

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.
70

特集 自動車アクスル

DECEMBER 2002

Hub Bearings



Constant Velocity Joints



Hub Joints



自動車アクスル特集 目次

| | | | | |
|----------|----------------|---|---|----|
| 巻頭言 | 自動車アクスル特集号に寄せて | 取締役 / 自動車商品本部副本部長 | 菅沼和二郎 | 1 |
| 自動車技術の展望 | [寄稿文] | 自動車技術の現状と今後の発展 | 環境・エネルギー問題の解決に向けて 早稲田大学 理工学部教授 大聖 泰弘 | 2 |
| 等速ジョイント | [概説] | 自動車用等速ジョイントの変遷と最近の技術 | 自動車商品本部 等速ジョイント技術部 池田 武 | 8 |
| | [製品紹介] | 高効率等速ジョイント「Eシリーズ」 | 自動車商品本部 等速ジョイント技術部 登根 宏 / 寺田健二 / 中村正道 | 18 |
| | [製品紹介] | 低振動等速ジョイント (PTJ) | 自動車商品本部 等速ジョイント技術部 寺田健二 / 杉山達朗 / 後藤竜宏 総合技術研究所 企画管理部 齋藤 剛 | 24 |
| | [論文] | プロペラ用CFRPハイブリッドシャフト | 総合技術研究所 新製品開発部 中島達雄 / 松井有人 | 30 |
| | [論文] | 等速ジョイントの動的内部力解析 | 総合技術研究所 新製品開発部 葉山佳彦 | 36 |
| | [論文] | 等速ジョイント往復動転がりすべり強度の評価方法 | 総合技術研究所 基礎技術研究部 藤井幸生 / 前田喜久男 | 44 |
| ハブベアリング | [概説] | ハブベアリングの変遷と最近の技術 | 自動車商品本部 自動車技術部 船橋英治 | 52 |
| | [製品紹介] | ABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリング | 総合技術研究所 新製品開発部 岡田浩一 / 水谷政敏 / 高橋 亨 精機商品事業部 大庭博明 | 58 |
| | [製品紹介] | 大型トラック用GEN2テーパハブベアリング | 自動車商品本部 自動車技術部 大槻寿志 | 64 |
| | [解説] | ハブベアリングにおけるFEM解析 | 自動車商品本部 自動車技術部 芋生明俊 | 70 |
| | [解説] | 自動車用ハブベアリングの台上評価試験 | 自動車商品本部 自動車技術部 田窪孝康 | 74 |
| ハブジョイント | [製品紹介] | 4世代ハブジョイント | 総合技術研究所 新製品開発部 福島茂明 / 小倉博幸 | 80 |
| 新製品紹介 | ① | 逆入力遮断クラッチ「トルクダイオード」 | | 84 |
| | ② | ULTAGE 超高速アンギュラ玉軸受 HSEタイプ | | 85 |
| | ③ | ULTAGE 環境対応型エアオイル潤滑軸受 | | 86 |
| | ④ | ULTAGE グリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受 BNSタイプ | | 87 |
| | ⑤ | 新高負荷容量プレス保持器付針状ころ | | 88 |
| | ⑥ | オートイジェクト機能付SMDフィーダ | | 89 |
| | ⑦ | 研削スラッジ固形化装置 (超小型タイプ) | | 90 |

自動車アクスル特集号に寄せて



取締役 / 自動車商品本部 副本部長
菅 沼 和 三 郎

“西暦2002年” 振返ればワールドカップサッカーに代表される華やかな世界と、国際テロ、地域紛争に代表される暗闇の世界が混在した地球。

しかし、はるか遠く、宇宙から見れば単なる青い水玉。少し、いや、かなり近づいてみれば、水の中に浮かぶわずかな陸地に道路が刻まれ、橋が架けられ、多くの車が縦横無尽に走る様子が見えます。飛行機に乗るたび、私がいつも感じる不思議な光景です。

近年の自動車工業の発展は目ざましく、その技術には目を見張るものがあります。素晴らしい自動車が次々と生み出されていくのは、人間個々の能力とチームワークの賜といえるでしょう。

NTNは、各種軸受、等速ジョイント、オートテンショナ、クラッチ等、これまで多くの自動車用部品を市場に供給して参りました。その中でも、特にアクスルコーナーを形成するハブユニットベアリングや等速ジョイントにつきましては、長年に亘り研究開発を重ね、当社の主力商品として育てて参りました。

最近では、等速ジョイントにおいて、軽量、コンパクトを狙ったEシリーズジョイント、NVH特性の向上を旨とした低振動ジョイントPTJを完成しました。ホイールベアリングについては、軽量、コンパクト、組付けの容易性を目的に、第1世代、第2世代、第3世代とユニット化を進め、世界市場への供給を行っております。さらには、等速ジョイントとハブベアリングを同一パッケージとした4世代ハブジョイントの開発を行ない実用化を進めております。

このたび、これらの商品の紹介を主題として自動車アクスル特集号を発行する運びとなりました。発行にあたっては、早稲田大学の犬聖先生に自動車技術の現状と今後の展望について寄稿を頂きました。世界は環境とエネルギー問題の解決に向けて動いており、この流れの中でNTNのアクスル商品への期待の言葉を頂いております。

そして編集では、等速ジョイント、ハブベアリングそれぞれに設計の変遷を紹介し、次にNTNの新しい商品、最近の理論解析の成果や試験評価技術、加工技術を紹介しました。また、最後に新しい開発商品「4世代ハブジョイント」を取り上げております。

今後とも、“市場の要求しているものは何であるか” という素直な発想で製品開発に取り組んで参りたいと考えております。微力ではありますが、私共が研究開発した製品が、世の中の人に少しでも役に立ち、満足感を与えることができれば、と願っております。

自動車技術の現状と今後の発展

- 環境・エネルギー問題の解決に向けて -

Present and Future Technologies for Automobiles

— Resolving Problems Associated with Environment and Energy —



大聖 泰弘

Yasuhiro Daisho

Department of Mechanical Engineering

【筆者紹介】

早稲田大学 理工学部教授

中央環境審議会委員（公職）

The motor vehicle is the major cause of both regional air pollution and global warming. Two approaches are delineated to improve these two contradictory problems. The first approach is to enforce more stringent regulations on vehicle emissions. Automakers are directed and obliged to improve upon existing vehicle technologies in gasoline and diesel vehicles to comply with these regulations. Advanced engine technologies will be utilized in combination with aftertreatment systems and reformulated fuels. Developing new alternative powerplants and fuels is the second approach to further achieving oil conservation and improving regional air quality. The categories of the vehicles involved also include electric and hybrid electric, natural gas, and fuel cell vehicles.

1. はじめに

19世紀末に誕生して百年を超える歴史を歩んだ自動車は、交通・運輸の手段として我々の生活を豊かにし、製造に関わる基幹産業としても大きく成長した。その結果、今や世界の保有台数は7億台を超える一方で、大気汚染や石油の大量消費、ひいてはCO₂による地球温暖化等の深刻な環境・エネルギー問題を招いている。そして、その解決を21世紀に持ち越すことになった。

このため、今後先進諸国では、排出ガスと燃費の規制を一段と強化する予定であり、自動車メーカーには排気浄化と燃費低減の両立といういわば二律背反的な難題が与えられ、まさに国際市場での生き残りを賭けた技術開発競争に取り組んでいる。そこで本稿では、これらの環境エネルギーに関わる自動車技術の現状とその将来を私見を含めて展望する。

2. 今後のガソリン車とディーゼル車

2.1 排気浄化技術¹⁾

乗用車用ガソリンエンジンでは、電子制御式燃料噴射装置と三元触媒システムを組み合わせた技術が確立されNO_x、HC、COの3成分の大幅な低減を実現している。今後は、冷始動や暖機時の排気や駐車時の蒸発燃料の対策を含めたシステムの高度化によって規制強化に対応が可能になりつつあり、30年前の未規制レベルから実に1%台あるいはそれ以下にまで大幅に低減される見通しである。

一方乗用車からトラック・バスに至るまで幅広く使われているディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べて燃費が2～4割上回り、CO₂の排出抑制の点でも有利である。その反面、噴霧燃焼を行うため、NO_xと黒煙・微粒子（PM）が同時に多く発生し、大気汚染への影響度がガソリン車を大きく上回っているのが実情である。

重量車用ディーゼルエンジンに対して日米欧で強化されるPMとNOxの規制動向を図1に示した。両者の排出特性はトレードオフの関係にあるため、同時低減は極めて難しい状況にあり、特に米国の2007年規制はガソリン車並の厳しい値である。対策技術として、今後は図2に例示したシステムが利用され、インタークーラ付きターボ過給機、電子制御高圧噴射や排気再循環（EGR）に加えて各種の後処理装置が必要とされている。後処理の手段としては、PMを捕捉するディーゼルパーティキュレートフィルタ、NOx低減のための尿素による選択還元システム（SCR）やNOx吸蔵型の触媒システムがあり、信頼性の向上とコスト低減を含めた実用化が進められている。これらの後処理装置の性能を保つため、軽油中の硫黄分の大幅な削減も同時に進められている。

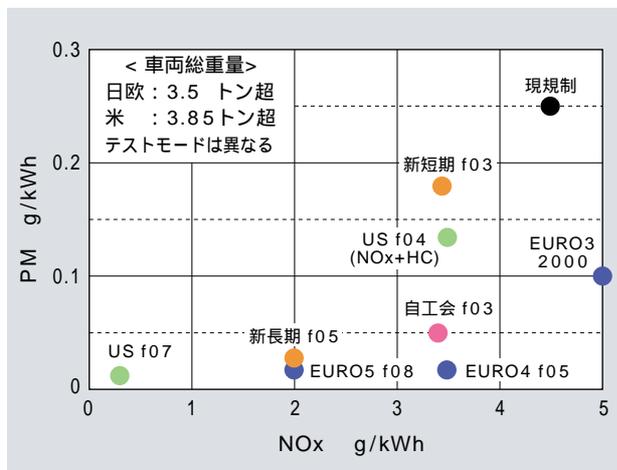


図1 日米欧における今後のディーゼル重量車の排出ガス規制の比較
A comparison of exhaust emission regulations for heavy diesel vehicles

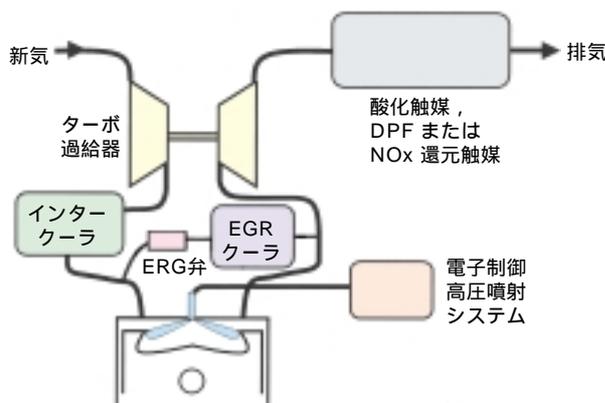


図2 ディーゼルエンジンの排出ガス対策の代表例
A Typical example of the diesel exhaust emission control system

2.2 燃費対策技術

日米欧における今後の乗用車クラスの燃費規制を表1にまとめた。特に、EUにおける2008年からの140g CO₂/kmに相当するきわめて厳しい規制、さらには120g CO₂/kmの提案が注目される。燃費改善策としては、表2のような技術が挙げられ、ガソリン車ではリーンバーン方式や直接ガソリン噴射方式、無段変速機（CVT）等の効果が大きく、今後普及が一段と進むものと予想される。

表1 日米欧の乗用車クラスの燃費規制 km/L
Fuel economy standards for passenger cars

| 車種 | ガソリン車 | ディーゼル車 |
|------------------|---|--|
| 日本 ¹⁾ | 1995年実績 12.3 2010年予測 15.1 (改善率21.4%) | 1995年実績 10.1 2005年予測 11.6 (改善率13.1%) |
| EU | 2003年 ²⁾ 14.1~14.5 2008年 ³⁾ 17.1 | 同左 15.7~16.1 同左 19.0 |
| 米国 | 現在 11.6(CAFE: 27.5 mpg) [PNGV:33.8(80 mpg)] | |

- 1) 乗用車と車両総重量2.5t以下の貨物車
2) CO₂ = 165 ~ 170g/km 3) CO₂ = 140g/km²
(注: 各国の試験走行モードは異なる)

表2 燃費改善のための要素技術
Component technologies for improving fuel economy
燃費改善効果(概略値)
: 10%以上 : 5~10% : 5%以下

| 対象 | 手法 | 要素技術 |
|--------|------------|---|
| エンジン本体 | 新方式エンジン | 希薄燃焼エンジン(G) 筒内噴射エンジン(G) ハイブリッド化(G, D) ミラーサイクルエンジン(G, D) |
| | エンジン制御の最適化 | 空燃比・点火時期制御の高精度化(G) 減速時の燃料カット(G, D) 吸気ポート 弁タイミングの可変性(G, D) アイドルストップ装置(G, D) |
| | ポンプ損失の低減 | 4バルブ化(G, D) 可変気筒数機構(G) |
| 駆伝達系 | 低フリクション化 | 摺動部の潤滑特性の改善(G, D) 運動部の軽量化(G, D) |
| | 自動変速機の改善 | 無段変速機(CVT)(G) 電子制御化, ロックアップ機構 多段化(G) |

(G: ガソリンエンジン D: ディーゼルエンジン)

一方、小型ディーゼルエンジンではターボ過給器付きの直接噴射化が進み、EUでは、燃料経済性とCO₂低減の両面で乗用車の直噴ディーゼル化が著しく進んでいるが、今後の排出ガス規制の強化にも対応する必要があることはいうまでもない。

図3に各種の乗用車の燃費とNOxの関係を比較したが、ガソリン車とディーゼル車はそれぞれ燃費と排出ガスの改善が主要な課題である。これらの対策としては、図4に示したように、燃焼技術、後処理技術、燃料技術の3者の適切な組合せを基本とし、関連する要素技術をいかにシステム化するかが開発の成否を左右するものと予想される。

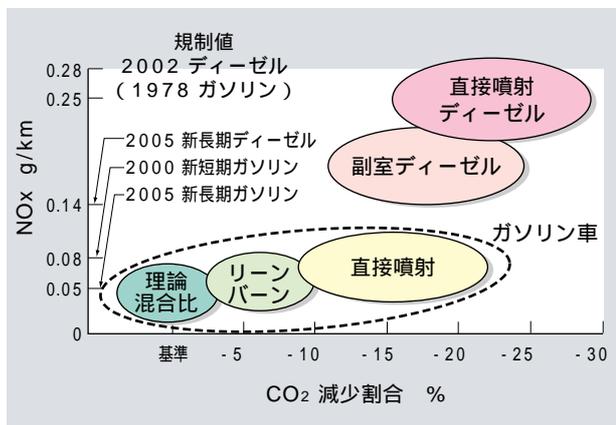


図3 各種乗用車のNOxとCO₂の関係
Relations of NOx and CO₂ of various passenger cars

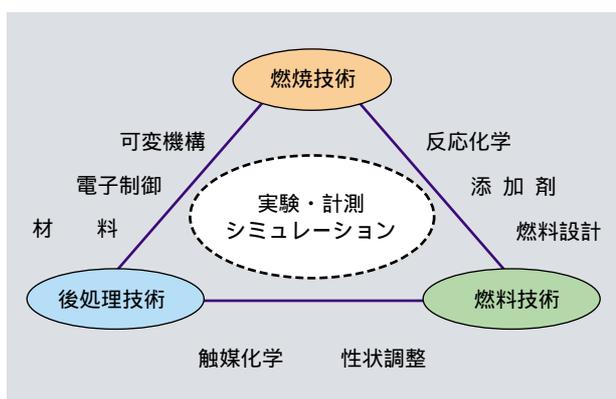


図4 エンジンにおける3つの主要技術
Three key technologies for improving emissions and fuel economy

3. 低公害車と低燃費車の開発

3.1 低公害車の技術レベルと課題

大気汚染対策として、これまで「天然ガス」(現在の保有台数12,200台)、「電気」(3,600台)、「ハイブリッド」(80,000台)、「メタノール」(140台)のいわゆる低公害車四兄弟の導入が必要とされてきた。このうち、電気自動車は確かにゼロエミッション車として期待されてきたが、バッテリーは重たくコスト高で一充電距離が短く、充電に時間を要するため、本格的な普及が難しい状況にある。米国カリフォルニア州の低公害車プログラムでも、ZEV (Zero Emission Vehicle) の電気自動車の普及が進まないため、2004年からの同プログラム II では、ガソリン車や天然ガス車等に対応可能なSULEV (Super-Ultra Low-Emission Vehicle) やPartial ZEVの categorie を新設して普及の不十分なZEVの台数を補完しようとしている²⁾。

わが国でも、2000年から始まったガソリン・LPG車の新短期規制に対応して、低公害車四兄弟に限定せず、従来車も含めた基準とし、NOxとHCの規制値を下回る下記のような低排出ガスレベルが設定されている³⁾。車検証にも明記され、ラベルが貼付されるので、自動車メーカーの開発やユーザの選択が促される効果があり、これに適合したガソリン車やハイブリッド車、天然ガス車が続々登場している。

< 環境省低排出ガス基準 >

- *移行期低排出レベル (J-TLEV) ... 25%減
- *低排出レベル (J-LEV) 50%減
- *超低排出レベル (J-ULEV) 75%減

(LEV: Low Emission Vehicle, J: Japan, T: transitional, U: Ultraの略)

< 国土交通省認定車呼称とマーク >

- 良-低排出ガス車
- 優-低排出ガス車
- 超-低排出ガス車

3.2 今後の電気自動車の発展^{4)~6)}

電気自動車については上述した欠点を克服すべく、今後は関連技術を継承しながら、3つの形態、すなわち、「ハイブリッド電気自動車」や「燃料電池自動車」へと発展するものと予想される⁵⁾。

(1) ハイブリッド車：

モータ・バッテリーと発電用（シリーズ方式）あるいは動力分担用（パラレル方式）のエンジンを組み合わせた各種のハイブリッド車も内外で盛んに開発されている。エンジンを効率のよい高負荷条件で使用し、低負荷は高効率のモータに任せて全体として大幅な燃費改善効果を得るもので、排出ガス対策も容易になる。また、減速時にはモータを発電機として使って回生制動し、運動エネルギーを電気に変換して充電するので、加減速の多い条件では燃費がさらに向上することも大きな特徴といえる。

パラレル、シリーズの両機構を持つ世界初の量産型の乗用車の"Prius"がトヨタから1997年に売り出され、燃費を倍加（29km/L）させている。その後ホンダと日産からも"Insight"と"Tino-Hybrid"の名でそれぞれ同様の車種が発売され、高燃費特性を得ている。今後の共通の課題としては、大幅なコスト低減が最も重要であり、走行状態に応じた制御の最適化による一層の燃費改善も挙げられる。

なお、660ccのガソリンエンジンを用いたデュアル型の2人乗りハイブリッド車を対象にCFRPを使って700kg 台まで大幅に軽量化した筆者らの開発例を図5に示しておく⁷⁾。このシステムにより34km/L（10-15モード試験）を超える燃費性能を得ている。

一方、米国の超低燃費車開発計画として、産官学で取り込まれた大型プロジェクト"PNGV"(the Partnership for a New Generation of Vehicles)がある⁸⁾。2004年までに燃料1ガロン当たり80マイル（34km/L）の超低燃費乗用車を開発することを目標に、1993年に開始され、下記のような車名と燃費が中間発表された。

*GM: "Precept" 34 km/L

*Ford: "Progidy" 29.5 km/L

*DaimlerChrysler: "ESX3" 31 km/L

いずれも高効率の小型直噴ディーゼルエンジンを搭載したハイブリッド方式を採用し、アルミニウムやプラスチックにより4割以上の軽量化を行って燃費目標値に近づけている。しかしながら、排出ガスの規制強化（Tier2やカリフォルニアLEV II）への対応がきわめて困難な状況にあり、すでにわが国からハイブリッド車が登場したこともあって、本年1月に突如中止され、燃料電池車に重点を置いた"Freedom CAR"のプロジェクトに衣替えされた⁸⁾。

(2) 燃料電池自動車

水素を使った固体高分子型の燃料電池車は、無公害で水素ベースで50～60%と極めて高い効率を達成する可能性があり、究極の自動車用動力システムと予測する向きも多い。

水素の貯蔵と運搬には、高压ボンベ（200～700気圧）に充填する方法が一般的であるが、極低温液化し断熱容器に貯える方法や吸蔵物質に貯える方法もある。これに対して、車載が容易な高純度のガソリンやメタノール等を改質して水素を発生す



図5 "Waseda Future Vehicle"
Waseda Future Vehicle

るシステムも検討されている。

①天然ガス 水素, ②天然ガス メタノール 水素, ③ガソリン 水素の各プロセスと発電の効率を表3に比較したが, いずれも原料から水素生成の過程までに30~40%の損失があることにも留意すべきであろう。その一方で, 超低公害化が可能であればエンジンとして40~45%前後の効率を持つディーゼルのハイブリッド化は, 燃料電池の燃費と競合しうるレベルにあるともいえる。今後は, 排出ガス, 燃費, CO₂, リサイクル性等を対象に, 原料から車輪までを考慮に入れたいいわゆる "well-to-wheel" に基づいて, 各種の動力システムとの実証的な比較検討が不可欠である。

表3 燃料電池の使用燃料と効率 (ExxonMobil社)
Process efficiencies in a fuel cell system (ExxonMobil)

| 原 料 | 天然ガス | 天然ガス | 原 油 |
|----------|-------|-------|-------|
| 生成燃料 | 水素 | メタノール | ガソリン |
| 生成効率 % | 60~72 | 67~71 | 85~90 |
| 水素生成効率 % | - | 78~85 | 75~83 |
| FC効率 % | 55~60 | 50~55 | 45~50 |
| 正味効率 % | 33~43 | 26~33 | 29~37 |

燃料電池車の開発に関しては, 一層のシステムの小型化(2kW/L以上), 関連デバイスを含めた耐久信頼性の向上, 極めて大幅なコストダウン(5千円/kW以下), さらに何を燃料として選択するか, そして供給設備をどう普及させるかなど多くの難題が山積している。このような状況にあって, 燃料電池車の利用時の課題を探るべく, 米国カリフォルニア州では2000年11月から自動車メーカーとの協力により乗用車とバスの走行テストを始めている⁹⁾。また, 本年から再来年にかけて内外の数社から市場への投入も予告されており, 大いに注目される場所である。

4. あとがき

先進諸国では, 今後の排出ガスと燃費の規制強化の枠組みがほぼ定まり, それに対応すべく自動車は多様化と変革の時期を迎えている。ガソリン車とディーゼル車は, 各々燃費改善と排気浄化を主要な課題として, 燃焼, 後処理, 燃料に関わる3技術の組合せを最適化し, 今後20~30年間は主流の座を保つものと予想される。

その一方で, これらを超える超低公害性や超低燃費性を持つ新システムや新燃料に関わる技術を開発し, 転換を試行すべき時期にあり, その結果, 2010~2020年には最良のシステムへの淘汰が起こり始めるものと予想される。

自動車の環境対策の観点からは, 今後10数年で自動車に起因する大気汚染を克服した上で, 長期的には, 不可避的に供給不足とコスト高に向かう燃料の有効利用とCO₂の削減に重点を置いた技術開発へと移行すべきであり, それに加えて自動車の利用自体に対する対策も同時に進めるべきであることを付言しておきたい。

また, 本誌はアクスル特集号ということであるが, 等速ジョイントやホイール用ベアリングに関しても, 環境, エネルギー問題は避けて通れないと考えられ, 燃費向上のための小型軽量化や低トルク化, あるいは環境にやさしい材料の使用, 部品のリサイクル性向上などで今後のNTNのさらなる技術開発に期待したい。

参考文献

- 1) 今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について
(中央環境審議会五次答申) 2002年4月
- 2) 米国加州低公害車プログラムⅡ:
<http://www.arb.ca.gov/msprog/levprog/levii/>
- 3) 低公害車等技術指針策定調査検討委員会第二次報告書, 2000年
- 4) 逢坂, 大聖他「電気自動車ハンドブック」丸善,
2001年
- 5) 大聖「自動車の低公害化と高効率化に関する将来展望 - 電気自動車, ハイブリッド車, 燃料電池車の可能性 - 」自技会春季大会, 2001年
- 6) (財)日本電動車両協会: <http://www.jeva.or.jp>
- 7) 本田, 大聖, 木原, 永田「超軽量ハイブリッド電気自動車の設計製作とシミュレーション」
自動車技術会秋季大会前刷集163, 1999年
- 8) 米国低燃費車開発関係インターネット:
<http://www.uscar.org>
- 9) 米国加州燃料電池車パートナーシップ:
<http://www.drivingthefuture.org>

自動車用等速ジョイントの変遷と最近の技術 History of CVJ Design for Automobiles and Recent Technology



池田 武* Takeshi Ikeda

1963年NTNが日本で初めて等速ジョイント(BJ:ボールフィックストジョイント)を世に送り出してから約40年になる。その間の等速ジョイントのニーズの拡大、新しいジョイントの開発、性能の向上などの歴史を解説する。

Constant Velocity Joints (CVJ) are an essential part of front driveshafts in FWD vehicles. NTN first began production of CVJ in Japan for the Suzuki "Suzulight" in 1963. In 1965, NTN produced the world's first "DOJ" plunging joint. As FWD and 4WD vehicle popularity grew, the production of CVJ greatly increased. As the leading CVJ producer, NTN has made improvements to the original CVJ, supplying new, innovated CVJ to major automotive companies all over the world.

1. まえがき

等速ジョイント(Constant Velocity Joints, 以下CVJと記す)の原型であるツェッパジョイントは、1930年代にRzeppa(ツェッパ, ハンガリー)により考案された。日本では、前輪駆動車(FF)の登場に伴い、等速性を持つCVJが必須となり、1963年にNTNが初めてボールフィックストジョイント(BJ)を世に送り出した。これを契機に自動車や産業機械分野の技術革新に伴い、CVJの適用は拡大し続け、数々の改良や新タイプの開発も行われ、現在にいたっている。

特に、自動車分野では、前輪駆動車(FF)、四輪駆動車(4WD)、後輪独立懸架車(IRS)の増加に伴い、駆動軸(Halfshaft)や推進軸(Propeller Shaft)への採用が拡大し、国内では現在、乗用車のほぼ100%にCVJが適用されるまでにいたった(図1, 2参照)。

本稿では、日本の自動車産業の発達、技術革新の変遷と共に歩んできた自動車用CVJについて、その変遷と最近の技術を紹介する。

2. 設計の変遷； 自動車の駆動系システムの変遷と共に

乗用車の駆動方式は、図2に示すように、1960年代以降さまざまな発展を辿り、CVJはそれらの駆動方式の開発に大きく関与してきた。駆動方式の変遷と共に開発された主要なCVJを紹介する。

2.1 FF車登場以前(～1960年)

FF車が登場するまでは、日本の自動車はほとんど後輪駆動車(FR)で、エンジンからの動力は、推進軸を通して後輪の駆動軸に伝達される構造であった。したがって、前輪にはエンジンからの動力は伝達され

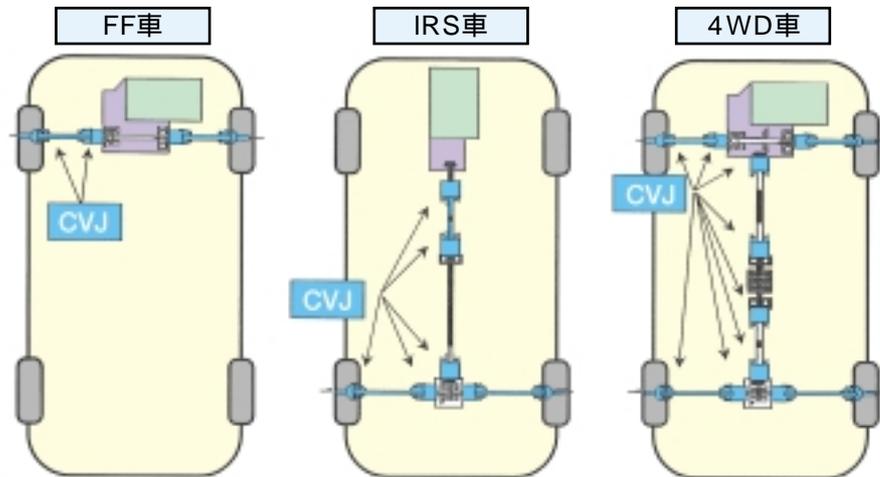


図1 CVJの使用箇所
Use part of CVJ

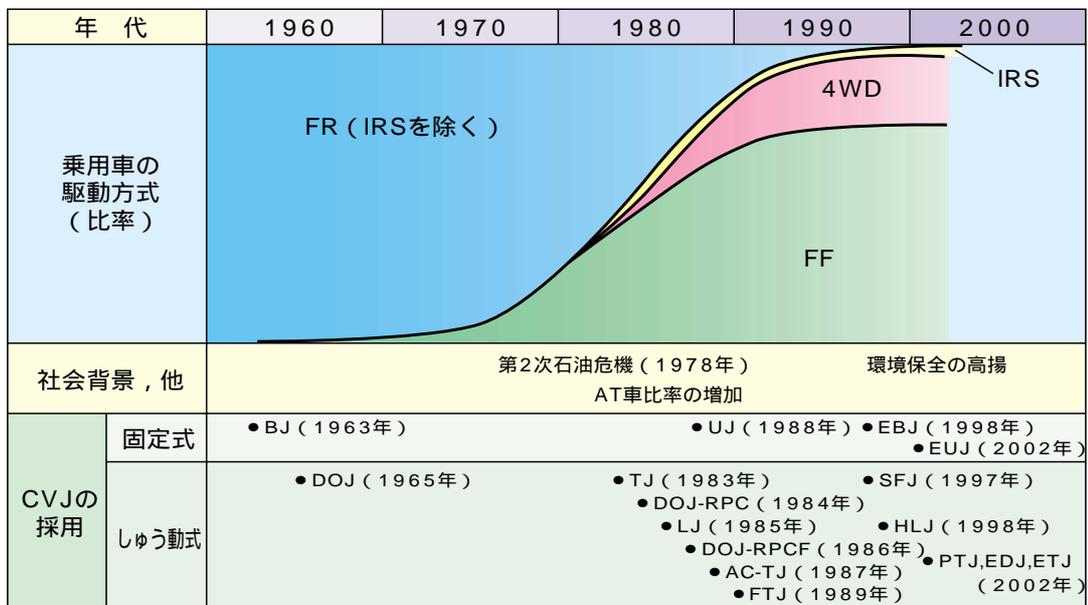


図2 乗用車の駆動方式とCVJの変遷
Transition of drive system of a passenger car, and CVJ

ておらず、前輪はハンドル操作により転舵する機能のみを有するものであった。また、後輪軸も当時は、リジットアクスルと呼ばれる左右一体構造で後車輪は軸に直結されており、左右の後輪は独立した上下運動は行わない機構であった。このため、前、後輪共にCVJを必要とはしなかった。

2.2 FF車へのCVJ採用 (1960年代)

FF車、4WD車では、エンジンからの動力が前輪に伝達されるので、前輪軸は転舵と駆動の両機能を備えていなければならない。このため、エンジンからの回転力を等速でディファレンシャルギヤ 駆動軸 ホイールに伝えるCVJがホイール部分に必須となる。この

FF車、4WD車の歴史は、比較的によく1920年代半ばから1930年代にかけて4WD車を中心にトラック、軍用車、レースカーなどが登場してきた。CVJが開発される以前は、カルダンジョイント(十字軸継手)が用いられていたが、作動角が大きくなると入力軸と出力軸の間で回転変動が大きくなる不等速ジョイントであったため、走行時に振動、騒音が発生し、コーナリング時には不安定なハンドル操作を余儀なくされた。この対策として、トラクタ、ワイス、ダブルカルダンジョイントなど初期のCVJが開発され使用されていたが、トラクタ、ワイスジョイントは、性能・信頼性など不十分であった。これに対して、1956年にハーディスパイサー社(イギリス)で開発されたBJは、

性能・信頼性に優れており、操縦安定性も飛躍的に向上し、1959年のBMC社のオースチン・ミニを始め、欧州でFF車に採用されていった。信頼性の高いFF車開発の成功の鍵は、BJの貢献によるところが大きく、FF車の開発の歴史は、そのままCVJの開発の歴史でもあったといわれている。BJは角度は大きく採れるが軸方向にスライドしない固定式CVJである。日本においても、「居住性能」、「走行性能」などの面から、FF車が検討され始め、CVJのニーズが発生し、1963年にスズライト（スズキ）のホイール側にNTNのBJが初めて採用された。ただし、当時は軸方向にスライドするしゅう動式CVJが開発されていなかったため、作動角の小さなディファレンシャルギヤ側には、カルダンジョイントを用い、軸方向のしゅう動はシャフトにスライドスプラインを設けて吸収するという方式であった。

2.3 FF車市場の拡大（1965年～）

自動車メーカー各社で大衆車を中心に本格的にFF車の開発が行われ始めた。ここで、大きな課題となったのは、ディファレンシャル側のジョイントであった。上述のようなカルダンジョイントとスライドスプラインの組み合わせでは、作動角を小さく押さえないと振動が発生するため、FF車の開発の大きなネックとなっていた。この問題の解決策として、軸方向の伸縮を吸収し、かつ作動角をとっても滑らかに回転トルクを伝達することができる画期的なしゅう動式CVJである

ダブルオフセットジョイント（DOJ）がNTNで開発され、1965年にスバル1000（富士重工）に採用された。

このDOJの開発の成功により、ホイール側にBJ、ディファレンシャルギヤ側にDOJを適用し、シャフトで連結した現在の駆動軸の原型（図3参照）が完成し、国内各自動車メーカーのFF車の開発、発展に大きく貢献していくことになった。

2.4 IRS車へのCVJ採用（1976年～）

70年代に入り、自動車メーカー各社からFF車が市場投入されるようになり、1978年の第2次石油危機を契機にFF化の流れは、加速度的に拡大され、対象も大衆車から小型車へと広がりを見せてきた。一方、FR車でも乗り心地の改善のために、従来の後輪リジッドアクスルを左右に分割し、左右のホイールが独立して上下の動きを吸収できる独立懸架方式にしたIRS車が登場してきた。このIRS車の後輪軸は、トルクを伝達すると共に左右の独立した動きに対応するため、ホイール側、ディファレンシャルギヤ側双方にCVJが必要とされた。こうして、IRS車にも1976年にマークII（トヨタ）にBJ+DOJの組み合わせで初めてCVJが採用された。

後年になり、乗用車ではFF車、4WD車が増加し、FR車は一部の高級車、スポーツ車のみとなったが、これらのFR車は、すべてIRS車となっている。

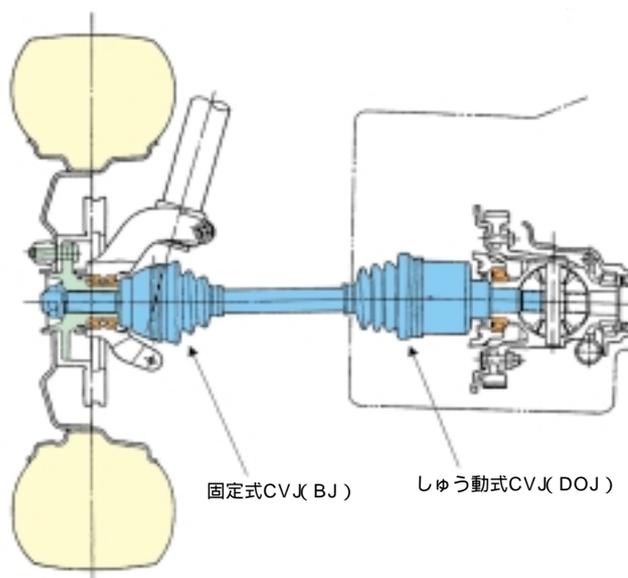


図3 前輪駆動軸
Front wheel drive axle

2.5 AT(Automatic Transmission)車の拡大 (1980年代~)

MT車中心であった日本の乗用車も運転の簡便さからAT車の比率が増加していった。この中で、今まで万能であったBJ+DOJの駆動軸に新たな課題が持ち上がってきた。AT車がDレンジでブレーキを踏んで停車している時に発生するアイドリング振動である。この振動は、エンジンからの軸方向振動が駆動軸を伝わって、車体に伝達されるために発生するものである。この対策として、微小なエンジン振動を吸収可能なDOJ-RPCやDOJ-RPCFが開発され、実用化された。一方でまったく新しい構造のスライド抵抗の低いしゅう動式CVJであるトリポードジョイント(TJ)が1983年に登場し、AT車を中心に採用されていった。

2.6 4WD車の拡大(1980年代~)

4WD車は上述のように、1920年代半ばから一部の軍用車などに用いられ、その後もジープなどに長く使われてきたが、これらの4WD車は、4WDと2WDの切替えを手動で行うものでパートタイム4WDと呼ばれ、特定の目的で使用されたり、マニアなどが乗る対象の限定されたオフロード車であった。

これに対して、1972年に登場したレオーネ4WD(富士重工)により、オンロード量産乗用車への4WD採用が始まった。1980年代半ばになるとパートタイム4WDは、スタイルも多様化され、車種も増加し、一般者向けの車として市街地でも見受けられるようになっていった。

一方、1980年に発表されたアウディ・クアットロは、運動性及び操縦安定性を増すために常時4WDとして前後輪のトルク負荷配分を走行状況により自動的に制御する方式でフルタイム4WDと呼ばれ、乗用車の新しい駆動方式として注目を浴びることになった。このフルタイム4WDもエンジン高性能化による駆動力の増加、走行安定性向上、イージードライブなどの点から各種の乗用車に設定されるようになっていった。

これらの4WD車では後輪独立懸架方式が採用されており、前後輪の4軸すべてにCVJが採用された。

また、これらの4WD車では、通常の2WD車に対し、音、振動源及びその伝達経路としての駆動系が増加し、自動車としての音、振動性能を向上させるための工夫が必要となった。この傾向は、乗用車タイプ、

特にフルタイム4WDで顕著になる。そこで、従来カルダンジョイントとスライドスプラインで構成されていた推進軸に、等速で回転しながら軸方向にスライドするしゅう動式CVJが使用されるようになっていった。推進軸は、駆動軸に比べ高速で回転するので、ジョイント内部のガタを押さえた回転バランスのよいクロスグループジョイント(LJ)が当初用いられた。その後、DOJ、TJも推進軸用として改良を加えられ、採用されていった。また、固定式のBJも推進軸用に改良され、採用が拡大している。これらの推進軸用CVJは、図1に示すように、車輛の仕様に合わせ、単独または2個以上の組み合わせで使用される。

また、LJは振動特性に優れており、一部の高級乗用車の駆動軸にも採用されている。

2.7 推進軸(プロペラシャフト)への採用拡大 (1980年代中頃~)

推進軸へのCVJの採用は、上述のようにフルタイム4WD車の発展と共に拡大されていったが、最近ではオフロード4WD車も振動に対する改善の動きが出てきており、一部の車種にはCVJが適用され始めた。

また、一部の高級車は、FRの駆動方式を踏襲したIRS車になっているが、これらの車両に対しても振動特性のさらなる改善を促進するために、推進軸にCVJが採用されるようになってきている。

