寿命材で製作した玉軸受EA6206の試験結果も併記した。

TAB軸受は、荷重12.25kNの条件で、SUJ2製標準軸受の5倍以上、SUJ2の特熱処理品の約3.5倍、TMB軸受の約1.5倍の寿命である。また1形番大きい標準軸受6306よりは長寿命を示し、TMB軸受のCアップ品の約80%の寿命を示した。この比率は、荷重13.72kNのように、さらに高荷重の場合も大きく変わっていない。したがって、実力的には1形番大きな標準軸受に代わり得る負荷容量をもつといえる。

3.2 異物混入潤滑条件での寿命

トランスミッション軸受を想定し、前述の各軸受を用いて、硬質の異物を混入した潤滑条件で寿命評

価を行った。試験条件は表3に示すようであり、異物のサイズを2水準に変えた。比較的大きな異物を混入した場合（条件1）の結果を表4に示す。異物噛み込み条件では、異物と軸受との間の接触面圧が著しく大きいので、単に軸受要素間の接触面圧を小さくし、負荷容量を上げたもの（Cアップ品）では、負荷容量分に相当する寿命の増大は見られない。この場合、TAB軸受は最も長寿命で、標準軸受の約5倍の寿命を示す。

一方、異物サイズがやや小さい場合（条件2）の寿命を表5に示す。TMB204軸受とこれよりやや小さい形番のTAB軸受の寿命比較を行った。計算上はTMB軸受の約0.75倍の寿命となるTAB軸受のほうが、TMB軸受よりも約1.3倍長寿命であった。

表3 異物混入油潤滑条件での試験条件
Rolling contact fatigue test results under debris contaminated oil lubrication conditions

	条件1	条件2
試験軸受	6206, 6306	TMB204, TA-SC04B
動的負荷容量(kN)	19.5, 26.7	12.8, 11.7
荷重 F_r (kN)	6.86	4.35
回転速度(rpm)	2×10^3	3×10^3
計算寿命(h)	191, 491	142, 108
潤滑	タービンVG56油浴	トランスミッション油浴
異物種類	NTN標準異物 粒径100~177 μ m 硬度HV700~800 のガスアトマイズ粉	スチールビーズ 粒径120 μ m以下 硬度HV700~900
混入量(g/l)	0.4	0.5

表4 異物混入油潤滑条件（表3, 条件1）での試験結果
Rolling contact fatigue test results under debris contaminated oil lubrication conditions (Table 3, condition 1)

軸受	SUJ2	SUJ2	TMB	TAB	TMB-C	6306	EA6206
材質	標準焼入	特熱処理	TM処理	特熱処理	TM処理Cアップ	標準焼入	特熱処理
試験数	6	11	17	22	8	9	3
10%寿命(h)	19.4	46.4	57.7	92.7	59.2	36.9	71.0
50%寿命(h)	24.5	121.0	84.0	181.0	143.0	77.1	134.0
10%寿命比	1.0	2.4	3.0	4.8	3.1	1.9	3.7

表5 異物混入油潤滑条件（表3, 条件2）での試験結果
Rolling contact fatigue test results under debris contaminated oil lubrication conditions (Table 3, condition 2)

軸受	TMB204	TA-SC04B
材質	TM処理	特熱処理
試験数	4	4
10%寿命(h)	19.7	26.2
50%寿命(h)	29.7	41.6
10%寿命比	1.0	1.3

4 . ETA軸受の寿命評価

4.1 ミスアライメント条件での評価

使用条件が過酷になると、特にころ軸受では、ミスアライメントによる局所的な接触応力の増大で、短寿命が発生することがある。このような使用条件での寿命評価を行った。円すいころ軸受32004を用い、図5、表6に示す条件で試験を行った。表7に試験結果を示す。ETA軸受は従来の長寿命軸受ET軸受の6倍以上の長寿命で、軸受鋼の特熱仕様の長寿命軸受に比べても2倍程度の寿命を示した。

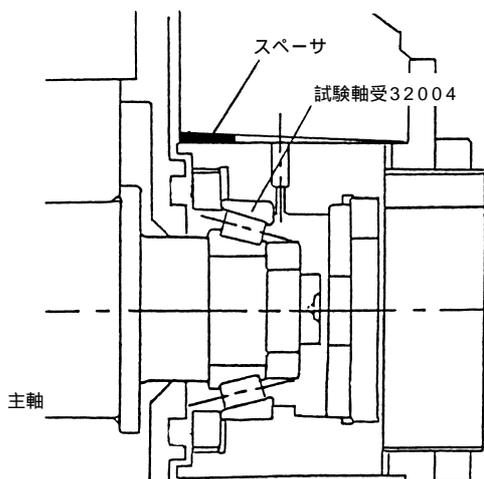


図5 円すいころ軸受32004のミスアライメント試験 (NTN軸受寿命試験機Ⅲ型)
Rolling contact fatigue test rig for 32004 tapered roller bearings with misalignment (NTN rolling contact fatigue test rig type Ⅲ)

表6 32004のミスアライメント条件での試験条件
Test conditions of 32004 bearings with misalignment

ラジアル荷重 (kN)	11.76
アキシャル荷重 (kN)	特に加えず
内輪回転数 (rpm)	3×10^3
潤滑	タービン油VG68
ミスアライメント (rad)	$= 4 \times 10^{-3}$
計算寿命 (h)	67.6 (ミスアライメントの考慮なし)

表7 32004のミスアライメント条件での試験結果
Test results of 32004 bearings with misalignment

軸受	ET軸受	比較品	ETA
熱処理材質	標準浸炭	特熱仕様軸受鋼	特熱処理
試験数n	12	4	10
10%寿命(h)	108	330	658
寿命比	1.0	3.1	6.1

4.2 異物混入油潤滑条件での評価

表8に異物混入油潤滑条件での円すいころ軸受の試験条件を示す。軸受形番と異物の種類を変化させて試験した。

表8 異物混入油潤滑での試験条件
Test conditions under debris contaminated lubrication

	条件1	条件2
軸受	30206 30306	30306
ラジアル荷重(kN)	17.64	13.38
アキシャル荷重(kN)	0	4.9
回転数(rpm)	2×10^3	4×10^3
潤滑	タービンVG56油浴	ギヤオイル油浴
異物	NTN標準異物 粒径100~180 μ m 硬度HV700~800 のガスアトマイズ粉	粒径~150 μ m 硬度HV700~900 のグリッド異物
混入量 (g/)	1	0.4
計算寿命 (h)	169 493	301

4.2.1 ETA30206の寿命評価 (表8, 条件1)

表9に円すいころ軸受30206の試験結果を示す。NTN標準異物 (硬く大きい異物) を混入した条件である。ETA軸受は標準浸炭軸受である4T軸受の約9倍の長寿命であった。一方、1形番大きくした4T軸受30306, ET軸受30306は先述の玉軸受の場合と同様、負荷容量の増大分に相当する寿命向上は見られない。異物混入条件では、設計的な寿命向上より材質改善による寿命向上が効果的であるといえる。

4.2.2 ETA30306の寿命評価 (表8, 条件2)

円すいころ軸受30306での異物混入寿命試験結果を表10に示す。ETA軸受は内輪のみ特熱処理した場合 (ETA-1), 浸炭工程を短縮し、特熱処理したもの (ETA-2), および通常の特熱処理したもの (ETA-3) の3条件を試験した。内輪のみの特熱処理品ではいずれも標準浸炭処理の外輪が剥離したが、それでもET軸受の5倍、軸受鋼の特熱仕様品の約2倍の寿命であった。内外輪, ころ特熱処理品 (ETA-2, ETA-3) は, ET軸受の約10~15倍の長寿命であった。

5 . つばの疲労強度

円すいころ軸受では、使用中のアキシャル荷重により、つばに大きな力が作用することがある。そこで、図6の装置を用いて、円すいころ軸受30206の内輪

表9 30206, 30306の異物混入潤滑条件下(表8, 条件1)での寿命試験結果
Test results of 30206 and 30306 bearings tested with debris contaminated lubrication conditions (Table 8, condition 1)

軸受	4T-30206	ET-30206	ETA-30206	4T-30306	ET-30306
熱処理材質	標準浸炭	標準浸炭	特熱処理	標準浸炭	標準浸炭
試験数 n	6	10	20	6	6
10%寿命(h)	13.6	22.2	122.0	18.7	35.7
50%寿命(h)	28.7	56.7	184.0	40.2	55.6
10%寿命比	1.0	1.6	9.0	1.4	2.6

表10 30306の異物混入潤滑条件下(表8, 条件2)での寿命試験結果
Test results of 30306 bearings tested with debris contaminated lubrication conditions (Table 8, condition 2)

軸受	ET	比較品	ETA - 1	ETA - 2	ETA - 3
熱処理材質	標準浸炭	特熱仕様 軸受鋼	内輪のみ 特熱処理	特熱処理 工程短縮	特熱処理
試験数 n	6	5	5	6	6
10%寿命(h)	48.6	148.0	268.0	466.0	724.0
50%寿命(h)	105.0	188.0	372.0	573.0	832.0
10%寿命比	1.0	3.0	5.5	9.6	14.9

大つばについて、片振りの疲労強度試験を行った。試験結果を 10^5 回の時間強さで表わして表11に示す。標準軸受(SUJ2)に較べて、TA軸受は約2.5倍の時間強さを示す。一方、ETA軸受の時間強さはET軸受と同等で、SUJ2軸受の1.5倍以上である。

6. まとめ

高荷重あるいは異物混入潤滑のような過酷な条件で長寿命を発揮するTAB玉軸受とETA円すいころ軸受を、種々の条件で試験した場合の寿命を紹介した。これらの軸受を使用すれば、軸受の小型化、高機能化が可能であり、従来の軸受に比べてコストパフォーマンスに優れることから、今後、自動車のトランスミッション用軸受を中心に用途が拡大していくものと予想される。

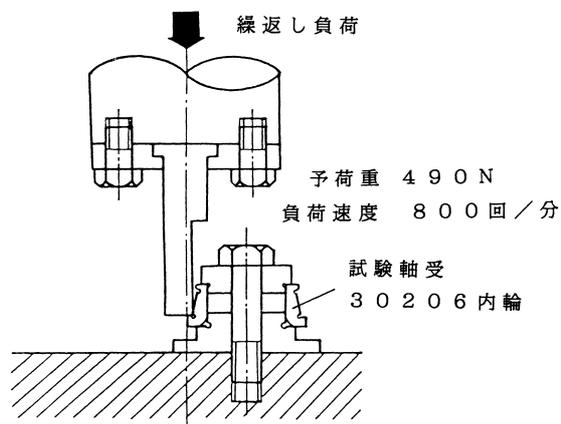


図6 円すいころ軸受30206内輪のつば疲労強度試験
Fatigue fracture test of major rib of 30206 inner ring

表11 30206内輪のつばの疲労強度
Fatigue fracture test results of major rib of 30206 inner ring

軸受	SUJ2	SUJ2	ET	TA	ETA
熱処理材質	標準	特熱処理	ET処理	特熱処理	特熱処理
10^5 回強さ(kN)	1.8	4.0	3.1	4.5	2.8
強度比	1.0	2.2	1.7	2.5	1.6

参考文献

- 1) H.Schricht et al., ASTM STP987(1988), p81.
- 2) 村上, 三田村, 古川, NSK Technical Journal, No.652 (1992), p9.
- 3) 柴田, 李, Koyo Engineering Journal, No.14(1992), p26.
- 4) 今庄, 特殊鋼, 41, 3(1992), p19.
- 5) 中島, 前田, 柏村, NTN TECHNICAL REVIEW, No.63 (1994), p13.

長寿命中炭素鋼 NKJ65 の特性およびホイール軸受への適用

前田喜久男*
柏村 博**
佐橋 弘二***

Properties of NKJ65 Long Life Medium Carbon Steel and Its Application to Automobile Wheel Bearings

By Kikuo MAEDA, Hiroshi KASHIMURA and Koji SAHASHI

Improvements in steel manufacturing technology have resulted in dramatic reductions of non-metallic inclusions and close control of chemical compositions, bringing repeatable quality to mass produced steels.

NKJ65 is one of the long life bearing steels developed during research into materials factors such as chemical composition and heat treatment conditions.

With the same high quality as SUJ2, this new steel also has good rolling contact fatigue life, and good peeling and fatigue strength. Because NKJ65 has been used in automobile wheel bearings for many years, its use will be extended to many other applications.

1. まえがき

今日、軸受用鋼として多用されているSUJ2は、その組成が定まってから約100年になる。その間の製鋼技術の革新として、真空脱ガス法、炉外精錬法、連続鋳造法の導入があり、今日では、鋼に有害な非金属介在物は著しく減少し、また、合金成分の厳密なコントロールが可能になっている。

一方、この間に、転動疲労に及ぼす材料因子、熱処理因子、潤滑などの使用条件因子の影響が解明され、各種の長寿命軸受の開発研究がなされている¹⁾⁻⁸⁾。

そして、今日の低コスト化の時代において、以上の技術の蓄積を利用した、現在のSUJ2に代わる次世代の軸受用鋼の出現が期待されている。

ここで述べるNKJ65は、このような背景で開発

されており、すでに自動車ホイール用軸受などに実用化されて5年以上経過する。この実績を踏まえて、今後、多方面に応用されていくものと考えている。ここでは、NKJ65の材質的な特徴及び強度特性を詳述し、実用例について記述する。

2. NKJ65の特徴および熱処理特性

低コスト化と長寿命化を両立させることが必要であり、この観点から中炭素鋼を基準にして、長寿命に有効な元素であるSiを利用したのがNKJ65の主な特徴である。

図1は、焼入性を表すジョミニ曲線をNKJ65とSUJ2とで比較したものである。NKJ65は中炭素鋼であるため残留炭化物が少なく、高炭素であるSUJ2よりも表面硬度は若干低い、高硬度領域(HRC58深さ)はむしろNKJ65の方が深く、焼入性は十分大きい。

*軸受技術研究所

**自動車製品技術部

***自動車製品研究所

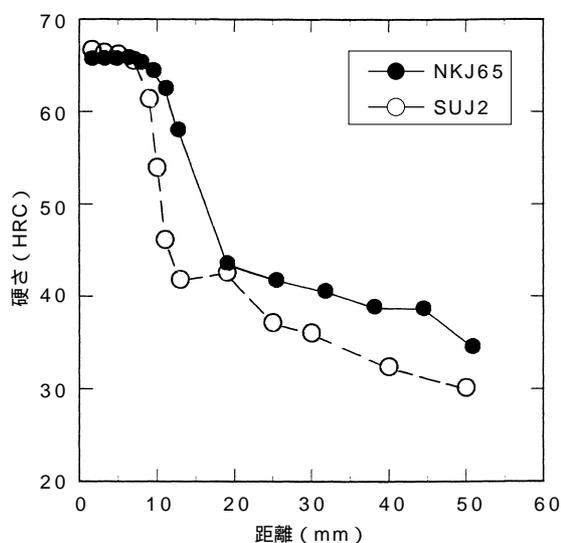


図1 NKJ65とSUJ2のジョミニ曲線の比較
Comparison of Jominy curves for NKJ65 and SUJ2

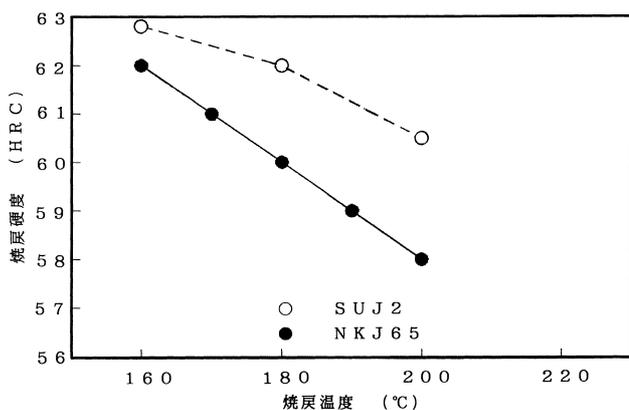


図2 焼戻温度と硬度の関係
Relationship between tempering temperature and hardness

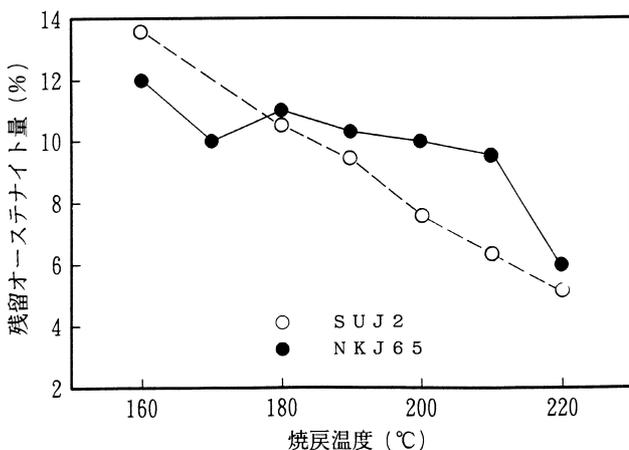


図3 焼戻温度と残留オーステナイトの関係
Relationship between tempering temperature and retained austenite

図2, 3は, 焼戻し温度と硬度および残留オーステナイト量との関係を示す。中炭素鋼であるため, 高温焼戻しに対する硬度低下はSUJ2よりも大きい, 残留オーステナイトはSUJ2よりも安定である。

3. NKJ65の基本的な強度特性

軸受材料として必要な強度特性は, 第一に転がり疲労寿命, 耐ピーリング強度であるが, その他に副次的に割れ疲労強度, 摩耗強度などが問題になる。以下に試験片および玉軸受6206を用いて, 軸受鋼SUJ2と比較したNKJ65の強度特性を述べる。

3.1 転がり疲労寿命

図4に示すNTN点接触型転がり寿命試験機を用い, 12×ℓ22の円筒を試験片として, 表1の条件で転動試験した結果を図5に示す。焼戻し温度を変えることにより試験片の硬度をHRC58~62に変えているが, いずれもSUJ2の標準焼戻し品と同等以上の寿命を示している。一方, 表2は玉軸受6206での試験結果であるが, この場合, 荷重条件を3水準に変えている。大荷重条件になっても, SUJ2より長寿命である。異物混入油潤滑条件での寿命は表3のとおりであり, SUJ2よりやや短寿命であるが, 異物の量が少ないときは大きな差はない。

図6はこれまで清浄油潤滑で試験されたNKJ65製玉軸受6206の数ロットを一つにまとめて, 総数99個の寿命データをワイブル確率紙にプロットしたものである。最近のSUJ2について同様な方法でプロットした寿命分布に比較して, 寿命のばらつきは少なく, NKJ65は寿命の信頼性においてもSUJ2に劣らないといえる。

3.2 耐ピーリング強度

ピーリングは細かい異物を噛み込んだり, 潤滑油膜が薄く, 相手表面との間に金属接触を起こした場合に生じる表面損傷である。表4に示したピーリング試験条件で, 耐ピーリング強度を比較した結果を図7に示す。NKJ65はSUJ2や浸炭鋼より耐ピーリング強度に優れている。

3.3 鋼球の転がり寿命

NKJ65の線材から3/8鋼球を製作し, 鋼球の寿

命試験を行った。試験は図4の試験機を一部改造し、接触応力を5.88GPa、負荷速度 2.913×10^4 回/分の条件で行った。結果を図8に示す。NKJ65製鋼球はSUJ2製鋼球の寿命水準内にある。なお、この鋼球をNKJ65製内外輪に組込んだ総NKJ65製玉軸受6206を、表2の荷重6.86kNの条件で試験した場合の10%寿命は792hであり、SUJ2製標準軸受と同等の寿命を示した。

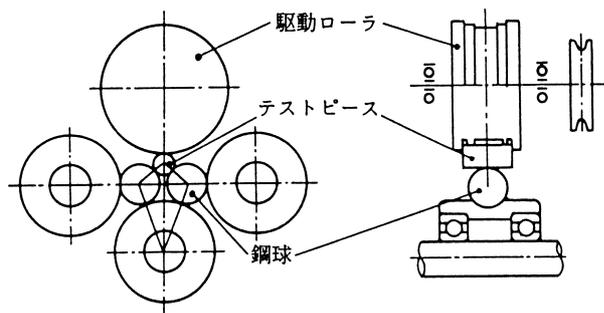


図4 点接触型転がり寿命試験機
12 point contact type rolling contact fatigue test rig

表1 点接触試験条件
Point Contact Test Conditions

試験機	NTN点接触型転がり疲労寿命試験機
試験片形状	12 × l 22
相手鋼球	19.05 (3/4")
接触応力(GPa)	5.88
負荷速度(回/分)	4.624×10^4
潤滑	タービン油VG68飛沫給油

硬さ (HRC)	試験個数 n	10%寿命 (負荷回数, $\times 10^7$ 回)			
		6	8	10	15
62	24	[Bar chart showing 10% life between 6 and 10]			
61	22	[Bar chart showing 10% life between 6 and 10]			
60	21	[Bar chart showing 10% life between 6 and 10]			
59	23	[Bar chart showing 10% life between 6 and 10]			
58	23	[Bar chart showing 10% life between 6 and 10]			

----- S U J 2 の寿命水準

図5 12点接触試験片によるNKJ65の転がり疲労寿命
Rolling contact fatigue life of NKJ65 tested with 12 point contact type specimen

表2 荷重条件を変えた玉軸受6206の寿命試験結果
Rolling contact fatigue test results of 6206 bearings under different loading conditions

鋼種	硬度 (HRC)	10%寿命 (h)		
		荷重6.86kN	荷重9.8kN	荷重12.25kN
NKJ65	61.5	977	194	188
SUJ2	62.5	768	168	94

試験条件：回転速度 = 2×10^3 回/分,
潤滑 = タービン油VG56循環給油

表3 異物混入条件での玉軸受6206での寿命試験結果
Rolling contact fatigue test results of 6206 bearings under debris contaminated lubrication conditions

鋼種	硬度 (HRC)	10%寿命 (h)		
		異物 0.2g/l	異物 0.4g/l	総合
NKJ65	61.5	14.9	8.6	10.8
SUJ2	62.5	16.1	13.7	15.9

試験条件：荷重 = 6.86kN, 2×10^3 rpm,
約25mlのタービンVG56油浴潤滑
異物：NTN標準異物(粒径104~177 μ m, 硬度HV700以上)

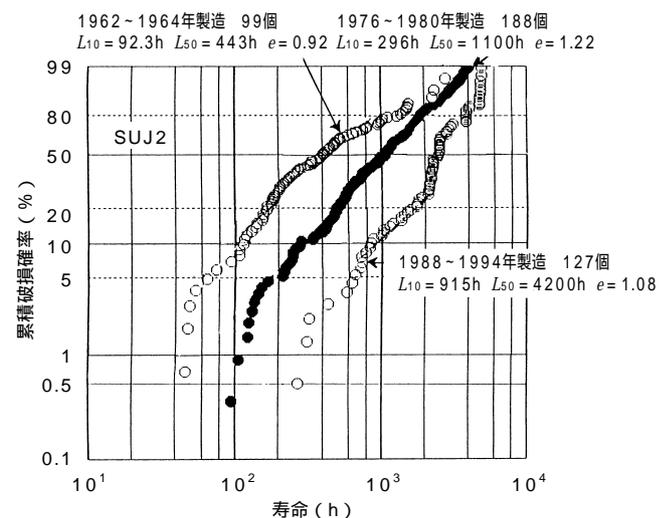
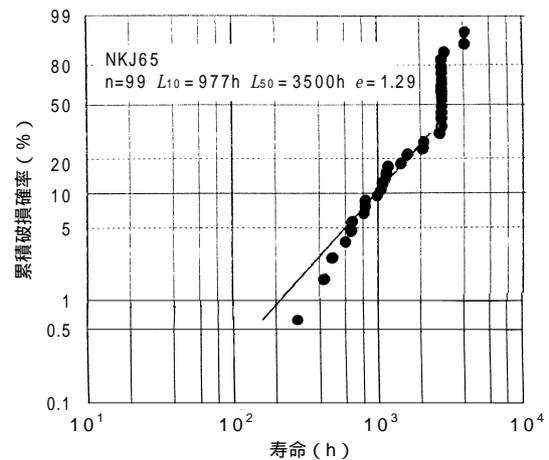


図6 NKJ65製およびSUJ2製玉軸受6206の寿命のワイブル分布
Weibull distributions of bearing lives of 6206 ball bearings made of NKJ65 and SUJ2

表4 ピーリング試験条件
Peeling test conditions

試験機	NTNリング転がり疲労寿命試験機
試験片 (Follower側)	53×R50 表面粗さ Rt0.2μm
相手試験片 (Driver側)	50×R50 表面粗さ Rt2~3μm
接触応力 (GPa)	2.94
回転速度 (rpm)	1 × 10 ³ (Driver側)
潤滑	タービンVG56滴下給油
総負荷回数 (回)	5 × 10 ⁶

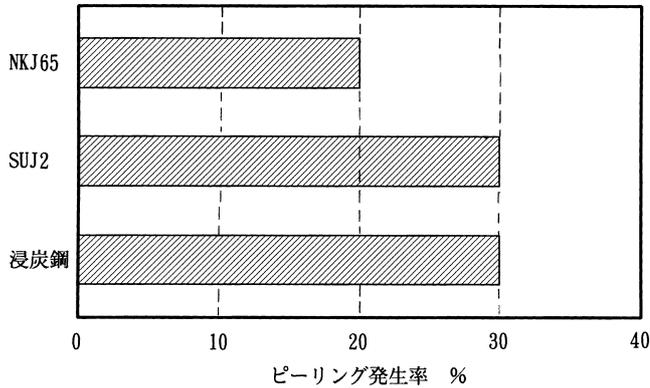


図7 ピーリング試験結果の比較
Comparison of peeling test results

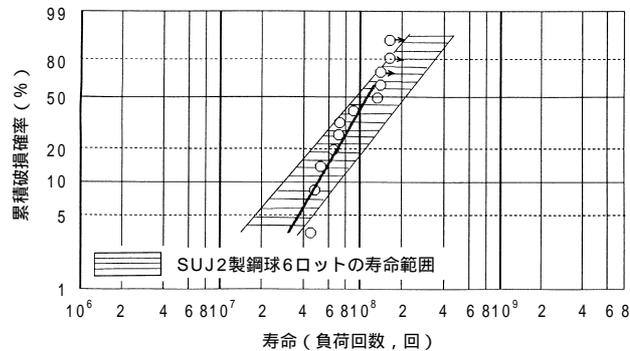


図8 NKJ65製鋼球の寿命

Rolling contact fatigue life of steel balls made of NKJ65

4. その他の特性

4.1 割れ強度

図9はリングの回転割れ疲労強度を示す。割れ疲労強度はSUJ2と同等である。なお、同リングを使用したリング圧壊値もSUJ2と同等であった。3点曲げ試験による破壊靱性 (KIC) 値は表5のように、SUJ2よりもやや高い。

4.2 寸法経年変化

玉軸受6206を用いて、120 保持による寸法経年変化を調べた結果を、図10に示す。2500時間保

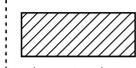
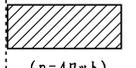
鋼種	硬度 (HRC)	10% 寿命 (繰返し数, 回)		
		10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷
NKJ65	59~60			
SUJ2	61~62			

図9 リングの回転割れ疲労強度の比較
Comparison of fatigue fracture strengths

表5 破壊靱性値 (KIC値) の比較
Comparison of fracture toughness

鋼種	硬度 (HRC)	破壊靱性値 (MPa m)
NKJ65	60	17~28
SUJ2	61~62	15~20

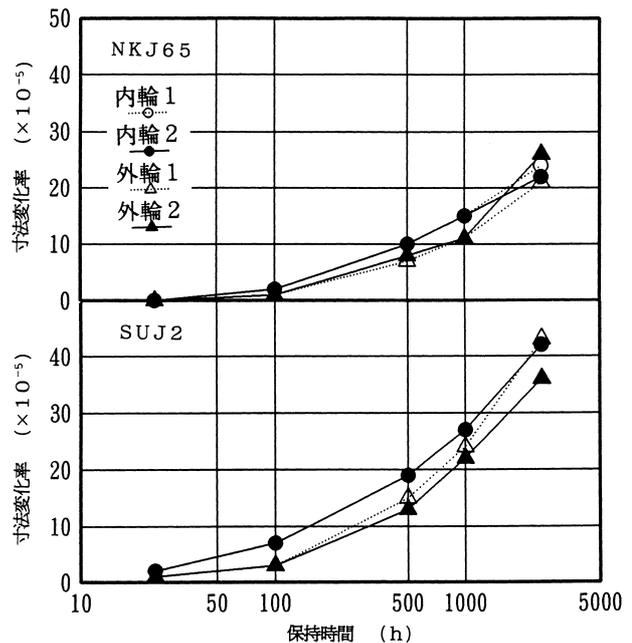


図10 120 保持による寸法経年変化率の比較
Comparison of dimensional changes at 120

持後の寸法経年変化量は、SUJ2の約半分である。この理由としては、残留オーステナイトが安定であることが考えられる。

4.3 耐脆性剥離性

最近、自動車電装部品用軸受などのように、高振動ないし急加減速条件で使用される軸受には、3.1項と異なる発生メカニズムの剥離が発生し、話題と

なっている⁹⁾⁻¹¹⁾。当社では、この剥離を脆性剥離と呼んでおり、対策として種々の提案をしている¹²⁾が、適正なグリースの使用により、この問題を大幅に改善している。急加減速試験による脆性剥離試験結果を表6に示した。なお、グリースには脆性剥離を起こしやすいものを使用した。NKJ65の耐脆性剥離性はSUJ2と変わらないといえる。

表6 急加減速試験による脆性剥離試験結果
Test results of brittle flaking due to rapid acceleration deceleration test

鋼種	50%寿命 (h)	損傷
NKJ65	117	外輪剥離, 白層
SUJ2	74	外輪剥離, 白層

5. 自動車ホイール用ユニット軸受の機能試験

以下に、自動車ホイール用複列アンギュラ玉軸受(以下、アンギュラユニット)にNKJ65を適用した機能試験結果を紹介する。なお、鋼球はSUJ2製である。試験には表7に示す軸受諸元の、図11に示す寸法のアンギュラユニットを用いた。

表7 軸受諸元
Bearing specifications

基本動定格荷重 C (kN)	36.5 (単列)
基本静定格荷重 C_0 (kN)	28.9 (単列)
接触角 (°)	35
グリース銘柄	SRI-2
グリース封入量 (g)	15.6 ~ 18.0
鋼球径 (mm)	11.906
鋼球個数	14 × 2

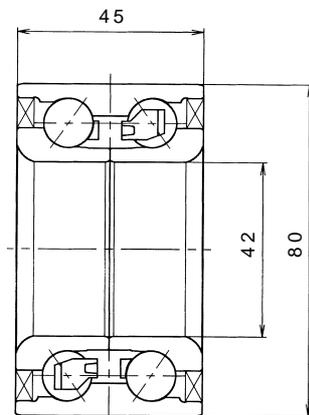
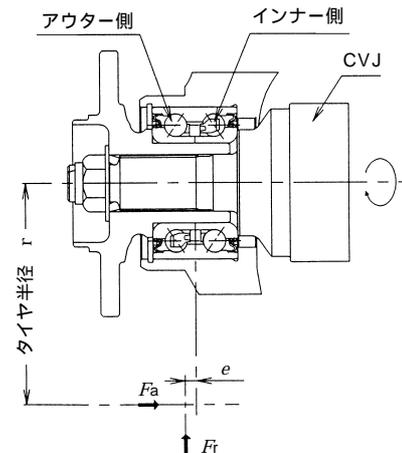


図11 試験軸受寸法
Test bearing dimensions

5.1 モーメント耐久寿命試験

表8の条件で寿命試験を行い、その結果を表9に示す。本試験は自動車の急旋回走行条件に相当する一般的な台上試験であるが、NKJ65製アンギュラユニットは、SUJ2製と遜色ない寿命である。

表8 モーメント耐久寿命試験条件($\mu=0.6$)
Moment fatigue life test conditions



ラジアル荷重 F_r (kN)	6.69
アキシャル荷重 F_a (kN)	4.01
内輪回転数 n_i (rpm)	1000
計算寿命 L_{hi} (h)	40.0
荷重位置 e (mm)	17.1
タイヤ半径 r (mm)	304

表9 モーメント耐久寿命試験結果
Results of moment fatigue life test

鋼種	試験個数	運転時間 (h)	計算寿命との比 (h/ L_{hi})	内部状況
NKJ65	3	116.9	2.9	n=2個 鋼球剥離 n=1個 未剥離打切
		~ 250.0	~ 6.3	
SUJ2	3	176.2	4.4	n=1個 鋼球剥離 n=2個 未剥離打切
		~ 240.0	~ 6.0	

5. 2 静的大荷重試験

図12の条件で静的に大荷重をアンギュラユニットに負荷し、破損荷重について、NKJ65製とSUJ2製を比較した。表10のように、NKJ65製はSUJ2製より約20%程度高い破損荷重を示している。

