

For New Technology Network

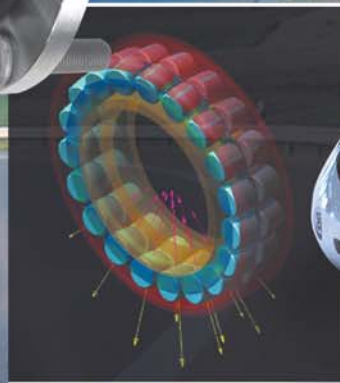
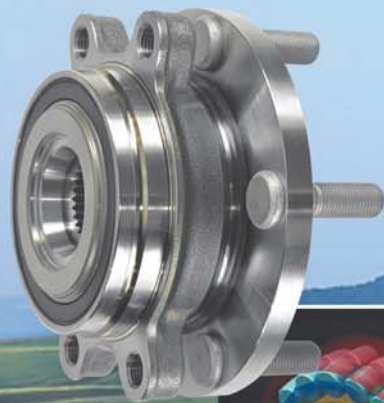
NTN[®]

TECHNICAL REVIEW

No.
79

特集 ● 自動車技術

November 2011



NTNは、中国における開発体制の強化を目指し、日本、欧州、米州につづく新たな技術開発拠点として、「NTN中国技術センター」を2011年5月に開設しました。

NTN中国技術センター（以下、同センター）は、上海市松江工業区の上海恩梯恩精密機電有限公司（上海NTN）敷地内に位置し、2階建て延べ床面積7,200m²で、実験室、精密測定室、事務所を備えています。

同センターは、グローバル事業の拡大方針である「現地・現物・現人」の考えに基づき、新商品の開発をはじめ、現地材料の評価、製品試験を行うと同時に、現地技術者のトレーニングも実施します。またセンター内には、最新で世界最高レベルかつ、多くの種類の試験設備を設置しました。

また、同センターにはNTNが開発した次世代電気自動車（EV）用システムを搭載したEV車両を配備し、中国における市場展開を加速します。さらに、同センター2階には新商品や新技術を展示し、お客様の技術パートナーとして、新しい技術やサービスをタイムリーに提案致します。

成長著しい中国市場において、自動車市場をはじめ、建設機械や工作機、鉄道車両、風力発電などの産業機械市場に向けて、顧客のニーズや自然環境にあわせた設計や試験を、現地で実施することで、お客様への対応スピードをさらに早めるとともに、技術サポートを充実させてまいります。



【NTN中国技術センターの概要】

敷 地：上海市松江工業区南来路1666号6号楼（上海NTN内）
延床面積：2階建て，総床面積7,200m²

NTN TECHNICAL REVIEW No.79

自動車技術特集号 ● 目次

巻頭言	自動車技術特集号に寄せて	常務取締役 福村善一	1
【寄稿】	自動車の環境・エネルギー技術に関わる将来展望 ～ 従来車の技術改善から電動化へ～	早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科 大聖泰弘	2
【展望】	自動車業界の市場・技術動向	自動車事業本部 自動車技術部 岡阪 誠	12

電気自動車小特集 ● 先進技術で未来をひらく。地球に優しいNTN

【論文】	インホイールモータシステム	EVシステム事業部 駆動システム技術部 伊藤雄一 / 堀 香代 EVシステム事業部 制御システム技術部 牧野祐介	22
【解説】	電動コネクタ用インホイールモータシステムの開発	EVシステム事業部 駆動システム技術部 山本哲也 / 石川愛子 EVシステム事業部 制御システム技術部 山田 航	29
【論文】	ワンモータEV駆動システム	EVシステム事業部 駆動システム技術部 磯部史浩 / 板倉慶宜 / 大澄優輔 EVシステム事業部 制御システム技術部 李 国棟	33
【論文】	新機構ステアバイワイヤ操舵システム	EVシステム事業部 シャシーシステム技術部 茂木克敏 / 水貝智洋 / 桜井 良 / 鈴木伸幸	42
【解説】	インホイールモータ搭載 二人乗り電動モビリティの開発	EVシステム事業部 駆動システム技術部 山形 哲 / 石川愛子 / 伊桐千浪 / 後藤知美 / 堀 香代 / 武川起子 / 友田香織 EVシステム事業部 制御システム技術部 松岡大輔	51

自動車商品・技術

【製品紹介】	多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング	自動車事業本部 アクスルユニット技術部 西川健太郎	58
【製品紹介】	過酷環境対応ハブベアリング	自動車事業本部 アクスルユニット技術部 柴田靖史	64
【製品紹介】	後輪駆動車専用 軽量・高効率ドライブシャフト	自動車事業本部 等速ジョイント技術部 杉山達朗 / 浅野祐一	69
【製品紹介】	電動化におけるボールねじユニットの適用	自動車事業本部 自動車技術部 立石康司	73
【製品紹介】	トランスミッション用低トルク深溝玉軸受	自動車事業本部 自動車技術部 佐々木克明	78
【解説】	オートテンションの技術動向	自動車事業本部 自動車技術部 佐藤誠二	83
【製品紹介】	NTN-SNR 自動車用泥水環境対応・低トルクストラット軸受	NTN-SNR ROULEMENT Automotive Equipment Engineering Gérald MIRABEL 自動車事業本部 自動車技術部 山路 晋	90
【製品紹介】	NTN-SNRウォーターポンプ用低トルク・高負荷容量プーリ軸受ユニット	NTN-SNR ROULEMENT Automotive Equipment Engineering Sébastien BRISSON	94
【解説】	転がり軸受最適設計システムの開発	自動車事業本部 CAE技術部 今田大介 / 丹羽 健 自動車事業本部 自動車技術部 上野 崇 / 魚住朋久	98

論文・解説・製品紹介

【論文】	転がり軸受用鋼の超長寿命域までのせん断疲労特性の迅速評価	先端技術研究所 坂中則暁 / 松原幸生 静岡大学工学部機械工学科 島村佳伸 静岡大学名誉教授 石井 仁	104
【論文】	エンジンコンロッド用針状ころ軸受における保持器応力の2次元動力学解析	先端技術研究所 坂口智也	111
【解説】	転がり軸受の統合動力学解析システムIBDASの紹介	自動車事業本部 CAE技術部 関屋麻理子	119
【製品紹介】	ハイブリッドPEEK軸受	複合材料商品事業部 複合材料技術部 石井卓哉 NTN精密樹脂(株) 技術部 安田 健	125
【製品紹介】	超高精度加工機用エアスピンドルの紹介	精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 堀内照悦 / 青野和幸	130

受賞案件の紹介

《2010年度 “超”モノづくり部品大賞 自動車部品賞》	シートリフタ用トルクダイオード	自動車事業本部 自動車技術部 川合正浩	136
《第1回 トライボロジー遺産認定》	O系新幹線用車軸転がり軸受	先端技術研究所 大平晃也 産業機械事業本部 建機・鉄道技術部 上野正典	137

新商品紹介

138

NTN TECHNICAL REVIEW No.79

CONTENTS

Preface		Yoshikazu FUKUMURA	1
Contribution	Prospect on Environmental and Energy Vehicle Technologies		2
	Yasuhiro DAISHO Professor, Waseda University Graduate School of Environment and Energy Engineering		
Perspective	Market and Technology Trends in the Automotive Industry		12
	Makoto OKASAKA		
Special Issue for Electric Vehicle ● Earth-friendly NTN - Pioneering Technologies for Tomorrow			
	In-Wheel Motor System		22
	Yuichi ITOH, Kayo SAKAI and Yusuke MAKINO		
	Development of In-Wheel Motor System for Electric Commuters		29
	Tetsuya YAMAMOTO, Aiko ISHIKAWA and Wataru YAMADA		
	One Motor Type Electric Vehicle Drive System		33
	Fumihiro ISOBE, Yoshinori ITAKURA, Yusuke OSUMI and Guodong LI		
	Development of New Steer-by-wire System		42
	Katsutoshi MOGI, Tomohiro SUGAI, Ryo SAKURAI and Nobuyuki SUZUKI		
	Development of Two-seat Electric Mobility with In-Wheel Motors		51
	Akira YAMAGATA, Aiko ISHIKAWA, Chinami ITOU, Tomomi GOTOU, Kayo SAKAI, Yukiko TAKEKAWA, Kaori TOMODA and Daisuke MATSUOKA		
● Automotive Products and Engineering			
	Multi Axis Load Sensor Integrated Hub Bering		58
	Kentarou NISHIKAWA		
	Hub Bearing for Severe Environment		64
	Yasushi SHIBATA		
	Light Weight and High Efficiency Drive Shaft for Rear Wheel Drive Cars		69
	Tatsuro SUGIYAMA and Yuichi ASANO		
	Ball Screw Unit for Electro-actuation of Automotive		73
	Koji TATEISHI		
	Low Torque Deep Groove Ball Bearing for Transmissions		78
	Katsuaki SASAKI		
	Technology Trends of Auto Tensioner		83
	Seiji SATO		
	Low Torque Strut Bearing for Severe Environment		90
	Gérald MIRABEL and Susumu YAMAJI		
	NTN-SNR Low Torque and High Capacity Pulley Bearing Unit for Water Pumps		94
	Sebastien BRISSON		
	Development of System for Rolling Bearing Design Optimization		98
	Daisuke IMADA, Tsuyoshi NIWA, Takashi UENO and Tomohisa UOZUMI		
● Technical Papers Technical Articles New Products			
	Rapid Evaluation of Shear Fatigue Properties of Rolling Bearing Steels Up to Giga-cycle Regimes		104
	Noriaki SAKANAKA, Yukio MATSUBARA, Yoshinobu SHIMAMURA and Hitoshi ISHII		
	Two-Dimensional Dynamic Analysis of Cage Stress for Needle Roller Bearings Supporting Connecting Rod in Reciprocating Engines	Tomoya SAKAGUCHI	111
	Integrated Bearing Dynamic Analysis System (IBDAS)		119
	Mariko SEKIYA		
	Hybrid PEEK Sliding Bearing		125
	Takuya ISHII and Ken YASUDA		
	Air Spindle for Ultra High-precision Machine Tools		130
	Teruyoshi HORIUCHI and Kazuyuki AONO		
● Our Line of Award Winning Products			
	"2010 'CHO' MONODZUKURI Innovative Components Awards" Automotive Component Award		136
	Torque Diode for Seat Lifter	Masahiro KAWAI	
	The First Approval of Tribology Inheritance		137
	Rolling Bearing for Axle of Series 0 Shinkansen	Kouya OOHIRA and Masanori UENO	
Our Line of New Products			138

自動車技術特集号に寄せて

常務取締役
福村 善一

温暖化ガス削減、電力需給バランスの対策に向け、エネルギー関連では風力発電や太陽光発電など自然エネルギーの活用拡大が加速され、自動車においてはハイブリッド車、電気自動車などの次世代自動車の開発が進められています。

このような流れの中で、NTNではこれまで培ってきた技術をさらに深掘りし、省資源、省エネルギー対応に向け、低トルク、長寿命、小型軽量をコンセプトとしたエコ商品の開発を行っています。また、2011年4月にはEVシステム事業部を新設し、次世代自動車の一つである電気自動車の駆動システム、操舵システム、制御システムの開発、商品化のスピードを加速しています。

「世界はクルマで変えられる。」をテーマとした第42回東京モーターショーが、2011年12月2日～12月11日に亘って開催されるのに合わせ、最先端の自動車向け技術・商品を集めた本誌を発行する運びとなりました。本誌では、初めに自動車の環境・エネルギー分野の権威である早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科の大聖泰弘教授の寄稿文「自動車の環境・エネルギー技術に関わる将来展望」を掲載させていただきます。その後、「電気自動車技術に関する小特集」の中で、従来とはまったく違った視点での研究開発として取り組んでいる電気自動車用インホイールシステム、ワンモータ駆動システム、ステアバイワイヤ操舵システムについてご紹介いたします。

NTNは2017年度に創業100周年を迎えます。2011年度からの3年間は事業拡大に向け、中期経営計画「躍進2013 Global Advance 2013」として、「For New Technology Network：新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する」の理念のもと、「技術主導」の原点に立って、規模に依存しない筋肉質の体質実現を目指すとともに、環境にやさしい商品開発を推進し社会の持続的発展に貢献してまいります。

For New Technology Network

自動車の環境・エネルギー技術に関わる将来展望 ～ 従来車の技術改善から電動化へ ～

Prospect on Environmental and Energy Vehicle Technologies - Improving Conventional Technologies and Electrifying the Vehicle -



大聖 泰弘 Yasuhiro DAISHO

早稲田大学大学院環境・エネルギー研究科

ガソリン車とディーゼル車は、今後の最終的な排出ガス規制に適合した上で、燃費向上技術の改善に重点を移しながら、今後少なくとも20数年は主要な地位を保ち続けるものと予想される。これらはその際、燃料性状の改善を前提に、燃焼技術と後処理技術に関わる要素技術の組合せの複合・最適化を図ることが不可欠である。それと同時に、ハイブリッド車、電気自動車、プラグインハイブリッド車、車両の軽量化、再生可能な燃料・エネルギーの利用等による一層の省エネとCO₂の大幅削減を推進する必要がある。とりわけ、電動化には、主要コンポーネントの高性能化と低コスト化は本格普及のための重要課題である。国際市場におけるこれらのトレンドを視野に入れながら総合的な技術戦略を展開すべきであろう。

To comply with ultimately stringent emission regulations, automakers are being forced to develop ultra low-emission engine systems by optimizing combinations of technologies related to combustion, aftertreatment and fuels. These vehicles are expected to retain their positions as state of the art technologies for two decades to come. More emphasis will be placed on improving fuel economy and disseminating hybrid and electric vehicles, lightweighting the vehicle, and utilizing renewable energy and fuels to reduce oil dependence in the transportation sector, thereby mitigating global warming. High performance, cost-effective major components are most essential for these electrified vehicles. With eyeing these trends, we should develop comprehensive strategic technologies in the global market.

1. はじめに

先進諸国では、完成車メーカーをはじめ、素材や部品を含めた多くの自動車関連企業が絶えず新技術を開発・実用化しながら成長し、大きな産業規模を形成するに至っている。自動車の普及は、移動・輸送手段の提供を通じて、われわれの生活に利便性と豊かさをもたらしてきた。その反面、石油を大量に消費し、都市の大気汚染物や地球温室効果ガスであるCO₂の主要な排出源とされている。このような状況にあって、先進諸国では、2010年代半ばまでに乗用車から重量車にわたる最終的な排出ガス規制の強化に適合し、大気汚染問題は概ね克服されるものと予想される¹⁾。

わが国では、京都議定書の地球温暖化対策として1990年度比で6%の温暖化効果ガスの削減を目指す5年間の取組みが2008年度から始まっている。さらに2013年以降、2020年に向けた各国の削減目標値の設定が必要とされている。現在、わが国全体のCO₂排出量の17%が自動車から排出されており、その削

減対策は一段と重要な課題となりつつある。

国際エネルギー機関の報告 "World Energy Outlook 2010" によれば、全世界の一次エネルギー需要は、現状の対策を維持するケースでは、2030年には40%増加すると予想されている。とりわけ運輸部門では石油の60%が運輸部門で消費されており、モータリゼーションの進展が著しい中国やインド、東南アジアを中心とする新興国での石油需要の著しい増大がその主要因である²⁾。

このような状況にあって、一層の燃費改善の技術開発や燃料・エネルギーの多様化が必要不可欠とされ、自動車メーカーは、国際市場での生き残りを賭けてこれらに関わる技術開発に取り組んでいる。そこで本稿では、これらの中長期的な観点から自動車の環境・エネルギーに関わる技術課題とその解決方策について私見を交えて展望する。

2. 従来車の改善

2.1 ガソリン車の燃費改善

ガソリン乗用車では、一段と精緻化した電子制御燃料噴射システムと三元触媒システムの組合せによって、NOx、炭化水素（HC）、COの3成分の対策が大きく進展している。わが国では、エコカー減税や購入補助制度も奏功し、NOxとHCの規制値に対して1/4レベルの超低排出ガス車が大部分を占め、大気環境への影響は大幅に抑制されている。このような状況は、先進国共通の動向といえる反面、新興国では大都市における自動車の渋滞と排出ガスによる大気汚染は深刻な状況にあり、燃料の低硫黄化等の性状改善を前提とする規制強化と先進的な対策技術の導入が必要とされている。

今後ガソリン車にとっては、低排出ガス特性を維持した上で、燃費改善がより重要な課題となっている。わが国では2010年度の燃費基準³⁾がすでに前倒し達成され、2004年度比で23.5%の燃費改善を求める2015年度の基準が提示されている⁴⁾。さらに、2020年度の乗用車基準強化に向けて、企業平均燃費（CAFE）を適用し、ハイブリッド車の普及を考慮して2009年度の種類構成で平均20.3km/L、24.1%の改善を求める案が提示されており、来年には決定される予定である⁵⁾。具体的には、車両重量区分毎の燃費目標値を定めた上で、各社において区分毎の出荷台数で、実際の燃費値を加重調和平均した値が区分毎に設定された燃費目標値による出荷台数の加重調和平均値を下回らないことを求めるものである。

EUでは、CO₂排出量ベースで企業平均燃費基準を決めており、2012年から2015年までの130g/kmの目標値から2020年には95g/kmが提示されており、米国でも日欧を追うように、2017年から2025年に向けた基準強化が提示されている。

その対応技術の具体例として、上述した2020年度燃費基準の検討に当たって考慮した燃費改善技術とその改善率を表1に示す⁵⁾。高度な各種エンジン可変機構の利用、直接噴射を含む燃料供給系制御の精緻化、CVTやDCTを含む変速システムの高効率化、過給システムによるエンジンのダウンサイジング、各部の機械摩擦や補機類損失の低減等がある。さらには、後述するハイブリッド化や車両の軽量化も有効であり、これらを集積して全体として大幅な燃費改善を図る必要がある。これまで10年ごとに10数%から20数%の

表1 乗用車の2020年度燃費基準案における燃費改善技術と改善率

Fuel economy improvement measures and their rates for the proposed Japanese passenger car fuel economy standard to be in effect in 2020

燃費改善技術		燃費改善率
エンジン改良	フリクション低減	1%
	4バルブ	1%
	2バルブ+2点点火	2%
	可変動弁系	1~6%
	電磁動弁系	10%
	直噴エンジン	2~10%
	可変気筒	7%
	ミラーサイクル	6%
	大量EGR（排気再循環）	2%
	ヒートマネジメント（冷却損失低減、排熱回収等）	2%
	可変圧縮化	10%
	過給ダウンサイズ	8%
	補機損失低減	電動パワーステアリング
電動化（電動ワイパー等）		1%
充電制御		0.5%
駆動系改良	アイドルニュートラル制御	1%
	AT（自動変速機）多段化	2%
	ATのロックアップ域拡大	2%
	CVT（自動無段変速機）	7%
	AMT（セミオートマチック変速機）、DCT（デュアルクラッチ変速機）	9%
MT（手動変速機）	9%	
走行抵抗低減	ころがり抵抗低減	1%
	空力改善	1%
その他	アイドリングストップ（除ハイブリッド自動車）	7%
	ディーゼル車	20%
	アイドリングストップ+エネルギー回生（除ハイブリッド自動車）	10%

燃費改善が達成されており、エンジン技術自体に関しては、2020年度の基準強化を経て20%程度の改善に向けて漸近し、飽和域に達するものと予想される。

2.2 ディーゼル車の排出ガス対策と新たな燃焼方式⁶⁾

ディーゼルエンジンは燃費がよく、高出力、耐久性が要求されるトラック・バスにとって今後とも主流であり続ける原動機である。その反面、不均一な噴霧燃焼に起因して同時に排出されるNOxと黒煙・粒子状物質（PM）に対しては、日米欧においてガソリン車並のクリーン化が求められている。昨年わが国では、NOxとPMを対象に2016年以降に排出ガスの試験法の国際調和に基づく試験法WHTCによってそれぞれ0.40、0.01g/kWhの規制値が提示されている¹⁾。図1に示すように、NOx対策として排気再循環（EGR）や噴射時期制御、燃費とPMの改善策として、可変機構付きや多段化したターボ過給システムや電子制御によって高圧で柔軟な多段燃料噴射が可能なコモンレ-

ル式システムが活用されている。今後は、エンジンのダウンサイジングを可能にする高過給化が一段と進むものと予想され、現状の200MPa前後から、将来は300MPa近い燃料噴射圧も要求される可能性があり、関連部品の高剛性化や信頼・耐久性の要求に応える必要がある。

また、排気後処理技術としては、ディーゼルパーティキュレートフィルターとともに、尿素SCR（選択還元触媒）、あるいは吸蔵型NOx還元触媒を併用し、燃焼技術との役割分担や信頼耐久性の確保、システム全体のコスト抑制等の課題を克服する必要がある。いずれはメーカーを越えてこのような技術が最適なシステムへと収束するものと予想される。

なお、EUでは、高性能化されたディーゼル乗用車が乗用車全体の約5割を占める状況にある一方、わが国ではスモークや騒音の問題で敬遠され、排出ガス対策の高コスト化もあって市場から姿を消していたが、最近日産や三菱自らがポスト新長期規制¹⁾に適合したクリーンディーゼル乗用車を市場に投入している。わが国の場合、石油精製における製品バランスとCO₂抑制の観点からも、登場が期待されるが、本格的な普及には、高い浄化性能のNOx還元触媒の開発とシステム全体のコストダウンが鍵になる⁷⁾。

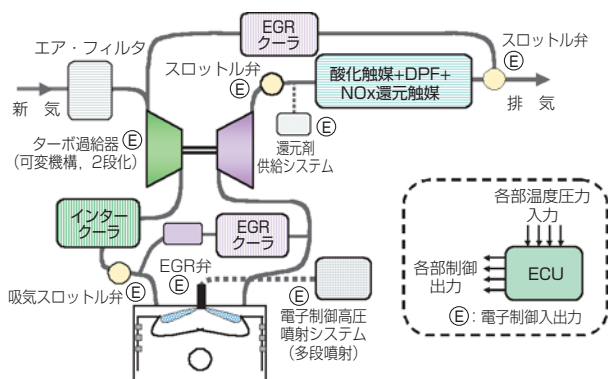


図1 今後のディーゼルエンジンの排出ガス対策例
Typical example of measures to meet future diesel emission regulations

3. 自動車の電動化⁸⁾

3.1 電動化の背景と経緯

かつて1973年に勃発した石油ショック後に電気自動車（EV）が注目されたが、その後の原油価格の低下もあって、開発が進展することはなかった。また1990年代、米国カリフォルニア州で施行された低公害車プログラムの一環として州内で販売される乗用車のうち、10台に1台をゼロエミッションビークル（ZEV）とする義務付けが提示された⁹⁾。EVは唯一のZEVであり、開発ブームが起きたが、消費者に受け入れられず、低排出ガス化が進んだガソリン車を許容する制度の修正が行われることになり、結果的には本格普及をみることはなかった。いずれも主要コンポーネントのバッテリーが重たく、かさばり、充電に時間が掛かり、航続距離の短い上、コストが高いといった欠点が普及に至らなかった。

また米国では90年代初めに燃費3倍を目指す国家プロジェクト（PNGV）が立ち上がった¹⁰⁾。その主要技術としてビッグスリーが取り組んだのが、ハイブリッド化であったが、この目標は実用化レベルで達成されなかった。

そのような状況に触発されたわが国の自動車メーカーは、1990年代後半になりハイブリッド車を実用化し、さらに最近になって高性能化したバッテリーを搭載したEV、さらには水素を燃料とする燃料電池自動車（FCV）を登場させている。このような過程で、図2に示すように、バッテリーやモータをはじめ、インバータ、DC-DCコンバータ等の電子デバイスやパワーとエネルギーのマネジメントを含めたパワーエレクトロニクス、車両の軽量化、さらにはハイブリッド用高効率エンジンや燃料電池システムの研究開発が大きく進

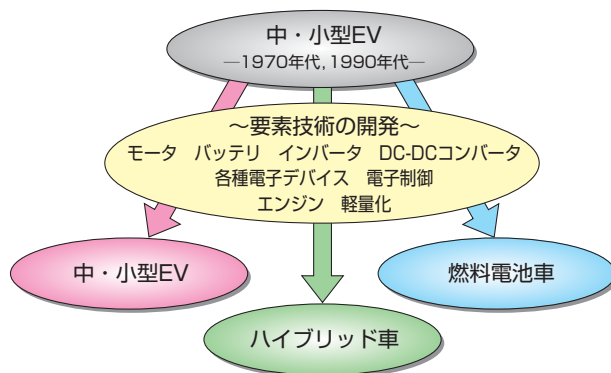


図2 今後の電動化の進展
Future trend of electrifying the vehicle

展することとなり、わが国はこれらの技術分野で大きくリードしている状況にある。後述するが、その代表例として本格的な世界初の量産車となった三菱自動車のEV "i-MiEV" の電動システムの概要を図3に示しておく。

これらの電動化では、リチウムイオンバッテリーがエネルギー密度とパワー密度の両面で優れており、一層の高効率化と低コスト化が今後の本格的な普及の決め手となると予想される。また、モータはネオジウムとディスプロシウムを使った高効率の水冷型永久磁石交流同期型として出力性能を高めたものが主流になっているが、これらの原材料の長期的な資源確保も課題とされている。

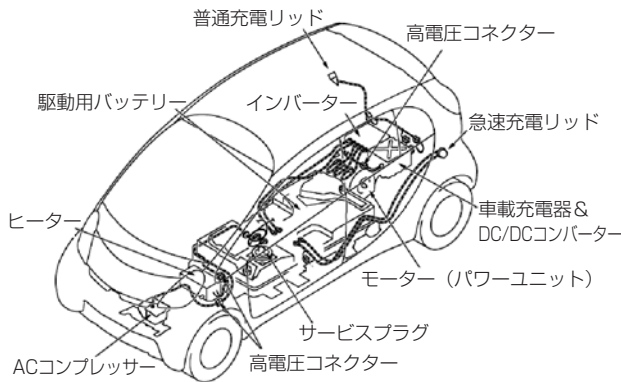


図3 i-MiEVの電動システム (資料：三菱自動車)
Electric drive system of the i-MiEV
(Source : Mitsubishi Motors Corporation)

3.2 ハイブリッド車^{8,11)}

現状では、上述した経緯から、従来のエンジン車を超える大幅な燃費改善の技術としては、エンジンとモータ、ジェネレータ、バッテリーを組み合わせたハイブリッド化が最も有力である。その方式としては以下のようなものに分類され、②と③の機構を図4に示す。トヨタとホンダはすでに量産化してコストダウンが進んでおり、まだコストの高いEVの普及に先んじているのが実情である。

- ①マイクロハイブリッド：モータによりエンジンの始動・停止 (アイドルストップ) と減速時の回生制動を行って充電する機能を持ち、燃費は5~15%程度改善する。モータを変速システムに組み込んで一体化し、スタータとオルタネータを兼ねればコンパクトになる。
- ②マイルドハイブリッド：マイクロ型の機能に加えてパワーアシストを行う方式 (パラレル型) である。燃費改善は20~50%程度である。代表例としては、本田技研工業のインサイト、フィット、CR-Z (いずれもニッケル水素バッテリーを使用)、日産自動車のフーガハイブリッド (リチウムバッテリーを使用) がある。
- ③フルハイブリッド：モータと発電機を備えたハイブリッドで、エンジンを発電のみに使うシリーズ型とシリーズ・パラレルの両機能を持つデュアル型があり、燃費改善は50~100%程度である。後者の代表例としては、トヨタ自動車のプリウス、サイ他 (シリーズ・パラレル型、ニッケル水素バッテリーを使用) がある。

★マイクロハイブリッド：アイドルストップと回生機能は持つが、パワーアシスト機能はない。

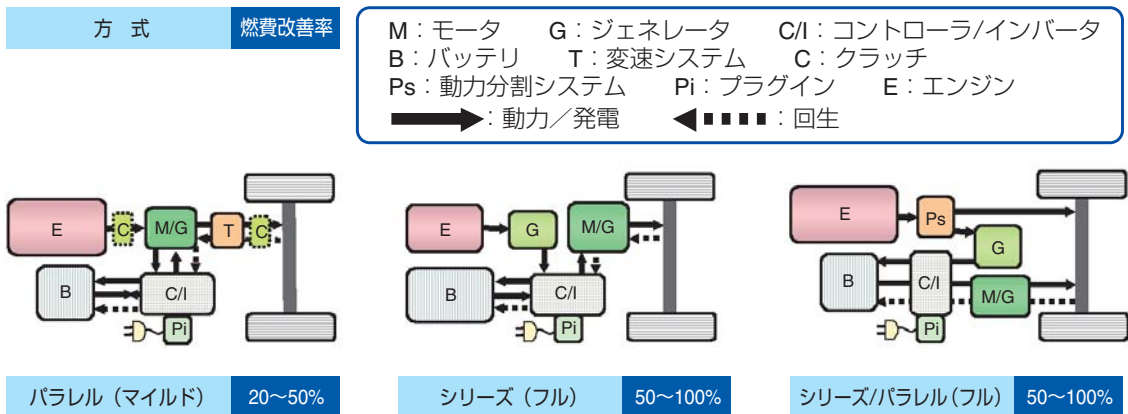


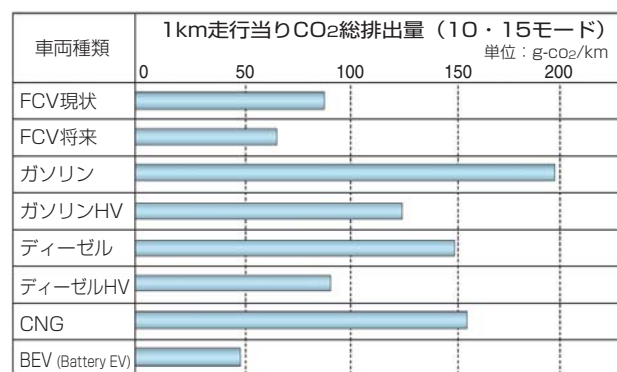
図4 各種のハイブリッド方式
Various hybrid systems

ガソリンハイブリッド車は燃費が最大で倍近くに向上し、ディーゼル車の燃費を超えるので、それをさらに上回るにはディーゼル車のハイブリッド化が必要となるが、ディーゼル乗用車では排出ガス対策も含めてコスト増加が過大となり、実用化は容易ではないと予想される。その一方、EUでは、上述した今後の厳しいCO₂規制に対応して上級のガソリン車とディーゼル車を中心にパラレルハイブリッドシステムを適用する動向がここ2、3年活発化している。

なお、域内物流用のディーゼルトラックや路線バスのパラレルハイブリッド車が国内各社から登場しており、20%から30%の燃費改善を可能にしているが、車両が大きいくだけにシステムとバッテリーサイズの適正化も含めて一層の改善が必要とされている。

3.3 電気自動車⁸⁾

上述したように、従来車の排気浄化技術が大きく進展したこともあり、EVのゼロエミッション特性の必要性は薄れ、CO₂の低減や省エネルギーの特性に注目が集まっている。現在の電源構成を考慮してWell-To-Wheel（一次資源・エネルギーからそれをもとにした燃料の生産、輸送、貯蔵、自動車の駆動にわたる総合特性）でのエネルギー効率とCO₂排出量の両面で他の車種と比べて極めて優位である。このことは、図5に示すように、わが国における水素・燃料電池実証プロジェクトにおいて、各種の自動車の現時点でのWell-to-Wheelのエネルギー効率とCO₂排出量を比較評価した結果からも明らかである¹²⁾。



FCV現状：「水素ステーション」「FCV」データはJHFC実証結果トップ値、その他のデータは文献トップ値により算出
 FCV将来：FCVの将来FCシステム効率60%と文献トップ値により算出
 電力構成：日本の平均電源構成

図5 各種自動車の走行距離当たりCO₂排出量 (総合効率)の比較 (JHFC, 2006年3月)
 Comparison of CO₂ emissions in various vehicles
 (Source: JHFC in March 2006)

システム全体の特徴として、モータは幅広い運転範囲で効率が高いこととバッテリーの充放電の損失が少ない点がメリットである。また、EVやハイブリッド車では、減速時にはモータをジェネレータとして使って制動しながら発電した分をバッテリーに貯えることで運動エネルギーの一部を回収することができる。これによって大きな省エネルギー効果が得られ、このような制動を回生制動と呼び、機械式のブレーキと併用する方法がとられている。

リチウムイオンバッテリーを搭載した三菱自動車の "i-MiEV" が2009年に発売されたのに続いて、2010年末には日産自動車の "リーフ" が量産型のEVとして市場に登場している。電力料金は夜間電力の割引制度も含めてガソリンよりも大幅に割安なことが大きなメリットである一方、バッテリー価格が高いため車両としてかなり高価になるのが現状である。なお、トヨタとホンダでもそれぞれiQやRAV4とフィットをベースとするEVを2012年に市場投入するとしている。

なお、EVは、従来のエンジン車に比べて部品点数が2、3割少なく、モジュール化した主要部品類を組み合わせることで、いわゆる水平分業的な製造方式が可能となる。事実、米国ではベンチャー企業がそのような方法で製造販売を始めている例がある。また、車速を抑えた短距離走行用の簡易な小型車や改造キットを使ってガソリン車を改造したものも小規模ながら販売され始めているが、これらについては安全性を確保することも課題であろう。量産化を決断し、それによるコストダウンが可能になれば、販売、修理や保守整備も含めたネットワーク体制が整っている既存の自動車メーカーの方が有利ともいえる。いずれにしても、今後は幅広い地域や所得層を対象に、各層のニーズに応じて多種多様なタイプのEVが登場するものと予想される。

3.4 プラグインハイブリッド車

最近、プラグインハイブリッド車 (PHEV) と呼ばれる車種も内外で実用化され始めている。外部電源で充電した電力のみで走行するモード (チャージ・ディプリーティング (CD) 走行) とハイブリッド走行するモード (チャージ・サステイニング (CS) 走行) を兼ね備えているのが特徴である。これによって、電源自体の低CO₂特性と充電の低コストを生かすとともに、CDモードでの長距離走行を可能にして、ドライバーのバッテリー上がりへの不安を解消していることも

利点といえる。この方式に対しては、2009年に国土交通省により、排出ガスと燃費の測定方法が提示されている¹³⁾。

トヨタ自動車はPHEVの第1号車「プラグインプリウス」を同年600台限定販売して実証試験を行っている。リチウムイオンバッテリーを使い、23.4kmのEV走行を可能にし、2012年の発売を予定している。GMが2010年末に本格発売を始めたシボレー「Volt」もこの代表例である。またホンダとスズキでも、それぞれインスパイアベースで2012年に、スイフトベースで2013年にPHEVを発売する予定である。

PHEVでは、当然ながらバッテリー搭載量を増やせばCEモードの走行距離を延ばせるが、コストアップと重量増加によるエネルギー消費の増大を招き、ここでもバッテリーの一層の高性能化とコスト低減が課題となるが、コストと利便性の両面でEVよりも普及するとの見方もある。いずれにしても、通常のドライバーの日常的な平均走行距離を想定して最適なバッテリー搭載量を定めることが必要である。

3.5 EVとPHEVの普及支援策

EVやPHEV用バッテリーの性能向上と価格低減に関しては、経済産業省から表2に示すような目標値が示されている¹⁴⁾。特にエネルギー密度の向上は重量低減に繋がる点で最も重要な要件であり、NEDO等を通じた研究開発支援も実施されている。

また、今後の本格普及のためには、メーカーのコスト低減の努力に加えて、当面のコスト高に対する国の減税や割高分の購入補助等の制度、充電ステーション

の設置、短中距離に限定した利用のあり方への一般認知が必要である。海外では、米国では2015年に100万台、フランスとドイツでは、2020年までにそれぞれ200万台、100万台の保有規模の普及を目指す計画が打ち出されている。いずれの国も、ここ5年から10年が本格普及のための正念場になるものと予想される。

特に米国では、オバマ政権になり、石油依存を減らすエネルギー政策の一環として、従来の電力と再生可能な電力をITでネットワーク化するスマートグリッドの構築が打ち出され、それを活用するEVやPHEVの普及支援策が進められている。

わが国におけるこの分野の支援策としては、EVやPHEV（pHVとも標記する）を先行的に導入してその利用のあり方や課題解決に取り組むため、2009年度、経済産業省から11都市が「EV・pHVタウン」に指定され、総計3,200台の車両と10,000基の急速・普通充電装置の設置を目指し、その後も指定の追加が行われている¹⁵⁾。

また、2010年に資源エネルギー庁の支援により、スマートグリッドを車両の充電も含めて有効利用する可能性を検討するため、「次世代エネルギー・社会システム協議会」が発足している。その一環として横浜市、名古屋市、京都けいはんな学園都市、北九州市の4地域が指定され、実証実験が始まっている¹⁶⁾。トヨタが取り組んでいる例を紹介しておくと、図6のように、今後のPHEVやEV、住宅内のエネルギー使用を管理するHEMSを装備したスマートハウスの提案がある。電力事業者からの電力と太陽光等による自家発

表2 自動車用リチウムイオンバッテリーの開発目標 (NEDO, 経済産業省, 2006年)
Targets for developing Li-ion batteries for electric vehicles (Source: NEDO and METI, 2006)

フェーズ	現在	改善 2010年	先進 2015年	2020年?	革新 2030年
適用	電力会社用 小型EV	限定通勤用 EV, HV	通勤用EV, FCV, Plug-in HV	高性能 Plug-in HV	本格普及 EV
性能	1	1	1.5	3	7
EV (エネルギー密度 出力密度)	100Wh/kg 400W/kg	100 1,000	150 1,200	— —	700 1,000
HV (エネルギー密度 出力密度)	70Wh/kg 1,900W/kg	70 2,000	100 2,000	200 2,500	— —
コスト (万円/kWh)	1 (20)	1/2 (10)	1/7 (3)	1/10 (2)	1/40 (0.5)
開発体制	民主導	民主導	産官学連携		大学 研究機関

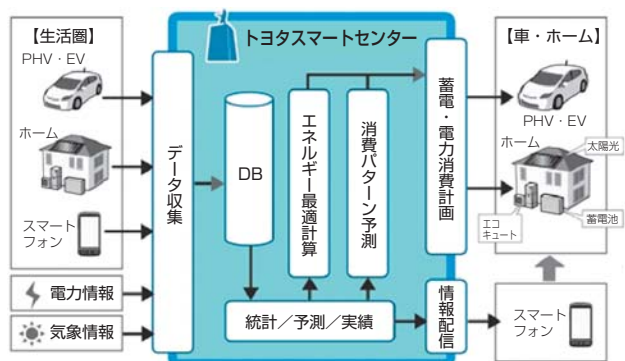


図6 エネルギー管理システム「トヨタスマートセンター」開発
2012年サービス提供 (トヨタ自動車, 2010年10月発表)
Energy management system, "TOYOTA Smart Center" will start in 2012
(Source: TOYOTA Motor Corporation, October, 2010.)