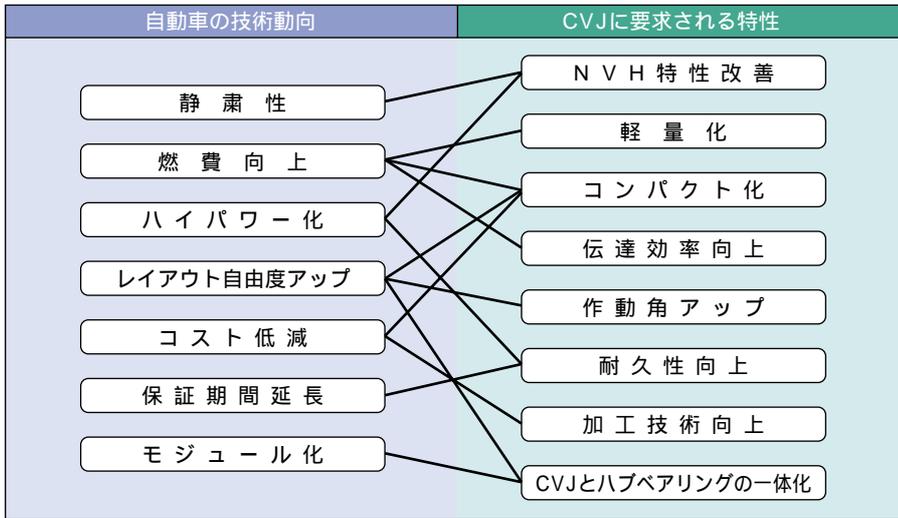
3. 設計の変遷； 自動車の発展及び自動車を取巻く 環境の変化に伴う新しいニーズへの対応

CVJの機能、品質は、自動車の性能に直接、間接的に影響を及ぼすため、自動車側の技術動向に対応し、CVJのいろいろな特性の改良が行われてきた。これらの自動車側の技術動向とCVJに要求される諸特性は、相互に関連しあっており、整理すると次ページの表1のようになる。

3.1 NVH特性の向上

自動車の軽量化、ハイパワー化、駆動系システムの複雑化などに伴い、自動車のNVH(Noise, Vibration, Harshness = 騒音, 振動, 乗り心地)は、顕在化し易くなっている。一方、快適性の追求などにより自動車の静粛性へのニーズは、一層高まっている。

表1 CVJの技術ニーズ
Technical needs of CVJ



自動車のNVHは、自動車を構成するユニットや部品自身が起振源になる場合と部品同士が相互に影響し合い発生する場合があります。CVJが関係する代表的なNVHを表2に示す。

表2 CVJが関係する代表的なNVH
Typical NVH related to CVJ

| NVH名称 | 現象 | 発生原因 |
|----------|------------------------------|-------------------------------------|
| シャッター | 発進、加速時の車体の揺れ | TJ誘起スラストとエンジンマウントの共振 |
| アイドリング振動 | AT車がDレンジで停止している時のフロア、ハンドルの振動 | エンジンの振動が駆動軸で吸収されず、車体に伝達 |
| ビート音 | 高速走行時に発生する周期的な音 | 4気筒エンジンの2次振動とDOJの6次誘起スラストが特定の車速域で共振 |

これらのNVHに対する特性の改善要求は、自動車の発展と共に時代を追って高まりを見せ、CVJにとっては、これに対応するための改良、新製品の開発競争の歴史であった。一例として、シャッター対策としてのTJ系CVJの発展の変遷を紹介する。(図4参照)

(1) TJ(1983年～); TJは、図5に示すように、作動角をとった状態で回転すると、ローラが外輪ローラ溝に対し傾くように回転移動を繰り返すため、ローラとローラ溝間で周期的に変動する滑りが発生する。この滑りに基づく摩擦力の外輪軸方向成分を誘起スラストと呼んでいる。TJでは、トリポードが3本のジャーナルをもつので、外輪1回転中に3山をもつ回転3次の誘起スラストとなって現れる。この誘起スラストは、トルクや作動角に比例して増加するので車によっては、発進や加速時にエンジンマウントの振動と共振し、シャッター(Shudder=横揺れ)を発生させることがある。

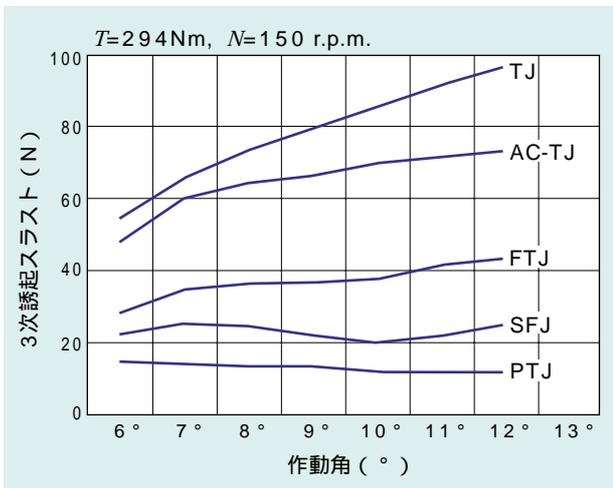


図4 作動角 誘起スラスト
Working angle-Induced cyclic axial load

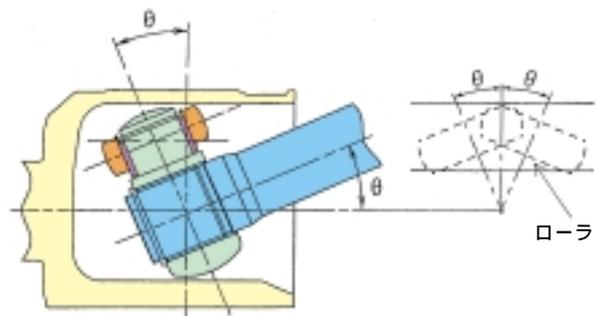
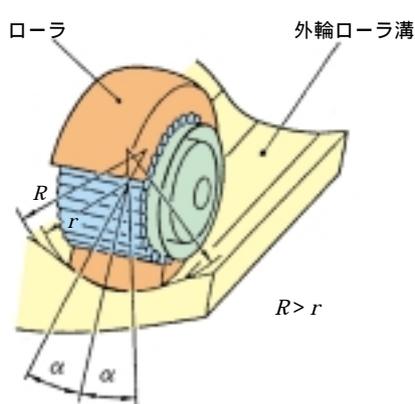
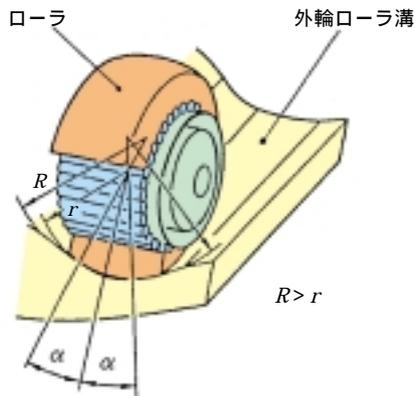
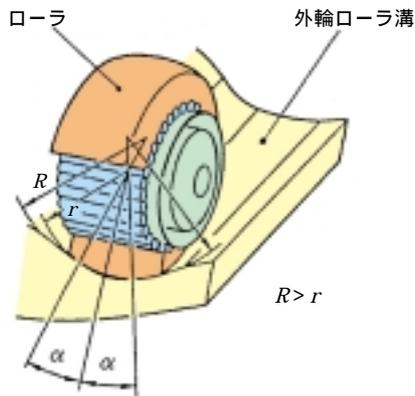
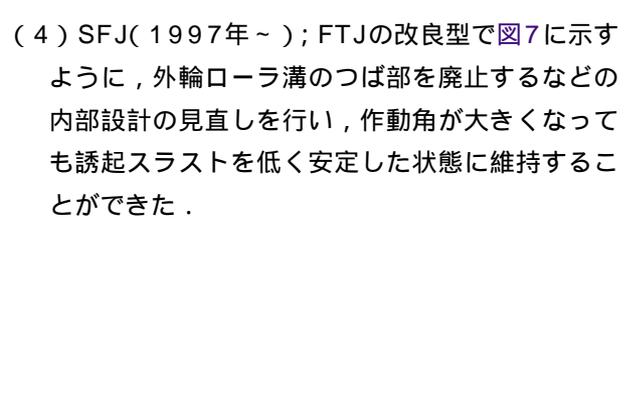


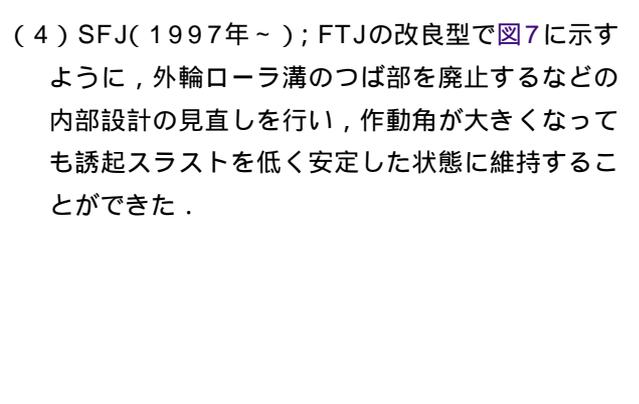
図5 TJ (作動角時)
TJ (in working angle)

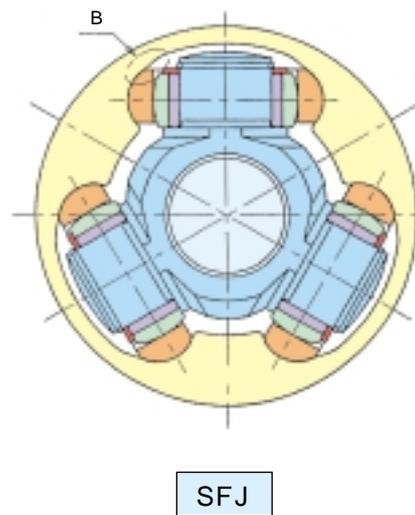
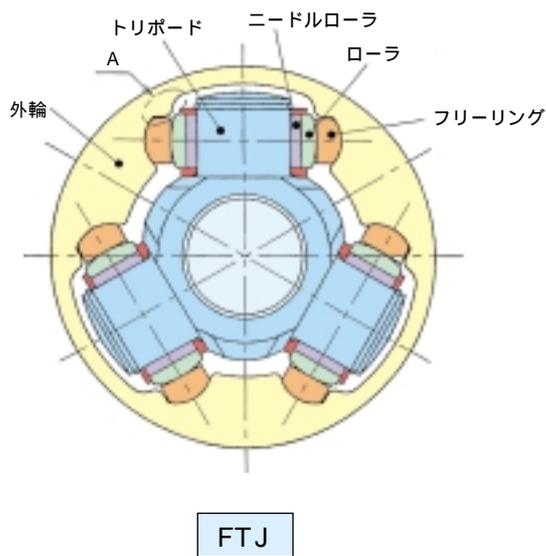
(2) AC-TJ(1987年~); 誘起スラスト低減対策として、に示すように、外輪ローラ溝断面をゴシック形状とし、ローラと角度 α でアンギュラコンタクトになるように形状改良を行い、ローラと外輪ローラ溝の接触状況を改善し、さらにウレア系の低摩擦グリースを適用することで誘起スラストの低減を図った。



 図6 AC-TJ (外輪ローラ溝とローラ部)
AC-TJ (track grooves of outer race cup and rollers)

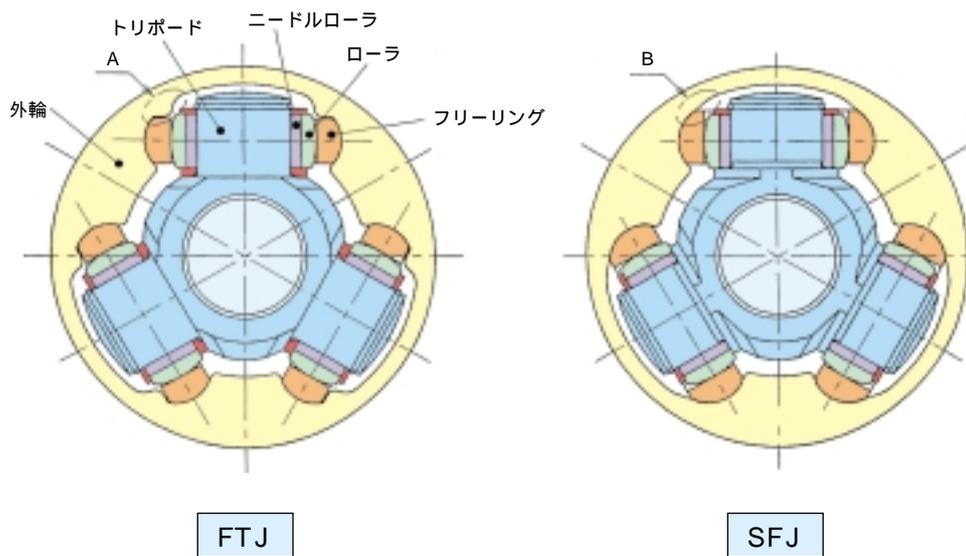
(3) FTJ(1989年~); 誘起スラストの発生を構造的に抑制するために、に示すように、ローラと外輪の間にもう一つのローラ(フリーリング)を設けた。この構造により、角度をとった状態でも、フリーリングは外輪ローラ溝に対して傾くことなく、常に一定姿勢を保ち、外輪ローラ溝上を転がるため、誘起スラストの発生が大幅に低減された。

(4) SFJ(1997年~); FTJの改良型でに示すように、外輪ローラ溝のつば部を廃止するなどの内部設計の見直しを行い、作動角が大きくなって誘起スラストを低く安定した状態に維持することができた。



主な改良ポイント

1. 外輪つば(A)削除
2. フリーリング非対称化(B)

 図7 FTJ, SFJ
Construction of FTJ, SFJ

(5) PTJ(2002年~);さらなる低振動化ニーズに対応するために、開発された新ジョイントで図8に示すように、トリボートの3本のジャーナル断面は変則楕円形状で、それぞれに首振り自在なローラカセットが組込まれ、ローラカセットは外輪の3本のローラ溝に納まる。

作動角をとってもローラカセットが首振り自在で、かつ外輪のローラ溝上を一定の姿勢を保ち、滑らかに転がるため、作動角に依存せず、誘起スラストを常に低く安定して維持することができる(詳細は本誌「低振動等速ジョイント(PTJ)」参照)。

3.2 固定式CVJの高角化

ディファレンシャルギヤ中心とホイール中心は車の上下方向に段差があるため、ホイール側、ディファレンシャルギヤ側のCVJは、初めから角度(常用角度)をもっており、ホイール側では転舵によって生ずる角度との合成角度がそのCVJの作動角になる。BJの最大作動角度は、当初は42.5度であったが、次の理由により高角化の要求が発生していった。

(a) 自動車の旋回半径は、ホイール側CVJの最大作動角度によって決まる。CVJが大きな車にも使用されてくるとホイールベースも大きくなるため、旋回半径が大きくなる。この旋回半径の増加を抑えるために高角度のCVJを必要とした。

(b) 比較的、車高の高い4WD車や車輪幅の狭い軽自動車の中には、前述の常用角度の高い車があり、

必要な旋回半径を確保するには、高角度のCVJを必要とした。

固定式CVJの作動角度の変遷は次の通りである。

- (1) 42.5度(1963年~, BJ); スズライト, 他
- (2) 44.5度(1980年~, BJ); ファミリア(マツダ), パルサー(日産), 他
- (3) 46.5度(1982年~, BJ); パルサー(日産), 他
- (4) 50度(1988年~, UJ); レガシー(富士重), 他

固定式CVJの高角化は、BJでは設計的に約47度がほぼ限界であり、50度設計用としてアンダーカットフリージョイント(UJ)が開発された。UJは、BJと同様な部品で構成されているが、図9に示すように、外輪、内輪のボール溝の一部をストレート形状に設定することにより、作動角を大きくとってもボールがボール溝から脱落しにくい設計を採り、高角化を実現した。

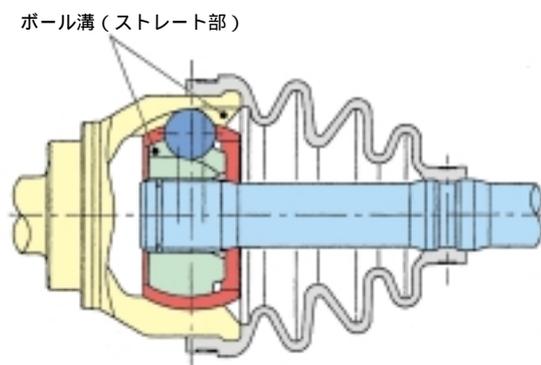


図9 UJ
Construction of UJ

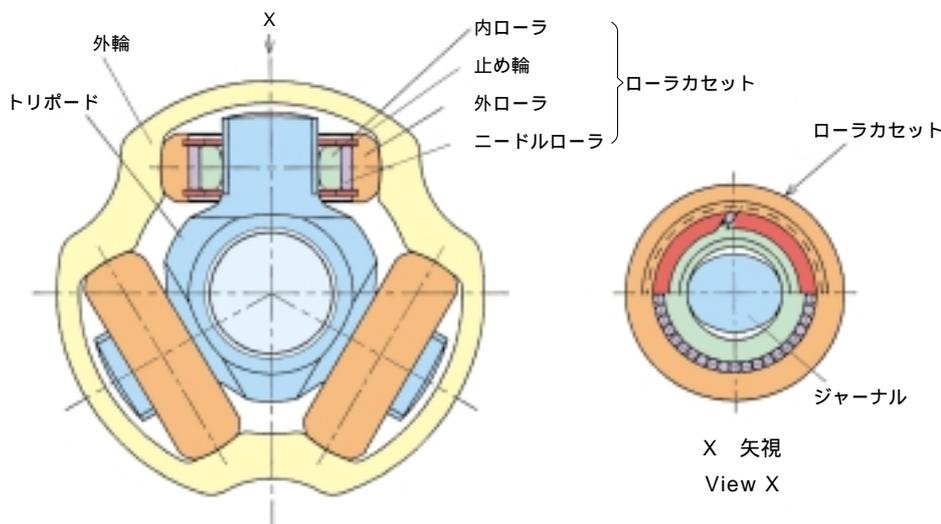


図8 PTJ
Construction of PTJ

また、ディファレンシャルギヤ側のCVJも上述(b)のように常用角度のアップや車両のバンプ、リバウンド時の瞬間的な作動角の変動に対応するために、高角化が求められるようになった。このため、DOJの最大作動角度は、当初の23度から25度になり、一部の車種には30.5度設計も採用されている。

3.3 軽量・コンパクト化

CVJの軽量化及びコンパクト化は、環境問題対応、経済性、自動車設計の自由度(部品レイアウト、ばね下荷重の低減)向上、ダウンサイジングによるコスト低減などから求められてきた。当初は、既存CVJのサイズ細分化及び後述の長寿命グリース、高強度シャフトの適用によるCVJの1サイズダウンで対応してきた。しかしながら、1990年代後半からは、環境保全に対する社会的な要請が急激な高まりを見せ、CVJにも軽量・コンパクト・高効率さがさらに強く求められるようになってきた。

このため、従来のCVJシリーズに対し、大幅な軽

量化を実現するために、FEMやデジタル設計を駆使しての内部設計の見直しにより、コンパクト化を追求した。併せて、実車走行状態を調査し、評価スペックをより実態に即した現実的な条件として、オーバークオリティになることのない総合的なバランスをとった最適設計品を開発した。

一例として、BJをコンパクト化したEBJの概要を紹介する。EBJは、BJに対し、使用するボールサイズを小さくして数を8個に増やし、FEM解析などを駆使して従来タイプと同様な負荷容量を維持しながら、軽量・コンパクト化を図った。EBJは、従来のBJに比べ、重量;15%削減、外径;7%削減、伝達効率;30%向上を実現している。本EBJは、1998年にカルタスクレセントワゴン(スズキ)に採用されている。

図10にBJ87をベースにした軽量・コンパクト化の流れを示す。BJ87は、長寿命グリース、高強度シャフトの適用によりBJ82にサイズダウンされ、さらにEBJ化により2サイズ相当のコンパクト化が図られている。

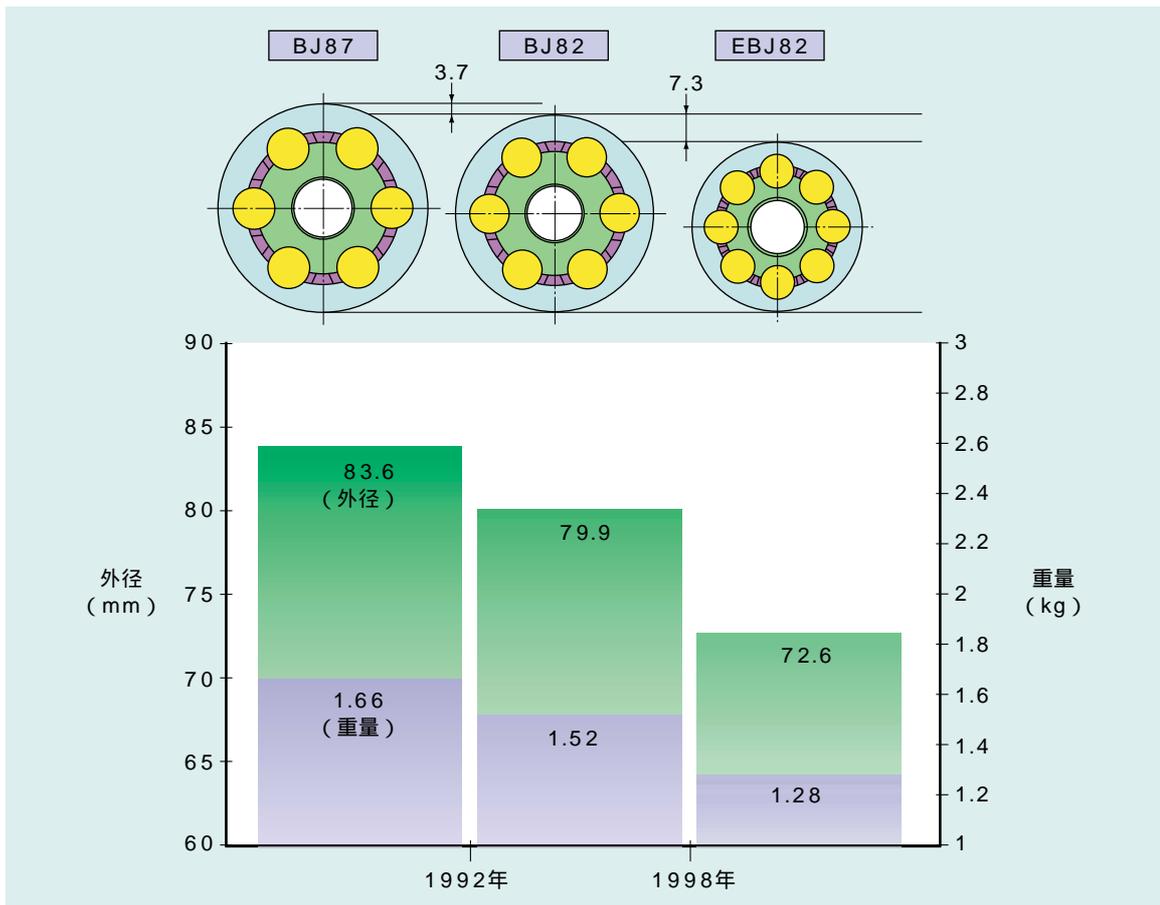


図10 固定式・CVJの外径、重量の変遷(初期87サイズの1例)
Transition of outer diameter and weight of fixed-type CVJ (an example of initial 87 size)

駆動軸用のコンパクトシリーズとしては、他に EUJ(ベースUJ), EDJ(同DOJ), ETJ(同TJ)が開発されている(詳細は本誌「高効率等速ジョイントEシリーズ」参照)。

推進軸用専用のコンパクトシリーズとしては、HLJ(ベースLJ), EBJ, EDJが開発されている。

また、開発を完了し、実用化を進めている新しい製品にハブベアリングとCVJを一体化した4世代ハブジョイントがあり後述する(本誌「4世代ハブジョイント」参照)。

3.4 強度・耐久性の向上

CVJの強度、耐久性の向上は、ダウンサイジングの手法としても継続的に要求される課題であり、以下のような対策を行ってきた。

(1) 鋼材；外輪，内輪，ケージはSCr，SCMなどの浸炭材が用いられ，浸炭熱処理が施され，シャフトは，中炭素鋼材を高周波焼入れしていた。これに対して，外輪強度を増すために，高炭素鋼を用いて高周波焼入れをする方法を開発し，ほとんどの外輪に適用した(1981年～)。高周波焼入れの採用により，全体の焼入れ深さを深くすることや最弱部に対して深さを管理することが可能となり，強度向上が図れた。シャフトに対しては，ボロン鋼を適用した高強度シャフトが開発(1992年)され，CVJの1サイズ相当分の強度向上が図れた。

また，前述のコンパクトシリーズCVJの開発に当たっては，内輪やケージの強度を確保するために，高強度鋼が使われている。

(2) 内部設計，精度；CVJの強度，寿命は，CVJ内部の部品精度，隙間の影響を大きく受ける。例えば，形状が崩れていれば，局部的に大きな荷重を受け，破損や短寿命に繋がることもある。内部精度の見直しは，加工技術の向上と一体のものであり，継続的な改善作業により，強度，寿命向上を推進していった。

(3) グリース；当初は，二硫化モリブデン入りのリチウムグリースが主流であったが，最近では性能向上を図るために各種添加剤を含有したウレア系

グリースが主流となっている。グリースに要求される課題は，「長寿命化」と「低振動化(スライド抵抗，誘起スラスト，他の削減)」である。自動車の高性能化に伴い使用条件が厳しくなる中で，長寿命化対策として，耐久性・耐熱性を向上させるために，耐熱性に優れたウレア系増調剤を用い，有機モリブデンなど各種添加剤を添加することにより，従来のグリースに対して1.5倍以上の長寿命を得るにいたった。

(4) ブーツ；CVJブーツは，常に外気に晒され，外傷も受け易く，また，作動角をとって回転することにより，繰返しの引張り圧縮疲労を受けるなど厳しい条件の下で使用されている。従来は，このブーツ材料としてクロロブレンゴム(CR)が主に使われてきたが，CRは大気中のオゾンの影響を受け易く，長期間使用すると作動角の大きい固定式CVJブーツは，谷部に繰返しの引張り，圧縮応力が加わってブーツ寿命に影響することがある。このブーツの耐久性向上のために，オゾンの影響を受けない樹脂材料の熱可塑性ポリエステル系エラストマー“TPEE”に切り替わりつつある。樹脂ブーツの採用により，ブーツ寿命は飛躍的に延びることになった。樹脂ブーツは，国内では固定式CVJ側への採用がほとんどであるが，欧米では固定式，しゅう動式の両側に採用が広まっている。

3.5 環境

環境保全に対する社会的な要請が90年代後半から急激な高まりを見せ“環境に優しい車”の開発が求められている。CVJも環境対策として次のような項目に取組んでいる。

- (1) 軽量化；コンパクトCVJの開発(製品の省資源化，燃費向上)
- (2) 製品の長寿命化；強度，耐久性の向上(廃棄物廃棄量の抑制)
- (3) 高効率化；伝達効率の向上(燃費向上)
- (4) 環境負荷物質の非含有；欧州ELV指令などへの対応(グリースの鉛廃止，6価クロム含有メッキの廃止，他)

4. まとめ

およそ40年前に、当時としては特殊な駆動方式であるFF車を成立させるために開発されたCVJが現在では、ほとんどの乗用車に適用され、私達の快適なドライブ走行に寄与している。入力軸と出力軸がどのような角度をとって回転しても、常に滑らかにトルク伝達を行うという基本コンセプトは変わっていないが、今後も自動車の発展と共に、CVJもさらに進化を続けていくことになるであろう。そのキーポイントは、環境保全の観点からのさらなる“軽量・コンパクト化”と快適性追求のための“低振動化”と考えられる。

執筆者近影



池田 武
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

高効率等速ジョイント「Eシリーズ」 Summary of E Series, High Efficiency Constant Velocity Joints



登根 宏* Hiroshi Tone
寺田 健二* Kenji Terada
中村 正道* Masamichi Nakamura

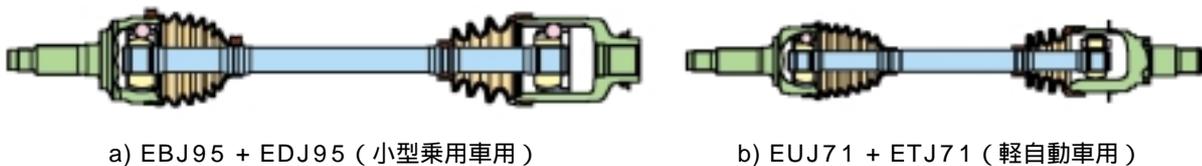
世界で初めて8個ボールを使用するなど、自動車の性能向上に寄与するため高効率、低振動、高剛性を実現した画期的な新等速ジョイント「Eシリーズ」を完成させた。各形式の「Eシリーズ」等速ジョイントとその特徴を紹介する。

In order to meet societies' greater requirements for safety and environmental preservation, automotive manufacturers are trying to develop automobiles with better fuel efficiency, comfort and driveline stiffness. NTN has met the challenge by developing and mass-producing the E series—high efficiency constant velocity joints for driveshafts. This paper summarizes the E series products.

1. はじめに

「安全」、「環境」などの社会からの要求、「高効率」、「低振動」、「高剛性」などの自動車性能からの要求に応えるため、新等速ジョイントの開発を進めてきた。そして、ドライブシャフト用高効率等速ジョイント

「Eシリーズ」(EBJ, EUJ, EDJ, ETJ)([図1](#))を完成させ、量産を開始している。[表1](#)にEシリーズの特徴を、[表2](#)にEシリーズの適用例を示す。



a) EBJ95 + EDJ95 (小型乗用車用)

b) EUJ71 + ETJ71 (軽自動車用)

[図1](#) ドライブシャフト用高効率等速ジョイント「Eシリーズ」応用例
Examples of the combination of E series

表1 Eシリーズの特徴
Characteristics of E series

| Eシリーズ | 最大許容角 | 外径 | 重量 | トルク損失率 | 発熱 | 機能 | 比較対象 | |
|--------|-------|---------|-----|--------|----|----|------|-----|
| 固定式 | EBJ | + | +++ | +++ | ++ | ++ | ++ | BJ |
| | EUJ | + | +++ | +++ | ++ | ++ | ++ | UJ |
| 摺動式 | EDJ | + | ++ | ++ | ++ | ++ | ++ | DOJ |
| | ETJ | + | +++ | +++ | + | + | + | TJ |
| +++優れる | | ++やや優れる | | +同等 | | | | |

表2 Eシリーズの適用例
Application of E series

| 適用例 | 組み合わせ | 効果 |
|----------------------|-----------|--|
| 小型車 (世界戦略車) | EUJ + ETJ | (1) 車両旋回半径の縮小を実現 (2) 車両軽量化や燃費向上に貢献 (3) 自動車の足回りの大幅な「設計の自由度拡大」を実現 |
| ピックアップトラック (高出力車) | EBJ + EDJ | (1) 大トルクに対応した高剛性を実現 (2) 車両軽量化や燃費向上に貢献 (3) 自動車の足回りの大幅な「設計の自由度拡大」を実現 |

2. Eシリーズの概略

従来のBJ, UJ, DOJはボールを6個使用していたが, EBJ, EUJ, EDJでは使用するボールのサイズを小さくして数を8個に増やし, FEMなどを駆使して従来タイプと同等の負荷容量を維持しながら, 高効率化, 軽量化およびコンパクト化を実現した。また, ETJは最適設計を成立させ, 軽量化およびコンパクト化を実現した。また, ジョイントの性能を左右するグリースに関しては, 脱鉛グリースを採用し, 環境に配慮している。

採用例

<EUJ + ETJ>

軽, 小型 (1.0 ~ 1.5L) 乗用車など

<EBJ + EDJ>

小型 (1.6 ~ 2.0L), 中型乗用車, SUVなど

以下に, EBJ, EUJ, EDJおよびETJの概略を解説する。

3.1.2 今後の展開

EBJの量産が開始されずすでに4年が経過しており, EBJが採用される車種も徐々に増えている。EBJは, 現在までのところ, とくに中型乗用車に採用されることが多い。今後, さらに大型車への適用も拡大していく。

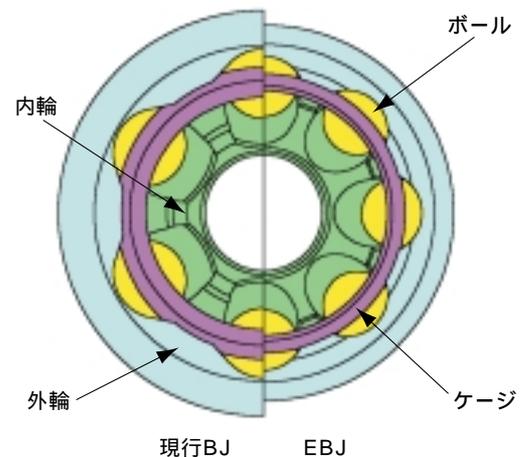


図2 現行BJとEBJのプロポーシヨン比較
Comparison of structure between BJ and EBJ

3. 各Eシリーズの特徴と今後の展開

3.1 EBJ

3.1.1 特徴

EBJは, CVJの理論的な内部力解析から得られたデータを元を開発を進めた。その結果, 従来のBJに対し, 温度上昇および伝達効率を大きく改善した。

| | |
|-------|-----------------|
| 最大作動角 | 47° |
| 外輪外径 | 現行BJより約7%コンパクト化 |
| 重量 | 現行BJより約15%軽量化 |

図2に現行BJとのプロポーシヨン比較を, 図3に外径比較を示す。横軸にサイズ, 縦軸に外輪外径をとっているが, このグラフに示すように, EBJはBJに比べ約7%のコンパクト化を成立させた。

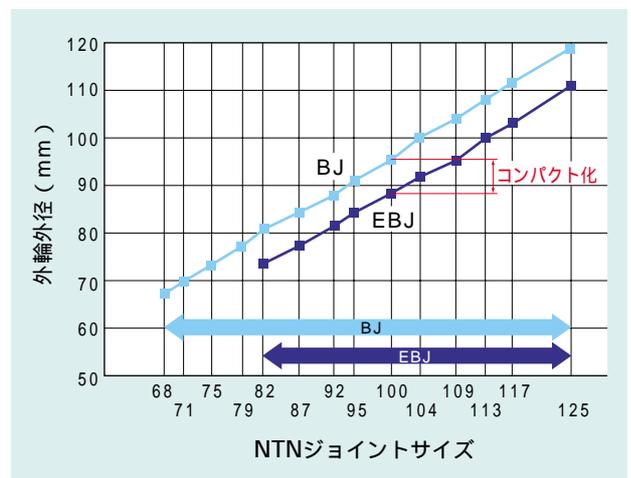


図3 現行BJとEBJとの外輪外径比較
Outer-diameter Comparison in EBJ with BJ

3.2 EUJ

3.2.1 特徴

EUJは、最大作動角50°のUJの基本性能をそのままにして、EBJと同様軽量、高機能化、コンパクト化をコンセプトに開発をした固定式CVJで下記を実現した。

| | |
|-------|-----------------|
| 最大作動角 | 50° |
| 外輪外径 | 現行UJより約7%コンパクト化 |
| 重量 | 現行UJより約15%軽量化 |

図4に示すように、UJと同じ構成で、外輪、内輪、ケージ、ボールからなる。外輪と内輪のトラック中心(ボール溝)、ケージ外球面と内球面中心をジョイント中心(ケージボール窓中心)に対しそれぞれ軸方向に等距離オフセットし、角度を採った状態でもボールを所定の位置にコントロールし、さらにケージでボールを保持することにより等速性を得ている。

EUJは、開発当初よりEBJと同様に軽量・コンパクト化、高効率、低発熱化、等速性能の向上など等速ジョイントに関わる諸特性の向上を狙って設計した。コンパクト化と伝達効率向上のため、UJと比較してボールを小径化して個数を8個にし、オフセット量(トラックオフセットとケージオフセットの総量)を見直し、トラック荷重の増大を抑え、内部摩擦を低減して耐久性を確保した。また、応力解析による内部設計最適化により全作動角域での外輪、内輪、ケージの各部品強度を確保した。内輪軸穴径(スプライン諸元)

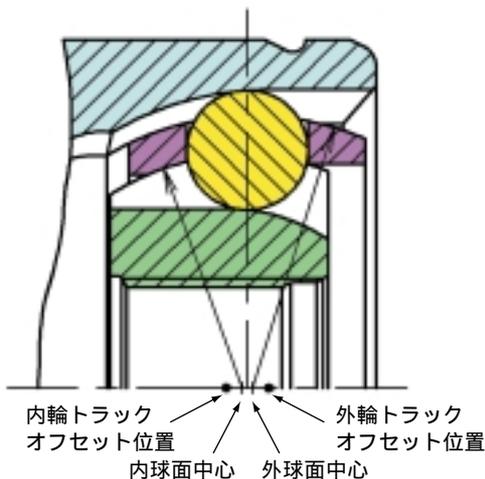


図4 EUJの断面図
Sectional view of EUJ

は、同サイズのUJと同一にし、軸強度の維持を図った。この結果、図5に示すように、EUJは、UJと比べ外輪外径比で約7%のコンパクト化を実現した。

3.2.2 今後の展開

EUJは、高作動角(50°)と、コンパクト化のニーズがある軽自動車、小型車用に的を絞って、開発を進め量産に結び付けることができた。近年、大型車で高作動角の要求もあり、大サイズ側の高角固定式CVJが必要となってきている。今後は、大サイズ側のシリーズ展開を進める。

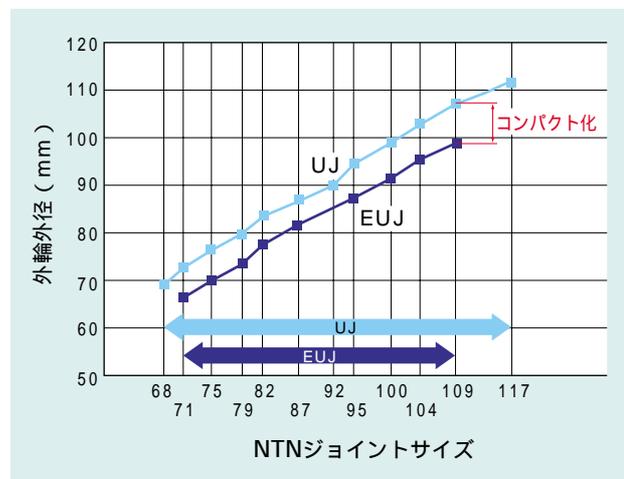


図5 現行UJとEUJとの外輪外径比較
(標準樹脂ブーツ用)
Outer-diameter Comparison in EUJ with UJ

3.3 EDJ

3.3.1 特徴

| | |
|-------|------------------|
| 最大作動角 | 25° |
| 外輪外径 | 現行DOJより約4%コンパクト化 |
| 重量 | 現行DOJより約10%軽量化 |

図6にEDJの内部構造を示す。DOJ系ジョイントは、TJ系ジョイントと比べると、スライド抵抗が大きい。DOJ系ジョイントをFF車に適用するとAT車の変速シフトDレンジ停車中に発生するアイドルリング振動の悪化が懸念される。したがって、EDJは、アイドルリング振動を悪化させない機構を持つ*RPCFタイプを標準としている。

図7に現行DOJとの外輪外径比較を示す。外輪外径に関しては、EBJがBJに比べて約7%減（2サイズコンパクト）であるのに対し、EDJはDOJに比べて約4%減（1サイズコンパクト）となる。機能に関しては、温度上昇および誘起スラストを改善した。