ナット締めつけトルク：176.5N・m
 荷重：タイヤ半径 r に、スラスト荷重 F_s を軸受が破損するまで負荷する。

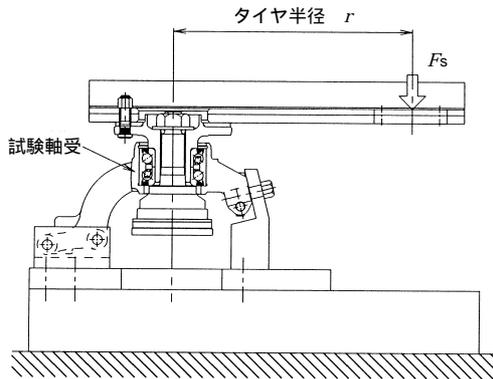


図12 静的大荷重試験
 Severe static load test conditions

表10 静的大荷重試験結果
 Results of severe static load tests

鋼種	軸受破損荷重 (kN)		破損状況
	実測値	平均値	
NKJ65	32.3	32.3	n=1個 外輪破損 n=1個 CVJ破損 軸受破損なし
	33.3		
SUJ2	26.5	27.0	n=2個 外輪破損
	27.4		

5. 3 回転曲げ疲労および回転曲げ大荷重試験

図13の試験機を用い、表11の条件でモーメント荷重を負荷した場合の軌道面の変形量および音響値の変化を、NKJ65製とSUJ2製で比較した。結果を表12に示す。NKJ65製は、5.2項の静的大荷重試験と同様に、SUJ2製より変形が少なく、音響劣化も少ない結果を示している。

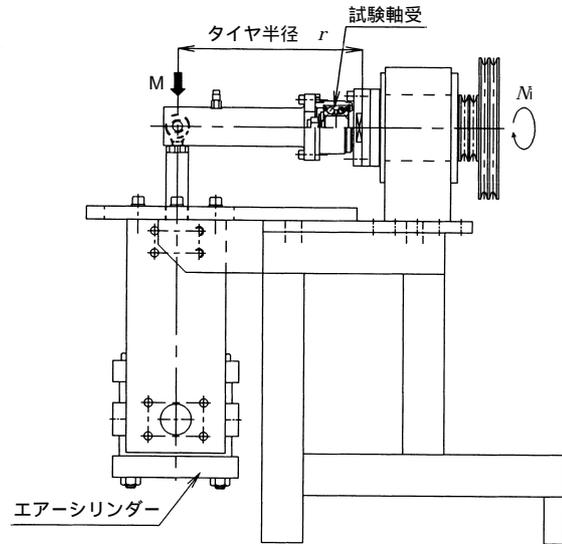


図13 回転曲げ試験装置
 Equipment for bending moment testing

表11 回転曲げ疲労および回転曲げ大荷重試験条件
 Bending moment test conditions

試験項目	試験条件	
	荷重	回転数 (rpm)
回転曲げ疲労試験	2.24kN・mで 3×10^4 回負荷後 1.50kN・mで 3×10^4 回負荷	400
回転曲げ大荷重試験	3.2kN・mで 1×10^3 回負荷	

ナット締めつけトルク：180kN・m

表12 回転曲げ疲労および回転曲げ大荷重試験結果
 Results of bending moment tests

試験項目	材質	試験個数	試験後の外論溝底真円度 μm		音響値 (dBA)		試験後の軸受状況
			インナー側	アウトター側	試験前	試験後	
回転曲げ疲労	NKJ65	2	5.7, 7.7	5.4, 7.4	60, 61	72, 76	いずれも未剥離打切り き裂, 破損等なし
	SUJ2	2	8.1, 10.9	7.3, 10.7	58, 59	74, 75	
回転曲げ大荷重	NKJ65	2	6.3, 16.0	4.1, 14.0	59, 60	72, 76	
	SUJ2	2	15.6, 16.7	14.7, 16.6	58, 59	74, 75	

5.4 耐フレットング強度試験

加振台の上で表13の条件で振動させ、フレットング

による摩耗量を測定した結果を表14に示す。NKJ65製とSUJ2製とで、摩耗深さに差は見られなかった。

表13 耐フレットング強度試験条件
Fretting test conditions

ラジアル荷重 F_r (kN)	0.95 ~ 8.51
アキシャル荷重 F_a (kN)	± 1.16
ナット締付トルク (N・m)	235.2
タイヤ半径 r (mm)	304
荷重位置 e (mm)	17.1
加振周波数 (Hz)	0.7
繰り返し回数	1×10^6 回

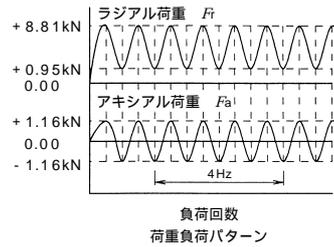


表14 耐フレットング強度試験結果
Fretting test results

鋼種	試験軸受	取付後のアキシャルすきま (μm)	フレットング摩耗深さ (μm) 1				音響値 (dBA)	
			インナー側		アウトター側		試験前	試験後
			内輪	外輪	内輪	外輪		
NKJ65	1	-46	0.2	0.2	0.2	0.2	57	60
	2	-40	0.1	0.1	0.2	0.2	58	61
	3	-43	0.2	0.2	0.2	0.2	56	60
SUJ2	1	-48	0.3	0.3	0.2	0.3	59	64
	2	-50	0.2	0.3	0.3	0.3	58	62
	3	-19	0.2	0.2	0.2	0.2	59	63

1 3箇所測定 of 最大値

6. まとめ

以上のように、中炭素鋼を基準にしたずぶ焼入鋼は、現在の高炭素クロム軸受鋼SUJ2と比較して、品質的に劣ることはなく、今後SUJ2に代わる要素を持っている。昨今の製鋼技術の著しい進歩は、安定した材料品質を可能にし、熱処理技術の向上と相まって、一般軸受材料の歴史を変えようとしている

といっても良い。すでに浸炭鋼の分野では従来の浸炭鋼の概念と異なる、コア硬度を高めた中炭素鋼(0.3~0.4% C)製の長寿命軸受が開発されており²⁾ ⁵⁾、実績を上げている。また、SUJ2よりも炭素量を下げた長寿命軸受鋼⁷⁾が発表されている。中炭素鋼は、転がり軸受の分野では、高周波焼入用にしか用いられていなかったが、今後、中炭素鋼の持つ特徴を活かした使用が高まると考えられる。

参考文献

1) I.Sugiura, O.Kato, N.Tsushima, H.Muro, ASLE Transactions, 25 (1982), p213.
 2) N.Tsushima, H.Nakashima, K.Maeda, SAE Technical Paper Series 860725 (1986).
 3) 有本, 服部, NTN TECHNICAL REVIEW, No.56 (1989), p42.
 4) 中島, 前田, 柏村, NTN TECHNICAL REVIEW, No.63 (1994), p13.
 5) 村上, 三田村, 古川, NSK Technical Journal, No.652 (1992), p9.
 6) 柴田, 李, Koyo Engineering Journal, No.141(1992), p26.

7) 太田, 後藤, Koyo Engineering Journal, No.147 (1995), p57.
 8) 今庄, 特殊鋼, 42, 3(1992), p19.
 9) K. Maeda, K. Tamada, H. Nakashima, N. Tshushima, Proceedings of Japan International Tribology Conference, Nagoya, (1990), p791.
 10) 村上, 武村, 中, 小川, 桃野, 岩本, 石原, NSK Technical Journal, No. 656 (1993), p1.
 11) 柴田, 後藤, 小熊, 三上, 第32回X線材料強度に関する討論会講演論文集 (1995), p58.
 12) 野崎, 藤本, 玉田, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 61 (1992), p36.

油圧式オートテンショナ

古谷 克身*
川島 一貴*

Introduction of NTN's Hydraulic-Type Autotensioner

By Katsumi FURUTANI and Kazuki KAWASHIMA

The demand for timing belt autotensioners has been growing steadily. Autotensioners maintain constant belt tension, thereby improving reliability and reducing noise levels in automotive engines.

NTN is already producing hydraulic timing belt autotensioners and has recently developed a more compact design. NTN has also developed autotensioners with an integral pulley, compact autotensioners built in a pulley and hydraulic autotensioners for accessory drive belts.

1. まえがき

自動車エンジンのカムシャフト駆動に広く用いられるタイミングベルトの信頼性向上及び低騒音化を目的として、約10年前からオートテンショナが採用されるようになり、現在では、2ℓ以上の多くの自動車に装着され、性能の優れた油圧式オートテンショナが主流になってきている。

一方、最近のコストダウンに対する大きな流れと共に、PL法の施行など小型エンジンにおいても信頼性向上の要求は強くなりつつあり、更に、補機駆動ベルトを一本掛けにするサーペンタインドライブ化の動きもでてきた。

NTNでは、タイミングベルト用油圧式オートテンショナの商品化を行っているが、これらのニーズに対応するため、ダンピング性能に優れた油圧式オートテンショナを基本としながら、更に低コストで小型のオートテンショナ、及びプーリと一体のオート

テンショナユニット、プーリ内に内蔵したオートテンショナユニット、補機駆動ベルト用オートテンショナユニットを開発した。(特許申請中)

本稿で紹介する開発品の開発経緯を図1に示す。

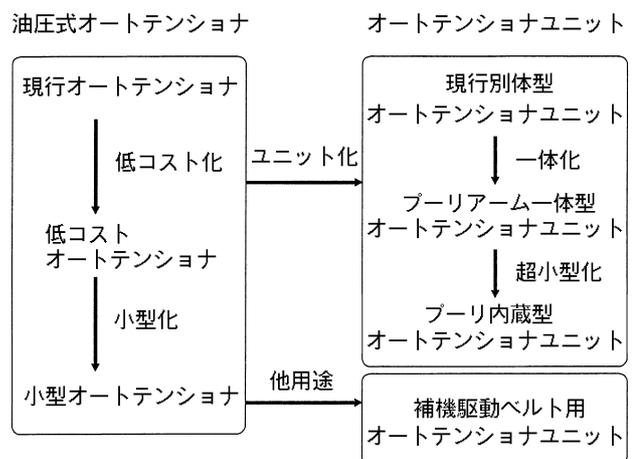


図1 開発経緯
Outline of development

*自動車製品技術部

2. NTN油圧式オートテンショナ

2.1 ベルトレイアウト

写真1にNTN油圧式オートテンショナを用いたエンジンのタイミングベルトレイアウトを示す。

テンションプーリは、支点を中心として揺動自在になっており、張力用ばね部及び油圧ダンパ部からなるオートテンショナによってベルトに一定張力を与える構成となっている。

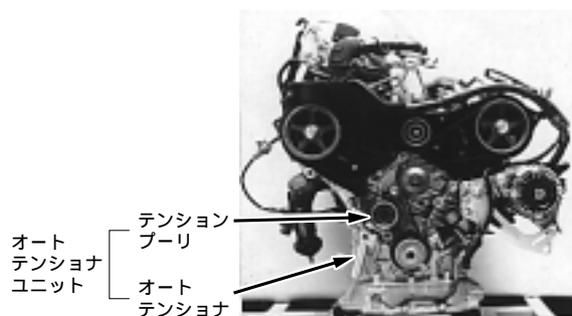


写真1 ベルトレイアウト
Layout of timing belt

2.2 構造

現在商品化しているNTN油圧式オートテンショナの構造を図2に示す。シリンダ中央部のリターンスプリングにより、ベルトに一定の張力を付与し、下部に配置された油圧ダンパ部により、ベルトの張力変動に伴うプーリ振動を抑制する。

2.3 特長

- (1) アルミ合金製シリンダに鋼製スリーブを挿入して、軽量化と耐摩耗性を両立し、鋳鉄製シリンダに比べ、55%重量を低減できる。
- (2) リターンスプリングをリザーバ室に配置し、油圧ダンパ部を下部に配置することにより、作動油と空気を封入する気液二相構造を採用しているが、空気が油圧ダンパ部に混入することはない。また、オイルシールは油層と接していないため、作動油漏れに対する信頼性が高く、作動油を100%密封するタイプと比べて、構造が簡単である。
- (3) ロッドをブランジャ部とウェアリング部で支持する二点支持構造の採用により、耐モーメント荷重が大きいので、長期にわたり内部の摩耗が少なく、性能が安定する。

3. 開発品の紹介

3.1 低コスト化

現行のNTN油圧式オートテンショナの性能を維持しながら、内部部品の形状及び製造方法を変更することにより、大幅な低コスト化を実現した。

低コストオートテンショナの構造を図3に示す。現行品に対する主な変更点は、

- (1) 旋削加工であったロッドをインフィードセントラレス研削に変更し、油穴を廃止。

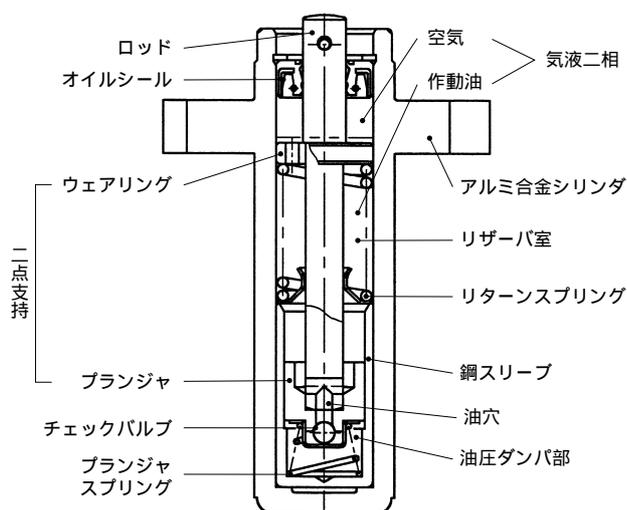


図2 NTN油圧式オートテンショナの構造
Construction of NTN hydraulic type autotensioner

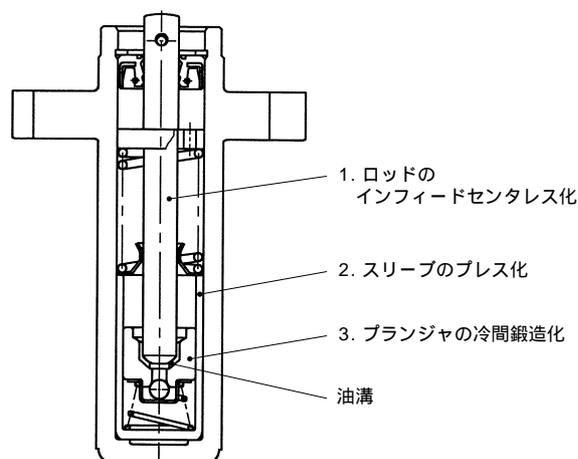


図3 低コストオートテンショナの構造
Construction of a low cost hydraulic autotensioner

- (2) 旋削加工であったスリーブをプレス加工に変更。
- (3) 旋削加工であったプランジャを冷間鍛造に変更し、油溝を同時成形。

各項目とも、旋削工程の大幅な削減に成功した。

性能評価の一例として、エンジン回転数を上げていったときのテンションプーリの挙動及びオートテンションナのロッドに作用する力を、現行品との比較で図4に示す。現行品、低コスト品とも、すべての回転域でテンションプーリの振幅は小さく、十分な剛性を示している。

この低コストオートテンションナは、性能、耐久性とも現行品と同等であることを確認し、既に、一部のエンジンで量産採用されている。また、現行品と完全な互換性があり、今後、この低コスト仕様を基本としていく予定である。

3. 2 小型化

前述の油圧式オートテンションナは、外径25mm、全長85mm程度は必要であり、エンジンのスペースによっては採用できないものがある。図5に示すオートテンションナは、リターンズプリングを油圧ダンパ部の外側に並列配置したことにより、全長の大幅な縮小に成功した小型油圧式オートテンションナである。油圧ダンパ部の構造及びサイズは、低コスト仕様品と同一であるが、外径32mm、全長60mm程度になり、性能、耐久性は現行品と同等である。

写真2に現行品と小型油圧式の外観比較を示す。小型油圧式の適用により、ベルトレイアウトに関する設計自由度の増加が期待できる。

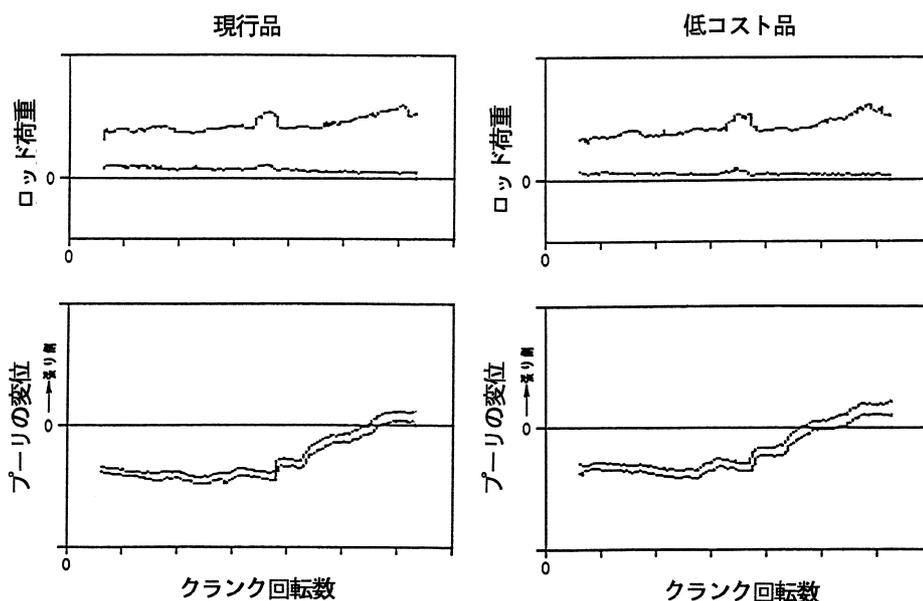


図4 テンションプーリの挙動及び作用する力
Tension pulley displacement and force

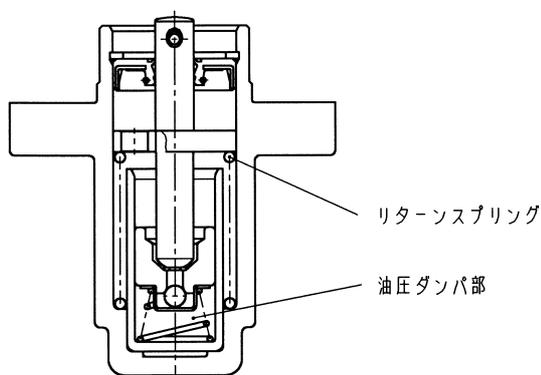


図5 小型油圧式オートテンションナの構造
Construction of short type hydraulic autotensioner

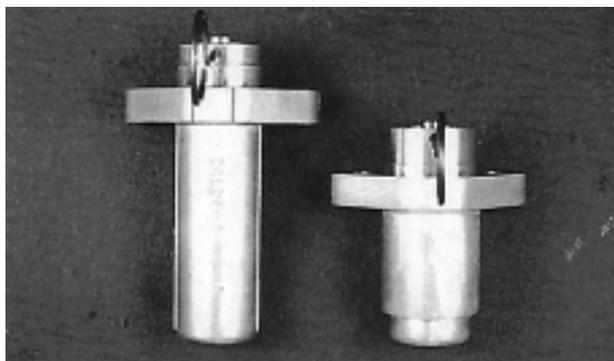


写真2 現行品と小型油圧式の外観比較
Comparison of current type and short type hydraulic autotensioners

3.3 一体化

テンションプリーの揺動アームと小型油圧式オートテンショナを一体化したプリアーム一体型オートテンショナユニットを写真3に示す。

オートテンショナを含むユニット全体がテンションプリーとともに揺動する機構であり、揺動する状態を図6に示す。従来別体であったオートテンショナとプリアームを一体化し、部品点数削減による低コスト化と小型省スペース化を実現した。

性能評価の一例として、テンションプリーに振動が作用した時の動荷重を従来の別体型との比較で図7に示す。従来の別体型と同様、加振周波数30 300Hz（6気筒エンジン600 6 000rpm相当）全域において、共振することなく安定した剛性を示す。



写真3 プリアーム一体型オートテンショナユニット
Integrated pulley arm autotensioner unit

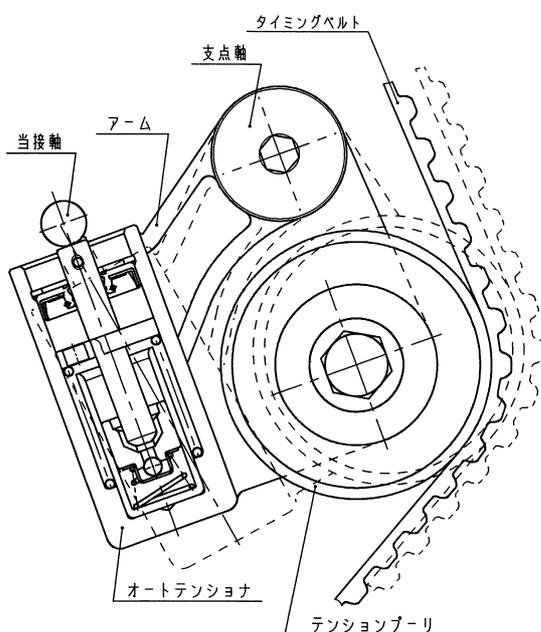


図6 プリアーム一体型オートテンショナユニットの作動
Movement of integrated pulley arm autotensioner unit

3.4 超小型化

2ℓ以下の小型エンジンにおいても、信頼性向上のため、オートテンショナの要求が出てきている。このようなニーズに応えるため、超小型の油圧式オートテンショナをテンションプリー内に内蔵したプリアーム一体型オートテンショナユニットを開発した。

写真4に外観を示す。油圧式オートテンショナとして的高機能を維持しながら、固定式テンションプリーとの置き換えが可能である。



写真4 プリアーム一体型オートテンショナユニット
Built in pulley autotensioner unit

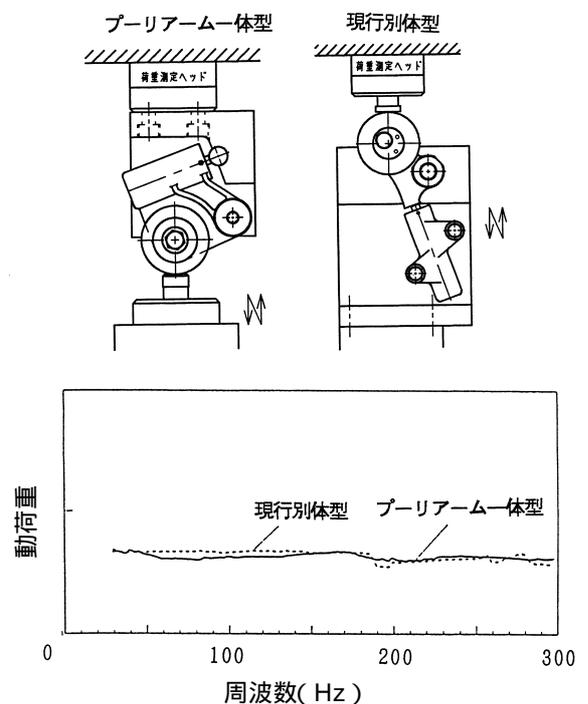


図7 動特性比較
Dynamic characteristic comparison

3.5 他用途

補機駆動ベルトのサーペンタインドライブ用オートテンショナとしては、欧米を中心に摩擦式オートテンショナが多く使用されている。数年前より、日本においてもサーペンタインドライブ化の動きがあり、摩擦式オートテンショナが一部のエンジンに採用されている。しかし、ディーゼルエンジンや直4エンジンなどの比較的ベルト張力の変動が大きいエンジンには、ダンパ性能の優れた油圧式オートテンショナが最適であり、今後のサーペンタインドライブの増加に伴い、補機駆動ベルト用にも油圧式オートテンショナの採用が予想される。

写真5に補機駆動ベルト用油圧式オートテンショナユニットの外観を示す。補機駆動ベルトは摩擦力により力を伝える方式のため、タイミングベルトより大きな張力が必要であり、オートテンショナの張力用スプリングも強いものが必要である。このため、写真5に示すように、油圧ダンパ機構はタイミングベルト用と同一であるが、リターンスプリングをシリンダの外周に配置し、十分なスプリング力を発生させている。



写真5 補機駆動ベルト用油圧式オートテンショナユニット
Hydraulic autotensioner unit for accessory drive belt

4. まとめ

タイミングベルト用油圧式オートテンショナの低コスト化、小型化、ユニット化及び補機駆動ベルト用油圧式オートテンショナについての開発状況を説明してきたが、今後、更なる小型化、低コスト化に向けて開発を行い、エンジンの高性能化、高信頼性化に貢献していきたい。

CVT用ツーウェイクラッチユニット

野尻 博海*

Two-way Clutch Unit for CVT's

By Hiromi NOJIRI

Today, continuously variable transmissions (CVT's) with lubricated metal belts are becoming popular. Aichi Machine Industry Co., Ltd. has recently developed a new high efficiency CVT which uses a hybrid dry belt (A-CVT).

For this application, NTN has cooperated in the design and development of a two-way clutch unit (2WC).

This article describes the operating principles, layout and major functional characteristics (low temperature engagement, disengagement reverse-switching etc.) of the 2WC.

1. はじめに

現在、自動車用CVTの主流は、湿式金属ベルトタイプであるが、この度、愛知機械工業（株）殿は、さらに低燃費化を狙った乾式複合ベルト式CVT（以下A・CVT）の開発に成功した。このA・CVTには、NTNが共同開発したツーウェイクラッチユニット（以下2WC）が主要部品として使用されている。

ベルトとプーリからなるCVTでは、車両がハイレシオで走行中に、タイヤがロックするような急ブレーキで停止すると（以下スパイクストップ）、プーリがロー側へ戻り切れず再発進のとき加速力が不足したり、登坂路では発進できないなどの現象が起きることがある。湿式金属ベルトタイプのCVTは油圧により強制的に変速させるなど、各種の手段でこれを

防止している。一方、A・CVTは乾式ベルトのため、ベルトとプーリの摩擦係数が大きいので、プーリ推力が少なく済み、伝達効率で有利な反面、上記現象が発生し易く実用化の上で障害となっていた。

この問題はツーウェイクラッチユニット（2WC）を組み込んだ副動力伝達経路を設けることによって解決されたが、本稿では、2WCの構造、作動原理及び主要な特性などを紹介する。

2. A・CVTの構造と2WCの働き

図1にA・CVTの駆動系模式図を示す。

エンジンより入力された動力が、パウダークラッチ、インプット軸、カウンタ軸、プライマリプーリ、ベルト、セカンダリプーリを経て出力軸へと伝達される主動力伝達経路と並列に、インプット軸から2WCを介してセカンダリ軸へ伝達される副動力伝達

*自動車製品技術部

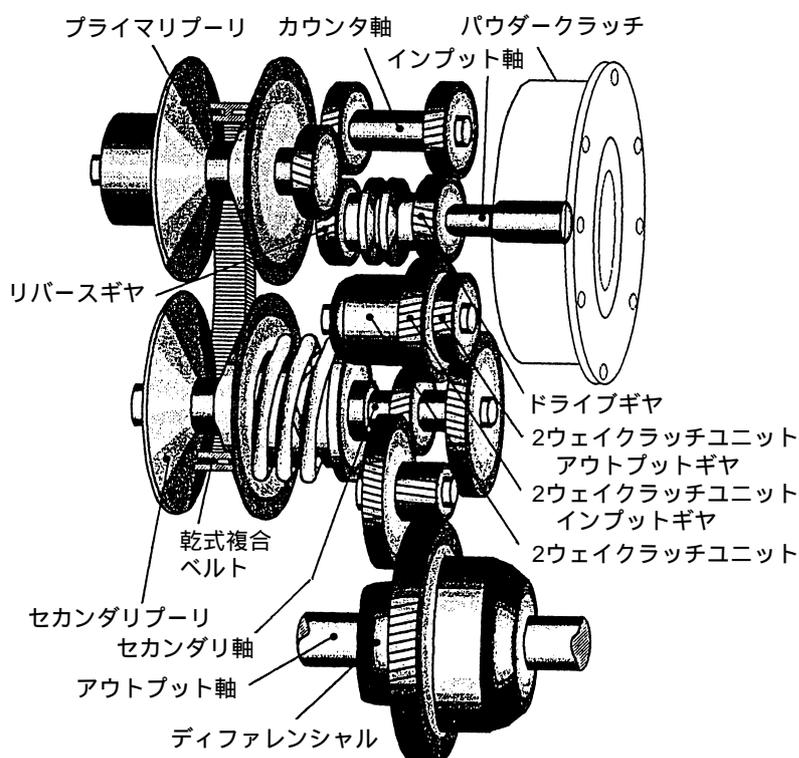


図1 A-CVTの駆動系模式図
Layout of A-CVT

経路を持つ。主動力伝達経路はベルトとプーリにより無段変速を行い、副動力伝達経路は手動変速機（以下M/T）のローギヤに相当するギヤ比となっている。発進時は、ベルトによる主動力伝達経路を解放して、2WCを組み込んだ副動力伝達経路を用い、車速が上がるとプーリを変位させてベルトによる主動力伝達経路へ移行し、2WCを空転させるシステムとなっている。なお、A-CVTではスパイクストップ時のみならず、発進時は常にギヤ駆動としており、発進力が強い、ダイレクト感がある等の好フィーリングを得ている。

なお、伝達回路に2つの動力伝達経路が存在する場合、その両方が互いに異なる変速比で動力伝達を行うと回転がロックしてしまう。これを以下の手法で対策している。

後述するが、2WCは入力回転数より出力回転数が大きいときに空転する構造となっているので、主動力伝達経路の変速比（以下ベルトレシオ）が副動力伝達経路の変速比（以下2ウェイレシオ）より小さければ、2WCの出力回転数は入力回転数より大きくなり、2WCは空転することになる。すなわち、ベル

トレシオが2WCより高くなる領域でベルトで動力伝達するようにすれば、2系統の動力伝達経路が干渉することはない。

これを実現する手段として、機械的にセカンダリプーリの位置が2ウェイレシオよりロー側へ変位できないようになっている。したがって、プライマリプーリの位置がたとえ2ウェイレシオよりロー側にあったとしても、セカンダリプーリが追従せず、ベルトでの動力伝達経路を解放することができる。また、このことを利用して、プライマリプーリの位置を制御することにより、ベルト駆動、2ウェイ駆動の切り替えを行っている。¹⁾

3. 2WCの構造と作動原理

2WCの基本構造は、図2のように外輪に固定されている外側保持器に対して内側保持器を相対回転させて、断面が左右対称形状のスプラグを左右に傾け、動力伝達方向を切り替える（以下スイッチング）構造である。スイッチング後スプラグのカム面と外輪内径および内輪外径が接触した状態をスタンバイ状

態と呼んでいる。スタンバイ状態で外輪の回転数が内輪の回転数より速くなろうとすると、スプラグが内・外輪の間でロック状態となり、動力が伝達可能となる。遅くなると内・外輪は空転状態となる。図3に2WCの断面図を示す。ドライブギヤから動力がインプットギヤに入力されると、インプットギヤ内径に圧入された外側保持器とスプラグは、インプットギヤと同一回転する。一方、内側保持器は、静止系（ケ-ス）に固定されたスイッチングプレートが皿ばねによって押圧されているため、外側保持器と相対回転してスプラグを傾け、スタンバイ状態になり、インプットギヤから出力軸へ動力が伝達される。なお、スイッチング後、すなわち内側保持器に固定されたスイッチングピンが外側保持器の溝に当たり、設定量の相対回転した後は、内側保持器と外側保持器は同一回転し、スイッチングプレートと内側保持器は押圧面でしゅう動する。

以上の作動は、左右両回転方向に同じように機能する。

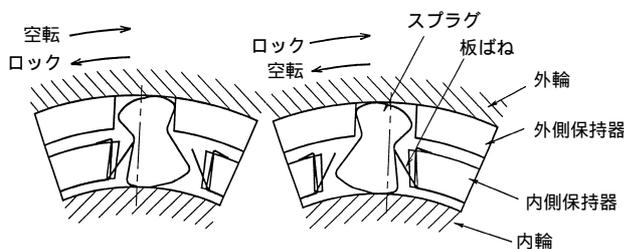


図2 ツーウェイクラッチの基本作動図
Basic mechanism of two-way clutch

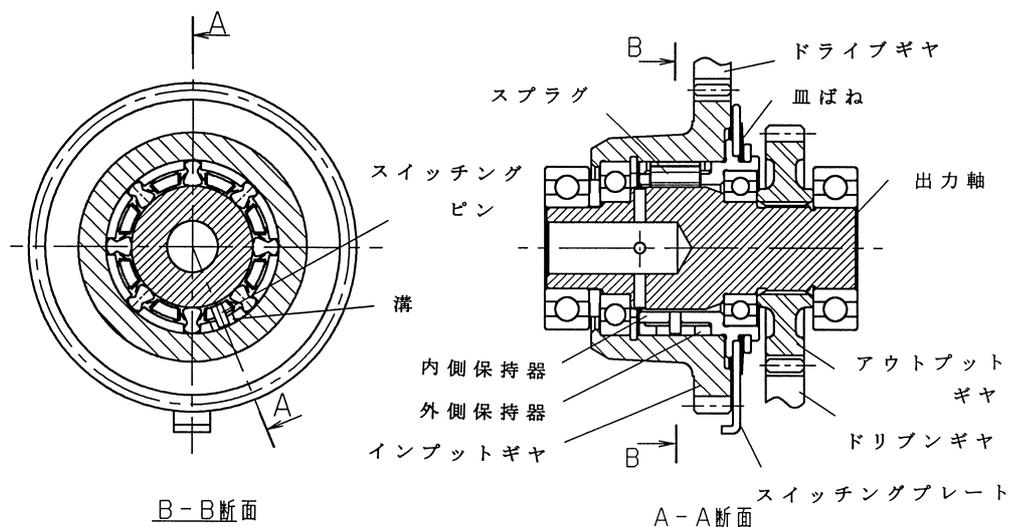


図3 ツーウェイクラッチユニットの断面図
Cutway views of two-way clutch

4. 2WCの特性

2WCの主要な機能としては、トルク伝達機能、空転機能及びスイッチング機能があるが、これらに係る主要な特性を以下に述べる。

4.1 トルク伝達機能における低温噛み合い特性

本2WCは、カム面に作用する摩擦力によって、カム部材（スプラグ）を内輪（出力軸）と外輪（インプットギヤ）で形成した楔に引き込み、ロックさせて内・外輪間でトルクを伝達する。ただし、カム面の潤滑状態が流体潤滑になると摩擦係数が小さすぎ、カム面に滑りを生じてトルクを伝達できない。このためロックさせるときはカム面を境界潤滑にする必要がある。潤滑状態に影響する要因としては、カム面の楔角、カム面の相対速度、カム面の粗さ、カム面に作用する荷重、潤滑油の粘度などがある。A・CVTでは、寒冷時、車両が冷却状態で、極低速発進中に逆にシフトチェンジして（以下逆シフト）、アクセルを踏んだ場合、副動力回路の2WCにおいては、インプットギヤと出力軸に相対速度がある状態で噛み合う必要がある。すなわち、低温時でカム面に相対速度がある状態での噛み合い特性が要求され、これが技術課題の一つであった。そこで、先述の要因のなかで設計自由度のあるカム面の粗さに関して、カム面の相対速度と噛み合い温度の関係を調べた。