電力のエネルギーを含めて需給全般を統合的に管理・調整するとともに、居住者と車両使用者に情報を提供し、外部からのコントロールも可能にするシステムである。

このような状況にあつて、去る3月11日に勃発した東日本大震災によりEVやPHEVの電源に占める原子力発電の割合が低下し、その分火力発電の割合が増加している。このため、CO₂排出原単位が増大する傾向にある一方で、再生可能なエネルギーである太陽光や風力、地熱、バイオマス等による電力の利用が拡大する可能性もあり、その面ではCO₂の削減に繋がる効果が期待される。また、車載したバッテリーを家庭で太陽光発電した電力の蓄電用として、さらには非常用電源として利用するアイデアも多く提案されている。

4. 新燃料・エネルギーの利用

ガソリンや軽油の使用量を補完する新たな燃料やエネルギーの利用を進めることも、石油の消費削減やエネルギーの多様化、温暖化対策等の面で重要な取り組みである。その候補としては、図7に示すような多様な選択肢が挙げられる。上に述べた電気自動車の電気や燃料電池の水素もこれに含まれる。

再生可能な燃料としてバイオマスを原料としたバイオエタノールやバイオディーゼルがある^{17,18)}。燃料インフラや車両側の改造が最小限で済み、液体であり従来燃料との親和性も高い。バイオエタノールはサトウキビやトウモロコシその他の糖類やデンプン質、さらにはセルロース系の原料から種々の過程を経て発酵により製造される。バイオディーゼルは植物油やその廃油等をメチルエステル化したものである。わが国で

は、使用過程車でも使える濃度としてそれぞれガソリンに3%（容積）、軽油に5%（質量）混ぜることが品質確保法により許容されている。

なお、最近食糧との競合を回避するとともに、ポスト京都議定書の取組みにも関連して土地の利用から製造、輸送に至る過程を含めてCO₂低減効果を適正に評価すべきとする国際的な動向もある¹⁹⁾。いずれにしても、国内のバイオマス資源量はあまり豊富ではなく、利用は限定的にならざるを得ないが、その一方、新たな燃料製造法の開発を通じて対外的に貢献しうるとする期待もある。

水素を燃料とする燃料電池自動車について付言すると、水素の製造を石油や天然ガス、石炭等の化石燃料に依存する限り、CO₂の削減効果は大きくないのが現状である。究極的には、化石資源の依存を脱却してCO₂排出を大幅に削減し得る水素の製造・供給体制を実現しなければならない。そのような条件が整えば、普及の可能性があるが、水素の貯蔵や供給、車載性、利便性ととも、燃料電池スタック自体の性能、信頼耐久性、コスト低減等についてもまだ克服すべき点が多く、国の支援を得て研究開発を長期的に継続すべき状況にある。具体的には、2015年を目指して本格普及の出発点として30社の共同声明が出されている²⁰⁾。

5. 車両の軽量化技術

さらに、車両の軽量化も極めて重要な燃費向上技術であることを強調しておきたい。軽量車を基準に市街地走行における車両重量、転がり抵抗、空気抵抗に対応した走行エネルギーの比較を図8に示す。また、これらを無次元化し、それらの低減効果がもたらす走行エネルギーへの影響について筆者が数値予測した例を図9に示す。また、この図から、3者のうち軽量化の燃費改善効果はきわめて大きいことが明らかであり、これはハイブリッド車や電気自動車でも重要な技術であることは言うまでもない。図10に示すように、これによって車両の運動性能が向上することはもちろん、動力システムが小型化され、排気浄化の負担も軽減されるというきわめて好ましい循環がもたらされる。車両全体の軽量化のためには、構造部材から、コンパクト化も含めた個々のコンポーネントのレベルに至るまでの幅広い取組みが必要である。このような軽量化は、乗用車のみならず商用車でも燃費改善のメリ

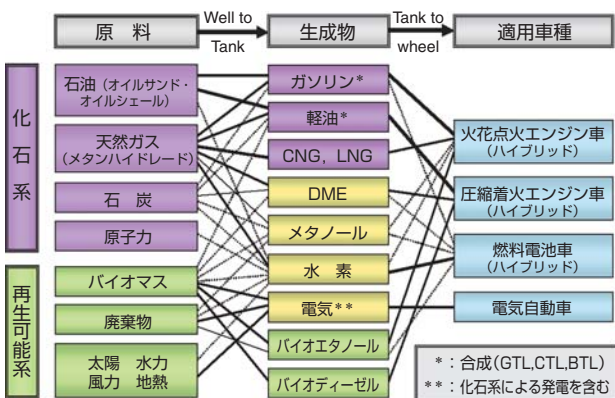


図7 自動車用将来燃料・エネルギーの生成ルート
Fuels and energy generation path for vehicles in the future

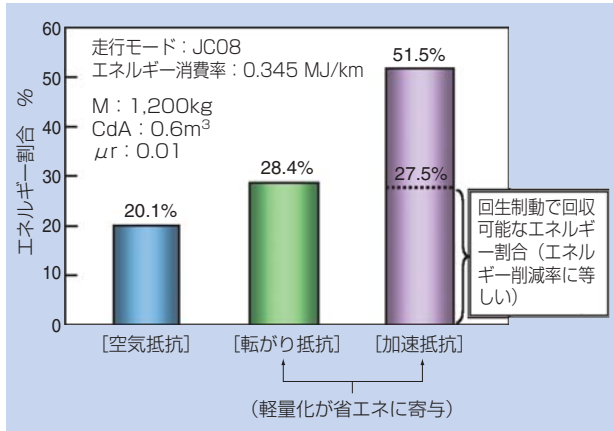


図8 走行における消費エネルギー
Energy consumption in driving the vehicle

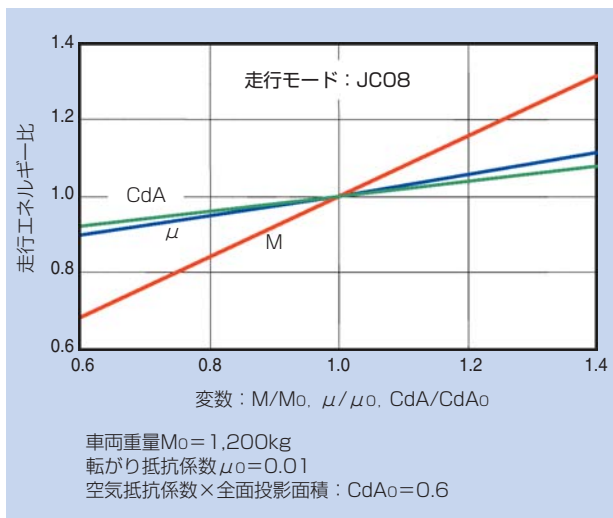


図9 走行抵抗パラメータと走行エネルギー
Resistance factors and required energy for driving the vehicle

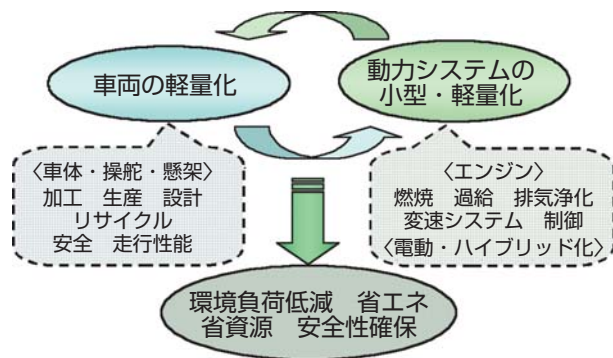


図10 動力システムのダウンサイジングと車両の軽量化の相乗効果
Synergy of downsizing the power system and lightweighting the vehicle

ットがあることは言うまでもない。

具体的な例として、国際的に有力な鉄鋼メーカー16社によって2008年から取り組まれているプロジェクト "World Auto Steel" を紹介しておく。電気自動車やハイブリッド車を対象に、強度を従来比で2倍から4倍向上させた高張力鋼や超高張力鋼によって安全性を確保しながら車両重量を約30%減らして20数%の燃費向上を図ろうとするものである²¹⁾。これらはガソリン車に比べて重量増となる傾向があるので、軽量化の必要性は大きいといえる。わが国の鉄鋼メーカーはこの分野で先行しており、採用が徐々に拡大し始めている。

その他には、アルミニウム等の軽金属やCFRPを含むプラスチックの利用が進められている。それぞれの材質の特性を活かし、形成・加工、異種部材との接合性の難しさやコスト増加、生産のグローバル化への対応等の課題を克服しながら普及を進めることが強く望まれる技術である。

その際、車両の振動騒音の抑制や車両同士の衝突時のコンパティビリティ性（共存性）の確保も重要な課題となる。対人への加害性や、軽量車に衝突する際に重量車を与えるダメージを最小限にする構造の適正化が求められる。このような車両の軽量化は、快適性の向上や衝突安全性、事故の未然防止を目指した先進的な技術の研究開発を促す動機付けにもなることを指摘しておきたい。

6. 将来展望とあとなぎ

ガソリン車とディーゼル車は、日米欧において2010年代半ばまでに予定されている最終的な排出ガス規制に適合した上で、燃費向上技術に重点を置きながら発展・進化を続け、今後少なくとも20数年は主要な地位を保ち続けるものと予想される。それらの進展には、燃料性状の改善を前提に、燃焼技術と後処理技術に関わる要素技術の組合せの複合・最適化が不可欠である。

それらの従来技術に加えて、ハイブリッド車、電気自動車、車両の軽量化、バイオ燃料等の利用等が必要であり、それによる将来のCO₂削減を予測した結果を図11に示す。図中、■印は現状、☆印は動力システムによって削減されるケース、●印はその他の技術による削減ケースを示し、横バーは技術の相違による効果の幅を表す。この図からも、EVのCO₂削減のポテ

ンシャルが極めて高いことが分かる。経産省の主催による次世代自動車戦略研究会では、EVとバッテリーに関わる戦略として、国際標準化、充電インフラ整備、資源確保の重要性が指摘されている²²⁾。また同研究会による2020年と2030年での次世代自動車の販売構成比の見通しを表3に示しておく。企業努力による場合に対して積極的な政策支援を講じることで一層の普及が図られる可能性があると予想される。

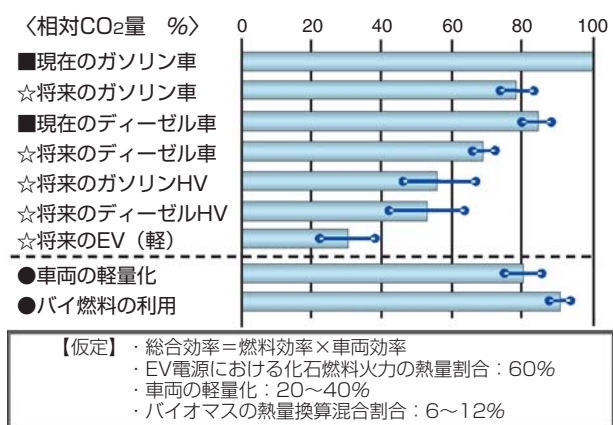


図11 将来の各種乗用車のCO2排出量比較
(現在のガソリン車基準, 将来: 2020~2030年, 大聖)
Comparison of vehicles' CO2 emission in 2020s
(Baseline: current gasoline vehicle)

表3 2020~2030年の乗用車車種別普及見通し
(経済産業省, 次世代自動車戦略研究会, 2006年4月)
Projected sales share of next generation in 2020 and 2030
(Source: A Research committee on strategies for next generation vehicles, METI, March, 2010)

〈民間努力ケース〉

	2020年	2030年
従来車	80%以上	60~70%
次世代自動車	20%未満	30~40%
ハイブリッド自動車	10~15%	20~30%
EV・プラグインハイブリッド自動車	5~10%	10~20%
燃料電池自動車	わずか	1%
クリーンディーゼル車	わずか	~5%

〈政府目標〉

	2020年	2030年
従来車	50~80%	30~50%
次世代自動車	20~50%	50~70%
ハイブリッド自動車	20~30%	30~40%
EV・プラグインハイブリッド自動車	15~20%	20~30%
燃料電池自動車	~1%	~3%
クリーンディーゼル車	~5%	5~10%

なお、今後一層の進展が期待される情報通信技術を活用した高度道路交通システム (ITS) の普及を前提として、各種の自動車の利用の見直しや高度化を進めることが必要である。それには、交通流の円滑化や適切な交通量の抑制、貨物輸送の効率化、公共交通機関の利用促進、鉄道輸送へのシフト、自動車に依存した商習慣や生活様式の見直し (エコドライブの推進等) が含まれる。

これらを総合的に推進すれば、図12に示すように、CO2の削減ポテンシャルとして、2030年で50%、2050年で80%程度可能になるものと予想される。それには、資源の確保や省エネルギー、CO2削減に関わる中長期的な展望とそれを実現するための国の支援策を実行する必要がある。産業界も、新興国も含めた国際市場やエネルギー政策を視野に入れながら、それに沿った技術戦略を構築して実行すべきであろう。

なお、NTN社では、自動車の動力伝達系や関連する軸受等の開発製造に取り組まれているが、最近、それらに加えて電動化の動向に対応した技術開発も進められている。これらは、次世代自動車には不可欠な技術であり、今後の進展に大いに期待したい。

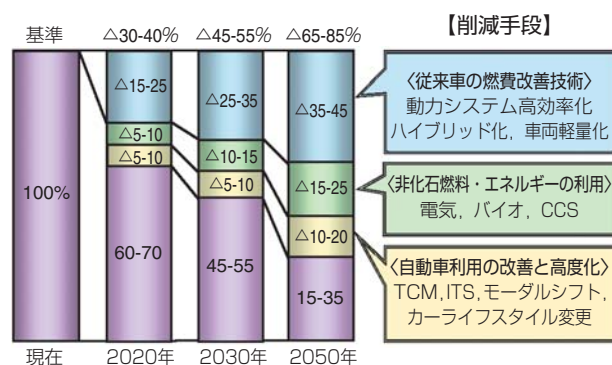


図12 中長期的な自動車CO2排出量の削減予測
Projected mid-and long term reductions in vehicle CO2 emissions

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 二～十次答申) 1997～2010年
- 2) IEA資料
<http://www.iea.org/weo/2010.asp>, 2010
- 3) 2010年度乗用車等の燃費基準,
<http://www.meti.go.jp/feedback/data/iscar00j.html>, 経産省, 国交省
- 4) 2015年度乗用車等の新しい燃費基準の最終取りまとめ,
http://www.mlit.go.jp/kisha/kisha07/09/090202_2_.html, 経産省, 国交省
- 5) 2010年度乗用車等の燃費基準,
<http://www.meti.go.jp/feedback/data/iscar00j.html>, 経産省, 国交省, 2010年
- 6) 大聖, 自動車に関わる環境・規制動向, この10年,
自動車技術 1月号, 自動車技術会2010年1月
- 7) クリーンディーゼル乗用車の普及・将来見通しに関する検討会報告書,
<http://www.meti.go.jp/report/downloadfiles/g50418b01j.pdf>, 経産省, 2005年4月
- 8) 逢坂, 大聖他「電気自動車ハンドブック」丸善,
2001年
- 9) 米国カリフォルニア州HP,
<http://www.arb.ca.gov/msprog/levprog/levprog.htm>
- 10) 米国PNGVプログラム,
<http://www.fueleconomy.gov/feg/pngv.shtml>
- 11) 木原, 大聖「高性能ハイブリッド自動車の研究」
山海堂, 2005年
- 12) 水素・燃料電池実証プロジェクト, 2002年
～, : <http://www.jhfc.jp/j/index.html>
- 13) 国土交通省, プラグインハイブリッド自動車排出
ガス・燃費測定方法について,
www.mlit.go.jp/common/000046352.pdf,
2009年
- 14) NEDO, 次世代自動車用蓄電池技術開発ロードマ
ップ,
<https://app3.infoc.nedo.go.jp/informations/ko-ubo/other/FA/nedooothernews.2009-05-29.2374124845/>, 2008年
- 15) 経済産業省, EV・pHVタウン構想,
<http://www.meti.go.jp/policy/automobile/evphv/index.html>, 2009年
- 16) 経済産業省, 次世代エネルギー・社会システム実
証地域
http://www.meti.go.jp/policy/energy_environment/smart_community/community.html, 2010年4月
- 17) 輸送エコ燃料の普及拡大について(エコ燃料利用
推進会議), 環境省, 2006年,
http://www.env.go.jp/earth/ondanka/conf_ecofuel/
- 18) 大聖他「バイオエタノール最前線」(改訂版)工業調
査会, 2008年6月
- 19) 「バイオ燃料導入に係る持続可能性基準等に関する
検討会」報告書について,
<http://www.meti.go.jp/press/2010030502/20100305002.html>, 経済産業省, 2010
年3月
- 20) トヨタ自動車HP,
http://www2.toyota.co.jp/jp/news/11/01/nt11_0106.html, 2011年1月
- 21) World Auto Steelの取組み,
<http://www.worldautosteel.org/About.aspx>
- 22) 次世代自動車戦略2010,
<http://www.meti.go.jp/press/2010041202/20100412002-3.pdf>, 経済産業省, 2011
年3月

〈著者紹介〉

大聖 泰弘 (だいしょう やすひろ)

早稲田大学理工学術院教授
大学院環境・エネルギー研究科長
環境総合研究センター所長
創造理工学部総合機械工学科教授

1976年 早稲田大学大学院理工学研究科
博士課程修了
1980年 早稲田大学理工学部助教授
1985年 早稲田大学理工学部教授

【研究分野】

- ・エンジンの燃焼, 排気浄化, 高効率化, 新燃料の利用技術
- ・電気自動車, ハイブリッド車, 燃料電池車の製作と性能評価等

【所属学会・委員】

- ・国際自動車学会連盟 (FISITA) 副会長
- ・環境省中央環境審議会専門委員
- ・国土交通省交通政策審議・社会資本政策審議会委員
- ・総合資源エネルギー調査会委員
- ・(財)日本自動車研究所理事
- ・その他, 自動車の環境・エネルギーに関連する委員会の委員, 委員長等

自動車業界の市場・技術動向

Market and Technology Trends in the Automotive Industry

岡 阪 誠 Makoto OKASAKA



経済産業省は、リーマンショック後の2010年4月に、自動車関連産業および社会全体への短期・中長期的な対応と共に新たな戦略を構築すべく、“次世代自動車戦略研究会”で検討を行った結果を『次世代自動車戦略2010』として公表した。その後、国内の自動車産業に於いても復活の兆しが見え始めていたが、2011年になりこのシナリオに差違が生じ始めた。本稿では、自動車用軸受ならびに関連商品の開発部門から見た自動車業界の市場動向と技術動向の現状と今後を展望する。

Ministry of Economy, in April 2010 after the collapse of Lehman Brothers, a new strategy to build long-term and short-term response of the automotive industry and society as a whole, "Next-Generation Automotive Research Strategy", A study in The results are published "A strategy next-generation vehicles 2010". Then, We began to see signs of revival even in the domestic auto industry.2011,this strategy is beginning to rise scenario is a little difference.

We have seen from the perspective of the development of automotive bearings and related products, we analyzed the present and future market and technology trends in the automotive industry.

1. はじめに

2010年4月に、経済産業省から『次世代自動車戦略2010』¹⁾が公表された。

これは、同省・国土交通省・自動車メーカー・同部品メーカーの有識者が参集し、リーマンショックで低迷している自動車メーカーと自動車関連産業を含む社会全体の中・長期的な対応のあり方について新たな戦略を構築すべく開催された『次世代自動車戦略研究会』で検討を行った結果をまとめたものである。

世界の自動車産業は、リーマンショックまでは6年連続で過去最高の生産台数を更新し続けた絶頂期から需要が急減し、米国のビッグ3および国内の自動車メーカーも赤字に転落した。その後、幾多の救済策および景気刺激策により需要は回復し始めているが、未だ低水準に留まっている。

一方、BRICsを中心とした新興市場では、一時的な低迷はあったがその回復は目覚ましく、加えて円高容認の世界経済の情勢変化により、国内からの完成車輸出から新興市場現地で部品ならびに車両を生産する

という形に変わりながらも、自動車市場は拡大し続けている。

また、地球温暖化防止などの世界的な環境問題と原油の高騰によるエネルギー問題への関心から、電気自動車(EV)・ハイブリッド自動車(HEV)・燃料電池自動車(FCV)の開発が各国で活発になる一方、従来の化石燃料を使用し続けるガソリン・ディーゼルエンジンを搭載する自動車においては、低燃費化・軽量化・排ガス浄化の技術開発と共に電動化やワイヤ化への技術開発が、自動車市場の変化とあわせて活発になり始めている。

2. 自動車市場の変化

【自動車市場の二極化】

世界の自動車市場は、2009年に中国市場が米国・カナダの北米市場を追い越し1379万台を超える市場に成長したが、国内は800万台を割り込み低迷している。

『次世代自動車戦略2010』ではグローバルでの自動車市場の推移を図1のようにまとめているが、近年、

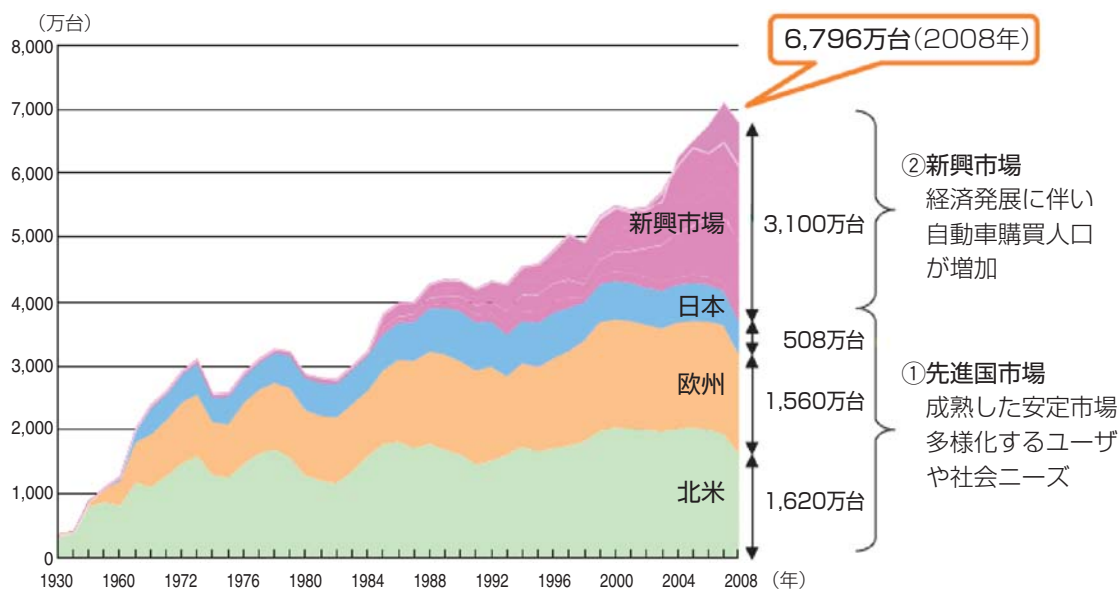


図1 グローバルでの自動車市場の推移 引用：『次世代自動車戦略2010』¹⁾
Changes in the global auto market

特にインド・中国などの新興市場での成長が際だっている。

新興市場が急増してきたこと、これは言い換えれば、先進国市場と新興市場という自動車市場の二極化が始まっていることを示唆している。

【劣悪環境市場への対応】

需要が急増している新興市場では、極低温から高温多湿の環境対応に加え、道路整備が不十分な地域が多いため十分な泥濘対策が必要である。

一例として、劣悪環境地域での道路状況を図2に示すが、路面は酷い轍と泥濘で先進国市場では想像できないほどの劣悪な環境で、自動車メーカーも当初はここまで予想していなかった。

さらに、車両に付いた泥濘の洗浄のために洗車の頻



図2 劣悪環境地域の道路状況
Poor road conditions in environment area

度も多く、融雪剤による塩害対策や泥水対策に加えて、高圧洗車への配慮も必要である。

【動力源の変遷：化石燃料からの脱却】

日本は先の国連気候変動枠組み条約第15回締結国会議（CPO15）のコペンハーゲン合意に基づき、2020年に温室効果ガスを1990年比で25%削減する目標を提示した。

それに加えて、2008年のリーマンショックを期に原油は高騰し、さらに国内では原発問題による火力発電の増加により自動車用の化石燃料は高値水準が続いている。

この結果、電気自動車（EV）・ハイブリッド車（HEV）・燃料電池車（FCV）などの開発が各国で活発になる一方、化石燃料を使い続ける内燃機関の低燃費化促進のための開発が各自動車メーカーで行われ始めている。

これら次世代自動車の普及に関しては、官庁・民間それぞれが予想しているが、経済産業省の次世代自動車戦略研究会は、民間が努力した場合、2020年あるいは2030年では表1の比率になると予測している。

また次世代自動車戦略研究会は、これら次世代自動車は車両サイズと走行可能距離別の用途で、図3のように棲み分けされると述べている。

つまり、近距離では少人数が移動する地域内のコミュニティとしてEV、中距離走行はHEV、比較的長距離はFCVという棲み分けである。

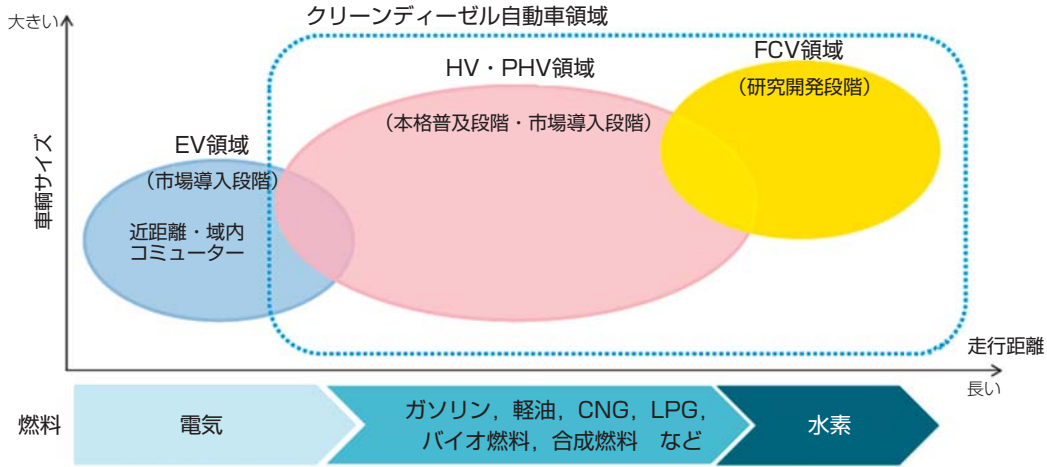


図3 将来の車種毎の棲み分け¹⁾
Segregation of each vehicle

表1 2020年・2030年の車種見通し¹⁾
2020・2030 Table forecast car models

	2020年	2030年
従来車	80%以上	60~70%
次世代自動車	20%未満	30~40%
ハイブリッド自動車	10~15%	20~30%
電気自動車 プラグイン・ハイブリッド自動車	5~10%	10~20%
燃料電池自動車	わずか	1%
クリーンディーゼル自動車	わずか	~5%

【変速機の変遷：減速機と多段化する変速機】

EVやFCVの様に動力源がトルクバンドの広いEVモータならば変速機は不要で減速機が用いられるが、HEVや従来からの化石燃料車では内燃機関のトルクバンドが狭く、多段の変速機または無段変速機が必要となる。

変速機の型式には、手動変速機 (MT)・自動変速機 (AT)・無段変速機 (CVT) のほかに、MTの変速機構を発展させたAMT (自動変速のMT) およびDCT (デュアルクラッチMT) がある。

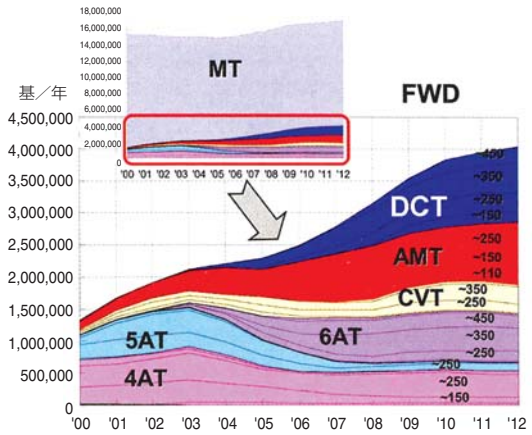
これら変速機の型式における市場動向の一例として、欧州・日本・北米市場でのFF乗用車のトランスミッション型式の変遷を図4に示すが、燃費向上のためにエンジン回転数を下げるべく変速ギヤの段数を増やした多段のトランスミッションが近年急増している。

欧州市場では依然MTの人気が強いが、運転が楽で加速と燃費の良いAMTとDCTが急増している。

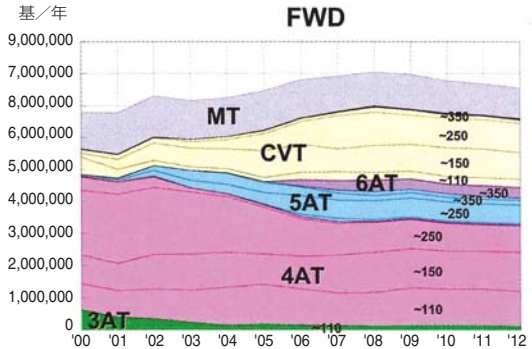
また、日本市場ではCVTが徐々に認知され、ATも5速・6速の多段化が進んでいる。

一方、北米市場は相変わらずATが主流で、従来からの3~5速ATは多段化され、5~6速のATが主流となっている。

<欧州市場>



<日本市場>



<北米市場>

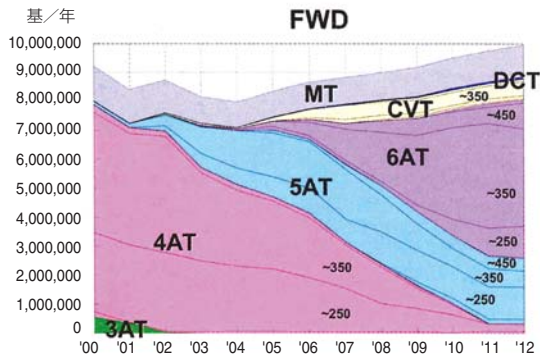


図4 FF乗用車での変速機型式の変遷²⁾
Changes in the transmission model of FF-car

【成長する乗用車市場の変化】

先進国市場と新興市場の二極化，ならびにEV・HEV・FCVなど次世代自動車への変遷はあるが，トラック・バスを除く乗用車市場の成長は，インド・中国を始めとする新興市場がリーマンショックからの回復を牽引している。

日本自動車工業会の集計では，2010年度のトラック・バスを含めたグローバルでの自動車生産台数は7761万台で，乗用車はその内の5827万台であるが，インド・中国などで乗用車の生産は益々増えることから，2020年に於けるグローバルでの乗用車だけの台数を図5のように7200万台を越えると予想する民間研究所³⁾もある。

つまり，欧州・日本・北米などの先進国市場での乗用車市場はこれ以上増えないが，新興市場を中心にグローバルでの乗用車はまだ増え続け，2030年には乗用車だけで1億台を越えると予想されている。

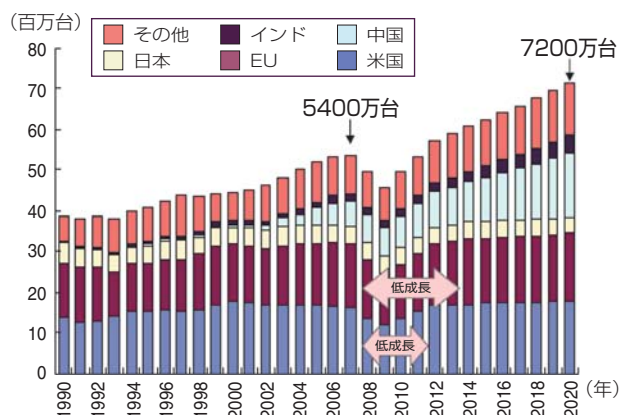


図5 世界の乗用車販売台数見通し³⁾
World car sales forecast

【車に対する若者の相対的な関心の低下】

国内の18～24歳男女の免許保有率は30年前と余り変わらないが，“若者の車離れ”に関して自動車工業会が調査を行った⁴⁾。

その結果，その時代の大学生の年代で興味のある商品ランキングにて，自動車への関心は年代とともに下がっている。

- ・大昔の大学生（現40～50歳代）⇒ 7位
- ・以前の大学生（現30～40歳代）⇒ 10位
- ・現在の大学生（現18～24歳代）⇒ 17位

車に余り関心がなく経済力が低い最近の若年層では，車は単なる移動手段の一つであり，経済負担（低燃費で車両価格・維持費の安さ）を優先する傾向にある。この調査結果から，乗用車の売れ筋が安価な小型車に移行していることがわかる。