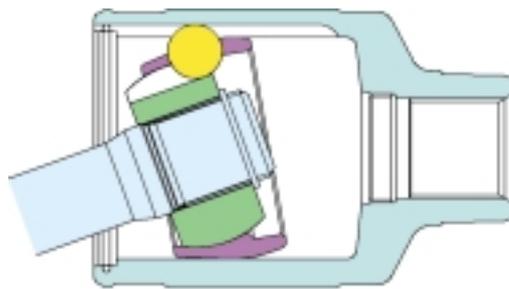


図6 EDJの内部構造
Internal structure of EDJ

誘起スラストは、6個ボールのDOJでは6次成分、8個ボールのEDJでは8次成分が主となるが、全成分の和で比較し、EDJはDOJよりも低い値を維持する。

*RPCFタイプ...ケージと内輪間に軸方向すきまを設け移動が可能で、かつ、ケージ窓をすきまにしてボールが転がる構成にしてスライド抵抗を低減したタイプ

3.3.2 今後の展開

EDJは、2002年2月より量産を開始した。それ以降、多くの注文をいただいている。EDJは、大型車、高出力車に適し、またリアドライブシャフトへの適用も開始している。

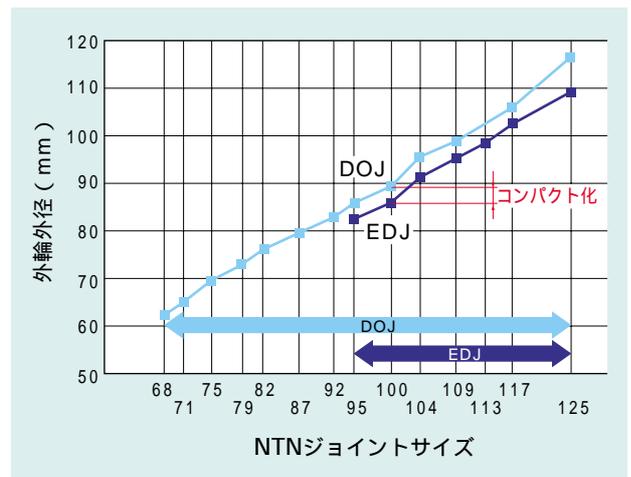
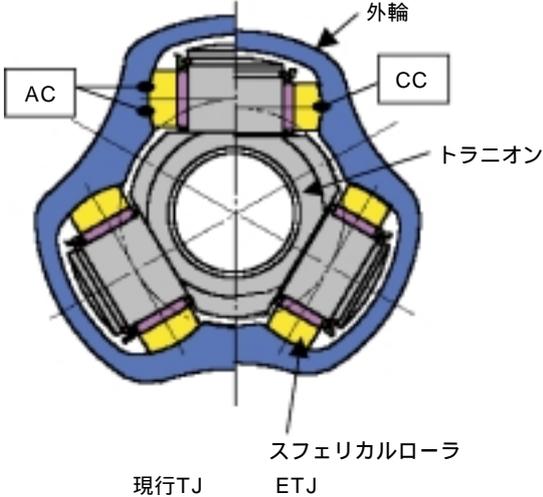


図7 現行DOJとEDJとの外輪外径比較
Outer-diameter Comparison in EDJ with DOJ

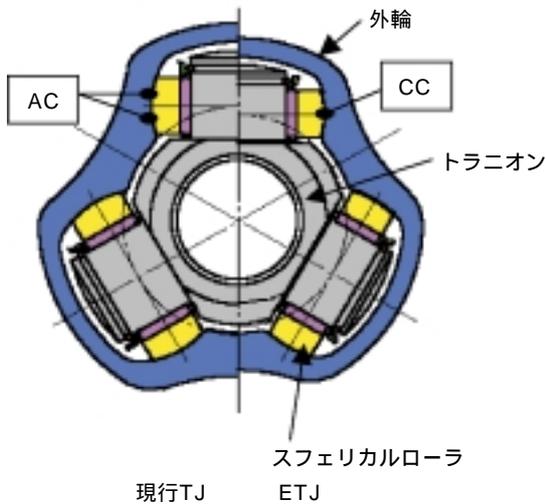
3.4 ETJ

3.4.1 特徴

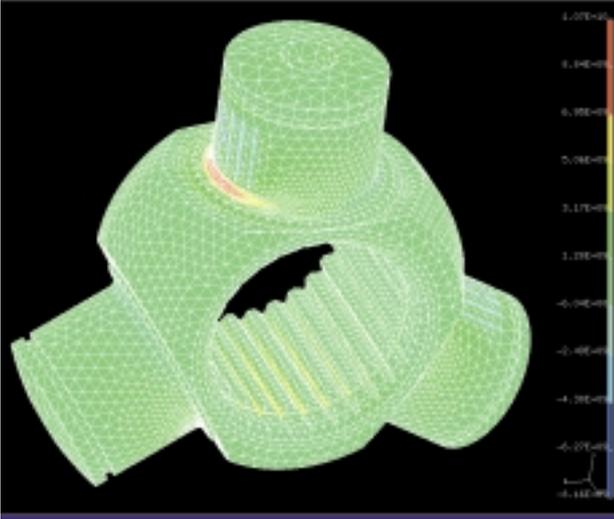
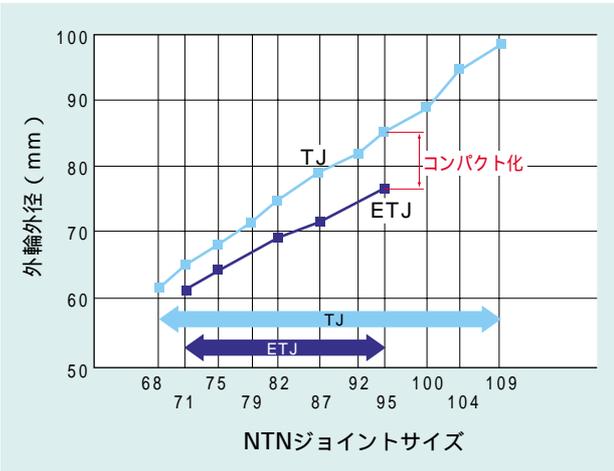
TJは、最もポピュラーなシングルローラタイプのトリポード型しゅう動式CVJであるが、に示すように、今回開発したETJは従来構造のトラックAC（2点接触のアンギュラ・コンタクト）からACの効果（潤滑介入性、等）は残したまま、スペース効率の良いCC（1点接触のサーキュラ・コンタクト）に変更したことを最大の特徴としている。

従来シリーズに比べ約8%の外径コンパクト化を実現している。

| | |
|-------|------------------------|
| 最大作動角 | 23°（現行TJと同等） |
| 外輪外径 | 現行TJより約8%コンパクト化 |
| NVH性能 | 誘起スラスト，スライド抵抗とも現行TJと同等 |
| 重量 | 現行TJより約12%軽量化 |



 現行TJとETJのプロポーシヨン比較
Comparison of structure between TJ and ETJ

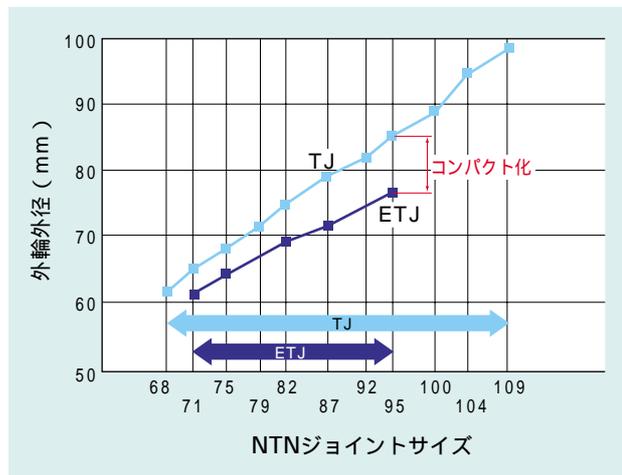
また、に示すようにFEM解析等を駆使し強度・耐久・NVH特性のバランスを取るため、主要部品である外輪・トラニオン・スフェリカルローラのプロポーシヨンを決定している。には、ETJと現行TJとの外輪外径比較を示す。

3.4.2 今後の展開

ETJは、軽量コンパクトのニーズが強い小型車を中心に展開しているが、大型車で求められる要求も増えてきており、今後は大サイズ側の展開を進める。



 トラニオンのFEM解析例
（ジャーナル付根部の応力解析）
FEM for trunnion



 現行TJとETJとの外輪外径比較
Outer-diameter Comparison in ETJ with TJ

4. おわりに

NTNのEシリーズは、解析技術を駆使し効率の良い設計でCVJの最適設計を目指した結果、完成させることができた賜物である。

今後もCVJ開発に対し弛まぬ研鑽に努め、世の中のニーズに沿ったCVJを供給していきたい。

執筆者近影



登根 宏
自動車商品本部
等速ジョイント技術部



寺田 健二
自動車商品本部
等速ジョイント技術部



中村 正道
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

低振動等速ジョイント(PTJ) Shudderless Constant Velocity Joints (PTJ)



寺田 健二* Kenji Terada
 杉山 達朗* Tatsuro Sugiyama
 齋藤 剛** Tsuyoshi Saito
 後藤 竜宏* Tatsuhiro Goto

等速ジョイントが影響する自動車の振動として、スライド抵抗や誘起スラストに起因する振動がある。これらを大幅に低減し、画期的な低振動を実現した等速ジョイントを開発したので概要を紹介する。

NTN has developed a new shudderless plunging joint for driveshaft applications. At high torque levels and large operating angles, the induced cyclic axial load and static plunging resistance of this new "PTJ" are reduced compared to the existing shudderless joints. The PTJ has the following features:

- (1) The induced cyclic axial load and the static plunging resistance are almost constant and are not affected by operating angle,
- (2) The induced cyclic axial load and the static plunging resistance are about 50% less than that of a standard SFJ.
- (3) The weight is 15 ~ 20% less than that of a standard SFJ.
- (4) The number of components is reduced and assembly is easier compared to the SFJ. The components are outer ring, inner ring, needle roller and snap ring.

The PTJ is expected to perform well in passenger cars at high torque levels and large operating angles.

1. まえがき

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

自動車には常に快適性を求めるニーズがあり、NTNは、アイドリング振動、発進時の横揺れ等様々なNVH(Noise, Vibration, Harshness)問題に取り組んでいる。これらNVH問題は、エンジン側に使用されるしゅう動式CVJのスライド抵抗や誘起スラストに起因しており、NTNはトリポードタイプCVJにおいて標準品のシングルローラタイプAC-TJを始め、誘起スラスト低減対策品のダブルローラタイプの

FTJ、さらにSFJを開発し市場投入している。(各タイプのCVJについては本誌「自動車用等速ジョイントの変遷と最近の技術」参照)

しかし、近年の自動車の軽量化・高作動角化・高トルク化に伴い、このNVH問題が一段と顕著になってきた。このニーズに応えるべく、従来最もNVH特性に優れたSFJ以上にスライド抵抗と誘起スラストを低位安定化させた画期的な低振動CVJ(PTJ)を開発したので、その概要を紹介する。

*自動車商品本部 等速ジョイント技術部
 **総合技術研究所 企画管理部

2. PTJの構造

従来のSFJと新たに開発したPTJの構造を図1に示す。PTJは、SFJと異なりまったく新たな内部構造を持ち、内部部品の接触状態改善とローラカセットの姿勢安定化により摩擦力の低減を図ったものである。

内部構造は、従来の[SFJキット(トラニオン・スフェリカルローラ・ワッシャ・クリップ・針状ころ) + フリーリング + 外輪]の構成から、[ローラカ

セット(インナリング・アウトリング・スナップリング・針状ころ) + トラニオン + 外輪]の構成に変更しており、部品点数削減とCVJアセンブリの組立性向上を図っている。また、PTJの外輪は、SFJの外径をそのまま維持しながら花型化により15~20%重量減を達成している。

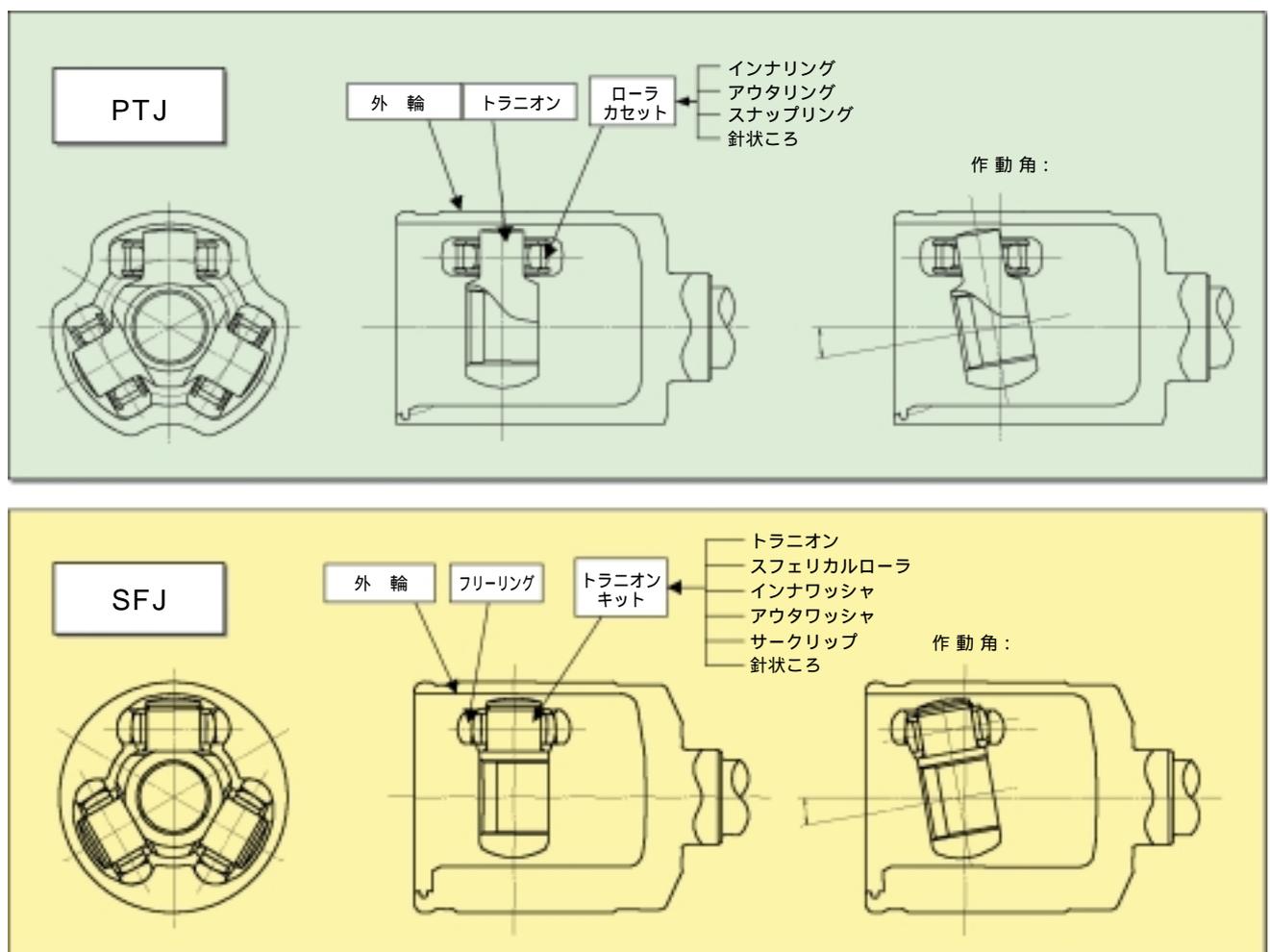


図1 SFJとPTJの構造
Construction of SFJ and PTJ

3. PTJの機能

3.1 誘起スラスト

PTJはインナリング内径に凸Rを設け荷重点が中央にくるようにし、そこに接するジャーナルを楕円筒(荷重点:長径側)としてある。よって、インナリングとジャーナルの接触が点接触に近くなるため作動中にローラカセットを傾けるモーメントが小さくなり、姿勢を維持できるので、外輪とローラカセット間の抵抗が少なくなる。図2に示す通り、PTJはAC-TJ, FTJ, SFJに比べて格段に誘起スラストが小さい。

図3にAC-TJとFTJの構造を示す。

また、図4は高作動角状態で、負荷トルクを変化させた時の誘起スラストの測定結果である。PTJは、負荷トルクの増大の影響が小さく、高トルク下でもその性能を維持している。

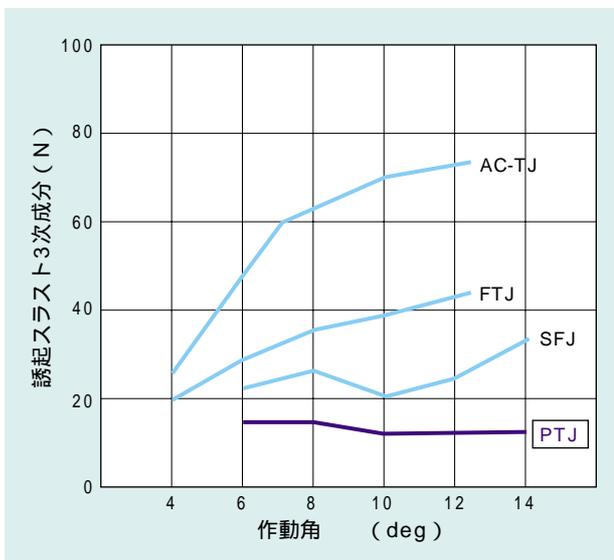


図2 誘起スラスト
Induced cyclic axial load vs operating angle

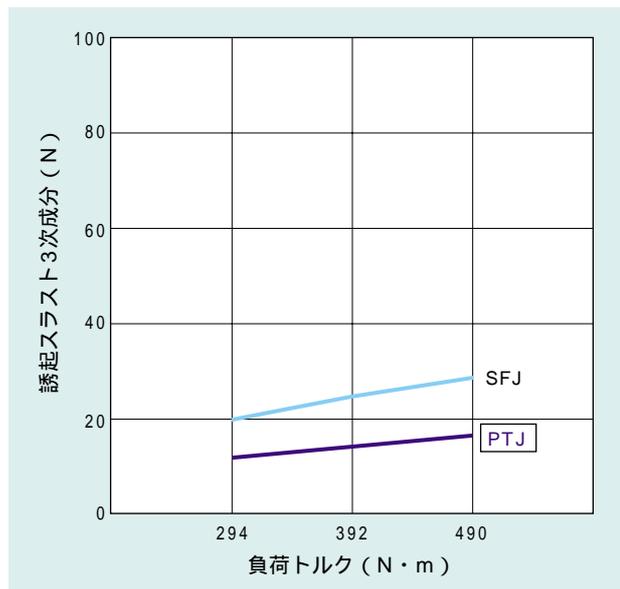


図4 高作動角, 高負荷時の誘起スラスト
Induced cyclic axial load with high torque and large operating angle

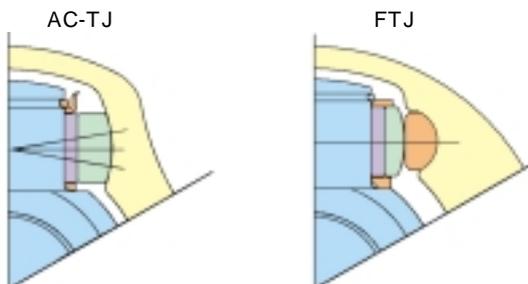
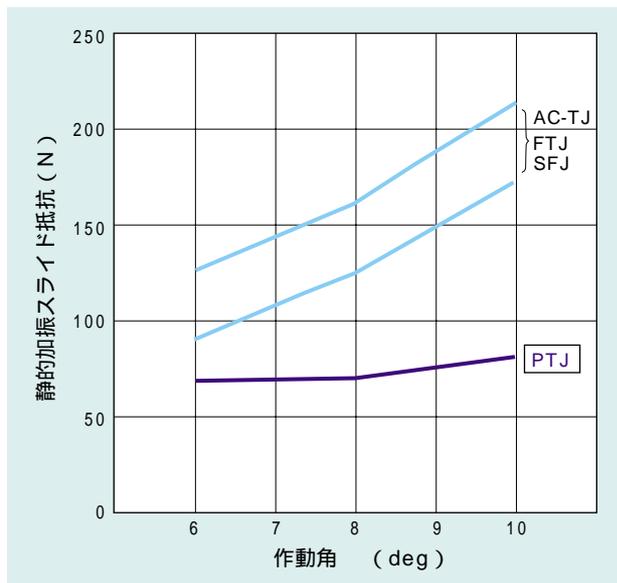


図3 AC-TJとFTJの構造
Construction of AC-TJ and FTJ

3.2 静的加振スライド抵抗

PTJはインナリングとアウトリング間に針状ころを配置したローラカセットの内径とトラニオンジャーナル部で首振り作動を可能としてある。即ち、ローラカセットが外輪軸方向にのみ転がり、外輪軸方向の加振力を針状ころの転がりのみで受けることを可能としており、[図5](#)に示す通り、AC-TJ, FTJ, SFJに比べて格段にスライド抵抗が小さい。



[図5](#) 静的加振スライド抵抗
Static plunging resistance with torque and vibration vs operating angle

3.3 強度

PTJの内部部品の強度は、静捩り強度、捩り疲労強度とも、外輪ステムまたはシャフト強度以上であり、現行の各種CVJと遜色ない。

3.4 耐久性

PTJの耐久性を[図6](#)に示す。目標時間と記入してある時間はダブルオフセットジョイント(DOJ)の平均耐久時間である。高負荷揺動耐久、低負荷揺動耐久とも、長年の優れた実績を有するDOJと比べて同等以上の耐久性を有している。

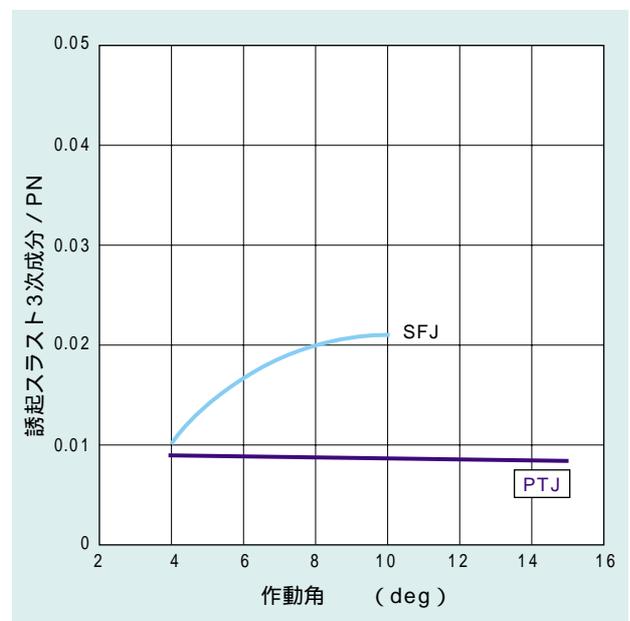
| 揺動耐久 | 目標時間 | 結果 |
|------|------|----|
| 高負荷 | → | OK |
| 低負荷 | → | OK |

[図6](#) 耐久性
Endurance test results

4. 誘起スラスト理論解析

3.1項のPTJの誘起スラスト実験結果について、PTJの誘起スラスト低減メカニズムを解明するため、シミュレーションを試みた。理論式は、静的なジョイント内部の力とモーメントの釣り合い式に、摩擦力を考慮して求めた。すなわち、摩擦の方向と大きさは接触領域をセルに分割し、各セルでの接触2物体間の相対速度を求めることによりその摩擦力の方向を決め、ベクトル的に合成して摩擦力とした。その結果、非線型連立方程式が得られ、これを数値的に解いて、同様な方法で求めたSFJの計算結果と比較検討を行った。

[図7](#)は、誘起スラスト3次成分(TJ系の主次数成分)/PN(荷重)をSFJと比較したグラフである。



[図7](#) PTJとSFJの誘起スラスト計算結果
Calculation of induced cyclic axial load vs operating angle of PTJ and SFJ

図8, 図9は, それぞれジョイント回転中のPTJローラセット, SFJフリーリングの傾き角度(すなわち, 荷重方向に対する回転変位)を示したグラフである.

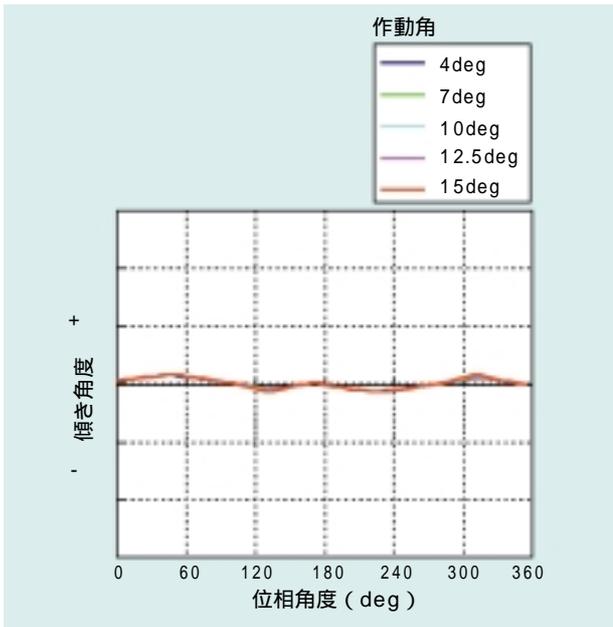


図8 PTJローラセット傾き角度
Tilting angle of PTJ roller cassette

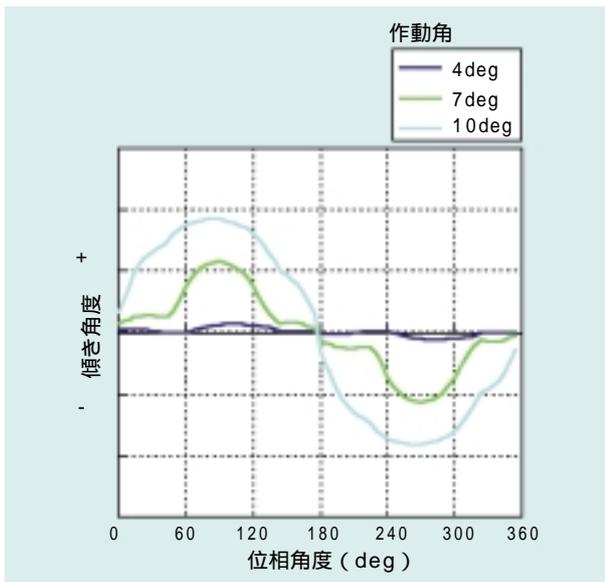


図9 SFJフリーリング傾き角度
Tilting angle of SFJ free-ring

《解析結果のまとめ》

図7に示す通りPTJはSFJより誘起スラスト3次成分が小さく, また, 角度特性に優れ, 高作動角時にも誘起スラストが低く抑えられている. これは, 実験結果と一致する. この理由としては, 図10, 図11に示すように, PTJはトラニオンとローラセットとの接触楕円を円に近づけることにより, トラニオンの往復運動時, ローラセットを傾けるモーメントMを小さくできる構造を採用したことである. それによって, 図8, 図9で示す通りPTJはSFJに比べてローラセットの傾き角度が非常に小さくなっておりローラセットが転がりやすく, 優れた低振動性能を発揮する.



図10 PTJの接触状態
Contact surface of PTJ

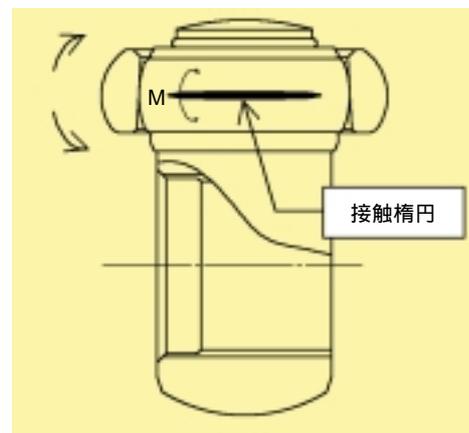


図11 SFJの接触状態
Contact surface of SFJ

5. まとめ

- (1) 誘起スラストの大きさは、ジョイント作動角の影響を受けず、SFJのほぼ50%以下に低減している。
- (2) スライド抵抗の大きさも、ジョイント作動角の影響を受けず、SFJのほぼ50%以下に低減している。
- (3) 重量は外輪花型化によりSFJに比べ15～20%軽減している。
- (4) ローラカセット化により、部品点数の削減とCVJアセンブリの組立性向上を図っている。

PTJは、作動角の影響をほとんど受けない低振動CVJである。車両レイアウト設計上、常用角が大きくなる場合のイドリング時、及び発進時・加速時に高トルクが作用する車両に対して、十分その性能を発揮するものである。

執筆者近影



寺田 健二
自動車商品本部
等速ジョイント技術部



杉山 達朗
自動車商品本部
等速ジョイント技術部



齋藤 剛
総合技術研究所
企画管理部



後藤 竜宏
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

プロペラ用CFRPハイブリッドシャフト CFRP Hybrid Shaft for Propeller Shafts



中島 達雄* Tatsuo Nakajima
松井 有人* Arito Matsui

NTNが新しくプロペラシャフト用に開発したCFRPハイブリッドシャフトは、中空鋼管の内径に炭素繊維強化樹脂を内挿しており、軽量で一体化構造が可能である。また樹脂の肉厚を変えることにより危険回転数を変化させることも可能である。この新しいプロペラシャフトについて紹介する。

The CFRP hybrid shaft is produced by inserting a CFRP pipe into the inner surface of steel pipe. Lighter weight and higher bending stiffness is achieved, consequently making a one-piece propeller shaft possible. Conventional steel shafts require a two-piece or three-piece segmented construction.

The CFRP hybrid shaft advantages include 10% or more reduction in weight and fewer parts as compared with steel shafts. The steel outer surface results in higher durability under harsh environments.

1. 概要

動力伝達を担うプロペラシャフトは通常、鋼管製チューブとユニバーサルジョイントの組合せで構成され、高速回転時の曲がりや振りを防止するため車両構造により2～3分割で用いられる。(図1)¹⁾

プロペラシャフトの軽量化のために、炭素繊維強化樹脂(Carbon Fiber Reinforced Plastics; 以下CFRPと呼ぶ)製²⁾やアルミ製³⁾シャフトの搭載実績がある。アルミでは、比弾性率(E/ρ , E ; 縦弾

性率, ρ ; 密度)が鋼とほぼ同じ値であるため、CFRP製のプロペラシャフトに比べ軽量化効果は小さい。一方、CFRPは軽量化効果は大きいものの、金属部品との接合および低コスト化が課題であった。

本報では、CFRPの課題を対策するため、低コストCFRP管と鋼管の複合構造とした「CFRPハイブリッドシャフト」のプロペラシャフトへの適用を紹介する。

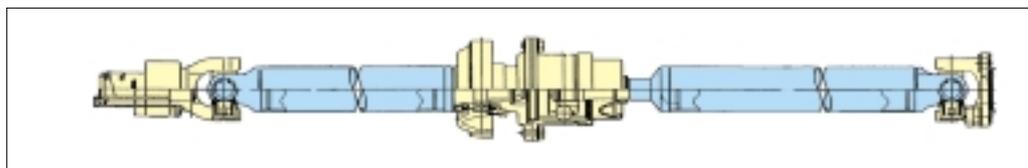


図1 現行のプロペラシャフトアッシーの構造
Conventional propeller shaft assembly

*総合技術研究所 新製品開発部

2. 開発シャフトの構造

「CFRPハイブリッドシャフト」は、中空鋼管内部にCFRP管を内挿した2重複合管構造で、トルク伝達は外周部の鋼管が分担し、鋼管で不足する曲げ剛性をCFRP管で強化している。

大幅な重量増を伴わずにCFRP層付加でシャフトの曲げ剛性を上げられるために長軸化が可能である。

このことで、現行2ピース以上に分割される鋼製プロペラシャフト構造を簡素化でき、分割に必要な部品（サポートベアリング・マウント等の支持部）の削減ができプロペラシャフト全体の重量が軽減できる。

図2にハイブリッドシャフトの一例を、表1に諸元を示す。

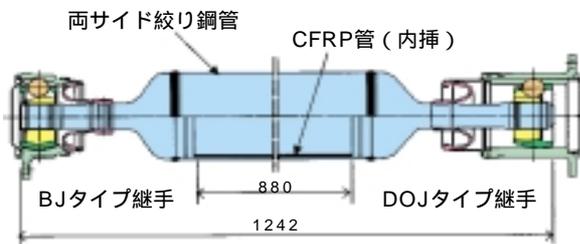


図2 CFRPハイブリッドシャフトのアッシー構造
Structure of CFRP hybrid shaft

表1 試作シャフトの仕様および寸法諸元
Specification of prototype CFRP hybrid shaft

| | |
|---------------------|---------|
| シャフト長 | 1242 mm |
| 中央ストレート部 | 970 mm |
| 中央ストレート部外径 | 82.6 mm |
| 鋼管肉厚 | 1.6 mm |
| 両サイド絞り鋼管使用 | |
| 両サイドにCVJ用スタブシャフト溶接 | |
| 内挿したCFRPパイプの肉厚 4mm | |
| 鋼管内中央880mm幅にCFRP管接着 | |

3. CFRP

マトリクス樹脂をビニルエステル系樹脂として、汎用高強度カーボン繊維（CF）（縦弾性率：235GPa）を配向角0°（=軸方向）で引抜き成形した。

3.1 引抜き成形法

引抜き成形法（Pultrusion Process）は、図3に示すように、加熱金型に設けられた製品断面と同一形状の通路の中を、液状熱硬化性樹脂を含浸させた繊維束（トウ）を通過させながら、連続的に硬化させる方法である。

金型の後段に配置された引取装置によって引張りながら金型から取り出すために、引抜き成形法と呼ばれる。要求される強度特性に応じ、繊維の種類、繊維の形態（連続したトウ、織物、ランダム配向のマットなど）を選択し、長手方向、幅方向に繊維基材を配向させる。

同一断面で連続的に成形されかつ定長で切断されるので、長さは自由に設定することができる。フィラメントワインディング法によるFRPパイプ成形⁴⁾に比べ、引抜き成形法は加工工程を大幅に省け、さらに連続成形となるため材料ロスが少ない。引抜き成形法は大量生産時、最も経済的な成形法となる。

本開発では、円筒断面形状の金型を用い、成形性改良のために内外周両面にガラス繊維（GF）製マット（膜厚 各0.3mm）で被覆しながらCFRP管を成形した。このためCFRP管の内部構造は、写真1に示すようにGF層 - 0°配向CFRP層 - GF層の3層構造となる。

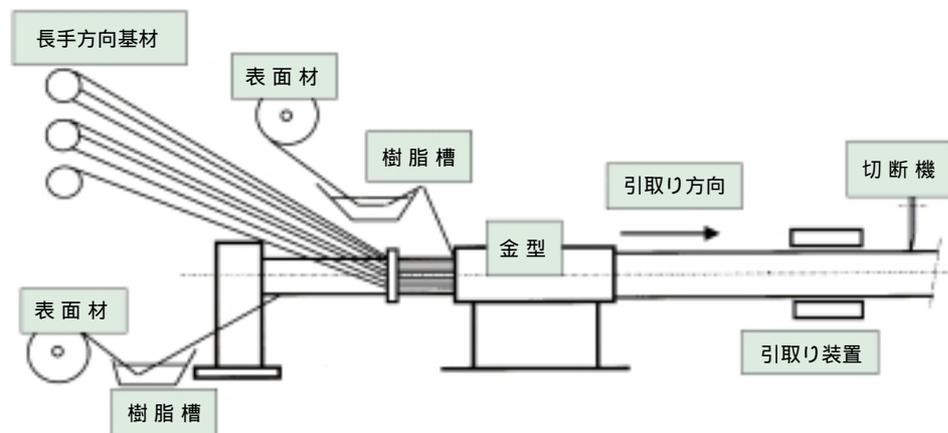


図3 引抜き成形概略図
Schematic of pultrusion process

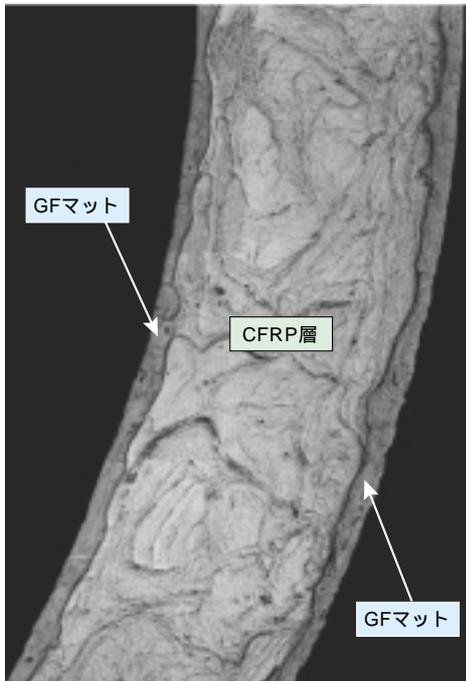


写真1 CFRP管の断面 (肉厚4mm)
Cross-section of CFRP shaft (t=4mm)

3.2 CFRP管の内挿

CFRP管は外径を鋼管内径より大きめに成形し、軸方向スリットを入れる(図4)。このCFRP管を縮径させながら中空鋼管に内挿する。⁵⁾

この方法は、CFRP管の拡張しようとする力(スプリング力)を利用するため、管径寸法のバラツキが大きくともCFRP管を安定して固定することができる。また、鋼管とCFRP管の界面で接着一体化した2重管構造を形成するが、スプリング力は接着剤との密着性向上において有効に作用する。

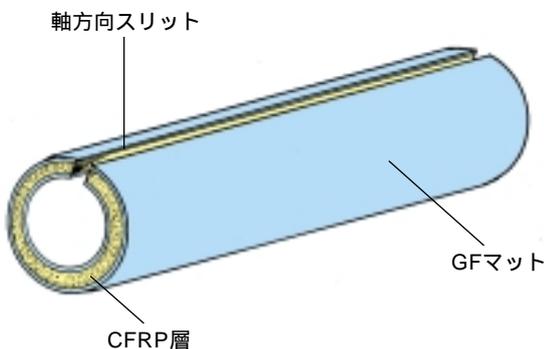


図4 スリット入りCFRP管
CFRP shaft with slit

4. CFRP管が分担するトルクについて

複合管にトルク T が作用した時、CFRP管に負荷されるトルク T_{CO} は、(1)式で表される。

$$T_{CO} = \frac{G_{CO} I_{PCO}}{G_{ST} I_{PST} + G_{CO} I_{PCO}} \cdot T \dots\dots\dots (1)$$

I_p ; 断面2次極モーメント

G ; せん断弾性率(鋼管周方向)

添字 ST; 鋼管, CO; CFRP管

鋼管とCFRP管はいずれも薄肉太径、かつ肉厚も同程度なので、それぞれの I_p はほぼ等しいとおけば、

$$\frac{T_{CO}}{T} \cong \frac{G_{CO}}{G} \dots\dots\dots (2)$$

つまり、複合管を構成する各材料の材料定数がわかれば、CFRP管が分担するトルクの割合を求めることができる。

(2)式より、金属管とCFRP管の複合管では

- 1) 金属管の G が小さくなれば(例えばアルミ材)相対的にCFRP管の分担率が上がる。
- 2) 積層構成によりCFRP管の G を大きく(例えばバイアス角をつける)すると、相対的にCFRP管のトルク分担率は上がる。