4.1.1 理論式

カム面の潤滑状態を調べるには、まず噛み合い初期の最小油膜厚さを計算する。スタンバイしたカム面に作用する荷重は、板ばねによる小さな荷重だけであるため、最小油膜厚さは、レイノルズ方程式から求めた。本2WCは外側保持器がインプットギヤに固定されているため、カム面の滑りはスプラグと出力軸間で生じる。カム面を図4のように放物線状に模式化したとき(1)~(3)式にて最小油膜厚さが求められる。

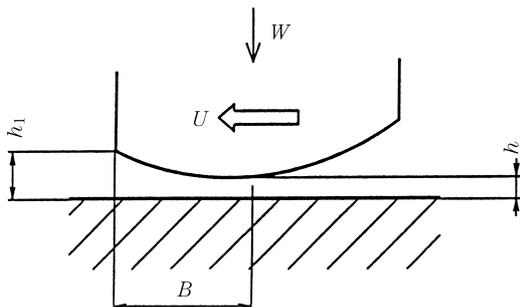


図4 カム面の模式図
Model of cam surface

$$h = B \sqrt{\frac{C_w \mu U L}{W}} \quad (1)$$

ここに

$$C_w = \frac{1}{(\sqrt{m} + 1)^2} \left[3(1 - m^1) \cdot \frac{5(1 - m^{3/2})}{2(1 - m^{5/2})} (1 - m^2) \right] \quad (2)$$

ここで、

B : h₁ と h の x 方向長さ

W : 負荷容量

L : 軸受幅 (スプラグ長さ)

h : 出口油膜厚さ (最小油膜厚さ)

h₁ : 入口油膜厚さ

μ : 入口側における潤滑油粘度

U : すべり速度 (カム面の相対速度)

$$m : m = \frac{h_1}{h} \quad (3)$$

軸とスプラグカム面がクランプする潤滑域を流体潤滑状態から混合潤滑状態に移行する領域、すなわちストライベック線図上で摩擦係数が極小値をとる点と仮定する。

部分的弾性流体潤滑における突起の圧力分担率が油膜パラメータの関数として表現された研究³⁾、あるいはHamrockら³⁾による油膜パラメータと摩擦

係数 μ の関係図があるものの、接触面圧が低い等粘度下での μ と μ の関係は、接触状態によって異なり明確にはなっていない。

ここでは、求めた最小油膜厚さ h を、2物体の粗さ中心線間距離と仮定し、図5のような粗さ形状のとき、2物体は金属接触して混合潤滑状態になると考

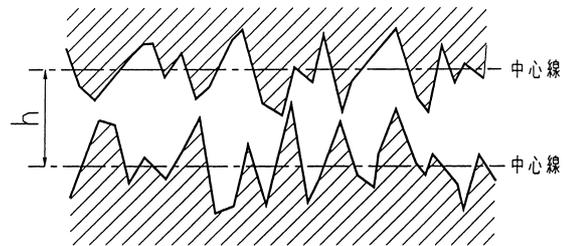


図5 2物体の粗さ形状模式図
Model of surface roughness of opposing surfaces

える。すなわち、カム面の粗さパラメータ h を(4)式のように定義したとき、h < h' であれば、カム面は混合潤滑になると仮定した。

$$h \triangleq (\frac{11}{12}) \cdot (\frac{21}{22}) \quad (4)$$

ここで、

11 : スプラグカム面の最大粗さ

12 : スプラグカム面の平均粗さ

21 : 出力軸の最大粗さ

22 : 出力軸の平均粗さ

4.1.2 低温噛み合い試験

車両が極低速中に逆シフトされると、2WCのスプラグの作動は、図6のように空転状態からロック状態にスイッチングされる。したがって、試験では、軸とスプラグカム面の相対回転数とクランプしたときのカム面近傍の油温を測定することによって、低温時の噛み合い特性を調べた。なお、相対回転数は空転時の軸回転数を変化させた。サンプルの粗さパラメータを大きさ別に3区分し、それぞれ平均化し

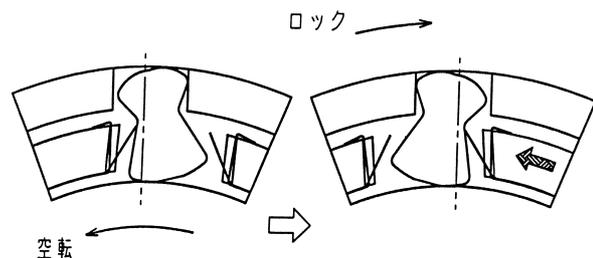


図6 低温噛み合い試験のスプラグ作動図
Illustration of sprag in engagement test at low temperature

た実測値で試験結果を整理し、これを、その粗さパラメータに対する理論値と比較して図7に示した。

理論値と実測値の傾向はよく一致し、粗さパラメータを大きくすると低温噛み合い特性が向上したが、理論値に対して実測値はすべて低温側を示している。この理由としては、計算においては負荷容量 W をばね荷重の設計平均値の分力としたが、実際は、ばらつきのある最大値に影響されることと、スプラグの回りにある油はばね荷重を増加させるように働くことが考えられる。

一方、粗さパラメータを大きくして低温噛み合い特性を向上しても、粗さの経年変化が懸念されるので、空転サイクリック耐久試験とトルク負荷耐久試験を実施して、面粗さの経年変化を調べた。標準的な軸粗さ仕様は $R_{max}1.6$ 以下であるが、供試品は前

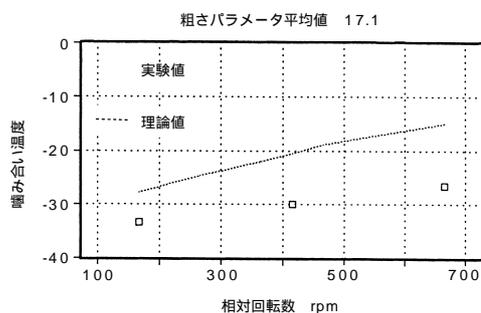
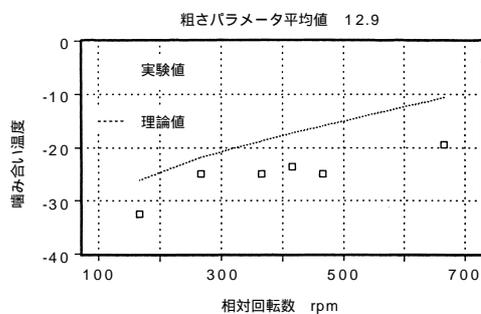
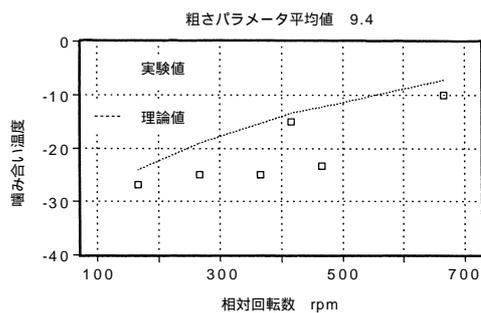


図7 粗さパラメータと噛み合い温度
Parameter of roughness vs temp. at engagement

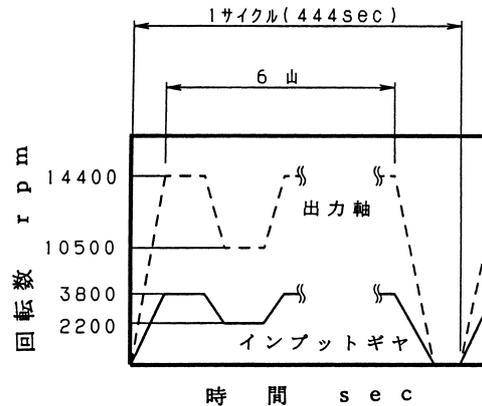


図8 空転サイクリック耐久試験条件
Condition of free-wheeling cyclic test

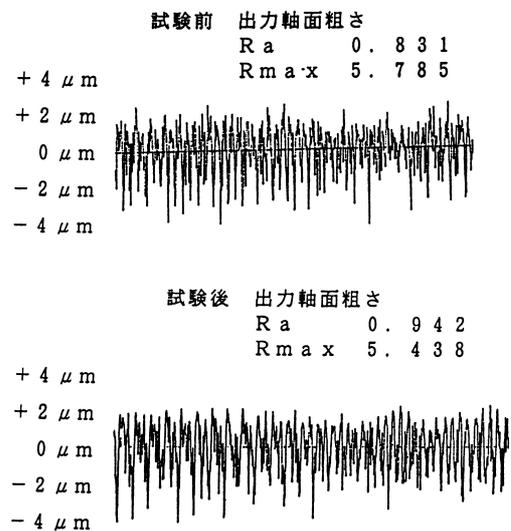


図9 空転サイクリック耐久試験による面粗さの経年変化
Change of surface roughness in free-wheeling cyclic test

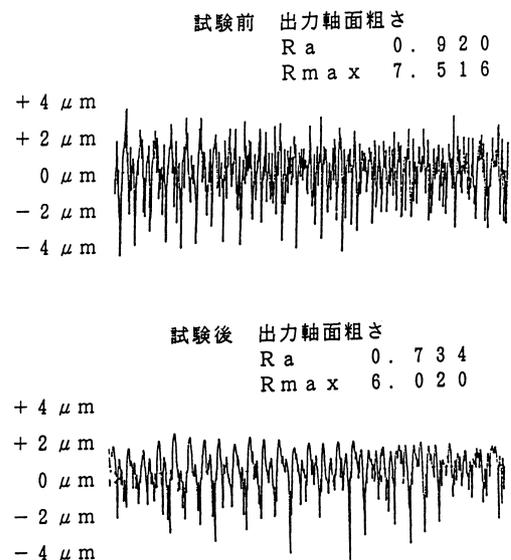


図10 トルク負荷耐久試験による面粗さの経年変化
Change of surface roughness in stroking test

項の低温噛み合い試験結果より $R_{max}6$ 程度のものとした。空転サイクリック耐久試験は図8の運転条件で200時間行い、また、トルク負荷耐久試験は定格トルク $92.2\text{N}\cdot\text{m}$ を5Hzで50万回負荷した。潤滑はミッション油75W-90の油浴で、かつ軸芯給油 $20\text{cc}/\text{min}$ を加えた。それぞれ試験結果を図9、10に示すが、いずれも粗さに大きな変化はない。また、低温噛み合い特性も初期特性を持続した。

以上の結果から、軸の粗さを管理することによって低温噛み合い特性を向上できることが確認できた。

4.2 空転機能におけるディスエンゲ - ジ特性

A-CVTにおいては、2WCは空転状態で使用されている時間が長いため、スプラグと出力軸間のカム面の摩耗が生ずる。この摩耗を軽減するため 図11のようにインプットギヤの回転数が上昇すると、スプラグに作用する遠心力による時計回りのモーメント M_G と、ばね力による反時計回りのモーメント M_P の大きさが逆転して、スプラグが出力軸外径から離れるように設計している。この状態をディスエンゲージ状態といい、ディスエンゲージ状態になるインプットギヤの回転数をディスエンゲージスピードとい

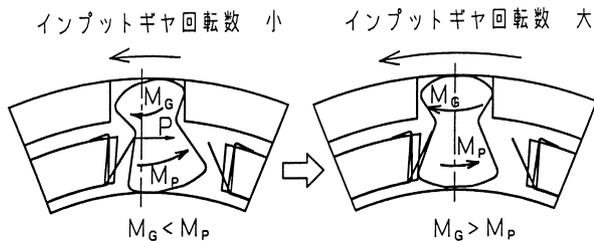


図11 ディスエンゲ - ジ作動図
Illustration of sprag at disengagement

う。本2WCのディスエンゲ - ジスピードの計算値は平均値で約3000rpmであるが、実測値では約3000~4000rpmが計測された。また、前項の空転サイクリック耐久試験では、出力軸の摩耗は初期摩耗程度であり、十分ディスエンゲ - ジ機能を果たしている。

4.3 スイッチング機能における逆スイッチング特性

先述のように、静止系に固定されたスイッチングプレートと内側保持器間の摩擦力によってスイッチングが行われ、さらにスイッチング後のクラッチ方向(スプラグの姿勢)はしゅう動トルクによって保持されているが、車両としては、動力損失を少なくするためこのしゅう動トルクを小さく設定したい。しかし、しゅう動トルクを小さくしすぎるとスパイ

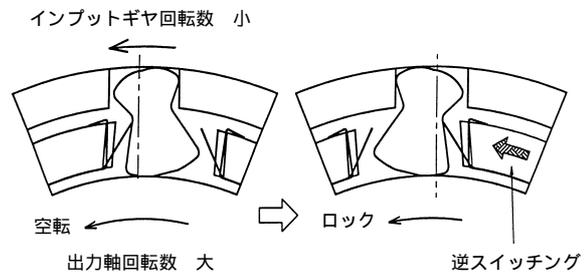


図12 逆スイッチング説明図
Illustration of reverse-switching

クストップのように大きな減速加速度が作用する場合、スイッチングプレートと内側保持器間のしゅう動トルクより内側保持器に作用する慣性力が勝り、逆側にスイッチングする(以下逆スイッチング)。すなわち、図12の左図のように反時計方向回転で車両がベルトレシオで走行中、スパイクストップ時のような大きな減速加速度が作用すると、図12の右図のように内側保持器が相対的に矢印方向に動き、そのとき、インプットギヤより出力軸の回転数が高いので突然ロックして車両としてショックをとまらう。

したがって、逆スイッチングが発生しないしゅう動トルク条件を調べるため、しゅう動トルクと逆スイッチングが発生するときの減速加速度を測定した。結果を図13に示す。図の理論値は運動方程式においてばね項と粘性項を省略した(5)式で求めたが、実測値は理論値とほぼ一致する傾向が得られ、この結果からしゅう動トルクの適正化を行った。

$$T = I \cdot \ddot{\theta} \tag{5}$$

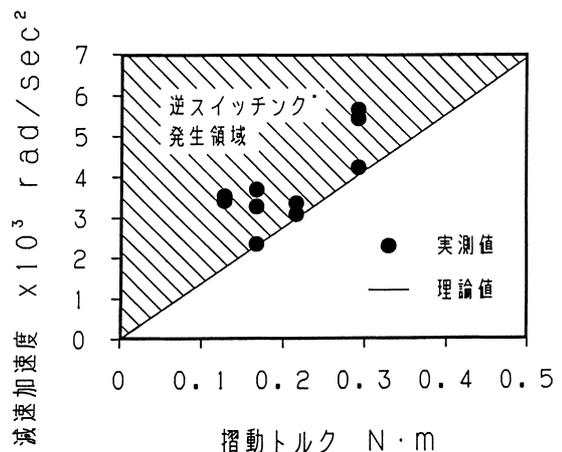


図13
逆スイッチングが発生するしゅう動トルクと減速加速度の関係
Relationship between friction torque and deceleration

ここで

T : 摺動トルク

I : 内側保持器の慣性モーメント

$\dot{\omega}$: 減速加速度

5. あとがき

以上紹介したように愛知機械工業(株)殿と共同開発した本2WCは、入力回転方向に応じて自動的にクラッチ方向を切り替える機能を持ち、A・CVTのスパイクストップ時の再発進加速不足などを解決する副動力伝達経路に不可欠なものである。そして、副動力伝達機構に適合する2WCとしての主要な特性である低温噛み合い特性、ディスエンゲージ特性および逆スイッチング特性に関する要求特性を満足していることを確認できた。

参考文献

- 1) 西幸ほか：乾式複合ベルト式CVT用2ウェイクラッチシステムの開発，自動車技術会前刷集No. 951 (1995) p.113
- 2) 市丸和徳，潤滑，27，2 (1982)，86
- 3) Hamrock, B. J. and Dowson, D., "Ball Bearing Lubrication". Wiley-Interscience, New York (1981), 121

フリーホイールハブ用メカニカルクラッチユニット(SFH-MCU)

伊藤 健一郎* 秋吉 幸治*
堀 勲* 乗松 孝幸*
安達 健 郎*

Development of Super Freewheel Hub Mechanical Clutch Unit (SFH-MCU)

By Kenichiro ITO, Isao HORI, Kenro ADACHI, Koji AKIYOSHI and Takayuki NORIMATSU

Recently, the automotive four wheel drive market has been growing tremendously. Automatic four wheel drive systems eliminate the need for driver input. NTN is introducing a newly developed mechanical clutch unit for four wheel drive vehicles, providing easier operation.

1. まえがき

近年、四輪駆動車（4WD車）の増加には、目を見張るものがあり、その四輪駆動システムにもさまざまな種類がある。四輪駆動システムを大きく分類すると、パートタイム4WDとフルタイム4WDがある。二輪駆動車（2WD車）に比べ全輪を駆動する4WD車は、当然メカニズムが複雑になる。そのためドライバーにもそれを操作する知識が必要であり、一部のクロスカンントリー4WD車には、マニア的要素が必要であった。そこでNTNでは、パートタイム4WD車のイーゼードライブをコンセプトに、四輪駆動と二輪駆動の切り換えを簡単に操作できるようにメカニカルクラッチを使ったエア作動式フリーハブの商品開発を行ってきたのでここに紹介する。（特許申請中）

2. 開発コンセプト

運転者が必要に応じて二輪駆動（2WD）と四輪駆動（4WD）を切り換えるパートタイム4WDでは、ホイールのハブとドライブトレインを切り離すフリーホイールハブが使用される。このフリーホイールハブは、2WD走行時にフロントの駆動系（アクスルシャフト、デファレンシャル、プロペラシャフト等）を完全に停止させることができるため、燃費の向上、振動・騒音の低下、駆動部品の耐久性向上が図れる長所がある。フリーホイールハブには、マニュアルフリーハブとオートフリーハブがある。マニュアルフリーハブは、ホイールのロック/フリーを車外に出て手で切り換え、また、オートフリーハブはロックからフリーに切り換えるとき、一旦車を止め後退しなければならないなどの欠点がある。

そこで、上記欠点をカバーし、トランスファと連動することも可能で、さらにトランスファにシンクロ機構を付与すれば、走行中運転席から自由に2WDと4WDの切り換えができるエア作動式フリーハブ（SFH-MCU）の開発を目的とした。

*自動車製品研究所

3. SFH-MCUの特徴と仕様

SFH-MCUの特徴

- エア通路1経路の欠点（負圧常時作動による泥水の吸い込み，オイルシールの異常摩耗等）の解消のため，エア通路を2経路とし，切換え時のみ負圧が作動する。切換え後はフリーハブ内を大気開放する。負圧作動時間は極力短くした。
- 磁石による2WD保持機構と，ばねによる4WD保持機構を採用しフリーハブ機能を確実にした。
- 加速中の負圧不足時にも切換え可能にするため負圧タンクを設けた。
- シンクロ機能付きトランスファと連動したエアシステム制御により，走行中にフリーハブの切換えが可能で，2WD時はフロントの駆動系を完全に切り離すことができる。

< SFH - MCUの仕様 >

- 外径 : 106mm
- 長さ : 58.5mm
- 伝達許容トルク : 2 800 N・m以上
- 取付ボルト : M8 × 6本
- 重量 : 1.5kg
- 切換え方式 : トランスファ連動バキュームエア駆動方式
- エア供給 : E/Gインテークマニホールド
- エア作動時間 : 10 秒 (タイマ設定)
- 作動負圧 : -33.3kPa (-250mmHg)
- 使用温度範囲 : -30 ~ +100

4. 構造と作用

SFH - MCUの装着箇所を図1に，構造を図2に，及びエア通路図を図3に示す。

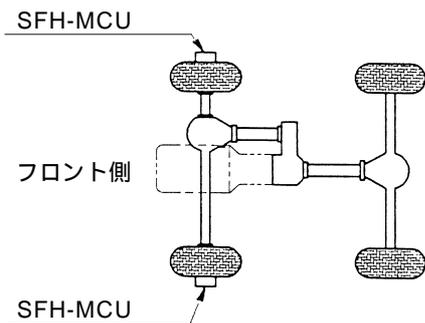


図1 SFH-MCUの装着
Location of SFH-MCU

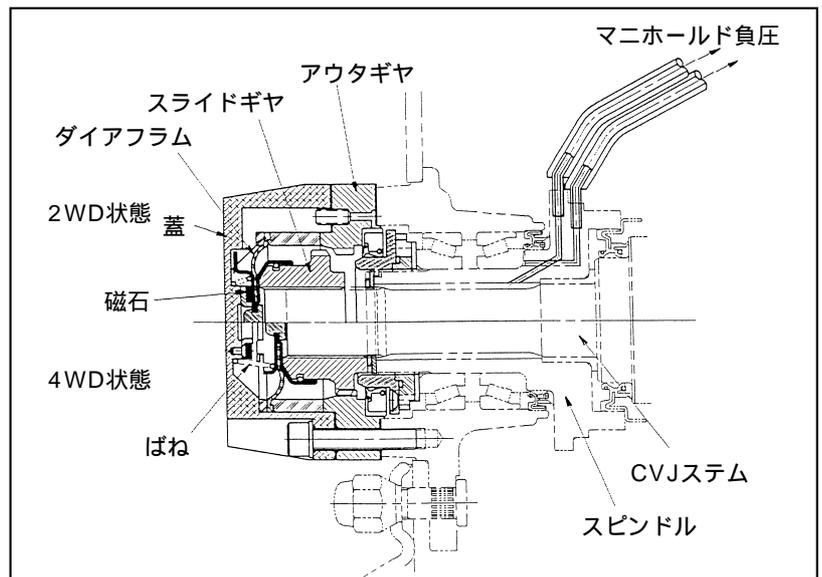


図2 SFH-MCUの構造
Sectional view of SFH-MCU

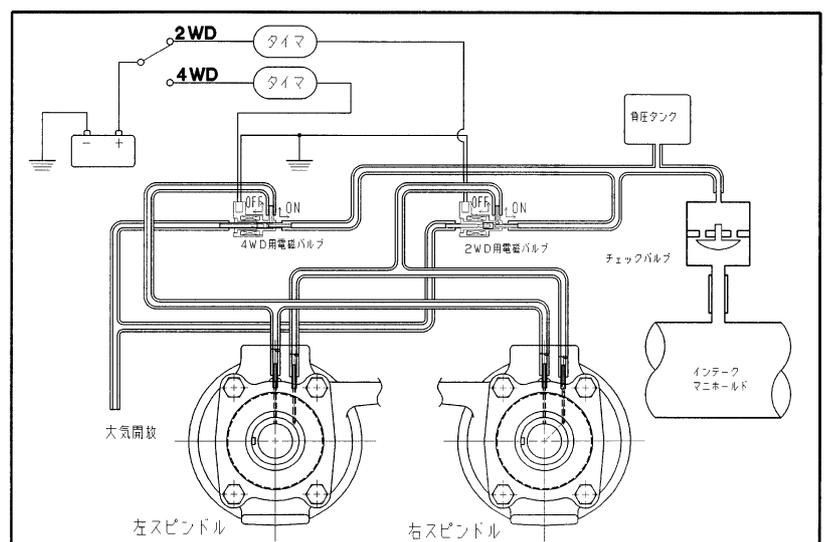


図3 エア通路図
Vacuum system schematic

SFH-MCUはインターカムニホールド負圧を利用するエア2通路方式で、ダイアフラムで仕切られた2つの気密室を有する構造である。一方の気密室に負圧を導くことで大気圧との差圧をダイアフラムが軸方向の力に変換する。駆動力は、等速ジョイント(CVJ)システム、スライドギヤ、アウトギヤがそれぞれスプライン結合を行い伝達する。アウトギヤは、ボルトでフロントホイールハブに固定される。スライドギヤはCVJシステムのセレーション上をスライド可能なめあいとする。

2WD時負圧はスピンドルの外径側、蓋溝部からダイアフラム外側に導かれる。ギヤが噛み合っている状態からダイアフラムが圧力差で外側に移動するため、スライドギヤとアウトギヤとの噛み合いがはずれフリーとなる。その後ダイアフラム部は磁石に吸着し、フリー状態を保持する。この磁石による吸着力は、ばね力よりも大きく設定している。また、一連の動作終了後大気圧に戻るようタイマで設定している。大気圧に戻す理由は、負圧による各部シールの摩耗や水、泥の吸い込みを防止することにある。

4WD時負圧はスピンドルの内径側からダイアフラム内側に導かれる。ギヤが噛み合っていない状態からダイアフラムが圧力差で内側に移動、スライドギヤとアウトギヤが噛み合う位置に移動する。磁石からはずれたダイアフラム部とスライドギヤは、ばねで常にアウトギヤに押しつけられるため、ギヤの噛み合いがはずれることはない。このように4WD側は、負圧が作用すると瞬時に磁石からスライドギヤがはずれ、ばねの待ち機構で確実に4WDになる特徴を持つ。一連の動作終了後大気圧にもどる。以上負圧で説明したが正圧でも使用できることを確認している。

5. 特性試験

5.1. ダイアフラム推力調査

負圧によりダイアフラムが推力を発生する。その力の関係を実測し、設計値との比較を行った。また温度によって値が変化するかどうか調査を行った。

調査方法は恒温槽に測定治具をセットし、各測定負圧を発生させ、ロードセルにより推力の測定を行った。

20℃での測定値を設計値と比較した結果を図4に示す。設計値に対し-26.7kPaの時82%で、負圧が大きくなるにしたがってその値は高くなり、-80.0kPaで91%であった。

また、温度による推力の変化は、表1に示すようにほとんど無いことが確認できた。

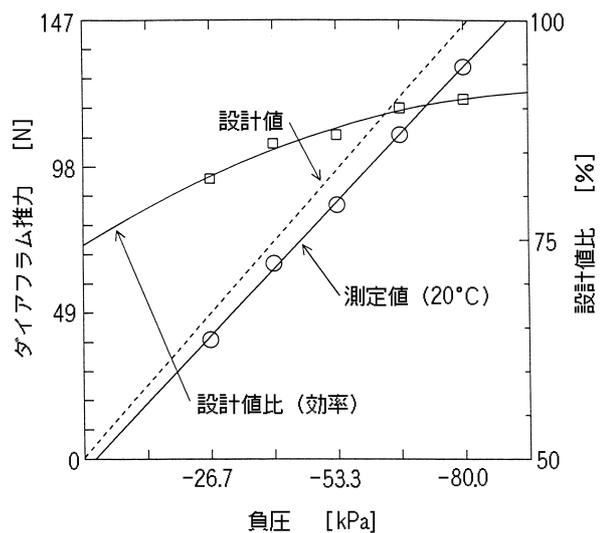


図4 負圧とダイアフラム推力線図
Relationship between vacuum and diaphragm driving force

表1 ダイアフラムの推力
Driving force of diaphragm

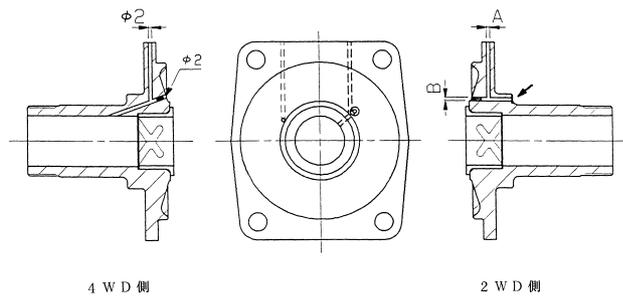
単位：N

温度 \ 負圧	-26.7kPa	-40.0kPa	-53.3kPa	-66.7kPa	-80.0kPa
100	42.1	65.7	89.2	113.7	137.2
20℃ (設計値比)	40.2 (82%)	62.7 (86%)	85.3 (87%)	108.8 (90%)	131.4 (91%)
-10℃	40.2	62.7	85.3	107.8	131.4
-20℃	39.2	62.7	85.3	107.8	130.4
-30℃	39.2	61.7	84.3	106.8	129.4

5.2. グリース詰まり試験

エア2通路方式では、ハブのベアリング付近にエア穴があるため、2WD切換え時、ハブベアリングに封入されているグリースを吸い込む可能性が考えられる。そこで、スピンドルのエア通路穴の径を変化させ、グリース詰まりが発生するか確認試験を行った。

図5に供試スピンドルを、表2に試験条件を示す。



サンプル	A	B
①	φ2	φ2
②	φ4	φ4
③	φ4	φ2
④	φ2	φ4

図5 供試スピンドル
Cross-section of test spindle

表2 グリース詰まり試験条件
Test conditions for grease

2 - 2穴スピンドル	密封状態
4 - 4穴スピンドル	密封状態
4 - 2穴スピンドル	密封状態
2 - 4穴スピンドル	密封状態
回転数	: 500 r/min (60km/h相当)
グリース	: ス - パ - グリースA (リチウム系) 9.0g (空間容積の約60%)
負圧	: -61.3kPa
切換えサイクル	: 15sec/サイクル
時間	: 153h (10回/日 × 10年間)

試験の結果は、

- ・各サンプルとも異常なし
- ・パイプ内グリース量0g
- ・スピンドルエア穴内グリース量0.1g程度(ごく僅か)

であった。以上により、密封状態において、タイマ切換えにより負圧を作動させても、グリースを吸い込むことがなく、詰まりも発生しなかったことを確認した。

5.3. 低温でのグリース詰まり試験

2WD側グリース詰まり試験

5.2. 項のグリース詰まり試験でグリースが詰まることはないことを確認したが、もし低温下で、スピンドルのエア穴部(図5矢印)にグリースが付着した場合、どのような現象が起こるかを確認するために試験を行った。

試験方法はスピンドルのエア穴部(図5矢印)に、グリースを詰め、温度を0~-30℃まで変化させて試験を行った。

その結果、グリースを強制的に詰めた場合、-20℃以上ではつまることはなく、それ以下で詰まりが発生したが4WDへの切換えは可能であり、問題ないとする。

4WD側グリース詰まり試験

4WD切換え時のエア通路は、スピンドル内径とCVJステムとのすき間を利用しているが、CVJステムは抜け防止のため、止め輪で固定されている。この止め輪は、4WD時回転するため、グリースを塗布するようになっている。そこで、このグリースがエア通路を塞ぐか試験を行った。

実験方法は写真1に示す供試品のエア通路に約4gの

グリースをすき間無く詰め、温度を室温~-35℃まで変化させて確認した。

また、CVJステムを

停止状態

低速回転

させた場合の2種類を試験した。その結果を表3に示す。



写真1 グリースを詰めた状態
Test fixture

CVJステム停止の場合、-20 以下になると最大負圧を作用させても、グリースは詰まったままである。

CVJステム回転の場合、ステムを回転させることにより、-35 まで詰まりは発生しないことが確認された。これは、ステムの回転によりグリースが攪拌され、すき間ができるためである。

表3 グリース詰まり試験結果
Test results of grease evaluation

CVJステム停止			
	温度 ()	負圧 (kPa)	判定
	室温	-20.0	
	10	-22.7	
	0	-26.7	
	-10	-33.3	
	-15	-53.3	
	-20	-80.0	x
	-30	-80.0	x
CVJステム回転 (低速)			
	温度 ()	負圧 (kPa)	判定
	室温	-20.0	
	10	-20.0	
	0	-20.0	
	-20	-20.0	
	-25	-26.7	
	-30	-33.3	
	-35	-46.7	

: 詰まり無し x : 詰まり発生

以上により、4WD側のエア通路を完全に塞ぐためには、写真1に示すように、かなり多くのグリースが必要であり、この状態は実際的でない。よって、4WD側でのグリース詰まりは発生しないと思われるが、もし詰まった場合、CVJステムが一旦回転すれば-35 まで攪拌によるすき間ができるので問題ないと考える。

5.4. 低温作動試験

低温下におけるSFH-MCUの作動状態を知る目的で試験を行った。

試験は試験温度を0 ~ -30 まで変化させて行った。その結果を表4に示す。

表4 低温作動試験結果
Low temperature test results

温度 (°C)	-40.0kPa		-53.3kPa		-66.7kPa	
	2WD	4WD	2WD	4WD	2WD	4WD
0			-	-	-	-
-10			-	-	-	-
-20						
-30						