3. 最近の自動車業界の技術動向

これらの市場動向より，日本の自動車産業が競争力を失うことなく，世界のトップ産業として生き残るためには，以下の技術開発と新興市場での生産戦略をバランス良く進めることが肝要である。

- 省エネと環境保全を併せ持つEV・HEV・FCVなどの次世代自動車の開発。
- 内燃機関自動車の燃費改善と軽量化による競争力維持のための開発。

表2に最近の自動車業界における，電費・燃費の向上のための技術トレンドを示す。

表2 最近の自動車業界のトレンド
Recent trends in automotive industry

適用箇所	技術トレンド		
EVモータ	● 低フリクションモータ	● 高回転小型モータ	● モータ軸受の低トルク化
エンジン	燃料の改良	● 燃料の高圧直噴	● 希薄燃焼（リーンバーン）
	緻密な制御	● ミラーサイクル	● ハイブリッド
		● アイドルストップ	● 減速時の燃料カット
	新機構の採用	● ターボ加給によるダウンサイジング	● 補機の電動駆動
		● 可変弁機構（可変バルブタイミング・可変リフト）	● 可変圧縮機構
	低フリクション	● 可変気筒（気筒休止）	● 可変気筒（気筒休止）
● 低粘度エンジンオイル		● ドライサンプ潤滑	
● オイルポンプの小型化		● クランク軸の転がり化	
● 低張力補機駆動ベルトシステム		● カム軸の転がり化	
駆動系	● 動弁駆動系のフリクションロス改善	● 転がりチェーンレバー	
	ATの改良	● 副変速機付きCVT	● DCT
	● ボールねじ駆動の自動変速AMT	● ATの多段化	
シャシー	● 樹脂や高張力鋼板の多用	● EVモータ内蔵AT	
	軽量化	● ハブBRGの軽量化	
その他	● 低μタイヤ	● ハブBRGの低トルク化	
	● 空気抵抗係数の低減	● ゼロリフトボディ	
	● ガラス面積の低減	● by-wire	

4. 次世代自動車へのNTNの対応

【インホイールモータ 駆動システム】

次世代自動車である電気自動車（EV）で、搭載効率が最も優れているのは、駆動部分の全てがアクスル内に収まるインホイールモータのEVである。

図6に示すように、インホイールモータは左・右輪の協調制御が必要であるが、各車輪の独立制御が可能で自動車の新たな走行性能を創出する可能性を秘めている。このため、NTNはインバータなどでの制御を含めた“インホイールモータ駆動システム”を独自に開発している。

【ワンモータEV駆動システム】

電気自動車で車両としての構造が最も単純で、内燃機関から簡単に置換えができる“ワンモータEV駆動システム”もNTNでは開発している。この概要を図7に示す。

このワンモータEV駆動システムは、高速走行も可能となる自動2段変速の減速機と、EVモータの出力特性を十分考慮しEV車用に最適な等速ジョイントを組み合わせて開発した。前輪駆動EV車への適用のみならず、併せて後輪にも適用すれば電動4輪駆動車にも発展する汎用性の高いシステムである。

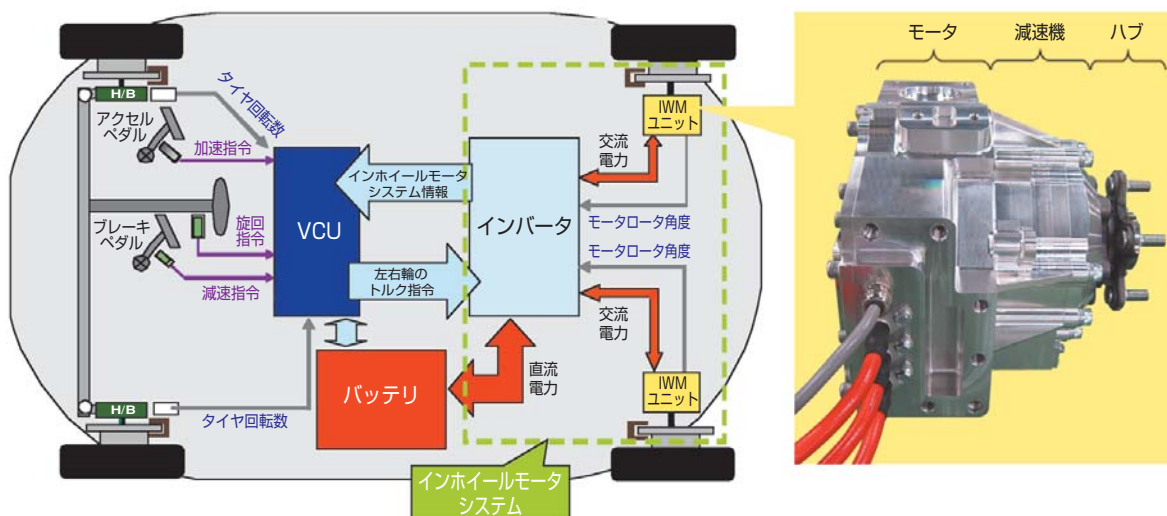


図6 インホイールモータ駆動システム
In-wheel motor drive system

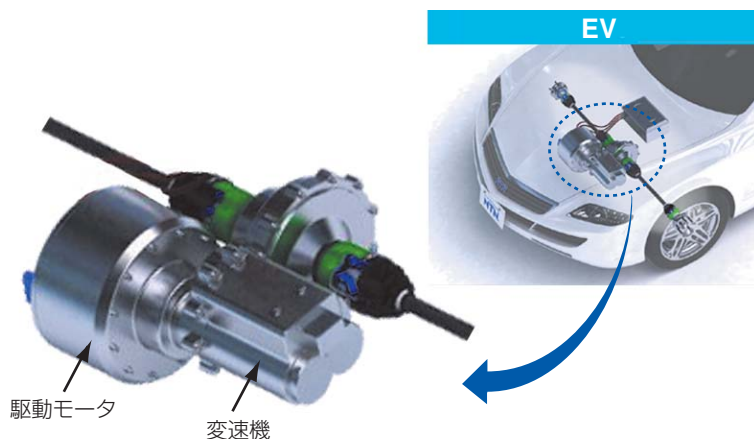


図7 ワンモータEV駆動システム
One motor powered EV system

【EVモータ用の低トルク軸受】

NTNでは、EV・HEV・FCVなど次世代自動車のEVモータ用軸受として、2種類の低トルク軸受を開発した。
＜グリース潤滑タイプ＞

グリース潤滑タイプの“EVモータ用低トルク密封深溝玉軸受”を図8に示す。

この軸受は、保持器のポケット部を工夫して余分なグリースを掻き取り、転走面への余分なグリースの流入を防ぎ攪拌抵抗を低減し、さらに低粘度で耐熱性に優れる基油・増ちょう剤のグリースを採用して回転トルクを従来品比で50%低減した。

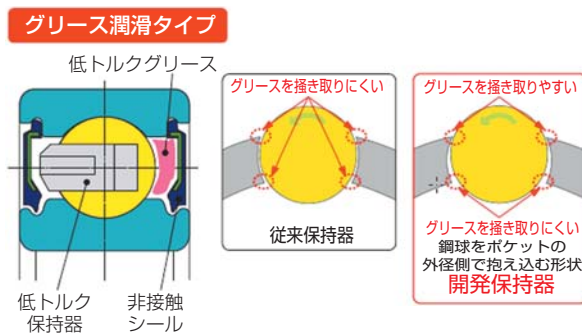


図8 EVモータ用 低トルク密封深溝玉軸受
Low torque sealed deep groove ball bearing

＜オイル潤滑タイプ＞

オイル潤滑タイプの“EV・HEVモータ用高速・低トルク深溝玉軸受”を図9に示す。

将来、EVモータは小型化のために超高速回転になり、モータを冷却するために油冷方式となる。

結果、モータ軸支持の軸受はオイル潤滑となるので、本軸受はこれに対応するために開発した。

保持器の形状を工夫し軸受内への油の流入を抑制することで攪拌抵抗を低減し、且つ樹脂製の組み合せ保持器で剛性をあげて超高速回転時の遠心力による保持器の変形を抑制し、30,000min⁻¹の超高速回転に対応し、回転トルクを従来品比で40%以上低減した。

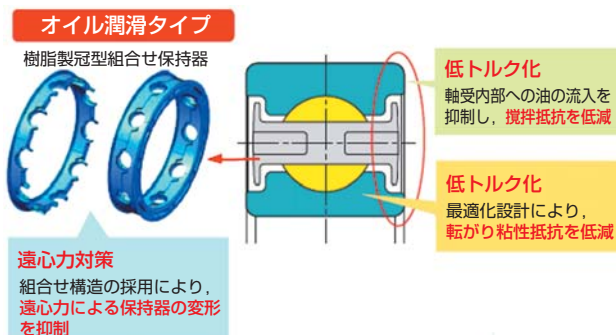


図9 EV・HEVモータ用 高速・低トルク深溝玉軸受
High-speed and low-torque deep groove ball bearings

5. 低燃費自動車へのNTNの対応

自動車の燃費を阻害している主な要因を、AT車を例に図10に示す。

NTNは、ハイブリッド車やガソリン・ディーゼルの化石燃料車における燃費向上のため、使用箇所毎に最適な低トルク軸受を開発する一方、電動化のためのモジュール商品も開発している。

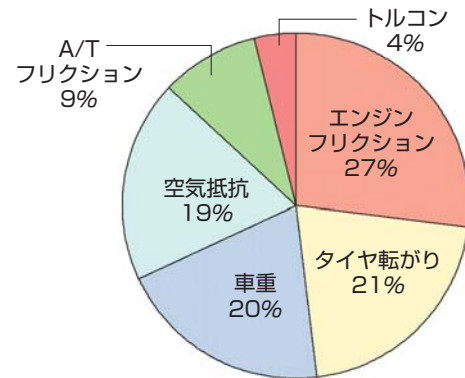


図10 燃費阻害要因（HWYモード燃費）⁵⁾
Impediments to fuel efficiency (HWY- mode)

【化石燃料エンジンの燃費向上アイテム】

NTNが、ガソリンおよびディーゼルの化石燃料エンジンの燃費改善を目的に、開発したアイテムの一例を図11に示す。

ここに紹介した転がり軸受は、すべり軸受に比較して低回転域でのトルクが極めて低く、燃料消費の多い発進・加速時のエンジンフリクションロス低減による燃費改善アイテムとして注目されている。

また、エンジン動弁系の燃費改善アイテムとして、タイミングチェーンに張力負荷するチェーンレバーと案内するチェーンガイド各々の走行面を、従来のすべりから転がり化した“低フリクションチェーンレバー”を図12に示す。

タイミングチェーンに張力を負荷し案内するチェーンレバーとチェーンガイドは従来大半が鋳鉄製で、最近になり軽合金あるいはポリアミド系樹脂材料が使用され始めているが、チェーンとの接触はすべり接触でチェーンの引摺りトルクは大きい。

NTNはここに着目し、チェーンレバーとガイド各々に厚板シェルニードル軸受を多数個配置し、チェーンとの接触を転がり化し低回転域で最大18%のフリクショントルクを低減した結果、実機エンジンでの燃費計測で1%弱の燃費改善の効果が認められた。

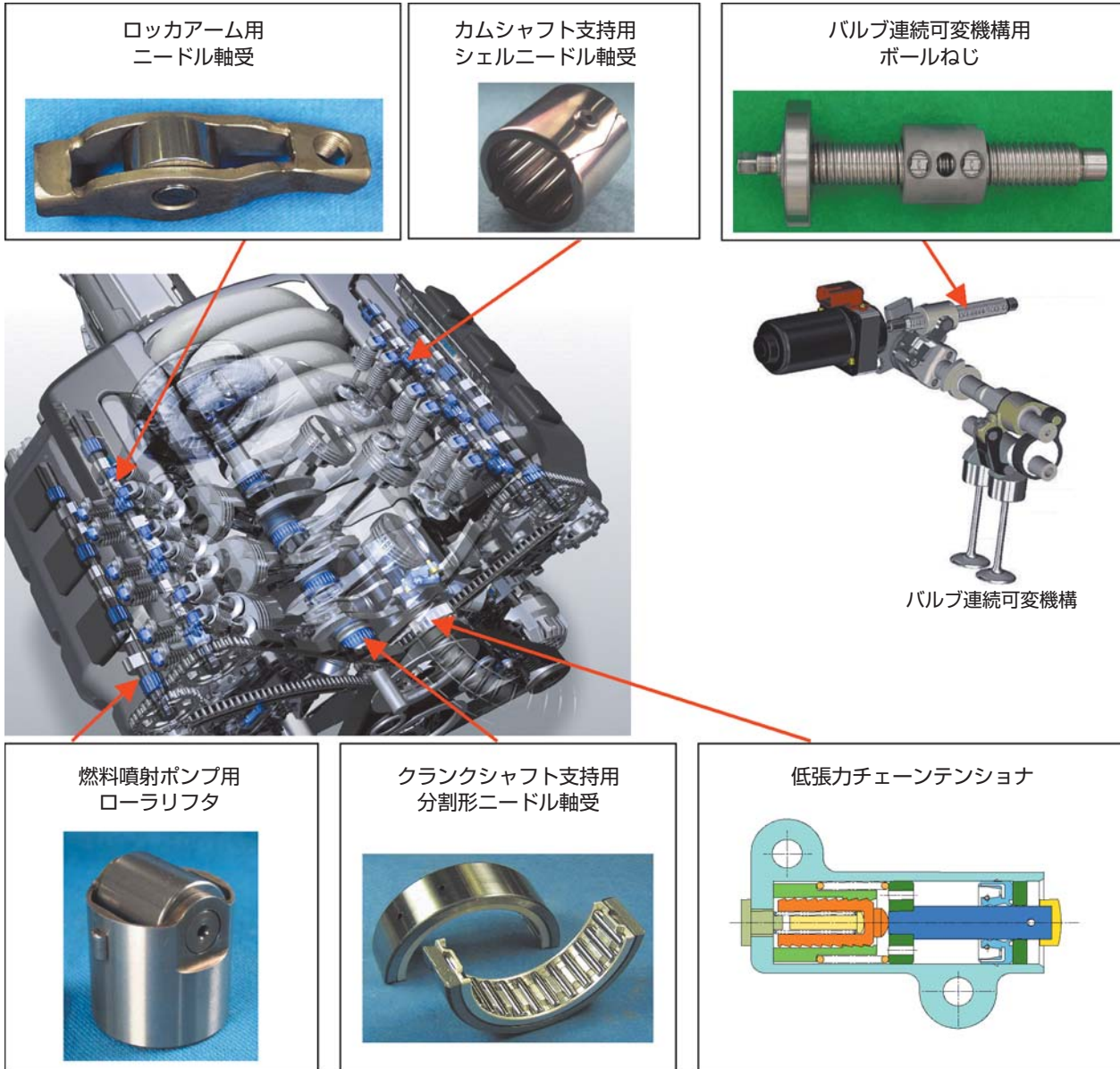


図11 化石燃料エンジンへの燃費改善商品⁶⁾
NTN products of combustion engines



図12 低フリクションチェーンレバー
Low friction chain lever

【駆動系の燃費向上アイテム】

NTNは、低トルク円すいころ軸受を長年に渡り先陣を切って開発してきたが、更なるトランスミッションのフリクションロス低減のアイテムとして、点接触であるが故に更なる低トルク化は難しいと思われていた深溝玉軸受の低トルク商品を他社に先駆けて開発した。

その一例を図13に示すが、深溝玉軸受の保持器ポケットの内側を凹形状としてボールと保持器の接触面のフリクションロスを25%下げた「開放形低トルク深溝玉軸受」

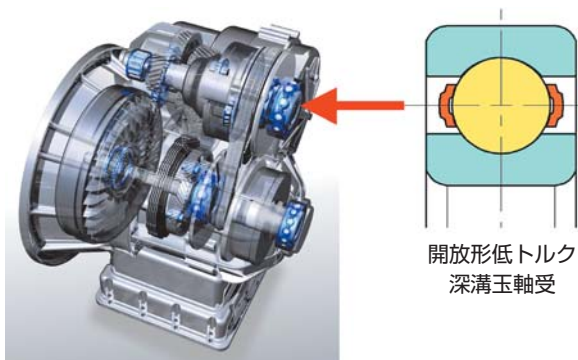


図13 トランスミッションの燃費改善商品
NTN products of fuel-efficient T/M

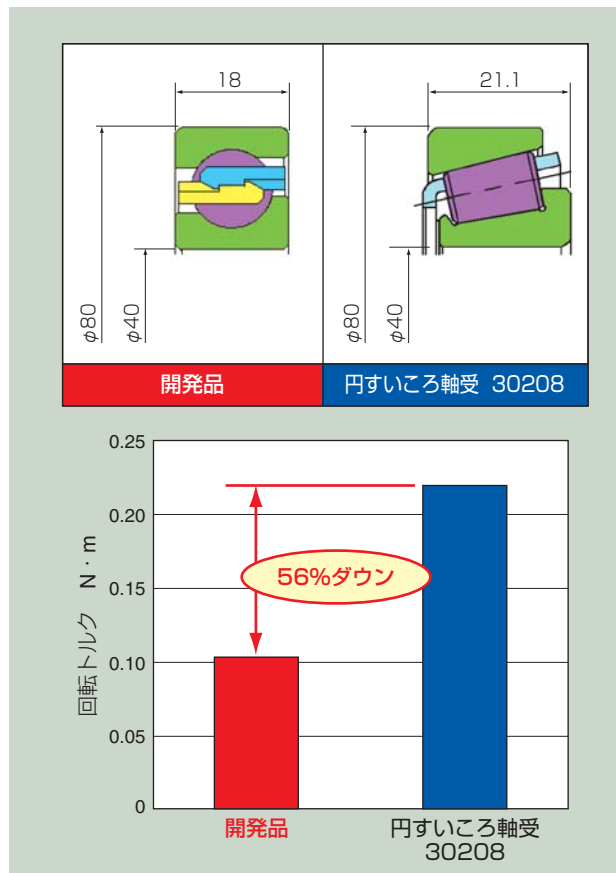


図14 トランスミッション用高スラスト負荷対応深溝玉軸受
NTN Deep groove ball bearing for high thrust loads

を開発した。

本軸受は、自動車のトランスミッション用途の他に、発進・加速頻度の多い2輪車のクランク・カム・トランスミッションの各軸支持に使用すると実車にて1～3%の低燃費効果がある。

また電動2輪車のEVモータ・減速機用軸受では、これら低トルク玉軸受数個の省電効果として、前照灯点灯分に相当する35Wの電費低減効果も確認されている。

また、従来のデフサイド用円すいころ軸受に代えて、深溝玉軸受の形状を工夫し低勾配の円すいころ軸受と同等のスラスト負荷能力をもたせ、円すいころ軸受に比較して回転トルクを56%低減した“高スラスト負荷対応深溝玉軸受”を図14に示す。

この“高スラスト負荷対応深溝玉軸受”はデフサイド軸受の低トルク化アイテムとして車両の燃費向上に貢献することが期待される。

【シャシー系の燃費向上アイテム】

シャシー系の燃費向上アイテムは、ハブベアリングの低フリクション化と軽量化が主で、その代表的なアイテムを図15に示す。

最近では、劣悪環境地域向けの車両にもハブベアリングが採用され始めているが、泥水条件の厳しさより耐泥水性を向上させたサイドリップ2枚構造のシールを採用している軸受もあるが、シールのゴム材料や形状を見直して耐泥水性の向上と低トルク化を両立させ、車両の燃費向上に貢献している。

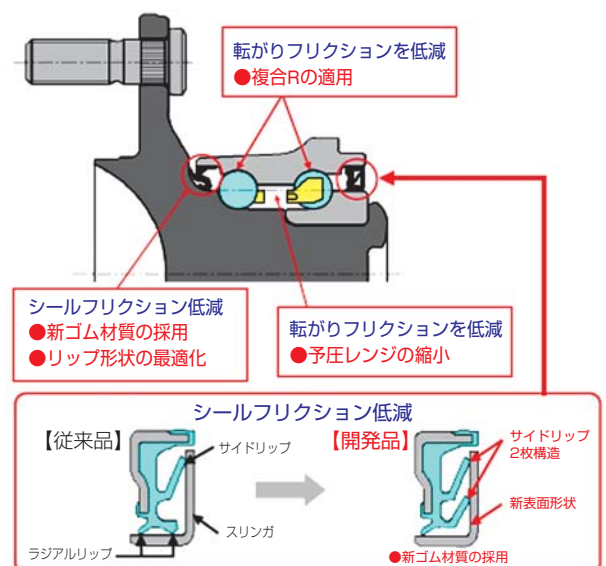


図15 低フリクションハブベアリング
NTN low friction hub bearing

6. 電動化への対応

EV・FCVなどの次世代自動車では、補機駆動の動力源である内燃機関がなくなり、吸気の際のエンジン負圧も利用できなくなる。

また、化石燃料を使用し続ける低燃費エンジンおよびHEVでは、油圧駆動の可変動弁機構やパワーステアリングなどの補機類は電動化され、燃費向上を阻害するオイルポンプは内燃機関の潤滑に必要な最低限の容量に小型化される。

さらに、エンジン負圧で倍力している油圧フットブレーキや手動のパーキングブレーキも電動化され、トランスミッションも電動シフト機構の採用による自動変速も既に一部の車種で採用されている。

この補機類および操作系の電動化は、将来的にはバイワイヤ（by-wire）化にそのまま発展・変遷して行くものと推察される。この様な状況を踏まえて、NTNIは次世代車両での電動化と将来のバイワイヤ化への移行を想定し、種々の電動化対応のモジュール商品を開発している。

7. 終わりに

自動車の市場は、過去の幾度かの試練を乗り越え、これからも“生産地と生産方式を変えながら”成長し続けるが、その時代毎の最新市場ニーズをいち早く察知し、新たな新商品を企画・開発することが自動車関連業界では最も重要なことである。

当面は、自動車市場の拡大に即した『新興市場での生産対応』と『EV車などの次世代自動車への電動化対応、ならびに化石燃料車の低燃費化技術への対応』が、“**電費効率と燃費効率の改善**”という新たなキーワードで開発が進められる。

その後、次世代自動車が普及した頃には、再度、自動車本来の“快適に早く、意のままに安全に目的地に到着する”自動車本来の開発が再開するものと確信しており、NTNIはこれからも自動車向けの新たな商品の開発を継続していく所存である。

参考文献

- 1) 経済産業省『次世代自動車戦略2010』、平成22年4月12日付け
- 2) 三栄書房、モーターファン・イラストレーティドvol. 21、2008.06.15発行
(Data source : CMS Worldwide/Jatoco for CTI-Symposium June 12-14, Detroit (MI) USA)
- 3) 野村総合研究所 北川史和、『2010年以降の自動車業界』～次に見えてくるもの～、2009年2月5日付け あるいは、日経BP社、2025年への助走“低燃費戦略と新興国戦略”、“HIS Automotiveの自動車市場予想” Automotive Technology 2011.7
- 4) 社団法人自動車工業会、『乗用車市場動向調査』～クルマ市場におけるエントリー世代の車意識～、2009年3月
- 5) ISS産業科学システムズ、エンジンフリクション低減技術テキスト エンジンフリクション低減技術、日産自動車（株）パワートレイン事業本部 藤田貴也 あるいは、漁野ほか、NTN TECHNICAL REVIEW、76、80-87、2008.

執筆者近影



岡阪 誠

自動車事業本部
自動車技術部

ゼロエミッション時代を先駆する NTNのEVシステム

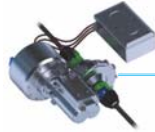
● インホイールモータシステム

サイクロイド減速機とハブベアリング、モータ、各種センサを搭載した小型・軽量のインホイールモータユニットです。センサ情報に連動した制御システム（インバータ含む）を組み入れることで安全性を第一に配慮した確実で安定した走行を実現します。



● ワンモータEV駆動システム

独自の自動2段切換機構により、小型の駆動モータでもスムーズに加速し、かつ高速走行が可能です。また、走行条件に応じて最適なギヤを選択することにより、システム効率の向上が可能となります。



● ステアバイワイヤ

転舵操作用のメインモータ、トー角調整用のサブモータを装備し、メインモータ故障時には、転舵機能が瞬時（0.1秒以内）にサブモータへ切り替わり、安全性を確保します。またハンドル内に反力アクチュエータを内蔵し、パワーステアリングと同じ感覚で操作できます。

● 電動コミュータ用インホイールモータ

薄型のモータ、減速機、ハブベアリングを採用した小型インホイールモータ。ホイール内に納まる設計により、コンパクトな電動コミュータでも車内スペースの有効利用とデザインの設計自由度が向上します。



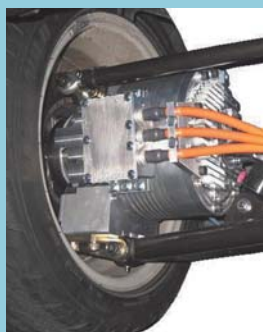
Essential Elements for Driving

NTN®

ベアリングのことなら NTN 検索

インホイールモータシステム

In-Wheel Motor System



伊藤 雄一* Yuichi ITOH
 堺 香代* Kayo SAKAI
 牧野 祐介** Yusuke MAKINO

電気自動車は、環境性能が高く、次世代車両として今後普及が予測される。NTNでは、室内空間の確保および各輪独立駆動による車両走行性能において優れているインホイールモータ方式の電気自動車の駆動システムに着目し、減速機とモータで構成されるインホイールモータ、およびセンサ情報に連動した制御システムを組み入れた『インホイールモータシステム』を開発した。本稿では、インホイールモータの減速機部およびモータ部それぞれの評価試験、さらに試作したシステムを搭載した車両による実車評価について報告する。

Much attention has been paid on electric vehicles for their high environmental performance with increasing global environmental concerns. In-wheel motor is the driving system of electric vehicle that has advantages for effective interior space and vehicle driving performance owing to the independent traction control ability at each wheel. NTN has developed "In-wheel motor system" with a sensor-based control system for the forthcoming electric vehicle age. This paper describes the evaluation of the reducer and motor. In addition, the vehicle test with the developed system is reported.

1. はじめに

現在、環境性能やエネルギー問題が注目される中で、自動車産業、大学研究機関および多方面から次世代自動車候補である電気自動車（EV）に関する技術開発が進められている。

EVの駆動方式には、1つのモータを車体に搭載しディファレンシャルおよびドライブシャフトを介して左右輪に動力を伝達させるワンモータ方式と、モータをホイール内に配置するインホイールモータ（以下IWM）方式がある。

IWM方式ではモータや減速機は直接ホイール内に取り付けられるため^{1~8)}、ワンモータ方式EVと比べるとディファレンシャルおよびドライブシャフトなどが不要となり、これらの駆動系に起因するレイアウト上の制約がなくなるため、車両設計の自由度が大きく向上する。また、ディファレンシャルおよびドライブシャフトにおけるエネルギー損失がなく、走行に要する電力消費量を低減でき、1充電当りの航続距離の延長が可能となる。

さらに、各輪の駆動力を独立に制御できるだけでなく、ドライブシャフトを介さずに駆動力をタイヤに直接伝達させるため、応答性の高い駆動力制御が可能となる。この駆動特性を活用することにより、車両走行性能を大幅に向上させることが可能である。

このように次世代EVに適した駆動方式であるIWM方式に着目し、減速機とモータで構成されるIWMおよびセンサ情報に連動した制御システムを組み入れた『NTN-IWMシステム』を開発した。

本稿では、IWMの減速機部およびモータ部の評価試験、さらにIWMシステムを搭載した車両による実車評価について報告する。

2. 開発品仕様および構造

2.1 仕様

対象車両を排気量1500 ccクラスの小型自動車とし、後輪2輪への搭載を想定してIWMの設計を行った。なお、適用するホイールサイズは15インチとした。開発したIWMの外観および仕様を、それぞれ図1および表1に示す。

*EVシステム事業部 駆動システム技術部

**EVシステム事業部 制御システム技術部



図1 IWM外観
Appearance of in-wheel motor

表1 IWM仕様
Specifications of in-wheel motor

最大出力	30 kW
最大トルク	500 Nm
最高回転速度	1350 min ⁻¹ (タイヤ径0.6 mとして、時速150 km/h相当)
減速機形式	サイクロイド減速方式
減速比	1/11
モータ形式	ラジアルギャップ型永久磁石式同期モータ
冷却方式	空冷

2.2 構造

図2にIWMの断面図を示す。IWMはハブ、減速機部およびモータ部を直列に配置する構成である。IWM方式は、ホイール内に駆動部を取り付けるため他の駆動方式に比べてばね下質量が増加し、車両安定性および乗り心地の点で不利となる。そのため、IWMの開発において、小型軽量化は重要な課題である。

IWMにおいて大きな質量を占めるのはモータ部であり、一般にモータ体格は最大トルクに依存するため、IWMの軽量化のためにはモータトルクを下げるのが有効である。本開発では減速機を採用してモータの要求トルクを下げることによって、IWMの小型軽量化を図った。

潤滑方式は、出力軸で駆動する内蔵オイルポンプにより油を圧送する内部循環方式を採用した。圧送された油はモータハウジング内部に設けられた油路からロータ軸およびロータ軸と一体回転する減速機入力軸の内部油路を通り、モータおよび減速機内部へ供給される。この強制循環により、軸受や減速機の潤滑および、モータステータ（コイル含む）とロータの冷却を行う。さらに、ステータおよび油の効率的な冷却を目的に、

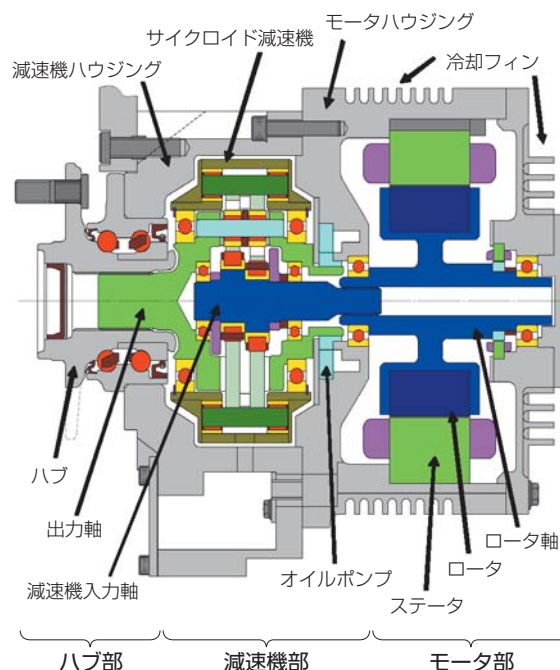


図2 IWM断面図
Section of IWM

ハウジング外周および側面に冷却フィンを設け、IWMの空冷方式を実現した。

なお潤滑油としては、内蔵オイルポンプによる圧送の際の管路抵抗の低減、ロータならびに減速機回転部材による攪拌損失の低減、および軸受や減速機における十分な耐久性の確保を目的に、自動変速機油を採用した。

また、IWMの開発にあたっては、NTNのハブベアリングと同等の過酷条件下での水没試験や加振試験などの各種耐久試験を繰り返し、実走行に十分な信頼性を確保した。

2.2.1 減速機部

減速機は、省スペースでかつ高減速比が得られるK-H-V型遊星歯車減速機構⁹⁾のサイクロイド減速機を採用した。減速機内部で揺動回転している外歯車に当接する内歯車および出力軸部分に転がり軸受を採用することで損失低減を図った。^{7), 8)}

2.2.2 モータ部

表2にモータの仕様を示す。軸方向長さを短縮するために、集中巻方式を選定した。また、磁場解析と応力解析の併用により、空冷方式の実現に必要なモータ部動力損失の低減ならびにモータの高速回転運転を達

成するためのステータやロータコア形状および永久磁石配置の仕様を導出した。

表3にインバータの仕様を示す。インバータは自己診断機能・チェック回路の強化により信頼性を向上させた。

表2 モータ仕様
Specifications of motor

モータ形式	ラジアルギャップ型永久磁石式同期モータ
巻線方式	集中巻
最大トルク	45 Nm
最大出力	30 kW
最高回転速度	15,000 min ⁻¹

表3 インバータ仕様
Specifications of inverter

駆動用電源電圧	DC 400 V
制御用電源電圧	DC 12 V
出力	30 kW×2
キャリア周波数	10 kW×2
駆動方式	正弦波PWM
冷却方式	水冷

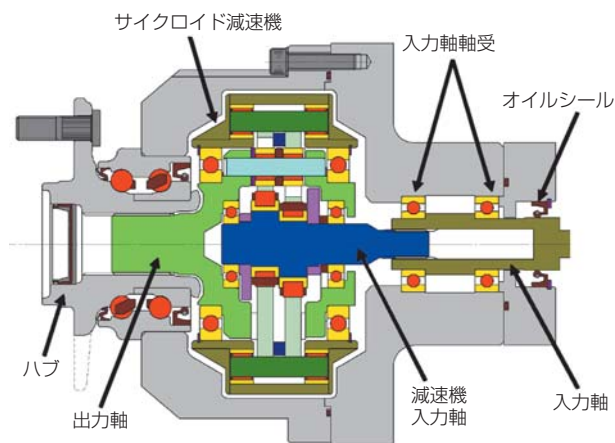


図3 減速機供試体 (ハブ含む)
Section of test reducer (with HUB)

表4 減速機効率測定条件

Test condition of reducer efficiency measurement

最高入力軸回転速度	15,000 min ⁻¹
最大入力軸トルク	45 Nm
潤滑油	自動変速機油
供給油温	70 °C
潤滑方式	外部からの強制給油

3. 台上試験 (効率測定)

3.1 減速機部

3.1.1 供試体および試験条件

減速機の効率測定に使用した供試体の構造を図3に、また、試験条件を表4に示す。供試体は主に減速機およびハブからなる。入力軸と減速機入力軸は別体の構成であり、それらの間の動力はスプラインによって伝達される。潤滑方式は、開発したIWMに合わせ、ハブ軸受はグリース潤滑、減速機部は油潤滑とした。減速機部の油潤滑は、外部に設けた潤滑装置により潤滑油を循環させて減速機各部に供給する構成とした。なお、循環経路に設けたヒータにより供給油温を70°Cに設定した。

IWMの力行運転に相当する、減速機入力軸から出力軸に向かって動力が伝達される運転条件を順方向入力条件とし、逆に、IWMの回生運転に相当する、出力軸から減速機入力軸に向かって動力が伝達される運転条件を逆方向入力条件と定義した。

3.1.2 試験結果

図4および図5に順方向入力および逆方向入力条件での減速機伝達効率の測定結果を示す。これらの図は、ハブ、入力軸軸受および入力軸に接触するオイルシールの動力損失を除いた、減速機部単体の効率を示す。横軸および縦軸は、それぞれ入力軸回転速度および入力軸トルクである。入力軸トルクの符号は、順方向入力条件の場合を正とし、逆方向入力条件の場合は負とした。

最大効率は順入力条件では98%であり、逆入力条件では97.5%であった。順方向入力と逆方向入力の間で伝達効率に大きな差は見られず、力行運転と回生運転で同等の効率を確保した。

3.2 モータ部

モータの効率測定の試験条件を表5に示す。開発したIWMに合わせ、外部に設けた潤滑装置により潤滑油を循環させてモータロータおよびステータに供給する構成とした。

図6にモータ効率の測定結果を示す。横軸はモータ回転速度、縦軸はモータトルクである。モータ部の最大効率は94.7%である。

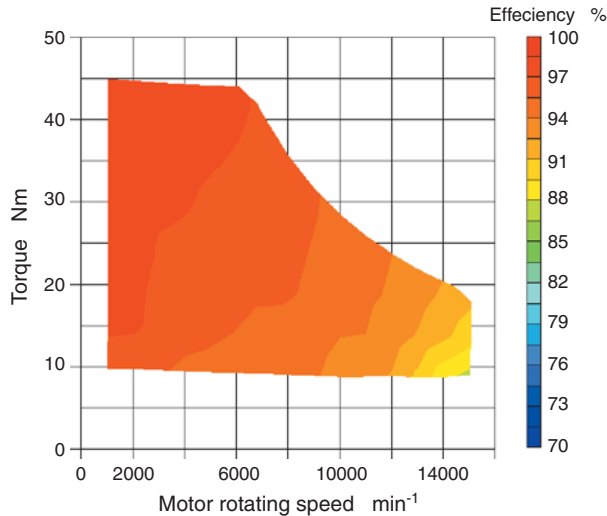


図4 減速機伝達効率（順方向入力）
Efficiency of reducer (forward direction)