CFRP管でのトルク分担が小さい方が、CFRP内でのCF-マトリクス樹脂界面に作用するせん断応力は小さくなるため材料疲労的に有利となる。CFRP管に対し相対的に周方向のせん断弾性率の大きな鋼管と、せん断方向には弾性率を小さくするようなCFRP管の積層構成の組合せが、複合管としての耐久性から望ましい。

5. 性能について

表1に示した仕様のハイブリッドシャフトについて各種性能を評価した。以下に試験結果を示す。

5.1 本開発プロペラシャフトの重量

現行2ピース構造の鋼管プロペラシャフトを、ハイブリッドシャフトを用いて1ピース構造とした場合、重量は18%減量できた。

- 現行2ピースでは11kg

本開発シャフトでは9kg

5.2 ハイブリッドシャフトの固有振動数

ハイブリッドシャフトの複合管部分の曲げ1次の固有振動数 f_c (Hz) は、以下の(3)式で概算できる。

$$f_c = \frac{9.869}{2} \frac{1}{L^2} \sqrt{\frac{E_{ST} \cdot I_{ST} + E_{CO} \cdot I_{CO}}{I_{ST} + I_{CO}}} \dots\dots\dots (3)$$

- E ; 縦弾性率 [GPa]
- I ; 断面2次モーメント
- ρ ; 密度 [kg/m³]
- A ; 断面積 [m²]
- L ; 支持間距離 [m]
- 添字 ST; 鋼管, CO; CFRP管

材料密度が、 $\rho_{ST} > \rho_{CO}$ であることから、CFRP中のCFの種類(グレード)および体積含有率で $E_{ST} > E_{CO}$ となるように構成すれば、(3)式より固有振動数は上げられることになる。

なお、ハイブリッドシャフト構造になると両端のスタブシャフト重量の影響で、実際の固有振動数(=危険回転数)は(3)式で求めた値より低下する。

5.2.1 スリットの影響について

CFRP管の肉厚を4mmとし、挿入前のスリット幅4, 8, 18, 38mmの4水準について固有振動数に及ぼすスリット幅の影響を調べた(スリット4mm以下では挿入不能)。

内挿したCFRP管の軸方向スリット中央位置を0°(基準)とし、90°周方向にずらした位置の2箇所でも両端自由の状態として中央をインパクト加振法⁶⁾で、固有振動数を測定した。

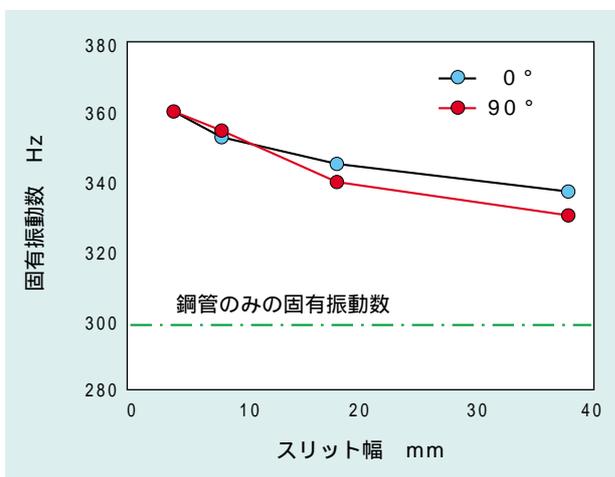


図5 スリット幅の固有振動数への影響
Influence of slit width on natural frequency

図5に示すように、

- 1) CFRP管を内挿することで固有振動数は高くなり、剛性を上げる効果が認められる。スリット幅が4mmの時、鋼管のみに比べ60Hz(20%)高くなる。
- 2) スリット幅が大きくなるにつれ、ハイブリッドシャフトの固有振動数は低下する。しかしスリット幅38mmでも鋼管より固有振動数は高い。
- 3) 位相で見ると、位相角90°でスリット幅が広くなるにつれ低下量は大きく、0°との差異は顕在化してくる。

CFRP管を内挿することで剛性を上げる効果が認められる。ハイブリッドシャフトの場合、最も低い位相の固有振動数でプロペラシャフトとしての性能(危険回転数)が決まる。CFRP管のスリット幅は8mm以下もしくは、極力隙間を生じさせないスリット幅にする必要がある。

5.2.2 CFRP管肉厚と固有振動数の関係

CFRP管の肉厚を2および4mmの2水準として固有振動数を調べた。なお、いずれも外径、スリット幅(4mm)は同一である。

表2に示すように、内挿するCFRP管の肉厚を厚くすれば、それに伴い曲げ剛性の向上が認められる。本開発のハイブリッドシャフトは、汎用のCFでも0°配向したCFRPとすることで、固有振動数を、肉厚2mmで約10%、4mmで約20%上げている。

このことは、CFグレードや肉厚の変更で必要危険回転数をチューニングできる可能性があることを示している。

表2 CFRP管の肉厚の影響(両端自由)
Influence of CFRP shaft thickness on natural frequency

| CFRP管の肉厚 (mm) | 固有振動数 (Hz) | |
|---------------|------------|-----|
| | 0° | 90° |
| 鋼管シャフト | 297.5 | |
| 2 | 325 | 325 |
| 4 | 360 | 360 |

5.2.3 FEM解析による固有振動数の推定

FEM解析によってハイブリッドシャフトの固有振動数 f_c を求め、実測値との比較を行った。なお予めCFRP単体での材料試験で縦弾性係数 (E) の値を求め、その値を計算に用いた。

両端スタブ付きハイブリッドシャフトの変形モードを図6に示す。また計算値と実測値との比較を表3に示す。

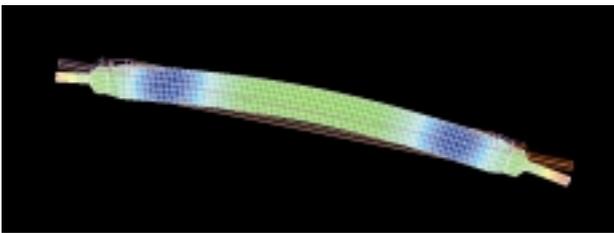


図6 スタブ付きCFRP複合シャフトの変形モード (曲げ1次, 両端自由)
Deformation mode of CFRP shaft with stub

表3 FEM解析結果と実測値の比較
Comparison of FEM-calculated values and measured values

| シャフト構成 | 計算値 (Hz) | 実測値 (Hz) | 誤差 (%) |
|------------------------|----------|----------|--------|
| ①: 両端絞り鋼管, 両端スタブシャフトなし | 490.7 | 507.5 | -2.8 |
| ②: ①にCFRP管(2mm)内挿 | 551.5 | 545.0 | +1.0 |
| ③: ②に両端スタブ取付け | 330.1 | 325.0 | +1.5 |
| ④: ③でCFRP管(4mm)に変更 | 365.5 | 360.0 | +1.5 |

両端にスタブが溶接されたハイブリッドシャフトの曲げ1次の固有振動数の計算値と実測値は1.5%程度の誤差であり、かなり正確に推定できる。

5.3 アンバランス量の測定

高速回転するプロペラシャフトは、振れ回り運動防止のためにバランス修正される。このバランス修正前シャフトの内挿CFRP管スリット幅のアンバランス特性への影響を調べた。

アンバランス測定結果を、表4に示す。

本開発のハイブリッドシャフトの場合、スリット幅8mm以内であればアンバランス特性に対し、要求を満足することになる。

表4 アンバランス測定
Influence of slit width on imbalance

| スリット幅 (mm) | ピース取付け位相角およびアンバランス注) | | | |
|------------|----------------------|--------|----------|--------|
| | DOJ側 | | BJ側 | |
| | 位相角(deg) | アンバランス | 位相角(deg) | アンバランス |
| 鋼管シャフト | -165 | | -112 | |
| 4 | -75 | | -148 | |
| 8 | -142 | | -130 | |
| 18 | 37 | x | 52 | x |
| 38 | -7 | x | -2 | x |

注) アンバランス判定: 規定ピース重量に対する取付けピース重量の大小で合否判定した。(○:小, x:大)

測定条件

測定回転数: 4000rpm

負荷: 無負荷

測定法: シャフトの両側に図2に示すようにCVJを組付けて計測した。

測定項目: 内挿されるCFRPのスリット位置を0°(基準)とした時の左右のバランスピース取付け位相角および重量

5.4 低高温熱劣化試験

低温または高温雰囲気中に放置した後の、固有振動数の変化を調べた(表5)。

- 1) 高温放置では変化しないが、低温放置で固有振動数の低下が認められた。
- 2) 90°の位相で影響がでやすい。この時の低下量は3%以内であった。

表5 低高温熱劣化試験 (Hz)
Deterioration test of low and high temperature

| 劣化条件 | 位相角(deg) | 試作管 No.1 | 試作管 No.2 |
|-------|----------|----------|----------|
| 供試前 | 0 | 360 | 360 |
| | 90 | 360 | 357.5 |
| 低温放置後 | 0 | 355 | - |
| | 90 | 350 | |
| 高温放置後 | 0 | - | 360 |
| | 90 | | 357.5 |

低温放置条件; -40 °C x 72hr

高温放置条件; 100 °C x 72hr

5.5 静ねじり試験

静ねじり試験によりハイブリッドシャフトの破断時の強度・ねじり角および破断箇所を調べた。

試験結果を表6に、ねじり角 トルク線図を図7に示す。

表6 静ねじり試験
Static distortion test results

| 供試シャフト | 破断強度 (N・m) | ねじり角 (deg) | 破断箇所 |
|----------------|---------------|---------------|-----------------|
| 鋼管シャフト | 3165.4 | 107 | スタブシャフト 最小径部 |
| ハイブリッド シャフト | 3175.2 | 118 | 同上 |

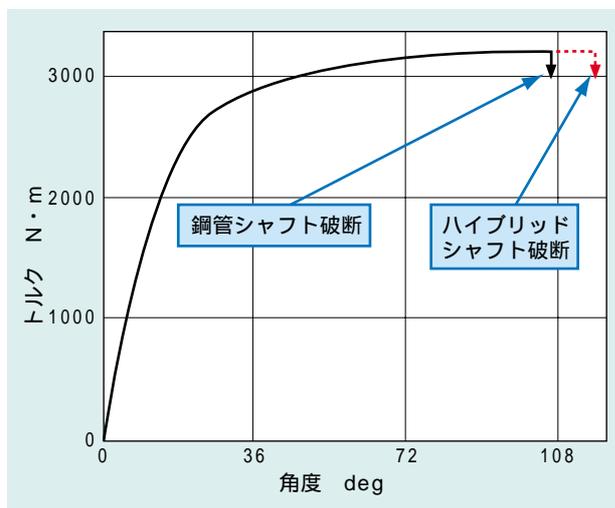


図7 トルク線図
Distortion angle-Torque chart

- 1) 鋼管シャフトおよびハイブリッドシャフト、いずれもスタブシャフト最小径部で破断した。ハイブリッドシャフトの複合管部分での異常はなかった
- 2) 鋼管シャフトおよびハイブリッドシャフトのトルク線図は重なっており(図7)、内挿した0°向CFRP管は、ねじれ方向に対しほとんどトルクを分担していない。

6. まとめ

引抜き成形したCFRP管を縮径・内挿させることで、低コストな「CFRPハイブリッドシャフト」の量産製造を可能にした。外周部が鋼管となるハイブリッド構造は自動車の駆動部品としてフロア下部に取付けられ、いろいろな路面・走行状況においても現行プロペラシャフトと同等の信頼性・耐久性を有し、シャフト構造の簡素化、軽量化が見込める。

「CFRPハイブリッドシャフト」のプロペラシャフト適用を検討し、以下のことが判明した。

- (1) 鋼管製に比べ10%以上の軽量化が可能。
- (2) 同一シャフト外径でも、内挿するCFRP管の肉厚を厚くすることで、曲げ剛性を上げられ、さらに材料仕様(炭素繊維(CF)の弾性率およびトウ)を変えることにより必要剛性に適合させることができる。

アンバランスおよび強度特性は、ハイブリッド構造としても現行プロペラシャフトの性能レベルと同等にできる。

【参考文献】

- 1) 自動車技術ハンドブック, No.2設計編, P249 ((社)自動車技術会, 1991)
- 2) 川原田耕己, 山形浩, 若松稔, 関山憲一: TOYOTA Technical Review, Vol.43, No.2, Nov, 1993 P80-85
- 3) J.Bauer, A.Loffer, H.Rastel, O.Winterling: ATZ, Vol.99, No.5, May, 1997 P256-263
- 4) C.Ruegg: MATERIALS & DESIGN, Vol.4, Oct/Nov, 1983 P870-875
- 5) 特開2001-047883
- 6) 計測法シリーズ7, 振動・騒音計測技術, (社)日本機械学会編, P99 (朝倉書店, 1985)

執筆者近影



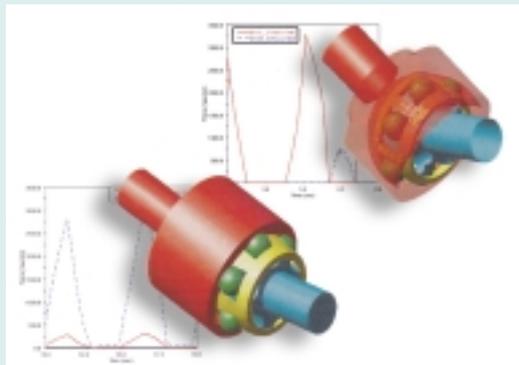
中島 達雄
総合技術研究所
新製品開発部



松井 有人
総合技術研究所
新製品開発部

等速ジョイントの動的内部力解析*

Dynamic Analysis of Forces Generated on Internal Parts for Ball Type Constant Velocity Joint



葉山 佳彦** Yoshihiko Hayama

等速ジョイント内部の部品は、複雑な3次元運動を行っている。製品機能を向上させるには、各部品に作用する力、相対位置、応力および変形などを把握する必要がある。ADAMSを用いた動的内部力解析例と、実際の等速ジョイントとの部品間に作用する力の整合について紹介する。

A constant velocity joint (CVJ) can transmit torque while keeping rotation constant from the input shaft to the output shaft while the two shaft axes are at any angle. CVJ's are roughly divided into two types. The first is a fixed type that can accept only bending movement between the input and the output shaft. The second is a plunging type, which also permits telescopic movement. Each CVJ consists of several parts that move in 3 dimensions as it works. Analysis of dynamic forces generated on these parts is important in the development of a CVJ. However, it is very difficult to measure all these forces in experiments.

This paper describes multi-body dynamic models and analytical results of internal forces of two types of CVJ, DOJ (plunging type) and BJ (non-plunging type). ADAMS, a dynamic modeling software package, is utilized to build these models. Clearances between all components, 3D contact forces and friction forces are taken into consideration in these models. 3D contact forces are calculated by using Hertzian contact theory. In addition, the dynamic CVJ models have been verified by comparing the analytical results with experimental data. Two types of CVJ multi-body dynamic model have been completed, with analysis. As the result, it is possible to predict CVJ assembly internal forces. In these analyses we can get various characteristics of CVJ internal force. According to analytical results, there are some balls on which no contact forces are generated in BJ and DOJ assemblies. As the operation angle is increased or the friction coefficient is decreased, the peak contact force generated between the ball and the track is shifted to the smaller phase angle side. Analytical results are similar to experimental results in the DOJ assembly model.

1. はじめに

等速ジョイント（以下CVJ）は、交差角を有する二軸を等速に結合させることのできる動力伝達系の機械要素である。CVJは、二軸の間で交差角のみが付与できる固定式や、交差角が付与でき、さらに軸方向にも自由度を有するしゅう動式に大別でき、それぞれさまざまな種類がある。これらは主に自動車の動力伝達系に使用される。

CVJは複数の部品で構成され、軸回転に対して複雑な三次元挙動を示す。これらの内部部品に作用する動的な力や挙動を知ることは、CVJを開発する上で不可欠である。しかしながら、このような各構成部品に作用するすべての動的な内部力を測定することは非常に困難である。

*自動車技術会2002年春季学術講演会前刷集 No.65-02より転載（自技員02028号）

**総合技術研究所 新製品開発部

本報では、しゅう動式CVJであるダブルオフセットジョイント（以下DOJ）および、固定式CVJであるボールフィクストジョイント（以下BJ）について、それぞれ動的内部力解析モデルを構築し、構成部品に作用する動的内部力を求めた。解析モデルの作成および計算には、汎用機構解析ソフトウェアADAMSを用いている。このソフトウェアは、非線形動力学問題を解くことが可能である。本動的内部力解析モデルには、モデルの部品間にすきまを設定している。CVJにおいて、各部品間に設定したすきまが内部力に影響を与えることは、すでに報告済みである。⁶⁾ 各部品の三次元接触については、ADAMSの機能だけでなく自作のサブルーチンによって接触点、接触力および摩擦力を求めている。接触力の計算ではHertzの点接触式を使用した。^{3) 4)}

解析結果については、各ジョイントの内部力の特徴と、交差角や摩擦係数の影響について示す。さらにDOJでは、解析結果と実験との整合性を評価した。

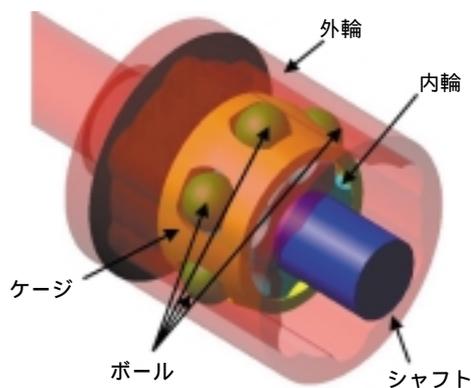


図1 DOJモデル
DOJ model

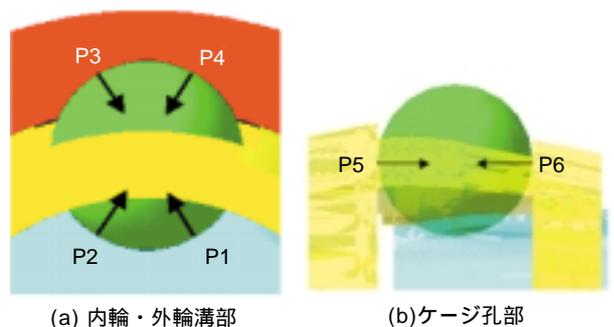
2. CVJ動的内部力解析モデル

2.1 DOJ動的内部力解析モデル

図1はDOJの動的内部力解析モデルである。DOJは、外輪、内輪、ケージおよび6個のボールで構成されている。各部品は図1のように配置されていて、内輪の外球面はケージの内球面に保持され、またケージの外球面は、外輪の円筒面に保持されている。

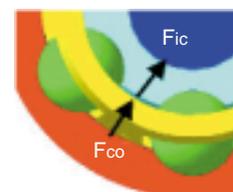
外輪および内輪は、6本の半円筒状の溝を有し、6個のボールはそれぞれ溝内に保持され、ジョイントの回転や軸方向の動きとともに、内輪および外輪と相対的に変位する。解析対象としたDOJの溝形状は、Gothic Arch形状(中心軸が異なる2本の半円筒が重なった形状)をしている。また、ケージには6つの孔があり、この孔でボールを保持し、ジョイントが交差角をもって回転した際、ボールをその交差角の2等分面上に配置する役目を果たしている。図2に接触力を示す。図2中の記号は、作用する内部力の識別記号として使用する。

解析に使用した部品の寸法は、実験で使用したDOJを測定し、その測定値をもとに、モデルにすきまを設定している。



(a) 内輪・外輪溝部

(b) ケージ孔部



(c) 球面部

図2 接触力
Detail of ball contact force

2.2 BJ動的内部力解析モデル

図3はBJの動的内部力解析モデルである。BJは、DOJと同様に、外輪、内輪、ケージおよび6個のボールで構成されている。各部品は図3のように配置され、内輪の外球面はケージの内球面に保持され、またケージの外球面は、外輪の内球面に保持されている。

DOJとの相違点は、主にDOJが外輪および内輪に軸方向に円筒状の溝を有しているのに対し、BJは、6本のGothic Arch断面の円環形状の溝を有する。ボールの接触状態は、形状は異なるものの図2のDOJと同様である。また解析に使用した部品の寸法およびすきまには、実機の値を採用している。

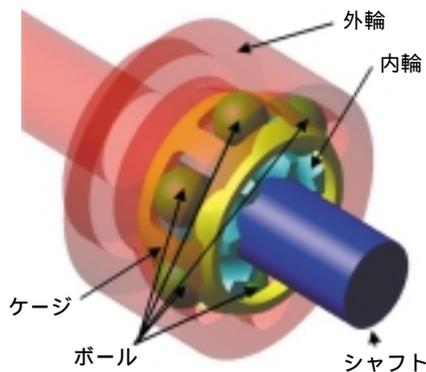


図3 BJモデル
BJ model

2.3 接触力の算出

三次元形状接触問題は、各形状を表す方程式より、接触点を算出し、接触力は式(1)より求める。図4に三次元接触の概略図を示す。式(1)の第1項は、Hertzの点接触式であり、第2項は衝突時の衝撃力を緩和する減衰項である。本来Hertzの理論では、各パラメータは楕円積分によって求められるが、機構解析において解析時間に大きく影響を与えてしまうため、近似式を用いた。³⁾⁴⁾⁵⁾⁶⁾この近似式は、接触する2物体の形状で定義される寸法値、材質のみのパラメータで決定できる。接触力の方向は、図4のrに対して逆方向である。

今回の等速ジョイントの解析モデルでは、図4に示す接触平面内の相対速度 V_x , V_y を用いて、図5に示すような関数化された摩擦係数によって、接触部品間に作用する摩擦力を考慮している。

$$F_{\text{contact}} = k \cdot E' \sqrt{\frac{2 \cdot \cdot R}{9 \cdot \cdot 3}}^{3/2} - C \cdot V_z \dots (1)$$

- k : 楕円率
- E' : 等価弾性係数
- R : 等価半径
- \cdot : 第1種楕円積分
- \cdot : 第2種楕円積分
- C : 減衰係数
- \cdot : 弾性変形量

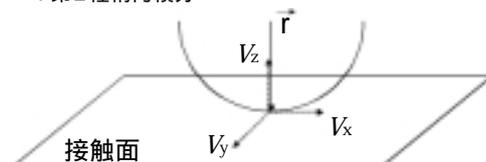


図4 接触状態の概略図
Schematic representation of contact feature

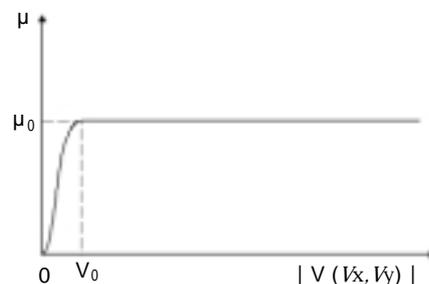
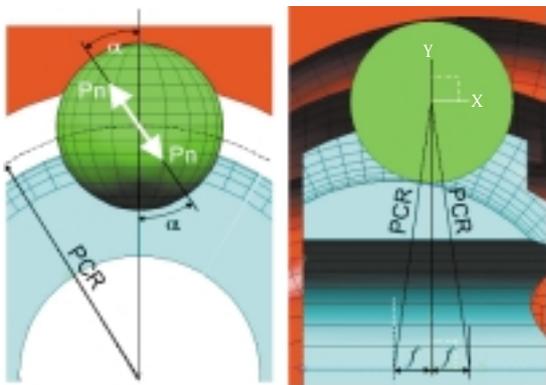


図5 摩擦係数
Friction coefficient

2.4 内部力の評価方法

次節より述べる内部力結果は、すきまのない理想的なジョイントが交差角0degの状態では、トルクが作用したときのボール - 溝間力Pnによって無次元化している。(式(2), 図6) また結果評価における位相角およびジョイントの回転方向は、図7に定義する。本解析では、外輪を図7の方向(反時計回り)に回転させ、シャフト側からジョイントの回転方向にトルクを作用させる内輪駆動方式 (Inner drive mode) の解析を行った。



T : トルク
 PCR : ボールピッチ円半径
 : 接触角
 f : 溝中心オフセット長

図6 Pnの定義
 Definition of Pn

$$Pn = \frac{T}{6 \cdot PCR \cdot \sin \alpha} \quad (\text{DOJ})$$

$$Pn = \frac{T}{\sqrt{PCR^2 - f^2} \cdot \sin \alpha} \quad (\text{BJ}) \quad \dots\dots\dots(2)$$

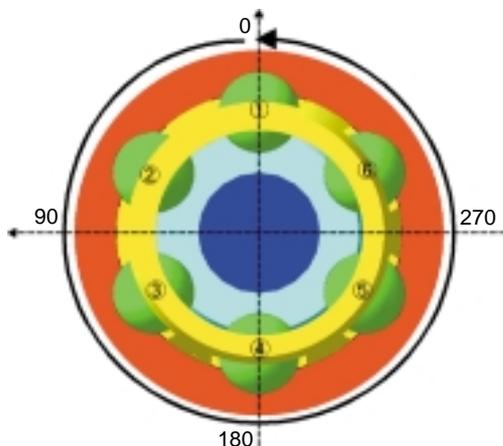


図7 位相と回転方向の定義
 Definition of phase angle and rotational direction

2.5 CVJ動的内部力解析モデルによる評価項目

今回開発したCVJの解析により、評価可能な項目を示す。

- 接触力, 摩擦力
- 接触位置, 接触角
- 接触界面の相対速度
- 接触面圧, 接触楕円径

一例として、BJの内輪溝上の接触点の軌跡の解析結果を図8に示す。このように今回作成したCVJ動的内部力解析モデルによって、実験では測定困難な、各部品間に発生する内部力や、それらが関与するCVJの特性を予測・検討することが可能である。次節以降で述べる結果は、上記項目の中で、各部品間に作用する接触力について評価した。

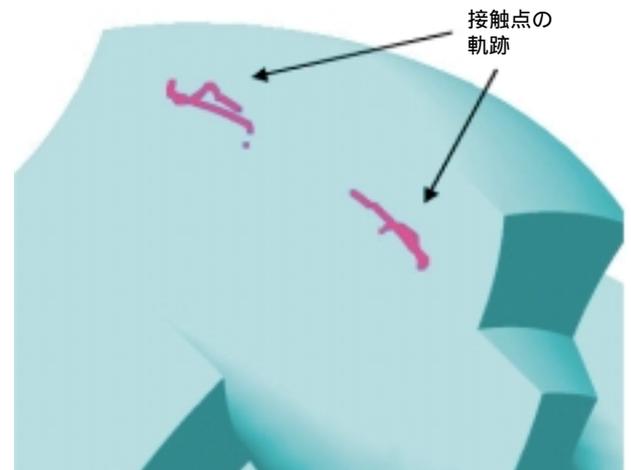


図8 BJ内輪トラック上の接触点
 (交差角40度, 回転速度10rpm, トルク10Nm)
 Contact point of BJ inner ring track
 (Operation angle 40deg, Rotational speed 10rpm Torque 10Nm)

3. DOJの動的内部力解析結果

3.1 DOJの動的内部力

表1に解析条件を示す。図9は、内部力P3, P4, P5, P6およびFco(ケージ外球面 - 外輪円筒面間力)を示す。図2(a)の通り、P1とP3, P2とP4は、点対称の関係で接触力は、ほとんど定性的にも定量的にも同等と考えてよいので、ボールが溝より受ける力は外輪側のP3とP4を代表として示す。

図9(a)では、トルクが作用するとP4側にはすきまが生じ、P3側にのみ力が作用することがわかる。また、一回転中に力を受けない位相が存在する。これは、DOJがトルクを伝達し回転している際に、力を受けないボールが存在していることを示している。

今回解析したDOJは、ケージの孔とボールはしめしろで設定されている。内外輪の溝からボールに力が

作用している間は、交差角によってそれらの溝がくさび角を形成するため、軸方向に力が作用する。図9(b)には、これらの軸方向力に相当するP5またはP6を示す。P5およびP6も、ジョイントの回転によりボールの接触力とともに変動していることがわかる。一方、溝からボールが力を受けない場合は、ケージの孔のしめしろによる力が作用しているのみである。

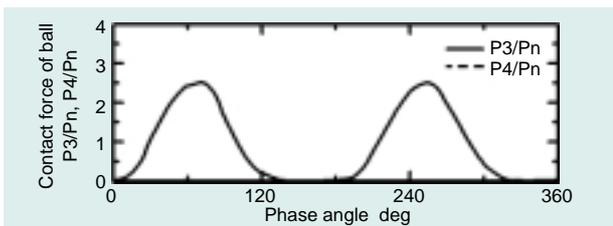
図9(c)は、ケージの外球面と外輪の円筒面に間に作用する接触力(Fco)を示している。一回転中に6回の変動が見られる。DOJは回転中、軸方向に回転6次が主成分とする力が誘起される。図9(c)の結果は、この軸方向力が回転6次を示す理由であると考えられる。

3.2 交差角の影響

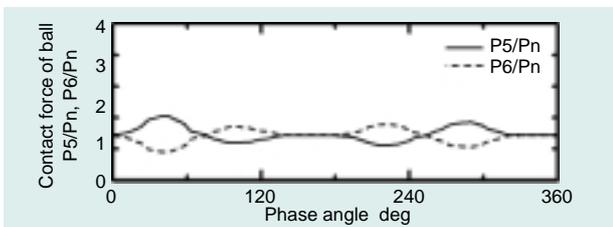
交差角が変化したときの外輪溝からボールに作用する力P3を図10に示す。解析条件を、表2に示す。

表1 3.1節の解析条件
Analytical conditions of section 3.1

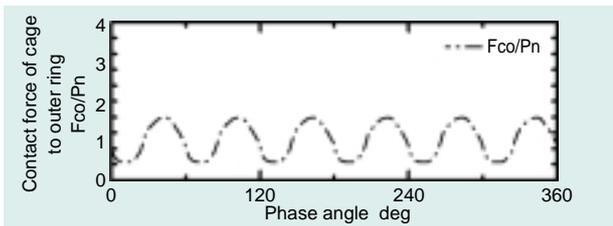
| | |
|--------------|--------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 10 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.05 |



(a) P3, P4



(b) P5, P6



(c) Fco

図9 DOJの内部力
Internal force of DOJ

表2 3.2節の解析条件
Analytical conditions of section 3.2

| | |
|--------------|------------------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 0, 5, 10, 15 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.05 |

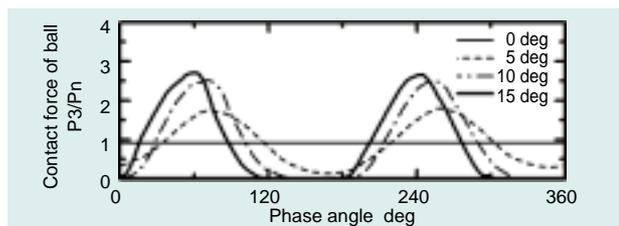


図10 交差角の影響
Influence of operation angle

表3 設計値と解析値との比較 (交差角0度)
Comparison between ideal parameters and calculation (Operation angle 0 deg)

| | 設計 | 解析結果 |
|------------------|----------------|----------------|
| 接触角 : | 36 deg | 40.291 deg |
| PCR | 25 mm | 24.995 mm |
| ボール - 外輪溝間に作用する力 | 1111.57 N (Pn) | 1013.01 N (P3) |
| トルク : T | 98 Nm | 98.2 Nm |

まず、交差角0degの結果を見ると、Pnに対して約8%小さくなっている。Pnの定義では、すきまは考慮されていないが、今回作成した解析モデルは、すきまが考慮されているため、トルクが作用することによって、接触角が変化する。

表3は、計算値および本解析モデルの結果による接触角、PCR、PnまたはP3およびトルクを示す。解析で与えたトルクと、解析から換算されたトルクは、一致している。つまり、交差角0degでの接触力の減少はすきまによる接触角の変動を再現している。

また図10より、交差角が大きくなるにしたがって、力の変動幅が大きくなることがわかる。さらに交差角5degでは、1回転中絶えずボールには溝から力が作用しているが、10degおよび15degでは、力が作用しない領域が見られる。また、交差角が大きくなるとP3のピーク位置が変化する。

3.3 摩擦係数 μ の影響

摩擦係数 μ が接触力に与える影響を図11に示す。解析条件は、表4に示す。摩擦係数 μ が増加するにつれて、P3のピーク位置が変化する。

表4 3.3節の解析条件
Analytical conditions of section 3.3

| | |
|--------------|------------------------------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 10 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.00, 0.03, 0.05, 0.10, 0.15 |

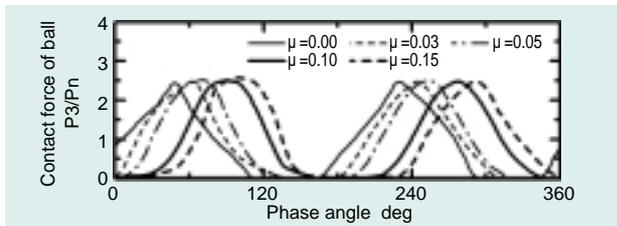


図11 摩擦係数の影響
Influence of friction coefficient

3.4 実験との比較

実際にDOJの外輪溝がボールから受ける力を測定した結果を図12に示す。測定時の条件は、表5に示す。この条件は表4の条件と同じである。

図10と図12を比較すると、定性的にも定量的にもほぼ一致している。また、交差角が大きくなるにつれて、P3のピーク位置が変化する点についても一致している。このように、今回構築したDOJの解析モデルは、実験との整合性が確認され、解析の妥当性が確認できた。

表5 実験条件
Experimental conditions

| | |
|------------|--------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 10 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |

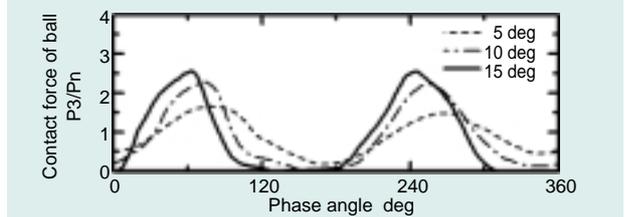


図12 交差角の影響の測定結果
Experimental results of influence of operation angle

4. BJの動的内部解析結果

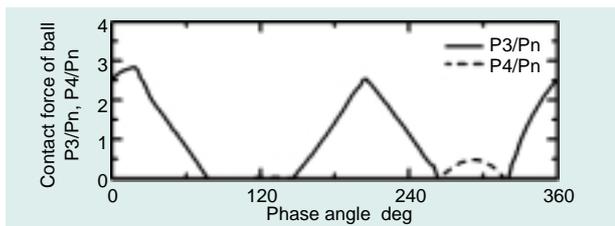
4.1 BJの動的内部力

表6に解析条件を示す。図13は、動的内部力解析結果を示す。DOJと同様に図2(a)の通り、P1とP3、P2とP4は、互いに点対象の関係にあり接触力は、定性的にも定量的にもほぼ一致している。よって、ボールが溝より受ける力は外輪側のP3とP4を代表として示す。

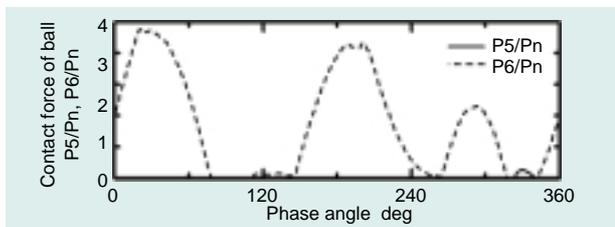
図13(a)では、DOJの結果同様、トルクが作用することによって主としてP3側に力が発生することがわかるが、一方位相角262~318degでは、DOJの結果と違い、P4に力が発生していることがわかる。DOJでは一回転中にボールが力を受けない位相範囲が比較的広がったが、BJはDOJに比べその範囲は狭い。このことは、BJがトルクを伝達し回転している際、力を受けないボールがDOJより少ないことを示

表6 4.1節の解析条件
Analytical conditions of section 4.1

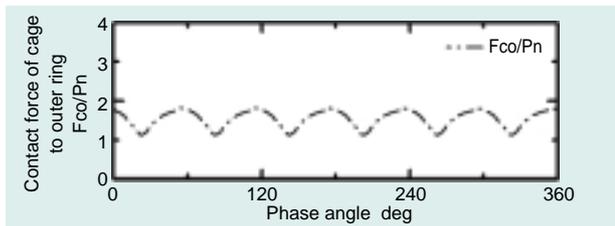
| | |
|--------------|--------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 20 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.05 |



(a) P3, P4



(b) P5, P6



(c) Fco

図13 BJの内部力
Internal force of BJ

している。

今回解析したBJは、ケージの孔とボール間にはすきまを設定した。図13(b)では、DOJの結果と違い、ケージの孔はP6側が主に力を受けている。これは、ボールが、内外輪の溝から力を受け、ジョイント内部から外に飛び出そうとするため、その力がケージのP6側の孔に負荷していることがわかる。またボールが溝から力を受けない場合は、ケージ孔は力を受けないことも確認できる。

図13(c)は、ケージの外球面と外輪の内球面間に作用するの接触力(Fco)を示している。DOJ同様、一回転中に6回の変動が見られる。BJも、回転により回転6次を主成分とする力が誘起されると考えられる。

4.2 交差角の影響

交差角が変化したときのボールに外輪溝から作用する力P3を図14に示す。解析条件を、表7に示す。

DOJのときと同様、交差角0degの結果を見ると、Pnに対して約8%小さくなっている。このことは、DOJで述べた(3.2節)同様の理由からである。(表8)

また図14より、交差角が大きくなると、0~10degまではP3側の溝だけに力が作用しているが、10deg以上では、P3溝の力が作用しない領域が2つ見られる。さらに、交差角の変化によるP3のピーク位置の変化は、DOJの結果同様求められているが、交差角30deg以上では、ほとんど変化しないことがわかった。

表7 4.2節の解析条件
Analytical conditions of section 4.2

| | |
|--------------|--------------------------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交差角 : | 0, 5, 10, 20, 30, 40 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.05 |

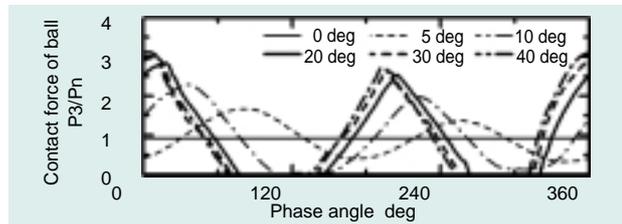


図14 交差角の影響
Influence of operation angle

表8 設計値と解析値との比較 (交差角0度)
Comparison between ideal parameters and calculation
(Operation angle 0 deg)

| | 設 計 | 解析結果 |
|----------------------|---------------------|-------------------------|
| 接 触 角 : PCR | 44 deg 25.115 mm | 49.583 deg 24.855 mm |
| ボール - 外輪溝間に 作用する力 | 945.59 N (Pn) | 865.42 N (P3) |
| 溝中心オフセット長: f | 3.529 mm | 3.529 mm |
| トルク : T | 98 Nm | 97.3 Nm |

4.3 摩擦係数 μ の影響

摩擦係数 μ が接触力に与える影響を図15に示す。解析条件は、表9に示す。DOJの解析結果同様、摩擦係数が増加するにつれ、P3のピーク位置が変化する。

表9 4.3節の解析条件
Analytical conditions of 4.3

| | |
|--------------|------------------------------|
| トルク : T | 98 Nm |
| 回転速度 : N | 10 rpm |
| 交 差 角 : | 20 deg |
| 駆動方向 | 内輪駆動 |
| 摩擦係数 : μ | 0.00, 0.03, 0.05, 0.10, 0.15 |

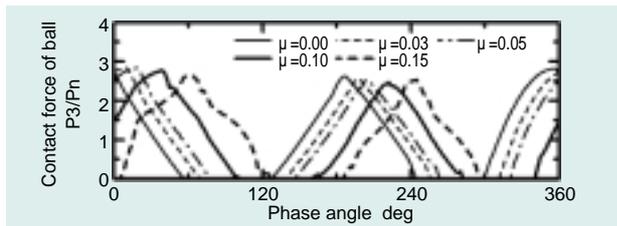


図15 摩擦係数の影響
Influence of friction coefficient

5. まとめ

2種類のCVJの動的内部力解析モデル(DOJ, BJ)を構築し、ジョイント内部部品に作用する内部力について評価した結果を以下に示す。

- (1) すきまを考慮したCVJ動的内部力解析モデルを構築した。
- (2) BJ, DOJともに、交差角が大きいときには、6つのボールのうちのいくつかは、力を受けていない。
- (3) 交差角によって、内部力P3のピーク位置の位相が変化する。
- (4) 摩擦係数によって、内部力P3のピーク位置の位相が変化する。
- (5) DOJの内部力解析において摩擦係数 $\mu = 0.05$ の結果は、実験の結果とよい整合性がある。

参考文献

- 1) ADAMS/VIEW User's Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc.
- 2) ADAMS/SOLVER User's Reference Manual, Mechanical Dynamics Inc.
- 3) B.J.Hamrock; D. Dowson: Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons, Inc (1981)
- 4) B.J.Hamrock: Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc (1994)
- 5) Y.Hayama: Dynamic Analysis of Force Generated on Inner Parts of a Double Offset Constant Velocity Joint (DOJ): Non-Friction Analysis, SAE Technical Paper #2001-01-1161 (2001)
- 6) 葉山佳彦: ADAMSによるDOJの内部力解析, NTN Technical Review No.69 p97-102 (2001)

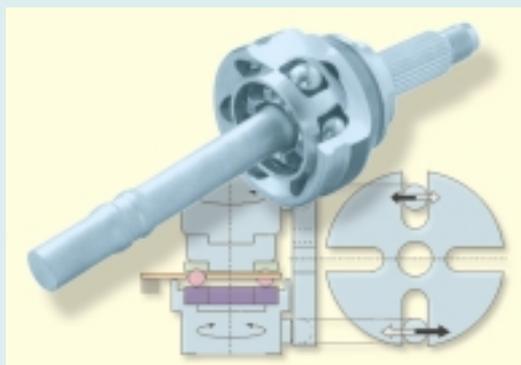
執筆者近影



葉山 佳彦
総合技術研究所
新製品開発部

等速ジョイントの往復動転がりすべり強度の評価方法

Test Method to Evaluate Reciprocating-Motion Rolling-Sliding Strength



藤井 幸生* Yukio Fujii
前田 喜久男* Kikuo Maeda

等速ジョイントに見られる転がりすべりの損傷の一つに外輪のボール揺動端部に発生する剥離がある。この剥離をテストで再現し、発生のメカニズムを検証した。

When a constant velocity joint (CVJ) transmits the rotation of a shaft at an angle, its balls roll and reciprocate on the inner and outer raceways. The reciprocating action produces sliding especially at both sides of the channel. It is difficult to quantify the precise life of a CVJ due to the fact that the occurrence of flaking failure causes little vibration in reciprocating motion. A new test apparatus was developed to evaluate reciprocating motion rolling-sliding strength. In this apparatus, three balls have reciprocating contact with a test specimen. Pure rolling occurs at the center portion of the reciprocating span on the test specimen, whereas rolling accompanied by a certain amount of sliding occurs on either end of the center portion due to interference between the balls and the retainer. Induction-heat-treated JIS-S53C was evaluated in this testing. Flaking failures were induced at an end of the reciprocating scar in sliding, which were shown to originate from the contact surface. These results paralleled the observed flaking failures occurring in CVJs.