: 作動良好
: 回転中NG (停止中OK)
x : 作動せず

SFH-MCUは、-30 まで4WDに切換え可能である。回転中NGは、CVJステムが低速回転中に2WDに切換えができなかったことを表わす。これは温度低下によりグリースが硬化し、連れ廻りトルクが大きくなったため2WDに切り換えることができなかったと思われる。しかし、実車では走行中 (回転中) に発熱しグリースの温度が上がるため問題ない。

低温下における作動は、-30 までを作動目標とした。

5.5. スピンドル強度試験

エアをフリーハブに導くため、スピンドルの一部に穴加工が必要である。この加工により、スピンドルの剛性低下が考えられるため、強度試験を行った。供試品の仕様を下記に示す。

A : 穴なし品	図6A
B : 2 - 2穴加工品 (実車使用品)	図6B
C : 4 - 4穴加工品	図6C
D : 2 - 2穴加工品 + バックプレ - ト付	図6D
E : 4 - 4穴加工品 + バックプレ - ト付	図6E

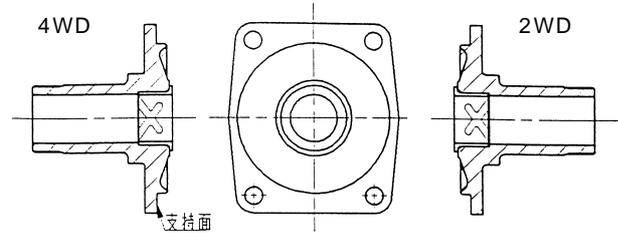
実験方法は曲げ試験機図7を用いて、各モ - メント荷重によるスピンドルの変位量を測定した。剛性試験の条件及び結果を図8に示す。

穴加工を施した場合剛性は、B(2 - 2穴加工品)もC(4 - 4穴加工品)も、A(穴なし品)の持つばらつきの範囲内であり、穴加工による剛性低下は、数%以下であると推定される。

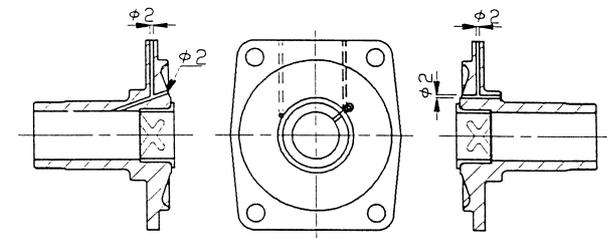
また、支持面を変更(D, E)することにより、A(穴

なし品)以上の剛性を得ることが確認された。以上により、穴加工を施しても問題はないが、スピンドル設計時に、支持面の変更も同時に行えば、より安全であるとする。

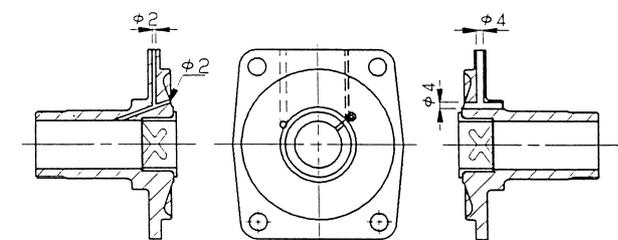
A: 穴なし品



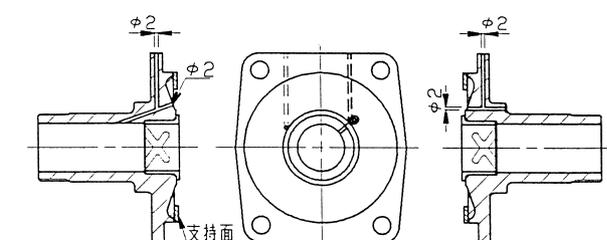
B: 2 - 2穴加工品 (実車使用品)



C: 4 - 4穴加工品



D: 2 - 2穴加工品 + バックプレート付



E: 4 - 4穴加工品 + バックプレート付

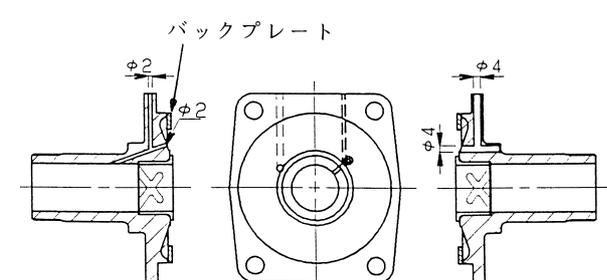


図6 供試スピンドル
Cross-section of test spindles

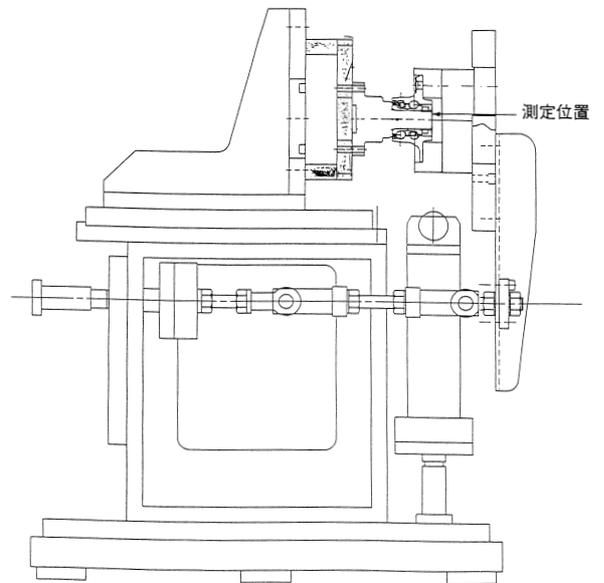


図7 曲げ試験機
Moment test rig

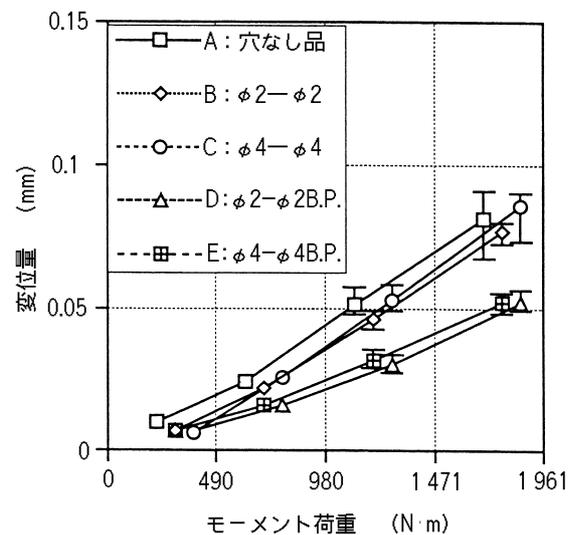


図8 穴加工による剛性低下
Rigidity reduction due to hole position

5.6. 振動試験

SFH-MCUが振動下において、磁石の2WD保持機能の確認を行うため振動試験を行った。

試験方法は『JIS D-1601 自動車部品振動試験方法』の『振動機能試験方法』に従った。

試験は上下振動、左右振動について行った。前後振動については、SFH-MCUは装着場所がフロントハブ部分で、走行中は常に回転して前後振動と上下振動は常に入れ替わるため、前後振動は、上下振動のように重力加速度は作用しないため値として小さくなるので、試験は行わなかった。

振動加速度は、『1類D種』の段階15で行った。

実車走行結果から振動数上限は100Hz程度であるため、区分は200で行う。振動数の下限値は試験機の性能上、30Hzとした。

区分	振動数(Hz)	周期(min)	振動加速度(G)
200	30~200	20	15

その結果

上下振動：2WD保持機能に異常なし

左右振動：2WD保持機能に異常なし

であり上下、左右振動加速度15Gまで磁石から離脱しなかった。この結果より2WD保持機能は十分あることが確認された。また、SFH-MCUを取り付けて、河川敷での2WD走行テストおよび80km/h走行テストをしたが、2WD保持機能に不具合は発生しなかった。

5.7. ダイアフラム切換え耐久試験

ダイアフラムの耐久性を知る目的で試験を行った。

スーパーグリースAに100、200時間浸漬したダイアフラムを、表5に示す試験条件で試験した。

表5 ダイアフラム切換え耐久試験条件
Conditions of diaphragm change test

回転数	: 100 r/min
負圧	: -80.0kPa
切換えサイクル	: 10sec/サイクル(2WD 4WD)
切換え回数	: 5×10^4 回(10回/日×10年+)

試験は 5×10^4 回終了し、分解調査後、ダイアフラム等に摩耗は認められず、またエア漏れもなく継続使用可能な状態であった。

5.8. 実車走行試験

実車試験を行った結果、2WD 4WD切換えにおいては、どのような走行においても問題なかった。

4WD 2WDにおいては、加速中のモードを除いて問題なかった。加速中は、実験車がターボ車のため加速中は負圧の発生がなく、連続切換えテストを行うと、負圧タンク内の圧力が不足するため作動しなかったと思われる。負圧タンクの容量が500ccの場合連続2回まで切換え可能で、それ以上必要ならタンク容量を大きくする必要がある。

6. まとめ

パートタイム4WD車のフリーハブの断続を走行中にトランスファと連動して行えるイーゼードライブをコンセプトにエア作動式フリーハブの開発を行ってきた。このシステムは車の走行状態に関係なく2WD、4WDの切換えができる。これは、ドライバーにフリーハブのメカニズムに関する知識を必要としない。また、2WD走行時にフロントの駆動系(アクスルシャフト、デファレンシャル、プロペラシャフト等)を完全に止めることができるため、燃費の向上と振動・騒音の低下、駆動部品の耐久性向上が図れる。実車フィーリングでもそのことが確かめられ、開発コンセプトの正しいことが確認できた。最近、使用されているセンターディスクコネクタ方式は、従来方式(マニュアルフリーハブ、オートフリーハブ)との置き換えが不可能で、燃費等も劣る。しかし、エア作動式フリーハブ(SFH-MCU)は、従来方式との置き換えが可能で、構造も簡単なためコストが安いメリットを兼ね備えている。今後も4WDの機能と低コストを追求した商品の開発を進めていきたい。

4WD車ABS用メカニカルクラッチユニット (ABS-MCU)

伊藤 健一郎*
安井 誠*
後藤 司郎*

Development of Mechanical Clutch Unit for ABS

By Kenichiro ITO, Makoto YASUI and Shiro GOTO

Four-wheel drive vehicles are known for their improved traction on slippery roads. However, many 4WD systems restrict relative rotation between the front and rear drive shafts, which impairs the ability of anti-lock braking systems (ABS) to modulate wheel speeds independently. To eliminate this problem, NTN has developed the Mechanical Clutch Unit (MCU) as a freewheeling device which prevents torque from being transmitted to the rear axle when the ABS is operating. This report outlines the structure, characteristics, and ABS performance of the MCU.

1. まえがき

近年，乗用車の中で，駆動時の走行性，操縦性が向上する4WD車の占める割合が高まってきている。これに伴い，車両性能のバランスから，走行性能の向上に見合った制動性能も必要であり，4WD車に対するABSのニーズも高くなってきている。

ところが，一般的に4WD車は前後輪で拘束力を持つため，2WD車のABSのように各車輪の回転数入力だけで車体速度を推定する制御方法では，誤差が大きく制御不能になるという問題がある。

現在，この問題に対する対策として大きく分類すると，加速度センサを制御入力として併用する方法と，ABS作動時に4WDシステムの前後輪の拘束力を弱める方法が採用されている。

NTNでは，後者の方法の一つとして，制動時に前後輪の拘束力を切り離す機械式クラッチユニット (ABS - MCU) を開発したので，その構造，性能について紹介する。(特許申請中)

2. ABS - MCUの装着例

ABS-MCUは図1のようにFFベースの4WD車の後輪駆動用プロペラシャフトとリヤデファレンシャルの間に，ビスカスカップリングと直列に装着する。

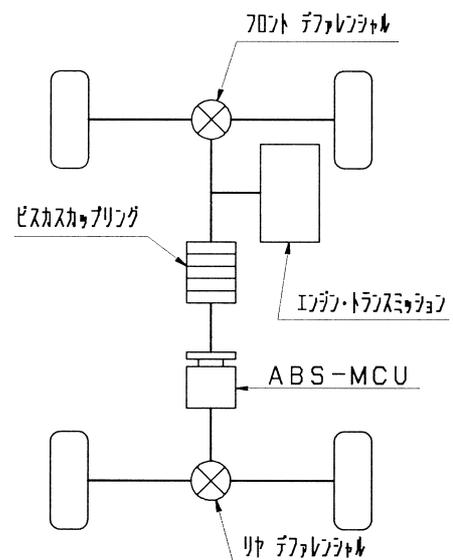


図1 ビスカスカップリング4WDへのABS-MCUの装着
Layout of 4WD power train equipped with ABS-MCU and viscous coupling (VC)

3 . ABS-MCUの構造と作動原理

3. 1 構造

ABS-MCUの構造を図2に、立体図を図3に示す。
 ABS-MCUはトルク伝達部と切換部から構成されており、トルク伝達は入力軸のカム面、ローラ、外輪を経由して行われる。カム面と外輪内径面からなる楔型空間にローラを保持器とスイッチばねによって押し付け、ワンウェイクラッチを構成している。切換部は切換軸、摩擦板、皿ばねから構成される。切換部は車体等に固定され、切換軸（回転側）と摩擦板（固定側）に摩擦抵抗を発生させる。

切換軸と保持器は小型ワンウェイクラッチによって連結され、車両の後退時は上記摩擦抵抗を保持器に伝え、保持器とカム面の位相を切り換える。

3. 2 作動原理

図4aの状態では矢印が前進回転方向とすると、加速中は入力軸（前輪）の回転が外輪（後輪）の回転を上回ろうとするが、ローラが外輪と係合するため後輪へトルクを伝達し4WDとなる。

一方、減速中(制動時)は入力軸(前輪)の回転が外輪の回転(後輪)を下回るが、このときローラは外輪と係合しないため、入力軸と外輪は空転し、後輪駆動系を切り離す。

車両後退時は、ABS-MCUの保持器と入力軸の位相が切換部によって自動的に切り換わり、図4bのように、後退回転方向にワンウェイクラッチが構成される。加速中、減速中の作動は前進時と同じである。

これらの作動により、ABS-MCUを装着した場合の車両の駆動状態は車両の走行状態によって表1ようになる。

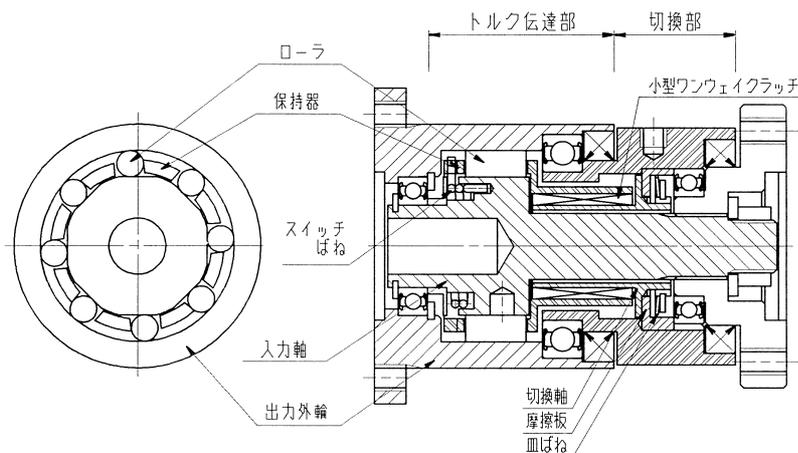


図2 ABS-MCUの構造
Schematic view of ABS-MCU

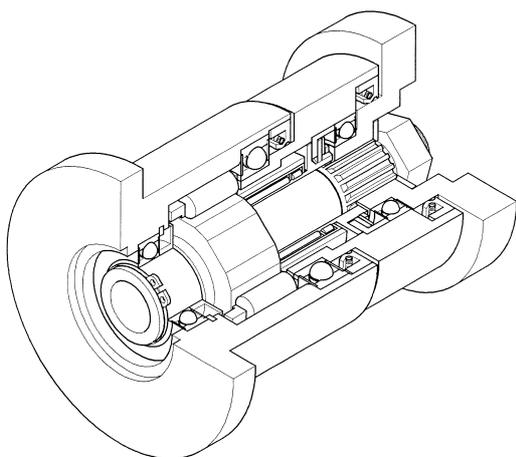


図3 ABS-MCUの立体図
Cutaway of ABS-MCU

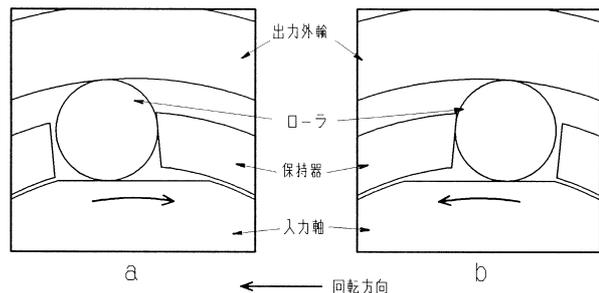


図4 ABS-MCUの作動
Action of ABS-MCU

表1 車両の駆動状況
Driving conditions of a car with ABS-MCU

	加速時	定速時	減速時
前進	4WD	2WD	2WD
後退	4WD	2WD	2WD

4. ABS-MCUの試作仕様

ビスカスカップリングと直列に装着することを前提としたABS-MCUの仕様を表2に示す。現在量産されているビスカスカップリングのトルクは最大時でも300Nm以下の特性のものが多く、したがって、ABS-MCUの定格トルクも300Nmに設定して試作した。

定格トルクでの繰り返し負荷テストは 10^6 回行い、異常がないことを確認している。

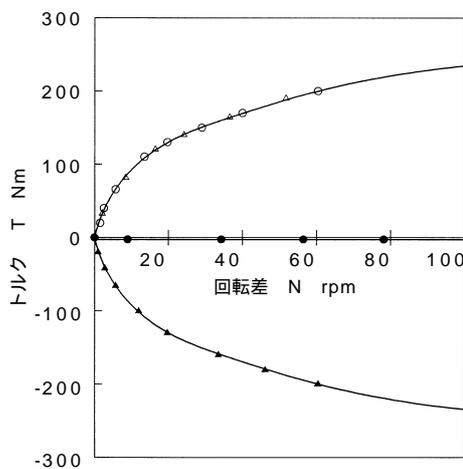
表2 ABS-MCUの試作品仕様
Specifications of ABS-MCU prototype

寸 法	: $\phi 80 \times 120$
定格トルク	: $294 \text{ N} \cdot \text{m}$ { $30 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ }
空転トルク	: $0.49 \text{ N} \cdot \text{m}$ { $0.05 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ }
重 量	: $3 \sim 3.5 \text{ kg}$

5. トルク特性台上試験

図5にビスカスカップリングのトルク特性、及びABS-MCUを直列に装着した場合のトルク特性を示す。ビスカスカップリングは量産されている既存のものを使用した。

ABS-MCUは、加速時にはビスカスカップリングのトルク特性をそのまま伝達し、制動時すなわち入力軸が外輪の回転を下回るとABS-MCUの空転機能によって、ビスカスカップリングのトルクが遮断されていることが分かる。



加速時トルク	MCU + ビスカスカップリング
	ビスカスカップリング
減速時トルク	MCU + ビスカスカップリング
	ビスカスカップリング

図5 ABS-MCU装着時のトルク特性
Torque characteristics with ABS-MCU

6. 実車テスト

人工低 μ 路を設置し、ABS作動時の車輪の挙動を測定した。

6.1 試験条件

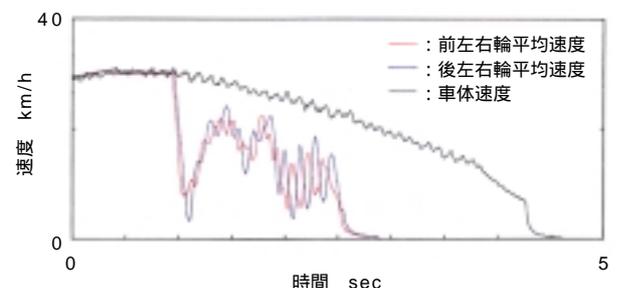
- 路面摩擦係数: $\mu = 0.3$
- 実験車両: 小型4WD乗用車: 排気量1600cc, 5速MT 車両重量1180kg
4センサ3chABS(加速度センサなし)
- ブレーキング開始速度: 30km/h
- ブレーキング時のギヤ状態: (a) ニュートラル (b) 2速
- 駆動サンプル: (a) ビスカスカップリング単独 (b) ビスカスカップリングとMCU

6.2 試験結果と考察

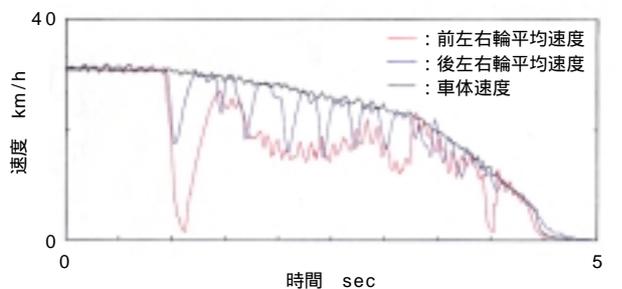
図6はニュートラルギヤ状態での車輪の回転数を前輪、後輪それぞれ平均し、速度に換算したものを示している。

ビスカスカップリング単独の場合、前後輪が切り離されず、車体速度へ復帰し難いため、最後には4輪ロックを起こしている。

一方、MCU装着の場合、前後輪が切り離されてお



ビスカスカップリング単独 (ニュートラルギヤ)



ABS-MCU装着車 (ニュートラルギヤ)

図6 ABS-MCU装着車 (ニュートラルギヤ)
Results of ABS vehicle test (neutral gear)

り、特に後輪が車体速度に良く復帰している。

図7は2速ギヤ状態での車輪の回転数を前輪、後輪それぞれ平均し、速度に換算したものを示している。

ニュートラルの場合と比較して、エンジンの慣性が加わるために、ビスカスカップリング単独ではブレー

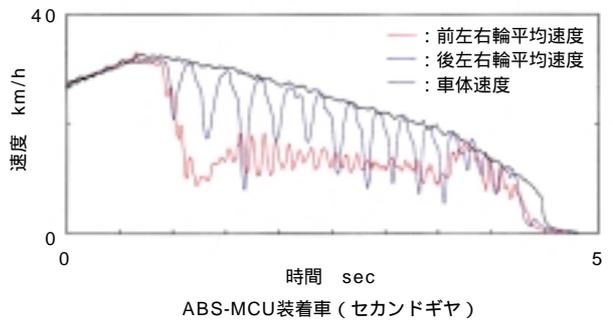
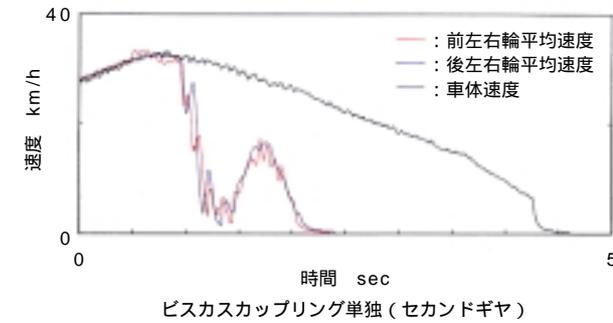


図7 実車におけるABS試験結果 (セカンドギヤ)
Results of ABS vehicle test (second gear)

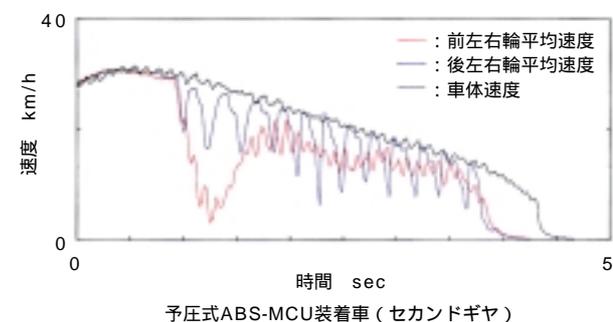
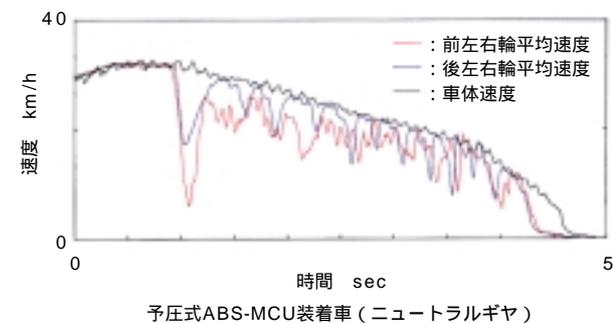


図8 予圧式ABS-MCU装着車
Results of ABS vehicle test with pre-load-type ABS-MCU

キング開始後、早期に4輪ロックに陥ってしまう。

一方、MCU装着の場合、前輪の回復が若干鈍くなるものの、後輪が車体速度へ良く復帰しているため車輪のロックは生じない。

ABS-MCUが空転するときのトルクは図5にも示したようにほとんど0Nmに近いが、更に、入力軸と外輪との間に湿式多板を付加して予圧を与え、空転トルクを約40Nmとして追加試験を行った。その結果を図8に示す。

図6, 7の場合と比較して空転トルクを付加した場合、前輪のスリップ率は減少する傾向にあり、制御系が同じであっても、ABS性能はより向上することが確認された。

以上の結果より、低μ路においてABS-MCUによって前後輪を切り離すことは4WD車のABSにとって有効な手段であり、ABS作動時の前後輪のトルク循環を防止することによって加速度センサなしでも車体速度の推定が容易となりABS性能を向上することができる。

また、トルク循環が防止できることにより、ビスカスのトルクを大きく設定することも可能であり、4WDとしての走破性も向上させることができるといえる。

7. 電磁式ABS-MCU

以上に述べた機械式MCUは、図1のようなビスカスカップリング式のフルタイム4WDには有効であるが、中型車に多いギヤ式センターデフ (LSD付) を用いたフルタイム4WD車 (図9) に対してはエンジ

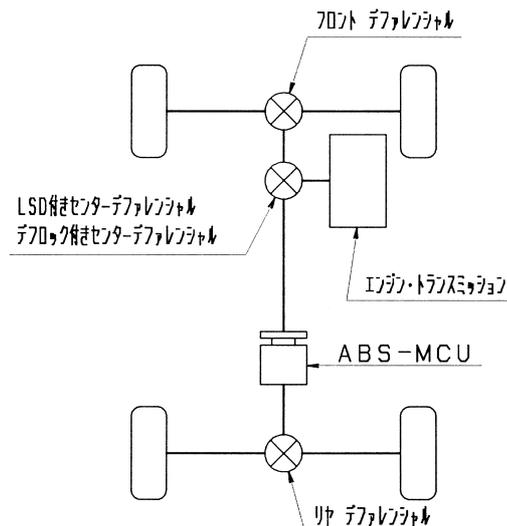


図9 センターデフ4WDへのABS-MCUの装着
Layout of 4WD power train with ABS-MCU and center differential

ンブレーキの関係から適用が困難であった。

そこで、電磁クラッチを保持器の切り換えに利用することによって、これらの車種にも適用できるタイプを試作した。

図10はこの電磁式ABS-MCUの構造を示している。

スイッチばねによって保持器とローラをカム面に対してニュートラル位置に配置している(図11)。電磁クラッチをONにすると、保持器と外輪間に摩擦力が発生し、スイッチばね力に打ち勝って保持器はローラを係合位置に移動させる。このとき、入力軸と外輪は両方向にも相対回転ができない直結状態になる。

ABS作動時に電磁クラッチをOFFになるところになるとローラはスイッチばねによってニュートラル位置に戻り、入力軸と外輪は空転するので2WDとなる。

したがって、ABS制御は2WD車のものが流用可能である。

上述の電磁式ABS-MCUは、ABS作動中以外は常時電磁クラッチをONにする必要があるが、省電力化のため、ABS作動中のみ電磁クラッチをONにする通常時非通電型のものも開発中である。

8. あとがき

4WD車とABSのマッチングを改善するABS-MCUの構造と実車特性の一部を紹介した。

今後、軽量化、低コスト化を含め、信頼性を高めるための開発を進めていく。

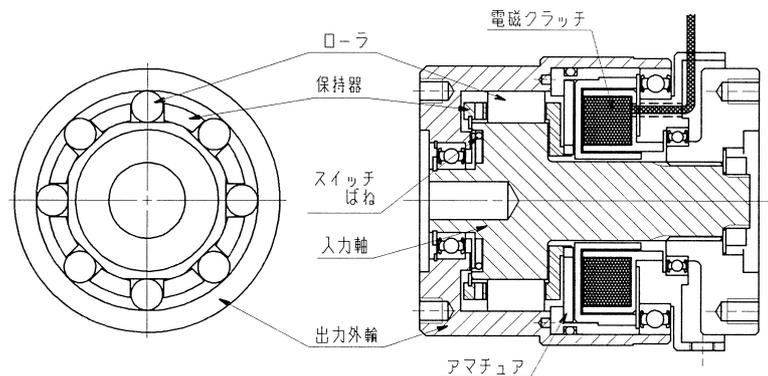


図10 電磁式ABS-MCUの構造
Schematic view of electromagnetic ABS-MCU

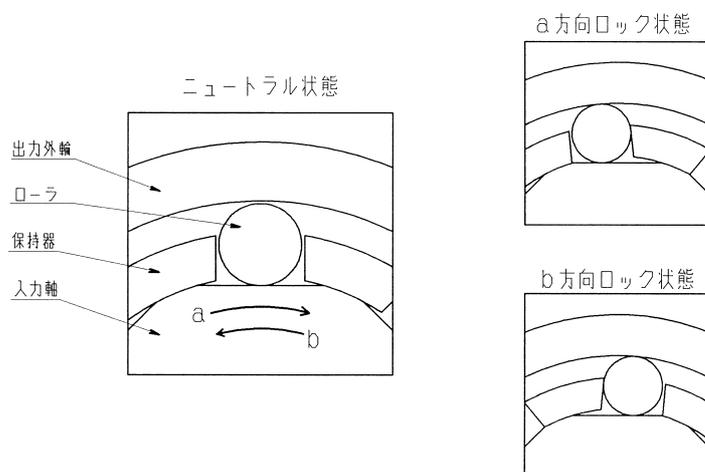


図11 電磁式ABS-MCUの作動
Action of electromagnetic ABS-MCU

精密樹脂製シールリングおよびチップシール

林 豊*
松本 二郎**
梅本 昇**

Introduction of Engineering Plastic Seals

By Yutaka HAYASHI , Jiro MATSUMOTO and Noboru UMEMOTO

NTN is introducing newly developed engineering plastic products for automobile applications. This paper describes PK5300 and PK5900 (PEEK) seal rings for automatic transmissions, FL3080 (modified PTFE) seal rings for power steering pistons and control valves, and AS5003 (PPS) tip seals for scroll compressors.