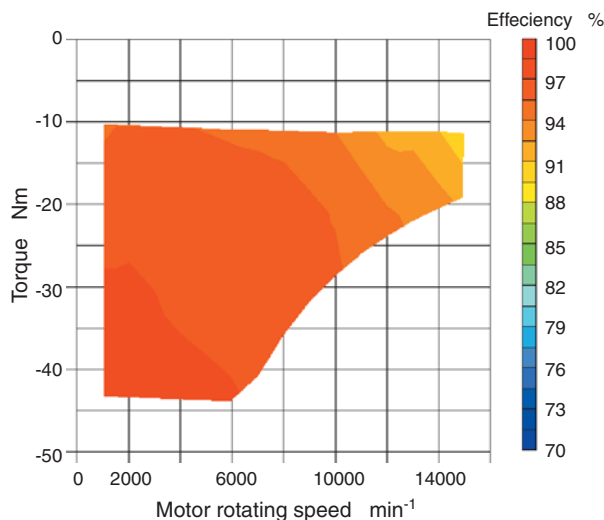


図5 減速機伝達効率（逆方向入力）
Efficiency of reducer (backward direction)

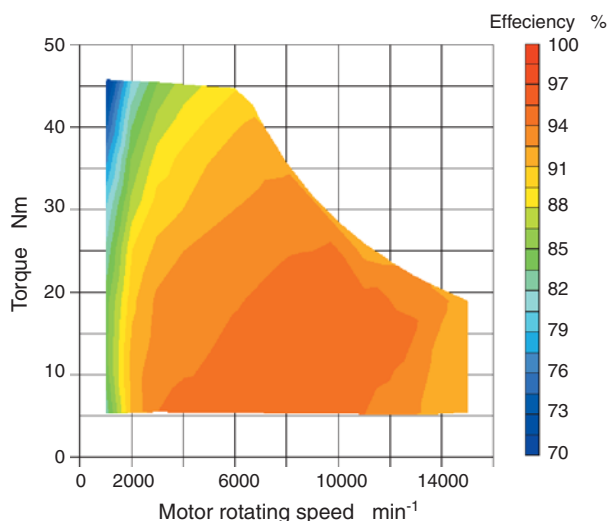


図6 モータ効率
Efficiency of motor

表5 モータ効率測定条件

Test condition of motor efficiency measurement

最高回転速度	15,000 min ⁻¹
最大トルク	45 Nm
潤滑油	自動変速機油
潤滑方式	外部からの強制給油

3.3 IWM

3.3.1 試験条件

図2に示すハブ、減速機およびモータから構成されるIWMにおいて、力行運転モードでの効率測定試験を実施した。

力行運転モードは内蔵モータを駆動源とし、外部に設けたモータにて動力吸収させることにより負荷を与える。なお、出力トルクの計測のため、IWMと動力吸収用外部モータの間にトルクメータを配置した。

表6に試験条件を示す。

表6 IWM効率測定条件

Test condition of IWM efficiency measurement

最高回転速度	1365 min ⁻¹
最大トルク	500 Nm
潤滑油	自動変速機油
潤滑方式	内蔵ポンプ

3.3.2 試験結果

図7にIWMの力行運転条件での効率の測定結果を示す。横軸はホイール回転速度、縦軸は出力トルクである。また、代表的な1500cc小型自動車クラスのEVの車両諸元として、表7に示す諸元を設定し、この諸元にに基づき算出した車両駆動動力を図8に示す。

図7より、開発したIWMの最大効率は90%であり、最大出力30 kWならびに最大トルク500Nmの動力性能を達成した。また、最高回転速度1365min⁻¹（タイヤ径0.6mとして車速154km/hに相当）において出力26kWの動力性能を確保した。図8に示す駆動動力の算出結果より、これは一般的な1500ccクラスの小型自動車を2輪駆動で走行させることを想定すると、0度勾配路の150km/hでの走行を実現できる動力性能である。

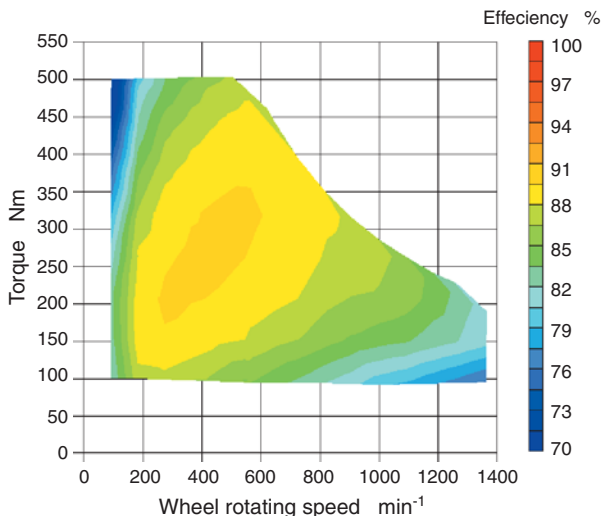


図7 IWM効率
Efficiency of IWM

表7 1500cc小型自動車クラスEVの車両諸元
Specifications of typical 1500cc small-sized vehicle class EV

車両質量	1300kg(乗員2名分の質量110kgを含む)
前面投影面積	2.6m ²
空気抵抗係数	0.32
転がり抵抗係数	0.015

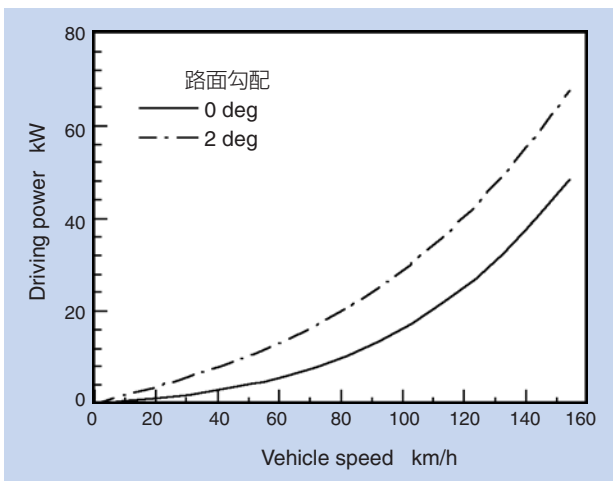


図8 1500cc小型自動車クラスEVの駆動動力
Vehicle driving power of 1500cc small-sized vehicle class EV

4. 実車試験

4.1 試験車両

開発したIWMを搭載した車両の足回りの外観を図9に示す。車両は市販FF車をベースとし、後輪にIWMを搭載した。サスペンション形式はダブルウィッシュボーン式とし、補機類も電動化を図り、補機駆動専用バッテリーと共にエンジンルーム内に配置した。

図10に車両システム構成図を示す。

試験車両の駆動システムの主な構成要素は、IWMシステム、ビークルコントロールユニット（以下VCU）およびバッテリー（リチウムイオンバッテリー）である。VCUは、運転者からの加減速および旋回指令などの情報に基づき、走行状態に応じて適切な駆動力が左右IWMにて個別に発生するように、インバータにモータへのトルク指令値を与える。インバータはそのトルク指令値に基づき、バッテリーからの直流電力をIWM内に組み込まれるモータの駆動に必要な交流電力に変換する。



図9 IWM車両搭載（後輪左輪）
Mounted IWM (Left side of rear wheels)

4.2 温度特性試験

車両搭載状態におけるIWMの温度特性評価を行った。IWMの重要な性能指標の一つである連続定格特性は、IWM自体の発熱と外部の冷却作用による熱収支のバランスで決定される。冷却方式が空冷である本IWMの温度特性評価では、車両での実走行による試験が走行風の再現の点で有効であるが、連続走行に必要な搭載バッテリーの容量確保や走行負荷の安定化が難しい。そこで、図11に示す専用の送風ダクトを設置したシャシダイナモにて試験を行った。ダイナモのドラム回転速度（車速相応）に応じて、送風ダクトから走行風を模擬した風がIWM周辺部に吐出される。ま

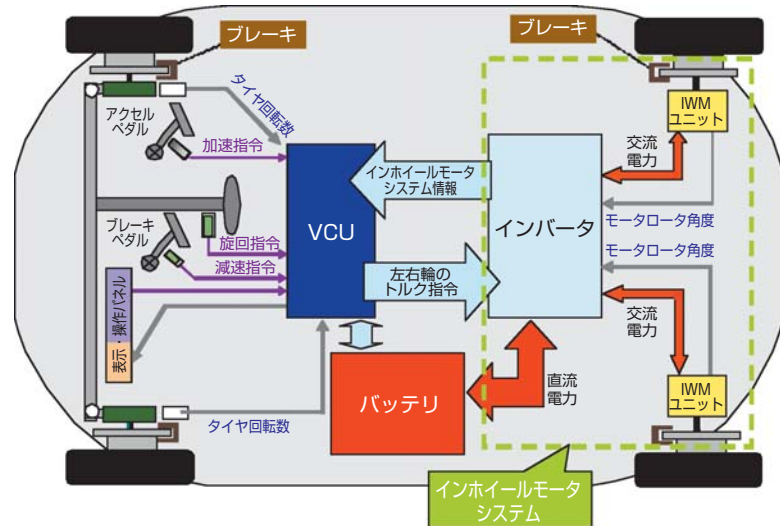


図10 車両システム構成
Structure of vehicle control system

た、電源の安定供給を目的に、搭載バッテリーの代わりにIWMの駆動電源として外部電源を使用した。

試験では車速や登坂条件などをパラメータとし、連続運転状態におけるモータコイル部温度および内部潤滑油の油温を測定した。

なお、本試験において、コイル温度の許容上限値は、コイル絶縁被膜の耐熱性から180℃に設定した。また、IWM内部に使用される軸受および減速機部品の耐久性低下を回避することを目的に、潤滑油温度の許容上限値は120℃とした。

表8に示すように、勾配2度の坂道を車速70 km/hで走行する場合に相当する走行抵抗と走行風を与え、試験を行った。試験結果を図12に示す。コイル温度および潤滑油温度のいずれの温度も許容上限温度より低い温度でほぼ飽和している。許容上限温度と飽和温度の差が小さいのは潤滑油温度の方であり、その温度差が約10℃であることを考慮すると、外気温度が約

35℃以下の条件であれば、表8に示す負荷条件の連続走行は可能であると評価できる。

また、図8に示すように、勾配2度の路面を70 km/hで走行する条件の駆動動力は、勾配0度の路面を100km/hで走行する条件の駆動動力にほぼ等しい。簡単のため運転条件に伴うIWM効率の変化を無視すれば、車速の増加により強制対流冷却効果は増加するため、勾配0度の路面を100km/hで連続走行することは可能と評価できる。

表8 温度特性試験条件
Temperature rise test condition

車速 (ホイール回転速度)	70 km/h相当 (655 min ⁻¹)
風速	70 km/h相当
勾配抵抗	勾配2度相当
走行風温度	25℃



図11 シャシダイナモ実車試験
Vehicle test on chassis dynamometer

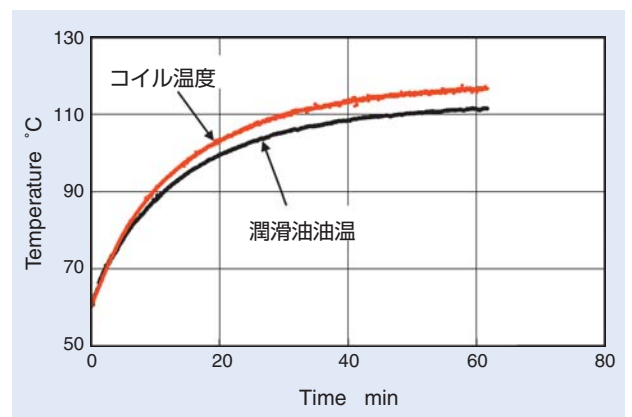


図12 温度特性試験結果
Results of temperature rise test

5. おわりに

排気量1500ccクラスの小型自動車の後輪2輪への搭載を想定し、サイクロイド減速機とモータで構成されるIWMにセンサ情報に連動した制御システムを組み入れた『NTN-IWMシステム』を開発した。

IWMを構成する要素ごとの効率評価を行った。最高効率として、減速機部では順方向入力で98%かつ逆入力方向で97.5%、モータ部では94.7%、IWMでは90%を得た。また、一般的な1500ccクラスの小型自動車を2輪駆動にて、0度勾配路を150km/hで走行できる動力性能を確保した。

さらに、開発IWMシステムを車両に搭載してシャシダイナモによる温度特性試験を行い、外気温度が35℃以下であれば、0度勾配路における時速100km/hでの連続走行が可能であることを確認した。

現在、試験車両による実車試験を継続しており、さらなる信頼性向上を図り、早期商品化を目指す所存である。

参考文献

- 1) 今柳田ほか：22.5インチホイール組込形大型バス用インホイールモータシステムの開発，東洋電機技報，第113号，2006，9-14.
- 2) 田原ほか：インホイールモータユニットの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.131-06，2006.
- 3) 岡本ほか：20インチホイール組込形高効率インホイールモータシステムの開発，東洋電機技報，第117号，2008，12-17.
- 4) 金子ほか：小型高出力インホイールモータユニットの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.7-09，2009.
- 5) 村田：インホイールモータ駆動ユニットの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.28-10，2010.
- 6) 赤穂：インホイールモータ車の車両運動制御開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.120-10，2010.
- 7) 鈴木ほか：NTN TECHNICAL REVIEW，No.73，2005，56-59.
- 8) 鈴木ほか：NTN TECHNICAL REVIEW，No.75，2007，46-52.
- 9) 両角宗晴：遊星歯車と差動歯車の理論と設計算法，日刊工業新聞社，1989，1-6.

執筆者近影



伊藤 雄一

EVシステム事業部
駆動システム技術部



堺 香代

EVシステム事業部
駆動システム技術部



牧野 祐介

EVシステム事業部
制御システム技術部

電動通勤用インホイールモータシステムの開発 Development of In-Wheel Motor System for Electric Commuters

山本 哲也* Tetsuya YAMAMOTO
石川 愛子* Aiko ISHIKAWA
山田 航** Wataru YAMADA



NTNでは電気自動車普及の足掛かりとなる通勤用のインホイールモータシステムを開発している。開発したインホイールモータユニットは、14インチホイール内に収まり、試験車両においてもインホイールモータの特長である車内スペースの有効活用を示すことができた。本稿では開発したインホイールモータシステムおよびそれを搭載した試験車両について解説する。

NTN has developed an In-wheel Motor system for the commuter vehicles which can become the stepping stone of the electric vehicle (EV) spread. The developed in-wheel motor unit can be installed within the 14 inch wheel. In the test EV, it was shown that the space in the car was able to be utilized effectively. In this paper, the developed In-wheel Motor system and the test EV are introduced.

1. はじめに

電気自動車(EV)の普及への課題は大きく二つあり、一つは一般的な内燃機関自動車に比べて航続距離が限られること、もう一つはバッテリーに起因するイニシャルコストが高いことである。この二つの課題は、将来的には技術進展と共に解決できると考えられるが、例えば第一の課題解決には、バッテリーの性能向上という技術進展だけではなく、充電インフラを整備することが重要であり、官民の連携によってEVの普及に向けた取り組みを行なうことが望ましいとされている¹⁾。

この背景のもと、経済産業省は次世代自動車普及のため、「次世代自動車戦略2010」²⁾を策定した。その中で示されているインフラ整備へのロードマップに基づき、EV・PHVタウンを初めとした集中的インフラ整備支援が行われる予定である。

このようなEV・PHVタウン内において、今後求められる車両は、次のような車両であると考えられる。

- 1) 計画的に走行・充電できる路線バス
- 2) 限られた地域内で使用され、深夜電力で充電できる配送車

- 3) 自宅を中心とした中近距離移動目的の通勤用
(1日の移動量が40km未満)

3)の通勤用は、商用の小型配送車であれば、一人乗りであっても大きめの荷室を備えることで、一定のニーズを満たすことが可能である。ただし、EVを広く普及させるには、商用に限定せず一般のユーザを対象にした市場形成が重要である。小型車両の用途については、軽自動車を対象とした調査が行われており、2009年度時点ではおよそ半数のユーザが「買い物」や「家族の送迎」を主な用途としている³⁾。電動通勤用も同様の用途へのニーズが高いと思われる。

このような状況を考慮すれば、電動通勤用は、本車両が特長とするコンパクトな車両サイズを維持しつつ乗員定数を二人以上とすることで、広いニーズを満たし大きな普及が見込める車両になり得ると考える。

さらに中近距離の移動用とすることで、バッテリー搭載量を削減し、コストを抑えることが可能である。この観点よりコスト低減を図ったEVの開発事例も報告されている⁴⁾。

*EVシステム事業部 駆動システム技術部

**EVシステム事業部 制御システム技術部

また、コミュータにおいても、手荷物などを積載するスペースの確保は重要である。内燃機関自動車のエンジンをモータに置き換え、ドライブトレインを介してタイヤに駆動力を伝える方式のEVより、モータをホイール内に配置するインホイールモータ方式のEVは、車両サイズを大きくすることなく、乗員や荷室のための有効空間を拡大することができる。

そこで、NTNは中近距離移動用の二人乗りコミュータに注目し、車体設計の自由度の向上ならびに有効活用できる車内空間の拡大を目的に、ホイール内に収まる構造のインホイールモータおよびモータ制御用インバータから成る電動コミュータ用インホイールモータシステムを開発した。本稿では開発品のコンセプト、諸元および開発システムを搭載した車両について報告する。

2. インホイールモータシステムの諸元

日本における現在の法規制では、本稿において対象とした乗員定数二名の四輪車の車両区分は、車両サイズおよび原動機出力が規制値内にあることを前提に、軽自動車の範疇となる。一方、欧州などでは、二人乗り小型コミュータに適用される専用規格が既に制定されている⁵⁾。

このような法規制の現状および動向を考慮した上で、表1に示すインホイールモータシステムの諸元を設定した。

インホイールモータは14インチホイール内に収まることを目標とした。図1に開発したインホイールモータの外観図を示す。インホイールモータはモータ部、減速部およびハブ部で構成されている。なお、懸架取付部をハウジングと一体化することでコンパクト化を図った。

車両最高速度は、高速道路走行は行わず市街地走行を主とすることを想定し、一般道での法定速度の上限60km/hとした。図2に開発したインホイールモータの効率の測定結果を示す。使用頻度が高い中低速域(20~40km/h)を高効率にする設計目標通りの性能が得られた。

表1 インホイールモータシステムの諸元
Target specifications of In-wheel Motor system

インホイールモータ	最大出力	2kW
	最大トルク	132Nm
	適用ホイールサイズ	14 inch
冷却方式	インホイールモータ	空冷
	インバータ	水冷
バッテリー電圧		96V
車両最高速度		60km/h

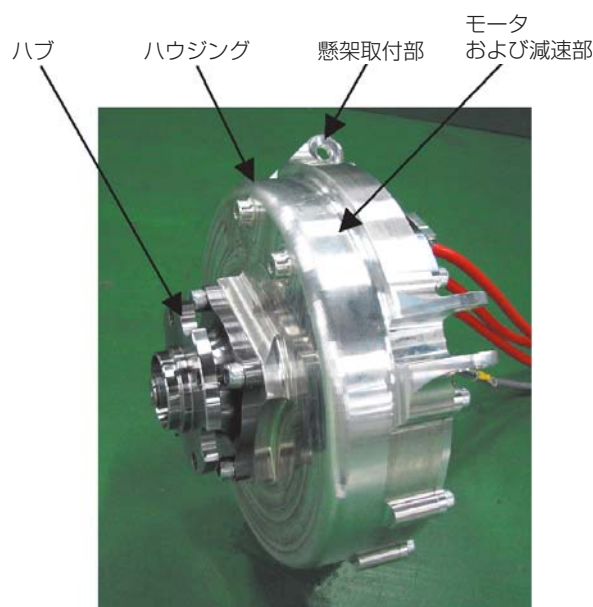


図1 インホイールモータ外観
Appearance of In-wheel Motor

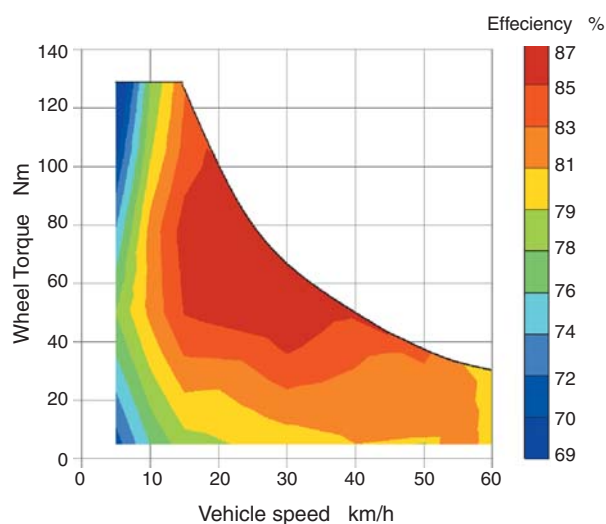


図2 インホイールモータの効率
Efficiency of In-wheel Motor

3. 試験車両

インホイールモータシステムを搭載する通勤用試験車両を試作した。表2に車両諸元を示す。

また、試験車両の構成の概略を図3に、試験車両およびユニット搭載状態を図4に示す。

ビークルコントロールユニット（VCU）は、運転手が操作するアクセルのストローク情報に基づき、モータに要求するトルクを決定し、インバータにトルク値を指令する。インバータはそのトルク値に基づき、バッテリーからの直流電力を左右それぞれのモータ駆動に必要な交流電力に変換し、走行状態に応じた適切な駆動力を発生させる。

本試験車両を用いて直進、旋回およびスラローム条件での走行試験を行い、EVならではのスムーズかつ力強い加速性能ならびに良好な操縦安定性の達成を確認した。

試験車両の座席後部スペースの写真を図5に示す。本試験車両では、インホイールモータを支持する左右のサスペンション部の間に約40Lの有効空間を創出で

きた。この空間は、手荷物の積載量を重視する場合は荷室として利用できる。また、本車両ではLiイオンバッテリーを車体中央の座席下に設置しているが、航続距離を重視する場合は先述の有効空間をさらなるバッテリー搭載のための空間として利用できる。車両フレームやサスペンション形式を最適化すれば、さらに車内スペースを有効活用できる。

表2 試験車両諸元
Specification of test EV

車両重量	315kg（ボディカウル含まず）	
車両サイズ(L×W×H)	2580mm×1390mm×1350mm	
タイヤサイズ	155/55R14	
駆動輪	後輪2輪	
最大出力	2kW×2	
最大出力トルク	132Nm×2	
バッテリー	種類	Liイオン
	容量	3.1kWh



図4 試験車両（上）およびユニット搭載状態（下）
Test EV (upper) and mounted In-wheel Motor (lower)

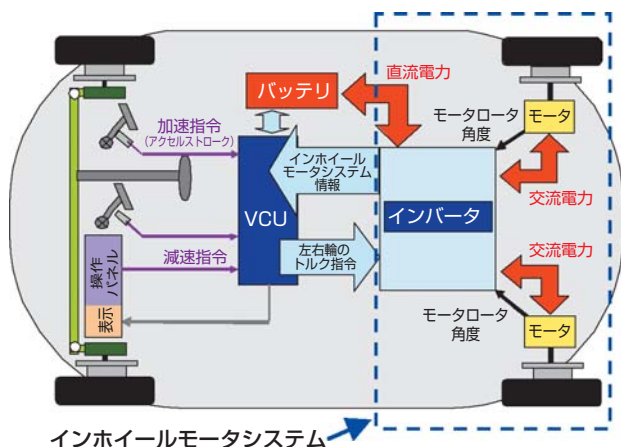


図3 インホイールモータシステム車両構成
Schematic of EV with In-wheel Motor System



図5 座席後方のスペース
Luggage area in the rear of seats

4. おわりに

NTNでは、EV車両普及の足掛かりとなる二人乗り通勤車に着目し、車内空間創出に有利なインホイールモータシステムを開発した。開発したインホイールモータシステムを搭載した試験車両での走行試験により、EVならではのスムーズで力強い加速性能ならびに良好な操縦安定性を確認した。

今後も二人乗り通勤車の普及に貢献できるように、性能および信頼性向上に向け開発を継続する。

参考文献

- 1) 経済産業省：電気自動車・プラグインハイブリッドのための充電設備設置にあたってのガイドブック，2010.
- 2) 経済産業省：次世代自動車戦略2010，2010.
- 3) (社)日本自動車工業会：軽自動車の使用実態調査報告書，2010.
- 4) 島村,広瀬：次世代EVコンセプト車（C・ta）の開発（第3報），自動車技術会学術講演前刷集，No.51-10 20105142，2010.
- 5) EUROPEAN COMMISSION：558340 DT Two- or Three-wheel vehicles and Quadricycles Impact Assessment，SEC(2010)1152，2010.

執筆者近影



山本 哲也
EVシステム事業部
駆動システム技術部



石川 愛子
EVシステム事業部
駆動システム技術部



山田 航
EVシステム事業部
制御システム技術部

ワンモータEV駆動システム

One Motor Type Electric Vehicle Drive System



駆動系の高効率化によるワンモータ型電気自動車の航続距離の向上を目的として、二段変速機能を持つワンモータEV駆動システムを開発した。小型軽量かつ高いトルク容量を有する変速機を実現するため、変速機構にロークラッチを適用した。本稿では開発したシステムについて、その構成、変速機の構造、変速原理、テストベンチでの変速特性の試験結果および実車に搭載しての変速試験結果について報告する。

磯部	史浩*	Fumihito ISOBE
板倉	慶宜*	Yoshinori ITAKURA
大澄	優輔*	Yusuke OSUMI
李	国棟**	Guodong LI

In order to increase the cruising range per charge of one-motor type electric vehicle by improving the powertrain efficiency, "One-motor Type Electric Vehicle Drive System" involving a 2-speed transmission has been successfully developed. For reducing the size and weight of the transmission while keeping high torque capability, a two-way roller clutch as the shift mechanism has been adopted. This paper describes the composition of developed system, the structure of the transmission, the principle of gear shift, and the result of gear shift tests on a test bench and a test vehicle.

1. はじめに

地球温暖化およびエネルギー問題を背景にハイブリッド自動車ならびに電気自動車の開発はますます加速される状況下において、1つのモータを車体に搭載しディファレンシャルおよびドライブシャフトを介して左右輪に動力を伝達させる駆動方式であるワンモータ型電気自動車が既に量産されている。

実用化されているワンモータ型電気自動車の多くは変速機能を持たない減速機が使用されており、駆動モータに要求される最大トルクおよび最高回転速度は、必要とされる加速性能および最高速度と、減速機の減速比との兼ね合いにより決定される。減速比を低く設定しモータの最大トルクを上げた場合、モータ自体の大型化を招く。また、減速比を高く設定し駆動モータの最高回転速度を上げた場合、減速機の動力損失は増大し効率が低下する。

そこで、ワンモータ型電気自動車の電力消費率の改善を目的とし、二段の変速機構を有する電気自動車用

変速機、それに合わせ小型軽量化した駆動モータおよびディファレンシャルからなる駆動モジュールと、さらに駆動モータ用インバータおよび変速動作を制御する変速コントローラを統合したNTNワンモータEV駆動システムを開発した。本稿ではその変速機の構造、変速原理、テストベンチでの変速試験結果および実車両での変速試験結果について報告する。

2. 開発コンセプト

2.1 二段変速の有効性

先述の通り、減速比を固定した場合、駆動モータに要求される性能は、その減速比、車両が必要とする出力トルクおよび車速によって一意的に決まる。減速比を低く設定し最大トルクが大きい駆動モータを採用した場合、モータのサイズおよび質量の増加につながるため、減速比は高く設定した方がモータ軽量化の点では有効である¹⁾。しかし、その場合、駆動モータの最高回転速度を上昇させる必要がある。これは減速機に

*EVシステム事業部 駆動システム技術部
**EVシステム事業部 制御システム技術部

おける動力損失の増大につながり、効率の低下を招く。

二段変速を導入することの利点の概念を図1に示す。低速でのトルクを重視した高減速比のギヤと高速走行を重視した低減速比のギヤを適切に切り換えることで、減速比固定式と比べて、モータ最高回転速度を高めることなく、駆動モータの最大トルクを低く設定することが可能であり、モータ軽量化および減速機の効率向上を実現できる。

さらに、駆動モータおよびインバータの効率は、その回転速度とトルクによって変化し、高効率で運転できる回転速度とトルクの領域は限られているが、図1に示すように、二段変速により高効率で運転できる領域を拡大することが可能である。この点からも、さらにシステム効率を向上させ、車両走行に必要な電力消費量を低減できる。

二段変速の有効性についてはシミュレーションなどによる検証がこれまでにいくつか行われており、減速比固定式と比較して電力消費率を10%以上改善させることが可能であることが報告されている^{1) ~3)}。

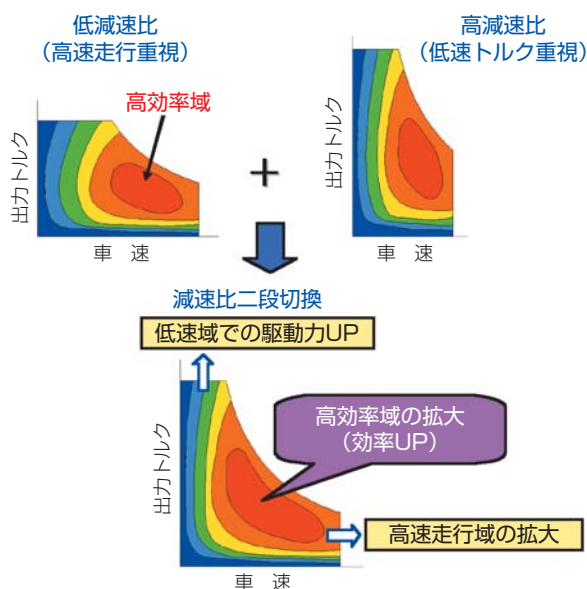


図1 二段変速による高効率域の拡大
Expansion of the high efficiency region by employing two-speed transmission

2.2 開発仕様

対象車両を排気量1000ccクラスの小型自動車とし、表1に示す開発諸元を設定した。

各減速比は以下のプロセスで設定した。本開発では、回転速度上昇に伴う変速機の動力損失増加を抑えることを主目的に、比較的低い車速かつ低負荷での走行や高速走行時には二速段を、低速から中速領域において大きな駆動力が必要な場合は一速段を選択するものとする。まず、採用するモータの許容最高回転速度と適用最高車速より、二速段の減速比を仮設定する。この仮設定した二速段減速比に対し、低中速領域での十分な駆動力の確保と駆動モータの小型化を両立させ、かつ、一速段と二速段の間で滑らかな変速切換を実現できるように一速段減速比を仮設定する。このように仮設定した各減速比に対し、駆動モータ、インバータおよび変速機部の効率特性に基づきシステム効率を向上させるための調整を行い、表1に示す各減速比を設定した。

表1 開発諸元
Specifications of development

システム	最大出力		60 kW	
	最大出力トルク		1000 Nm	
	適用最高車速		150km/h	
駆動モジュール	モータ	型式	IPM	
	変速機	減速比 (最終減速比を含む)	一速	1/9.9
			二速	1/5.6

3. 変速機の構造および変速原理

3.1 代表的な変速機構の特徴

減速比固定式から二段変速式に変更することは変速機の質量増加につながるため、その変速機構は駆動モータの軽量化による減量分を相殺しないよう、軽量かつコンパクトとすることが重要である。また、電力消費率の改善の点より、高効率な変速機であることも重要である。

代表的な自動車用自動変速機としては、オートマチックトランスミッション (AT)、無段変速機 (CVT)、デュアルクラッチトランスミッション (DCT) や、Automated Manual Transmission (AMT)がある。これらの変速機の特徴を以下に記す。

(1) AT

ATは近年の電子式油圧制御の進展に伴い、ショックの小さい変速が可能となっているが、原動機と変速機の間にはトルクコンバータの設置が必要であり、サイズおよび効率の点で不利である。また、油圧制御に必要な油圧ポンプおよび油圧回路もサイズおよびコストを上昇させる要因となる。

(2) CVT

自動車用CVTとしては、主に金属ベルト式が主流である。本CVTはショックのない滑らかな変速を可能とするが、プライマリ側とセカンダリ側の二つのプーリを設ける必要があること、また、一般にAT同様、トルクコンバータを有する構造とすることが主流であることから、他変速機と比較してサイズおよび質量が大きくかつコストが上昇する傾向にある。さらに、プーリと金属ベルト間の摩擦による動力伝達には大きなベルトクランプ力が必要であり、そのための高油圧発生により動力損失が増大し伝達効率が低下する。本CVTの適用には、大きな特長であるワイドレンジな変速比を活かせる原動機との組み合わせが有効である。

(3) DCT

近年、DCTの内燃機関自動車への採用事例が増えている。DCTは迅速な変速が可能であるが、原動機と変速機の間には、二つの湿式多板または乾式単板クラッチ、およびクラッチ切換アクチュエータからなるデュアルクラッチユニットが必要であり、また、変速機本体においても、入力軸の複数化など部品点数が増加する。

(4) AMT

AMTはマニュアルトランスミッション (MT) をベースに、原動機と変速機間に設けたメインクラッチ (一般には乾式単板クラッチ) と変速の操作を行う複数のアクチュエータを設けることを基本構造とする。比較的簡易な構造で自動変速機を構成でき、また、MTをベースとすることから効率の点でも優れている。しかしながら、メインクラッチ設置は変速機の大型化を招き、また、変速時にはメインクラッチによる動力切断が必要であるため、一般に変速時間は他方式よりも長い。

3.2 開発変速機の構造

本開発において、電気自動車に適した二段変速機に必要な機能を下記のように設定した。

- (1) 軽量かつコンパクト
- (2) 高い伝達効率
- (3) 迅速な変速切換
- (4) 変速制御に油圧を使用しない

3.1節で述べた従来の変速機構ではこれらの必要機能を全て満たすことは困難であると判断し、変速切換機構にローラクラッチを用いた方式を考案した。

開発した駆動モジュールの構造を図2に示す。変速機は、モータからの動力を伝えるインプットシャフト、減速機出力軸(等速ジョイント)とつながるディファレンシャル、インプットシャフトとディファレンシャルをつなぐカウンタシャフトの三軸によって構成される。一速および二速歯車列は常時噛合式となっており、駆動モータから出力されるトルクは、どちらか一方の歯車列を介してカウンタシャフトへ伝えられ、そこからディファレンシャル、等速ジョイントへと伝えられる。

カウンタシャフトには、内部にそれぞれローラクラッチが組み込まれた一速歯車と二速歯車が設けられ、その中間にローラクラッチ断続制御機構が配置される。本変速機では、別途設けた一つの電動変速アクチ