1. はじめに

自動車の足回りなどに用いられる等速ジョイント (CVJ: Constant Velocity Joint)は、図1に示すように、内輪、外輪、鋼球、保持器の4つの要素からなる。CVJが作動角をとって軸の回転を伝達するとき、CVJ内部では鋼球が内・外輪の軌道面上を転がりながら揺動運動する。このとき、揺動の端部では大きなすべりを伴う。図2は高負荷条件下で試験したCVJ外輪の揺動痕の例であり、揺動の端部にはく離が発生している。

従来、CVJの耐久性の評価は、実際のCVJを用いたベンチテストにて行われてきた。しかしながら、揺動運動であるために、はく離などの損傷が起きても振動の変化などで検出できず、正確な寿命の把握が困難であった。

本報では、CVJの動きを模擬した往復動転がりすべり強度を評価する試験方法を開発し、その試験で得られる損傷形態が実際のCVJに見られる一部のものとよく一致することを確かめた。また、その損傷メカニズムを破壊力学的に考察した。

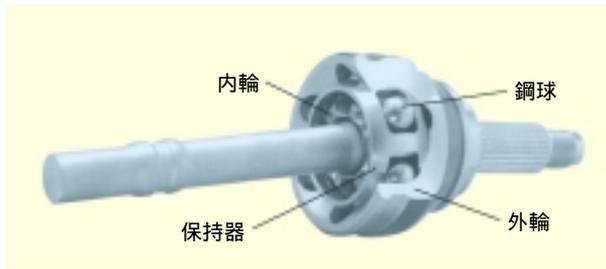


図1 CVJのカットモデル
Cutaway model of CVJ

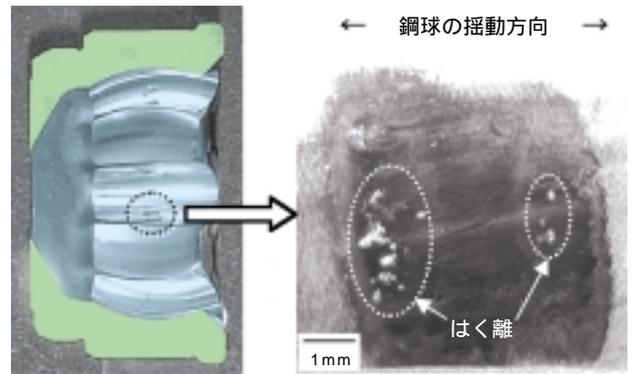


図2 CVJ外輪に生じたはく離の例
Flaking failure which occurred on CVJ's outer ring

2. 実験方法

2.1 供試材及び試験片

供試材にはJIS-S53Cを用いた．表1に化学成分を示す．

表1 供試材JIS-S53Cの化学成分 (wt%, Oはppm)
Chemical compositions of JIS-S53C used

| C | Si | Mn | P | S | Cu | Ni | Cr | O |
|------|------|------|-------|-------|------|------|------|----|
| 0.55 | 0.22 | 0.88 | 0.011 | 0.011 | 0.01 | 0.01 | 0.15 | 11 |

図3に往復動転がりすべり試験用のスラスト型試験片の形状及び寸法を示す．スラスト型試験片の両幅面には，表2に示す条件にて高周波焼入を施した．硬化層深さは約2mmである．その後，研削加工にて所定

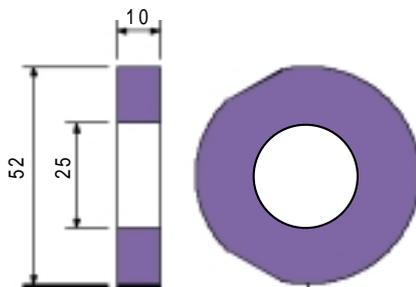


図3 スラスト型試験片の形状及び寸法
Schematic illustration of thrust-type specimen

表2 高周波焼入条件 (スラスト型試験片)
Induction heat treatment conditions for thrust-type specimen

| | |
|------|--------------|
| 焼入方式 | ワーク回転による一発焼入 |
| 入力 | 84 kW |
| 周波数 | 80 kHz |
| 加熱時間 | 4 sec |
| 冷却時間 | 5 sec |
| 焼戻 | 150 x 1.5 h |

の面粗さに仕上げた．図5にスラスト型試験片の断面硬度分布を示す．往復動転がりすべり試験における最大せん断応力 σ_{max} の深さは180 μm であり，硬化層深さはこれに比べて十分に深いといえる．

モードI疲労き裂進展特性を求めるため，3点曲げ試験を行った．図4に3点曲げ試験片の形状及び寸法を示す．3点曲げ試験片は，まず110 x 22 x 3の短冊形状に加工し，表3に示す条件にて高周波焼入を施し，内部まで全硬化させた．その後，所定の寸法に仕上げ，片側中央にワイヤーカットにより深さ3mmのスリットを入れ，その先に3mmの疲労予き裂を導入した．図6に3点曲げ試験片の板厚方向及び幅方向の断面硬度分布を示す．試験片の内部まで均一に硬化している．

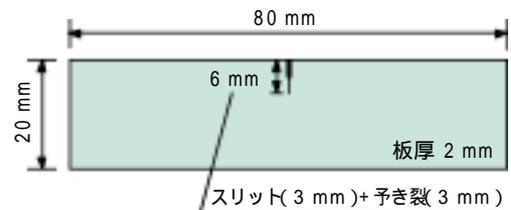


図4 3点曲げ試験片の形状及び寸法
Schematic illustration of three-point bending specimen

表3 高周波焼入条件 (3点曲げ試験片)
Induction heat treatment conditions for three-point bending specimen

| | |
|------|-------------|
| 焼入方式 | 片端からの移動焼入 |
| 入力 | 49 kW |
| 周波数 | 80 kHz |
| 移動速度 | 8 mm/sec |
| 焼戻 | 150 x 1.5 h |

冷却時，冷却緩和剤使用

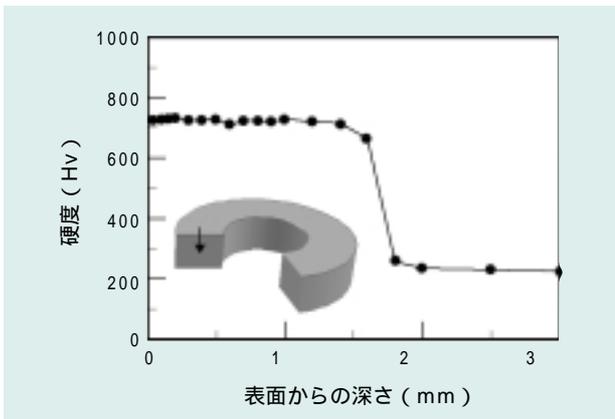


図5 スラスト型試験片の断面硬度分布
Hardness distribution of thrust-type specimen

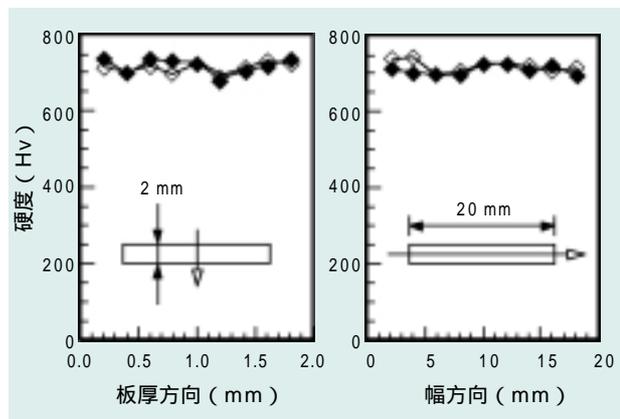


図6 三点曲げ試験片の断面硬度分布
Hardness distribution of three-point bending specimen

2.2 往復動転がりすべり試験方法

図7に往復動転がりすべり試験機の基本部分の模式図を示す。試験片とスラスト軸受(51305)の軌道輪との間に3個の鋼球(3/8")を等配に介しての試験である。クランク機構により上側(スラスト軸受側)を揺動駆動すると、その運動が右側に示した反転輪に上の反転ロッドを介して伝えられる。そして、その動きが下の反転ロッドを介して下側(試験片側)に伝えられ、上側とは逆方向に揺動運動する。反転輪と上下の反転ロッドの位置関係は $b > a$ であるので、矢印の長さで表現したように下側の揺動スパンの方が大きくなる。保持器の位置は固定されており、鋼球と保持器の穴の間には若干の隙間がある。したがって、試験片上を鋼球が揺動する際、揺動の中央付近では純転がりし、両端では鋼球と保持器との干渉によりすべりを伴うことになる。

図8(a)~(c)に往復動転がりすべり試験機の外観を示す。(a)は試験機全体である。試験機裏側のモータ

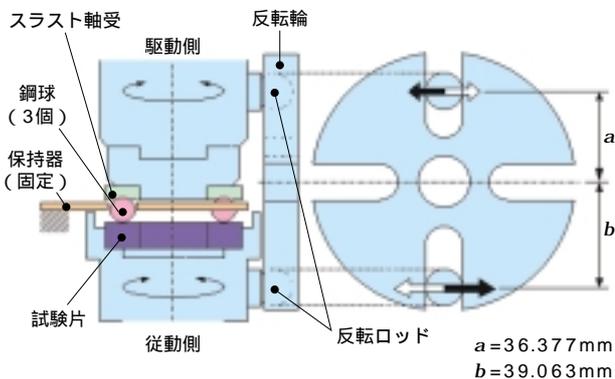


図7 往復動転がりすべり試験機の基本部分の模式図
Schematic illustration of reciprocating-motion rolling-sliding test apparatus

の回転が、クランク機構により揺動運動に変換される。(b)、(c)は試験部の拡大である。(b)はセット前の状態であり、(c)はセット後の状態である。鋼球3個を保持器のポケットに等配にセットし、下側のテーブルを上げて負荷し、保持器の一端を固定する。

表4に往復動転がりすべり試験条件を示す。揺動量とは、鋼球が試験片上を揺動するスパンである。クランク機構の諸元から、揺動角は 12.442° となる。鋼球

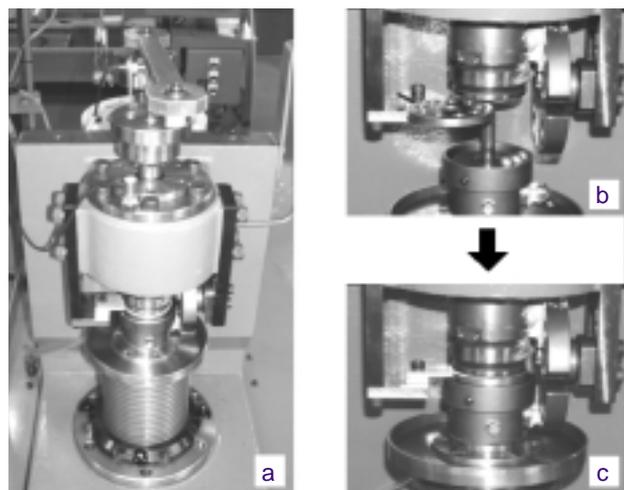


図8 往復動転がりすべり試験機の外観
Photographs of reciprocating-motion rolling-sliding test apparatus

表4 往復動転がりすべり試験条件
Conditions of reciprocating-motion rolling-sliding testing

| | | |
|--------|-----------|---------------------|
| 揺動数 | 500 cpm | |
| 最大面圧 | 3.5 GPa | |
| 潤滑油 | VG10 | |
| 揺動量 | 4.48 mm | |
| すべり率 | 7.4 % | |
| 面粗さ Ra | 試験片 | 0.033 μm |
| | 鋼球(SUJ2製) | 0.27 μm |

が揺動するピッチ円直径は38.5mmより、上側（スラスト軸受側）の揺動スパンは4.172mmとなる。図7において $b/a=1.074$ としたので、下側（試験片側）の揺動スパンは4.480mmとなる。なお、すべり率とは、上下の揺動スパンの差から求めた平均的な値である。

本試験においても、揺動運動のため、はく離が生じても振動の変化はほとんど現れなかった。そのため、間欠運転にてはく離の検出を行なった。図9にその条件を示す。まず、20hの馴らし運転を行ない、はく離の有無を確認した。はく離がなければ、鋼球が試験片よりも先にはく離することを防ぐため、鋼球だけを新品に交換した。次いで、5hの試験を行ない、はく離の有無の確認を行なった。この5hの試験をはく離が生じるまで繰返した。馴らし運転時間も含め、累積200hまではく離が起こらなければ打ち切りとした。

はく離の有無を確認する際、試験機から試験片を外すと初期のセット位置からずれてしまうため、セットしたままの状態ファイバースコープ（OLYMPUS K 17-09-00-62）にて検鏡を行なった。

2.3 モード I 疲労き裂進展試験方法

図10の模式図のように、モード I 疲労き裂進展試験は3点曲げにて行なった。図のように荷重 P が与えられたときの公称曲げ応力 σ_0 は式(1)で表される。き裂長さ a のときの応力拡大係数 K_{I1} は、 σ_0 を式(2)に代入することで求められる。式(2)中の $F_I(a/W)$ は補正係数であり、支持スパン S と試験片幅 W の比 S/W が4, 8の場合については計算結果が与えられている¹⁾。しかし、今回の試験では $S/W=2.5$ であるため、FEM解析により補正係数 $F_I(a/W)$ を求めた。図11に a/W と $F_I(a/W)$ の関係を示す。試験は電気式油圧サーボ加振機により、表5に示す条件にて行なっ

た。試験中、高倍率カメラでき裂先端を観察し、き裂進展過程をビデオ撮影して結果を処理した。

$$\sigma_0 = 3SP/2tW^2 \dots\dots\dots(1)$$

$$K_{I1} = F_I(a/W) \sigma_0 (a)^{1/2} \dots\dots\dots(2)$$

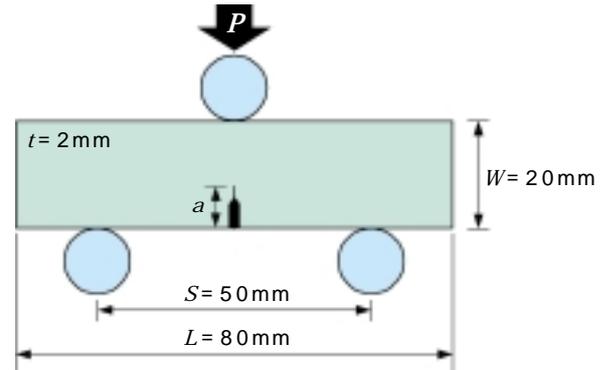


図10 モード I 疲労き裂進展試験の模式図
Schematic illustration of mode I fatigue crack growth testing

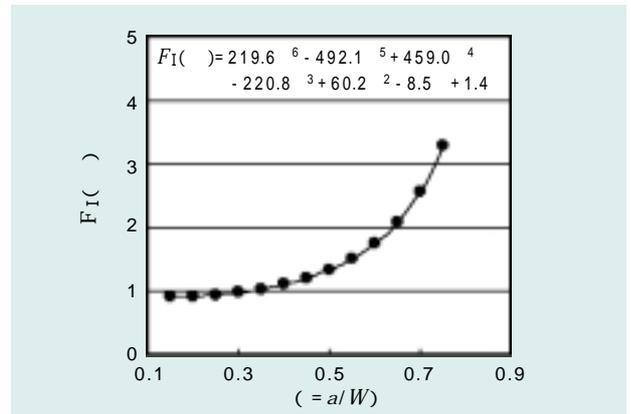


図11 a/W と補正係数 F_I の関係
Relationship between a/W and dimensionless stress intensity factor F_I

表5 モード I 疲労き裂進展試験条件
Conditions of mode I fatigue crack growth testing

| | |
|--------|---------|
| 負荷制御方式 | 荷重制御 |
| 負荷周波数 | 8 Hz |
| 応力比 | R = 0.5 |

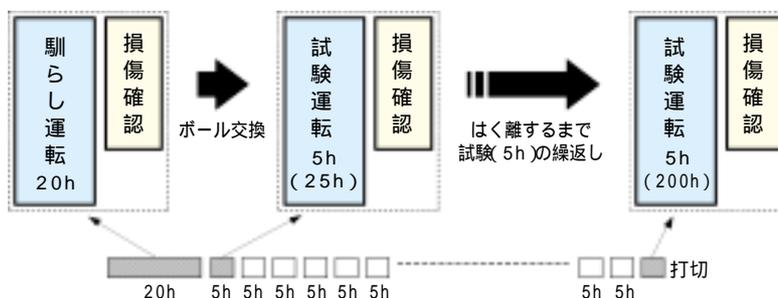


図9 往復動転がりすべり試験における間欠運転条件
Intermittent operation condition for reciprocating-motion rolling-sliding testing

3. 実験結果

3.1 往復動転がりすべり試験の結果

図12に往復動転がりすべり試験ではく離した揺動痕の例を示す。図12(a)は揺動痕の全体であり、右側の囲み部Rにはく離がある。すべりを伴う揺動の端部にはく離が生じたことから、図2に示した実際のCVJで発生したはく離と形態が類似しているといえる。

図12(b)に囲み部Rの拡大及び点線に沿う断面を示す。断面から、はく離は最も深い部分で約60μmである。また、断面に白矢印で示したように、はく離は左方向、つまり、揺動痕の中央に向かって広がって形成されたように見える。なお、交番せん断応力 σ_a の振幅が最大になる深さ、及び最大せん断応力 σ_{max} の作用深さは、それぞれ120、180μmであり、はく離深さの2倍以上の深い位置である。

一方、図12(a)の左側の囲み部Lには多数の表面き裂が見られた。図12(c)に囲み部Lの拡大及び点線に沿う断面を示す。断面に白矢印で示したように、き裂はいずれも右斜め方向、つまり、揺動痕の中央を向く方向に伸びている。これらのうち、最も長いものは50μmを超えている。このようなき裂が、さらに繰返し負荷を受けると、図12(b)のようなはく離に至ると考えられる。

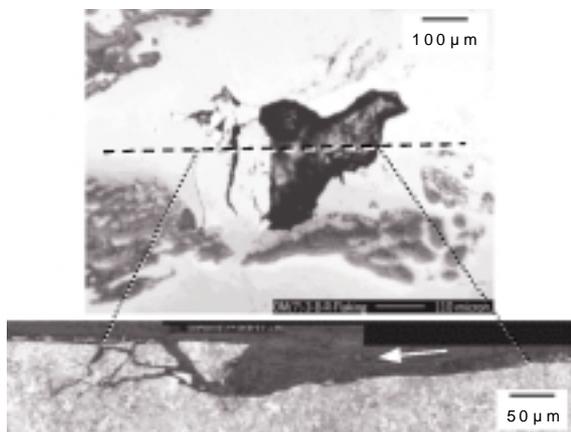
図12は一例であり、他にも多数観察した結果、ほぼ同様な傾向が見られた。はく離は深くても80μm程度であり、それよりも浅い場合が多かった。また、揺動の端部に図12(c)のような表面き裂が見られる特徴があり、その断面を見るといずれも揺動痕の中央を向く方向に斜めに伸びていた。したがって、往復動転がりすべり試験で生じるはく離の形態は表面を起点としたものと考えられる。

図13に往復動転がりすべり試験で得られた寿命のワイブルプロットを示す。この試験により、一般的な転がり疲労試験の場合と同様に、寿命の評価ができることがわかった。

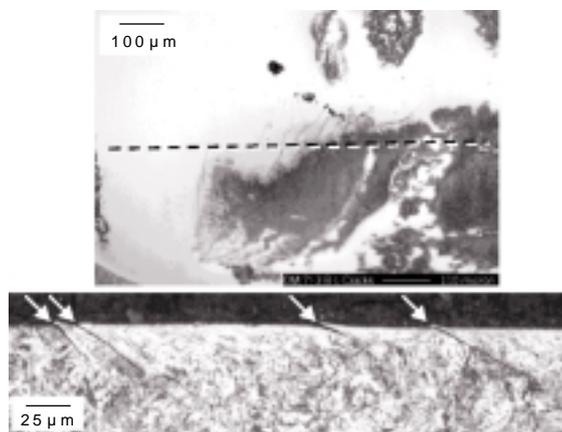
図13に往復動転がりすべり試験で得られた寿命のワイブルプロットを示す。この試験により、一般的な転がり疲労試験の場合と同様に、寿命の評価ができることがわかった。



(a) 揺動痕の全体
Overall view of reciprocating scar



(b) (a)の囲み部Rの拡大及び断面
Magnified view of enclosed area R and cross-section



(c) (a)の囲み部Lの拡大及び断面
Magnified view of enclosed area L and cross-section

図12 往復動転がりすべり試験後の揺動痕
Reciprocating scar after reciprocating-motion rolling-sliding testing

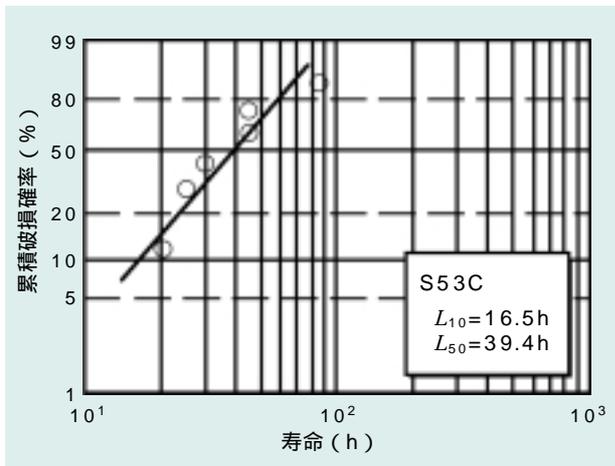


図13 往復動転がりすべり寿命のワイブルプロット
Weibull distribution of lives obtained by reciprocating-motion rolling-sliding testing

3.2 モード I 疲労き裂進展試験の結果

図14に K_I とき裂進展速度 da/dN の関係を示す。き裂がモード I 進展し始めるしきい値 K_{Ith} は約 6.5 MPa \sqrt{m} であった。

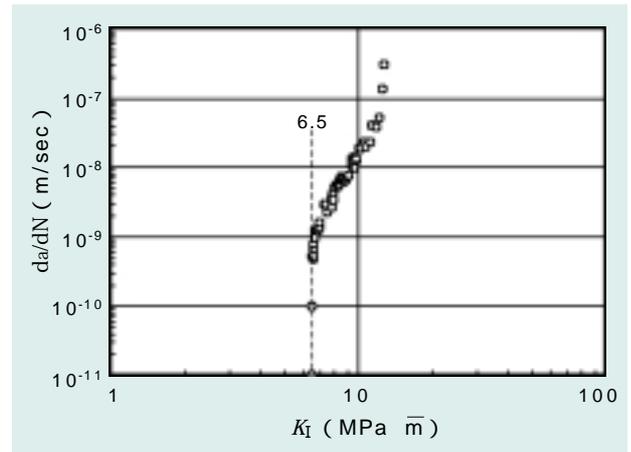


図14 K_I とき裂進展速度 da/dN の関係
Relationship between K_I and crack growth rate da/dN

4. 考察

図15に揺動痕の表面及び断面の模式図を示す。同図には、図12に示した実例に基づき、揺動痕の端部に見られた表面き裂を模式的に示した。表面き裂は断面で見ると揺動痕の中央に向かって斜めに存在していた。これは、図16に模式図で示したように、鋼球が減速しながら揺動の端部に向かうとき、保持器との干渉によってすべりを伴うので、接線力の向きに塑性流

動が形成され、塑性流動に沿ったき裂が発生すると考えられる。塑性流動の向きとき裂の発生・伝播のしやすさの関係については、塑性流動の流れに沿う向きの方がそれに交差する向きよりも容易であるとされている²⁾。そのようにして発生したき裂のうち、臨界長さを超えたものがはく離に至ると考えられる。

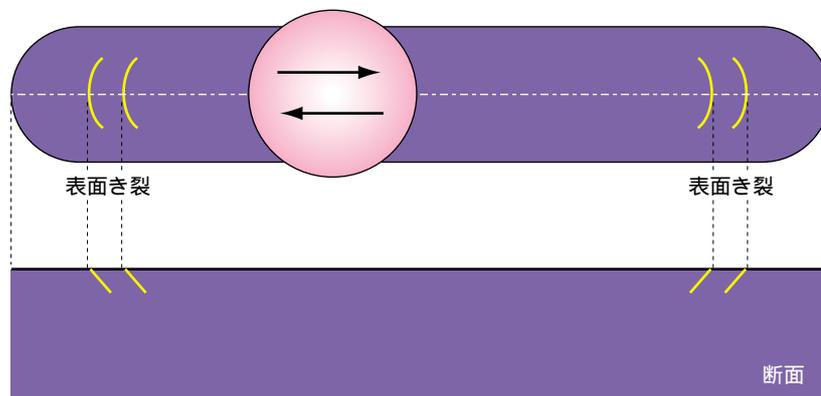


図15 揺動痕の表面及び断面の模式図と実例に基づいて示した表面き裂
Schematic illustration of surface cracks at ends of reciprocating scar

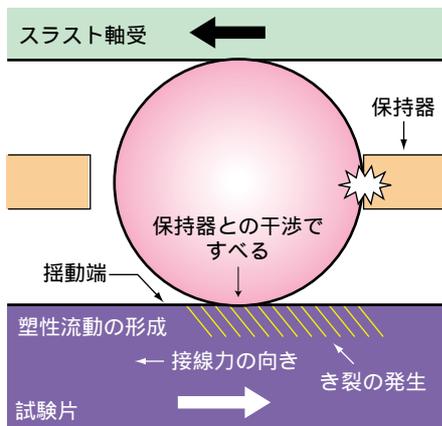


図16 すべりを伴う揺動痕の端部に表面き裂が形成されるモデル
Possible mechanism of surface crack formation at end of reciprocating scar in sliding

図17に示したように、揺動痕の端部に接触幅 $2b$ に対し、その半分の長さ b を直径とする半円き裂が内部に 45° 傾いて存在する場合を考える。具体的には、今回の試験では $2b = 240 \mu\text{m}$ なので、 $b = 120 \mu\text{m}$ とする。断面において傾いたき裂長さは $b/2 = 60 \mu\text{m}$ となる。この半円き裂に向かって鋼球が加速しながら、き裂内に潤滑油を浸入させ、それを閉じ込めた状態で通過する場合、き裂内に閉じ込められた潤滑油の油圧効果によってき裂先端が開くと考えられる³⁾。つまり、き裂の進展モードとしてモードI型(引張型)が考えられる。ここで、図18のような、傾いた半円形の表面き裂が転がり荷重を受けるモデルについて、潤滑油の油圧作用を考慮してき裂先端の応力拡大係数を

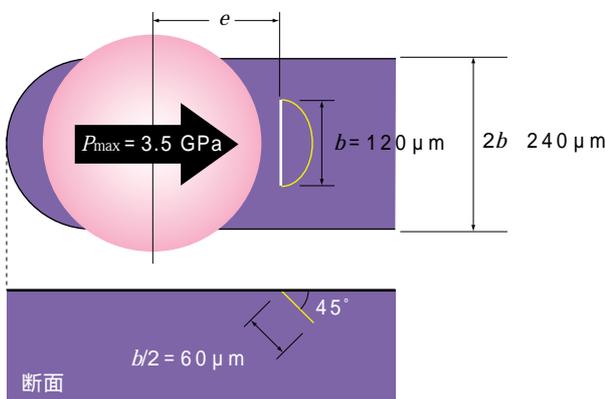


図17 揺動痕の端部に存在すると仮定した半円形の表面き裂
Schematic illustration of inclined semi-circular surface crack at end of reciprocating scar

計算した結果がStress Intensity Factors Handbookに掲載されている⁴⁾。図18において $\theta = 45^\circ$ 、 $a/c = 0.5$ 、接触面の摩擦係数 $f = 0$ として、図17の場合に当てはめて応力拡大係数 K_I を求めた結果、図19のようになった。 K_I は接触圧力の接近とともに急激に大きくなり、最大で $6.9 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ となった。図14に示したように、モードI疲労き裂進展に対するしきい値は $K_{I \text{ th}} = 6.5 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ であったが、この値は $60 \mu\text{m}$ の長さのき裂を仮定して得られた図19の $K_{I \text{ max}} = 6.9 \text{ MPa} \cdot \text{m}$ にほぼ一致する。図12(c)に示したように、実際の表面き裂は長いもので $50 \mu\text{m}$ を超えるものが観察されたことから、 $60 \mu\text{m}$ 程度が臨界き裂長さとなれば、図19の解析結果は実際のはく離現象を妥当に評価しているものと考えられる。

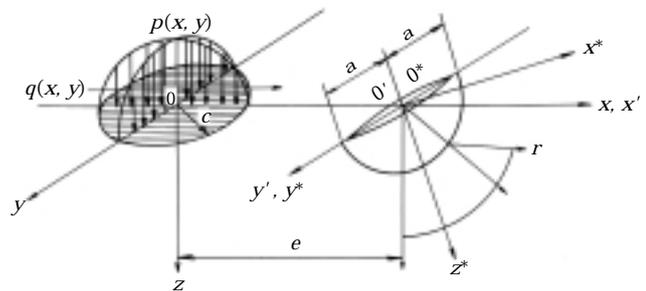


図18 潤滑油の油圧作用を考慮した半円形の表面き裂先端の応力拡大係数の計算モデル⁴⁾
Calculation model for stress intensity factor at inclined semi-circular surface crack-tip with oil hydraulic pressure taken into account

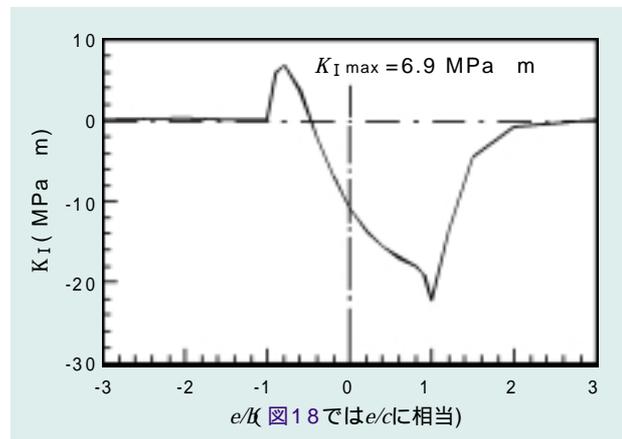


図19 図18のモデルに当てはめて計算した表面き裂先端の応力拡大係数 K_I の変化
Variation of stress intensity factor K_I at inclined semi-circular surface crack-tip

5. まとめ

等速ジョイント (CVJ) 用材料の耐久性を簡便に評価するため, CVJ内部の鋼球の動きを模擬した往復動転がりすべり試験法を開発し, 以下の結果を得た.

- (1) すべりを伴う揺動の端部ではく離が生じることから, 実際のCVJで生じるはく離と形態が類似しているといえる.
- (2) 上記(1)のはく離は表面を起点としたものであった. すべりを伴う揺動の端部に塑性流動が形成され, それに沿う表面き裂が発生し, それが成長してはく離に至ると考えられる.
- (3) 供試材としたJIS-S53CのモードIき裂進展に対するしきい値 K_{Ith} は約6.5 MPa \sqrt{m} であった. 上記(2)の表面き裂は, き裂内部に浸入する潤滑油の油圧効果によってモードI型で進展すると考え, 接触条件から応力拡大係数を見積もると $K_{Imax}=6.9\text{MPa}\sqrt{m}$ となったことから, その考えは妥当であると考えられる.

参考文献

- 1) Y. Murakami (Editor-in-chief), Stress Intensity Factors Handbook, Vol.1, (1987), p.13.
- 2) 中島晃, 市丸和徳, 平野富士夫, 西村雅芳, 潤滑, 27, (1982), pp.743-750.
- 3) 小島之夫, 機論, A65, (1999), pp.1337-1342.
- 4) Y. Murakami (Editor-in-chief), Stress Intensity Factors Handbook, Vol.2, (1987), p.1185.

執筆者近影



藤井 幸生
総合技術研究所
基礎技術研究部



前田 喜久男
総合技術研究所
基礎技術研究部

ハブベアリングの変遷と最近の技術 History of Hub Bearings and Recent Technology



船橋 英治* Eiji Funahashi

1980年代にハブベアリングのユニット化が本格化するが、各形式のハブベアリングの概要、その後のベアリングの変遷や最近のNTN技術について紹介する。

In recent years and in light of global environmental regulation surrounding the automotive industry, every component and part assembled in vehicles have been closely examined to reduce weight, friction loss, and carbon dioxide (CO₂) emission. Hub bearings are, obviously, not exempt from this critical examination. Hub bearings have also contributed to the safety of vehicles as a component of ABS (anti-lock brake system) and ABS sensor integrated hub bearings have now been adapted to ensure the reliable and precise transmission of the wheel speed signals.

This article features the transition of continuous improvements in hub bearing design and the technologies recently introduced to meet the aforementioned trend.