1. まえがき

自動車及び電装・補機には油圧や空気圧が多く使用されている。これらの流体を密封するため各種のシールが適用されるが、オートマチック・トランスミッション、パワーステアリングおよびカーエアコン・コンプレッサなどの回転あるいは往復運動をともなう適用部位では、耐摩耗性に優れる樹脂製のシールやシールリングが使用されている。ここに、NTNで開発した樹脂製のシールやシールリングの商品動向について紹介する。

2. オートマチック・トランスミッション (以下AT)用シールリング

ATにおいてはトルクコンバータおよびオイルポンプにより発生する油圧を制御して多板クラッチ、多板ブレーキ、ハンドブレーキなどの締結・解除を行い、

遊星歯車列の入力要素を連結・遮断し反力要素を固定・開放することにより変速を行う。これらの制御を行うためAT内は複雑な油圧回路になっているが、シールリングは入力軸あるいは出力軸などの回転要素に油圧回路を形成する目的で使用される。概略使用条件は、油圧0.4～2MPa、最高回転数8000r/min、最高油温120～150℃であり、シールリングのサイズは外径15～80mmである。使用オイルはDEXRON IIに代表されるATF(Automatic Transmission Fluid)と呼ばれる自動変速機油が使用されるが、オイルによるトルク損失を低減する目的で近年は低粘度化の方向にある。

NTNではATのシールリング材として四ふっ化エチレン樹脂(以下PTFE樹脂)をベースとするベアリーFL3900とポリエーテルエーテルケトン樹脂(以下PEEK樹脂)をベースとするベアリーPK5300及びベアリーPK5900を開発し商品化している。表1にAT用シールリング材の適用区分と特徴を示す。

*自動車製品技術部

**NTN精密樹脂 株 技術部

表1 AT用シールリング材の適用区分と特徴
Classified characteristics of NTN engineering plastic seal rings for automatic transmissions

材料名	ベース樹脂	適用サイズ*	適用相手材	特 徴
ベアリー FL3900	PTFE	15 ~	鋼	特殊カーボンの充填効果により油中において合口すきまが縮小し低オイルリーク性を有する。
ベアリー PK5300	PEEK	30 ~	鋼及び アルミ	アルミ相手材への適用が可能。射出成形により複雑な合口形状の設計が可能。低オイルリーク性を有する。
ベアリー PK5900	PEEK	15 ~	鋼	靱性に優れるため小径リングへ適用が可能。鋼相手材の場合、PV特性及び耐摩耗性はPK5300と同等。

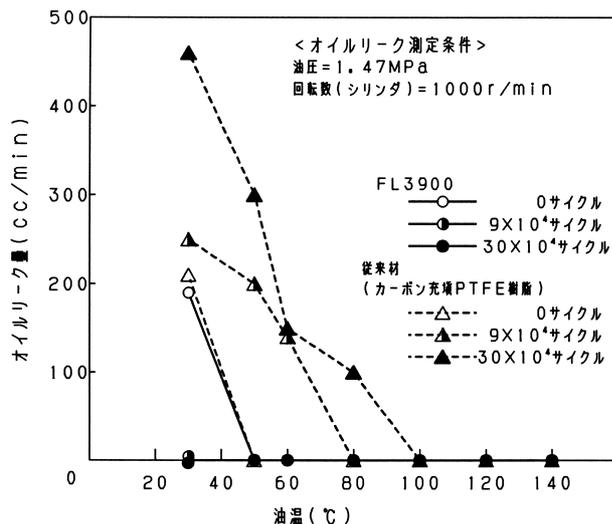
(1) ベアリーFL3900の特性

図1にPTFE樹脂をベースとする従来材シールリングと特殊カーボンを充填したPTFE樹脂であるFL3900シールリングの耐久試験におけるオイルリーク特性を示す。

初期のオイルリーク量はFL3900と従来材（カーボン充填PTFE樹脂）で差はない。しかし従来材は耐久試験によってオイルリーク量が増加するが、FL3900は耐久試験によりオイルリーク量が増加せず、逆に減少しほとんどリークしなくなる。140 の耐久温度では従来材及びFL3900ともに熱膨張によってシールリングの合口部は突き当た

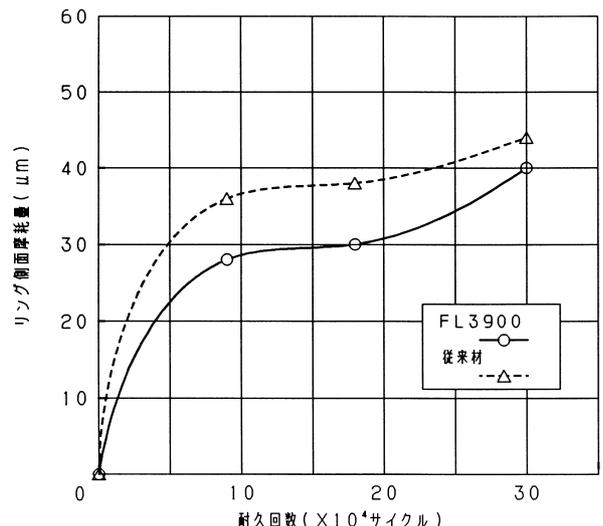
るが、従来材ではクリープ変形により30 から100 の温度範囲では合口すきまが大きくなりオイルリーク量が増加する。それに対し、FL3900は特殊カーボンの充填効果によりPTFE樹脂の欠点であるクリープ変形がほとんどなく、オイル膨潤効果により時間の経過とともに合口すきまが小さくなる特性を持っているため、オイルリーク量が減少する。この特性によってFL3900は厳しいオイルリークを要求される入力軸部等の実績がある。

また、図2に耐久試験におけるリング側面の摩耗特性を示す。FL3900の耐摩耗性は従来材より優れている。



耐久条件
リングサイズ = 外径 50 × 幅2 × 厚2.3
回転数 (シリンダ) = 4 000r/min
油 圧 = 0 1.47MPa
油 圧ON/OFF時間 = 2S/2S (1サイクル)
油 温 = 140°C
使用油 = ATF
相手軸 = FC25
相手シリンダ = SPCC

図1 FL3900と従来材のオイルリーク特性
Oil leakage of FL3900 ring compared to conventional PTFE ring



耐久条件
リングサイズ = 外径 50 × 幅2 × 厚2.3
回転数 = 4 000r/min (シリンダ)
油 圧 = 0 1.47MPa
油 圧ON/OFF時間 = 2S/2S
油 温 = 140°C
使用油 = ATF
相手軸 = FC25
相手シリンダ = SPCC

図2 耐久回数とリング側面摩耗量
Wear of FL3900 ring compared to conventional PTFE ring

(2) ベアリー-PK5300の特性

PK5300シールリングは後述する限界PV特性に優れるとともに、アルミ軸に使用できることが大きな特長である。図3に耐久試験後のアルミ軸の損傷状態を示す。PTFE系の中では相手材を損傷させにくいといわれるPTFE+CF(カーボン繊維)+ブロンズのシールリングでもアルミ軸を損傷させるが、PK5300はほとんどアルミ軸を損傷させず、ほぼ鋳鉄シールリングと同等の水準である。

また、図4に耐久試験後のオイルリーク特性を示すが、PK5300のオイルリークは鋳鉄に比べ少ない。

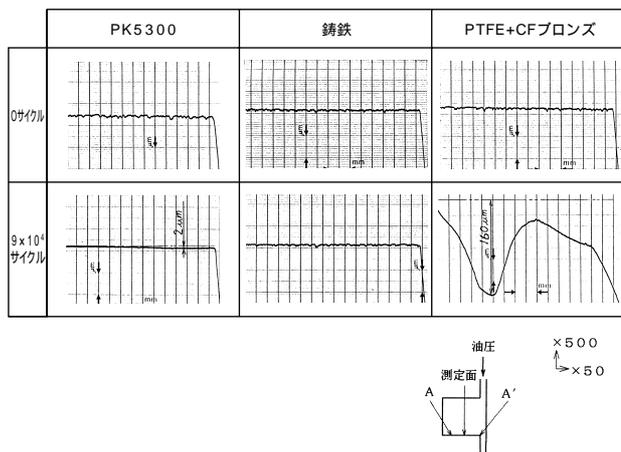
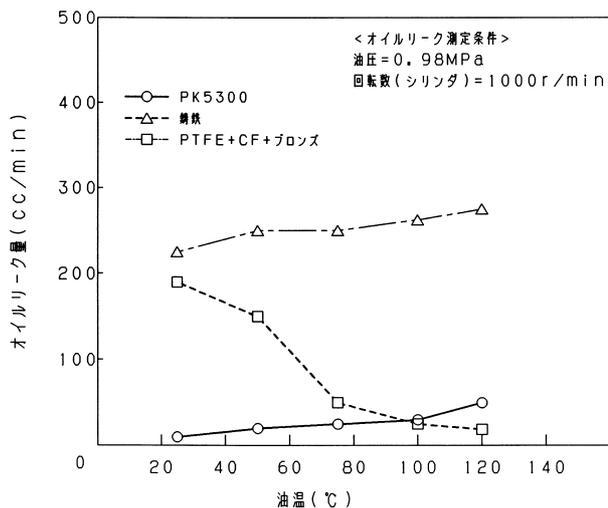


図3 耐久試験後の相手軸損傷状態
Wear damage to Al-shaft surfaces



<耐久条件>
 リングサイズ=外径φ59×幅2×厚2.1
 回転数(シリンダ)=8000r/min
 油圧=0.98MPa
 油圧ON/OFF時間=1s/1s (1サイクル)
 油温=120℃
 使用油=ATF
 相手軸=ADC10
 相手シリンダ=S20C
 耐久回数=9×10⁴サイクル

図4 耐久試験後のオイルリーク特性
Oil leakage rates after endurance test

(3) 限界PV特性

図5及び図6にFL3900及びPK5300シールリングの限界PV試験結果を示す。試験は油圧及び回転数を1時間毎に増加させ、異常摩耗の発生する油圧(P)と速度(V)を測定した。また、1時間で0.1mm以上の摩耗量が発生する場合を異常摩耗の判定基準とした。

FL3900の限界PVは30MPa・m/s程度であるがPK5300の限界PVは60MPa・m/sであり高圧・高速条件の使用が可能である。

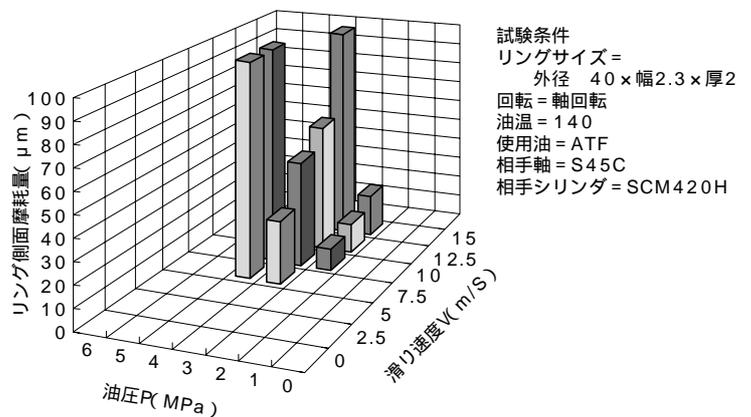


図5 FL3900のP-Vとリング側面摩耗
Critical P-V values for FL3900 rings

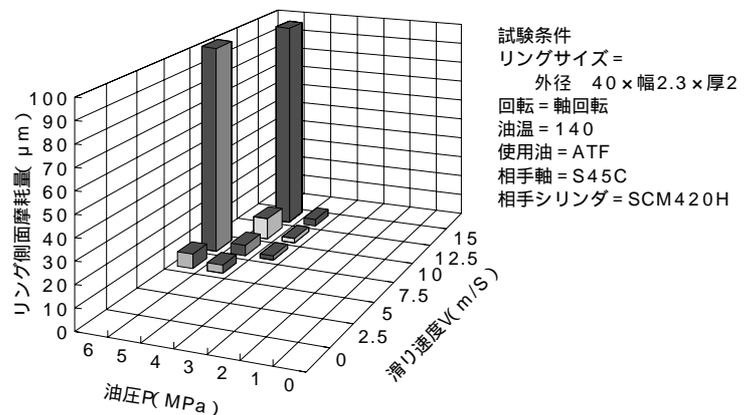


図6 PK5300のP-Vとリング側面摩耗
Critical P-V values for PK5300 rings

3. インテグラル・パワーステアリング用シールリング

トラックの大型化に伴う車両重量アップ及びコンパクト設計によりパワーステアリング油圧の高圧化傾向があり、シールリングに対しても耐高圧化の要求がある。

この要求に対し、NTNでは従来のPTFE樹脂ベースのシールリングよりも耐クリープ性に優れる変性PTFE樹脂をベースにしたベアリーFL3080シールリングを開発した。従来材のFL3077と新開発のFL3080の特性値を表2に示す。FL3080は従来材に比べ圧縮クリープ特性が2.5倍優れている。また、表3に回転耐久試験結果を示す。FL3080は耐久後のはみだし量が0.03mmと非常に少なく従来材に比べ優れた耐久性を示す。

FL3080の市場量産投入が始まっており、今後市場実績データを蓄積していく。

4. スクロール・コンプレッサ用チップシール

カーエアコンに使用されるコンプレッサには片斜板、両斜板、ベーン及びスクロールなど各種のタイプがあるが、コンパクトで低振動かつ高効率なスクロールタイプが注目され各社において開発及び商品化されている。スクロール・コンプレッサは固定と可動スクロールのすきまを10 μ m程度に制御しシールを行う方式もあるが、部品及び組立精度簡便化を目的として、図7に示すようなチップシールを使用する方式が主流となっている。スクロールの材質は

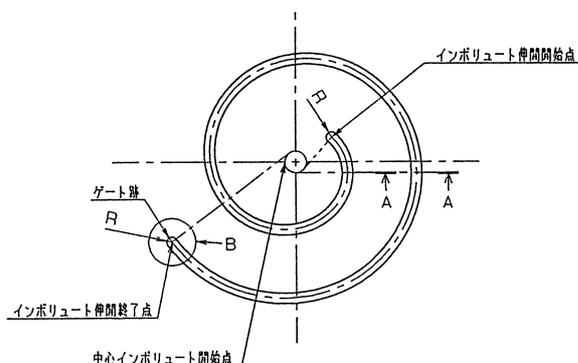


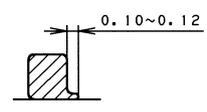
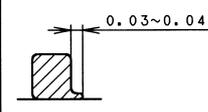
図7 チップシールの形状
Shape of tip seal

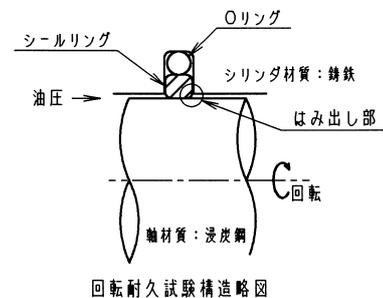
表2 パワーステアリング用シールリング材の特性
Characteristics of power steering valve seals

NTN名称		FL3077	FL3080	
ベース材料		PTFE	変性PTFE	
項目	試験方法			
物性値	引張り強度(MPa)	ASTMD638	17	12.3
	50%モジュラス (MPa)	↑	11	7.8
	伸び (%)	↑	200 以上	230 以上
	比重	D792	2.38	2.23
	硬度 (デュロメータD)	D2240	65	62
	圧縮クリープ (%)	D621	4.9*	2.0*
	総伸び係数 ($\times 10^{-5}/^{\circ}\text{C}$)	TMA 法		
	CD		9.1	11.0
	MD		13.1	12.0

試験条件：13.7MPa 24h (MD方向にて測定)

表3 パワーステアリング用シールリング材の回転耐久試験結果
Endurance test results of power steering valve seals

条件	FL3077	FL3080
油圧	0~13.7MPa	0~15MPa
回転数	正逆±3回転	正逆±3回転
回転速度	1回転/sec	1回転/sec
油温	80 $^{\circ}$ C	80 $^{\circ}$ C
オイル	DEXRON	DEXRON
耐久サイクル	30 $\times 10^4$	50 $\times 10^4$
リングサイズ	$\phi 47.8 \times$ 幅2.3 \times 厚2	$\phi 47.8 \times$ 幅2.3 \times 厚2
耐久後シールリング側面状態	 はみ出し量 (mm)	 はみ出し量 (mm)



アルミ合金のため、チップシール材質にはシール自体の耐摩耗性に加え、アルミ相手材を損傷させない特性が要求される。

また、図7のようなチップシールを射出成形で製作する場合、使用する樹脂の流動性が優れていないと、高精度にチップシールが成形できない。

NTNでは、PEEK樹脂ベースの従来材に替えポリフェニレンサルファイド樹脂(PPS樹脂)ベースの流動性に優れたベアリーAS5003を開発し高精度のチップシールを商品化した。

表4 AS5003と従来材との比較
Comparison between AS5003 and conventional PEEK

特性	材料	AS5003	従来材	備考
ベース材料		PPS	PEEK	
融点(°C)		285	340	
流動長(mm)		390	135	
耐摩耗性	チップシール (μm) 相手A1 (mg)	4 0.8	2 1.0	P=1.5MPa V=2.1m/s 試験時間=50h
耐冷媒・ 冷凍機油性	曲げ強度 保持率 (%)	100	100	浸漬温度:150°C 浸漬冷媒:70R134a 浸漬油:飽和給水PAG 時間:500h

表4にAS5003と従来材の諸特性を示す。AS5003は流動特性が改良され高精度および長尺チップシールに対応可能である。また、チップシール自体の摩耗は従来材に比べ若干劣るもののアルミ相手材損傷に対しては優れており、実機テストでは十分満足する性能を発揮している。

図8に各種開発材のスパイラルフローによる流動長測定結果を、図9に摩耗試験の結果を示す。AS5003は流動特性と耐摩耗性のバランスがとれた材料と言える。

5. あとがき

AT用シールリングとしてベアリーFL3900とベアリーPK5300、インテグラル・パワステ用シールリングとしてベアリーFL3080、スクロール・コンプレッサ用チップシールとしてベアリーAS5003を開発し、本稿で紹介した。今後もシールやシールリングを含めた樹脂製品に対しては高性能低価格の要求が強まることが予想される。これらの要求に応えるべく開発を進めていく。

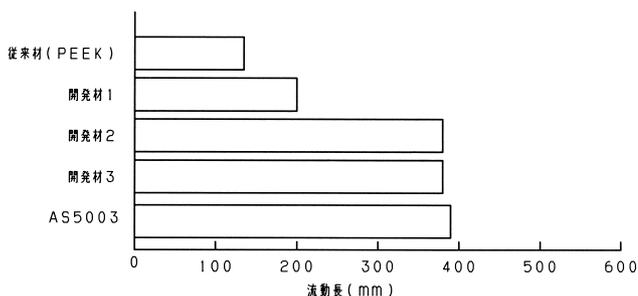


図8 スパイラルフローによるチップシール開発材の流動長測定結果

Fluidity test results of various NTN engineering plastic for tip seals

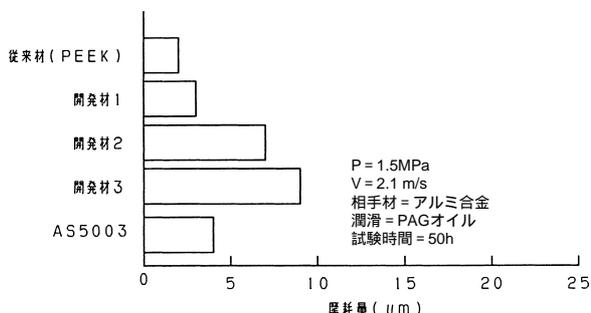


図9 リングオンディスクによるチップシール用開発材の摩耗試験結果

Wear test results of various NTN engineering plastic for tip seals

ABSセンサ内蔵ハブベアリング

田島 英児*

佐橋 弘二**

Jonathan ADLER***

Russell MONAHAN***

Development of HUB BEARING with integrated wheel speed sensor for ABS

By Eiji TAJIMA, Koji SAHASHI, Jonathan ADLER and Russell MONAHAN

NTN has been developing Hub Bearings with integrated wheel speed sensors for ABS applications. A passive sensor which is built into the Hub Bearing can directly replace the current automotive external VR (Variable Reluctance)sensors, offering better accuracy, signal levels and reliability. To provide true zero-speed sensing capability, NTN has also developed active sensors and a new fiber optic sensor for future use.

In this paper, the Annular VR sensor developed by NTN is introduced, as well as the fiber optic sensor developed in conjunction with LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY.

1. はじめに

自動車の安全に対する認識が高まるにつれ、アンチロックブレーキシステム（Anti-Lock Brake System以下ABSと呼ぶ）の装着が急速に増加してきている。走行中に急ブレーキをかけると、車両が停止する前に車輪がロックし、操縦安定性が失われ、車両は非常に不安定な状態となることがある。このような現象を防止するために、ブレーキの最適制御を行う装置がABSである。ABSは各車輪に取り付けられた車輪速センサから発生した電気信号をコントローラ（ECU）へ送り、各車輪の速度が計算されると、適切な制御信号がアクチュエータに送られ、ブレーキの液圧が調整される構成となっている。

現在はほとんどの車輪速センサが電磁誘導ピックアップ型（パッシブセンサ）で、ギヤタイプのセンサロータが用いられている。センサ及びセンサロータは自動車の足廻りに暴露状態で装着されており、そ

の使用環境は非常に過酷な状況にあり、高い信頼性が要求される。NTNでは、このような問題を解決するために、信頼性向上及び軽量化を狙って、ABS回転検出機能をハブベアリング（以下H/Bとする）に内蔵した「ABSセンサ内蔵H/B」の開発を進めてきた。

H/Bは、従来カーメーカの組立てラインで行われてきたすきま及びトルク調整を不要とした車輪用ユニット軸受で、ラインでの組立工数の削減、信頼性及び整備性の向上等の大きな利点がある。ABSセンサ内蔵H/Bでは、上記利点に加え、更に現行車輪速センサとセンサロータとの間のエアギャップ調整の工数も不要となる。

NTNでは現行ABSに適用できる各種パッシブセンサや、極低速が検出可能なアクティブセンサ、そして将来商品化が有望視されている光ファイバセンサなど、ABS用各種センサの実装化開発を進めているが、本稿では、当社が独自開発した環状型パッシブセンサ（以下アニュラセンサと呼ぶ）と米国ロスアラモス国立研究所と共同開発した光ファイバセンサについて紹介する。（特許申請中）

*自動車製品技術部

**自動車製品研究所

***NTN TECHNICAL CENTER (U.S.A.), INC.



写真1 ABSセンサ内蔵ハブベアリングの外観
Hub bearing with integrated annular sensor

2. アニュラセンサ

アニュラセンサはパッシブ型で、現行のABSに適用でき、特に量産で多数採用されている外輪回転式H/Bに装着可能なセンサである。図1のごとく、センサが環状となっているので、軸受に装着する場合はスペース効率が良い。外観を写真1に示す。

2.1 構造と作動原理

2.1.1 構造

パルサリングは多極着磁され、回転メンバである外輪の内径側に装着される。ステータの先端は歯形形状となっており、それぞれの歯は多極着磁されたパルサリングのN極、S極に対し軸方向に交互に対向する。ステータは静止メンバである内輪の外径部に装着され、その内部にはコイルが配置されている。

2.1.2 作動原理

アニュラセンサの作動原理を2つに分けて説明する。

- (1) ファラデーの法則を利用し、ステータ内に磁気回路を形成させることにより、ステータ内の導体(コイル)に電圧を発生させる。ここで、ステータの先端部を歯形とし、上下の歯を異なる磁極に対向させると、全ての歯部で磁気回路を形成する。
- (2) 磁石が回転すると上下の歯の磁極が逆転し、ステータ内に逆方向の磁気回路が形成され、ステータ内の導体に逆方向の電圧が発生する(図2)。

2.2 基本特性

2.2.1 出力電圧

アニュラセンサでは全ての歯と磁極が同時に作動するので、出力電圧は全ての歯と磁極で起電された出力の総和となる。このため、出力はサイン波形状で高い出力電圧が得られる。

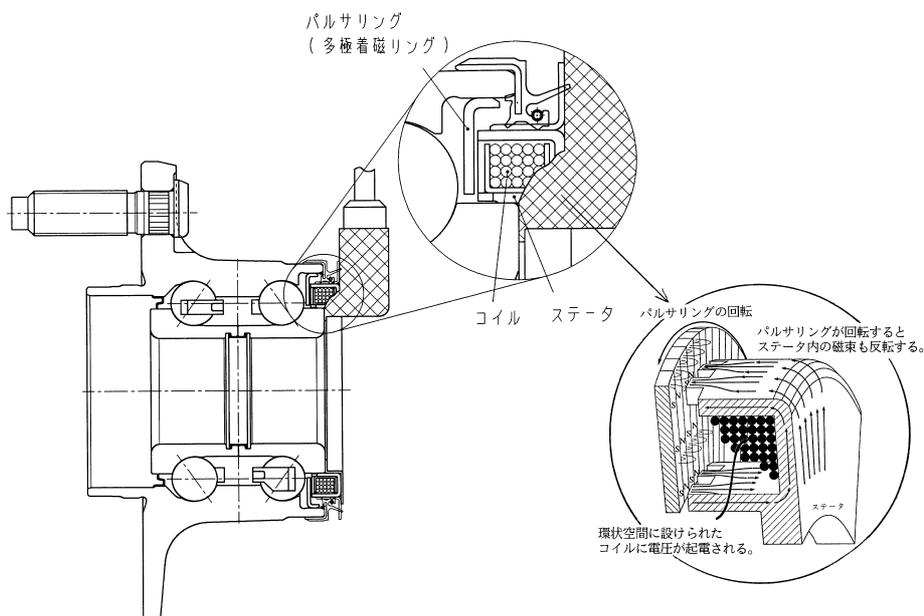


図1 アニュラセンサの構造
Annular sensor configuration

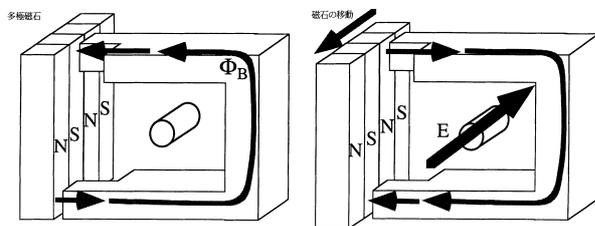


図2 多極磁石の移動
Moving multi-poled magnet

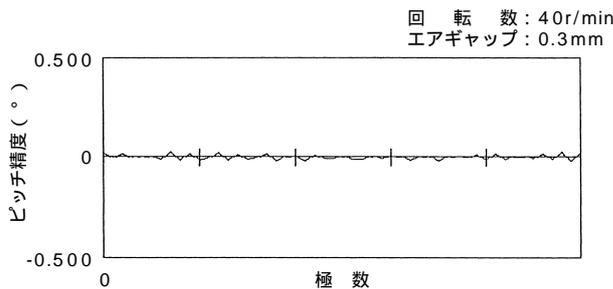


図3 出力ピッチ精度波形
Output pitch error wave form

2.2.2 出力ピッチ誤差

電磁誘導型ピックアップは、ピックアップ内の磁石からの磁束をギャップのロータで変化させることによって、ピックアップ内のコイルに電圧を発生させる。その出力電圧はサイン波形状であり、このピッチ誤差はギャップのピッチ精度に直接左右される。これに対し、アナログセンサでは多数の歯に同時に磁束が流れ、ステータ内のコイルに電圧が発生するため、出力ピッチ精度が非常に良好であるという利点がある。つまり、多数歯から発生する磁気回路の総和がセンサ出力電圧となるため、例えば、1枚の歯が欠けたりして磁気回路が形成されなくとも、残りの歯から出力があるので、総和としての出力電圧の低下は非常に少なく、したがって出力ピッチ精度もほとんど劣化しないという結果が得られている。出力電圧のピッチ精度の例を図3に示す。

2.2.3 温度特性

一般に磁石は温度が上がると減磁する。そのため減磁が少ない磁石を選定することと、減磁があってもセンサ側で出力に影響を与えない工夫が必要となる。アナログセンサに用いているセンサロータ用磁石を常温及び150℃ 放置したときの磁束密度の変化を図4に示す。また、-40～+150℃ 冷熱衝撃試験に

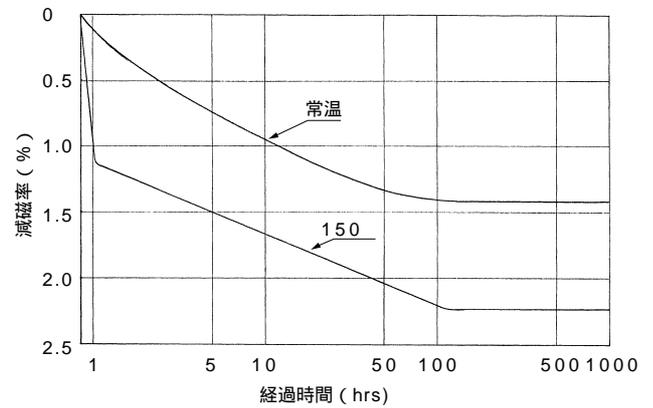


図4 パルサリングの磁束密度変化
Variation of magnetic flux density of pulser ring

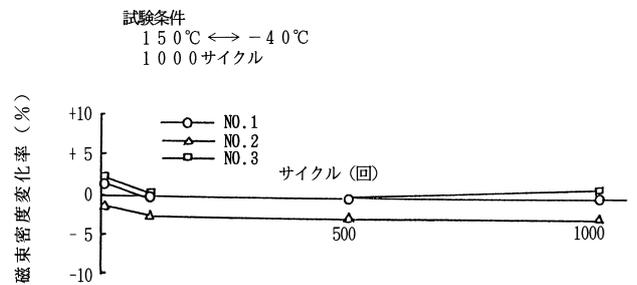


図5 パルサリング冷熱衝撃による磁束密度変化
Variation of magnetic flux density of pulser ring by low temperature shock

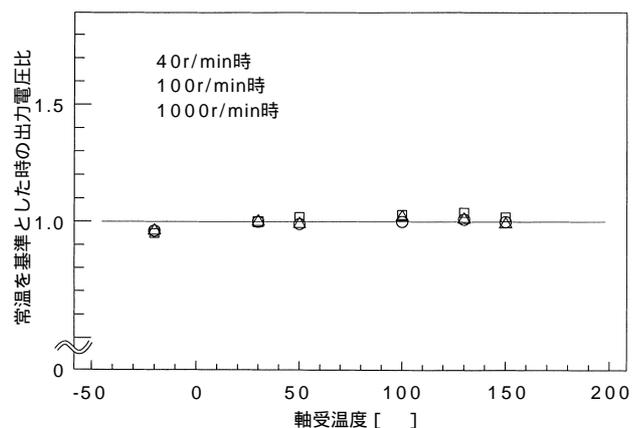


図6 軸受温度と抵抗値及び出力電圧の変化率の関係
Output voltage as a function of bearing temperature

おける磁束密度の変化を図5に示す。

アナログセンサを外輪回転式第2世代H/Bに組み込み、軸受温度とアナログセンサの出力電圧比を実測したデータを図6に示す。磁石の温度による減磁率が小さいので、センサからの出力電圧は温度に対しほとんど依存せず、一定値を保つことがわかる。

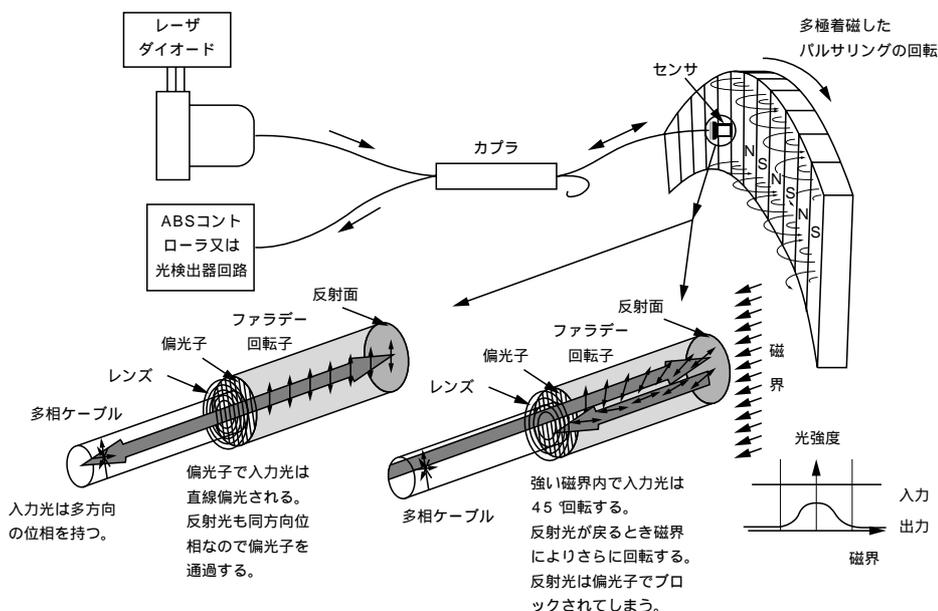


図7 ファラデー回転子センサのシステム
Faraday rotation sensor system

2.3 耐久性評価

現行の外輪回転式第2世代H/Bにアニュラセンサを内蔵し、各種耐久性の評価試験を実施した。主な耐久性評価試験結果を表1に示す。表1以外に、台上で泥水試験、実車で電磁波障害試験、高温走行試験を実施し、問題のないことを確認している。

表1 主な耐久性評価試験
Principle durability test conditions and results

No.	項目	試験条件	結果
1	冷熱耐久試験	-40 ~ 120 の熱衝撃を500サイクル	センサ出力に異常なし。
2	高温放置試験	150 150時間	センサ出力に異常なし。
3	加振試験	ラジアルアキシャル両方向へ30Gで加振	センサ出力に異常なし。
4	塩水噴霧試験	JIS Z 2371 1000時間	センサ出力に異常なし。

3 . 光ファイバセンサ

光ファイバセンサは、現行の銅ケーブルの代わりに、光ファイバケーブルを用いているので、軽量化及び電波障害への対策も可能な将来有望なセンサであり、航空機の車輪用ABS速度センサとして、すでに実用化されている。以下にNTNが研究しているファラデー効果法と回折効果法を応用した2種類の光ファイバセンサの概要を説明する。

3.1 ファラデー回転子センサ

ファラデー効果法とは、光信号が磁界中を通過すると、その光が回転する現象を利用して、磁界内の特殊な材料の中での光信号の回転を測定する方法であり、1892年に最初の材料として珪酸ガラスが発見された。現在多くの材料がファラデー回転子センサ用に使用できることがわかっている。その中でも鉄 - ガーネット結晶は、磁光材料として比較的手頃な価格で入手でき、しかも高感度が得られる材料である。