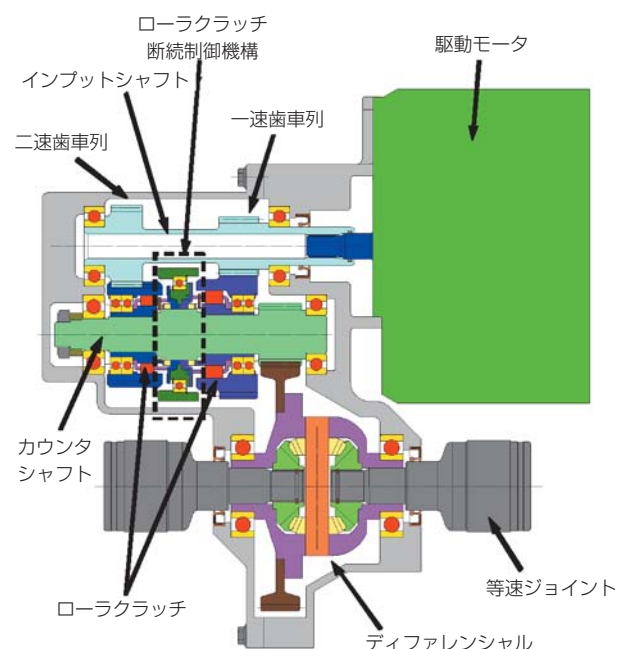


図2 駆動モジュールの構造
Basic structure of the developed motor module

ユエータでロークラッチ断続制御機構を作動させることにより、2つのロークラッチの係合および解除を行い、一速と二速の切換を実施する。

湿式多板クラッチなどの他クラッチ機構に対するロークラッチの長所は、①トルク伝達容量が大きく、そのサイズ(外径)を小さくすることができる、②構造がシンプルである、③非係合時のドラグトルクが小さいなどが挙げられる。①と②の長所より、十分な負荷容量を有するクラッチ部を歯車内径に収め、小型軽量な変速機を構築することが可能である。また、本変速機はMTと同様の平行二軸式歯車減速を適用しているため広い運転条件で効率が高く、さらに先述の③の長所により、二段変速機にしても高い効率を確保できる。

また、ロークラッチは係合させようとするクラッチ外輪と内輪の回転速度を完全に一致させなくても係合可能であり、このため、DCTやAMTに採用されている摩擦式シンクロナイザを廃止し、駆動モータによるシンクロ動作のみで迅速かつショックの小さい変速が可能である。さらには、シンクロナイザを廃止できるためモータと変速機の間で動力切断用のメインクラッチを設ける必要がなく、この点も変速機の小型軽量化に有効となる。

以上より、変速機構にロークラッチを適用することで、本節で述べた電気自動車に適した二段変速機の実現に必要な機能(1)～(4)の全てを備えることが可能となる。

最大出力、最大出力トルク、最高車速およびモータ

最高回転速度を同等とする条件で試算すると、開発した変速機と駆動モータを組み合わせた駆動モジュール部の質量は、減速比固定式の駆動モジュールに比べおよそ二割軽量となる。

3.3 変速原理

図3にロークラッチの作動原理を示す。ロークラッチのトルク伝達部は、外周部に複数のカム面を有する内輪、内周部に円形状の転走面を有する外輪、内輪カム面と外輪内周面間に設けられる係合子(ローラ)およびローラを円周方向等間隔に保持する保持器から構成され、内輪カム面と外輪内周面との間でくさび空間が形成されている。また、内輪と保持器の間には、ローラのくさび空間への噛み込みを解除する方向の付勢力を保持器に作用させるリターンズプリングが設けられている。

カウンタシャフト周辺の詳細構造を図4に示す。ロークラッチ断続制御機構は、一速および二速用の二つの摩擦板および摩擦板押えからなる。各摩擦板は対応する保持器に対し、相対回転不能かつ軸方向移動可能に嵌合されている。変速アクチュエータの作動によりシフトフォークは軸方向に駆動され、そのシフトフォークにより、摩擦板押えおよび摩擦板がカウンタシャフト上を軸方向に移動する。係合させるロークラッチの方向に摩擦板を移動させ外輪と接触させることにより、外輪の回転を摩擦板に伝達させる摩擦力が発生し、さらに摩擦板を介して外輪の回転が保持器に伝

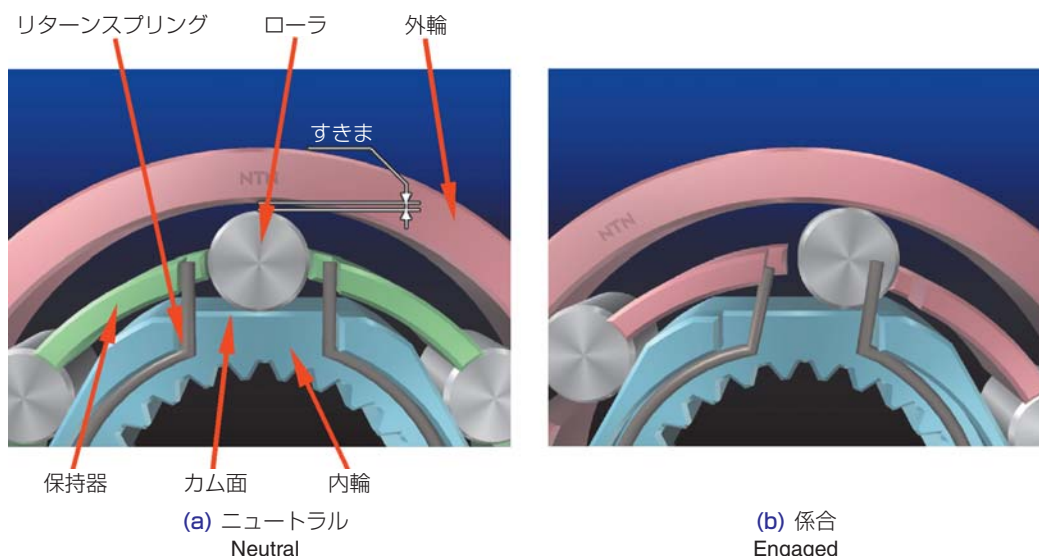


図3 ロークラッチの作動原理
Operating principle of roller-clutch

達する。外輪と保持器が一体回転するに十分な摩擦力が外輪と摩擦板間に生じるよう、変速アクチュエータを制御する。

外輪と摩擦板間に摩擦力が作用しない場合、**図3(a)**に示すように保持器とローラはリターンスプリングの力によりカム面中央位置(中立位置)に保持される。このとき、ローラと外輪間もしくはローラと内輪間にはすきまが生じ、内輪と外輪は相对回転可能な、いわゆるニュートラルの状態となる。一方、外輪と摩擦板間にリターンスプリングの力より大きな摩擦力が作用する場合、内輪と外輪が相对回転すると、**図3(b)**に示すように外輪と一体回転する保持器によりローラはくさび空間(係合位置)に移動し、内輪と外輪はローラを介して係合する。

本ローラクラッチは時計方向および反時計方向の両方向のトルク伝達が可能ないわゆる二方向クラッチであり、力行モードだけでなく回生モードでのトルク伝達も可能である。

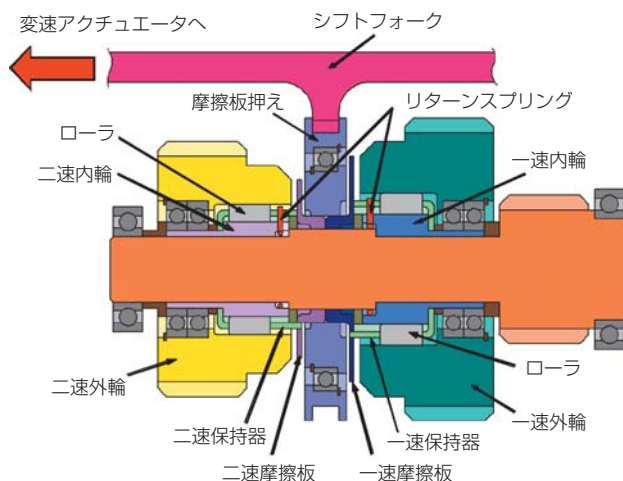


図4 カウンタシャフト部の詳細
Detail of counter shaft

4. 変速性能

4.1 変速制御

ローラクラッチでは保持器によるくさび空間への押し込みがなくとも、伝達トルクがゼロとならない限りローラの噛み込みが維持される。従って、ローラクラッチ断続制御機構による外輪と摩擦板の接触が解除された後でも、トルク伝達が続く限りローラクラッチの係合は継続する。

このため、次のような順序で変速動作をおこなう。

- (1) 最初にシフトフォークを現変速段の位置からニュートラルの位置まで移動させ、外輪と摩擦板の接触を解除する。
- (2) モータトルクをほぼゼロまで下げ、ローラクラッチの係合を解除する。
- (3) 次変速段のローラクラッチの内輪と外輪の回転速度が一致するよう駆動モータを加減速させる(シンクロ動作)。
- (4) シンクロ動作開始と同時に、シフトフォークの次変速段位置までの移動を開始させる。この時、シンクロ動作完了のタイミングが、シフトフォークの移動完了、つまり次変速段のローラクラッチ外輪と摩擦板間に摩擦力が発生するタイミングより遅れないよう、シンクロ動作の速度を調節する。
- (5) シンクロ動作完了後に、シフトフォークの次変速段位置までの移動を完了させ、次変速段のローラクラッチ外輪と摩擦板を接触させる。
- (6) 駆動モータトルクを再入力することで、次変速段のローラクラッチを係合し、トルク伝達を開始し変速を完了させる。

変速制御に必要となる入出力回転速度情報は、入力側は駆動モータに内蔵される回転角度検出センサより、また、出力側はディファレンシャル部に取り付けた回転数検出センサより取得している。また、シフトフォークの位置情報は、それに取り付けた位置センサにより検出する。

4.2 台上変速試験

4.2.1 試験機

台上試験を行うにあたり、試験に使用した駆動モジュールの供試体へは、本来のディファレンシャルの代わりにリングギヤとシャフト(出力軸)が一体となったダミーディファレンシャルを組み込んだ。駆動モジ

ジュールに内蔵される駆動モータを駆動源とし、外部に設けたモータにて動力吸収させることにより負荷を与えた。なお、出力トルクの計測のため、供試体と動力吸収用外部モータの間にトルクメータを配置した。

4.2.2 試験方法

アップシフトの場合は一速段、ダウンシフトの場合は二速段に予め設定しておく。動力吸収用外部モータを回転速度制御により一定回転速度で運転し、駆動モータが一定の正トルクを出力している状態を初期状態とする。ここで正トルクとは、車両を前進方向へ加速させる方向のトルクとする。

この状態より先の4.1節で述べた流れで駆動モータおよび変速アクチュエータを制御し、変速を実施する。

4.2.3 試験結果

駆動モータトルク60Nm、出力回転速度441 min⁻¹ (直径600mmのタイヤにて約50km/hの車速に相当)からのアップシフトおよびダウンシフトの結果を、**図5**および**図6**に示す。

変速のため駆動モジュールの出力トルクをほぼゼロまで落とし、変速完了後に再び駆動モジュールからトルクが出力されるまでの時間を変速時間と定義する。駆動モータトルク60Nm、出力回転速度441 min⁻¹の条件においては、アップシフトの変速時間が約0.23 sec、ダウンシフトの変速時間が約0.27 secであった。

ダウンシフトの方が遅い理由は、ロークラッチの係合解除のため、駆動モータのトルクをゼロまで落とし、その状態を維持する待機時間を設定しているためである。4.1節で述べた通り、ロークラッチは伝達トルクがほぼゼロとまらない限り、その係合は解除されない。したがって、ダウンシフトのように、変速直前のトルク伝達方向と、シンクロ動作における駆動モータトルクの発生方向が同じ場合、駆動モータのトルクを一度ゼロまで落とし、ロークラッチの係合解除を待つ必要がある。

一方、同じ加速状態でも、アップシフトでは変速直前のトルク伝達方向とシンクロ動作における駆動モータトルクの発生方向が逆向きとなり、シンクロ動作自体がロークラッチの係合を解除するよう作用するので、ダウンシフトの時のような係合解除のための待ち時間は不要となる。このため、アップシフトに対し、ダウンシフトの方が変速時間は0.04sec程長くなる。逆に、回生ブレーキ中のように駆動モジュールより車両を減速させる方向のトルクが出力されている状態で変速を行った場合、ダウンシフトの方がアップシフトよりも変速時間は短くなる。

これまでに、タイヤ径を600mmとした場合の車速で最高80km/hまで、かつ、駆動モータトルク20Nmから60Nmまでの範囲で台上での変速試験を実施し、過大なトルク変動を生じることなく滑らかな変速が可能であることを確認している。

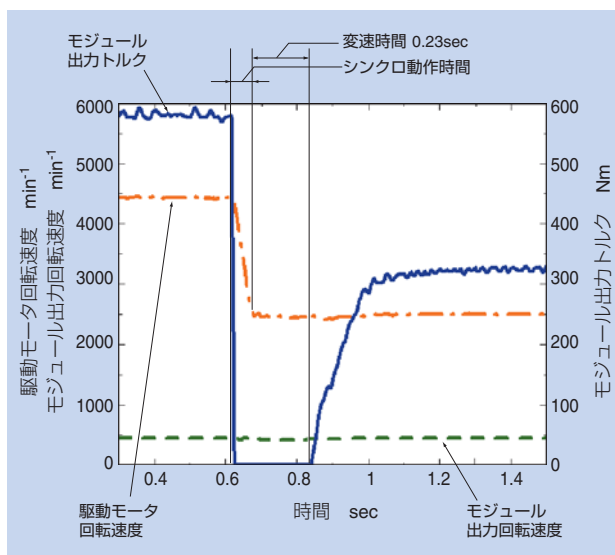


図5 アップシフト試験結果
Result of up-shift test

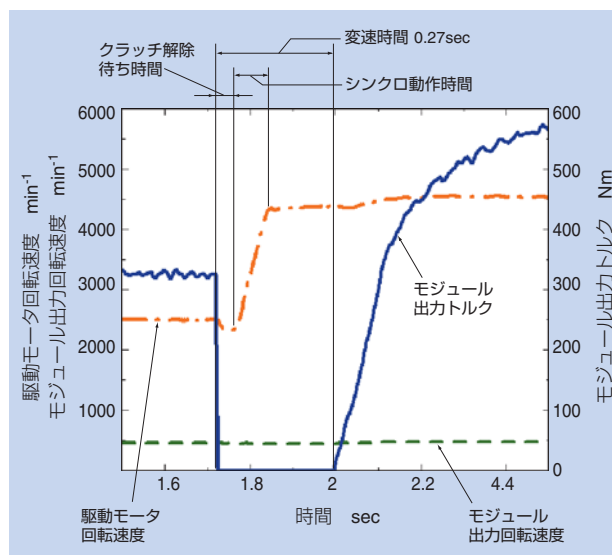


図6 ダウンシフト試験結果
Result of down-shift test

車速および駆動モータトルクが変速時間に与える影響を、アップシフトとダウンシフトの場合に分けてそれぞれ図7および図8に示す。車速20km/hから80km/h相当の領域で、アップシフトの変速時間は約0.22secから0.24sec、ダウンシフトは約0.26secから0.28secであり、変速時間は車速によらずおおよそ一定であった。変速時間の定義は、駆動モジュールから出力されるトルクがゼロとなってから再びトルクが出力されるまでの時間であるが、この時間は、先に述べた現変速段ロークラッチの解除待ち時間、シフトフォークの移動時間、および駆動モータトルク再入力から次変速段ロークラッチが係合するまでのタイムラグによって決まる。これらの時間は変速時の車速および出力トルクには依存しないため、変速時間はおおよそ一定となる。回転速度シンクロ動作の時間は車速に依存するが、すべての速度域においてシフトフォークの移動時間内にその動作を完了することが可

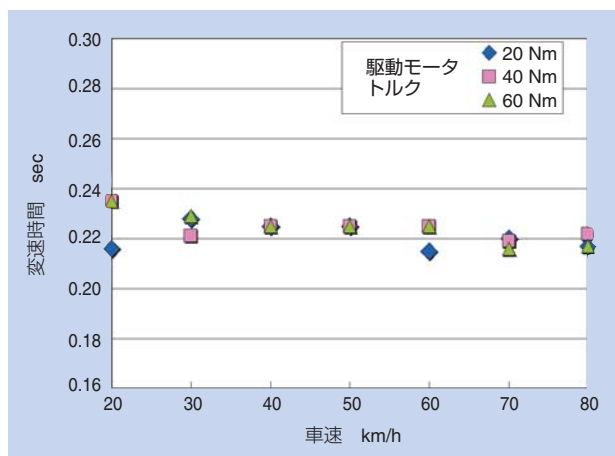


図7 アップシフト変速時間
Time needed for up-shift

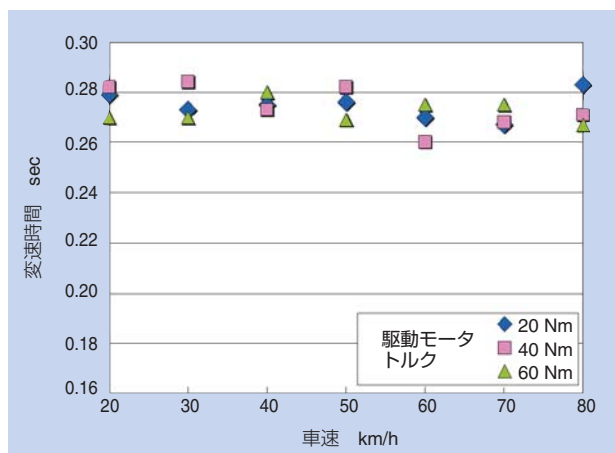


図8 ダウンシフト変速時間
Time needed for down-shift

能であるため、変速時間に影響を及ぼさない。現状は、シフトフォークの移動時間が変速時間を決定する主な要因となっており、シフトフォークの移動を担う変速アクチュエータの性能を向上させることにより、更なる変速時間の短縮が可能である。

アップシフトないしダウンシフトの変速時間に見られる約0.02secのばらつきは、駆動モータのトルク再入力から次変速段ロークラッチが係合するまでのタイムラグ、つまりシフトフォークを移動させロークラッチ外輪と摩擦板を接触させた後、駆動モータからのトルク入力によって、ロークラッチのローラがカム面中央位置（中立位置）からくさび空間（係合位置）に移動するまでの時間ばらつきによるものである。

5. 実車試験

台上試験では再現の難しい実使用条件での変速性能の評価を目的に、実車走行試験を行った。

5.1 試験車両構成

駆動モジュールを車両へ搭載した状態を図9に、試験車両の主要なシステム構成を図10に示す。

試験車両には市販のFF車を採用した。エンジンとトランスミッションを撤去するとともに、エンジンルーム内に駆動モジュールとそのインバータを設置できるように改造した。

駆動モータの冷却方式は水冷とし、冷却水は新設した電動ポンプによりラジエータ、インバータ、駆動モータ間で循環する。

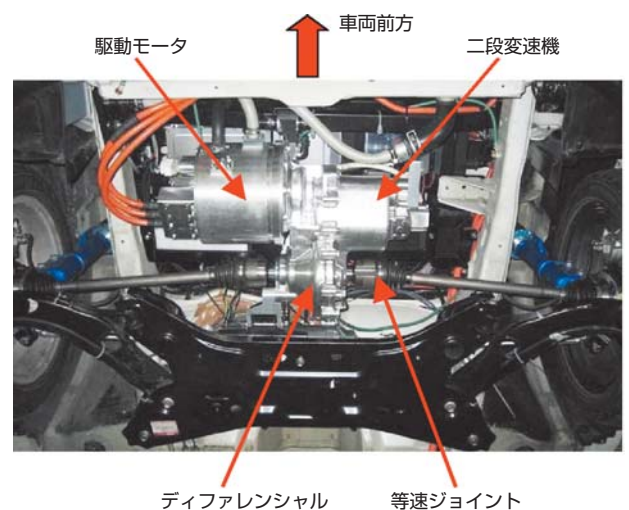


図9 実車搭載状態
Module mounted on the test vehicle

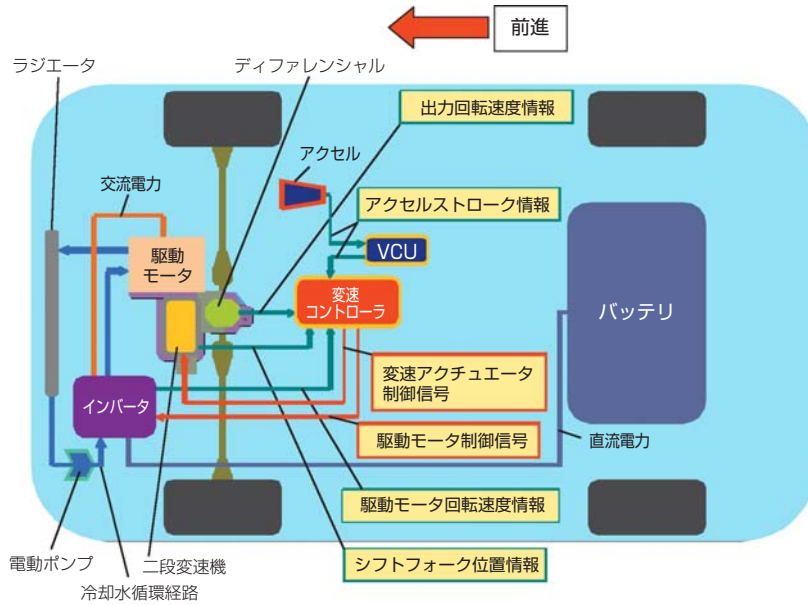


図10 ワンモータEV駆動システムの構成
Configuration of One Motor Type Electric Vehicle Drive System

駆動用バッテリーは、ガソリタンクを取り外し、その空いたスペースへ収納した。

また、ビークルコントロールユニット(VCU)を経由して得られるアクセルストローク情報、インバータからの駆動モータ回転速度情報、駆動モジュールからの出力回転速度情報とシフトフォーク位置情報を基に駆動モジュールの変速動作を制御する変速コントローラを設置した。

5.2 変速試験

5.2.1 試験方法

変速コントローラを車内に設置し、それを手動操作することにより任意のタイミングで変速を実行できるようにして試験を実施した。また、20km/hから60km/hまでの車速範囲で試験を行った。

5.2.2 試験結果

車速が約50km/hの状態アップシフトおよびダウンシフトを実施した場合の結果をそれぞれ図11および図12に示す。

本試験では、駆動モジュールからの出力トルクの計測を左前輪に取付けたホイールトルク計によって行っており、図11および図12に示すホイール出力トルクデータはその計測値である。片輪のみの計測であるので、実際のモジュールからの出力トルクの約半分の値となっている。

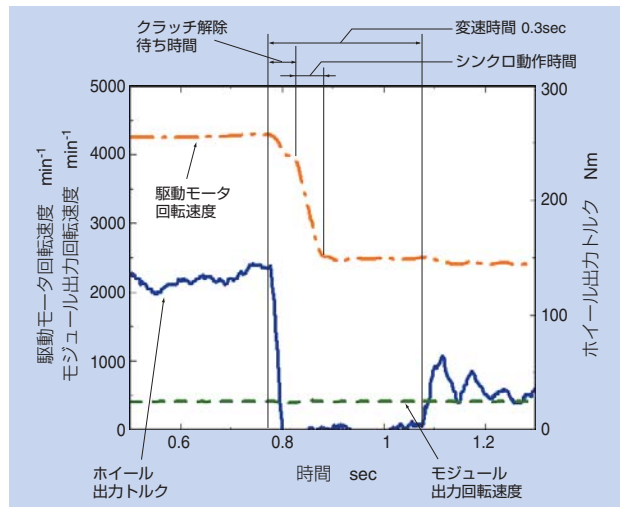


図11 実車アップシフト試験結果
Result of up-shift test by test vehicle

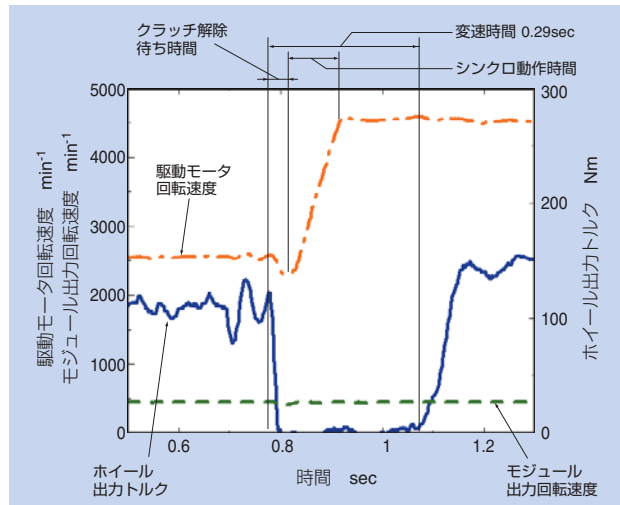


図12 実車ダウンシフト試験結果
Result of down-shift test by test vehicle

車速25 km/h, 50 km/h, 65 km/hでのアップシフトおよびダウンシフトの変速時間を表2に示す。

表2 実車変速時間
Time needed for gear shift in the test vehicle

車速 km/h		25	50	65
変速時間 sec	アップシフト	0.29	0.30	0.30
	ダウンシフト	0.29	0.29	0.30

台上試験の結果と同様、実車試験においても、車速が変速時間に与える影響は小さい。ただし、台上試験結果と異なり、アップシフトとダウンシフトの変速時間はほぼ同等となっている。これは、車速およびトルクが随時変化する実車走行条件においてもクラッチの係合解除を確実に実施することを目的に、台上試験ではダウンシフトの場合にのみ設けたクラッチ解除待ち時間をアップシフトの場合にも設定したためである。

さらに、図6と図12を比較すると、同一のクラッチ解除待ち時間および車速条件にもかかわらず、実車でのダウンシフト時間は台上試験結果と比べて0.02 secほど長くなっている。この時間差の原因は、実車走行では車速すなわち出力回転速度が変動するためローラクラッチの外輪および内輪のシンクロ動作時間が増加すること、さらにはシンクロ動作の完了後ローラクラッチが締結するまでに生じる外輪と内輪の回転速度差の変動が、台上試験の場合よりも大きいことが考えられる。

今後、実車試験を重ね変速制御を改良することで、実車試験において設定したアップシフト時のクラッチ解除待ち時間の短縮などを実施し、変速時間を台上試験と同等まで短縮する。

6. おわりに

ワンモータ型電気自動車の電力消費率を改善するため、二段変速機構を有する減速機と駆動モータを組み合わせたワンモータEV駆動システムの開発を行った。

変速機構にローラクラッチを用いることで、減速機の小型軽量化を実現するとともに、所要時間0.3秒以下での変速が可能であることを、台上試験では80 km/h相当までの、実車では65km/hまでの速度域で確認した。

この変速時間には、変速アクチュエータ性能向上および制御方法の最適化などの手段により、短縮の余地が多く残っている。今後、更なる変速性能の向上を図るとともに、実験車両による実用性評価試験を進めていく。

参考文献

- 1) B. Eberleh and Th. Hartkopf : A high speed induction machine with two speed transmission as drive for electric vehicles, 2006 International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion, 2006, 249-254.
- 2) A. Sornioti, M. Boscolo, A. Turner and C. Caballino : Optimisation of a 2-speed gearbox for an electric vehicle, AVEC2010, 2010, 755-760.
- 3) T. Meier, S. Rinderknecht and R. Fietzek : Electric power train configurations with appropriate transmission systems, 2011 SAE World Congress, No.2011-01-0942, 2011.

執筆者近影



磯部 史浩
EVシステム事業部
駆動システム技術部



板倉 慶宜
EVシステム事業部
駆動システム技術部



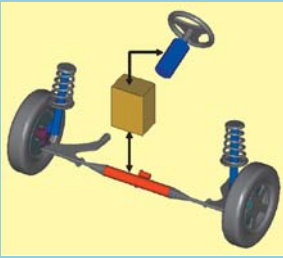
大澄 優輔
EVシステム事業部
駆動システム技術部



李 国棟
EVシステム事業部
制御システム技術部

新機構ステアバイワイヤ操舵システム Development of New Steer-by-wire System

茂木 克敏* Katsutoshi MOGI
水貝 智洋* Tomohiro SUGAI
桜井 良* Ryo SAKURAI
鈴木 伸幸* Nobuyuki SUZUKI



通常の転舵機能に加えて、転舵輪のトー角を調整する機能も備えたステアバイワイヤ操舵システムを開発した。開発した操舵システムはシステム全般の故障に対応したフェールセーフ機能を備えている。実験用の電気自動車に開発品を搭載し、開発品の特長であるトー角調整機能および転舵用モータが失陥した場合のフェールセーフ機能を評価した。さらに、車両運動解析によりトー角調整機能がタイヤのスリップ防止効果をもたらすことを示した。

NTN has been developing a new steer-by-wire system. In addition to steering function, this steering system makes it possible to adjust toe angle. The developed steering system is provided with fail-safe functions corresponding to various failures in system. We replaced the original steering system of electric vehicle with the developed one, and evaluated the adjustable toe angle mechanism and the fail-safe function when a motor for steering is out of order. An analysis of vehicle dynamics shows that the adjustable toe angle prevents wheels from slipping.

1. はじめに

ステアリングホイールの操作を電気信号で伝えるステアバイワイヤ（以下、SBWという。）は、車両安全のための制御性能や車両レイアウトの自由度を高めることが可能であり、次世代のステアリングシステムとして期待されている。SBWは図1に示すように3つのタイプに分類される¹⁾。それぞれの特徴を以下に示す。

1) タイプ I

操舵角と転舵角の差動角を制御する方式。操舵角に関係なく転舵角を自在に制御することができるが、操舵反力は機械的に伝達されるため、これを直接制御することはできない。

2) タイプ II

システム正常時には、ステアリングホイールと転舵輪との間に機械的な結合を持たない方式。ただし、システム異常時にはステアリングホイールと転舵輪とをクラッチなどで機械的に結合するバックアップ機構を備える。操舵反力も制御可能。

3) タイプ III

タイプ II におけるシステム異常時のバックアップを電気的に行う方式。制御だけでなく設計の自由度も高

く、操縦桿などの新しい操作系を採用することも可能。

操舵システムとしての自由度の高さから、NTNではタイプ III に着目し、システムの高機能化を図り、かつ信頼性を確保できるSBW（以下、NTN-SBWという。）を開発した。本稿では、NTN-SBWの機能評価試験結

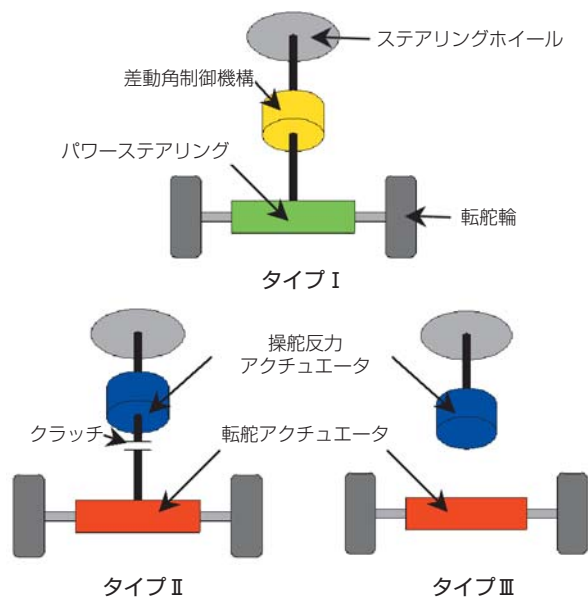


図1 ステアバイワイヤの形式
Types of steer-by-wire

*EVシステム事業部 シャシーシステム技術部

果と特長であるトー角調整機能の有効性について理論検討した結果を報告する。

2. NTN-SBWシステム

NTN-SBWシステムは、転舵アクチュエータ、操舵反力アクチュエータ、および制御器から構成される。

転舵アクチュエータは、ステアリングロッド（ラック軸）を軸方向に駆動し、左右の車輪を転舵するアクチュエータである。

操舵反力アクチュエータは、操舵角の検出をすると同時にタイヤから伝わる車両の運動状態を反力トルクとしてドライバーに伝達するためのアクチュエータである。

制御器は、転舵アクチュエータと操舵反力アクチュエータを協調制御し、かつシステムの異常判断を行ってフェールセーフ機構を動作させるユニットである。

2.1 転舵アクチュエータ

開発した転舵アクチュエータの外観を図2、構造を図3、主要諸元を表1に示す。

図3に示すように、転舵アクチュエータは2つのモータ（メインおよびサブ）、歯車、ボールねじ、およびボールスプラインなどから構成される。ボールねじ軸とボールスプライン軸は、同軸上に配置されて互いにねじで結合されており、これがステアリングロッドを構成する。

メインモータの回転は、歯車を介してボールねじにて直進運動に変換される。これにより、ステアリングロッドは左右に動き、タイロッドとナックルアームから構成されるリンク機構によってタイヤが転舵される。なお、図3に示す青色部が転舵に関連する部分である。

サブモータが回転すると歯車を介してボールスプライン軸が回転し、ねじの結合長さが変化する。ねじの結合長さが変わると、ステアリングロッドの全長が変化し、タイヤのトー角調整が可能になる。なお、図3に示す赤色部が、トー角調整に関連する部分である。図4に示すように、トー角とは、直進中の車両を上から見た場合の車両の前後方向に対する左右それぞれのタイヤのなす角度を指す。

また、後述するように、万一メインモータが失陥した場合においても、動力伝達経路が切り替わりサブモータによる転舵が可能となる。このように、サブモ-

ータはメインモータが正常に動作している際は、転舵輪のトー角を調整する役割を果たし、メインモータ失陥時には転舵のバックアップ用モータとして機能する。トー角調整機能は、車両制御の高度化に寄与することが可能である²⁾。それゆえ、開発した転舵アクチュエータは、ステアリングシステムとしての機能向上と信頼性確保を実現させた機構であると言える。

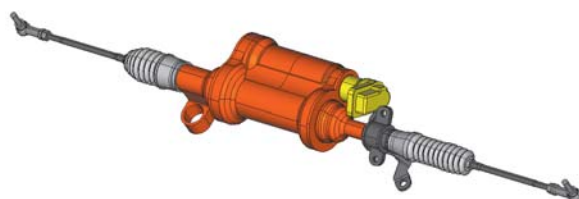


図2 転舵アクチュエータの外観
Appearance of steering actuator

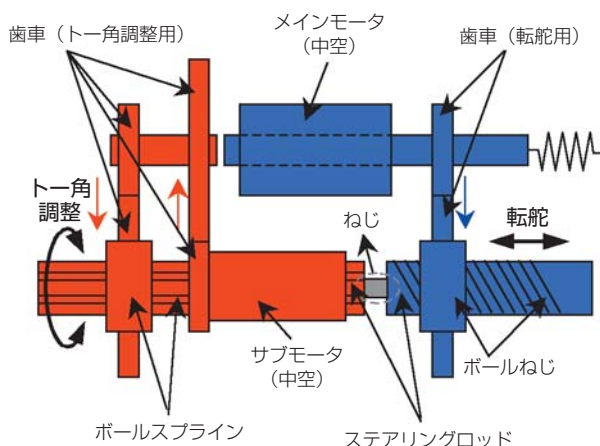


図3 転舵アクチュエータの構造
Structure of steering actuator

表1 転舵アクチュエータの主要諸元
Specifications of steering actuator

モータ形式	ブラシレスDC
転舵方式	ボールねじ式
電源	48 V
ステアリングロッド最大推力	10 kN
車両搭載時の転舵角範囲	±31 deg
車両搭載時のトー角調整範囲	±2 deg

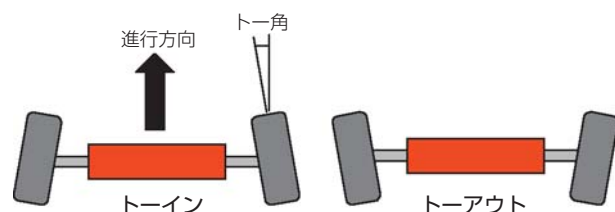


図4 トー角の定義
Definition of toe angle

2.2 操舵反力アクチュエータ

開発した操舵反力アクチュエータの外観を図5、構造を図6、主要諸元を表2に示す。トルクダンパ、操舵角制限機構、減速機、モータおよび角度センサは同軸上に配置することで、小型・軽量化を実現している。