1. はじめに

ISO, JIS等の規格で古くより標準化されている転がり軸受であるが、自動車のホイール支持用に使用される転がり軸受（以下ハブベアリングと呼ぶ）については、近年、その形式・設計に大きな変遷が見られる。

自動車産業を取り巻く問題への対応として、ハブベアリングにも環境保全、省エネルギーへの貢献が益々求められるようになった。

また、ハブベアリングはアンチロックブレーキシステム（Anti-Lock Brake System 以下ABSと呼ぶ）の構成要素のひとつであるが、自動車の安全性を向上する要求に対して、ABS用車輪速センサをハブベアリングに内蔵したユニット製品も採用されている。

NTNでは、多様な形式（世代）のハブベアリングを世界の自動車メーカーに量産納入してきたが、市場要求に応じ、付加価値を備えたハブベアリングの開

発にも取り組んでおり、これらの技術動向について紹介する。

2. ハブベアリングの世代変遷

2.1 GEN3ハブベアリングへの移行

70年代までは、ホイール軸受もISO規格に適合する標準軸受を2個配列する設計が主流であった。80年代になり、国内自動車メーカーでもGEN1, GEN2ハブベアリングと呼ばれる2個の軸受をユニット化した形式の軸受が増加した。これは標準軸受のみでは軽量化やサイズダウンに限界があり、軸受の周辺部品である軸（ハブ輪）やハウジング（ナックル）とユニット化することで、部品点数の削減と軽量化を図った結果である。最近では、このユニット化をさらに推し進め、軸受のライン組立性を向上したGEN3ハブベアリングの採用が増加しているが、NTNは80年代初めに、国

*自動車商品本部 自動車技術部

内で最初のGEN3ハブベアリングを量産しており、長年蓄積した固有技術を基盤として市場要求に応えている。表1にNTNの世代別ハブベアリングの変遷と特徴

を示す。(ハブベアリングと等速ジョイントを一体化したGEN4ハブジョイントについては次ページの図1に示す。)

表1 世代別ハブベアリングの特徴
Features of Hub bearings in each generation

優劣の順位 > >

| | 駆動輪用 | | | | | |
|-----------|---------|--------------|---------|--------------|---------|--|
| | GEN 1 | | GEN 2 | | GEN 3 | |
| 回転方式 | 内輪回転 | | 内輪回転 | | 内輪回転 | |
| ライン組立性 | | | | | | |
| サービス性 | | | | | | |
| サービス時の信頼性 | | | | | | |
| コンパクト度 | | | | | | |
| 剛性 | | | | | | |
| ナックル材料適用性 | | | 軽合金化可能 | | 軽合金化可能 | |
| シール内蔵 | | | | | | |
| ABS内蔵 | | | | | | |
| 予圧管理 | | | | | | |
| 用途 | 乗用車・RV車 | 乗用車・RV車・トラック | 乗用車・RV車 | 乗用車・RV車・トラック | 乗用車・RV車 | |

優劣の順位 > >

| | 従動輪用 | | | | | |
|-----------|-------|---------------|--------|------|---------------|------|
| | GEN 1 | | GEN 2 | | GEN 3 | |
| 回転方式 | 内輪回転 | | 内輪回転 | 外輪回転 | 内輪回転 | 内輪回転 |
| ライン組立性 | | | | | | |
| サービス性 | | | | | | |
| サービス時の信頼性 | | | | | | |
| コンパクト度 | | | | | | |
| 剛性 | | | | | | |
| ナックル材料適用性 | | | 軽合金化可能 | | 軽合金化可能 | |
| シール内蔵 | | | | | | |
| ABS内蔵 | | | | | | |
| 予圧管理 | | | | | | |
| 用途 | 乗用車 | 乗用車・トラック・トレーラ | 乗用車 | 乗用車 | 乗用車・トラック・トレーラ | 乗用車 |

GEN3ハブベアリングでは、軸（ハブ輪）と軸受内輪を一体化し、余肉削減が可能になるとともに、ハブ輪の軌道部に高周波焼き入れを施すことで、軸受部の転がり疲労強度とハブ輪の回転曲げ強度を同時に確保している。

NTNでは、FEMによる応力解析を行い、最適肉厚設計を行った上で、応力測定による設計検証を実施し、軽量化検討を行っている。（詳細は本誌、「ハブベアリングにおけるFEM解析」参照）

また、軸受外輪にフランジを設け、ナックルとボルト締結する構造としており、GEN1、GEN2ハブベアリングで必要であった相手軸やハウジングへの圧入作業が不要となり、圧入による軸受予圧の変化を排除することができる。軸受予圧を高く設定すると軸受部の剛性が増し、操縦安定性の向上とブレーキ振動を低減することができる反面、回転トルクは増大する。予圧のばらつきを抑制し、適切な予圧量に設定することで、背反する特性を最適値にチューニングすることが可能となる。

従来、ナックルには鋳鉄を使用するのが一般的であったが、軽量化を目的として軽合金製のナックルの採用が拡大している。鋼製の軸受を軽合金製のナックルに圧入すると、温度変化により圧入しめしると軸受予圧の範囲が大きくなり、機能上望ましくないため、軸受圧入が不要なGEN3ハブベアリングはこのナックル軽合金化に適合するものである。

2.2 GEN4ハブジョイント

NTNでは、GEN3ハブベアリングをさらに発展さ

せ、昨今のモジュール化のニーズに対応する製品として、等速ジョイントとハブベアリングを一体化した、GEN4ハブジョイントも開発している。高効率・新型の等速ジョイントを採用し、ジョイント外輪外径部に軸受軌道面を設け、ハブベアリング内輪とジョイント外輪を一体化している。

（詳細は本誌「4世代ハブジョイント」参照）

図1にGEN4ハブジョイントの構造例を示す。

3. ハブベアリングの技術動向

3.1 揺動加締め加工の適用

GEN3ハブベアリングの内輪を締結する方法として、従来はナットを用いていたが、最近では軽量化と低コスト化を目的に、軸（ハブ輪）の端部を冷間塑性加工（揺動加締め、Orbital Forming）で成形し内輪を締結する方式が採用されている。ナット締結方式の場合、ねじ面とナット座面の摩擦抵抗の変動により締結力の誤差が大きくなるが、揺動加締め締結では、この締結力誤差を抑制できるため、信頼性が向上する。

加締め時の加圧力が過大であると、内輪に大きな円周方向引張応力が発生し、転がり疲労寿命の低下を招く。また、加圧力が過小であると内輪クランプ力（軸力）が不足し、使用中の予圧抜けによる剛性低下が発生する。NTNでは、加工試験により最適な加工条件を見出し、NTN独自の方法で、これら諸特性の品質を確認し出荷している。

図2に揺動加締め方法、図3に従動輪、駆動輪の加締め締結構造例を示す。

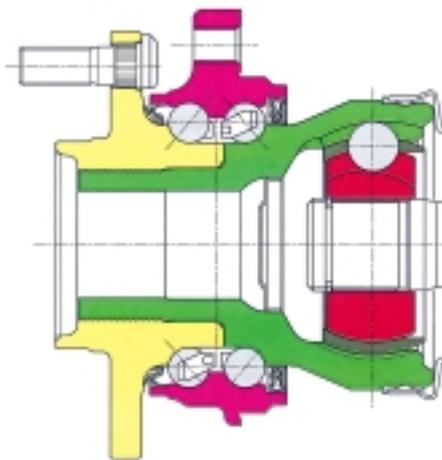


図1 GEN4ハブジョイント構造例
Example of GEN 4 Hub Joint

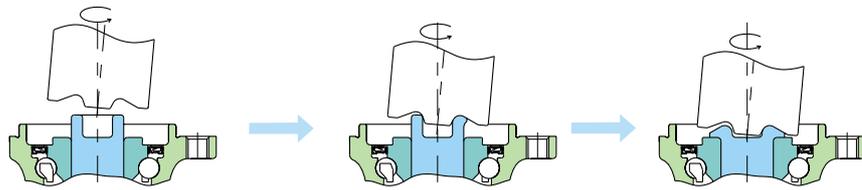


図2 揺動加締め方法
Orbital forming process

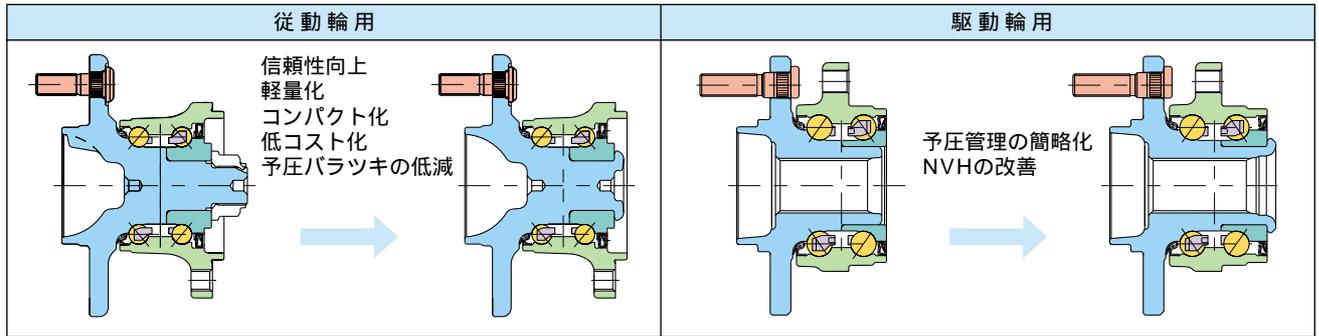


図3 加締め締結構造例
Examples of self-retaining orbital forming technique

3.2 アクティブABSセンサ化への対応

従来、ABSにおける車輪速度の検出には、電磁センサと磁性体のトーンホイールが使用されていた（パッシブタイプ）。近年、量産効果により、半導体の低コスト化が進み、欧州自動車メーカを皮切りに、半導体素子を利用した極低速域まで検出可能なセンサの採用が拡大している（アクティブタイプ）。アクティブタイプの半導体センサには、バイアス磁石が内蔵されているもの（バックバイアス）と、内蔵されていないもの（フロントバイアス）があるが、前者の場合は、

従来型のトーンホイールを用い、後者の場合には多極に着磁されたエンコーダが必要となる。

また、このABSセンサ及び磁気エンコーダをGEN3ハブベアリングに内蔵することにより、コンパクト化が可能になると小石等の飛来による損傷や塩害による発錆が防止でき、信頼性が向上する。

図4に磁気エンコーダのタイプを示し、図5に磁気エンコーダとABSセンサをGEN3ハブベアリングに内蔵した構造例を示す。

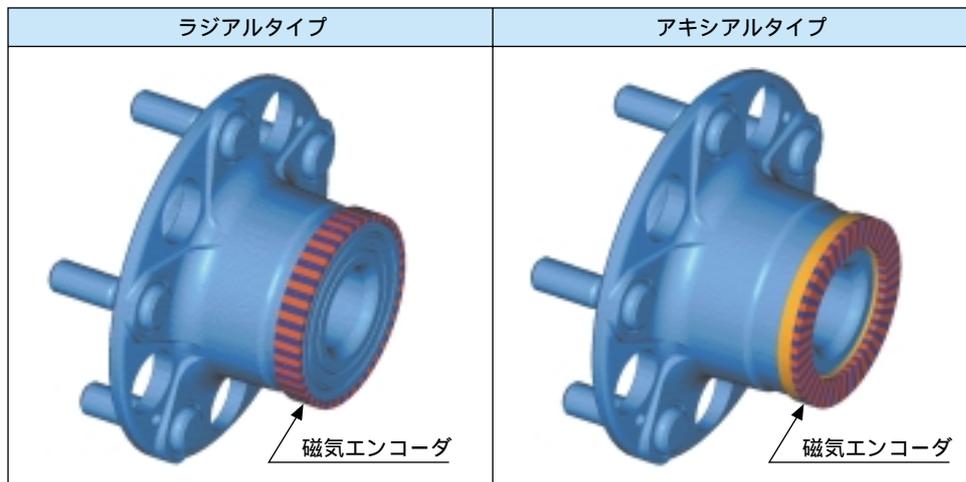


図4 磁気エンコーダのタイプ
Types of magnetized encoder

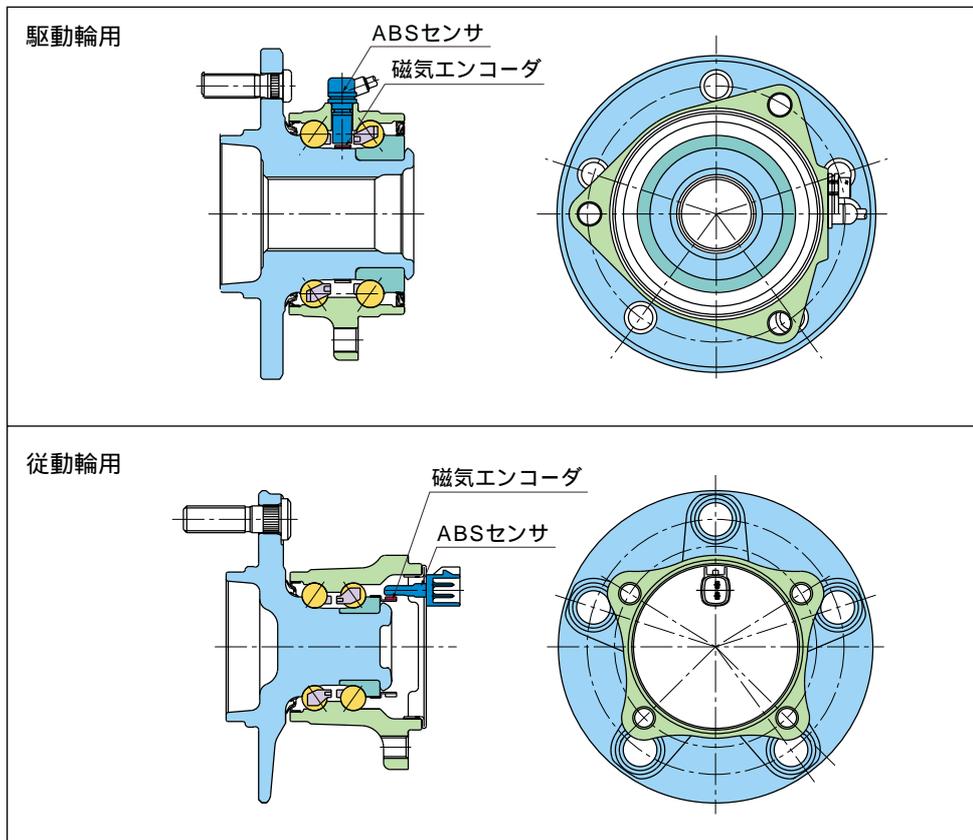


図5 構造例
Examples of ABS sensor integration

3.3 ハブベアリングの高精度化

ハブベアリングのフランジには、ブレーキロータとホイールが装着され、制動時には、ブレーキロータがキャリパーにより挟まれることでホイールの減速、停止が行われる。

ブレーキロータの回転振れが大きいと、制動時にブレーキジャダーと呼ばれる振動現象が発生することが知られている。ブレーキロータの振れの要因として、ハブベアリングのフランジ振れ(図6)があり、これを極力低減することで、ブレーキジャダーの抑制が可能となる。

NTNでは、ハブベアリングのフランジ振れ低減に継続的に取り組んできた結果、高精度品(振れ10 μm以下)の量産化技術を確立している。

表2に、GEN3ハブベアリングのフランジ振れ要因と対策を示す。

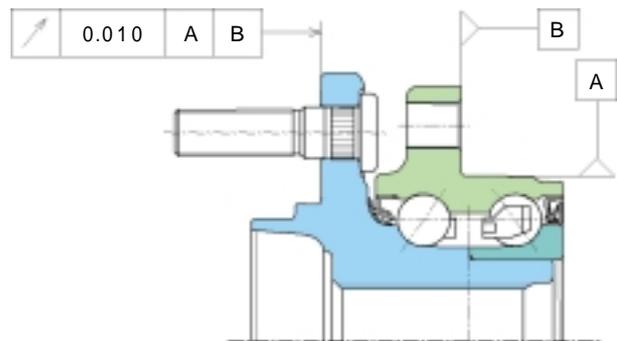


図6 GEN3ハブベアリングのフランジ振れ
Ultra low flange run-out of GEN3 Hub bearings

表2 GEN3ハブベアリングのフランジ振れ要因と対策
Contributing factors of flange run-out and countermeasures

| フランジ振れ要因 | 対策 |
|---------------------------------|---|
| ハブフランジの剛性不足 | <ul style="list-style-type: none"> ●フランジ形状の最適化 ●フランジ厚さの最適化 |
| 軸受部剛性不足 | <ul style="list-style-type: none"> ●負すきまの適用 ●軸受予圧の最適化 |
| ハブ輪熱処理による変形 | ●熱処理後の2次旋削加工 |
| ハブフランジの倒れ (軸芯に対するハブフランジの直角度) | ●軌道面と内輪圧入面の同時研削加工 |
| ハブボルト圧入による ハブフランジの変形 | <ul style="list-style-type: none"> ●ボルトの精度向上 ●ボルト圧入しめしろの最適化 |

3.4 ABS用ワイヤレスセンサ付きハブベアリング

ABSセンサをハブベアリングに内蔵し、かつセンサケーブルの配線を不要とした、ワイヤレスセンサ付きハブベアリングについて紹介する。本ハブベアリングにはクローポール型の小型の多極発電機が内蔵され、その発電周波数を回転信号として利用することから、回転センサの機能も併せ持つことになる。この発電機の電力を用いて車輪回転数信号を車体側に取り付けた受信機に無線送信する。内蔵化による信頼性向上とともに、ライン組立時にセンサやセンサケーブルの取付け工数が不要となり、配線に起因する使用中の断線などの故障をなくすることができる。

図7にクローポール型発電機の構造を示す。(詳細は本誌「ABSワイヤレスセンサ付ハブベアリング」参照)

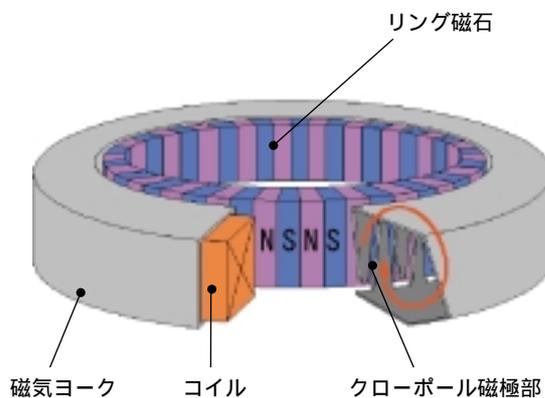


図7 クローポール型発電機の構造
Claw-pole type generator

4. おわりに

環境改善や安全性向上に貢献する一方で、ハブベアリングは、車軸を支えつつ円滑な回転を行うという強度部材としての基本的機能と高い信頼性を確保しなければならない。

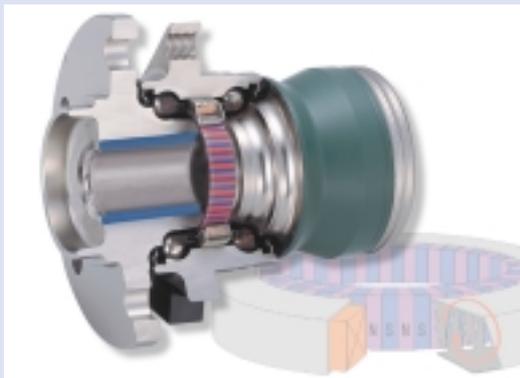
NTNでは、ハブベアリングの設計仕様を決定する際には、種々の解析ツールを駆使し、FMEAに基づく機能確認、設計品質確認を実施しているが、信頼性の高いロバスト設計を確保し、安全性の向上を追求する市場要求は将来にわたり増大していくと予想される。今後とも新しい技術を取った技術開発を行っていききたい。

執筆者近影



船橋 英治
自動車商品本部
自動車技術部

ABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリング Hub Bearing with Wireless ABS Sensor



岡田 浩一*
Koichi Okada

水谷 政敏*
Masatoshi Mizutani

高橋 亨*
Toru Takahashi

大庭 博明**
Hiroaki Ohba

ABSの信号伝達に無線を使い、ワイヤレス化したハブベアリングを開発した。本装置にはクローポール型と呼ばれるセンサ兼発電機を用いており、軸受内にコンパクトに収容することができる。また無線化により、組立工数削減や電線の損傷による故障をなくすることができる。

NTN's "Hub Bearing with Wireless ABS Sensor" needs no external power supply or electrical wire connections because a small multi-pole generator and radio transmitter are built right into the hub bearing. The multi-pole generator provides both the electrical power and the rotational speed signal to the radio transmitter. This high performance axle module eliminates the labor involved in connecting the ABS speed sensor wiring harness and prevents the risk of wiring harness damage. In addition, the axle and ABS system components are designed to be simpler and more compact.

1. まえがき

最近の自動車には安全性の向上に関してはあらゆる技術が投入されており、アンチロック・ブレーキ・システム（以下ABSと略す）も標準装備ともいえるほどに普及率が高まっている。

ABSに用いられるタイヤホイールの回転センサには、パッシブタイプ（電磁誘導型）とアクティブタイプ（半導体センサ型）があるが、ともに自動車メーカーでの組立工程においては、

- センサ検出部のナックル部への取付け
- タイヤハウス内のセンサ検出部からコネクタまでの配線

などの手作業が必要で、人工数が削減できない要因の一つとなっている。また、センサ電線が外部に露出しているため、未舗装路での石跳ねやタイヤハウス内の雪の凍結による電線の損傷・断線などの発生も予想されておりより安全なセンサユニットが望まれていた。

本稿で紹介するABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリングは電線を持たないため、センサ取付け時の配線工数と、配線に起因する故障をなくすることができる。

2. ABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリングの構造と特長

ABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリングは、ハブベアリングにクローポール型と呼ばれる小型の回転型多極発電機を内蔵し、その電力で無線送信機を動作させ、かつその発電周波数を回転信号として利用することで回転センサの機能を併せ持たせている。第4世代ハブジョイント（ハブベアリングと等速ジョイントを一体化したもの）「GEN4」にABS用ワイヤレスセンサを組み込んだユニットの構造を図1に示す。

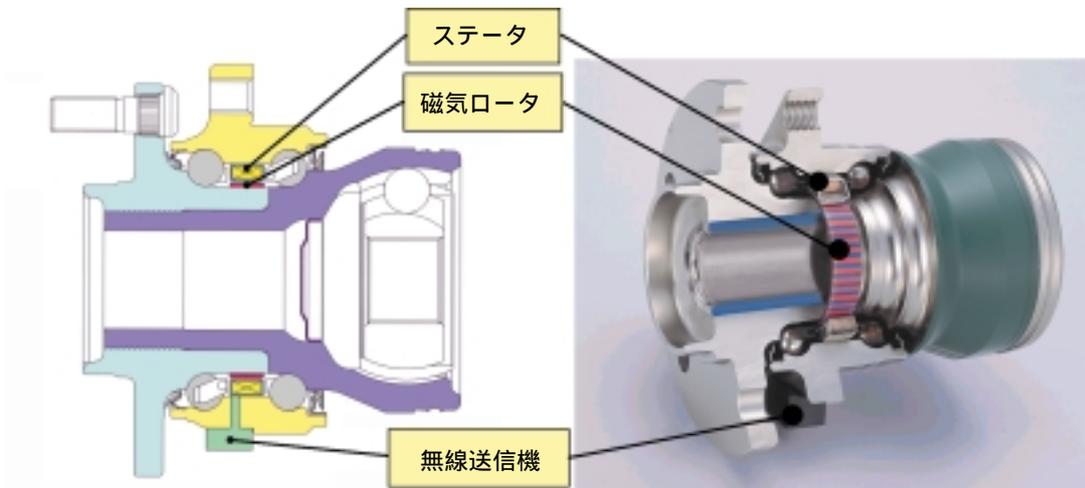


図1 ABS用ワイヤレスセンサ付GEN4
GEN4 Hubjoint with wireless ABS sensor

本構造では、複列に組合わせた軸受間の隙間にセンサを配置するため、ハブジョイントとセンサの組み合わせユニットとしては最小の寸法に収めることができる。また等速ジョイントが別体の第3世代ハブベアリング「GEN3」には、GEN4と同様に複列軸受間への組み込みのほか、図2に示すようにシールと一体構造として端面に取り付けることも可能である。

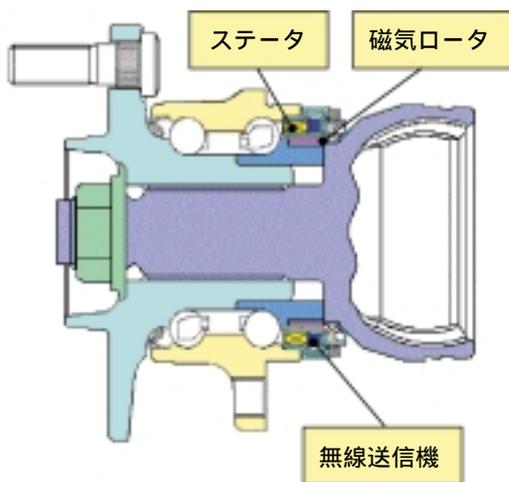


図2 ABS用ワイヤレスセンサ付GEN3の構造
Cross-section of GEN3 Hub bearing with wireless ABS sensor

3. 回転センサ兼用発電機

本装置の要であるクローポール型センサ兼用発電機について解説する。本発電機の構造を図3に示す。磁気ロータは多極のリング状磁石、ステータはコイルとそれを取り囲む磁気ヨークより構成されている。

磁気ロータのN極から出た磁束は磁極爪から磁気ヨークに入り、コイルの周りを回って隣接する磁極爪よりS極に入る。ロータの回転によってN・Sの位置が入れ替わると磁束の向きが逆になり、この交番する磁界によりコイルの両端に交流電圧が発生する。

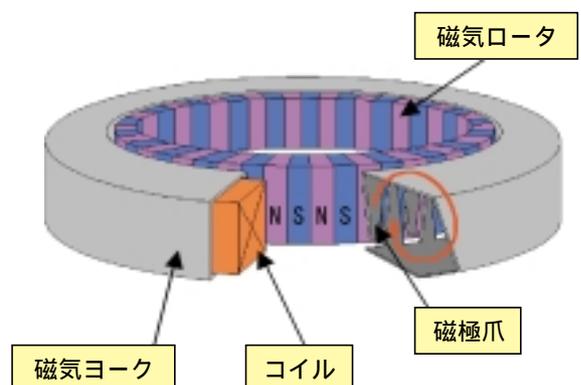


図3 クローポール型発電機
Crow-pole type generator

磁場解析ソフトを用いて、磁気飽和を起こすことなく磁気ロータの磁気を有効に活用できるように、磁極爪形状やヨーク厚さ、ギャップ寸法などを最適化し可能な限り小型化している。図4に磁気ロータと磁気ヨークの磁力分布解析例を示す。

発電能力に関しては、後述する送信機の要求電力を満足するために、最低動作回転数として設定した20min⁻¹において実効電圧3V電流1mAが発生できるように設計した。

また、コイルの線径や巻数を調整することにより、高速回転時には発電機の内部インピーダンスが上昇し、発電電圧が飽和する特性を持たせた。これにより送信機の過電圧保護回路が省略できた。

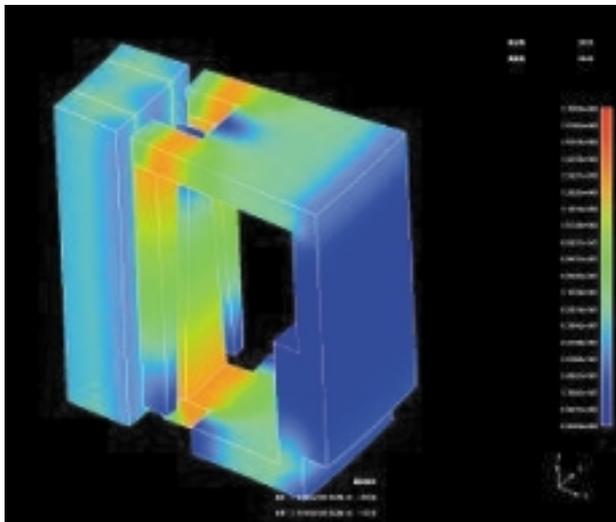


図4 磁場解析による磁力分布解析例
Example of magnetic distribution by magnetic field analysis

20min⁻¹と500min⁻¹における無負荷発電電圧波形を図5に、500 負荷にて回転数を変化させたときの実効電圧を図6に示す。

20min⁻¹・500 負荷時に電圧4Vで8mAの電流が得られており、送信機の要求電力を十分満足していることがわかる。

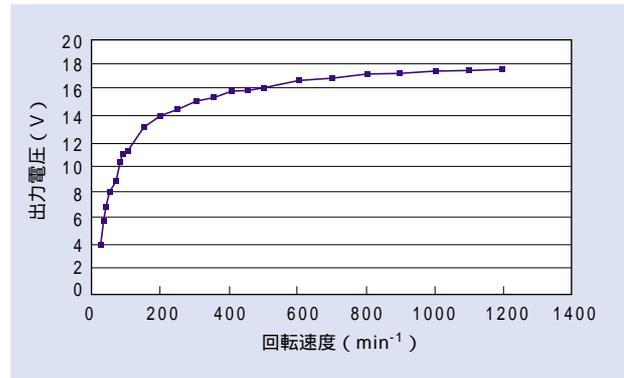


図6 回転速度と出力電圧の関係 (500 負荷時)
Relation between rotational speed and generated voltage (500 load)

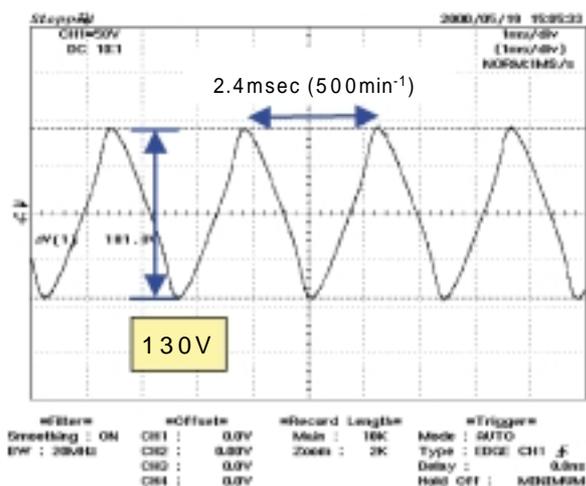
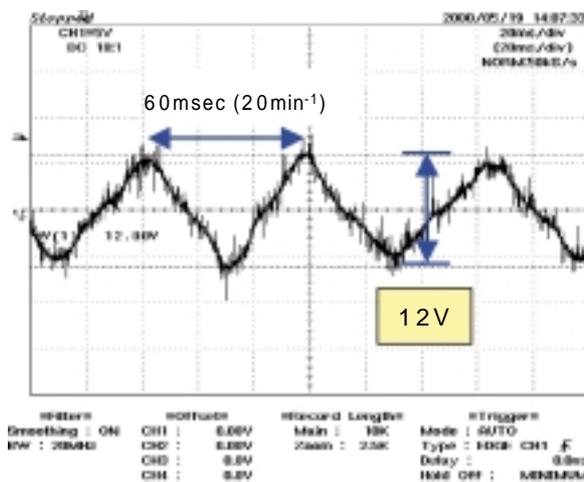


図5 20min⁻¹と500min⁻¹における発電波形
Wave patterns at generation of 20min⁻¹ and 500min⁻¹

4. 微弱無線送受信機

図7のシステムブロック図に示すように、本装置ではABSセンサの信号をFM電波により無線伝送しているが、無線通信としては非常に近い距離のため、送信機出力を極めて小さく抑えた微弱電波を採用している。微弱電波¹は電波法の規制を受けることがなく、免許や登録の必要がないことも大きな利点である。

送信機の電力には発電機の交流電圧を整流して用いており、矩形波に波形整形したものをFMの変調信号として用いている。極低速からの動作を可能とするために、送信機の動作電圧は整流平滑回路での電圧低下分も含めて約3V、動作電流は送信出力分を含めて約1mAと電力消費量を極力小さく抑えている。

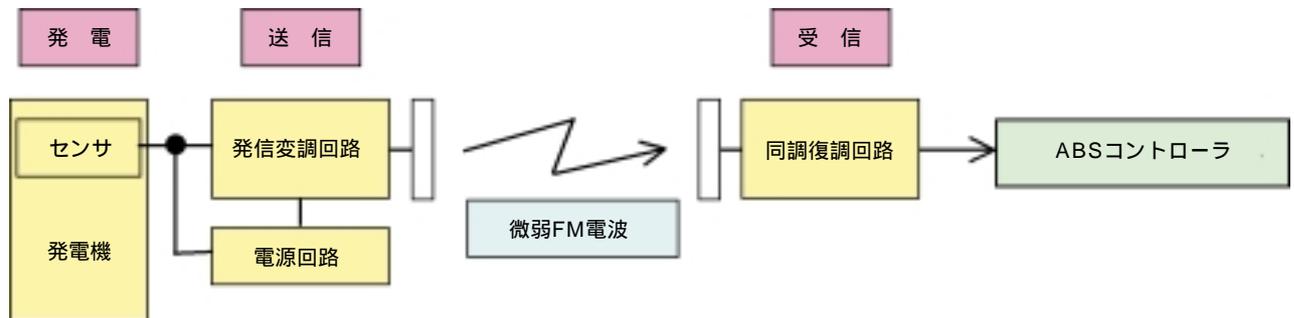


図7 本システムのブロック図
Block diagram of the system

5. 実車走行試験

ABS用ワイヤレスセンサ付GEN4を実車の左右前輪に組み込んでブレーキング試験を行った。

試験車両を写真1に、 25 min^{-1} （時速3km程度）時における走行時のセンサ出力を図8に示す。

実車に標準搭載されているABSコントローラを利

用し、未舗装路にてABSの動作確認を行った時のホイール回転数変化を図9に示す。

自動車メーカー純正のABSセンサを用いた場合とまったく同様に動作し、安定したブレーキング特性を示した。



写真1 試験車両
Test vehicle

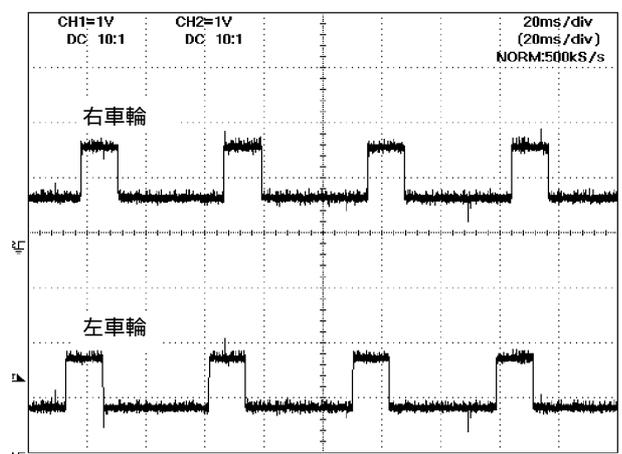


図8 実車でのセンサ出力波形 (25 min^{-1})
Output wave patterns of sensor at test vehicle

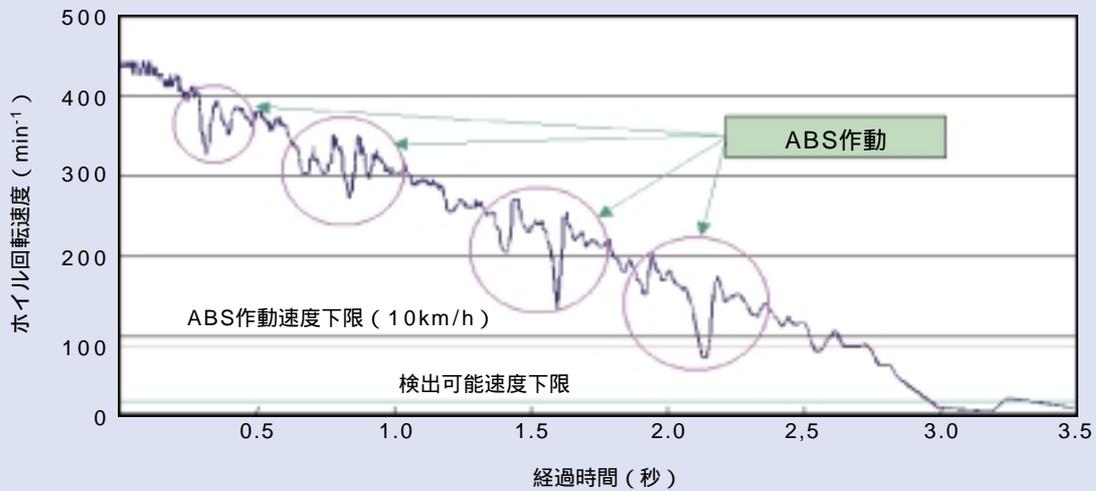


図9 実車でのABS動作試験
ABS activation test at test vehicle

6. まとめ

ハブベアリングと回転センサを一体化し、さらにセンサの信号を無線で車体に送信することができるABS用ワイヤレスセンサ付ハブベアリングを開発した。

新たに開発した回転センサ兼用発電機と最適化された送受信機により、

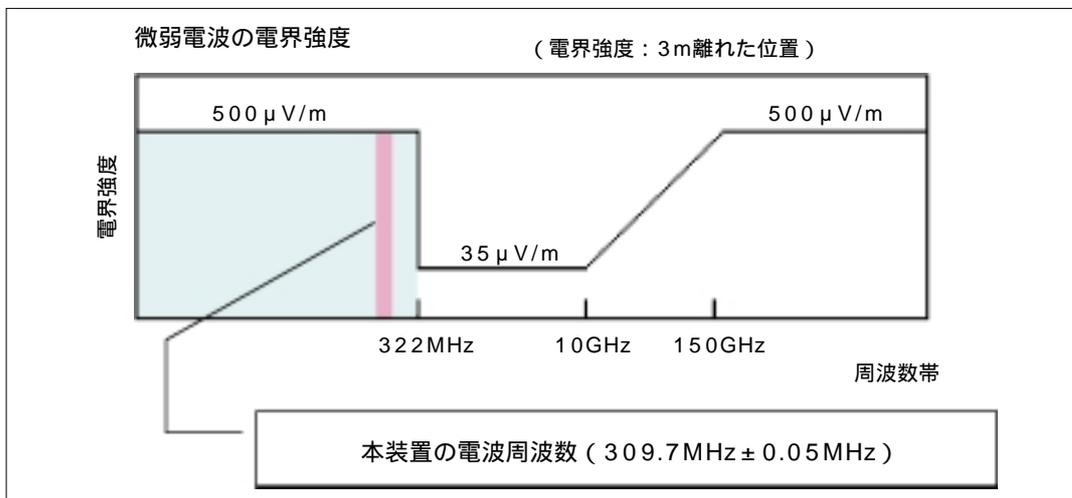
- (1) センサ取り付け工数の削減
- (2) センサ電線の断線故障の低減
- (3) 足回り設計の自由度増大
- (4) 極低速でも動作するため、加速時のスリップも制御可能

などが利点として得られ、ハブベアリングの新たな高機能ユニット化を推進することができた。

参考文献

- 1) 岡田：各要素・全体最適化によるユニット化設計，機械設計，2002年2月号

1 微弱電波の規格と本装置の利用周波数(電波法では電界強度により微弱電波が定義されている)



執筆者近影



岡田 浩一
総合技術研究所
新製品開発部



水谷 政敏
総合技術研究所
新製品開発部

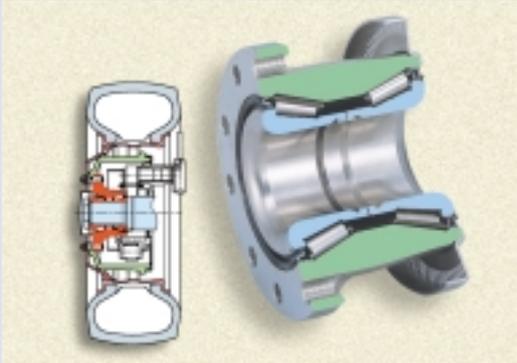


高橋 亨
総合技術研究所
新製品開発部



大庭 博明
精機商品事業部

大型トラック用 GEN2 テーパーハブベアリング NTN GEN 2 Tapered Roller Hub Bearing for Large Commercial Vehicles



大槻 寿志* Hisashi Ohtsuki

大型トラック用のハブベアリングのユニット化は1990年以降に本格化した。軸受形式はテーパベアリングの2世代形が中心で、組立工数、保守、点検の簡素化が可能となる。NTNが開発したトラック用ユニットベアリングについて紹介する。

This article introduces design characteristics and evaluation results of NTN GEN 2 Tapered Roller Hub Bearing (HUR) for large commercial vehicles. Under severe operating conditions, reliability and serviceability of NTN HUR are significantly better than those for the conventional bearing arrangement, which uses two tapered roller bearings. Excellent durability is achieved through intensive development of high performance grease, high pack seals, and bearing raceway profile optimization. NTN also developed new test equipment to simulate actual vehicle operation specifically for the NTN HUR product line.