代表的なファラデー回転子センサを図7に示す。光ファイバからの光は、偏光子を通過して、直線偏光され、ファラデー回転子に入る。磁界が存在しないか、又は弱い場合は、光はファラデー回転子の中で、ほとんど影響を受けずに通過し、光ファイバケーブルの端面に設けられた鏡面で反射する。光はもと来た通りに偏光子を通過して光ファイバの中に戻り、光検出器に到達する。ここで、強い磁界が存在すると、光はある量だけ回転する。回転角は材料固有のベルデ定数Vと磁界の強さH、光ベクトルKの積に比例し、以下の式で表される。

$$= V \times (H \cdot K)$$

ここで

：ファラデー回転角 分

V：ベルデ定数 分 / Oe · cm

H：磁界の強さ Oe

K：光ベクトル cm

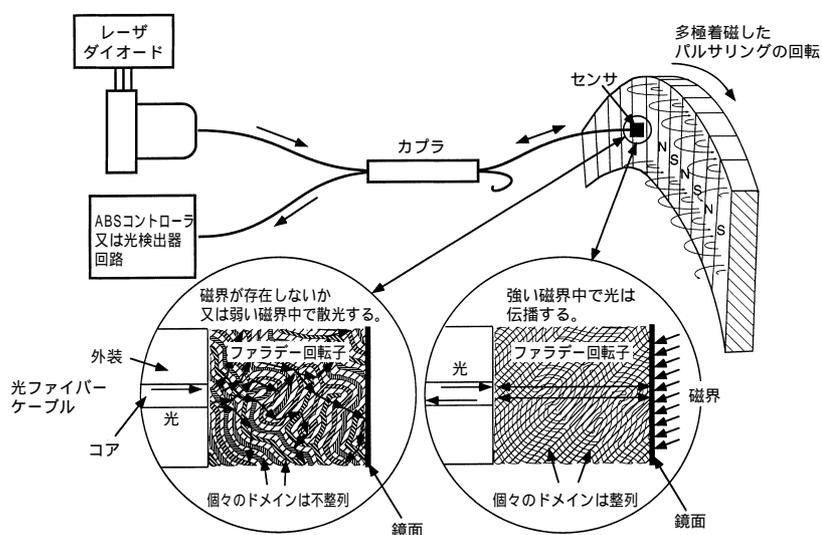


図8 回折効果センサのシステム
Diffraction effect sensor system

磁界の中で、回転角が 45° となるようにファラデー回転子の膜厚を設定すると、光が偏光子に戻ってくるまでに、 90° 回転することになる。この状態では、光は偏光子に対し直交するので、光は通過せずに光検出器に到達する時には、極く弱い光信号となる。

ここで、多極着磁されたパルスリングを軸受の回転輪に装着すると、センサまわりの磁界は、軸受が回転するに従い変化する。光の出力信号は全波整流されたサイン波となり、その周波数は、車輪の速度と着磁されたパルスリングの極数に比例する。

3.2 回折効果センサ

ファラデー回転子の回折効果を利用しても、センサを作ることができる。このセンサは、偏光されていない光が、ファラデー回転子の中のランダムに配置されたドメインで、かつ磁界が存在しない境界を通過するとき散光することを利用したものである。もし、強い磁界が存在すると、そのドメインは整列させられ、散光は著しく減少する。(ドメインとは結晶体を構成する個々の結晶又は粒子のことである。)

したがって、図8に示すセンサでは、通常ファラデー回転子を用いた設計よりも、部品点数を少なくして、構成させることができる。つまり、偏光子を用いる必要がなく、通常ファラデー回転子型の設計では必要となる多相ケーブルの代わりに、安価な単相ケーブルを用いることができる。

磁界が存在しない、又は弱い場合は、ファラデー回転子から進入した光は、個々のドメインの境界部まで進む。この時点で、ランダムに配置されたドメイン間で屈折率が異なるので、光は多方向に散光する。光はさらに進み、光ファイバ入力側の反対側に設けられた鏡に反射して戻るまでには、さらに回折が起こる。入射光が元に戻るまでには、ほとんどの光が散光してしまうか、ドメインの境界で吸収されてしまう。したがって、光検出器に戻る光は大変弱いものとなる。

強い磁界が存在する場合は、ドメインは整列されているので、光はほとんど散光されずにドメインの境界を通過する。光は鏡に反射して、光ファイバの中を進み、少量の光信号は拡散によって失われるが、出力信号を発生させるに十分な光が光検出器まで戻る。

回折効果センサの場合も、センサを多極着磁したパルスリングに近接させる。パルスリングは軸受の回転輪に装着し、磁界の変化を起こさせる。これにより、ファラデー回転子センサと同様に、光の出力信号は全波整流されたサイン波となり、その周波数は、車輪の速度と着磁されたパルスリングの極数に比例する。

4 . あとがき

現在，米国や欧州の自動車メーカーの一部でABSセンサ内蔵H/Bの量産採用を開始しており，今後もこの傾向は拡大するであろう。ほとんどの自動車メーカーはABS用センサにパッシブセンサを採用しているが，将来的にはアクティブセンサ内蔵H/Bの採用も増えてゆくであろう。本稿では詳細を紹介していないが，アクティブセンサを用いることにより極低速

からの検出が可能となることで，自動車のトラクションコントロールやナビゲーションシステム等への利用も期待され，自動車の安全性と快適性向上により寄与できると考えられる。

今後，ますます高まる安全性のニーズに対し，このようなABSセンサ内蔵H/Bの採用が大きく貢献すると確信する。

電装補機用軸受の技術動向

野崎 誠一*
岡阪 誠*
久保田好信*
赤部 成吾*

Trends in Automotive Instrument and Auxiliary Bearing Technology

By Seiichi NOZAKI, Makoto OKASAKA, Yoshinobu KUBOTA and Seigo AKABE

Bearing cost reductions are required during the slow business recovery following the collapse of the bubble economy in Japan. These cost reductions are especially important in automotive applications such as instrument and accessory bearings. On the other hand, the trend towards more electronics and controls requires these bearings to have better performance, smaller package size, lighter weight and higher speeds.

In this article, the types and structures of automotive instruments and accessories are explained, as well as the bearings for each application.

1. まえがき

日本経済のバブル崩壊後，景気回復が不透明な状況の中で，自動車メーカーからは更なる低コスト化の要求が有る。

自動車の電装・補機用軸受も例外ではなく低コスト化の要求が有るが，一方では電子制御化によるきめ細かい制御が必要となっており，その結果，軸受も小型・軽量化に加え高機能化・高速化の要求がますます増えている。

ここでは，従来から使用されている電装・補機の構造に加えて，最近の新しい構造を紹介すると共に軸受の性能・要求特性について述べる。

2. 電装・補機の種類と構造

2.1 オルタネータ用軸受

オルタネータ用軸受は，図1に示すようにフロント軸受（プーリ側）とリア軸受（スリップリング側）で構成され，ベルトで駆動されるロータ軸を支持している。

オルタネータ用軸受の技術課題としては，フロント軸受の早期剥離およびリア軸受のクリープが挙げられる。

NTNでは，フロント軸受の早期剥離問題を新開発のエーテル系グリースにより改善した。また，リア軸受のクリープ対策には，膨張補正軸受（EC軸受）を提案し，市場において長年クリープ防止実績をあげてきた。

*自動車製品技術部

特に、新開発エーテル系グリースで早期剥離問題を大幅に改善し、軸受寿命を向上させたことにより、軸受のサイズダウンによるオルタネータの小型軽量化や、軸受サイズの統合化が可能になり、今後のオルタネータの動向に影響を及ぼすものと考えられる。

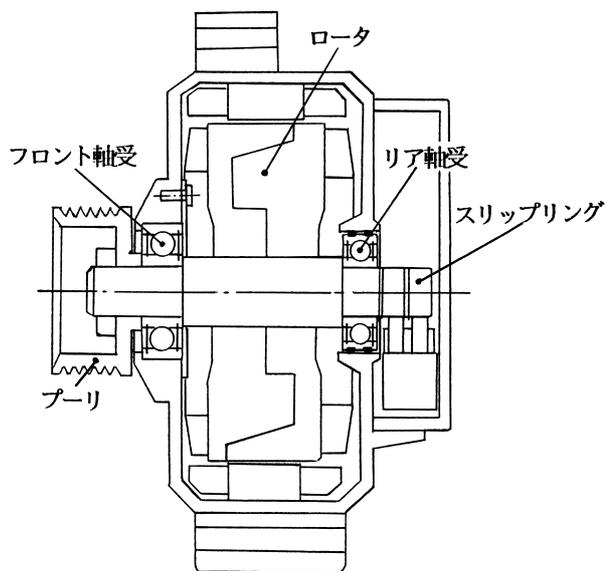


図1 オルタネータの構造
Alternator cross-section

表1 . 水素チャージ軸受による脆性剥離の再現
(オルタネータ実機)

Brittle flaking life of hydrogen charged bearing (actual alternator)

	従来グリース	開発グリース E-5
標準軸受 水素量0.5ppm以下	脆性剥離 (組織変化あり)	異常なし
水素チャージ軸受 水素量 2~3 ppm		組織変化あり (脆性剥離の前兆)

【試験条件】軸受 6303 エンジン回転数 Idle ~ 6 000rpm
運転時間 300h

表2 . 水素チャージ軸受による脆性剥離の再現 (軸受単体, 油浴潤滑)

Brittle flaking life of hydrogen charged bearing (std. bearing life test condition)

		試験個数	試験時間	剥離個数 (発生率)	軸受の状況
水素含有量	~ 0.5ppm	n=2	1 200 ~ 1 300h	0 / 2 (0%)	異常なし
	0.6 ~ 0.8ppm	n=4	650 ~ 700h	0 / 4 (0%)	軽微な組織変化あり
	1.1 ~ 1.8ppm	n=6	170 ~ 500h	4 / 6 (67%)	脆性剥離
	3.2 ~ 4.3ppm	n=4	180 ~ 280h	4 / 4 (100%)	組織変化あり

【試験条件】軸受 6206 回転数 3 000rpm ラジアル荷重 6.9kN 潤滑 #56タービン油
温度: 常温 計算寿命: 172 h

2. 1. 1 早期剥離問題の改善

オルタネータ用軸受に代表される自動車電装補機用軸受では、固定輪のみに発生する新しいタイプの剥離が散見されていたが、エーテル系グリースの使用により市場での不具合は激減している。

この剥離は、金属のミクロ組織変化および微小亀裂を伴う点では従来の転がり疲労剥離とは異なった形態である。NTNでは、詳細な軸受調査から、鋼中への水素の侵入による金属材料の水素脆化が早期剥離の主要因であることを見だし、この剥離を『脆性剥離』^{1) 2)}と呼んでいる。

また、この剥離の対策として、材料の変更²⁾、表面処理²⁾などがあるがグリースの変更が最も有効かつ経済的な手段であることをいち早く提案し、エーテル系の新グリースを開発した。²⁾

この剥離のメカニズムに関しては、『水素脆性説』の他にもさまざまな仮説が発表されているが、いずれの仮説も水素脆性を主要因とした剥離の、促進要因に関する仮説として捉えることができる。

鋼中の水素が剥離の形態に及ぼす影響について、試験結果を表1、表2に示す。

いずれの試験においても、あらかじめ水素チャージされた軸受では、『脆性剥離』が発生し易い結果となっている。更に、軸受に水素チャージすることで、オルタネータ実機とは全く異なる試験条件においても、『脆性剥離』を再現できることが明らかになった。

2. 1. 2 クリープ防止

リア軸受 (スリップリング側) は、ハウジングがアルミ材であるために外輪のクリープ防止が必要であり、様々なクリープ防止策が施されている。

NTNでは、高温条件下でアルミハウジングと軸受外輪とのしめしろを確保するために、外輪外径面に樹脂バンドを射出成形し、膨張補正機能を付加した

図2のような軸受（EC軸受）を適用している。このEC軸受の適用により、ハウジング構造の簡略化、部品点数削減、軽量化が可能になるために、オルタネータ以外の電装補機でも広く適用されている。

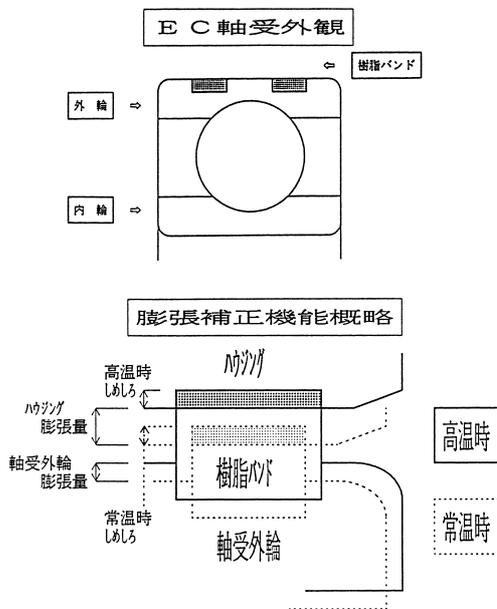


図2 EC軸受
Expansion Compensating Bearing

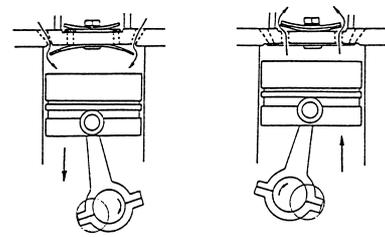
2.2 カーエアコン用軸受

カーエアコンは、エンジンの動力をベルトにより電磁クラッチに伝え、クラッチを連結することにより、コンプレッサを駆動させて作動する。

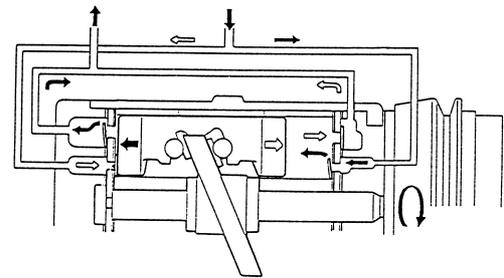
2.2.1 コンプレッサ用軸受

図3にコンプレッサの種類を示す。現在では、偏心式マルチベーンタイプ、スクロールタイプ、斜板タイプが主流であり、使用される軸受は針状ころ軸受が主である。

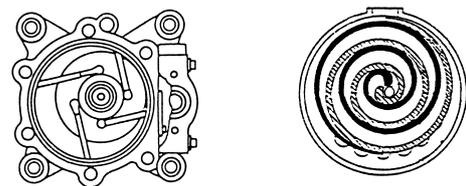
コンプレッサ用冷媒は、オゾン層保護を目的とした新冷媒への移行が進み、1989年中頃より、HFC134a (R134a)が使用されている。それに伴い冷凍機油は従来の鉱油からポリアルキレングリコール (PAG) 系オイルに切り替わった。このHFC134aとPAG系オイルとの組み合わせは、従来仕様比べて潤滑性が劣るので、軸受転走面の油膜は従来に比べて確保しにくくなる。また、軸の回転数は最高12 000rpmで、温度も最高160℃まで上がる仕様も出てきてい



レシプロタイプ



斜板タイプ



偏心式マルチベーンタイプ スクロールタイプ

図3 コンプレッサの種類
Types of Compressors

るため、今後ますます条件的に厳しくなる傾向にあることが予想される。

コンプレッサ用軸受には、これらの条件でも適用できるように保持器の強度を高めたり、針状ころ軸受外輪に油穴を設定したり、つば内径を変更して通油性のよい形状にしている。また、希薄潤滑条件下で長寿命が期待できるHL軸受³⁾ 膨張補正軸受 (ECベアリング)、高温長寿命材料 (NTJ2材) の適用も考え、一部では採用されている。

2.2.2 電磁クラッチ用軸受

電磁クラッチの構造を図4に示す。プーリに組み込まれた軸受はコンプレッサのノーズ部に装着されベルト駆動で常時外輪が回転する。コンプレッサ本体の回転軸に固定されたアーマチュアがコイル電流

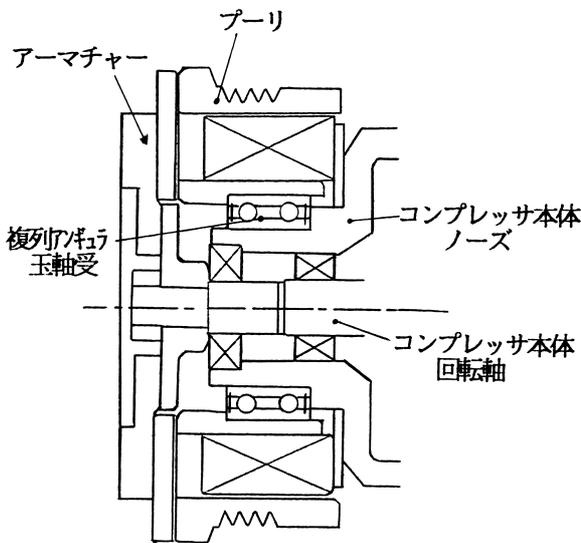


図4 電磁クラッチの構造
Magnetic clutch cross-section

で発生する磁束によりプーリに引き寄せられ、連結されてコンプレッサ軸を駆動する。

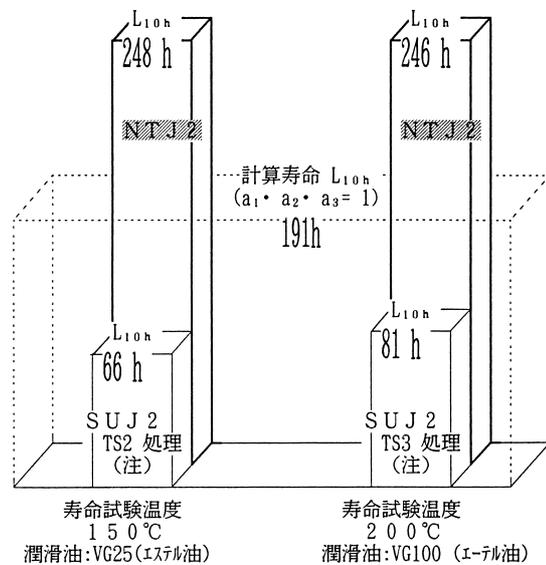
電磁クラッチ用軸受は、密封形の複列アンギュラ玉軸受が通常使用される。

従来は、深溝玉軸受を2個用いて使用していたが、組立作業性の改善・コンパクト化・角振れの低減などの理由から、現在ではほとんどが複列アンギュラ玉軸受に変わっている。

この軸受の使用条件は厳しく、軸受温度が最高150 前後にまで上昇し、かつ回転数は12000rpm前後で使用される場合がある。また、軸受到作用するベルト張力は一般的には軸受中心から外れるために、軸受にはラジアル荷重に加えてモーメント荷重が作用し、かつクラッチ作動時のアキシアル荷重も作用するので、より厳しい使用条件となる。

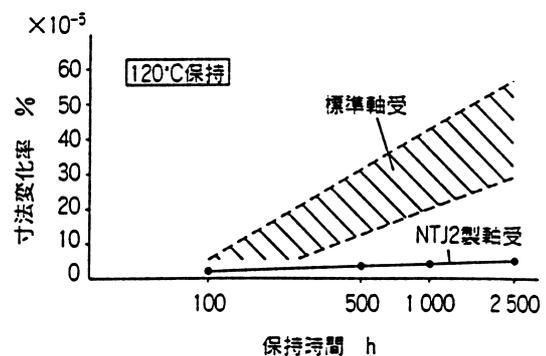
軸受に対する要求特性は、高温でのグリース寿命が長いこと、シールの耐水性・耐塵性に優れること、グリース洩れがないこと、角振れが小さいこと、などが挙げられる。また、オルタネータで散見されていた脆性剥離がカーエアコン電磁クラッチ用軸受で発生した事例もあるため、グリースの選定にも注意が必要である。

軸受材料は、耐熱処理（寸法安定化処理）を施すのが一般的であるが、高温時での寸法経時変化が小さい、高温長寿命軸受材料（NTJ2）を適用することによって、図5の如く長寿命が得られる。図6に高温保持における寸法経時変化を示す。また軸受シー

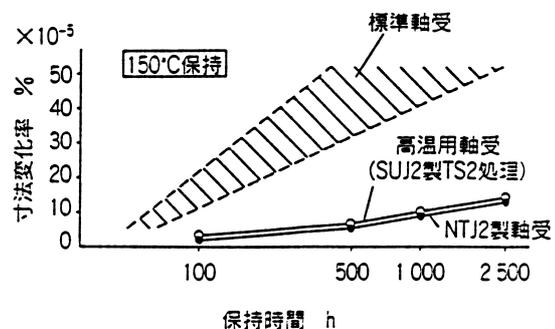


TS2処理は160℃までの使用に適した耐熱処理
TS3処理は200℃までの使用に適した耐熱処理

図5 6206によるNTJ材の高温軸受寿命試験
6206 bearing life test made of NTJ2 material at high temperature



(a) 120℃保持における寸法変化
(a) Dimensional change at 120℃

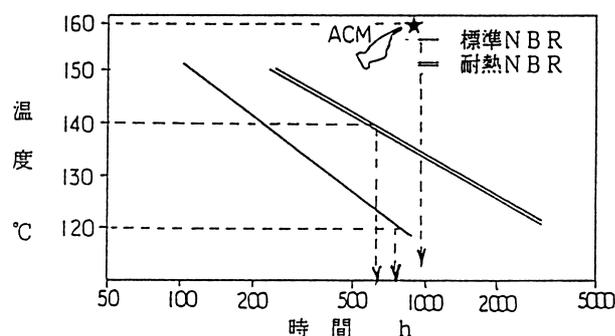


(b) 150℃保持における寸法変化
(b) Dimensional change at 150℃

図6 NTJ2 寸法経時変化
Dimensional change of NTJ2

ルはラジアル接触形のダブルリップシールを採用して、耐水・耐塵性および耐グリース洩れ性を改善している。更にシール材料の面では、従来耐熱性の点からポリアクリルゴム製シールを使用していたが、廉価なニトリルゴムの耐熱性を改良した耐熱ニトリルゴムを適用することによって低コストを達成できる。

図7に耐熱ニトリルゴムの材料劣化寿命を示す。



NBR (ニトリルゴム) ACM (ポリアクリルゴム)

図7 耐熱ニトリルゴムの使用温度と材料劣化寿命の関係
Relationship between temperature and life of improved NBR

2.3 ABS(アンチロックブレーキシステム)用軸受

ABSは大きく分けて,"センサ"と,"エレクトロニクス・ユニット","アクチュエータ","ハーネス類"からなっている。この中でアクチュエータがこのシステムの中では最も大きなユニットで、電動モータ、プランジャポンプ、ダンパ、ハウジング、マグネットバルブ、リレーなどから構成されている。

ABSのプランジャポンプの構造を図8に示す。ABS作動時に電動モータ軸先端の偏心機構によりピストンが往復運動させられ油圧が発生する。電動モータ軸には小径の深溝玉軸受や滑り軸受を、偏心カム部には小径の深溝玉軸受や針状ころ軸受が使用されるが、これらは低フリクション化、コンパクト化、耐荷重性の要求により形式・サイズが選定される。また針状ころ軸受については、従来の外輪削り出しタイプから低コスト化を睨み、外輪厚肉タイプのシェル軸受の適用例もある。また、軸受に封入されるグリースはブレーキのオイルシール(EPDM材-エチレンプロピレンゴム-が広く使用されている)を膨潤させないグリースの選定も必要である。

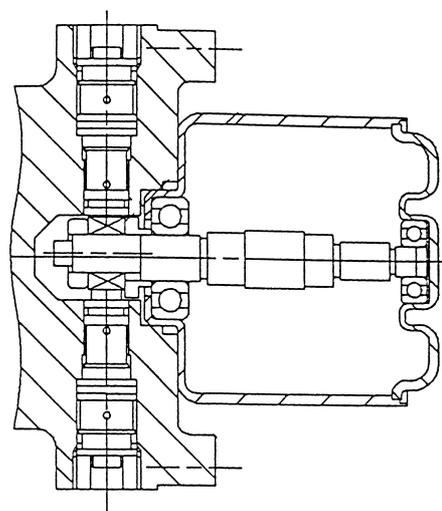


図8 ABSポンプ
ABS-pump cross-section

2.4 ファンラッチ用軸受

エンジンの温度を適温に保つための補機が、ラジエータとその後方にある冷却ファンである。

ファンラッチは、一般的には図9のようにファンラッチ本体と軸の間に軸受を置き、カバーとハウジングの間のシリコン・オイル室に、軸に固定されたディスクプレートが入った構造になっている。

更に最近では、図10のようにファンの中央にバイメタルを付け、カップリング内のオイル通路を開閉し、二段階に回転を制御しているタイプもある。

ファンラッチ用軸受は、補機の中でも使用条件の厳しい軸受で、軸の回転数は9000~10000rpmで温度条件も150前後となる。また、高温での要求寿命も500時間を超え、かつ耐シール性もかなり厳しいものが要求されている。

このため、軸受の仕様は耐熱処理した軸受鋼を使用し寸法安定化を図ると共に、シール・グリースは高温用の長寿命のものが使用され、シールのリップ形状は専用の仕様となっている。更にファンラッチの傾きを防ぐために、軸受の内部すきま・角振れを非常に小さくした仕様となっている。

また最近では、使用温度が180~200の仕様要求もあり、ふっ素ゴムシール・ふっ素グリースが使用される一方、高温長寿命軸受材料(NTJ2)の適用も考えられている。

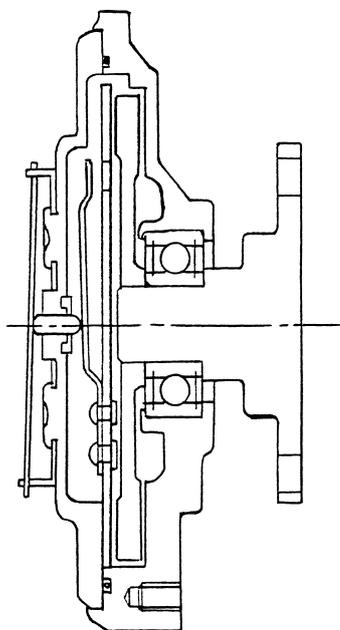


図9 一般的なファンクラッチの構造
Fan-clutch

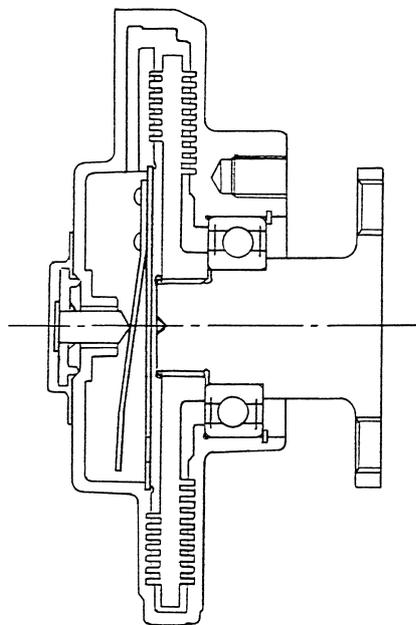


図10 ビスカス式ファンクラッチの構造
Viscous Fan-clutch

2.5 スタータ用軸受

スタータのほとんどは、バッテリーを電源とする直流直巻モータが採用されており、図11のようにスタータ内部にギヤを配列して約1/10に減速してトルクを増加させたりダクション式スタータが主流となっている。スタータ用軸受としては、主に深溝玉軸受が使用され、モータ部の軸受は最大で約 30 000rpmの高速回転をする。また、モータのブラシ摩耗粉が発生するために、軸受シールは高速仕様でかつ防塵性を強化したシールが使用される。また、ギヤ部の軸受は減速用のギヤの噛み合い時に高荷重が発生するため、針状ころ軸受が広く使用されている。

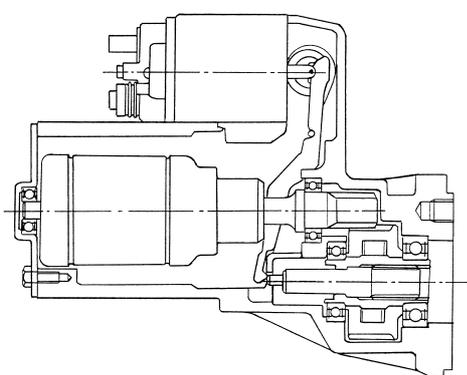


図11 リダクションスタータ
Reduction-starter motor

2.6 電子スロットル・バルブ用軸受

航空機で使用されているフライ・バイ・ワイヤ（ハーネス）を自動車に応用したシステムが、ドライブ・バイ・ワイヤ（ハーネス）と呼ばれるシステムで、F1フォーミュラ・カーでは実用化され、一部のスポーツ・カーやディーゼル・エンジン搭載車にて量産化され始めている。

従来のシステムは、鉄製アクセル・ワイヤ及びリンク機構を介して、アクセル・ペダルよりスロットル・バルブを動かしていたが、このシステムでは、アクセル・ペダルの開度信号をコンピュータ処理し電気配線のハーネスにより、電子スロットル・バルブに直結したステッピング・モータを動かして、エンジンを制御する。

電子スロットルの構造を図12に示すが、軸受の構成は従来使用されているスロットル・バルブ用軸受にステッピング・モータ用の軸受が同一軸上に付いている構造である。

軸受は、小径の深溝玉軸受やミニアチュア玉軸受及びシェル形針状ころ軸受が主に使用される。

シールはスロットル・バルブの追従性を考慮して、低トルクシールが使用されるが、スロットル・ボディのエア漏れを防ぐために、特殊な密封シールを使用することもある。またグリースは、リチウム系・ウレア系グリースが一般的に使用されている。

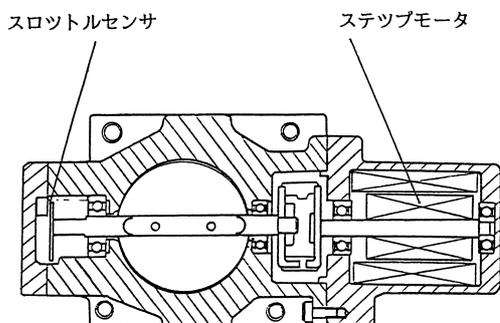


図12 電子スロットル
Stepmotor-driven throttle valve

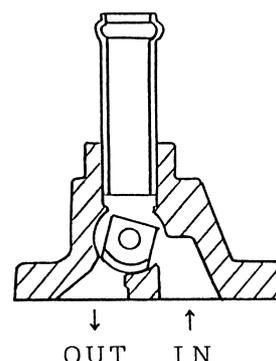
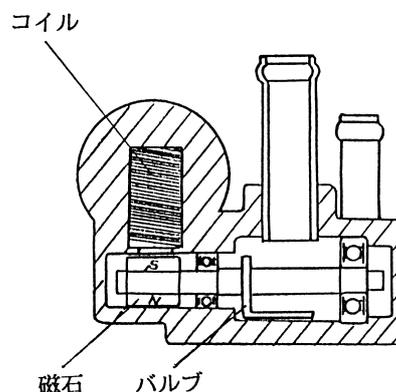


図13 バルブ式ISCV
Valve-type ISCV

2.7 アイドルスピード・コントロールバルブ(ISCV)用軸受

従来は、図13のようなバルブによる開閉式が主な構造であったが、最近では図14のようなステップ・モータ式の構造が採用され始め、よりきめ細かい空燃比調整ができる構造が望まれている。

使用される軸受としては、ミニアチュア玉軸受・小径の深溝玉軸受がほとんどで、シールは非接触シールが使用される。また使用温度条件が $-40 \sim +150$ のために、グリースは低温での低トルク性が要求され、かつ耐フレッキング性・高温寿命・耐ガソリン性なども要求される。したがってグリースは、ウレア系・ふっ素系が広く使用されている。

また、最近ではコストの点より、転がり軸受に替わって樹脂軸受が使用され始め、エンジン仕様により多様化の傾向にあると考えている。

2.8 NTN電装・補機用軸受のアイテム紹介

電装・補機用軸受に対しては、多様かつ過酷な特性が要求されており、各種要求を満足する材料開発および軸受仕様の検討が行われている。表3に、代表的な軸受アイテムを紹介する。

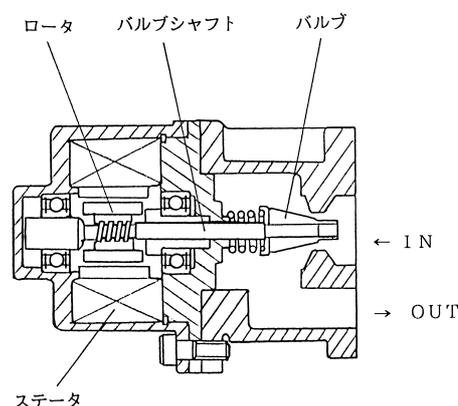


図14 ステップモータ式ISCV
Step motor-type ISCV

3. まとめ

電装・補機は、環境規制などにより、今後一層電子制御化が進むと考えている。その結果、電装・補機の軸受は、更に、温度・耐久性など要求条件がますます厳しくなり、その軸受の仕様はより多様化すると考えられる。

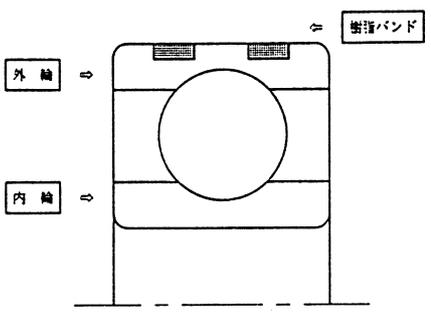
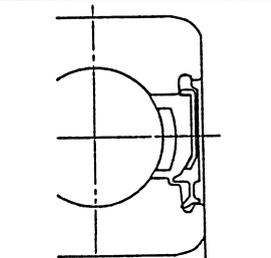
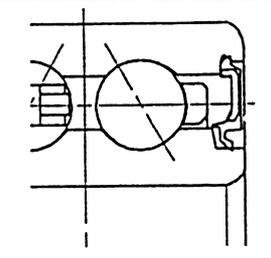
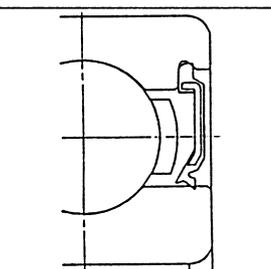
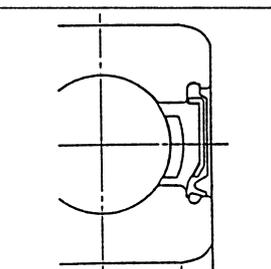
したがって、もはや一般の軸受では、これらの要求仕様には対応が難しくなっており、使用個所別の用途に応じた軸受の開発が必要となっている。更に

NTJ2材料の適用など、今後のより細かな対応が必要と考えている。

参考文献

- 1) 玉田, 前田, 対馬 NTN Technical Review, No.61 (1992), p29
- 2) 野崎, 藤本, 玉田 NTN Technical Review, No.61 (1992), p36
- 3) 赤松 日比 後藤 伊藤 対馬 NTN Technical Review, No.59(1991), p8

表3 NTN電装・補機用軸受の代表アイテム
 NTN Typical bearing features for electrical instruments and accessory device applications

軸受材料 NTJ2	材 料 組 成		特 徴		適 用 事 例		
	<ul style="list-style-type: none"> ・軸受鋼ベースでSiを添加 ・清浄度の改善 		<ul style="list-style-type: none"> ・標準SUJ2材の耐熱処理軸受に比べ剥離寿命が3倍以上 ・過酷な潤滑条件下で耐ピーリング性に優れる。 ・高温での寸法安定性に優れる。 		カーエアコン 電磁クラッチ コンプレッサ ターボチャージャー		
クリープ防止 EC軸受	構 造		特 徴		適 用 事 例		
			<ul style="list-style-type: none"> ・樹脂バンドの体積変化を利用して軽合金ハウジングと軸受のはめあい状態を低温から高温までほぼ一定に保つ。 ・機械の構造や使用条件によっては振動低減効果も期待できる場合がある。 		オルタネータ カーエアコンコンプレッサ ISCV ABS ポンプモータ		
高性能 グリース	早期剥離改善			ワイドレンジ 長寿命			
	特 徴		適 用 事 例		特 徴		
	エーテル系の基油を使用したオルタネータ用軸受の標準グリース。 高温グリース寿命、防錆性能も優れる。		オルタネータ カーエアコン 電磁クラッチ		低温時の音響特性に優れる。 高温グリース寿命も既存のワイドレンジグリースに比べ2倍以上。		
高性能 ゴムシール	オルタネータ フロント軸受		カーエアコン電磁クラッチ軸受		ゴムシール用耐熱ニトリルゴム 一般に自動車用軸受の場合、常時最高温度で使用されるわけではない。使用時の軸受温度履歴を考えれば、最高温度に達する時間的頻度は少なく、従来シリコンゴムシールを使用していたものでも、耐熱ニトリルゴムシールの適用が可能であると考えられる。		
							
	P/S ポンプ 軸受		標準LUシール				
							

ニードルベアリング用新形式溶接保持器 (大型車トランスミッションへの適用)

阿部 克史*
寺田 智秋*

New Welded cages for Needle Roller Bearings

By Katsufumi ABE and Tomoaki TERADA

Needle roller bearings used in truck transmissions are usually over 50mm in diameter and use machined cages.