トルクダンパは、快適な操舵感覚を得るために出力軸とハウジングのすきまに高粘度流体を封入してダンピング作用を高めている。



図5 操舵反力アクチュエータの外観
Appearance of reaction force actuator

2.3 制御器

本システムの制御系ブロック線図を図7に示す。制御器（ECU）は各アクチュエータのモータを制御するECU-A、ECU-B、ECU-Cの3つのECUから構成されている。ドライバーの操舵トルク T_h と操舵反力トルクの差分トルクによってステアリングホイールが回され、その角度を角度センサで検出する。操舵角度に応じてECU-Aが転舵機構の位置制御を行う。

転舵機構に加わる外力は、転舵トルク推定器で検出され、それを元に生成した目標反力トルクに応じてECU-Cが反力モータのトルク制御を行う。

車両全体の運動制御を行うVCU (Vehicle Control Unit) は、トー角指令信号をECU-A、ECU-Bに送り、転舵アクチュエータのメインモータとサブモータを協調制御することで、操舵と転舵の中心点を一致させて左右均等なトー角に調整する。走行状況に応じて左右独立に転舵角を設定することも可能である。

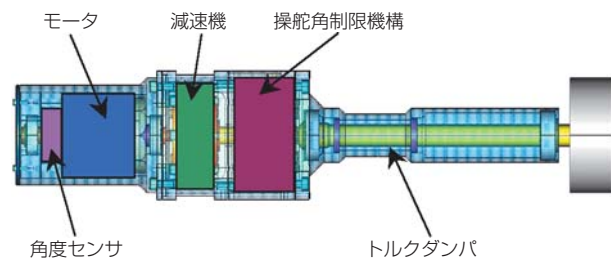


図6 操舵反力アクチュエータの構造
Structure of reaction force actuator

表2 操舵反力アクチュエータの主要諸元
Specifications of reaction force actuator

モータ形式	ブラシレスDC
電源	48 V
最大反力トルク	15.5 Nm
操舵角分解能	0.01 deg

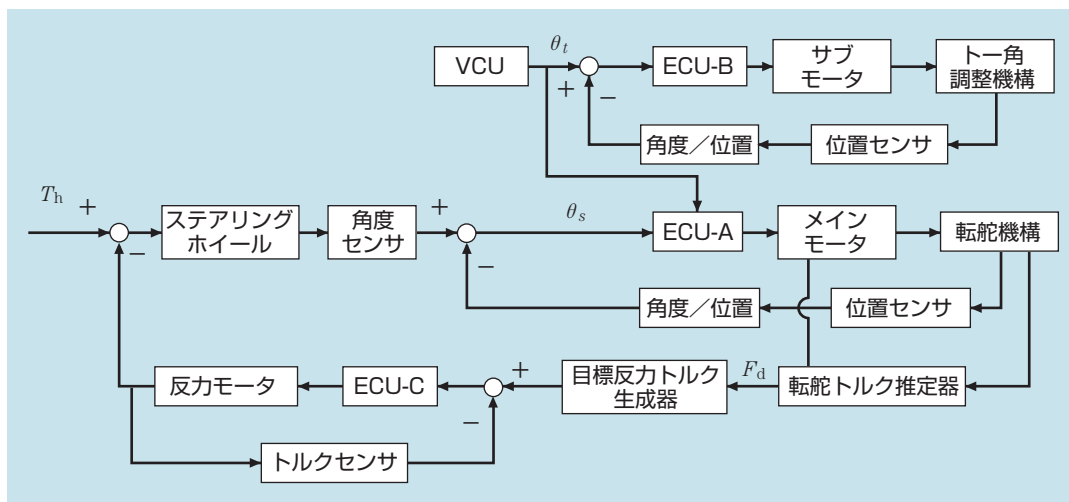


図7 制御系ブロック線図
Block diagram of control system

3. フェールセーフ機能

SBWは、故障しても機能を維持すること、すなわちフォールトトレランスの確保が最重要課題である。本システムは、電源失陥、配線の切断、モータおよびセンサの故障、ECUの暴走、故障、機構部の破損などを考慮したものとなっている。ここでは、その内何らかの原因によって転舵用メインモータが失陥した場合にサブモータに切り替えて転舵を続行可能とする転舵アクチュエータのモータ切替機構について述べる。

メインモータ失陥時における転舵アクチュエータの概略図を図8に示す。なお、メインモータ正常時における転舵アクチュエータの概略図は図3となる。

メインモータを貫通する切替軸の端部には動力伝達機構を切り替えるためのばねが設けてあり、メインモータが正常に動作している場合には、このばねは付勢された状態で固定されている。メインモータが失陥すると、ばねが解放され切替軸は図8のようにばねの圧縮力で左方向に移動する。このとき、切替軸に設けたクラッチ機構が動作して、サブモータからボールねじまでの新たな動力伝達経路が生まれる。同時に、サブモータからボールスプラインまでの動力伝達は絶たれる構造となっている。メインモータのロータが固着していても切替軸は中空ロータの内部を貫通しているため動力は伝達される。このようにして、万一メインモータが失陥しても、サブモータで転舵可能となる。

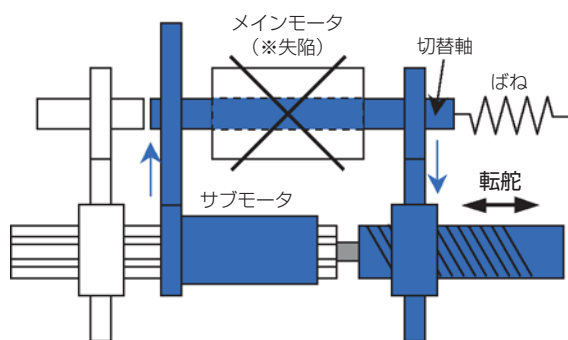


図8 異常時の転舵アクチュエータの概略図
Steering actuator in emergency

4. モータ切替機構の検証

4.1 台上評価試験

転舵アクチュエータのモータ切替機構の動作を確認するため、台上動作試験を実施した。試験装置の概要を図9に示す。

保舵した状態で旋回している最中にメインモータが失陥するというトラブルを想定し、転舵アクチュエータのステアリングロッドには0kN、3kN、および6kNの3水準の軸力を負荷として与えた。負荷はエアシリンダにより与えた。保舵を想定しているため、ステアリングロッドは軸方向に位置決め制御されている。

この状態でモータ切替機構の切替時間および切替特性を評価した。ばねを解放する指令信号発信時から切替軸が規定位置まで移動するのに要する時間を切替時間とした。また、切替完了後、サブモータによってステアリングロッドを左右に動かすことが確認できれば、切替が正常に行なわれたとした。

モータ切替試験の結果を図10に示す。切替の確実性を調べるため、試験はそれぞれの負荷にて3回実施

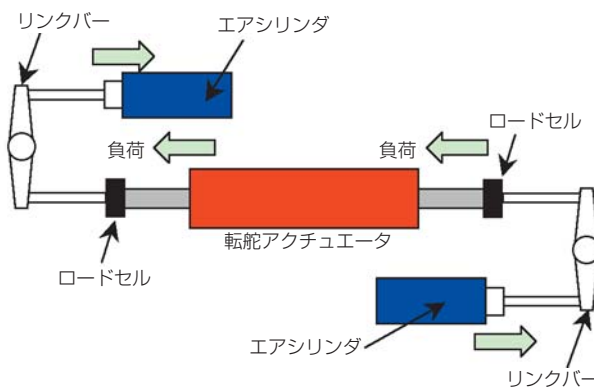


図9 台上評価試験装置
Schematic of test machine

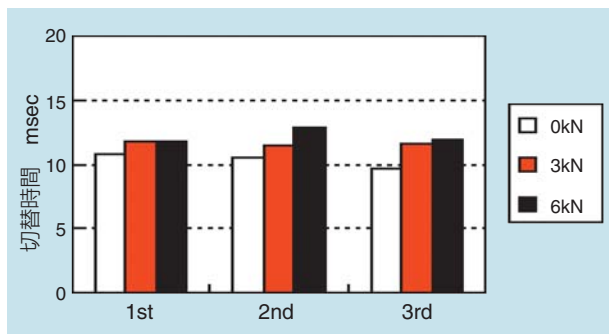


図10 モータ切替時間
Time required to complete the action of motor change

した。図10より、切替時間は10~13msecであることがわかる。また、負荷に関係なく、切替は正常に行われた。負荷が大きくなるとモータ切替動作が僅かに遅くなるのは、切替軸に設けられたキーおよびスプラインにかかるトルクの増加によって、切替時の滑り抵抗が増えるためである。

本試験ではメインモータの異常判断に要する時間を無視しているが、それを考慮しても、メインモータ失陥から切替完了までに要する時間は0.1sec以下となる。

4.2 実車評価試験

次に電気自動車を用いて、モータ切替動作の評価試験を実施した。この車両は、もともと搭載されていたEPSをNTN-SBWに置き換えたものである。

実験車両の主要諸元を表3に示す。また、NTN-SBWの車両への搭載状態を図11に示す。

試験では、60km/hでのスラローム走行中にメインモータ失陥の信号を制御器に送り、モータ切替機構を動作させた。

試験結果を図12に示す。上の図はメインモータ失陥の信号および切替軸の軸方向位置を、下の図は走行

中の操舵角とヨー角速度を示している。図12より、モータ切替機構の動作完了時間は10msecと、台上での評価結果と同程度であり、さらにモータ切替動作後も不具合なく転舵できていることが確認できる。なお、切替前後の操舵が乱れているのはドライバーの操舵によるもので、機構動作の不具合ではない。

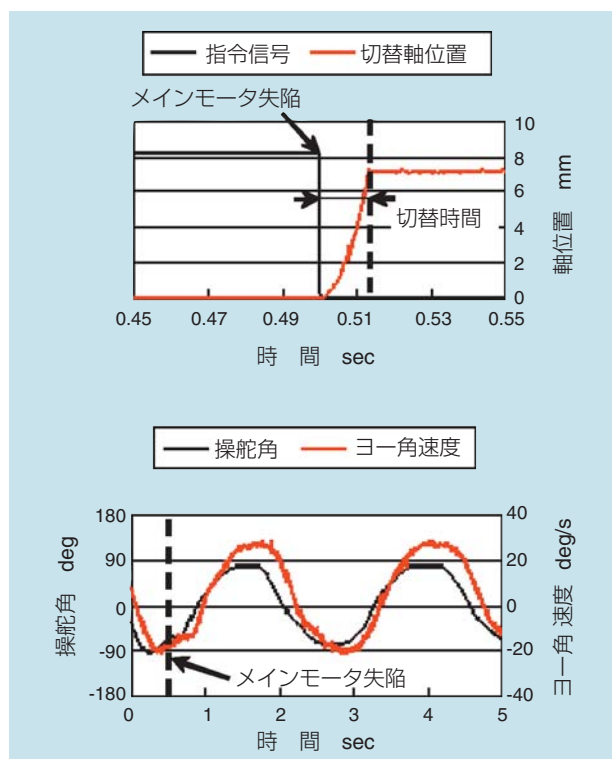


図12 実車を用いたモータ切替機構の評価
Evaluation of the motor change system using test vehicle

表3 実験車両の主要諸元
Specifications of test vehicle

駆動方式	前輪駆動
全長	3765 mm
全幅	1690 mm
全高	1510 mm



図11 車両に搭載したNTN-SBW
NTN-SBW mounted on test vehicle

5. トー角調整機構の検証

開発した転舵アクチュエータは、トー角調整機能を備えている。トー角を走行状況に合わせて制御すれば、旋回中の左右輪に加わる横力の比を変えてスリップを防ぐ効果も期待できる。この制御の基礎試験として、前章で紹介した車両を用いて旋回走行試験を行った。

試験では、0deg、±1.0deg、±1.8degと5水準のトー角を前輪に与え、40km/hで半径30mの円を旋回した場合に前輪に加わる横力を調べた。トー角は、ステアリングロッド、タイロッド、およびナックルアームから構成されるリンク機構の座標系から計算で推定して与える。横力はハブに内蔵した荷重センサで測定した。トー角の符号に関しては、正がトーアウト、負がトーインを意味する。

旋回中の左右前輪にかかる横力を図13に示す。なお、一定速度で旋回するため、横力は理論上一定値となる。旋回方向は、車両を上から見て時計回り（図13のCWに対応）、反時計回り（図13のCCWに対応）の両方向となる。横力は進行方向に対し、左向きを正とする。

図13より、トーアウトにすると内側のタイヤ横力は増加（外側のタイヤ横力は減少）し、トーインにすると内側のタイヤ横力は減少（外側のタイヤ横力は増加）する結果となった。このように、トー角調整によって、左右輪の横力の比が変わることを確認した。

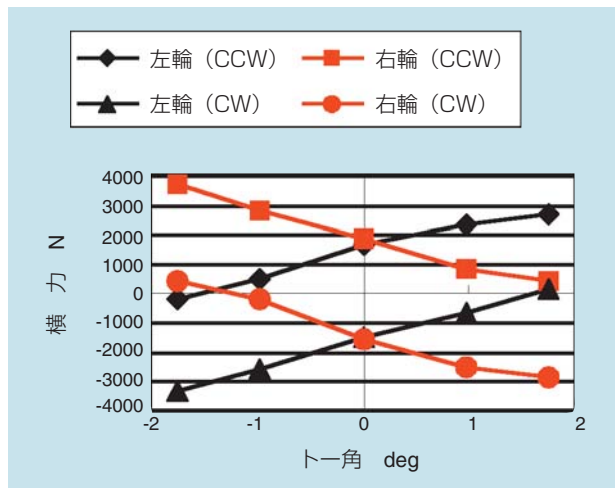


図13 トー角がタイヤ横力に及ぼす影響
Effect of toe angle on lateral tire forces

6. 理論検討

6.1 車両運動モデル

前述の通り、トー角が転舵輪の横力バランスに影響を与えることを実車走行にて確認した。ここでは、トー角調整が車両運動に及ぼす効果について、車両運動モデルを用いて理論的に検討する。

車両運動モデルは、次の仮定を設けて、図14に示す皆川の車両運動モデル³⁾を基に構築した^{4), 5)}。

- ・ Y軸方向, Z軸周り（ヨー）、およびX軸周り（ロール）の運動を記述する3自由度モデルとする。
- ・ ロールセンタ高さは車両の前後で異なる。
- ・ 左右輪に作用する横力の違いを考慮するため、4輪モデルとする。
- ・ タイヤ横力はY軸の向きと一致する。
- ・ 車両は X軸方向（前進）に一定速Vで運動する。

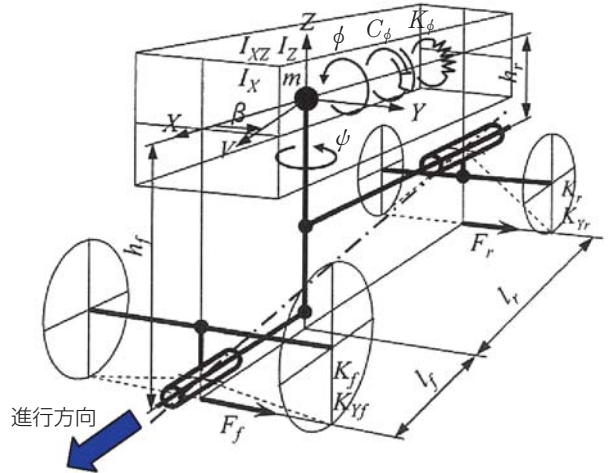


図14 車両運動モデル⁴⁾
Vehicle model

6.1.1 運動方程式

上記の仮定より、本モデルにおけるY軸方向への並進に関する運動方程式は次式で表現される。

$$mV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = F_{fL} + F_{fR} + F_{rL} + F_{rR} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 m は車両質量、 F は各タイヤに作用する横力を表す。横力 F の下付き添え字について、一文字目は前後（front or rear）を、二文字目は左右（Left or Right）を意味する。例えば、 F_{fL} は左前輪に作用する横力を指している。

同様にして、Z軸周りの回転（ヨーイング）に関する運動方程式は

$$I_Z \ddot{\psi} + I_{XZ} \ddot{\phi} = l_f(F_{fL} + F_{fR}) - l_r(F_{rL} + F_{rR}) \dots\dots\dots (2)$$

となる。 I_Z はヨー慣性モーメント、 I_{XZ} はヨー・ロール慣性乗積、 l_f と l_r は車両重心から前後車軸までの距離を表す。

X軸周りの回転（ローリング）に関する運動方程式は

$$I_X \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + (K_\phi - mgh_c) \phi + I_{XZ} \ddot{\psi} = h_f(F_{fL} + F_{fR}) + h_r(F_{rL} + F_{rR}) \dots\dots\dots (3)$$

となる。 I_X はロール慣性モーメント、 C_ϕ はロール減衰係数、 K_ϕ はロール剛性を表す。車両重心点におけるロールモーメントアーム長さ h_c は、前後車軸におけるロールモーメントアーム長さ h_f 、 h_r を用いて

$$h_c = \frac{h_f l_r + h_r l_f}{l_f + l_r} \dots\dots\dots (4)$$

と表される。以上の連成した3つの運動方程式を解いて、車体の横すべり角 β 、ヨー角速度 $\dot{\psi}$ 、およびロール角 ϕ を求めることで車両の運動状態を把握できる。

6.1.2 タイヤ横力モデル

式 (1) ~ (3) のタイヤ横力 F は次式で展開される。

$$\begin{aligned} F_{jL} &= -K_{cfL} \beta_{jL} \\ F_{jR} &= -K_{cfR} \beta_{jR} \\ F_{rL} &= -K_{crL} \beta_{rL} \\ F_{rR} &= -K_{crR} \beta_{rR} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 β_{jL} などは各タイヤの横すべり角を表す。

図15に示すように、タイヤの横すべり角とは、タイヤの進行方向と回転面がなす角度を指す。 K_c は各タイヤのコーナリングパワーである。タイヤの横すべり角は、さらに次式で展開される。

$$\begin{aligned} \beta_{jL} &= \beta + \frac{l_f \dot{\psi}}{V} - \delta - \delta_t + \frac{h_f \dot{\phi}}{V} - C_{rf} \phi - C_{rjf} \dot{\phi} \\ \beta_{jR} &= \beta + \frac{l_f \dot{\psi}}{V} - \delta + \delta_t + \frac{h_f \dot{\phi}}{V} - C_{rf} \phi - C_{rjf} \dot{\phi} \quad \dots (6) \\ \beta_{rL} = \beta_{rL} &= \beta - \frac{l_r \dot{\psi}}{V} + \frac{h_r \dot{\phi}}{V} - C_{rr} \phi - C_{rrr} \dot{\phi} \end{aligned}$$

δ は前輪の転舵角で、車両の向き (X軸) とタイヤの回転面がなす角度である。 δ_t は前輪ト一角で、前章と同様でトアウトを正とする。 C_r はロールステア係数、 C_{rr} はロールレートステア係数である。

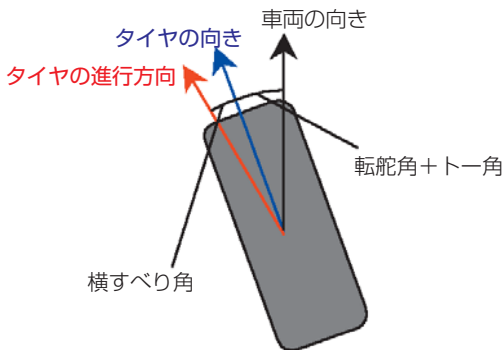


図15 タイヤの横すべり角と転舵角
Slip angle and steering angle

6.1.3 タイヤ特性

コーナリングパワー K_c は、タイヤ・サスの横剛性 K_Y 、定常コーナリングパワー K を用いて、次式のように表現される。

$$\begin{aligned} K_{cf} + \left(\frac{1}{K_f} - C_{sff} \right) \left(\frac{1}{K_{Yf} V} - C_{sfff} \right)^{-1} K_{cf} \\ = \left(\frac{1}{K_{Yf} V} - C_{sfff} \right)^{-1} \quad \dots\dots\dots (7) \\ K_{cr} + \left(\frac{1}{K_r} - C_{sfr} \right) \left(\frac{1}{K_{Yr} V} - C_{sfrf} \right)^{-1} K_{cr} \\ = \left(\frac{1}{K_{Yr} V} - C_{sfrf} \right)^{-1} \end{aligned}$$

ここで、 C_{sf} は横力ステア係数、 C_{sfr} は横力微分ステア係数である。また、コーナリングパワーは、タイヤが受ける垂直力 W によって変化する。車両にはロール運動が生じるため、タイヤが受ける垂直力は、次式のように ΔW だけ増加もしくは減少する。

$$\begin{aligned} \Delta W_f &= \left\{ \frac{K_\phi}{2} \phi + H_f (F_{jL} + F_{jR}) \right\} / d_f \\ \Delta W_r &= \left\{ \frac{K_\phi}{2} \phi + H_r (F_{rL} + F_{rR}) \right\} / d_r \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 H は前後ロールセンタ高さを、 d は前後トレッドを表す。これよりコーナリングパワーは、次式のように補正して用いる⁶⁾。

$$\begin{aligned} K_{cfL} &= \left(\frac{W_{jL} - \Delta W_f}{W_{jL}} \right)^{2/3} K_{cf} \\ K_{cfR} &= \left(\frac{W_{jR} + \Delta W_f}{W_{jR}} \right)^{2/3} K_{cf} \\ K_{crL} &= \left(\frac{W_{rL} - \Delta W_r}{W_{rL}} \right)^{2/3} K_{cr} \\ K_{crR} &= \left(\frac{W_{rR} + \Delta W_r}{W_{rR}} \right)^{2/3} K_{cr} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (9)$$

6.2 解析諸元

主要諸元を表4に示す。表中の主要なパラメータは、走行試験の結果を基に同定した実験車両の値である。

なお、今回の実験車両においては慣性乗積 I_{xz} の影響が小さかったため0と近似した。

解析では転舵角一定とし、定常円旋回を想定した。

表4 主要諸元
Analysis condition

車両質量 m	1400 kg
車両重心-前車軸間距離 l_f	1.1 m
車両重心-後車軸間距離 l_r	1.29 m
前輪トレッド d_f	1.46 m
後輪トレッド d_r	1.47 m
ロール慣性モーメント I_x	600 kg · m ²
ヨー慣性モーメント I_z	1900 kg · m ²
ロール剛性 K_ϕ	5.0 × 10 ⁴ Nm/rad
ロール減衰係数 C_ϕ	5500 Nm · s/rad
前輪定常コーナリングパワー K_f	4.3 × 10 ⁴ N/rad
後輪定常コーナリングパワー K_r	3.8 × 10 ⁴ N/rad
タイヤ・サスの横剛性 K_Y	2.0 × 10 ⁵ N/m

6.3 解析結果

解析結果は、タイヤの垂直力 W に対する制駆動力 Q と横力 F の合力の割合で評価する。

本解析では走行速度は一定としているため、制駆動力 Q は無視式(10)のように F と W の比で評価した。この値が路面摩擦係数 μ を超えることはなく、超えようとするとタイヤはスリップしてしまう。

$$\frac{\sqrt{Q^2 + F^2}}{W} \approx \frac{F}{W} \dots\dots\dots (10)$$

解析結果の例を図16に示す。この解析は、60km/hで半径50mの円を旋回している場面を想定している。旋回方向は、車両を上から見て反時計回りである。

図16より、路面摩擦係数が $\mu = 0.7$ であると仮定すると、トーアウトに設定した場合には左前輪はスリップしてしまうことがわかる。また、2degのトーインを与えた場合にも、右前輪がスリップしてしまう。特に、大きな横力が必要となる右前輪が滑ってしまうと、ドライバーは車両を制御できなくなり、非常に危険な状態に陥る。

しかしながら、1degのトーインを与えるようにトー角調整機構を動作させれば、左右の F/W は0.7より

小さくなり、前輪はスリップしない。さらに、二本の直線の交点、すなわち0.5deg程度のトーインで設定すれば、左右の F/W は等しくなり、前輪がグリップを失う危険性はより小さくなる。左右の F/W を均等化する最適トー角は、車速に対して図17の関係があり、NTN-SBWを用いれば、走行中のトー角を最適トー角に調整することが可能である。

以上より、開発品の特長であるトー角調整機構は、タイヤが滑ってしまう路面条件でも、それを回避して安全に走行するための最適なトー角を与えることができる。

また、直進走行時はトー角を0 deg付近に調整することでタイヤ横力が減り、燃費向上が期待できる。

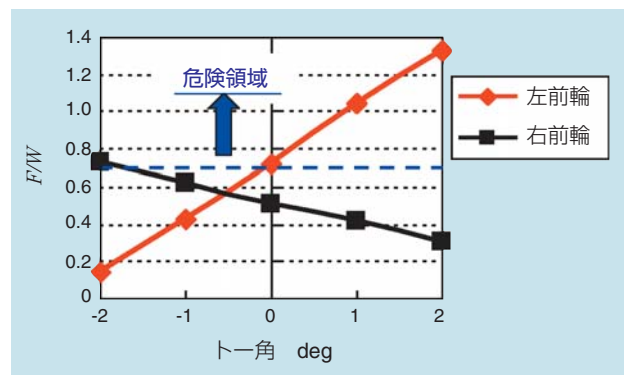


図16 トー角と F/W の関係
Relationship between toe angle and F/W

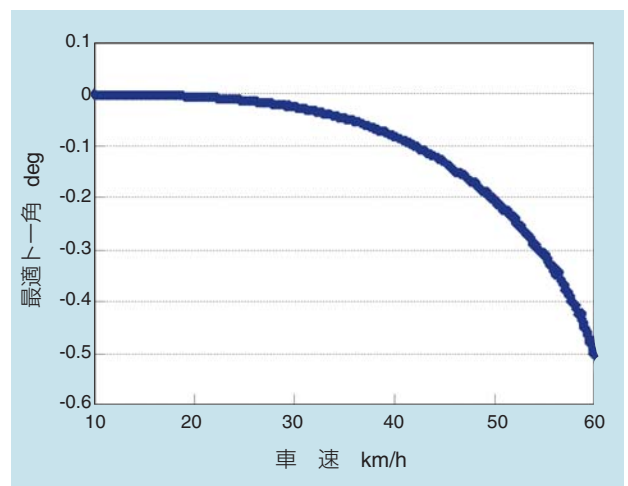


図17 車速に対する最適トー角(旋回半径50m)
The optimum toe angle for the vehicle speed

7. まとめ

NTN-SBWは、システム全般の故障に対応したフェールセーフ機能を備えている。一例として転舵用のメインモータが失陥した場合のフェールセーフ実証実験を行った。また、トー角調整機能の効果を実証するための台上および実車試験を実施した。さらに、車両運動モデルを構築し、トー角とタイヤスリップの関係について理論検討した。得られた結果を以下に示す。

- フェールセーフ実験において、転舵用メインモータからサブモータに切り替えて、継続して転舵可能であることを実証した。
- 実車走行試験により、トー角調整が左右タイヤの横力バランスを変化させることを示した。
- タイヤがグリップを失う走行状況でも、トー角調整によりそれを回避できる可能性があることを数値解析により示した。

参考文献

- 1) 本山廉夫, ステアバイワイヤと車両運動制御, 自動車技術, 57巻, 2号, 39-43, 2003
- 2) 山本真規, ホイールアライメントと操安性, 自動車技術, 54巻, 11号, 10-15, 2000
- 3) 皆川正明, 車体のロールを考慮に入れた3自由度車両モデルのモデルコンセプト, 自動車技術会学術講演会前刷集, 20075786, 2007
- 4) 安部正人, 自動車の運動と制御, 初版, 東京電機大学出版局, 5-180, 2008
- 5) 酒井英樹, ロール特性が車両運動に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷集, 20055693, 2005
- 6) 小林明, 最新自動車工学, 図書出版, 1975

執筆者近影



茂木 克敏

EVシステム事業部
シャシーシステム技術部



水貝 智洋

EVシステム事業部
シャシーシステム技術部



桜井 良

EVシステム事業部
シャシーシステム技術部



鈴木 伸幸

EVシステム事業部
シャシーシステム技術部

インホイールモータ搭載 二人乗り電動モビリティの開発 Development of Two-seat Electric Mobility with In-Wheel Motors



山形 哲*	Akira YAMAGATA	石川 愛子*	Aiko ISHIKAWA
伊桐 千浪*	Chinami ITOU	後藤 知美*	Tomomi GOTOU
堺 香代*	Kayo SAKAI	武川 起子*	Yukiko TAKEKAWA
友田 香織*	Kaori TOMODA	松岡 大輔**	Daisuke MATSUOKA

移動体の電気駆動化は、その静粛性、低発熱および排気ガスを放出しないなどの特長から小型モビリティに適していると考えられる。特にインホイールモータによる駆動方式は、駆動部の占有空間がコンパクトという特長を有する。さらに各輪独立転舵機構と組み合わせることで、より高い走行性能の実現が可能である。NTNでは、若手技術者チームにて、インホイールモータを適用した“その場回転”や“横方向移動”が可能な小回り性能に優れた二人乗り電動モビリティを考案し、実証を開始した。本稿では、その内容について解説する。

The electrified vehicle is thought to be suitable for small mobility, due to the advantages of the quietness, low-heat-generating and no exhaust gas. Especially, In-Wheel Motor allows the smallest space for powertrain and drivetrain. Moreover, In-Wheel Motor can realize the high performance driving by the independent steering mechanism for all wheels. NTN development team of young engineers have designed a two-seat electric mobility that provides the performance of “Pivot Turn” and “Lateral Move” with In-Wheel Motors. This paper introduces the feature and structure of the electric mobility.

1. はじめに

近年、自動車メーカーから乗用車タイプの電気自動車（EV）が量産されるようになり、EVは急速に普及し始めている。一方で、乗車定員が一人または二人で、かつ近距離移動での使用が想定される小型EVや電動二輪車が提案されており^{1)~4)}、一部は既に市販されている。

従来、内燃機関が担ってきた駆動源の電動化は、その静粛性、低発熱および排気ガスを放出しないなどの理由から小型モビリティに適していると考えられ、一般公道だけでなく、病院や工場などの屋内空間での利用も期待できる。特に駆動源としてインホイールモータを適用することにより、二つの大きな特長を得ることが可能である。一つは、駆動輪のためにディファレンシャルおよびCVJ（等速ジョイント：Constant Velocity Joint）を装備する必要がなく、駆動輪間のスペースを確保しやすい点であり、もう一つは、CVJ作動角の制限を受けない広舵角を得られる点である。

これまでもインホイールモータを備え四輪独立広角転舵を可能としているEVがいくつか提案されている。例えば、四輪駆動かつ二段構造の四輪独立転舵を採用することで、トレッドおよびホイールベースも可変としたシティコムータタイプの車両開発事例が報告されている⁵⁾。

当社では、インホイールモータ駆動システム⁶⁾およびステアバイワイヤシステム⁷⁾などのEV用システムの開発を進めており、その機能の特長および優位性を実証することを目的として、開発システムを搭載した車両を実際に具現化している。

先述の背景のもと、特にインホイールモータ駆動システムを搭載する小型EVのあるべき姿を追及することを目的に、若手技術者チームを編成し検討を行った。その結果、インホイールモータの特長を活かした、コンパクトで小回り性能に優れた四輪独立広角転舵可能な小型「二人乗り電動モビリティ」を考案した。

本稿では、当社が開発した「二人乗り電動モビリティ」の車両コンセプトや機構の特長について紹介する。

*EVシステム事業部 駆動システム技術部
**EVシステム事業部 制御システム技術部

2. 車両コンセプト

開発チームによる検討の結果、コンパクトボディで街中での取り回しに優れ、一定レベルの走行安定性や積載性も得られる小型車両の実用性を検討することが、EVの普及に重要であると判断した。

本稿で紹介する「二人乗り電動モビリティ」は、ボディサイズがコンパクトであり、狭い場所での小回り性能が優れる車両である。さらに、四輪独立広角転舵により、インホイールモータ搭載車の特長である「その場回転」「横方向移動」を可能としている。このような電動モビリティは、生活に密着した一般公道での移動用としてだけでなく、医療関連や観光用など、より小回り性能が求められる用途への適用の可能性が考えられる。

「その場回転」と「横方向移動」における各車輪の向きを図1に示す。「その場回転」とは、車体中心を回転中心とする車両の回転移動を表す。ここで「車体中心」とは、前輪車軸と後輪車軸の二等分線と左右輪間の中心線の交点を指す。「その場回転」をする際、駆動輪の数はその可否に影響を与えない。すなわち全ての車輪の回転軸が車両回転中心方向を向いていれば、二輪駆動であっても四輪駆動であっても、あるいは一輪駆動であっても「その場回転」は可能である。また、「その場回転」を実現するために必要な舵角は、基本的にはホイールベースとトレッドによって決定される。例えば、ホイールベースとトレッドが同一寸法の場合、必要な舵角は45度である。一般的な乗用車のようにトレッドよりホイールベースの方が長い場合、45度を超え90度未満の舵角が必要となる。「横方向移動」の際は、四輪全てを90度位置に転舵させる。

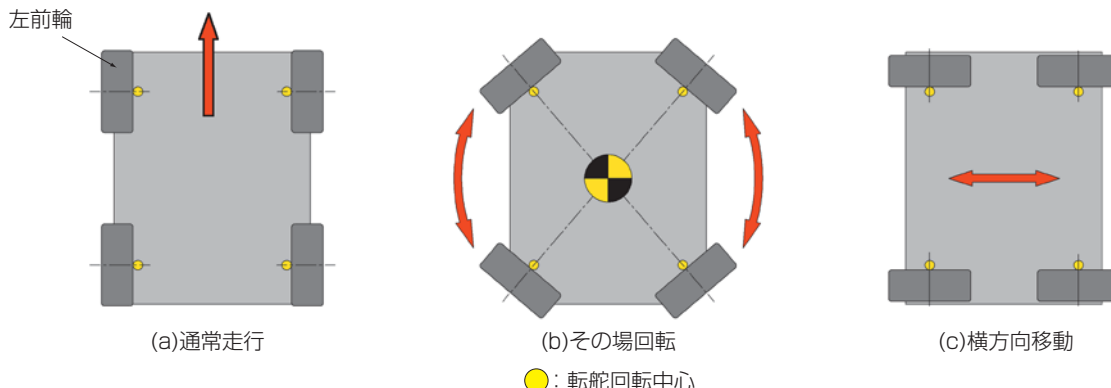


図1 その場回転と横方向移動
“Pivot Turn” and “Lateral Move”

各走行モードでの各車輪の回転方向を表1に示す。

「その場回転」および「横方向移動」時の各輪の回転方向は、通常走行の場合とは異なる。

これらの動きは、ディファレンシャルを装備した通常の車両では実現できず、左右輪の独立駆動を特長とするインホイールモータ駆動方式と、四輪を独立に広角転舵させる機構との組合せにより可能となる。

表1 車輪の駆動方向
Rotational direction of wheels

走行モード	左前輪	右前輪	左後輪	右後輪
通常走行(前進)	CCW	CW	CCW	CW
その場回転(右回り)	CCW	CCW	CCW	CCW
横方向移動(右方向)	CCW	CCW	CW	CW

CW：車両外側から見て時計回り

CCW：車両外側から見て反時計回り

注) 後退、左回り、左方向移動の場合は逆回転となる

3. 試験車両

3.1 車両レイアウト

試験車両を図2に示す。インホイールモータを後輪二輪に搭載し、また、四輪独立転舵を実現するため、四輪すべてに転舵アクチュエータを装備した。さらに、省スペース化を図るため、転舵アクチュエータを車輪近傍に設置した。