1. まえがき

大型トラックフロントアクスル用の軸受は従来、単列テーパ軸受2個使いが主流であった。欧州のトラックメーカーで信頼性向上、組立性向上のため1990年代からユニット化が始まり、外輪、ハブとシールが一体になったグリース密封カートリッジタイプのGEN2テーパハブベアリング（以下HURとする）が採用されるようになった。国内のトラックメーカーにおいても1995年頃からユニット化の検討が開始され、一部のトラックメーカーでHURが使用されるようになっている。

本稿ではこのHURについて紹介する。

2. 構造と特長

2.1 フロントアクスルの構造と組立方法

従来の単列テーパ軸受2個使いのフロントアクスル構造（図1）、組立手順を以下に示す。

- ① ハブにインボードおよびアウトボード外輪を圧入する。
- ② ハブにグリースを封入する。
- ③ ハブにインボード内輪を挿入する。
- ④ ハブにインボードシールを圧入する。

ハブアセンブリ

- ⑤ ハブアセンブリに軸を挿入
- ⑥ 軸にアウトボード内輪を挿入する。
- ⑦ 軸先端にナットを入れ締め込む

(プリロード調整)

*自動車商品本部 自動車技術部

このように軸受プリロード（予圧）の調整は軸ナットの締付けを微妙に調整し、起動トルクを確認して適正な値を得ねばならず、組立においては特に工数を要するところである。

又、保守・点検においては、前述の組立方法と逆の手順で分解して、再組付けを行うため、シールの変形や塵埃混入の心配およびプリロード調整においてのばらつきが大きさが軸受寿命に影響を及ぼすことがあった。

HURを使用したフロントアクスルの構造（図2）、組立方法を以下に示す。

- ① HURをハブに取付ける。
- ② 軸をHURに挿入する。
- ③ 軸端にナットを入れ規定トルクで締め込む。
（プリロード調整不要）

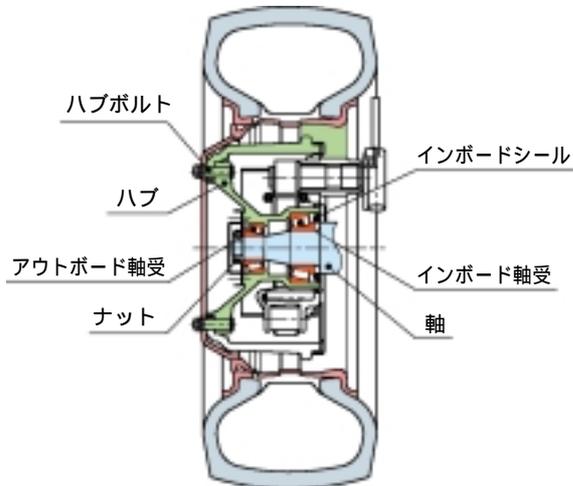


図1 テーパー2個使いフロントアクスル
Two taper usage front axle

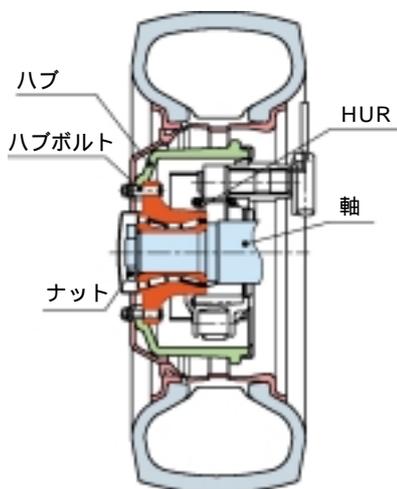


図2 HUR使用のフロントアクスル
Front axle of HUR use

以上のようにHURを採用する利点は組込み後に最適なプリロードとなるように軸受初期すきまが設定してあり、プリロード調整が不要で組立、保守・点検が非常に容易にできる点である。

2.2 NTN HURの構造

NTN HURのカットモデル（写真1）、断面形状（図3）を以下に示す。

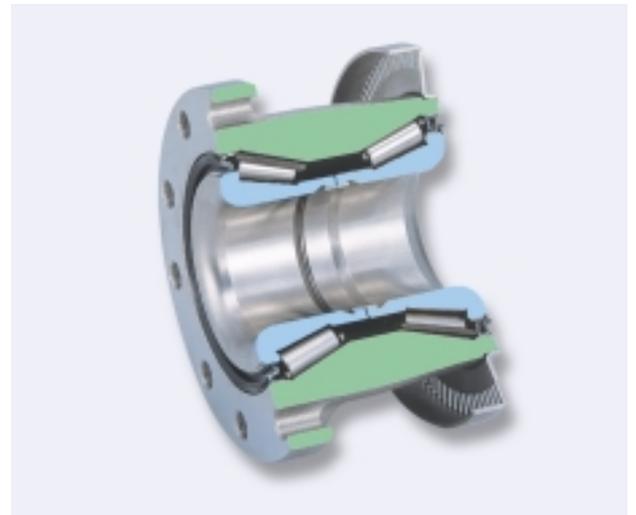


写真1 カットモデル
Cut model

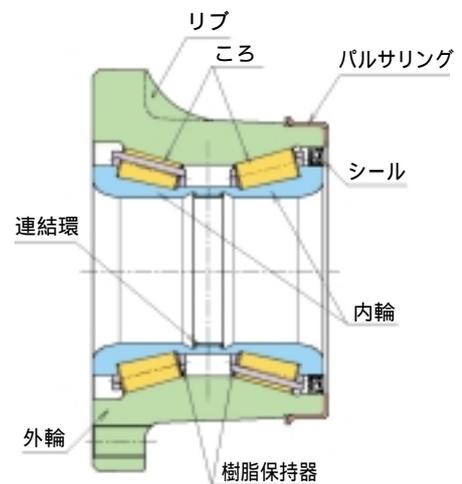


図3 HUR断面図
Sectional view of HUR

2.3 NTN HURの特長

(1) 外輪，内輪およびころの材料

外輪は鍛造性が良く，回転曲げ疲労強度，耐衝撃性に優れたNTN独自の軸受材料を使用している．軌道面には高周波熱処理を施し，ころがり疲労寿命を確保している．

内輪およびころはNTN独自の長寿命浸炭鋼を使用し，表面から適切な深さまで硬化させ，硬さの低い芯部（コア）を形成させることで，硬さと靱性を兼ね備え，耐衝撃性に優れた特性を持たせている．

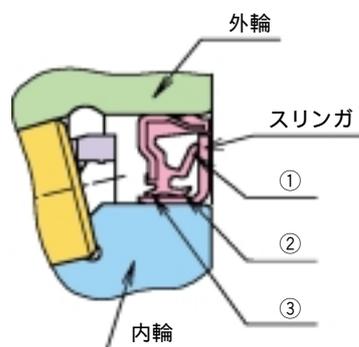


図4 ハイパックスール Hypack seal

(2) 潤滑剤（グリース）

トラック用としてグリースメーカーと共同で開発した耐フルレティング性と長寿命を両立させたグリース（表1）を採用した．

- ① 高温，高面圧下で油膜形成性に優れ，耐フルレティング性に効果のある基油を使用している．
- ② せん断安定性に優れたウレア系増ちょう剤を使用している．

特に外輪回転時に発生しやすい内輪大つば面の発熱・かじり摩耗対策に本グリースは有効である．

(5) 連結環

搬送時および取り扱い時に内輪が分離する事を防ぐとともに2個の内輪内径のずれを防止し，軸への挿入が容易になるようにばね鋼製連結環（図5）を内輪内径部に装着している．

表1 グリース一般性状
General performance of grease

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

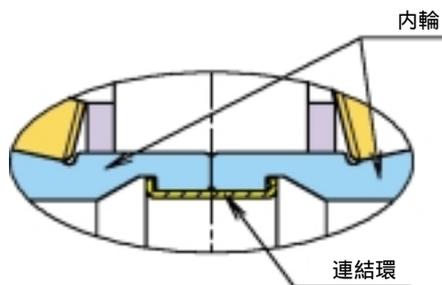


図5 連結環 Connection ring

(3) 保持器

軽量・低コストを考慮し，軸受への組立が容易で，耐熱性，柔軟性，耐久性，耐摩耗性に優れたポリアミド樹脂（PA46）保持器を使用している．

(4) シール

ゴム材は高温熱劣化によるリップの永久ひずみを防止するため，耐高温性に優れたふっ素ゴム（FKM）を使用し，シールは外向きに配したサイドリップ①とラジアルリップ②，内向きに配したラジアルリップ③にSUS製スリングを組込んだハイパックスール（図4）を採用した．

特にサイドリップ①とラジアルリップ②は偏芯追従性を考慮したリップ設計を行い，従来使用してきたシールに比べ大幅に耐泥水性を向上させた．

(6) 軸受初期すきま

フロントアクスル組付け後のプリロードばらつきを抑えるために、外輪軌道面を同時加工するNTN独自の加工方法(図6)とマッチング(図7)を採用することにより軸受初期すきまレンジ50 μm以下の製造を可能にした。また、エアを流し背圧の変化を測定するNTN独自のすきま測定方法(図8)で負すきまの対応も可能である。

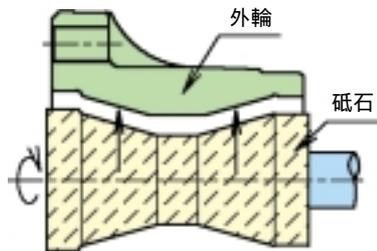


図6 外輪加工方法
Outer race cup grinding method

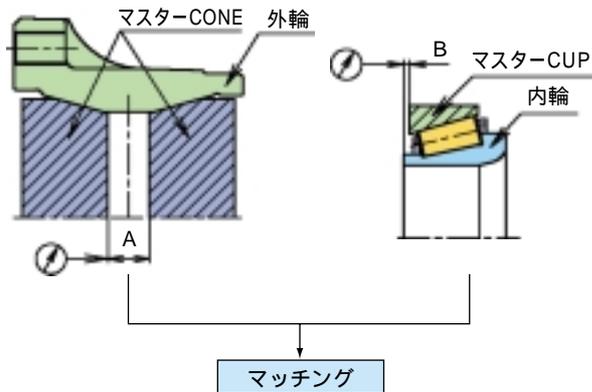


図7 マッチング概念図
Conceptual figure of matching

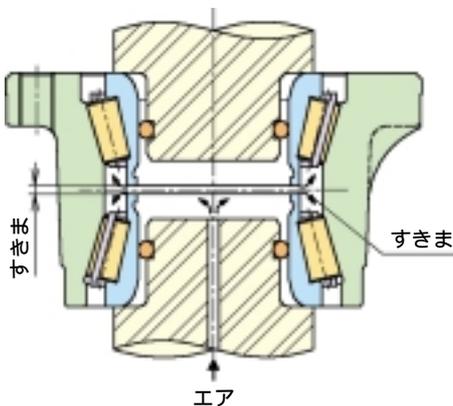


図8 すきまの測定方法
Measuring method of a clearance

(7) 内、外輪軌道面およびころ転動面の形状

旋回モーメント荷重負荷時のミスライメントで生じるエッジロードを防止するため、内、外輪軌道面およびころ転動面には適正なクラウニングを施している。(図9:面圧計算例)

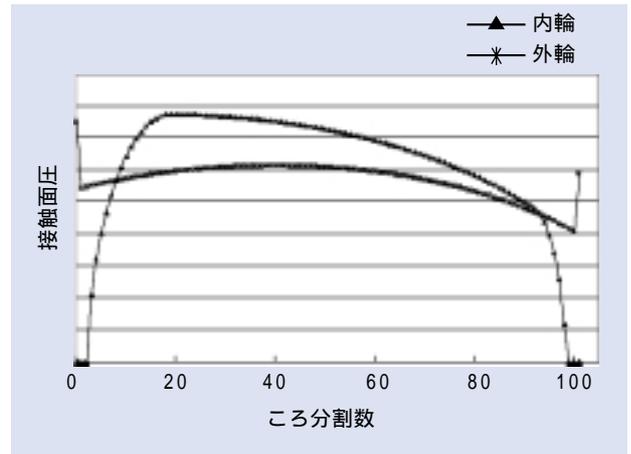


図9 ころと軌道面間の面圧計算例
Example of contact stress calculation between roller and an race track

(8) 外輪の肉厚および形状

FEM解析(図10)により、反フランジ側外径部の肉厚の最適化とフランジ部にリブを配した軽量化設計を実現した。

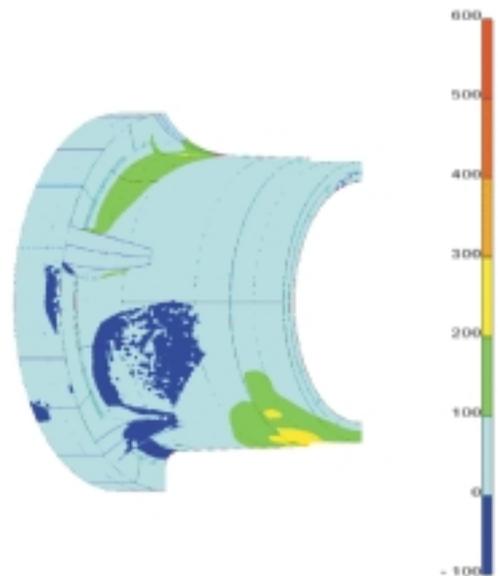


図10 FEM解析結果
FEM analysis result

3. 評価試験装置と評価結果

NTNでは大型トラック用HURの開発に、新たに大型トラック用耐久試験機を導入して、機能評価試験を実施してきた。ここではその試験装置と評価結果の一部を紹介する。

3.1 評価試験装置

今回、新設した大型トラック用の耐久試験機（[図11](#)、[写真2](#)）は内径 50mm～ 150mmの軸受評価ができ、ラジアル荷重196kN、アキシャル荷重98kNまで負荷することができる。

また、運転中に荷重、回転数が自動的に変更できるため、負荷荷重サイクリック試験および実車走行モードシミュレート試験も可能である。

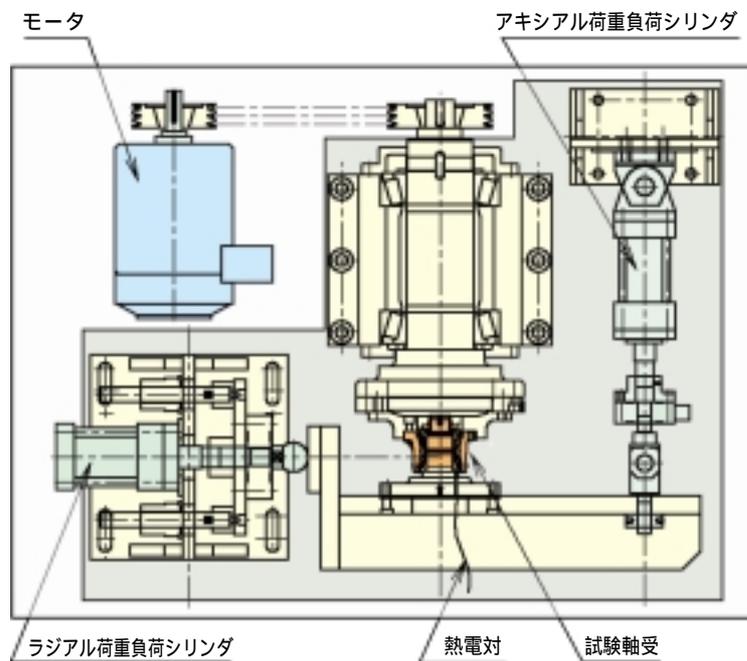


図11 試験機概略図
Outline of tester



写真2 試験機外観
Appearance of tester

3.2 試験結果

大型トラック用耐久試験機で評価した結果を紹介する。

表2に $\mu = 0.4G$ ， $0.5G$ 旋回モーメント試験結果，表3にサイクリック負荷試験結果を示したが，転がり疲労寿命は計算寿命に対して3倍以上あり，十分な耐久性を持つことを確認した。

表2 旋回モーメント荷重寿命試験結果
Test result of durability with curving moment

| 条件 | 運転回数 $L (\times 10^4 \text{ rev})$ | 寿命比 L/L_{hi} | 温度上昇 () | 試験後 状態 |
|------|---------------------------------------|-------------------|-------------|-----------|
| 0.4G | 629.3 | 3.67 | 67~77 | サスペンド |
| | 960.0 | 5.60 | 69 | サスペンド |
| 0.5G | 355.4 | 5.02 | 70~105 | 剥離 |

表3 サイクリック負荷耐久試験結果
Cyclic load durability-test result

| 条件 | 運転時間 $L (\text{ hr})$ | 寿命比 L/L_{hi} | 温度上昇 () | 試験後 状態 |
|--------------|--------------------------|-------------------|-------------|-----------|
| サイクリック 負荷 | 119.6 | 4.51 | 60~68 | サスペンド |
| | 88.0 | 3.32 | 60~68 | サスペンド |

4. あとがき

大型トラックフロントアクスル用軸受として外輪，ハブとシールが一体となったHURを開発した。HURは昨今の自動車用軸受のニーズである信頼性向上，組立性向上及び長寿命化に対して優れた性能を有しており，需要は今後 さらに伸びることが予想される。NTNでは，今回紹介したHURの他にハブフランジを一体にしたフランジ外径 350mmのHURや外輪に高強度材使用の軽量HURも開発しており，今後もトータルコスト削減，軽量化の要求に沿った製品を供給していきたい。

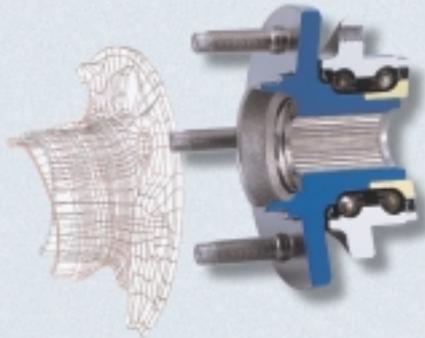
執筆者近影



大槻 寿志
自動車商品本部
自動車技術部

ハブベアリングにおけるFEM解析 Computer Analysis of Hub Bearings

芋生 明俊* Akitoshi Imou



製品開発時，その機能や特性などの計算，解析ができれば開発期間短縮やコスト削減の有力なツールとなる．NTNのハブベアリングにおける技術計算利用の状況，計算結果と実験結果の比較例などを紹介する．

Development time, cost reduction, and quality improvement are important considerations in new product development for the automotive industry. Computer analysis is an indispensable tool used to achieve these goals. Finite element analysis is extremely useful for preliminary study of a new product design. This paper introduces the utilization of finite element analysis for hub bearings.

1. はじめに

最近のコンピュータとアプリケーションソフト (CAD /CAE) の性能向上により，製造業での開発にはバーチャル技術を利用した効率向上が進んでいる．

しかし，コンピュータおよびアプリケーションソフトの性能向上のみでCAEを有効活用できるわけではなく，いかに実際の現象をCAEで再現するか，いかに使い勝手のよいシステムを構築するか，という課題を克服していかなければならない．

当社ではハブベアリングにおいて，1980年代から，製品設計の事前検討のために有限要素法 (FEM) による強度解析を実施し，試作回数の削減・開発期間の短縮・軽量化に効果を上げている．

また，自動車製造各社からのハブベアリングに対する長寿命・高剛性の要求と相反する軽量化要求に対応するには限界設計が必要であり，CAEによる事前検討の重要性が増加している．

本稿ではハブベアリングの製品設計におけるFEM解析活用事例を紹介する．

2. 簡易FEMシステムによる解析

当社ではハブベアリングの事前検討を行うための簡易FEMシステムを開発し，効率的な設計を行っている．本システムはFEMソフトの操作をまったく知らない技術者でも机上のPC (Personal Computer) で使い慣れた表計算ソフトを使いFEMによる強度検討を短時間で行えることを目標としており，FOA (First Order Analysis) の思想と共通するものである．

このシステムによって，1件あたりの検討工数が従来よりも95%削減となる10分程度で計算結果が得られるようになった．また，技術者の操作教育および習熟時間も低減できた．

システム化の対象は第3世代ハブベアリングのハブ輪および内輪とした．この部分は構造的に最弱となる部品であり強度検討の必要性が高く，また，類似形状が多いのでシステム化の効果が高いと判断した．[図1](#)に第3世代ハブベアリングの構造を示す．

本システムは，表計算ソフトとそのマクロ機能を利用している．以下に概略を示す．

*自動車商品本部 自動車技術部

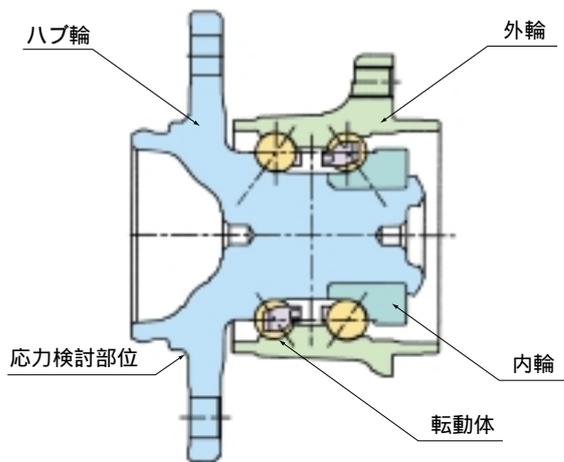


図1 第3世代ハブベアリングの構造
Structure of the 3rd generation hub-bearing

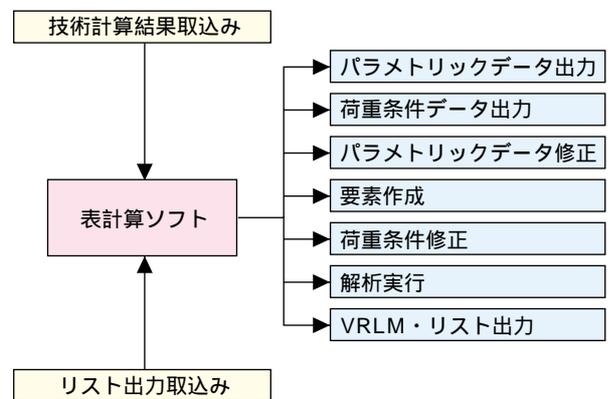


図2 システム概略
System outline

- 1) 必要諸元を表計算プログラムに入力し, CADソフトのパラメトリック機能を利用し3D形状を作成.
 - 2) FEMプリプロセッサの自動メッシュ機能を利用し, 要素を生成.
 - 3) 転動体荷重として与える荷重条件を当社技術計算プログラムから取り込む.
 - 4) 応力分布図のVRML (Vital Reality Modeling Language) データ出力および最大値のリスト出力.
- システム化の前提として, CADのパラメトリック機能を活用するために形状は一部省略化・簡略化をおこなっている.

VRML出力を行うことにより技術者が任意の方向から見た応力分布図を出力できるようにし, ポスト処理の部分のシステム化工数の削減を図っている.

図2にシステム概略を, 図3に入力イメージを示す.

図4に示す試験装置で所定のラジアル荷重とアキシャル荷重を荷重し応力を測定したところ, 簡易FEMによる計算値は10-20%の誤差であり事前検討には十分な精度で計算されている.

ハブベアリングの実際の設計では, 事前検討に基づき詳細設計が行われた後に, 詳細モデルによる計算を実施し応力値の確認を行っている. 詳細モデルによる測定値と計算値の差は5-10%程度である.

簡易モデルと詳細モデルの計算値の差は簡易モデルのための省略化・簡略化の影響であり, 詳細モデルの誤差5-10%は実用上の使用可能範囲と考えている.

図5に詳細モデルと測定値の比較を示す.

図6に簡易FEMシステムの適用例を示す. 形状の最適化により応力が緩和されている.

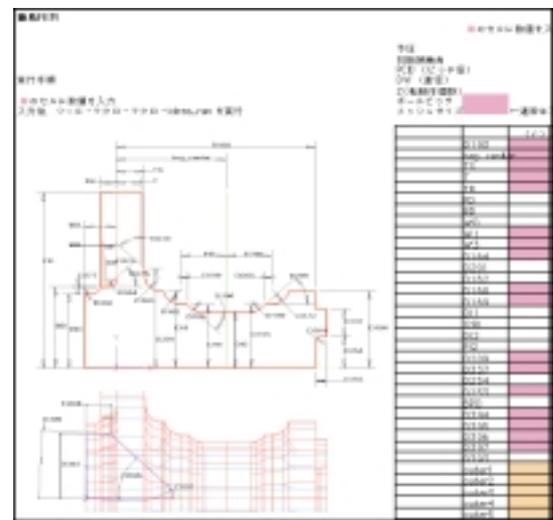


図3 入力イメージ
Example of data input

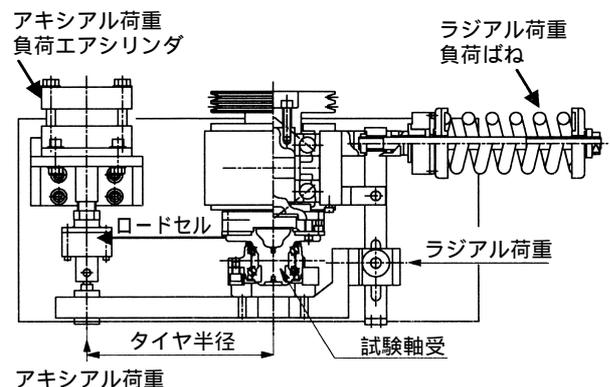


図4 試験装置
Tester

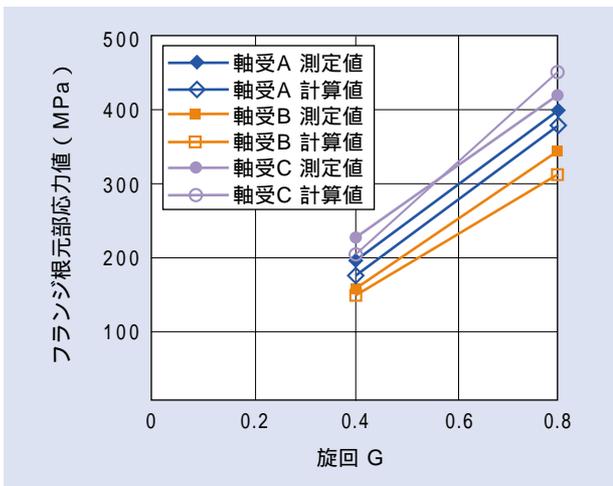


図5 計算値と測定値の比較
Comparison of a calculation value and measured value

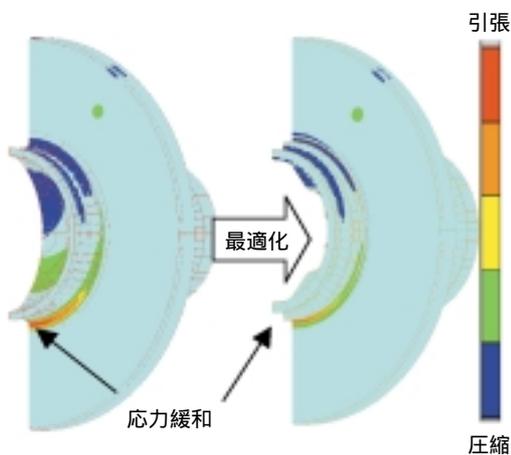


図6 簡易FEMシステムの適用例
The example of application of a simple FEM system

3. モーメント剛性検討のための解析

ハブベアリングのモーメント剛性は、車両旋回時の操縦安定性などに影響を与える重要な特性である。要求されるモーメント剛性を満足するハブベアリング形状を決定するためのFEM解析と測定値との比較について以下に述べる。

ハブベアリングの剛性測定方法を図7に示す。軸受の剛性は外輪フランジ面(A)に対するハブ輪フランジ面(B)の傾きとする。

ハブベアリングの剛性は内輪・ハブ輪・外輪の曲げたわみによる変形と転動体と軌道面の弾性変位量によって決定される。

計算モデルとしてハブ輪・内輪・外輪・転動体のASSYモデルを採用する。計算時間と計算精度の関係から転動体部は接触楕円の大きさを考慮しつつ、ヘル

ツの弾性変位量特性の非線形ばねでモデル化し計算時間の短縮を実現している。

非線形ばねモデルにおいて軸受予圧量も考慮できるようにしており正確なモーメント剛性検討が可能となっている。図8に計算モデルを示す。

測定値と計算値の比較を図9に示す。測定値と計算値の差は10%程度であり実用上の使用可能範囲と考えている。

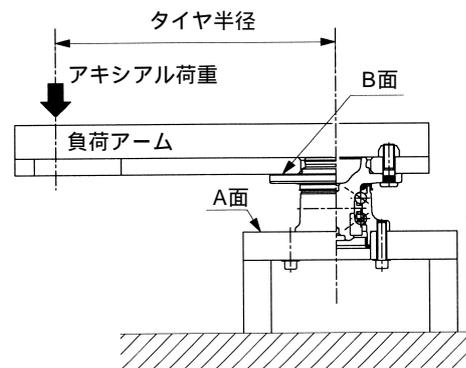


図7 剛性測定方法
A rigidity measuring method

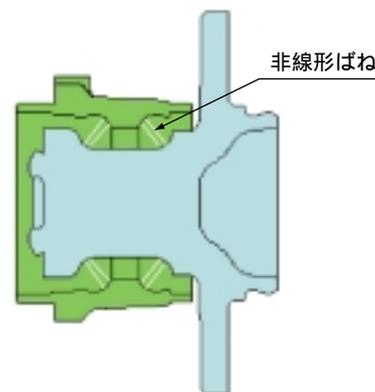


図8 計算モデル
Calculation model

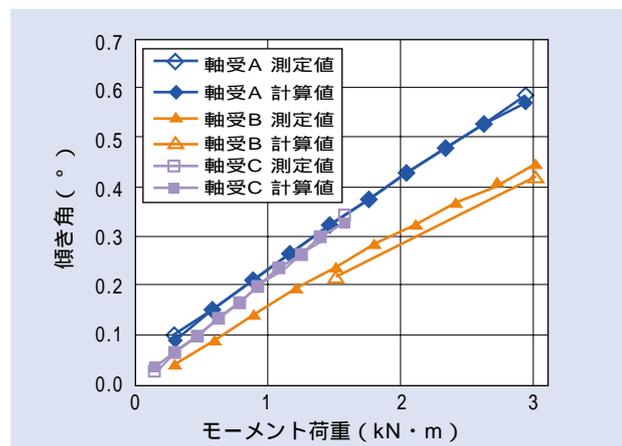


図9 計算値と測定値の比較
Comparison of a calculation value and measured value

図10にモーメント剛性計算例を示す．形状の最適化により軸受のモーメント剛性を5%向上することができた．

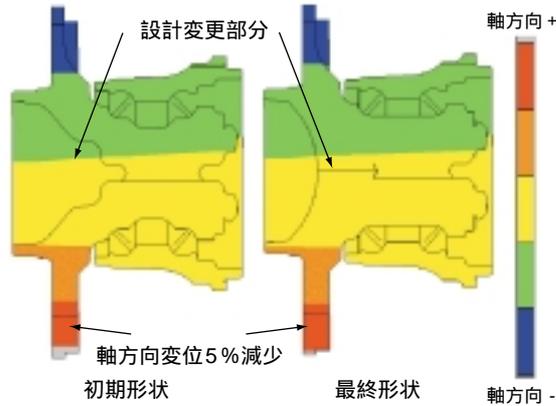


図10 モーメント剛性検討例（軸方向変位分布図）
Example of moment rigidity examination (the direction of an axis displacement distribution map)

4. 揺動加締め解析

最近の第3世代ハブベアリングの内輪とハブ輪は揺動加締めで締結されているものが主流となってきている．揺動加締め加工では内輪の変形を抑え，適正な予圧・軸力を得るような形状・加工量の検討が必要である．

本解析は弾塑性解析であり，加締めまでは非常に膨大な計算時間を必要とするが，それでも試作することに比べると時間短縮の効果が認められる．

まだ定量的に十分な計算とはいえないが概略の傾向を把握することは可能であり，実績のある型番に対して定性的な検討を行うことができる．図11は検討例で，加締め前後の形状と加締め途中の塑性ひずみ分布，ならびに軸受転走面の変形量を示す．加締め部のひずみや変形の様子はよくシミュレートできているが，転走面の変形量についてはまだ十分ではない．今後さらにモデルの改良を重ねていく．

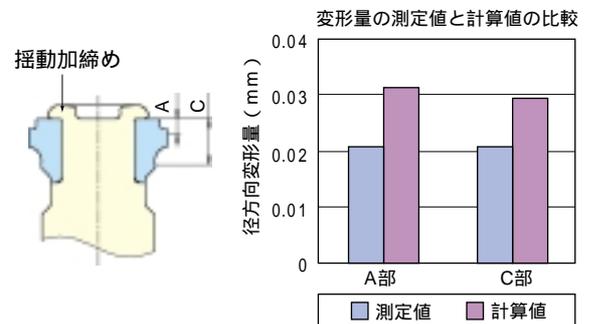
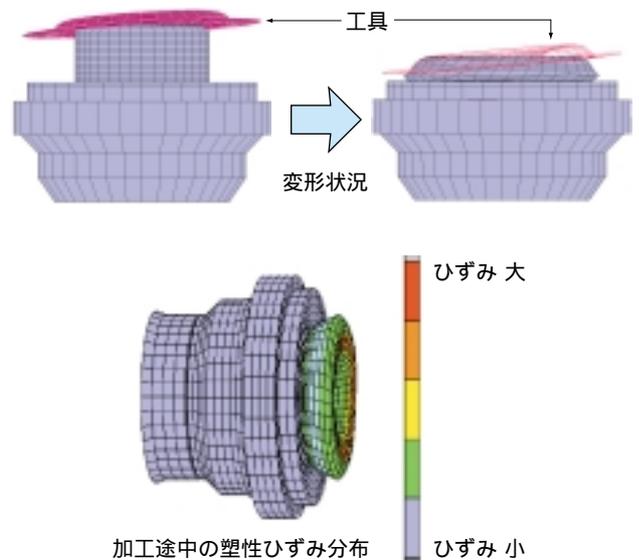


図11 検討事例
Examination example

5. あとがき

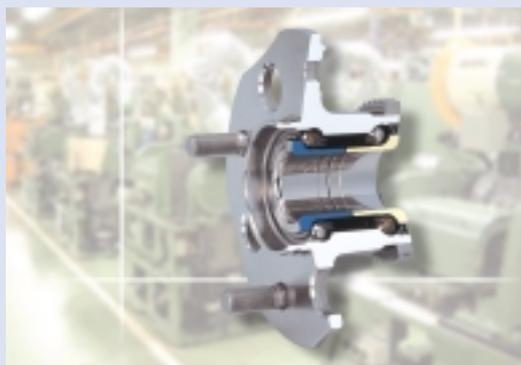
ハブベアリングに対するFEM解析の適用例を紹介してきた．開発期間の短縮・部品の軽量化に対応するためには，CAE技術の適用が必要不可欠であり，今後もますます有効なツールとなっていくものと思われる．また，CAEの有効性をさらに向上させるためには，計算工数の短縮・計算の高速化・計算精度の向上が課題と考える．今後これらについて検討をすすめ，市場からの各種ニーズへの素早い対応を目指していく．

執筆者近影



芋生 明俊
自動車商品本部
自動車技術部

ハブベアリングの台上評価試験 Evaluation Bench Tests for Hub Bearings



田窪 孝康* Takayasu Takubo

車を安全・快適に運転するため、ベアリングは重要な働きをしている。ハブベアリングは重要保安部品であり、機能・信頼性を保証するための台上試験は重要である。そのハブベアリングの台上試験について紹介する。

Automotive hub bearings are considered to be very important components for vehicle safety. The hub bearings are important elements that affect all aspects of vehicle performance including normal forward motion, turning, and stopping. Therefore, the evaluation test is very important. It is used to verify the function and reliability of hub bearings and to ensure the safety of the vehicle. This article outlines bench tests used to evaluate automotive hub bearings.