Until recently, machined cages cost less than welded versions. However, newly developed welded cage designs now give better performance for truck transmission applications, and at a lower cost.

This report gives details of the new NTN needle roller bearings with welded cages.

1. まえがき

大型車トランスミッションのアイドルに使用されている保持器付き針状ころは、内接円径50mm以上の大きなサイズのものが多い。この軸受の保持器は、削り出し保持器がほとんどを占めており、現行の溶接保持器ではこのサイズの対応が困難であった。今回新開発の溶接保持器によって、大型車トランスミッションのアイドルにも溶接保持器が適用できるようになった。本稿では、新開発の溶接保持器の紹介をする。

2. 形状と特長

従来の溶接保持器は、形状、剛性、加工性等の制約があり、大形サイズでかつ大径ころへの対応が困難であった。

今回開発した溶接保持器は、形状をV形にすることにより適切な肉厚で大径ころへの対応を可能にし、

かつプレス成形爪を採用して、安定したころの保持ができることを特長とするものである。

この保持器は一体形の他に、曲げ・溶接の利点を生かして一つ割及び二つ割形への展開が容易である。

従来フレットング対策としては、削り出しで不等ピッチ品が主流とされてきたが、開発保持器（一つ割又は二つ割）を採用することにより低コストでその対策が可能となった。

図1にその構造を示す。

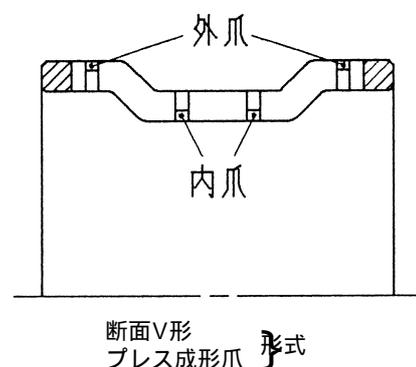


図1 新開発溶接保持器
New welded cage

*ニードル軸受技術部

3. 機能

NTNでは、大型車トランスミッション用溶接保持器の開発に関し、各種台上試験にて機能評価を実施してきた。ここでは、その機能評価結果の一部を紹介する。

3.1 限界回転数 (d_{rn} 値)

軸受はその形式、寸法、潤滑方法などによって、安全に長期間運転できる限界回転数があり、軸受の選定にあつては十分考慮する必要がある。そこで、開発保持器と削り出し保持器の限界回転数の確認試験を同一試験条件にて実施した。

ここで、限界回転数とは、基本動定格荷重の10%のラジアル荷重条件で軸受温度が100 上昇したときの回転数として表すものとする。

供試軸受

内接円径 74 × 外接円径 82 × 幅 21.8

- ①削り出し形 (一体形)
- ②溶接形 (一体形)
- ③一つ割り形 (溶接部切断)
- ④二つ割り形

注) ②~④: 開発保持器

試験条件

ラジアル荷重: 5.1 kN (基本動定格荷重の10%)

軸回転数 : $2 \times 10^3 \sim 7 \times 10^3$ rpm
(2.5時間毎に 1×10^3 rpmステップアップさせた)

潤滑方法 : 油浴 (軸芯レベル)

潤滑剤 : タービン油

試験装置 4トンラジアル荷重試験機 (図2)

表1に各軸受の限界回転数、図3に回転数と軸受温度上昇の関係を示す。限界回転数は、二つ割り保持器を除いてほぼ近似の結果が得られた。二つ割り形は保持器形式の違いにより多少低い結果となった。

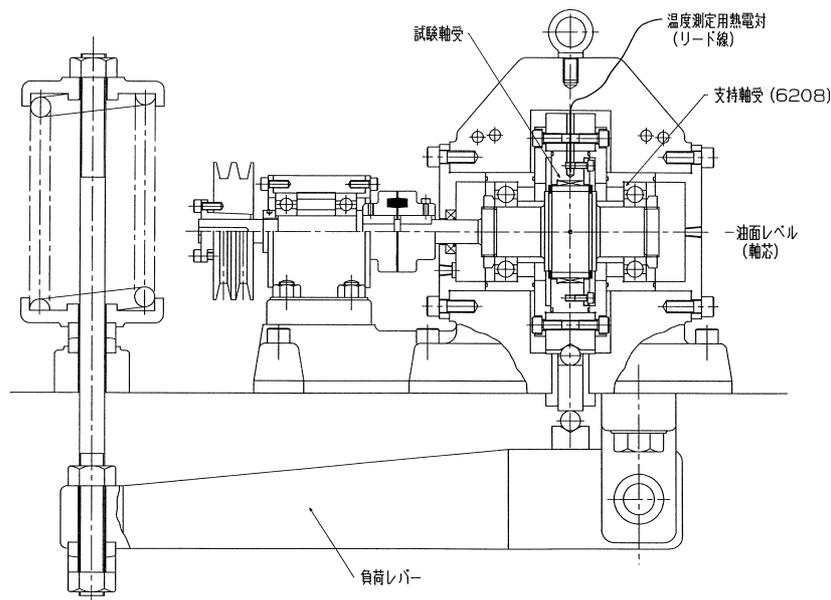


図2 4トンラジアル荷重試験機
4ton radial load test machine

表1 限界回転数
Limiting speed

供試軸受	限界回転数 ($\times 10^3$ rpm)
①削り出し形(一体形)	6.00
②溶接形(一体形)	6.00
③一つ割り形	5.70
④二つ割り形	5.25

3.2 溶接部の強度試験

保持器に外力が加わった場合、柱の動的疲労強度について揺動トルク試験機(図4)を用いて確認した。また比較のため削り出し保持器の結果も併記する。

図5に繰り返し数と負荷トルクの関係を示す。この結果から、溶接保持器は、削り出し保持器に比べて強度的にわずかに低下していることが認められる。但し破断箇所が溶接部以外の所にあるため、溶接強度としては特に問題がないと言える。

この強度低下は保持器板厚、形状に起因するものであるがトランスミッションのアイドル軸受として実機耐久試験などに使用され、強度的に問題ないことが確認されている。

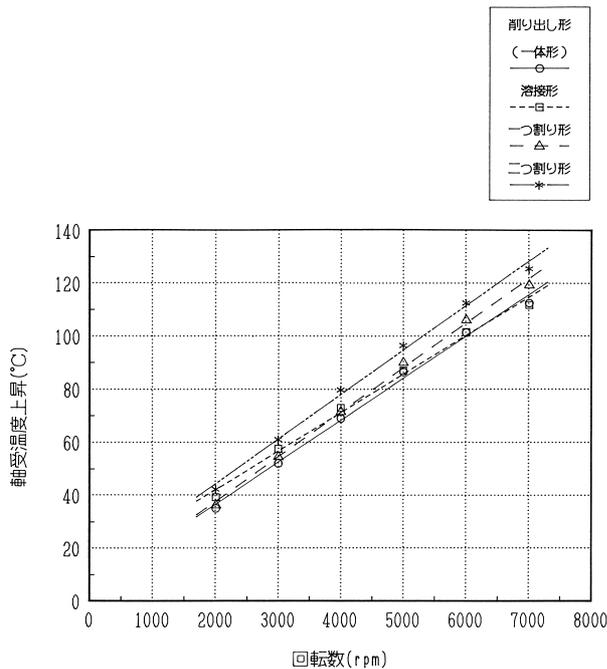


図3 回転数と軸受温度上昇のデータ
Relationship between bearing temperature rise and rotational speed

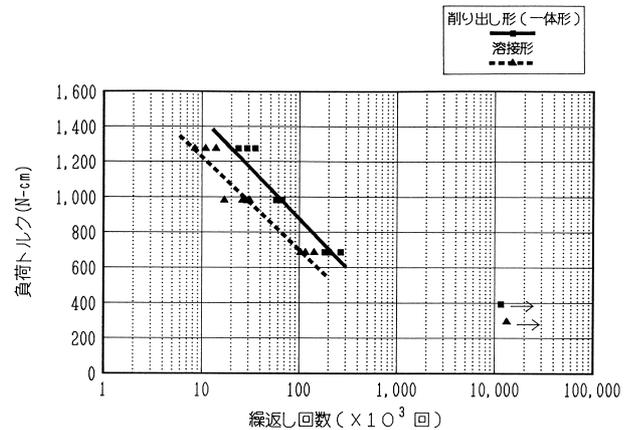


図5 繰り返し数と負荷トルクの関係
Relationship between torque and number of cycles

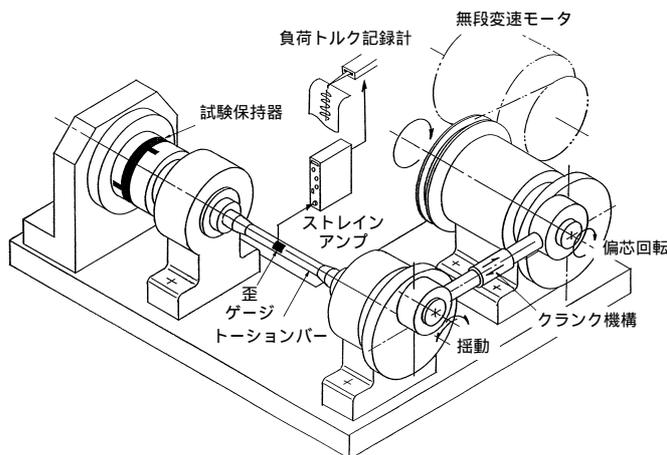
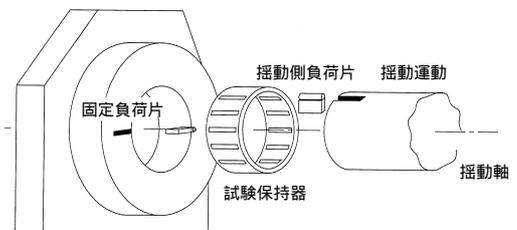


図4 揺動トルク試験機
Oscillating motion torque test machine



供試軸受

内接円径 74 × 外接円径 82 × 幅 21.8

- ① 削り出し形 (一体形)
- ② 溶接形 (一体形)

試験条件

負荷トルク : ± 294 ~ ± 1 275 N-cm

揺動速度 : 600cpm

負荷位置 : 固定負荷片に対し揺動負荷片をほぼ 90 位置に設定した。ここで、揺動負荷片の挿入部として、削り出し形は、不等ピッチのため最小柱幅のポケット部、溶接形は溶接部横のポケット部とした。

潤滑方法 : グリース塗布

試験装置 揺動トルク試験機 (図4)

3.3 内外輪同期回転における保持器の相対回転数 (耐フレットング性)

現在、各自動車メーカーの大型車トランスミッション用アイドル軸受には、一体形の削り出し保持器が多く使用されている。このトランスミッションのアイドル部は、各車速にシフトされた状態で荷重が負荷され、ギヤと軸が一体になって回転する。このとき軸受の相対回転数はほぼ零となり、使用頻度の高い高速段では、軸受部にフレットングが発生することがある。以前、内接円径40mm以下の軸受で、保持器形式の違いによる耐フレットング性能を確認し、削り形式保持器の優位性を確認している。

開発した大型車トランスミッション用の保持器は、内接円径が50mm以上と大径であり、小径軸受とは保持器形状及びころサイズも異なるため、内外輪同期回転時の保持器の相対回転数の測定を行った。

供試軸受

内接円径 91 × 外接円径 98 × 幅 26

- ① 削り出し形 (一体形)
- ② 一つ割り形
- ③ 二つ割り形

試験条件

ラジアル荷重 : 1.96 kN (基本動定格荷重の3%)

内外輪回転数 : 2×10^3 rpm

ラジアル内部すきま : 27, 65, 87, 125 μm (4水準)

潤滑方法 : タービン油を 1ml 塗布

試験装置 : 2トン ラジアル荷重試験機 (図6)

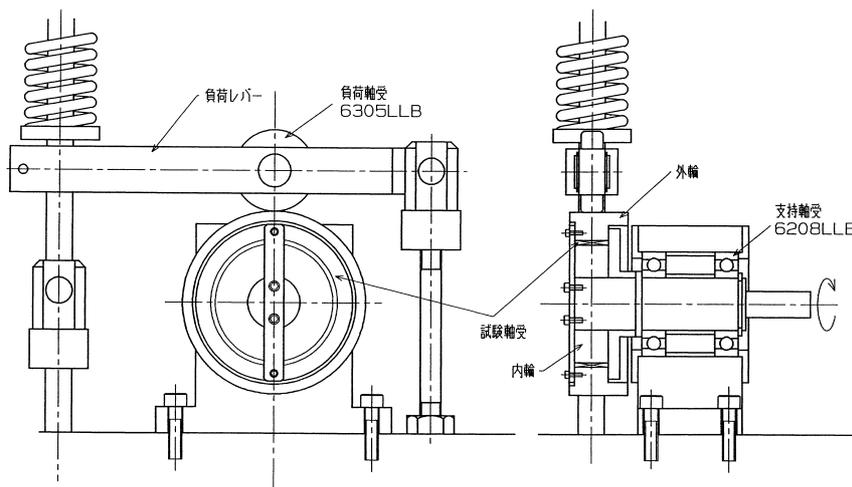


図6 2トン ラジアル荷重試験機
2ton radial load test machine

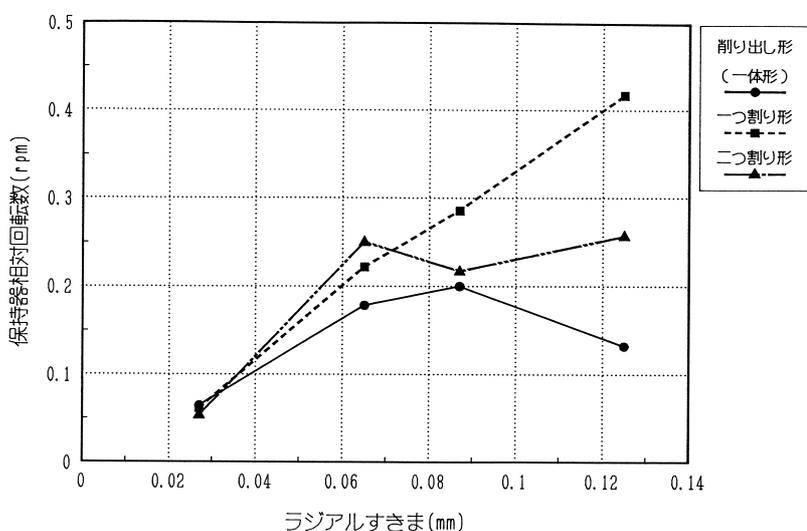


図7 保持器の相対回転数測定データ
Data of relative revolution measured on cages

保持器の相対回転数の測定は、ストロボを同時回転している内外輪回転数に同期させ、見かけ上静止した状態として保持器が1回転するのに要する時間を計測し、その結果より算出した。

図7に 削り出し保持器、一つ割り保持器 及び二つ割り保持器の相対回転数測定データを示す。その結果、各保持器とも内外輪回転方向に対し遅れ方向の相対回転が生じているが、削り出し保持器に対して割り形式保持器の方が相対回転数は高い傾向にあった。

一般に、アイドル部軸受の同期回転時のフレットイング発生は、使用頻度、潤滑条件などにより異なるが、保持器の相対回転数が小さいほど発生し易い。したがって、保持器形式により相対回転数を高めることは、有力な耐フレットイング対策となる。

4. あとがき

本稿で紹介した開発保持器によって、従来難しかった大径のサイズにも溶接保持器の適用が可能となった。しかし、溶接保持器は需要数量、適用サイズ等の制約もあるため、すべての削り出し保持器を溶接保持器に置き換えることはできない。また、同期回転時の耐フレットイング性能と保持器挙動との関係については今後、実機及びベンチ試験などで確認し解明していく。

参考文献

NTNテクニカルレビュー - , NO.55 1989

ポリループベアリングの二輪車サスペンションへの適用

村上 等*
中山 充浩**

Solid Grease Bearings for Motorcycle Suspensions

By Hitoshi MURAKAMI and Mitsuhiro NAKAYAMA

Suspension linkages for motorcycles, snowmobiles, golf carts, etc. typically use shell-type needle roller bearings with small radial cross-sections.

When used in these applications, the grease-packed shell-type needle roller bearing requires periodic addition of lubricant. The grease is applied through a nipple fitting on the housing or shaft.

Handling of full complement needle bearings is difficult because the rollers tend to fall out. The load capacity of the outer race shoulder of retainer-equipped needle roller bearings is often exceeded during oscillatory motion and shock loading.

NTN SOLID GREASE BEARINGS can overcome such problems. The special mixture of grease and hardener is built into full complement needle roller bearings, keeping the rollers in place and does not require replacement of grease.

NTN bench tests have shown that the NTN SOLID GREASE BEARINGS perform well for suspension linkage applications and can replace the current bearings. Further bench and vehicle testing by automotive OEM's has confirmed that the NTN SOLID GREASE BEARINGS meet all their requirements.

1. まえがき

従来、二輪車・スノーモービル・ゴルフカー等のサスペンションリンク機構部には、一般的に断面積の小さい滑りブッシュ、あるいはシェル形針状ころ軸受が使用されている。

低フリクション化としてシェル形針状ころ軸受（グリース封入タイプ）を使用する場合、グリース補給が必要な車種はグリースニップルをハウジングまたは軸に付けて使用する例が多く、定期的なメンテナンスが必要である。また、この機構部は揺動運動であり、衝撃荷重を受ける場合が多いため総ころタイプのシェル形針状ころ軸受が適している。

しかし、総ころタイプのシェル形針状ころ軸受を使用する場合、ころかかえ形の非脱落タイプでは外輪の側面強度の問題がある。また、ころ脱落タイプではころの脱落に対して注意を払うなど、取扱いが不便であるという弱点があった。

そこで NTNは特殊潤滑剤である熱固化型グリース（特許申請中）を総ころ脱落タイプシェル形針状ころ軸受に封入焼成し、ころ脱落防止と潤滑剤の補給不要を可能とした（以降、ポリループベアリングと呼ぶ）。

これは、二輪車メーカーにサンプルを提出し、台上試験及び実車試験により高い評価を得ることができ、量産採用までに至ったのでここに紹介する。

なお、熱固化型グリースの特性については各種資料・文献^{1) 2)}が発表されており、ここでの詳細紹介は割愛する。

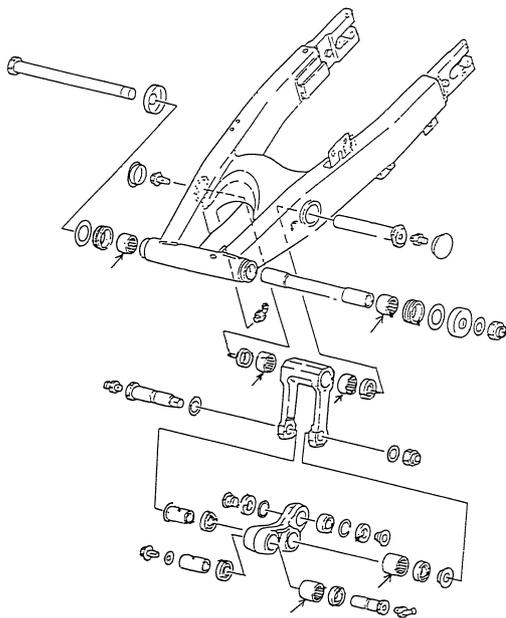
*ニードル軸受技術部
**自動車製品技術部

2. 二輪車サスペンション機構

2.1 サスペンションリンク機構部

二輪車各メーカーによりリヤサスペンション及びサスペンション各部位の呼称は様々であるが、代表的な二輪車サスペンションリンク機構部を図1に示す。

サスペンションリンク機構部は、一般的にオフロード用は揺動角が0～80°前後と大きく、ジャンプ



矢印部 () : シェル形針状ころ軸受

図1 二輪車サスペンションリンク機構部
Motorcycle rear suspension exploded view

後には通常負荷荷重の約3倍程度の衝撃荷重を受ける。それと比較して、オンロード用は揺動角が0～30°前後と小さい。また、衝撃荷重はほとんど受けない代わりに、タイヤの偏平率が小さい分路面の凸凹を敏感に受けやすい。

2.2 リンク機構部の軸受について

本部位に使用される軸受は、一般的に断面高さが小さい保持器付き及び総ころタイプのシェル形針状ころ軸受が使用される。図2と表1にそれら代表的な軸受の断面形状及び特長を示す。

前述のような大きな荷重や揺動条件で使用されるため、ころ本数の多い総ころタイプの軸受形式が最も適している。ただし、総ころタイプをころ脱落防止とするためには、外輪つばを折り曲げてころ非脱落形式とする。この場合、ころの端面形状はとがり面形のころを使用せざるを得なく、場合によってはころのスキューにより外輪つば部を突き破る等の不具合を発生する可能性があった。また、丸面形ころを組み込んだ脱落タイプはグリースだけでころを保持しており、取扱いに注意が必要である。この対策として、使用部位に組み付けるまでのあいだ、樹脂スリーブなどの使用を伴う場合がある。したがって、安全率に問題がない場合は組立性・メンテナンス性から保持器付きタイプが使用される場合が多い。

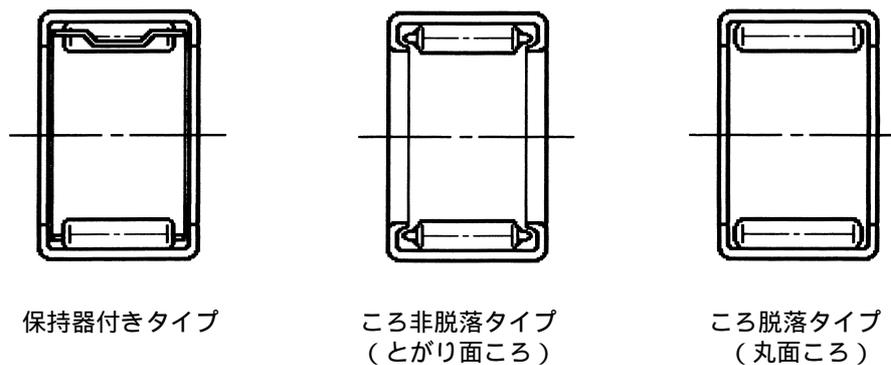


図2 リンク機構部に使用されるシェル形針状ころ軸受
Bearings used for linkage applications

表1 シェル形針状ころ軸受の特長
Features of shell type needle roller bearings

タイプ		潤滑剤	取扱性	負荷容量
保持器付き		Li グリース		
		熱固化型グリース		
総ころ	非脱落タイプ	Li グリース		
	脱落タイプ	Li グリース	×	
		熱固化型グリース		

：特に優れている
：優れている
：普通
×：劣る

3. ポリループベアリングについて

3.1 特長

サスペンションに使用するポリループベアリングは、総ころ脱落タイプシェル形針状ころ軸受のころ脱落防止による作業性向上、及び潤滑剤の補給が不要となる。熱固化型グリースには防水機能がないため、密封性が要求される部位にはシールの使用が必要となる。ポリループベアリングは、以下の特長をもつ。

- 丸面ころを使用した非脱落タイプの総ころ軸受である。
- グリースニップルなど潤滑剤補給手段が不要である。
- 万一、水が浸入しても流出することがない。
- ころのスキュー防止に有利である。
- 保持器付き軸受と同等の組立性を有する。

3.2 許容温度範囲

ポリループベアリングは軸受形式及び使用条件により、許容温度範囲が異なる。

サスペンション用として使用する総ころタイプの許容温度範囲は以下の通りである。

許容温度範囲： -10 ～ 80（常用60）

表3 試験軸受
Test bearings

軸受形式	試験軸受	潤滑剤	基本動定格荷重	基本静定格荷重
ころ 脱落タイプ	7E-HVS16X22X19/8A	Li 系グリース	18.8 kN	36.0 kN
ころ非脱落タイプ	7E-HVS16X22X19-1/8A	Li 系グリース	17.1 kN	32.0 kN
ころ非脱落タイプ*1)	7E-HVS16X22X19-1/LP03	熱固化型グリース	18.8 kN	36.0 kN

*1) 図2に示すころ脱落タイプに熱固化型グリースを封入したものである。

3.3 実績品の紹介

ポリループベアリングのサスペンションへの実績例を表2に示す。

表2 ポリループベアリングの実績例
Application of SOLID GREASE BEARINGS

内径×外径×幅	NTN名称
14×20×12	7E-HVS14X20X12/LP03
14×20×14	7E-HVS14X20X14/LP03
17×24×15	7E-HVS17X24X15/LP03
17×24×20	7E-HVS17X24X20/LP03
17×24×25	7E-HVS17X24X25-1PX1/LP03
20×27×15	7E-HVS20X27X15/LP03
20×27×20	7E-HVS20X27X20/LP03
20×27×25	7E-HVS20X27X25-1/LP03
20×27×30	7E-HVS20X27X30/LP03
22×28×20	7E-HVS22X28X20/LP03
25×33×25	7E-HVS25X33X25/LP03

3.4 各種試験結果

3.4.1 各種軸受による揺動寿命比較試験

軸受の揺動寿命試験の一つとして、プロペラシャフト用クロスジョイントに試験軸受（表3）を組み込み、動力循環式試験機（写真1）を用いて評価した。試験結果を表4に、試験後の軸受外観を写真2に示す。

試験結果よりポリループベアリングがグリース封入品に比べて揺動耐久に優れていることがわかる。

試験条件（軸受部）

ラジアル荷重 : 5.75 kN
 揺動速度 : 1 200 cpm
 揺動角度 : ±12°
 試験個数 : 各16個
 運転時間 : 破損まで



写真1 動力循環式試験機
Dynamic force test machine

表4 試験結果
Test results

試験軸受	寿命時間 h	寿命比率	外観状況
7E-HVS16×22×19/8A	40.6	1 (基準)	軸・外輪転走面にフレットング摩耗， 外輪つば割れ，ころの摩耗・折れ
7E-HVS16×22×19-1/8A	31.5	0.77	軸・外輪転走面にフレットング摩耗， 外輪つば割れ，ころの摩耗・折れ
7E-HVS16×22×19/LP03	451.2 (サスペンド)	11.1	軸・外輪転走面に軽微なフレットング摩耗， ころの一部に軽微な摩耗

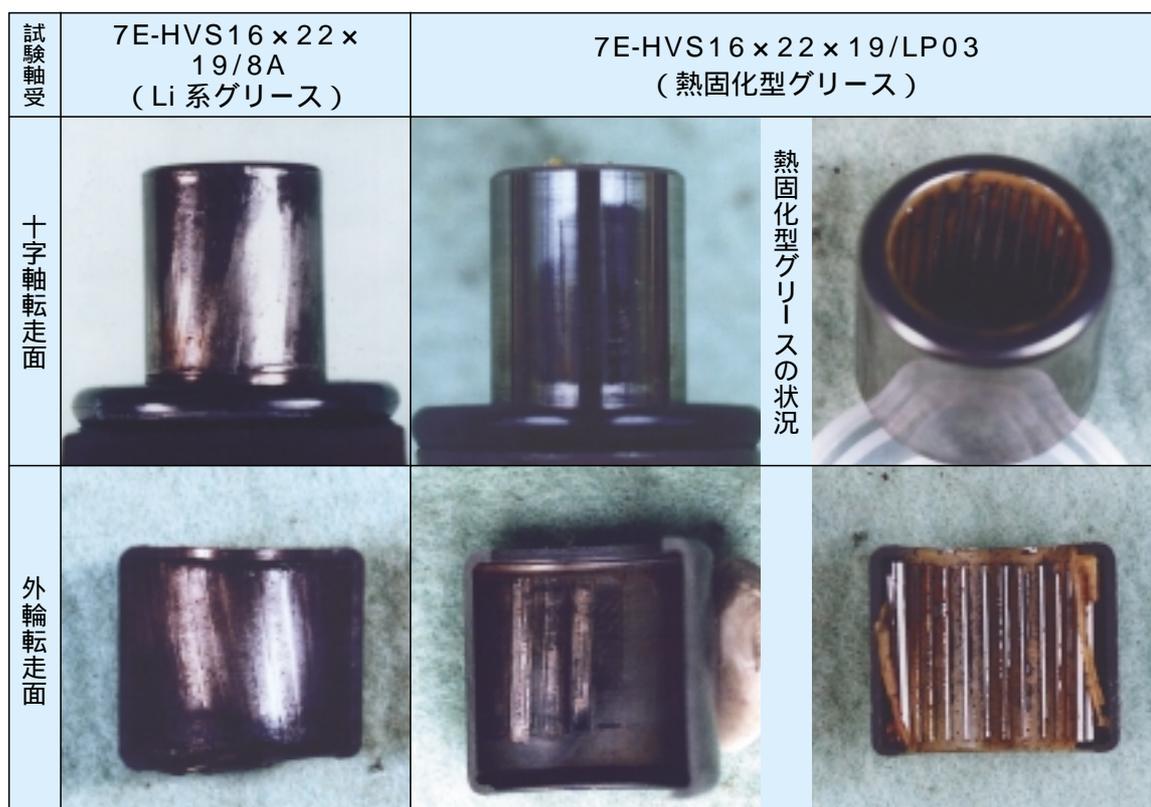


写真2 試験後の軸受外観状況
Bearing appearance after test

3.4.2 高温による揺動寿命比較試験結果

図3の揺動試験機を恒温槽内に設置して、ポリループベアリングの高温雰囲気における揺動耐試験を行った。その結果を表5に示す。

試験条件

試験軸受 : 7E-HVS20×27×25-1/LP03
 ラジアル荷重 : 1.98 kN
 回転数 : ±300 rpm
 正逆回転角度 : 約 5.400×10³ ° (全角)
 運転時間 : 50h (3万サイクル)
 雰囲気温度 : 70, 80, 90, 100
 試験個数 : 各温度水準 2個

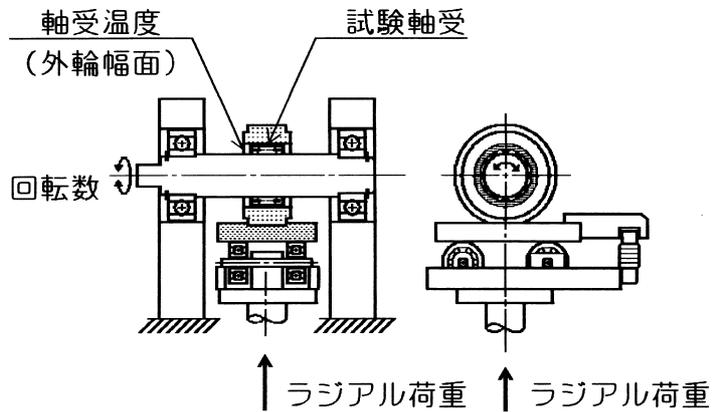


図3 揺動試験機
Rotary test machine

表5 試験結果
Test results

雰囲気温度 ()	軸受温度 ()	試験後ポリループ残存油量(%)	試験終了後の軸受外観状況	評価
70	76	66.8	外輪, ころとも問題なし 熱固化型グリース表面の一部が軽微な変色程度で継続使用可	
80	87	63.8	外輪, ころとも問題なし 熱固化型グリース表面の一部が黒色化しているが継続使用可	
90	96	62.9	外輪, ころとも問題なし 熱固化型グリース表面の約半分が黒色化しているが継続使用可	
100	108	58.8	外輪, ころとも問題なし 熱固化型グリース表面のほぼ全面が黒色化しており継続使用困難	

: 優れている : 普通

本試験条件では90 程度までは使用可能であった。
許容温度範囲外で使用する場合は、試験確認が必要となる。

3.4.3 耐泥水性試験結果

図4及び写真3に示す泥水試験機を使用してポリループベアリングとグリース封入品の泥水耐久試験を行った。その結果を表6に示す。

試験軸受 : 7E-HVS20×27×25-1
 封入グリース : ① Li系グリース
 ② 熱固化型グリース

試験条件

ラジアル荷重 : 294 N
 揺動速度 : 336 cpm
 揺動角度 : 47°(全角)
 目標揺動回数 : 400 万回

泥水条件

泥水噴射量 : 2.4 l / min
 1サイクルの内容 : 噴射 15 min
 : 乾燥 45 min
 泥水の内容 : 関東ロームJIS 8種 (4 g / l)

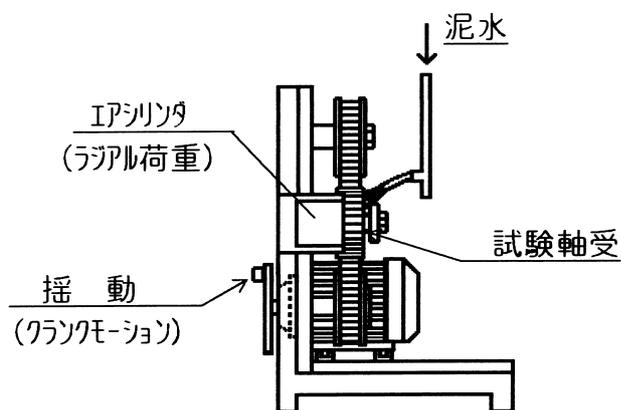


図4 泥水試験機
Muddy water test machine



写真3 泥水試験機
Muddy water test machine

表6 試験結果
Test results

封入 グリース	No.	試験前のシール 締め代(直径) mm		最大摩耗量*1) mm				グリース中 の 含水率 Wt %	外観状況	総合 評価
				泥水側		反泥水側				
		泥水側	反泥水側	シールリップ	軸	シールリップ	軸			
Li系 グリース	1	0.64	0.63	0.26	0.025	0.26	0.013	0.2	問題なし	良好
	2	0.62	0.66	0.21	0	0.15	0.037	0.4		
	3	0.63	0.67	0.26	0.029	0.25	0.010	1.1		
熱固化型 グリース	1	0.61	0.62	0.27	0.038	0.17	0.004	0.1	問題なし	良好
	2	0.64	0.66	0.33	0.011	0.32	0.031	0.6		
	3	0.56	0.58	0.23	0.048	0.18	0.012	1.5		

*1) シールリップの摩耗量は試験前後の内径寸法(直径差), 軸はシールリップ接触部の摩耗量。

Li系グリース封入品及び熱固化型グリース封入品とも目標をクリアし、ほとんど有意差はなかった。熱固化型グリースは水により軟化しにくいいため、グリースのような水の浸入による白濁、潤滑性劣化の問題は少ない。

4. あとがき

ころ脱落タイプのシェル形針状ころ軸受に熱固化型グリースを封入焼成することにより、ころ非脱落で潤滑剤の補給不要のサスペンション用軸受を開発した。

ユーザでの実車試験及び台上試験により高い評価を得て現在量産中である。

また、潤滑剤の補給が不要であるため、グリース

ニップルを廃止することによるコストダウンが可能である。

サスペンションのような揺動・重荷重の作用する使用箇所には非常に適した軸受形式である。

引用文献

- 1) Technical Review No.61(1992)
- 2) 佐藤 左, 麻生光成, 梅本武彦; Technical Review No.62(1993)

改良型プーリユニット

加藤 義夫*

Improved Pulley Units

By Yoshio KATOH

NTN is already supplying various types of pulley units to the automotive market. These pulley units meet the requirements of current high performance vehicle engines. This report presents NTN's improved pulley units.