車体の主要寸法は、全長約1700mm、全幅約1200mm、全高約1900mmである。二人分の着座スペースおよびインバータ、バッテリーなどの設置スペースを確保しつつ、極力コンパクトに設計した。バッテリーは最重量物であるため、車体中央の最下部に搭載し、バッテリー上方は乗員のレッグスペースとした。さ

らに後輪上方を着座用空間，前輪上方をインバータ搭載位置とすることで，一般的な原動機付自転車二台分と同等の車両占有スペースに抑えた。

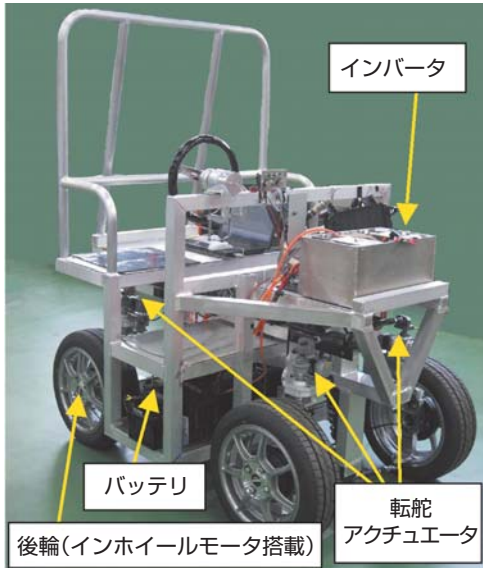


図2 試験車両
Testing vehicle

3.2 足周り

通常の車両のステアリング機構は，ステアリングギヤボックスからの推力をタイロッドを介してハブキャリアに伝達させキングピン軸周りの転舵トルクを発生させるタイロッド式が一般的である。しかし，本試験車両では転舵範囲が広く，かつ左右輪を独立に転舵させる必要があるため，タイロッド式でステアリングシステムを構成した場合，ステアリングギヤボックスの作動ストロークが非常に長くなり，占有面積が大きくなる。このため本試験車両では，ステアリングシステム占有面積を小さくし，各車輪周りのスペースを有効に利用できるよう，転舵アクチュエータを四輪それぞれに配置した。

インホイールモータと転舵アクチュエータ周りのレイアウトを図3に示す。サスペンションは四輪ダブルウィッシュボーン式を採用している。

インホイールモータと転舵アクチュエータを一体構造とし，さらに，アッパーアームジョイントに連結される転舵アクチュエータ出力部材のキングピン軸周りの回転を規制することで，転舵反力をアッパーアームで負荷する構造とした。これにより，転舵アクチュエータ本体がキングピン軸周りを回転することが可能となり，転舵アクチュエータに連結されたインホイール

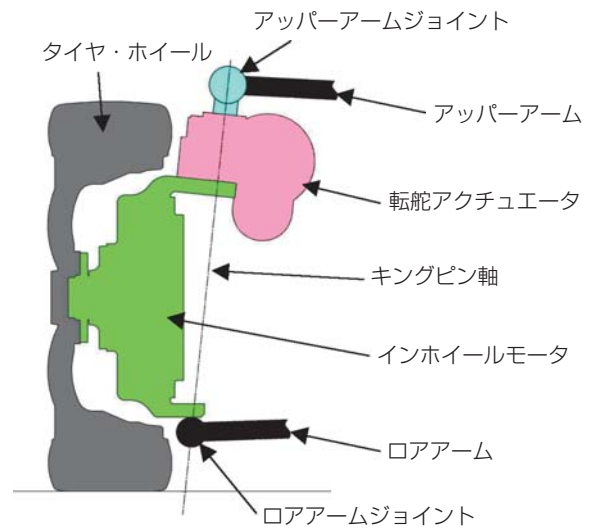


図3 足周りレイアウト
Layout of suspension

モータ，さらにはインホイールモータに連結されたホイールが転舵する。

3.3 キングピンオフセット

キングピンオフセットの説明図を図4に示す。キングピンオフセットとは，キングピン軸と地面の交点とタイヤ接地面中心点間の距離を指す。操舵輪のキングピンオフセットは，極力小さく設定するのが一般的であり，直進安定性や必要操舵力などの兼ね合いから総合的に決定されている。キングピンオフセットを小さくするには，ロアアームのジョイント部をホイール内側に収めなくてはならない。

しかしながら，本試験車両の転舵範囲は120度を超えるため，ロアアームジョイント位置は大きな制約

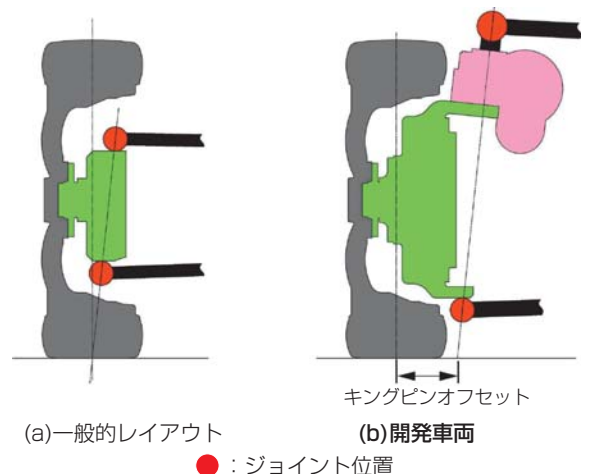


図4 キングピンオフセットとジョイント位置
Kingpin offset and joint position

を受ける。例えば、モータ外径とホイール内径のクリアランスが小さい場合、キングピンオフセットを小さくすることを目的としてロアアームジョイント位置をホイール内最下部に収めると、広角転舵した場合にロアアームとホイール内径が干渉する恐れが生じる。

本試験車両では、広角転舵時にロアアームとホイールが干渉することを避けるため、ロアアームジョイントをホイール外（車両内側）に配置した。この配置により増加するキングピンオフセットは転舵トルクの増加の一因となるが、その影響はブレーキを掛けた状態での据え切りの場合に特に顕著となる。したがって、本車両では、広角に転舵する際はブレーキを掛けずにタイヤをフリーにすることで、転舵トルクの増加を回避した。

3.4 インホイールモータユニット

駆動輪にはモータ、減速機およびハブで構成されるインホイールモータを適用している。インホイールモータは、14インチ以上のホイールへの適用を条件に、モータ外径よりも軸方向寸法の低減を重視した設計を行っている。

3.5 転舵アクチュエータ

転舵アクチュエータの構造を図5に示す。転舵アクチュエータにより、モータ出力をウォームギヤで減速して転舵トルクが発生する。ウォームホイールの軸をキングピン軸の一部としており、ウォームホイールは、

アッパーアームジョイントを支点にした揺動のみが自在となるようアッパーアームに取り付けられる。この構成により、ウォームホイールの回転は拘束されるため、転舵アクチュエータに内蔵されるモータの回転に伴い、ウォームからモータを含むハウジングおよび連結されたインホイールモータが、キングピン軸周りを回転する。

4. モード運転制御

本試験車両では、四輪の転舵機構は機械的に独立しており、電気信号で制御されるステアバイワイヤにより四輪が操舵される。

四輪すべてにインホイールモータを配した場合の制御関連の基本構成を図6に示す。車両はビークルコントロールユニット（VCU）により統合制御され、「通常走行モード」「その場回転モード」「横方向移動モード」の三種類の走行モードに応じて、インホイールモータおよび転舵アクチュエータを協調制御する。VCUは運転者が選択する走行モードならびに運転者より与えられるアクセルストロークなどからなる走行指令に応じ、個々のインホイールモータに要求する駆動力および回転方向の指令をインバータに与え、インバータはその指令に基づき、必要な交流出力を生成する。また、VCUからの転舵指令に応じ、転舵ドライバは目標転舵角が得られるよう転舵アクチュエータを制御する。

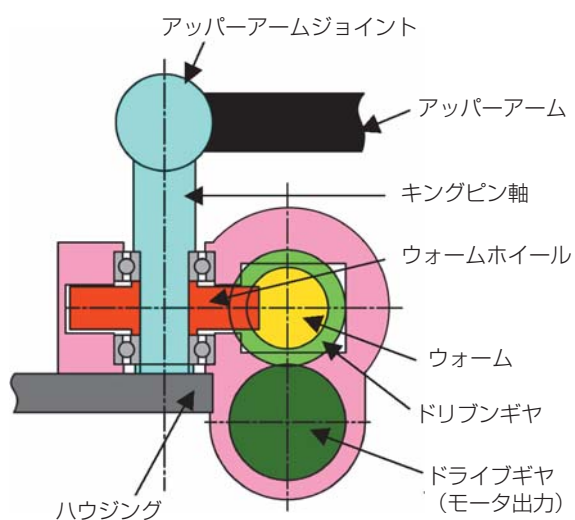


図5 転舵アクチュエータ
Structure of the steering actuator

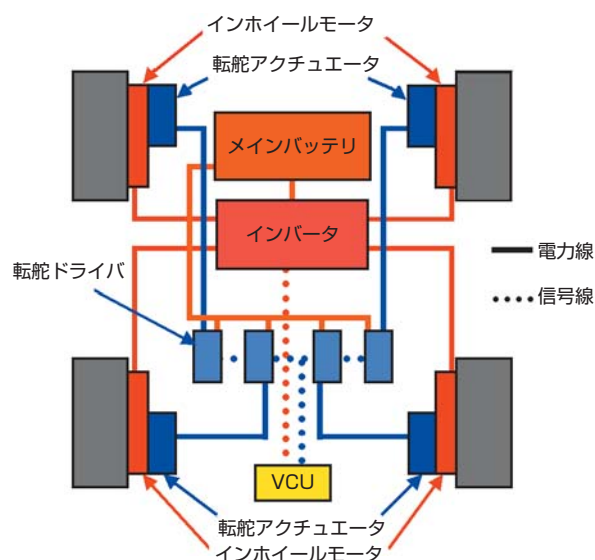


図6 制御構成図
Control system configuration diagram

4.1 駆動輪の制御

「通常走行モード」で前進（または後退）する際、左右の駆動輪は一般的な車両の駆動輪と同様に車両を前進方向（または後進方向）に駆動する。これに対して「その場回転モード」と「横方向移動モード」の際、表1に示す各走行モードに応じた方向に駆動する。

4.2 転舵制御

本車両の操舵系は四輪ステアバイワイヤの構成としており、各輪を任意に転舵可能であるが、「通常走行モード」では、一般的な車両と同様に操舵入力に応じて前輪のみを転舵させる。ただし、前後輪を逆位相に転舵させることで回転半径を小さくすることも可能である。また、レーンチェンジなどの状況において、前後輪を同位相方向へ転舵させることで、車両のヨーイングを減らし走行安定性を向上させることも可能である。

これに対し、「その場回転モード」の際は、モード切り替え指令により四輪とも車軸を車両の回転中心方向に向くよう転舵させる。また、「横方向移動モード」の際には、「その場回転モード」時からさらに舵角を

増加して、四輪とも90度まで転舵させる。

「その場回転モード」および「横方向移動モード」での試験車両の後輪の転舵状態を、それぞれ図7および図8に示す。前輪についても同様な転舵が可能であり、限られた車両スペース内で、四輪全てを90度以上転舵させることが可能である。

5. 二人乗り電動モビリティ

本稿で述べた車両コンセプトを具現化した車両デザインの一例を図9に、主要諸元を表2に示す。インホイールモータを四輪に搭載し、四輪駆動かつ四輪独立広角転舵としている。また、試験車両のレイアウトを踏襲し、バッテリーやインバータはフロア下に搭載することで、車両重心を低くして走行安定性を向上させるとともに、二名の乗員のスペースを確保する設計とした。



図7 その場回転モードの転舵状態
Steering state in Pivot Turn mode



図8 横方向移動モードの転舵状態
Steering state in Lateral Move mode



図9 二人乗り電動モビリティ
Two-seat Electric Mobility

表2 車両主要諸元
Main specifications of the vehicle

バッテリー	DC 96 V (インホイールモータ・転舵アクチュエータ兼用)	
インホイールモータ	最大出力/輪	2 kW
	駆動輪	4輪駆動
転舵システム	4輪独立広角転舵機構	
冷却方式	インホイールモータ	空冷
	インバータ	水冷
乗車定員	2名	

6. おわりに

コンパクトな車体にインホイールモータを用いた四輪広角転舵機構を搭載し、「その場回転」と「横方向移動」が可能な「二人乗り電動モビリティ」を製作した。

占有スペースの小さい転舵アクチュエータをそれぞれの車輪に搭載することにより、限られた車両スペースの中で四輪全てを90度以上転舵可能となった。

今後はこの試験車両を用いてEVシステムの機能確認を行う計画である。

参考文献

- 1) (社)自動車技術会：ハイブリッド車・燃料電池車・電気自動車，自動車技術，Vol.61，No.8，2007，84-89.
- 2) 布垣ほか：トヨタのパーソナルモビリティ・デザイン，自動車技術，Vol.64，No.6，2010，56-59.
- 3) 牧山ほか：第41回東京モーターショー ～ゼロ・エミッション・モビリティに向けて～，日産技報，No.66，2010，73-81.
- 4) M. Nishiyama：Development of the electric commuter model EC-03，1st International Electric Vehicle Technology Conference 2011 (EVTec'11)，No. 20117222，2011
- 5) 福井ほか：第40回東京モーターショー，日産技報，No.62，2008，66-75.
- 6) 鈴木ほか：インホイールモータユニットの開発，NTN TECHNICAL REVIEW，75(2007) 46-52.
- 7) 茂木ほか：トー角制御機構を備えたステアバイワイヤ操舵システムの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 146-11-257，2011

執筆者近影



山形 哲
EVシステム事業部
駆動システム技術部



石川 愛子
EVシステム事業部
駆動システム技術部



伊桐 千浪
EVシステム事業部
駆動システム技術部



後藤 知美
EVシステム事業部
駆動システム技術部



堺 香代
EVシステム事業部
駆動システム技術部



武川 起子
EVシステム事業部
駆動システム技術部



友田 香織
EVシステム事業部
駆動システム技術部



松岡 大輔
EVシステム事業部
制御システム技術部

青い地球と、ベアリング。

ベアリングは、あらゆる機械の回転部分において、エネルギー損失を低減する「エコ部品」。

地球環境との共生のために。

私たちは未来に向けた「もの遣り」の可能性を追求し続けます。

高負荷・低トルク

クルマの軽量化・コンパクト化

燃費の向上

環境保護

「NTNブルー」は「エコロジー・ブルー」

NTN[®]

ベアリングのことなら

高剛性・超低トルク円すいころ輪受
外形:85mm

多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング Multi Axis Load Sensor Integrated Hub Bearing

西川 健太郎* Kentarou NISHIKAWA



自動車は、安全性を確保するため、高度な車両制御システムを有しており、車両状態の把握と制御のため、各種センサが搭載されている。しかし、車体上に搭載されるヨーレートセンサや加速度センサは、車体の姿勢が変動してから検知を開始するため、制御に遅れが生じる。本稿では、車両制御の高度化を視野に入れ、路面に近い位置でリアルタイムにタイヤの摩擦力の変化を検知できる「多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング」を紹介する。

In the car, an advanced vehicle control system is possessed to ensure safety, and various sensors are installed in vehicle to sense and control vehicle conditions.

However, the responses of control in case with conventional yaw- and G-sensors installed on vehicle are supposed to be delayed, because they begin to detect after changing vehicle posture.

For further upgrading of the vehicle control, this "Multi Axis Load Sensor Integrated Hub Bearing" has been developed, which could detect the frictional force change of tire at the position near road surface in real time.

1. まえがき

自動車は、安全性を確保するため、高度な車両制御システムを有しており、車両状態の推定と制御のため、各種センサが搭載されている。この制御システムは、車体上に搭載されたヨーレートセンサや加速度センサおよび車軸側に搭載された速度センサ（ABSセンサ）や舵角センサなどの信号を統合して車両の状態を推定しているが、車体上のセンサは、車体の姿勢が変動してから検知を開始するため、制御に遅れが生じる¹⁾。

車両制御の更なる高度化には、より路面に近い位置でリアルタイムにタイヤ接地面と路面との摩擦力を検知し、接地状態を素早く正確に把握することが有効と考えられる。本稿ではこの問題を解決するために開発した「多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング」について紹介する。

2. 開発コンセプトおよび構造

2.1 開発コンセプト

自動車の安全を確保する方法として、異常事態の前兆を捉えて危険を回避するアクティブセーフティーと、衝突などが発生した際に人体を保護するパッシブセーフティーがある。前者はABS（アンチロックブレーキ）、ESC（横滑り防止装置）などが代表的であり、後者はシートベルトやエアバックなどが挙げられる。筆者らはアクティブセーフティーの機能向上に着目し、路面により近いハブベアリングに搭載したセンサからタイヤの摩擦力の変化を検知することを本開発のコンセプトとした。アクティブセーフティーに利用される車両情報について表1に示す。

2.2 構造

図1に本開発品の外観を示す。開発品は、図2に示すように歪検出センサをハブベアリングの固定輪である外輪に取り付けることにより、車両走行時に外輪に

*自動車事業本部 アクスルユニット技術部

発生する歪をセンサが検知し、サスペンションの影響を受けずに路面とタイヤとの間に作用する前後力 (Fx)、横力 (Fy)、上下力 (Fz) を検出可能とした。荷重が負荷されるとハブベアリングの外輪に微小な変形が生じるが、荷重の方向によって変形の仕方が異なる。3方向荷重は、この微小な変形を上下左右4箇所

のセンサで検知し、その信号を演算することで算出される。また、荷重による外輪変形を検知しているため、

2.3 荷重センサ内蔵ハブベアリングの軸受形式

図3に荷重センサ内蔵ハブベアリングの軸受形式を示す。本荷重センサは、内輪回転タイプの2世代および3世代の固定側フランジ付き軸受外輪に取り付けて荷重を検知する。

表1 アクティブセーフティーに利用される車両情報
Vehicle information for applying active safety

項目	センサ	搭載場所	変化検知 応答性
車輪速検知	ABS(車輪速)センサ	ハブベアリング部(車軸部)	リアルタイム
ステアリング舵角検知	角度センサ	ステアリング部	リアルタイム
角速度検知	ヨーレートセンサ	車両上(ばね上)	微小な遅れ
加速度検知	Gセンサ	車両上(ばね上)	微小な遅れ
タイヤ荷重(μ 変化)検知	多軸荷重センサ	ハブベアリング部(ばね下)	リアルタイム



図1 荷重センサ内蔵ハブベアリング (カットモデル)
Load sensor integrated hub bearing

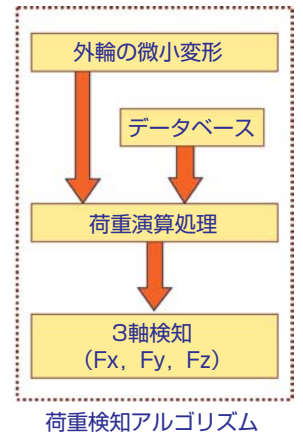
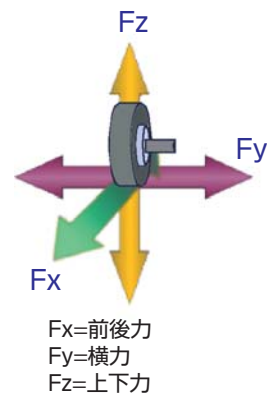


図2 検出荷重
Detection load

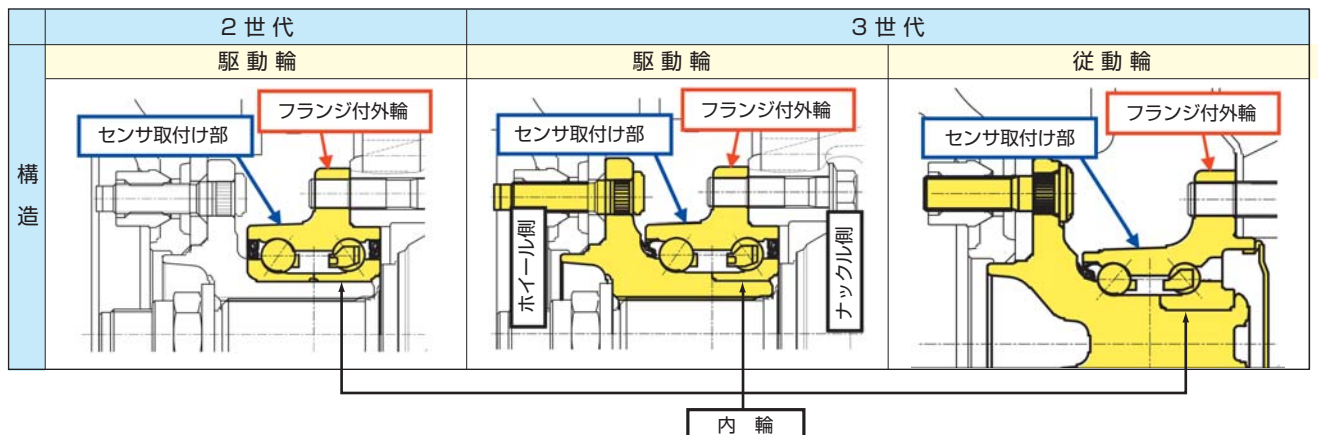


図3 荷重センサ内蔵ハブベアリングの軸受形式
Bearing type installed load sensor

3. 荷重検知アルゴリズム

3.1 歪検出方法

外輪に荷重が負荷された場合、外輪の任意位置の歪は外部荷重の大きさに応じて変動するが、加えて転動体の通過の影響も受ける。軸受が外部荷重を受けかつ、回転している場合の歪は、転動体の通過に伴い変動し、転動体が任意の検出部上を通過する瞬間に最大となり、同検出部が転走する前後2個の転動体の中間部に位置する時に最小となる(図4)。つまり、外部荷重が同じであっても、歪検出部と転動体との位置関係により、歪の大きさは異なる。

上述から理解されるように、一定荷重を受けた際の任意の検出部における歪は、外部荷重による一定成分と転動体の通過に伴う変動成分とで構成され、これらが加算されたものである(図5)。なお、外部荷重による歪については、外輪外周部で軸方向位置に関係なく検出可能であるが、転動体の位置や通過の影響による歪の変動は、直下に転走面のある位置から軸方向に離れた箇所や円周上の非負荷側では、ほとんど検出されなくなる。また、これら2種類の歪は負荷される

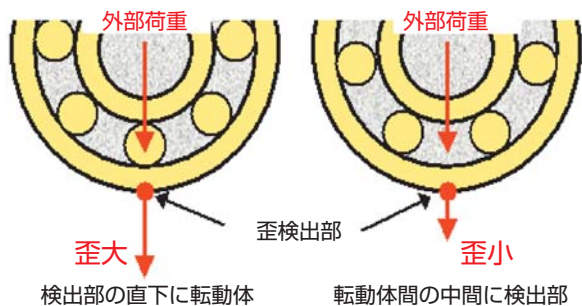


図4 転動体の影響
Influence of ball position

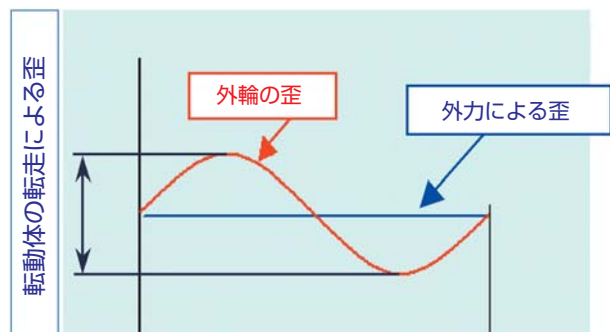


図5 外輪に発生する歪
Strain caused in outer ring

荷重の大きさや方向によってそれぞれ異なる特性を示す。

従って、外輪外周面の複数位置にこれら2つの歪が検出可能となるようセンサを取り付けることにより、精度良く荷重を推定することが可能となる。

3.2 センサ形状と信号処理方法

外輪の微小変形を増幅するために、歪センサを外輪に対して十分薄い板状とし、さらに歪検出部にくびれを設けている(図6)。また、外輪外周面のこのセンサを取り付ける面にも切欠き溝を設けることによって、同部分の変形を歪検出部に集中させ、感度を増幅させている。

3.1項で述べた通り、歪センサは転動体の転走による歪も検出しているため、一定荷重が外輪に負荷された場合においても、転動体の位置によってセンサ出力に変動が生じる。例えば、軸受が回転している場合は、転動体の通過による1周期分の歪変動を演算処理して、外部荷重の大きさに応じた歪(外力による歪)を算出することが可能であるが、軸受が停止している状態では、通常1個の歪素子で検知された歪量から、外力による歪成分を分離させることができない。そこで、筆者らは図6および図7に示すように、1つの歪センサに2つの検出部を設ける構造とした。この検出部を転動体ピッチの1/2ピッチとし、両者の出力を加算することによって、転動体の位置に依存する出力変動を相殺することが可能となり、外部センサなどを利用せずにタイヤ静止時の荷重を推定することを可能とした。

3.3 荷重推定方法

予め台上試験や実車走行試験において想定される車両走行条件でのセンサ出力と入力荷重を測定し、荷重推定マトリクスのデータベースを作成する。マトリクス演算に関しては、入力条件を単純なセンサ出力とするのではなく、センサ出力から推定した様々な走行条件で各種の場合分けや組み合わせを行っている。このようなNTN独自の計算手法を用いて従来方式より高精度で応答性に優れた荷重推定を可能にしている。

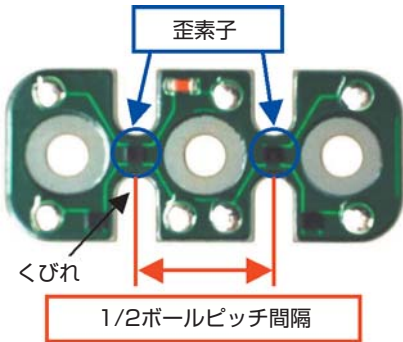


図6 歪センサ
Strain sensor

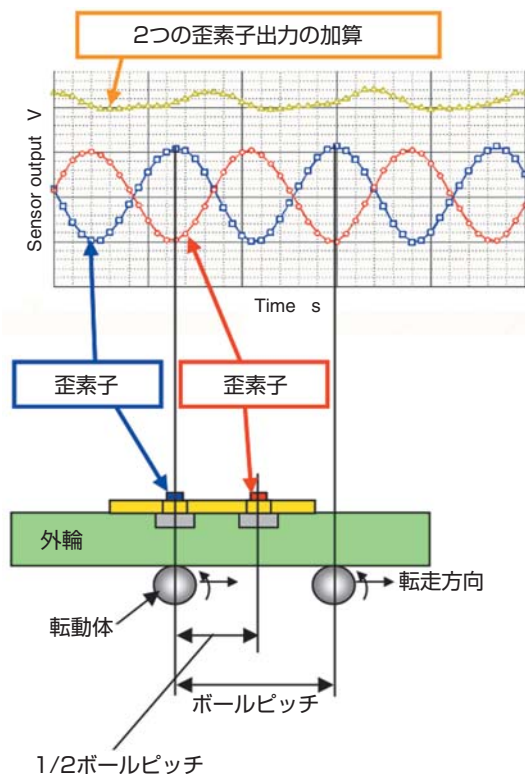


図7 信号処理方法
Signal processing method

4. 実車評価結果

4.1 試験条件

試験車両の4輪全てに多軸荷重センサ内蔵H/Bを搭載して実車走行試験を実施し、荷重検出精度と応答性を評価した。前者では、タイヤに取り付けた六分力計の出力をタイヤ路面荷重として、六分力計と多軸荷重センサとの出力を比較した。一方、後者では、車体上に搭載されたヨーレートセンサと多軸荷重センサとの出力を比較した。表2に試験車両に搭載したセンサ仕様を示す。

表2 センサ仕様
Specification of load sensor

項目	数値	
検出荷重	前後力：Fx	
	横力：Fy	
	上下力：Fz	
検出荷重範囲	Fx	±10kN
	Fy	-4kN～10kN
	Fz	0～10kN
目標推定精度	Fx	±5%FS(±1kN)
	Fy	±5%FS(±0.7kN)
	Fz	±5%FS(±0.5kN)
サンプリング周波数	300Hz	
応答性	30ms以下	
精度比較対象	六分力計	

※ FS：フルスケール

4.2 荷重検出精度の評価

スラローム、レーンチェンジ、急加減速などの実車走行試験を実施し、各走行モードでの荷重検出精度を確認した。代表例として、スラロームとレーンチェンジの走行試験結果を図8、9に示す。このグラフは六分力計および多軸荷重センサの出力変動を示しており、各時間において、六分力計の出力に対する多軸荷重センサの出力誤差を検証した。

図8に示すスラローム試験では、Fx、Fy、Fzの3方向荷重ともに、六分力計との誤差が目標の±5%FSの範囲に入っている。

図9に示す急加速およびレーンチェンジ試験では、3方向荷重ともに、多軸荷重センサの出力は六分力計の出力と同様の変化を示しており、急加減速や急ハンドルのような急激な荷重変動に対しても追従可能であることを実証した。

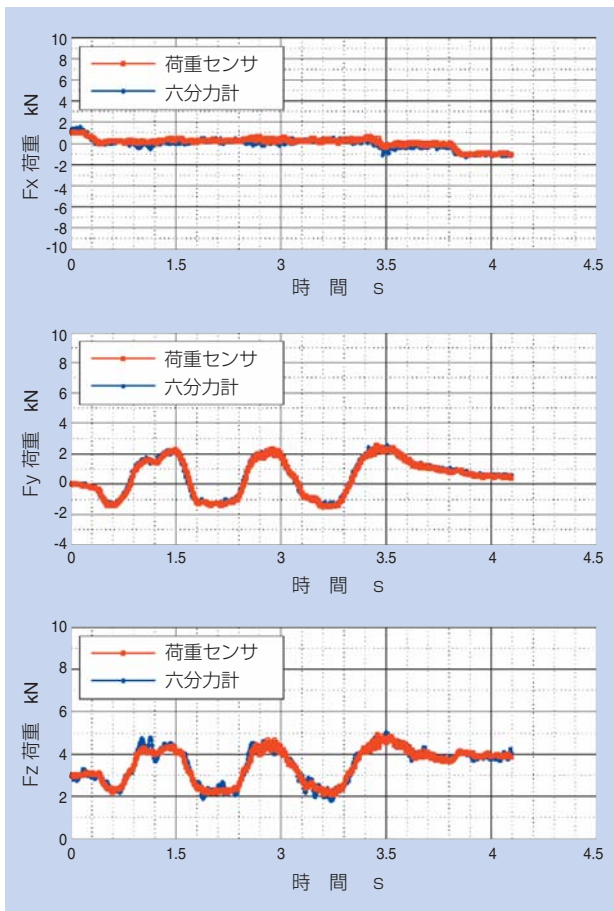


図8 スラローム試験結果
Result of the slalom test

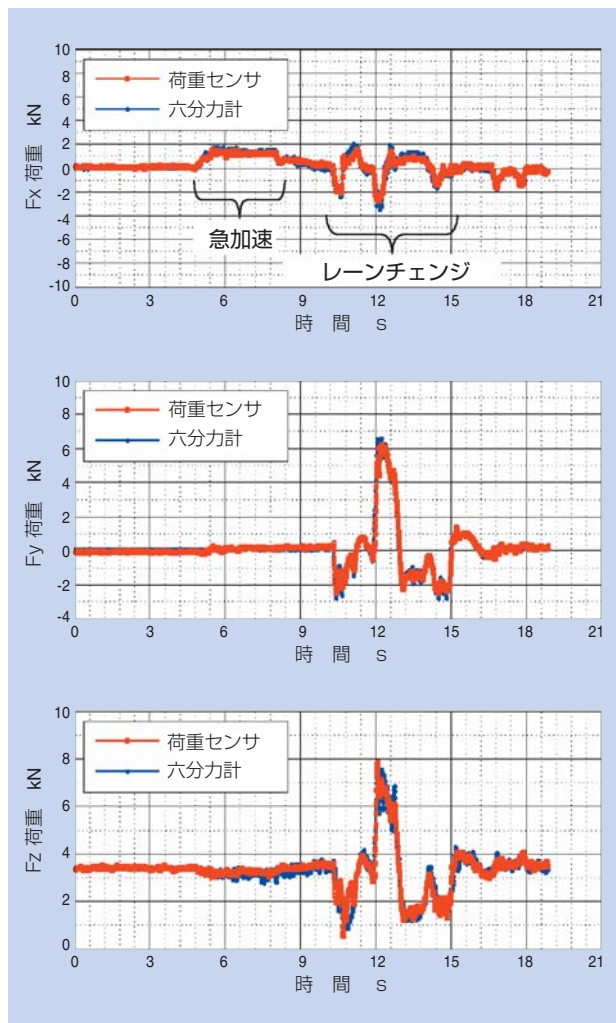


図9 急加速とレーンチェンジ試験結果
Result of lane change and acceleration/deceleration

4.3 応答性の評価

前項では、タイヤホイールに取り付けた六分力計に対して、荷重検出精度の検証と荷重変動の追従性を確認した。ここでは、車体上に搭載したヨーレートセンサと多軸荷重センサの出力を比較し、応答性を検証した。図10のグラフは、直進状態からハンドルを切った際のヨーレートセンサと多軸荷重センサの出力を示している。ヨーレートセンサの反応に対して、多軸荷重センサが約100ms早く反応していることが分かる。この差はタイヤに横力が発生してからばね上に設置されたヨーレートセンサが反応するまでの時間と推定され、時速100kmで走行していると仮定した場合に約3mの空走距離に相当する。

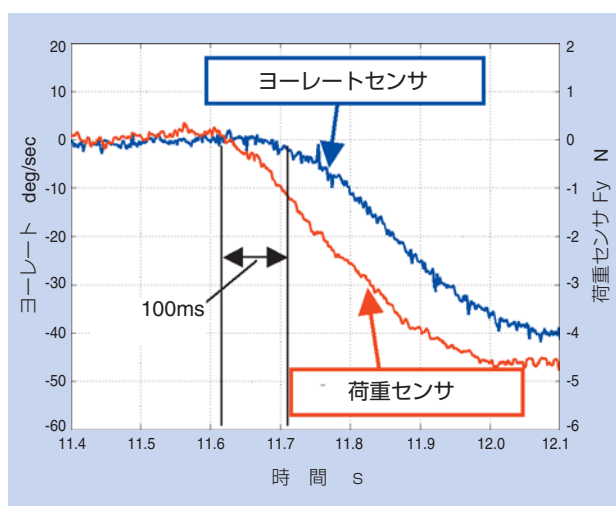


図10 応答性比較
Comparison of responses

以上の結果から、多軸荷重センサを使いタイヤと路面間との状態を推定することによって、危険回避運転時などの走行安定性を確保し、また、運転者が感じる前に車体の挙動を制御することで乗り心地を改善するなどの有効な車両情報を提供できると考える。

5. あとがき

車両制御の高度化を視野に入れ、路面に近い位置でリアルタイムにタイヤの摩擦力の変化を検知できる「多軸荷重センサ内蔵ハブベアリング」を開発した。

今回の実車試験において、六分力計と同等の出力が得られ、さらに、ヨーレートセンサなどのばね上に搭載されたセンサに対して応答性に優れることが確認できた。今後の開発では、荷重センサ単独もしくは、「高分解能センサ²⁾」などを併用したインテリジェントコーナモジュールを利用した車両制御の可能性を追求し、更なる車両走行安定性への適用を検討する。

参考文献

- 1) 乗松孝幸, 西川健太郎, 多軸荷重センサ内蔵ハブベアリングの開発, 自動車技術 No.64, (社)自動車技術会, p104-105, 2010
- 2) 乗松孝幸, センサ付きハブベアリングの技術動向, 月刊トライボロジー No.280, 新樹社, p.42-43, 2010

執筆者近影



西川 健太郎

自動車事業本部
アクスルユニット技術部

過酷環境対応ハブベアリング Hub Bearing for Severe Environment

柴田 靖史* Yasushi SHIBATA



新興市場における自動車需要の増加に伴い、未舗装などの悪路や寒冷地といった厳しい環境下で走行するケースが増えている。
本稿では、これらの過酷環境に対応した「過酷環境対応ハブベアリング」を紹介する。

With increase of automobile demand in the emerging market, cars driven in severe environment such as non-paved road or cold and snowfall whether are increasing in number.
Hub-bearing applicable to such a severe condition is introduced in this report.