1. まえがき

自動車用ハブベアリング（以下H/B）は、重要保安部品として位置付けられている。

自動車の基本3条件である「走る・曲がる・止まる」を支え安全に走行するため、H/Bは重要な役割を担っている。したがって、H/Bの機能・信頼性を保証し安全性を確保するために、評価試験は極めて重要である。CAEが発達した現在も、その重要性に変わりはない。

近年、H/BはGEN1からGEN2、GEN3へ、さらにGEN4へとユニット化が進み製品への要求機能が増え、評価試験項目は増加している。H/Bが故障するかどうかの評価だけでなく、故障が車両に及ぼす影響度合いを考慮した故障モード評価の必要性が増している。NTNは、駆動輪・従動輪ともに軽自動車用から大型トラック用まで、H/Bの種々の評価試験を実施している。

本稿では、普段は表に出ることが少ないH/B台上評価試験について概要を紹介する。

2. 台上評価試験の役割と目的

台上評価試験の最も重要な役割は、H/Bの機能、信頼性を保証し、安全性を確保することである。実車試験を含め、H/Bの破損による車両事故は、絶対に回避しなければならない。

NTNでは、すべての新設計H/Bに対して評価試験を実施し要件を満たすことを確認して、量産移行・市場投入を行なっている。評価試験結果は設計ヘフィードバックされ、設計品質向上に寄与している。

台上評価試験によりH/Bの仕様を作り込むことで、量産準備や客先での実車評価試験を円滑に進めることができる。

評価試験の結果は、データベースとして管理され、H/Bの設計検討、CAEとの照合、試験結果の予測・判定などに活用されている。

*自動車商品本部 自動車技術部

3. 台上評価試験

台上評価試験の主な流れは次の通りである。

- (1) 試験項目設定
- (2) 試料準備, 試験設備準備
- (3) 試験条件設定
- (4) 試験実施
- (5) 試験結果の解析, 妥当性評価
- (6) 判定, 設計へのフィードバック
- (7) データベース登録

試験項目は、H/Bとしての一般共通項目と製品仕様による固有の項目がある。顧客要求、QFD・FMEAなどを基に個々のH/Bの要求機能・要求特性を明確にして、これに応じた試験・評価項目を設定している。さらに、限界性能を把握するために、いわゆる“いじわるテスト”を実施している。

標準試料は、量産時の製品と同等品を準備し試験に供している。

次に代表的な評価試験項目について例を挙げ、その概要を述べる。

3.1 静的特性確認試験

H/Bは、相手部品との組み合わせにより軸受内部すきまが変化する。このため、H/B単体での軸受内部すきまは、組み込み後に最適な軸受予圧になるよう、すきま変化量を見込んで設定している。

本試験は、H/Bを実車へ組み込んだ時の軸受内部すきまの変化量を求めるため、統計的手法を活用し、実測と計算を行なっている。この結果により、H/Bの軸受内部すきまが、寿命を満足し剛性が確保できる範囲であることを確認している。

試験（測定）項目例

- (1) ナックルとの組み合わせによる軸受内部すきま変化
- (2) 軸・CVJとの組み合わせによる軸受内部すきま変化

3.2 強度・耐久信頼性試験

一般にH/Bは、車両と同等以上の寿命が必要であり、車両事故につながるような突発的な致命故障は許されない。故障モードによっては、ドライバーが異常を予知できずに脱輪などの重大な事故をもたらす。このため、絶対強度・耐久信頼性や故障モードの把握は特に重要である。これらを検査する試験では、ばらつきを考慮して必要な信頼性が得られるように試料数や判定基準の設定を行っている。

NTNでは評価試験の精度を向上させるため、目的に応じて、H/B周辺部品は実機部品を使用している。

耐久試験例を写真1に示す。



写真1 耐久試験例
Endurance tests

3.2.1 旋回耐久試験

連続定常円旋回、または旋回を組み合わせた走行を想定した耐久試験で、H/B各部品の疲労寿命、はめあい適否などを評価する。この試験での代表的な故障モードは、フレーキングによる振動・異音である。フレーキングに至るとH/Bから異音が発生し、ドライバーは異常を察知することができる。

このため、フレーキングによる故障の重大さは、軸折損やハブフランジ割れなどに比べて低位である。転がり疲れにより内輪にフレーキングが発生した例を写真2に示す。



写真2 フレーキング例 (GEN3)
Flaking on the inner raceway

3. 2. 2 高速耐久試験

連続高速走行を想定した試験である。H/Bの熱による影響などを確認する。軸受予圧上限において、車両の最高速度相当の条件で連続運転し、温度上昇・グリース劣化・耐焼き付き性・シールのグリース密封性などの評価を行う。

グリースを過封入した場合のグリース漏洩発生例を写真3に示す。

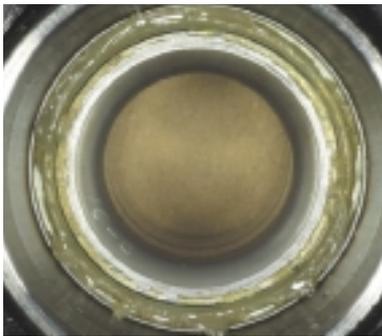


写真3 グリース漏洩外観 (GEN2)
Grease leakage

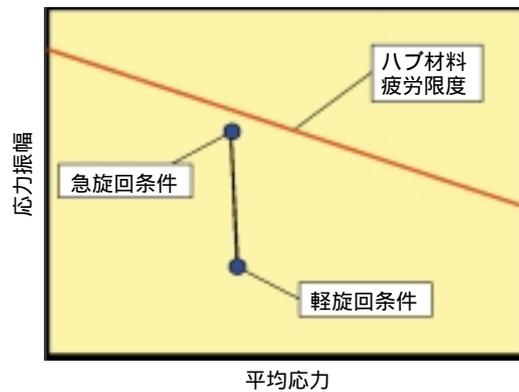
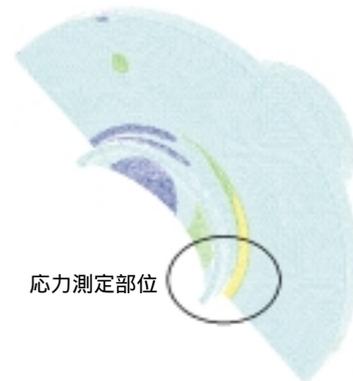


図1 応力測定例 (GEN3)
Stress measurement of Hub

3. 2. 3 過大荷重負荷試験

H/Bへの静的・動的な過大荷重の負荷を想定した試験である。強度・限界寿命・故障モードの確認を行う。連続急旋回走行を想定した試験や、路肩とホイールの衝突を想定した試験などを実施している。

過大荷重により、軸部が折損（一発破壊）した例を写真4に示す。



写真4 軸部の折損例 (GEN3)
Hub shaft fracture

3. 2. 5. 環境耐久試験

H/Bは、外部に晒された厳しい環境条件で使用される。故障原因として、特に寿命に影響を及ぼす耐泥水性、熱や腐食などに対する評価を行なっている。

塩泥水耐久試験例を写真5に示す。



写真5 塩泥水耐久試験例
Salt-muddy water tests

3. 2. 4 応力測定

H/Bに回転時に発生する荷重が作用したときの応力を測定する。H/Bにひずみゲージを貼付しH/Bを回転させて、応力振幅と平均応力を求める。

GEN3 H/Bのハブ部応力測定例を図1に示す。

(1) 腐食耐久試験

腐食による強度低下や異種金属はめあい面での電食などの評価を行う。JISによる塩水噴霧試験が一般的であるが、自動車部品の腐食耐久性を評価するには最適とはいえない。最近では、塩水噴霧に乾燥と湿潤条件を組み合わせた複合腐食試験による評価を行なっている。

写真6はGEN3 H/Bの内輪の加締め部に対し複合腐食試験を実施したものである。この後、旋回耐久試験などを実施し内輪加締め部の強度が十分であることを確認した。

このH/Bの内輪加締め部は、エンドキャップにより塞がれており腐食環境下にはない。しかし、内輪加締め部破損による影響の重大さを考慮して、同部の腐食後強度を把握するため“いじわるテスト”として本試験を行なった。



写真6 複合腐食試験後品 (GEN3)
After combined cyclic corrosion tests

(2) 冷熱繰り返し試験

この試験は、軸受の自己発熱やブレーキ部からH/Bへの高温流入、被水による急冷、低温環境での使用などを想定している。特に樹脂・ゴム部品に対して変形やクラックの評価を行っている。

(3) シール密封耐久性能評価

ダストや泥水に対するシールの密封耐久性は、市場でのH/Bの寿命に大きな影響があり、特に耐泥水性能を重視している。この試験は、泥水または塩泥水をシールに噴きかけるか浸漬した状態で運転しシールの密封性能や摩耗などの評価を行なっている。

塩泥水耐久試験後の状況を写真7に示す。



写真7 塩泥水耐久試験後外観 (GEN2)
After salt-muddy water tests

3.3 一般性能試験

H/Bに要求される一般的な性能を確認する評価試験の例を述べる。

3.3.1 剛性測定

H/Bの剛性は、操舵感に影響を与える特性として重要視される。レーンチェンジ時や旋回走行時の操舵感・操安性や、ブレーキパッドの押し込み、引き摺りなどに関係する。

H/Bの剛性は、タイヤ接地点上へアキシャル荷重を静的に負荷した時のH/Bの傾き角度を測定し評価している。

剛性測定例を写真8に示す。



写真8 剛性測定例 (GEN3)
Hub bearing rigidity measurement

3.3.2 トルク測定

自動車の走行抵抗軽減のため、H/Bのトルク低減が必要である。回転速度・荷重・温度を計測パラメータとして回転トルクを測定している。

3.3.3 ABS用エンコーダ性能評価

ABS用磁気エンコーダの着磁精度，着磁強度などを評価する．この評価に用いる試験装置は，NTN超精密スピンドル技術を活用しており，高い精度の解析が可能である．この他に磁気エンコーダでは，環境耐久試験を重視している．

3.3.4 回転釣合い良さ（アンバランス量測定）

H/Bには，高速走行時の静粛性，振動低減を目的とした要求特性に回転釣合い良さ（アンバランス量）がある．（GEN1を除く）

乗用車用H/Bは，アンバランス量は小さく，一般的なタイヤ・ホイールバランスでは測定が難しい程である．

3.4. その他の試験例

3.4.1 フレッシング

鉄道で自動車を長距離運搬する場合，振動によりH/Bの軌道面に微小摩耗が生じ異音の原因になることがある．これをフレッシングと呼んでおり，冬季に北米地域などで発生例があった．最近では，グリースや軸受予圧による対策が可能になっている．耐フレッシング評価試験は，常温から低温雰囲気では貨車輸送を想定した変動荷重をH/Bへ負荷し，軌道面の摩耗や運転時の騒音を評価している．

この試験により再現したテーバ軸受軌道面のフレッシングを写真9に示す．

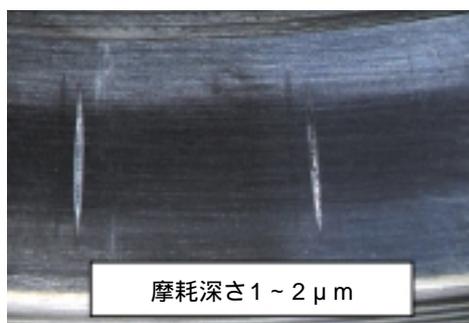


写真9 軌道面のフレッシング
Fretting on the raceway

3.4.2 ハブフランジ面のアキシャル振れ測定

H/Bのハブフランジ面アキシャル振れは，ブレーキジャダーと呼ばれる制動時に発生する振動の一因となる．ハブフランジ面の振れ量や振れ形態がブレーキドラムやブレーキロータの振れ精度に影響を与えるためである．

H/B単体とブレーキロータ，ホイールをH/Bに組み合わせた状態での各部の平面度測定，振れ精度測定・振れ形態分析による評価を行なっている．

ハブフランジ面の回転振れ測定例を写真10に同部の平面度測定例を図2に示す．

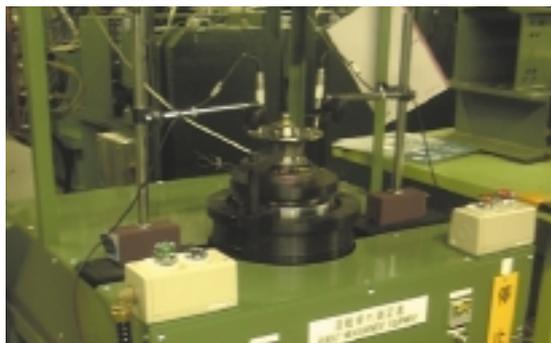


写真10 回転振れ測定例（GEN2）
Run-out measurement

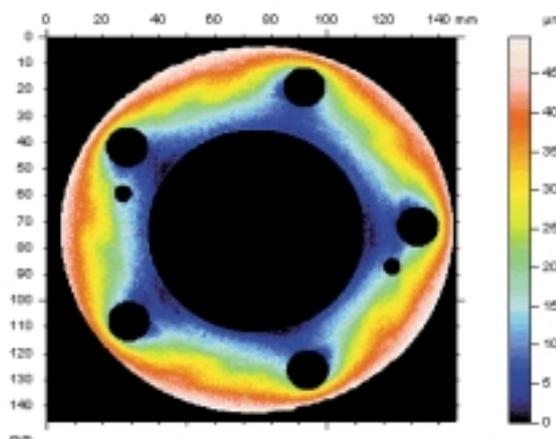


図2 ハブフランジ平面度測定例
Flatness measurement of Hub flange

4. 試験設備

H/B評価用の試験装置は，NTNオリジナル設計で評価項目に応じた専用の装置を製作している．

試験装置に装備されるセンサ・計測機器類は，QS9000品質システムに準拠した社内規定により，定期的に検定・校正を行ない精度を保証している．各種計測装置も同様に管理を行なっている．現在，NTNでは，評価試験のスピードアップや信頼性の向上を目的として，H/B用試験設備の増強やCAEの併用拡大を推進している．

5. 試験設備の設置場所

NTNでは、H/Bの評価試験は日本を拠点として欧州と米国の3極体制で対応している。欧米地区試験所は、現地での顧客要求試験の対応や、開発品の円滑な現地立ち上げに貢献している。

日欧米3極間では、試験技術の同一性を重視している。例えば、海外の試験所に設置されている試験装置は、日本設置機を母体とした同一構造としている。試験技術の同一性を活かして、試験期間短縮を目的に日欧米3極間で評価試験を分担して実施することができる。

日本の試験所の様子を写真11に示す。



写真11 試験所の様子（H/B耐久試験機）
Outlook of the test laboratory

6. あとがき

自動車は、世界中で多くの人々が、長距離・長期間にわたって使用している。台上評価試験の難しさは、さまざまな使用環境を考慮した試験項目・試験条件の設定にあり、限られた時間と試料数で製品に作用するあらゆる負荷を再現することである。そして、得られた試験結果をどのように評価し判定するかである。

日欧米の試験所各スタッフは、H/Bが車両と一生を共にできるように考え、評価試験を行なっている。

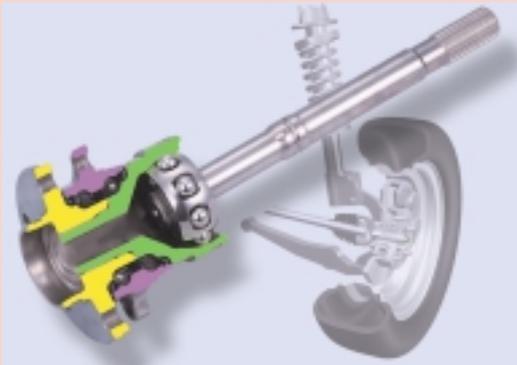
今後もNTNの自動車用ハブベアリングを世界中で安心して使っていただけるように、評価試験の信頼性、精度の維持・向上とスピードアップに取り組んでいきたい。

執筆者近影



田窪 孝康
自動車商品本部
自動車技術部

4世代ハブジョイント Generation 4 Hub Joint



福島 茂明* Shigeaki Fukushima
小倉 博幸* Hiroyuki Ogura

NTNでは次世代商品として等速ジョイントとハブベアリングを一体化した4世代ハブジョイントを開発した。これによりアクスルの小型軽量化と組立性向上が可能になる。この4世代ハブジョイントの構造や基本特性について紹介する。

There has always been a demand for lighter and more compact wheel bearings. A new retaining method has been developed and applied to NTN Generation 4 Hub joints (GEN4 H/J), which are utilized on drive axle applications. NTN GEN4 H/J is not only lighter weight and more compact, but also improve serviceability. NTN GEN4 H/J can be employed in a vehicle of any size.

1. まえがき

転がり軸受は古くから産業の米といわれISO等の規格で標準化され、ありとあらゆる機械の回転部分に使用されてきた。自動車の車輪用としても70年代まではそれらの規格に準拠した軸受を用いていた。

モータリゼーションの発展と自動車の高性能化にともない、その構成部品は、常に高機能化と軽量・コンパクト化が要求され、80年代に入って第1世代ハブベアリング（以下GEN1 H/B）と呼ばれる、別体であった2個の軸受をユニット化した車輪軸受が登場した。その後、軸受の周辺部品であったハウジングの一部やハブまでを取り込んだGEN2, GEN3ハブベアリング（H/B）が採用され、現在に至っている。（詳細は本誌「ハブベアリングの変遷と最近の技術」参照）

本稿では、ユニット化をさらに進め、新たに開発したNTN独自構造を持つ4世代ハブジョイント（GEN4 H/J）を紹介する。GEN4 H/Jは、軸受周辺部品である等速ジョイント(CVJ)とGEN3 H/Bをユニット化した構造で、より一層の軽量、コンパクト化、さらには組立性の向上も図った新商品であり、H/BとCVJを量産するNTNの技術を結集した次世代商品である。

2. 4世代ハブジョイント(GEN4 H/J)

4世代ハブジョイントは、ハブとCVJ外輪を締結する手法の1つとしてNTNが新たに開発した拡径加締めを適用している。（図1）

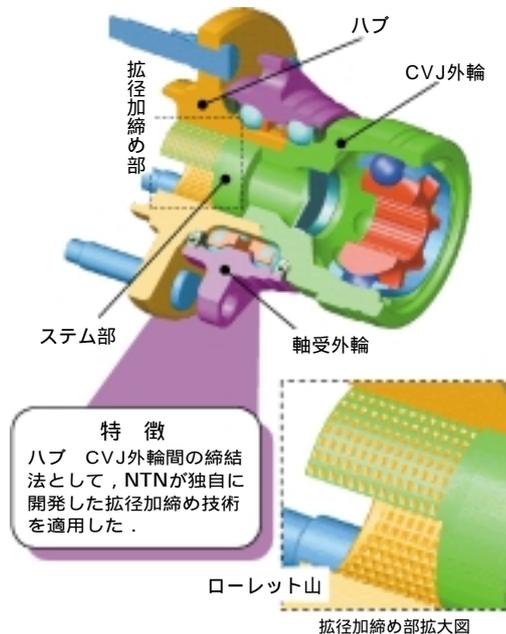


図1 拡径加締め法を適用したGEN4 H/J
Tube formed Gen 4 H/J

*総合技術研究所 新製品開発部

基本構造は以下のようである。

- i) ハブの内径部に、四角錐状のローレット山を形成する。
- ii) そのローレット山部全体を熱処理硬化させる。
- iii) CVJ外輪のステム内径にポンチを挿入することで、ステム部を径方向に押し広げ、ローレット山に食い込ませる。(図2)

以後、このローレット山とステムが食い込んでいる部分を拡径加締め部と呼ぶ。図3にハブ内径部に形成したローレット山形状の外観を示す。

2. 1 設計上の利点

CVJ外輪にH/Bの軌道面を直接形成し、高効率タイプのCVJ (EBJ) を採用することで、GEN4 H/Jは、以下に示す利点を提供できる。

(1) 軽量・コンパクト化

パネ下重量を軽減し、車両操安性の向上と燃費低減に大きく寄与する。

(2) 足回り設計の自由度向上

特にハブフランジとCVJ間の軸方向距離を短縮することで、サスペンション設計の自由度が増し、さらに複雑な構造を持ったサスペンションへの適用も可能となり、車両操安性の向上を図ることができる。

(3) 組立・補修性の向上

GEN4 H/Jアセンブリー（アウトボード側固定H/J、中間シャフト、インボード側摺動ジョイント）全てを、車両側ナックル内径を通過できる構造とした。(図4) 車両組立ラインでの取扱い性と市場補修性が向上する。

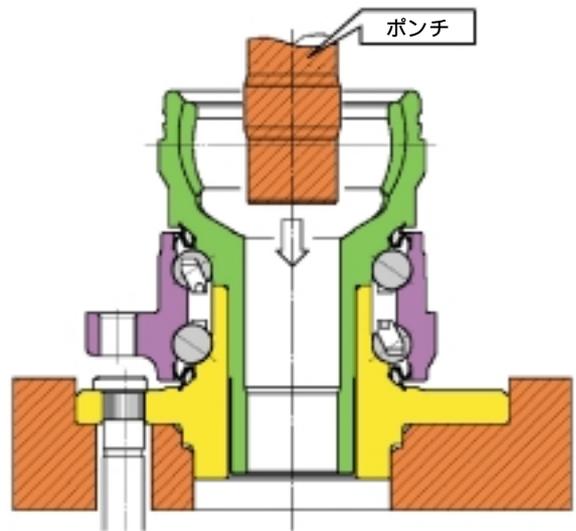


図2 拡径加締め法
Tube forming method



図3 ローレット山拡大写真
Knurl appearance

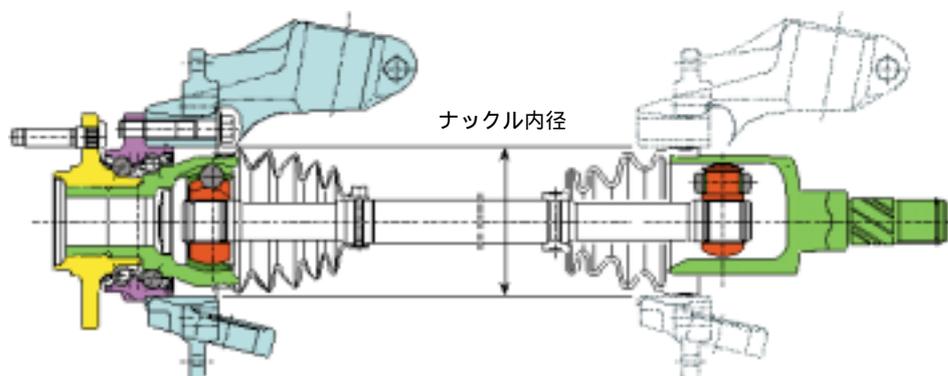


図4 組立・補修性の向上
Easy assembly and improved serviceability

2.2 台上評価試験

拡径加締め部の強度，耐久性を把握するために以下の台上評価試験を実施した．サンプルのCVJサイズは当社呼び番号95（#95）とし，軸受の負荷容量も排気量3リッタークラスの大型FF車フロントアクスルに適用する仕様とした．

- (1) 引抜き力測定 (2) 静捻り強度測定
- (3) 捻り疲労強度試験 (4) 回転曲げ試験

(1) 引抜き力測定

拡径加締めを行なったGEN4 H/JのハブフランジとCVJ外輪を固定し，軸方向に引抜き荷重を負荷する．引抜き荷重を測定しながら，拡径加締め部の軸方向変位量を測定した．

ナット固定および揺動加締めとの結果を比較したものが図5である．

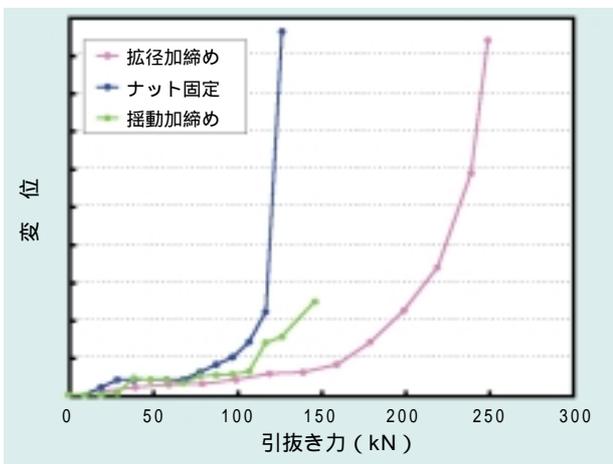


図5 引抜き力測定結果
Pull force test result

ナット固定および揺動加締めに対して，拡径加締めによる固定が強固であることが判る．

(2) 静捻り強度測定

拡径加締めを行なったGEN4 H/JのハブフランジとCVJ外輪を固定し，拡径部が破損するまで静捻りトルクを負荷した．破損した時点の捻りトルクを計測した（図6）．

拡径加締め部の長さを基準長さの100%，及び実際的ではないが限界値を把握するためのサンプル80%，50%と3仕様を製作し，強度比較をした．いずれの場合も，ベースとした#95の必要強度を上回っており，十分な強度を有していることを確認した．

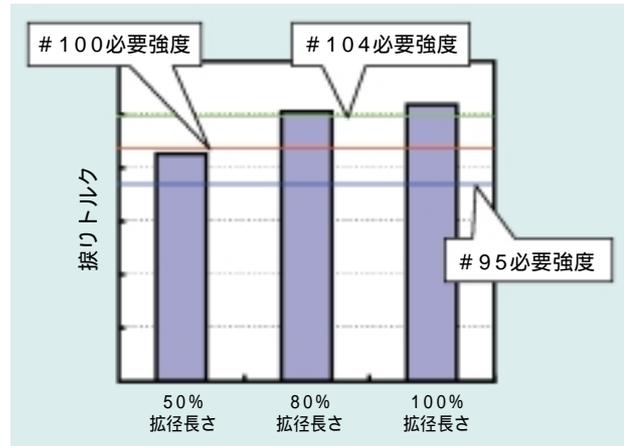


図6 静捻り強度測定結果
Static torsional strength test result

(3) 捻り疲労強度試験

拡径加締めを行なったGEN4 H/JのハブフランジとCVJ外輪を固定し，規定のトルクを負荷し，破損するまでの繰返し数を測定した（図7）．拡径加締め部の長さを基準長さの50%としても必要強度を上回り，さらに80%では拡径部は破損せず，CVJ外輪のステム（軸部）が輪断した．

拡径加締め部は，基準とした#95の捻り疲労強度を2サイズ以上，上回る耐久性を有している．

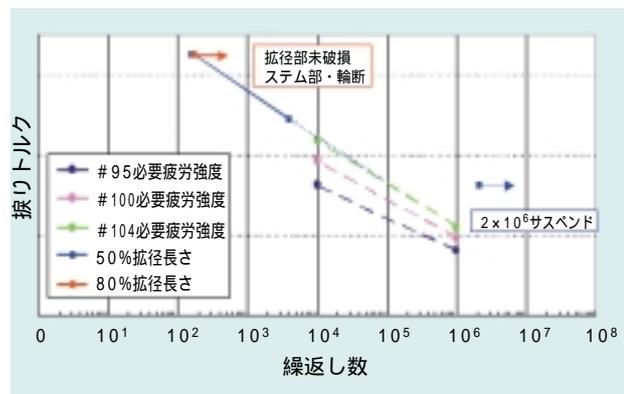


図7 静捻り疲労強度測定結果
Dynamic torsional fatigue test result

(4) 回転曲げ試験

本条件は排気量3リッタークラスの大型FF車に採用されているGEN3 H/Bの曲げモーメント試験と同一とした．

軸受転動疲労寿命の計算値の2倍程度を運転したが，拡径加締め部の破損は認められず，軸受の転動疲労寿命(フレーキング)により試験停止した．

2.3 実車試験

振りトルクを入力した台上評価試験（静振り強度，振り疲労強度），曲げモーメントを入力した台上評価試験（回転曲げ試験）の結果，拡径加締めを適用したGEN4 H/Jは，評価基準を大きく上回る耐久性と強度を有することが明らかとなった．そこで，実際にGEN4 H/Jを実車に搭載し，実走行時に発生している曲げモーメントと振りトルクの負荷状況，GEN4 H/Jの温度特性，足廻り各部の挙動などの測定を行なった（写真1）．実車試験はテストコースに設けられた摩擦係数の高い，いわゆる高μ路にて実施した．

定常円走行によるオーバーテリングモーメント試験やフル転舵急発進試験などを繰り返したが，GEN4 H/Jには何らの不具合もなく，測定を終了した．今後，さらに詳しいデータを採取するべく，実車測定を継続していく．



写真1 実車試験サンプル外観
Actual vehicle test set-up

2.4 新規評価試験機の導入

2.3項の実車試験から，実際にGEN4 H/Jに入力される複合荷重（曲げモーメント，振りトルク）を定量値として把握できた．実車走行評価時の入力パラメータとしては，複合荷重の他にステア角度，バウンド角度があり，GEN4 H/Jの評価を進める上で，これらのパラメータも取り入れる必要がある．

そこで，これらのパラメータを入力することができる「GEN4 H/J評価用・複合耐久試験機」を導入した（写真2）．本試験機は，複合荷重（曲げモーメント，振りトルク），回転数，ステア角，バウンド角を任意に入力することができ，各々の入力パラメータをコンピュータで制御し，実車の走行状態をシュミレートできる．



写真2 複合耐久試験機
Complex condition durability test machine

2.5 GEN4 H/J設計検討結果

これまでの試験結果より，GEN4 H/Jは目標とした強度・寿命を満足し，大幅な軽量・コンパクト化を実現しながら，排気量3リッタークラスの大型FF車にも適用できる十分な強度を有しているといえる．

そこで，その大型FF乗用車をベースとして，GEN4 H/Jの設計検討を行なった（表1）．現行のGEN3 H/BとCVJの組み合わせをベースとして，拡径加締めを適用したGEN4 H/Jにすると，大幅な軽量化とコンパクト化が可能になり，1輪当たり800gの重量低減となり，また，軸方向寸法は22mmと大幅短縮を達成した．

表1 4世代ハブジョイントの設計検討
GEN4 H/J design comparison

| 仕様 | 図 | 軽量化度 | コンパクト化度 |
|------------------------------|---|---------|---------|
| 現行設計 GEN3 H/B + CVJ | | 基準重量 | 基準長さ |
| 拡径加締め タイプ GEN4 H/J | | - 800 g | - 22mm |

ハブフランジからCVJセンタまでの軸方向距離を比較した。

3. あとがき

今回，新たに開発した締結法である拡径加締めを適用することにより，高効率でコンパクトなEBJとGEN3 H/Bを一体化，GEN4 H/Jとした．これにより，現状のH/BとCVJの組み合わせよりも10%以上の軽量化，コンパクト化を達成することが可能となった．今後もNTNIは，GEN4 H/Jをブレーキやナックル等の部品と融合させることで，より一層の高機能化を達成し，さらに高次のコーナーモジュールへ発展させたい．

執筆者近影



福島 茂明
総合技術研究所
新製品開発部



小倉 博幸
総合技術研究所
新製品開発部

逆入力遮断クラッチ「トルクダイオード」

トルクダイオードは、入・出力軸間の回転を制御する新しい機械要素
ロック、フリー、スイング型があり、組み合わせも可能



ロック型



フリー型



スイング型

特 長

1) ロック型

- 入力軸を回すと出力軸が回転
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない(出力軸側はロック状態)

2) フリー型

- 入力軸を回すと出力軸が回転
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない(出力軸側は空転する)

3) スイング型

- 入力軸を中立位置から揺動回転することにより出力軸は寸動回転する
- 出力軸側から入力軸側に動力は伝わらない(出力軸側は空転する)

用 途

- 駆動側機器の安全装置(ロック・フリー型)
- 逆転防止機構(ロック型)
- 電動・手動の入力切換え機構(フリー型)
- ロック・フリー型の回転入力手段(スイング型)

ECO シリーズ

アルテージ
ULTAGE

超高速アンギュラ玉軸受 HSEタイプ

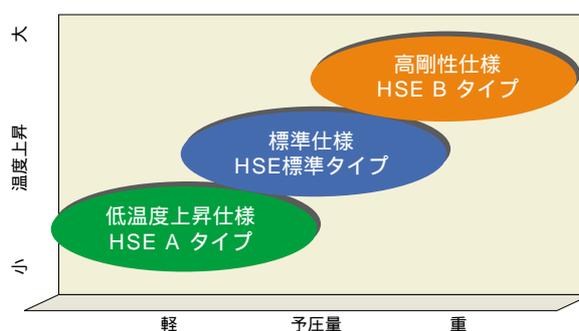
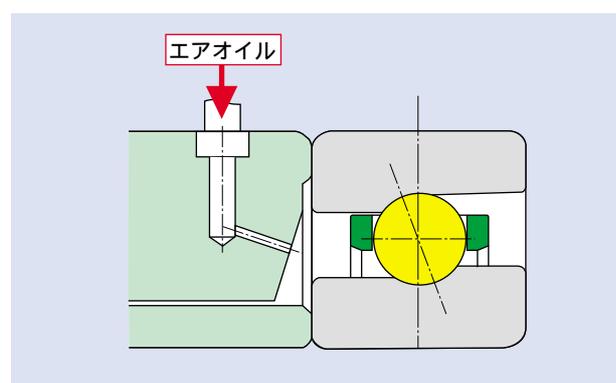
より速く，より高剛性を可能に！



特長

- 特殊材料の採用と表面改質により
耐焼付性（従来比15倍以上）
耐摩耗性（従来比1/6の摩耗量）を実現
- 内部仕様の最適化を実施し、『高速・低温度上昇』を実現
- セラミックボールを使用
- 用途に応じた3タイプの設計仕様を設定
標準仕様：HSE標準タイプ
低温度上昇仕様：HSE A タイプ
高剛性仕様：HSE B タイプ

軸受仕様



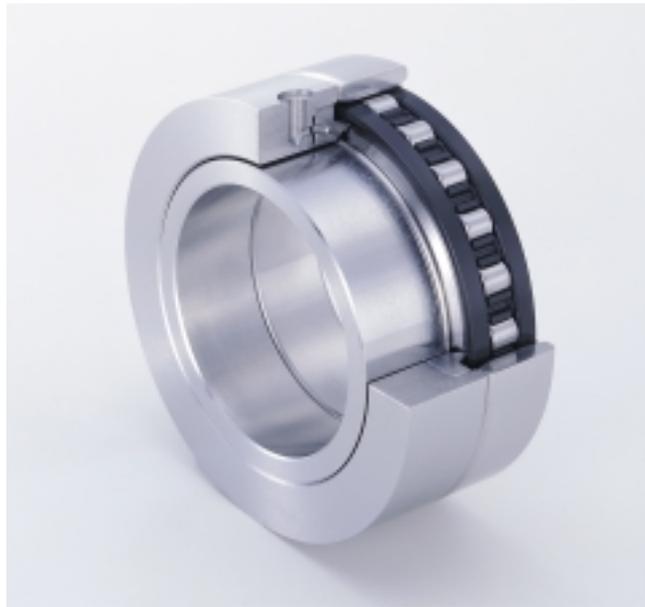
アルテージ
ULTAGE

環境対応型エアオイル潤滑軸受

環境対応型ノズルの採用で低騒音化およびエア量とオイル量の削減を実現



HSLタイプ

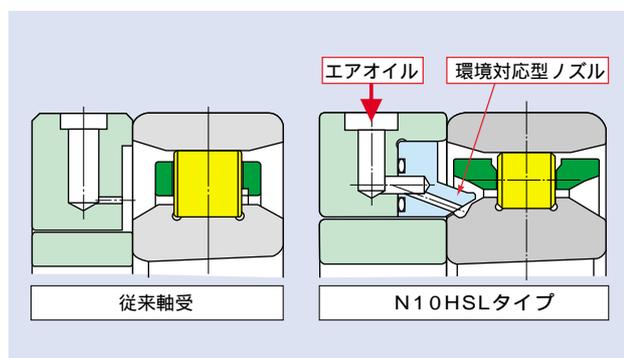
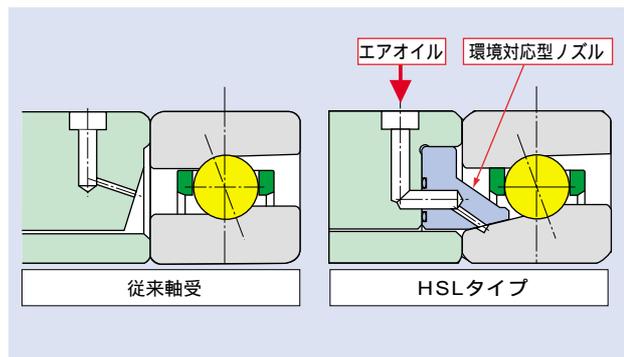


N10HSLタイプ

特長

- 環境対応型ノズルの採用により
低騒音化およびエア量とオイル量の削減を実現
- 特殊材料の採用と表面改質により
耐焼付性（従来比15倍以上）
耐摩耗性（従来比1/6の摩耗量）
を実現（HSLタイプのみ）
- セラミックボールを採用（HSLタイプのみ）
- 内部仕様の最適化により、
高速・低温度上昇を実現

軸受仕様



ECO シリーズ

アルテージ
ULTAGE

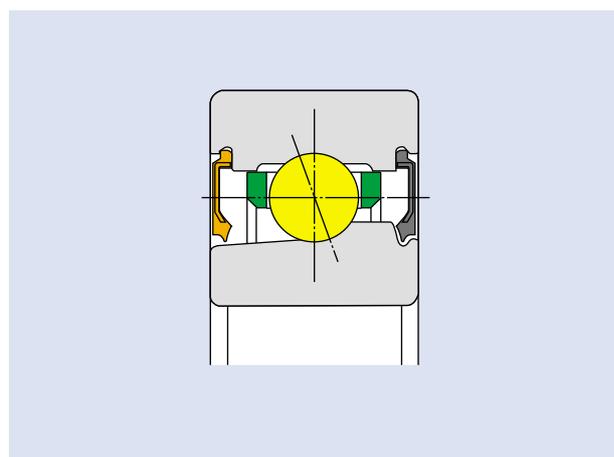
グリース潤滑シール付アンギュラ玉軸受 BNSタイプ

グリース潤滑で超高速回転 d_{mn} 値140万を実現!

特長

- 特殊材料の採用と表面改質により
耐焼付性（従来比15倍以上）
耐摩耗性（従来比1/6の摩耗量）を実現
- 『高速・低温度上昇』を実現するため、内部仕様の最適化を実施
- セラミックボール使用
- グリースポケット，特殊グリース，両側非接触シールの採用により，グリース長寿命を実現
- グリース封入タイプのため，グリース封入作業が不要。取り扱いの簡素化を実現
- 正面側（黒色），背面側（オレンジ色）のシール色を採用。組合せ方向の確認が簡単

構造



新高負荷容量プレス保持器付針状ころ

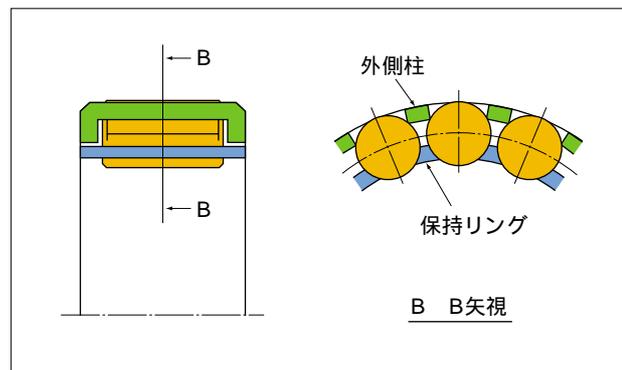
超高負荷容量とコンパクト性を両立した画期的な保持器付針状ころ



特長

- 超高負荷容量
従来比：静定格荷重35%アップ
：動定格荷重25%アップ
- コンパクトで、ころ非脱落
保持器内径に樹脂製の保持リングを設け、ころの非脱落と軸受のコンパクト化を実現
- 高剛性
従来比：25%以上アップ
- 軸受寿命
従来比：2倍向上

構造

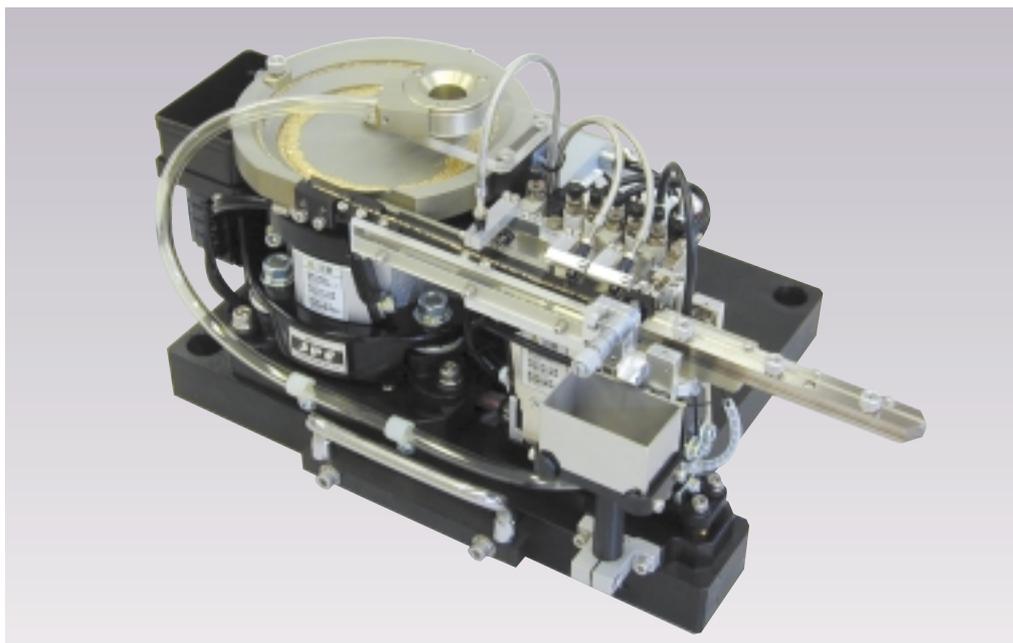


応用例

- 産業用ロボットの遊星減速機部
- 土木・建設機械の遊星減速機部
- その他、高負荷容量が要求される箇所

オートイジェクト機能付SMDフィーダ

高稼働率! 超高速供給! コンパクト!
チップLED供給用に画期的なパーツフィーダ



特 長

- 稼働率の向上
チップLED1608で最大毎分1500個の業界最速で高精度の整列供給が可能
- NGワークのオートイジェクト機構搭載
バリや寸法規格外のNGワークのみを選択的にフィーダ外へ完全自動排除
- 静電気対策
静電気除去装置（イオナイザ）を装備し、ワークに帯電した静電気を効果的に中和
- コンパクト
従来機3/4(面積比)のコンパクト化を実現

仕 様

| 項 目 | 内 容 |
|-------|---|
| 適用ワーク | チップLED1005, 1608, 2125等, その他チップ部品にも対応可能 |
| 整送能力 | 最大1,500個/分(チップLED1608) |
| 電 源 | 単相100V, 50/60Hz |
| 空 圧 源 | 0.2MPa |
| 装置寸法 | 440mm x 260mm x 190mm |

研削スラッジ固形化装置（超小型タイプ）

従来の「小型研削スラッジ固形化装置」の優れた性能(固形化に硬化剤が不要,油性研削スラッジにも対応可能)を継承しながら,小型タイプをさらにコンパクト化し,低コスト化を実現



導入のメリット

- 油性研削液の再使用によるコスト削減
研削液の回収率90%以上
- 産業廃棄物の排出量の削減
体積で最大80%,重量で最大45%の削減
- 廃棄物運送・埋め立て費用の削減

その他

- 処理能力: 11t/月
- 寸法(mm): 幅1900×奥行1030×高さ1502
- 重量: 1.2t

特長

- 小型タイプ(約3m²)に比べ70%の設置面積(約2m²)
- 固形化に硬化剤などの添加物が不要
- 固形化の難しい油性研削スラッジにも対応可能(水溶性も共用可)

NTN TECHNICAL REVIEW No.70

印刷 発行 2002年 12月20日

編集人 勝 間 博
発行人 田 村 直 行

【 禁 無 断 転 載 】

発行所 大阪市西区京町堀1丁目3番17号
NTN株式会社

印刷所 京都市中京区壬生花井町3
日本写真印刷株式会社