1. まえがき

NTNでは、最近のエンジン高性能化による電装・補機の高速回転化と長寿命化に対応できるプーリユニットを多数量産している。NTNのプーリユニット商品のうち、改良型プーリユニットとして、耐塩化カルシウム樹脂プーリ（特許申請中）と廉価版プーリユニットを紹介する。

2. NTNプーリユニット

自動車エンジンのベルトシステムは、カムシャフトを駆動するタイミングベルトと、電装・補機を駆動する補機ベルトがある。図1にタイミングベルトと補機ベルトのレイアウト代表例を示す。自動車エンジンのベルトシステムにはプーリユニットが使用されており、ベルトに適正な張力を付与するテンションプーリと、ベルトを的確に案内するアイドラプ

ーリがある。プーリ部の形状は、ベルトの溝側を案内する正面溝付きプーリと、ベルトの平坦部を案内する背面フラットプーリがある。図2、3にタイミングベルト用と補機ベルト用の正面プーリと背面プーリの代表例を示す。

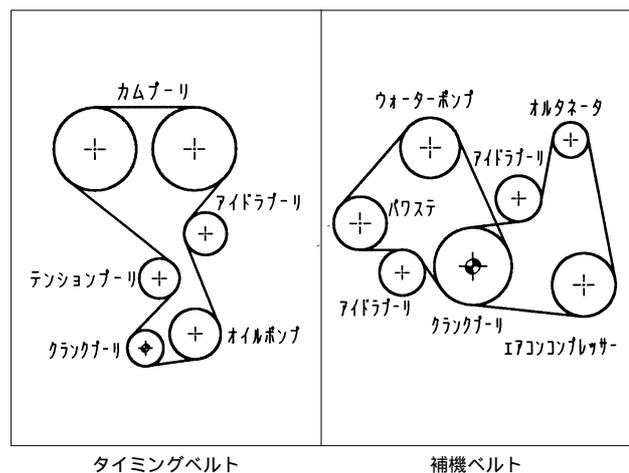


図1 ベルトレイアウト
Belt layouts

*自動車製品技術部

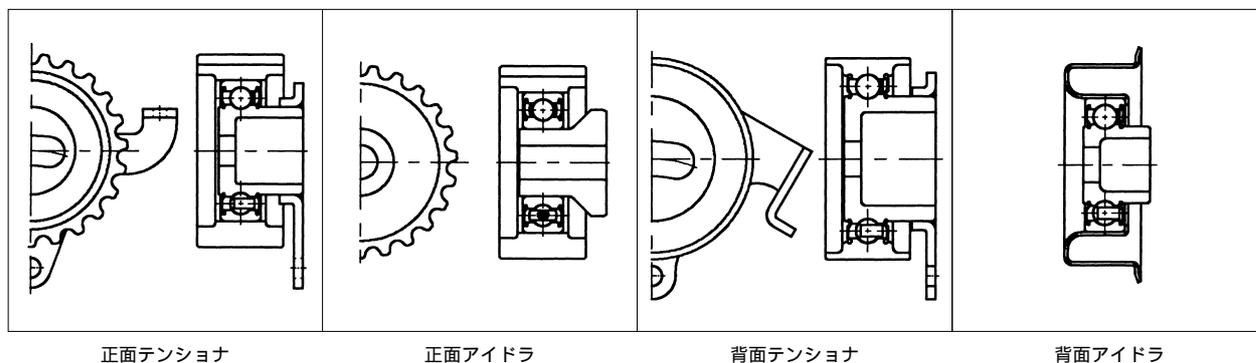


図2 タイミングベルト用
Pulleys for timing belts

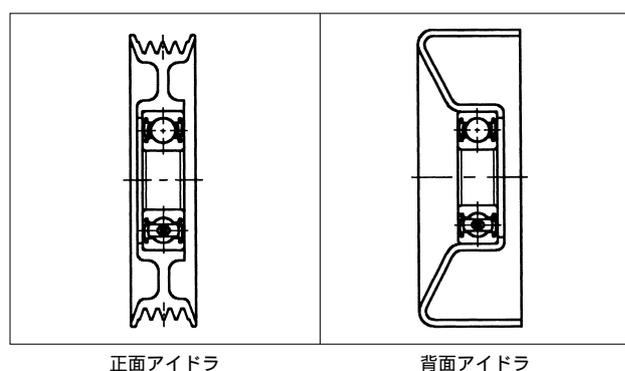


図3 補機ベルト用
Pulleys for accessory belts

NTNプーリユニットの標準形状は、プーリと外輪及び軸と軸受内輪が一体の仕様である。軸受の仕様はISO系列の単列深みぞ玉軸受と複列玉軸受である。NTNプーリユニットは、下記の主な要求機能を満足している。

- 高温・高速耐久性
- 低温での低音響性
- グリース漏れ小
- 高剛性

3. 耐塩化カルシウム樹脂プーリ

北米と欧州ではプーリ材質に樹脂材が多く使用されており、日本国内でも最近になって樹脂材が採用され始めている。NTNは、軽量で低コストな樹脂プーリを開発し量産中である。補機用プーリの樹脂材料は、融雪材に含まれる塩化カルシウムの影響を考慮し、耐塩化カルシウム性に優れるPA6-12材を標準として採用している。タイミングベルト用樹脂材料は、PA66材を標準に採用している。

この樹脂プーリは前記要求機能に加え、下記機能にも優れた特性を有している。

- 耐薬品性
- 耐候性
- 耐摩耗性
- 耐クリープ性

表1に、樹脂プーリの特徴を他のプーリタイプと比較して示す。図4に耐塩化カルシウム樹脂プーリの代表例を示す。

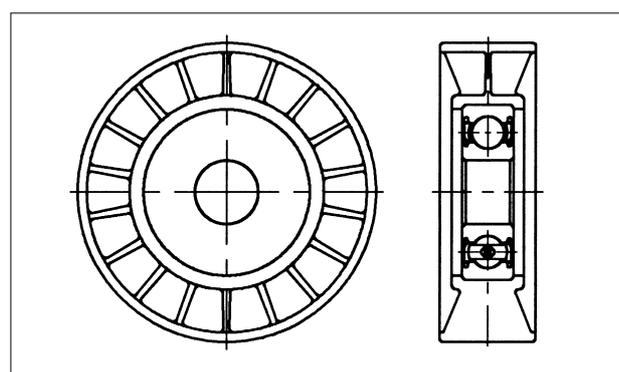


図4 耐塩化カルシウム樹脂プーリ
Plastic pulley for calcium chloride resistance

表1 樹脂プーリの特徴
Plastic pulley characteristics

		樹脂プーリ	他のプーリタイプ			
			削りプーリ		焼結プーリ	プレスプーリ
プーリ形式		圧入タイプ	一体	圧入タイプ	圧入タイプ	圧入タイプ
べ 当 ル 接 ト 部	フラット	適用可	適用可	適用可	—	適用可
	Vリブ	適用可	適用可	適用可	—	適用可
	鍍付き	適用可	適用可	適用可	—	適用可
	歯付き	適用可	—	—	適用可	—
機 能	剛性	○	◎	◎	◎	○
	回転精度	○	◎	○	○	○
	寸法精度	○	◎	○	○	○
	耐環境性	○	○	○	○	○
	重量	◎	○	○	○	◎

注：◎最適、○良好、—実績無し

4. 廉価版プーリユニット

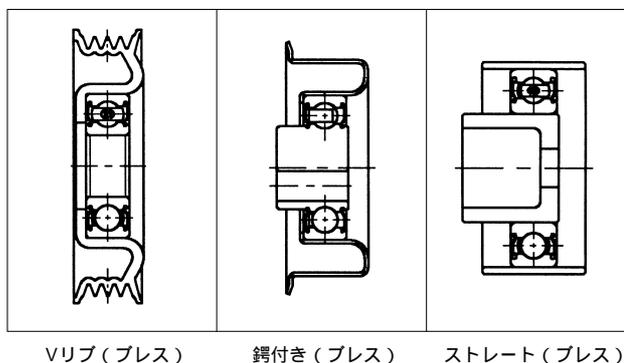
NTNでは、廉価版プーリユニットとして、大量生産している標準軸受にプーリと軸を圧入することで要求機能を満足する低コストなプーリユニットを量産中である。圧入タイプのプーリユニットは一体型ユニットに比べ

- 軸受転走面真円度
- プーリと軸の耐抜け力

が懸念されるが、設計仕様の最適化により充分機能を満足している。

プーリと外輪が一体になったプーリについては、従来の削り加工から冷間ローリングを採用することで精度を変えることなく加工工程を削減し、原低を図っている。

廉価版プーリユニットの代表例を図5に示す。



Vリブ(プレス) 鍍付き(プレス) ストレート(プレス)

図5 廉価版プーリユニット
Low cost pulley units

5. あとがき

改良型プーリユニットを紹介したが、自動車エンジンは高性能化と長寿命化が進んでいる。

従来からのプーリユニットの生産・販売経験を踏まえ、今後も低コストで高機能なプーリユニットを開発し、市場に供給していきたい。

小型軽量オートテンショナ

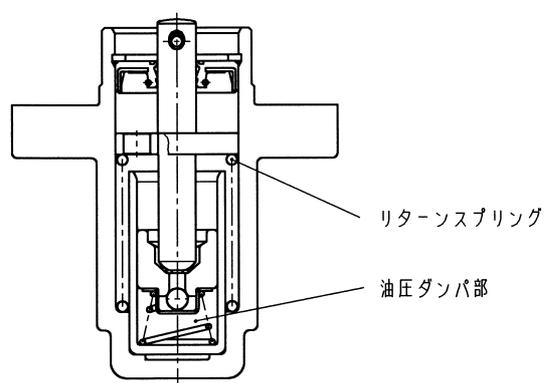


自動車エンジン用部品は、エンジンスペースの効率を向上するため、より一層の小型化を要求されています。NTNでは、タイミングベルトの張力を一定に保つ、小型軽量オートテンショナの開発に成功しました。

特 長

- 1) リターン springs を油圧ダンパ部と並列に配置し、全長を現行品の約2/3に小型化。
- 2) 性能や耐久性は現行品と同等。

構 造



詳細は、本号P30～34を参照ください。

TAB/ETA 長寿命軸受

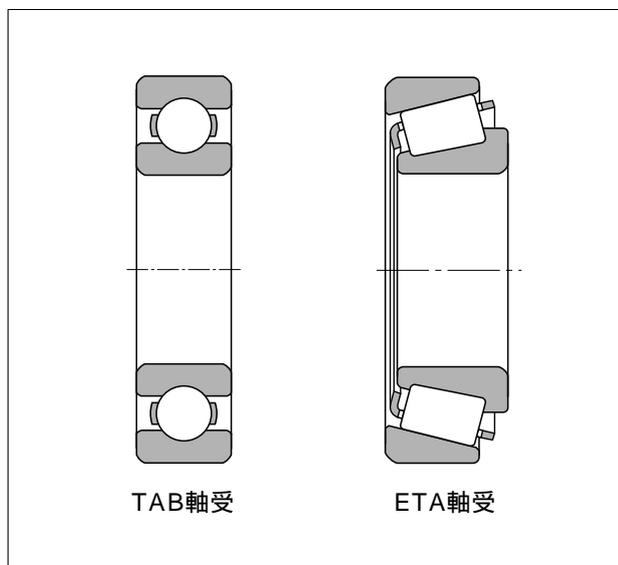


高能率，高出力，軽量化を可能にするための軸受長寿命化，
及び自動車トランスミッション用軸受に代表される
異物の混入した潤滑油中の長寿命化要求を満足するため，
新技術を駆使し開発した軸受がTAB/ETA軸受です。

特 長

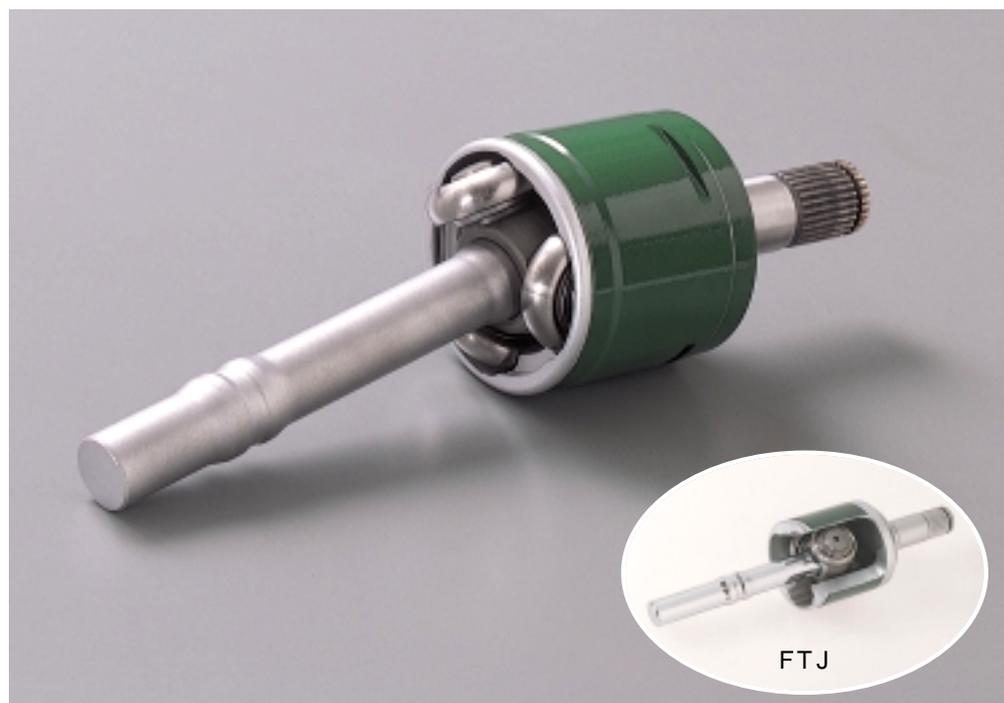
- 1) TAB軸受は深溝玉軸受，ETA軸受は円すいころ軸受です。
- 2) 特殊な浸炭窒化処理により長寿命化を実現しました。
- 3) 標準軸受に比べ異物混入潤滑下で5倍以上，清浄油潤滑下で2倍以上の長寿命を達成しました。
(NTN社内試験結果より)

構 造



詳細は，本号P17～22を参照ください。

SFJ (ドライブシャフト用低振動等速ジョイント)



SFJ (Shudderless Freering Tripod Joint)は、低振動等速ジョイントFTJに改良を加え、更なる低振動化を実現した等速ジョイントです。

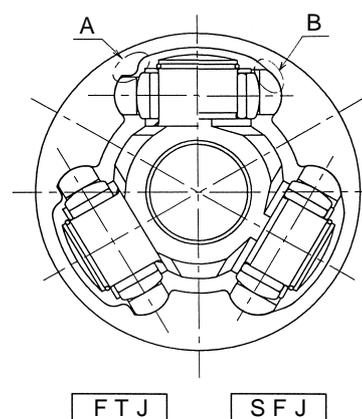
特 長

- 回転3次の誘起スラスト成分；50%低減（FTJとの比較）
- ジョイント角度に依存せず，誘起スラストを常に低く保つ。

構 造

主な改良ポイント

1. 外輪鍔（A）削除
2. フリーリング非対称化（B）



HLJ(プロペラシャフト用低振動等速ジョイント)



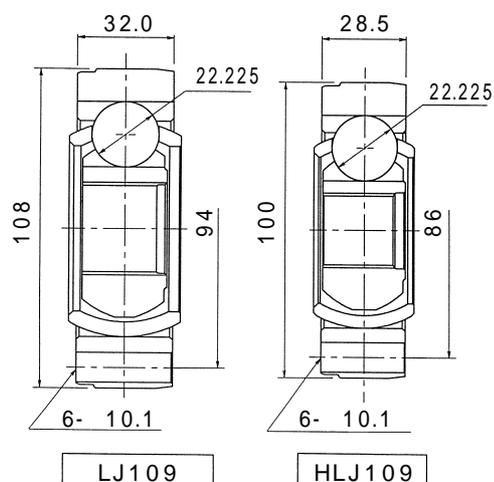
HLJ(High speed LJ)は、LJ(Cross Groove Joint)をベースにして、プロペラシャフト専用開発された高速性及び振動特性に優れた等速ジョイントです。

特 長

LJと比較して

- 高 速 性 ; 50%向上
- 振動特性 ; 35%低減
- 重 量 ; 20%低減
- 外 径 ; 8%低減

構 造



シートスライド用総ころニードル軸受



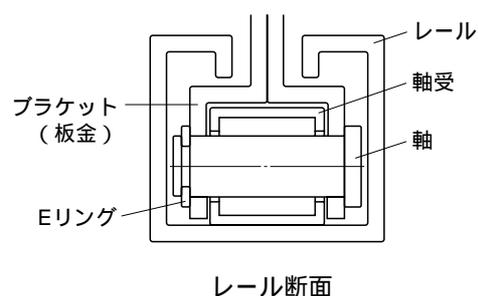
ワンボックス車リヤシートのスライド操作性を向上させるため、
転がり機構が採用されています。

特 長

コストを考慮した厚肉プレス外輪総ころ軸受

- 1) ローラフォロアとして、プレス外輪外径を直接転がり面として使用するため厚肉鋼板を採用。
- 2) 相手部品との関係でプレス外輪外径面取りを小さくすることを要求されるため、新プレス加工で対応。
- 3) 全プレス加工にて対応のため、安価な軸受として提供。

構 造



大径溶接保持器付針状ころ

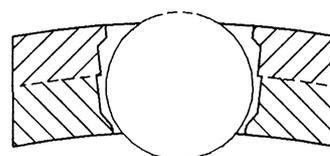
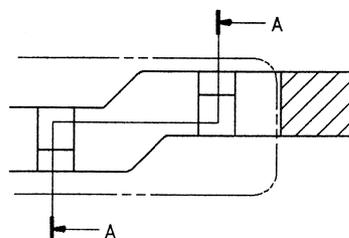


従来の溶接保持器では適用が困難とされていた，
大型車トランスミッションのアイドルに使用できる
ニードル軸受を開発しました。

特 長

- 1) 従来の溶接保持器より使用板厚が厚いため，保持器強度が向上。
- 2) 安定したころ案内面，ころ保持能力を有する。
- 3) 内接円径 120までへの使用軸受の製作が可能で大幅な原価低減を実現できる。

構 造



A-A断面

詳細は，本号P73～77を参照ください。

ポリループニードル軸受

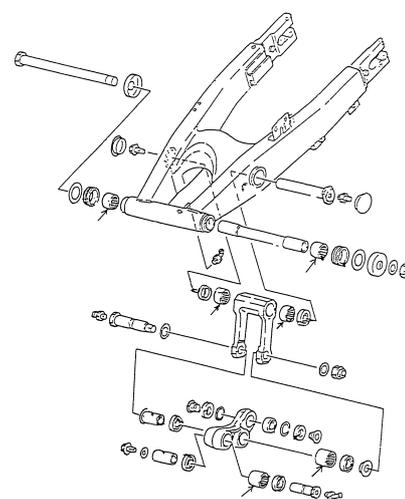


熱固化型グリースの特長を最大限に生かした軸受と、
そのアプリケーションです。

特長

- 1) 潤滑剤の漏れが少ない
熱固化型グリースは 軸受の発熱・遠心力により、
転動面に徐々に供給されるため潤滑剤の漏れが
少なくなります。
- 2) 潤滑特性が良い
強い振動や大きな遠心力が軸受に作用する場合
でも潤滑剤が漏れにくく、また、固形のため水分
が浸入しても乳化して流出することがないので、
潤滑特性が一般の潤滑グリースに比べ優れて
います。

適用箇所



部：軸受
二輪車リヤサスペンションリンク機構部

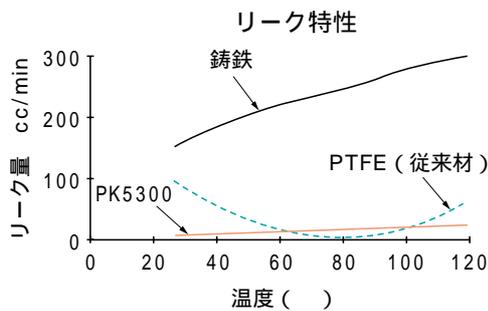
詳細は、本号P78～83を参照ください。

ベアリー商品 シールリングとチップシール

自動車に搭載されている電装や補機には、多数の油圧や空気圧が使用されています。NTNではオートマチック・トランスミッションやパワーステアリング及びカーエアコン用コンプレッサの可動部に適用する樹脂製のシール及びシールリングを製品化しました。

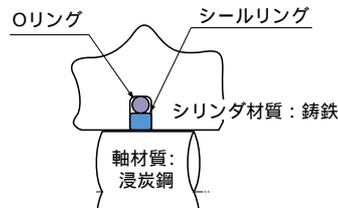
AT用射出成形PEEK系PK5300シールリング

- 複合ステップカット採用による優れたオイルリーク性
- アルミニウム材に対する優れた耐摩耗性
- PTFEに比べ使用限界PV値が3倍



パワーステアリング用PTFE系FL3080シールリング

- 非常に優れた耐変形性
- 優れた摩耗特性



特性	材料	従来材	FL3080
摩耗量 (mm)		0.01	0.01以下
変形量 (mm)		0.1以上	0.05以下

(評価条件: 油温 = 80 , 正逆 ± 3回転, 15MPa × 50万サイクル)

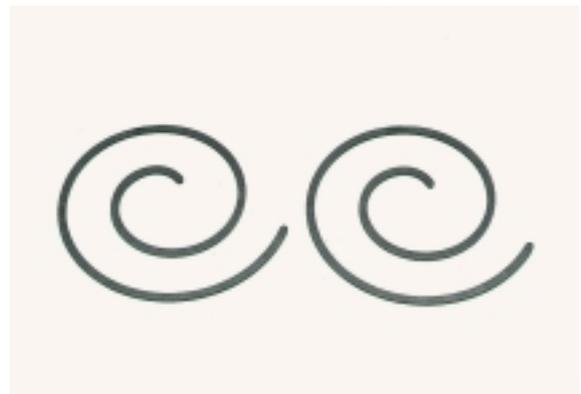


カーエアコン用射出成形PPS系AS5003チップシール

- 優れた流動性による寸法の高精度化
- アルミニウム材に対する優れた耐摩耗性
- 優れた耐冷媒・冷凍機油性

特性	材料	従来材 PEEK)	AS5003
流動性 (mm)		135	390
アルミニウム材の摩耗 (mg)		1.0	0.8

(評価条件: PV = 200MPa m/min × 50h)



詳細は、本号P54～58を参照ください。

ミニアチュア樹脂すべりねじ



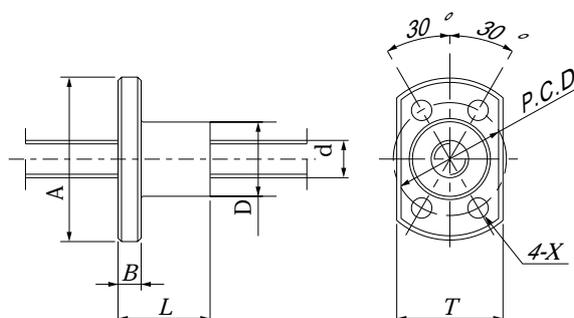
ベアリーPI 5010（ポリイミド樹脂）製のナットとステンレス（SUS 304）製のねじ軸の組合せにより，幅広い環境で使用できるすべりねじです。

特 長

- 1) 無潤滑，耐食性，耐熱性など，幅広い環境で使用できます。
- 2) ボールねじに比べ，低騒音です。
- 3) 低摩擦の樹脂ナットにより高いねじ効率が得られます。

仕 様（標準品）

- 1) サイズ： $d=4\sim 12\text{mm}$ ， $D=10\sim 18\text{mm}$ ， $L=11.5\sim 25\text{mm}$
- 2) 呼びリード：1～2mm
- 3) 精度等級：C7～C10（J2S B 1191）
- 4) 許容アキシャル荷重：50～1 150N
- 5) 許容回転数：750～2 300rpm



詳細は，専用カタログ CAT. No. 5112/J を参照ください。
 なお，大リード等の特殊品については，NTNへご照会ください。

ミニアチュア転造ボールねじ



近年，ミニアチュアボールねじの需要は増加の傾向にあります。
NTNでは，従来の転造ボールねじの製作範囲を更に小径サイズにまで広げ，
ミニアチュア転造ボールねじとしてラインアップしました。

精 度

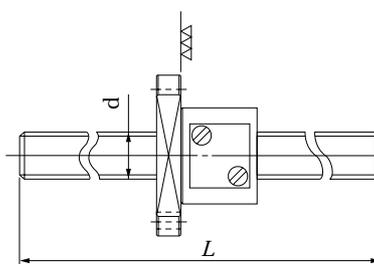
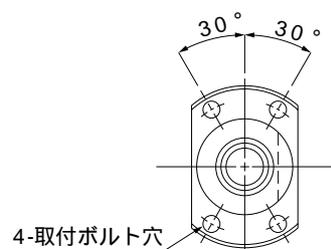
C7，C10の2種類について対応が可能です。リード精度，形状精度ともにJIS B 1191（一般ボールねじ）に準拠していますが，リード精度については更に厳しく右記の値で管理しています。

mm			
ねじ部有効長さ		累積リード誤差 / ねじ部有効長さ	
～を超え	～以下	C7	C10
	100	±0.040	±0.160
100	200	±0.046	±0.185
200		±0.050	±0.210

仕 様

- 1) ねじ軸呼び外径 $d = 4 \sim 14 \text{ mm}$
2) 全長 $L = 200 \sim 500 \text{ mm}$

- 3) 呼びリード = 1 ~ 4 mm



詳細は，専用テクニカルマニュアルNo.380を参照ください。

自動車用ワンタッチ継手(ナイロンチューブ用)



エアブレーキ用に開発したNTN独自の
二重シール構造を有する信頼性の高い継手です。

特 長

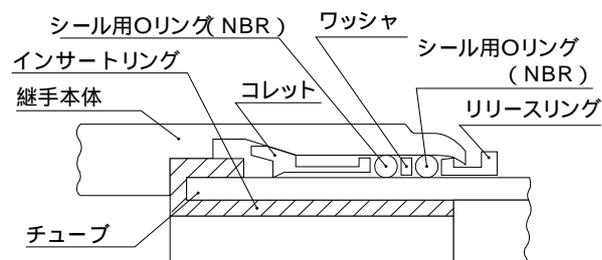
- 1) 高い気密性
コレットの後部にOリングを2個配置したNTN独自の構造により特に繰り返し着脱時及び高低温時の気密性に優れています。
- 2) 組立工数の削減
取付け、取外しがワンタッチ方式(工具不要)であるため、袋ナット式継手に比べて作業工数が大幅に削減できます。
- 3) 軽量化
ナイロンチューブの使用により、鉄、銅配管のような曲げ作業が不要となり、軽量化と工数削減が可能です。

形 式

- テーパねじ付きニップル形
- テーパねじ付きエルボ形
- テーパねじ付きティー形
- テーパねじ付きサービスティー形
- ユニオン形
- ユニオンティイー形

仕 様

使用流体	エア	
定格圧力Mpa{ kgf/cm ² }	{ 10 }	
使用温度範囲	-30 ~ +80	
材 質	黄銅	
適用チューブサイズ)	ナイロンチューブ (DIN74324 規格に準ずる)	6 x 4 8 x 6 10 x 7.5 12 x 9 15 x 12



詳細は、専用カタログ (CAT. No. 2800-V/J) を参照ください。

SFH-MCU

フリーホイールハブ用メカニカルクラッチユニット

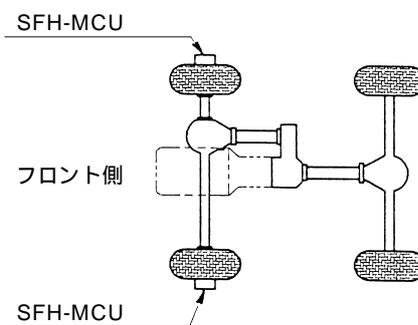


四輪駆動車のより一層のイーゼードライブを実現するため、
エアを使ったフリーハブを開発しました。

特 長

- 1) エアを利用したフリーハブでシールの耐久性向上のため、切換え時のみ作動（10秒作動）。
- 2) エア作動後は、ばねで4WD，磁石で2WD状態を保持。
- 3) 運転席から切換え操作ができ，シンクロ機能付トランスファと連動すれば走行中に2WDと4WDの切換えが自由にできる。
- 4) 従来のオートフリーハブのように4WD 2WDの切離し時にバックする必要がない。
- 5) エア配管をつければ従来のフリーハブとの置き換えが可能。
- 6) 従来品に比べ安価である。

取付位置



SFH-MCUの使用箇所

詳細は，本号P42～47を参照ください。