1. まえがき

近年、新興市場における自動車需要の増加に伴い、未舗装などの悪路での走行が増えており、ハブベアリングには更なる耐泥水性や耐荷重性の向上が要求される。

また、寒冷地での車両の長距離貨車輸送においては、レール間の継目を鉄道車両が通過する際の振動に起因したハブベアリングの軌道面の微小摩耗（以下フレット磨耗）により、異音や早期損傷が懸念される。

本稿では、上記の課題を解消し、自動車の信頼性向上に寄与する「過酷環境対応ハブベアリング」を紹介する。

2. 開発コンセプトと構造

ハブベアリングにおける過酷環境とは、

- 泥水のかかる頻度増による軸受内への泥水浸入
- 悪路走行や過積載による軸受への過大荷重
- 寒冷地域での長距離貨車輸送によるフレット磨耗

が考えられる。

これらの環境下でも、本来のベアリング寿命を低下させることなく使用できることをコンセプトに次の開

発を行った。

- 耐泥水性を向上させたシールの開発
- 耐荷重性(耐圧痕性)を向上させた内部構造の開発
- 耐フレット性を向上させたグリースの開発

図1に開発対象としたハブベアリングの構造例を示す。

なお、軸受寿命やトルクは従来品と同等の性能を有している。

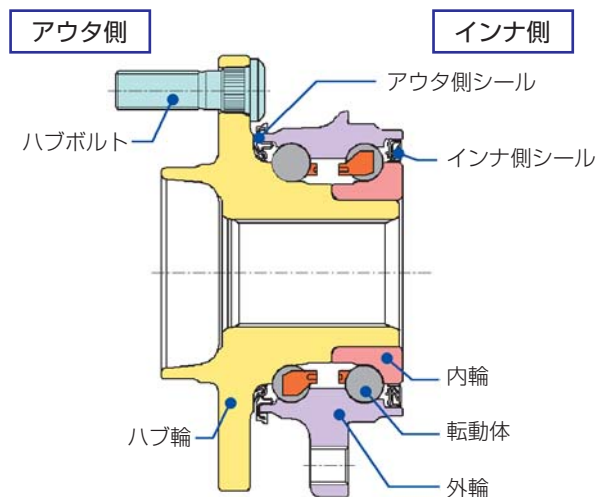


図1 ハブベアリングの構造例
Structure example of hub bearing

*自動車事業本部 アクスルユニット技術部

3. 開発仕様

3.1 耐泥水性向上

図1に示すように、ハブベアリングのシールはインナ側とアウト側で異なった構造となっているため、それぞれに適した構造を採用した。

(1) インナ側シール

図2に示すように、従来のシール構造は、外部からの泥水の浸入を抑えるサイドリップとラジアルリップA、内部に封入したグリースの漏洩を抑えるラジアルリップBで構成されていた。

本開発品では、図3に示すように、耐泥水性を向上させるため、従来のラジアルリップAを廃止して、サイドリップBを追加すると共にシールリップとスリングの接触幅と面圧を最適化した。

(2) アウタ側シール

図4に示すように、従来のシール構造は、外部からの泥水の浸入を抑えるサイドリップと中間リップ、及びグリースの漏洩を抑えるラジアルリップで構成されていた。

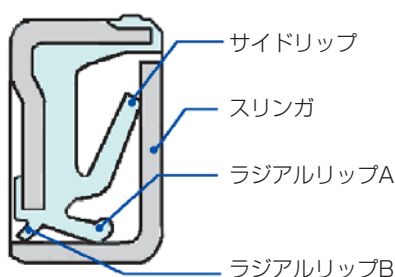


図2 従来品のインナ側シール構造
Structure of conventional inner seal

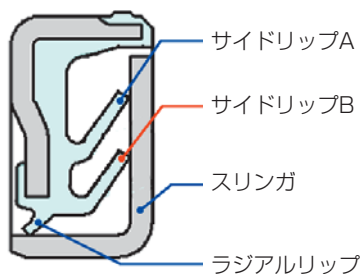


図3 開発品のインナ側シール構造
Structure of developed inner seal

本開発品では、図5に示すように、耐泥水性を向上させるため、インナ側シール同様にシールリップとハブ輪の接触幅と面圧を最適化するとともに、外輪を伝ってシール部に浸入する泥水を排除する堰を設けた。

3.2 耐荷重性向上

未舗装路をタイヤが通過したり、縁石へ乗り上げた時には、瞬間的に大きな荷重がハブベアリングに負荷される。大きな荷重が負荷された場合、図6に示すように、軌道面と転動体の接触面が軌道面肩部に移動し、転動体が軌道面肩部に乗り上げ、軌道面肩部に応力が集中することで、圧痕が発生しやすくなる。

その結果、図7に示すように、圧痕の上を転動体が通過することで異音、振動の発生に繋がる。

圧痕の発生を抑制するため、図8に示すように、従来の軌道面肩部から接線方向にストレート部を追加し、軌道面肩部を高くした。これにより、転動体の肩乗り上げを低減し、肩部の応力集中の緩和を図った。

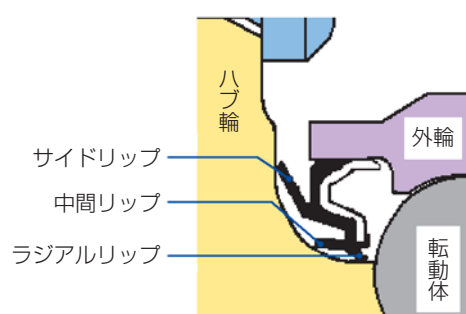


図4 従来品のアウタ側シール構造
Structure of conventional outer seal

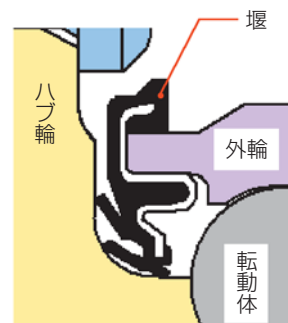


図5 開発品のアウタ側シール構造
Structure of developed outer seal

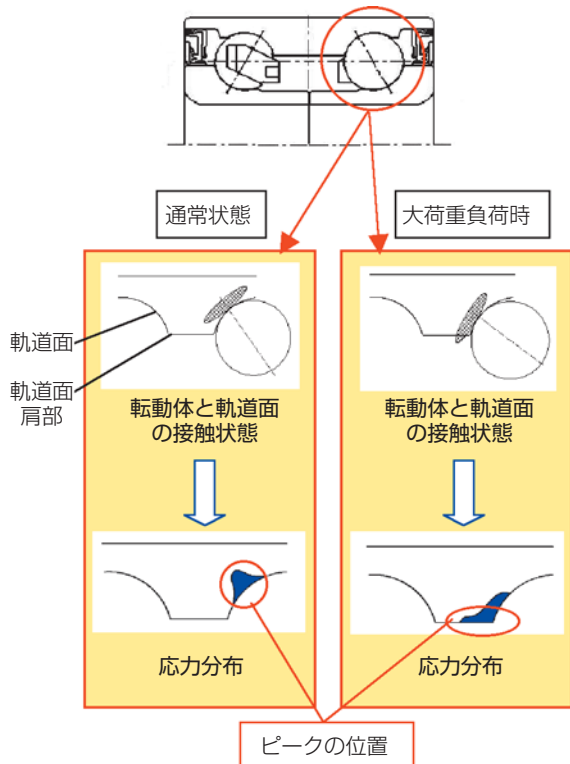


図6 軌道面肩部の様子
State of raceway edge

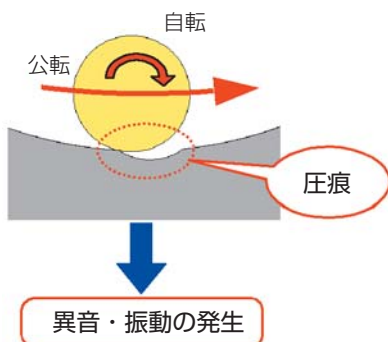


図7 異音・振動発生メカニズム
Mechanism of noise and vibration

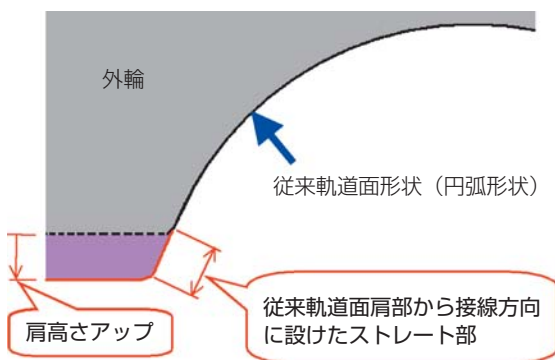


図8 新軌道面形状
New raceway design

3.3 耐フレットング性向上グリース

長距離貨車輸送時の振動により、図9に示すように、軌道面と転動体間に微小揺動が生じ、フレットング摩耗が発生することがある。

微小揺動では軌道面と転動体間にあるグリースが排出され、金属接触が発生し、フレットング摩耗が生じる。特に低温環境下では、グリースが更に流動し難くなるため、フレットング摩耗の発生が顕著になる。

そこで、グリースの添加剤を改良し、油膜に加え、反応膜を軌道面と転動体間に生成させることで、金属接触を抑制する対策を行った。

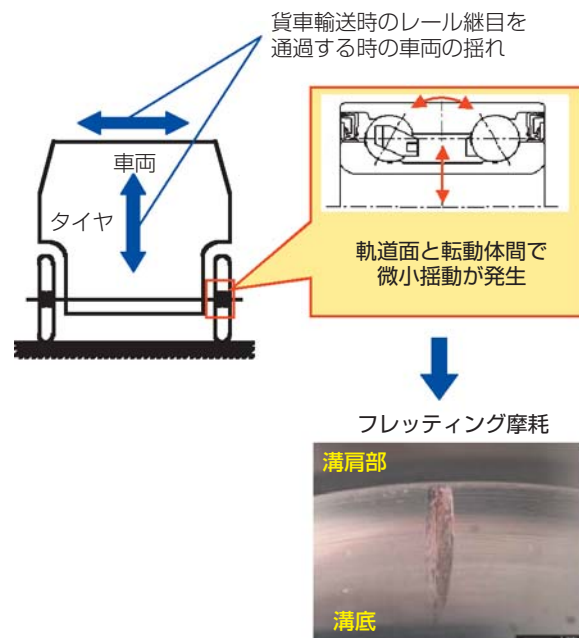


図9 フレットング摩耗の発生メカニズム
Mechanism of fretting wear

4. 評価試験

これまでに述べた「過酷環境対応ハブベアリング」の耐泥水性、耐荷重性、耐フレットング性を評価するために下記①～③の台上評価試験を行い、その効果を確認した。

- ① 耐泥水性：シール耐泥水試験
- ② 耐荷重性（耐圧痕性）：静的な大荷重負荷試験
- ③ 耐フレットング性：開発グリースのフレットング摩耗試験

4.1 耐泥水性

耐泥水性の評価は、シーリングを軸心まで泥水に浸漬させた状態で、運転と停止を繰り返す条件で行った。

なお、耐泥水性は泥水がリップを通過した時点での運転サイクル数で判定した。

図10に示すように、本開発シーリングはインナ側シーリングとアウト側シーリング共に従来品の2倍の耐泥水性であることが確認できた。

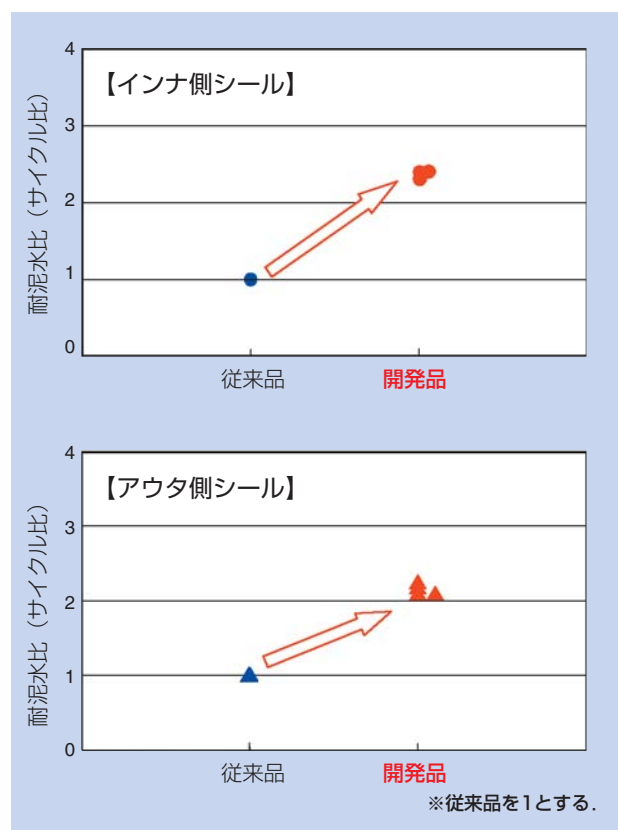


図10 泥水試験結果
Mad water sully test result

4.2 耐荷重性

ハブベアリングの耐荷重性(耐圧痕性)を確認するため、縁石への側面衝突を想定した回転加速度2Gを超える荷重を静的に負荷して、応力分布解析および圧痕試験を行った。

図11に示すように、新軌道面形状の採用で、肩部に発生する応力が緩和されることを、解析により確認した。

また、圧痕試験の結果、図12に示すように、新軌道面形状における軌道面肩部の圧痕深さは、従来形状に対して約1/4に低減することを確認した。

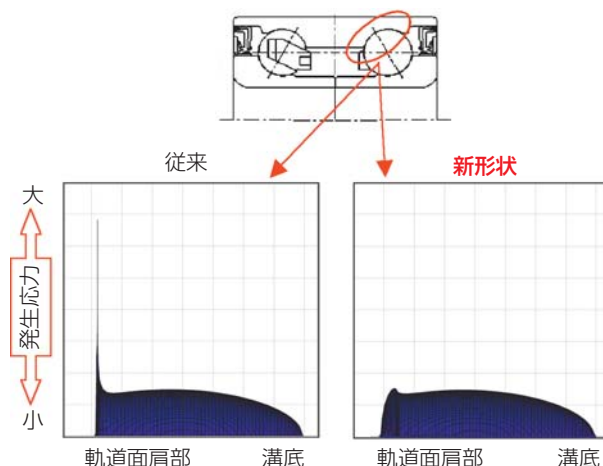


図11 軌道面の応力分布解析結果
Stress distribution analysis result of raceway

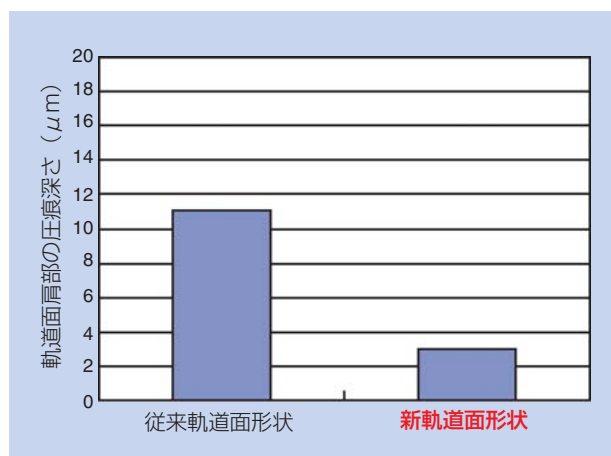


図12 圧痕試験結果の一例
Result of dent test

4.3 耐フレットング性

鉄道による車両輸送時に発生する振動を想定し、ハブベアリングに、横方向荷重および縦方向荷重を交番で繰返し負荷するフレットング摩耗試験を行った。

図13に示すように、従来グリースでは、常温に比べて低温環境下での軌道面フレットング摩耗深さが10倍以上大きくなった。一方、開発グリースでは添加剤により鋼球と軌道面間に反応膜を生成させることで、低温環境下でもフレットング摩耗は常温と同レベルであった。

なお、耐フレットング性以外のグリースに求められる軸受寿命、高速耐久性、回転トルクなどの特性についても試験を行い、従来グリースと同等以上の性能を有することを確認した。

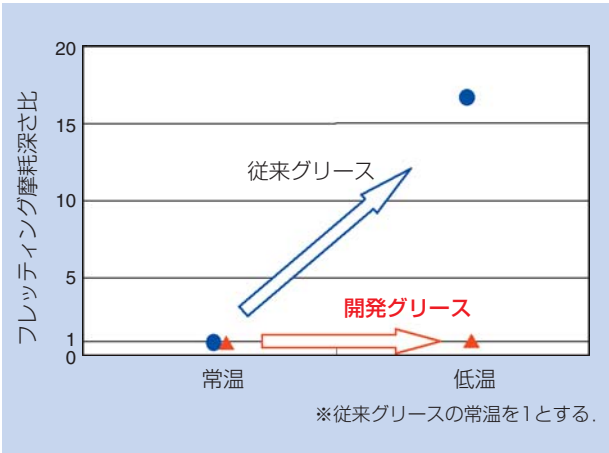


図13 フレット磨耗試験結果
Fretting wear test result

5. あとがき

新興市場における悪路走行や寒冷地輸送など過酷環境下での使用に対応可能な耐泥水性，耐荷重性(耐圧痕性)，低温環境下での耐フレット性を向上させた「過酷環境対応ハブベアリング」を開発した。

新興市場の自動車需要拡大に伴い，さらに厳しい環境下での使用が想定されるため，本稿で紹介した技術の改善を継続していく。

参考文献

- 1) 柴田清武，乗松孝幸，NTN TECHNICAL REVIEW No.75 (2007) p31
- 2) Nagatani, H. and Imou, A.
"Contact Pressure and Shear Stress Analysis on Conforming Contact Problem",
Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol. 2 (2008), No. 6, pp.1055-1066,

執筆者近影



柴田 靖史

自動車事業本部
アクスルユニット技術部

後輪駆動車専用 軽量・高効率ドライブシャフト Light Weight and High Efficiency Drive Shaft for Rear Wheel Drive Cars



杉山 達朗* Tatsuro SUGIYAMA
浅野 祐一* Yuichi ASANO

主に高級車に採用される後輪駆動車（FR車）用に従来品より16%軽量化、トルク損失率を40%低減した「後輪駆動車専用の軽量・高効率ドライブシャフト」を開発した。

“Light and high efficiency drive shaft exclusively for rear wheel drive cars” which is reduced mass by 16% and reduced torque loss rate by 40% in comparison with the conventional product, mainly used for rear wheel drive (FR) luxury cars, has been developed.

1. まえがき

自動車用ドライブシャフトとして使用される等速ジョイント（以下CVJと記す）は、[図1](#)に示すように前輪駆動車（FF車）では、タイヤ側に作動角が大きくとれる固定式CVJ（NTN「EBJ」など）、エンジン側に軸方向にスライド可能な摺動（しゅうどう）式CVJ（NTN「ETJ」など）が使用されている。

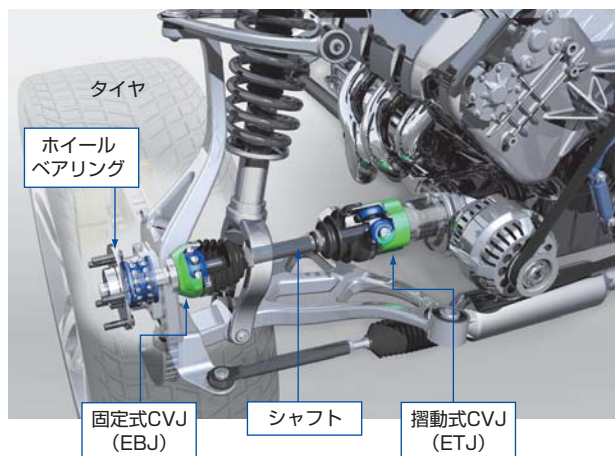


図1 FF車用ドライブシャフトの構造例
Construction of driveshaft for FF cars

一方、後輪駆動車（FR車）では、タイヤ側CVJも大きな作動角をとる必要がないことから、固定式と摺動式の取付けが組み付け作業上FF車用と逆になるものや、両側摺動式のドライブシャフトも適用されている。

近年、エンジン排気量の大きな高級車向け駆動系部品についても環境に配慮し、燃料消費率の低減を目的に小型、軽量化や高効率化が強く求められている。

一般に、FR車にはFF車用と同じ設計仕様のCVJが適用されるが、NTNでは、FR車専用の高性能なドライブシャフトを開発した。大きなサイズ（高負荷容量）を必要とする高級FR車をターゲットとし、車両の軽量化、燃料消費率低減に貢献できる小型・軽量でさらに高効率な後輪専用ドライブシャフトとした。

この後輪専用ドライブシャフトは、新たに開発した小型、軽量、かつ高効率なクロスグループ型の摺動式CVJを2個組み合わせ、それらをつなぐシャフトを軽量な中空シャフトで構成した。その構造および特長を以下に述べる。

2. 新規開発ドライブシャフトの構造

新たに開発されたドライブシャフトの構成を図2に示す。

このドライブシャフトは、従来品よりボール数を増やすことで高効率化とコンパクト化を実現したクロスグループ型摺動式CVJを両端に備え、絞り加工を行わない軽量な中空シャフトで両端のCVJをつなぐ構造としている。

CVJの車両への取り付け構造はさまざまであるが、図2はタイヤ側をスプラインを備えた軸で相手部品（ハブ）に嵌合するステム仕様、デファレンシャル側をコンパニオンフランジにボルトで締結するディスク仕様としているが、両側にステム仕様を適用することも可能である。

両端に備えられた2個のCVJは、内部構造を同一と

し、両側の摺動式CVJで軸方向の変位を吸収することが可能である。新規に開発したCVJは、従来のクロスグループ型CVJ（NTN「LJ」）に対し、ボールを小径化し、そのボール数を増やしていることが大きな特長である。このCVJによりドライブシャフトの高効率化と、コンパクト化を実現した。

このCVJは、NTNの軽量、小型、高効率ジョイントを示すEシリーズ等速ジョイントの一つとして、名称を「ELJ」とした。

また、2個の「ELJ」をつなぐ軽量中空シャフトは、内輪と大きなスプラインで接続しているため、シャフト全域にわたりほぼ同じ内・外径を有する薄肉設計が可能となり、軽量化に寄与している。標準スプライン接続の中空シャフトに必要であった端部の絞り加工を不要としている（図2および図8参照）ことが本シャフトの大きな特長である。

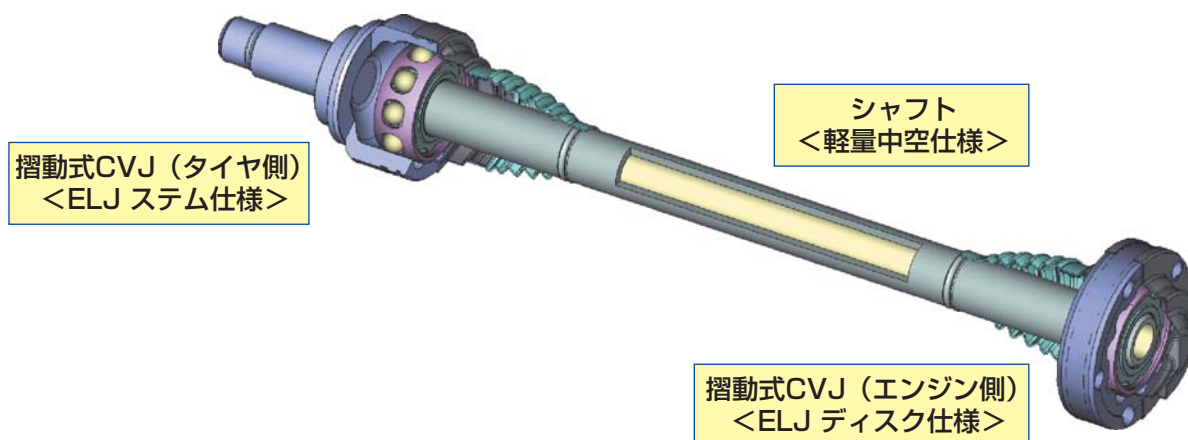


図2 FR車用ドライブシャフトの新規開発構造
Developed construction of driveshaft for FR cars

3. 高効率スライド式CVJ「ELJ」

3.1 新ジョイントの構造と特長

従来のクロスグループ型摺動式CVJ「LJ」は、内・外輪のストレートなボール転動溝6本が周方向に傾斜し、隣同士の溝は逆方向に傾斜している。（図4および図5参照）内・外輪で互いに逆方向に傾斜したボール転動溝の交点でボールを保持し、ケージによりすべてのボールを2等分面上の同一平面に配置することで等速性を備え、さらに軸方向に内輪がスライド可能なジョイントである。

図3は新たに開発したクロスグループ型CVJ「ELJ」、図4は従来品のクロスグループ型CVJ「LJ」の展開図を示している。「ELJ」は、「LJ」に対し、ボールを小径・多数個化し、かつ内・外輪のボール転動溝の傾斜角度を小さくすることで、従来品と同じ最大作動角度を確保し、小型、軽量、トルク伝達の高効率化を達成した。

クロスグループ型摺動式CVJの従来品「LJ」と開発品「ELJ」の比較を表1に示す。また、図5は、クロスグループ型CVJの特徴であるボール転動溝の傾斜角度を開発品と従来品のディスク外輪形状で示したものである。

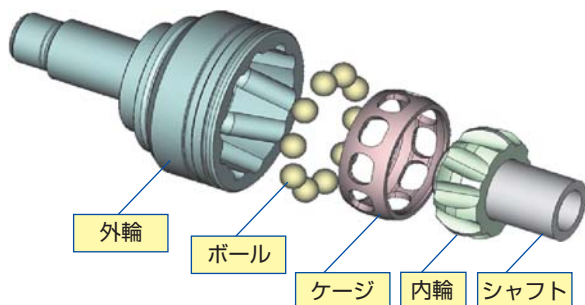


図3 開発品 クロスグループ型CVJ「ELJ」
Developed cross groove type CVJ "ELJ"

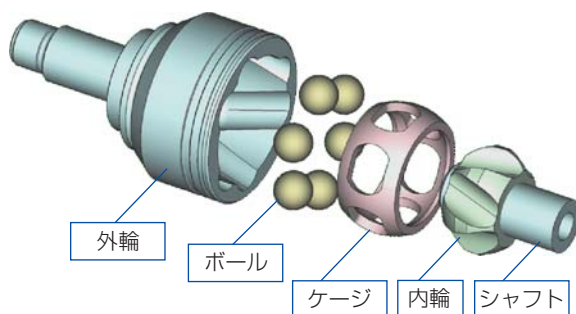


図4 従来品 クロスグループ型CVJ「LJ」
Conventional cross groove type CVJ "LJ"

表1 「ELJ」と「LJ」の比較
Characteristic comparison between "ELJ" and conventional cross groove type CVJ "LJ"

	開発品 ELJ	従来品 LJ
ボール数	10個	6個
ボール転動溝傾斜角度	小	大
最大作動角度	23deg	23deg

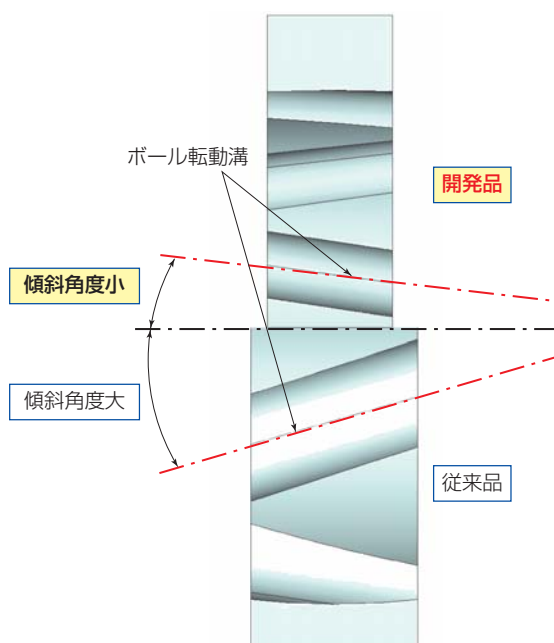


図5 ボール転動溝の傾斜角度説明図
Illustration of the cross groove

3.2 「ELJ」の小型、軽量化

「ELJ」は、前述のようにボールの小径・多数個化、ボール転動溝の傾斜角度縮小により小型化を達成した。また、ボールを小径化したことで内輪の肉厚に余裕が生じ、シャフトと接合するスプライン径を大きくすることが可能となり、さらに軸方向長さが短くなることで内輪の軽量化が図れた。

開発したステム外輪タイプELJ109（109は、NTNのドライブシャフトの呼び）の従来品との断面形状比較を図6に示す。外径で約9%の小型化とジョイントのみで約22%（2.63kg→2.05kg）の軽量化を実現した。

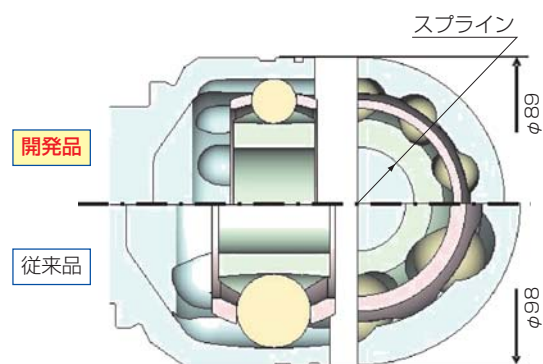


図6 ELJの断面形状比較図
Cross-section comparison between "ELJ" and conventional cross groove type CVJ

3.3 「ELJ」の高効率化

ボールの小径化と個数の増加、内・外輪ボール転動溝の傾斜角度の低減は、いずれもCVJの高効率化に寄与している。

ボール転動溝傾斜角度を小さくすることでボールの軸方向摺動抵抗が低減し、ボール移動量も小さくなることでトルク損失の削減に大きく寄与する。

図7にCVJの作動角度が5degの状態でのトルク損失率を測定した結果を示す。従来品「LJ」に比べ、開発品「ELJ」のトルク損失率は約40%低減している。

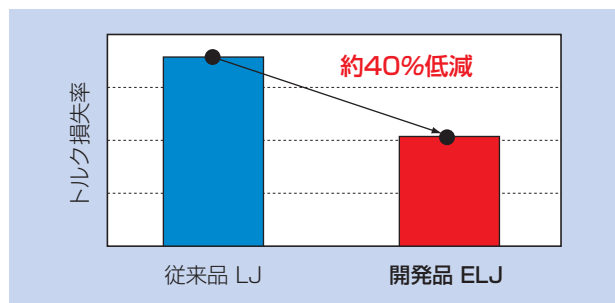


図7 「ELJ」のトルク損失率
Torque loss rate of "ELJ"

4. 軽量中空シャフト

ドライブシャフトに適用されている従来の中空シャフトは、**図8**の下段に示すように内輪の肉厚を確保し、シャフト端部の径を小さくするため、スプラインのサイズに制約があった。径を小さくしても必要強度を確保しなければならないので、一般に端部は厚肉にすべく絞り加工が行われていた。

本開発品は後輪専用であり、大角度で使用されることがなく、さらに開発品の「ELJ」を適用するため、3.2で記載したように内輪と接合するスプラインを大きくすることが可能であり、**図8**の上段に示すように中空シャフト両端部は絞り加工が不要である。これは、シャフトスプライン径を大きくすることが可能となり、中空シャフト端部を厚肉化することなく強度を確保することが出来たからである。

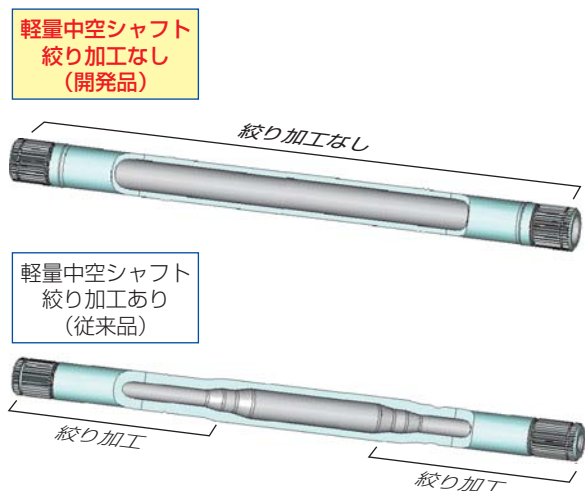


図8 中空シャフトの形状比較
The shape comparison of the hollow shaft

中空シャフト長さ方向全域がほぼ同じ内・外径で薄肉化されているため、ドライブシャフトのより一層の軽量化に寄与している。一例として、中空シャフトの中央外径を同一とし、同等の強度を有する絞り加工を施した中空シャフトと重量を比較した場合、シャフトのみで約18%の軽量化が図れた。また、この軽量化効果を利用し、従来品より重くならない範囲で厚肉化することで、中空シャフトの高剛性化の選択が可能である。

5. まとめ

- (1) 新規開発の後輪用ドライブシャフトは、「ELJ」+薄肉中空シャフト+「ELJ」の適用により約16%軽量化^{※1}を実現
- (2) 「ELJ」の適用により約40%のトルク損失率削減^{※2}（高効率化）を実現
- (3) 「ELJ」の適用により約9%の外径小型化^{※2}（ステム外輪タイプ外径）を実現
- (4) 絞り加工を省いた薄肉中空シャフトの適用により更なる軽量化を実現

※1 従来品；LJ+中空シャフト(絞り加工品)とのドライブシャフトアセンブリ重量比較
ステム外輪タイプCVJ（3.2項，約22%軽量化）+中空シャフト（4項，18%軽量化）+ディスク外輪タイプCVJ → 合計約16%軽量化

※2 従来品；LJとの比較

開発された後輪駆動車専用ドライブシャフトは、従来品よりも小型・軽量かつ高効率化を達成した。今後、益々環境への意識が高まり、高効率化を必要とする車両へ貢献していく。

執筆者近影



杉山 達朗

自動車事業本部
等速ジョイント技術部



浅野 祐一

自動車事業本部
等速ジョイント技術部

電動化におけるボールねじユニットの適用 Ball Screw Unit for Electro-actuation of Automotive

立石 康司* Koji TATEISHI



ハイブリッド車を含め、ガソリンエンジン車の低燃費化と共にCO₂排出量の削減など、排気ガスのクリーン化の必要性が更に高まっている。一方で、車両快適性や安全性向上を目指す動きも活発に行われている。これらを達成するため、車両の補機可動部が従来の手動や油圧駆動から電動モータ駆動へと移行しており、ボールねじを用いる機構が広く普及している。

NTNでは1990年代よりこの電動化に合わせてボールねじの適用開発を進め、周辺部品をユニット化した電動ボールねじアクチュエータユニットの市場展開を行っている。本稿ではこれまで行って来た電動ボールねじユニットの適用開発について紹介する。

In the automotive market, a lot of new hybrid cars and low fuel consumption and low emission engine have been developed to reduce CO₂ emission and to be cleaned exhaust. Conversely, many projects are going on for market to achieve more car amenity or safe driving to apply quick and reliable electric motor drive utilizing ball screw.

NTN started to develop the new ball screw unit and actuator in 1990s. And now there are some ball screw products which was modularized with peripheral parts. This article introduces the development result and the feature of this ball screw unit and actuator unit.

1. はじめに

自動車の低燃費化は、補機可動部がエンジンからの常時駆動による油圧ポンプ方式から、作動時のみ駆動することが可能な電動方式（電動モータ駆動の採用）への変更により大きな進展を遂げている。

また、シフトバイワイヤなどに代表されるバイワイヤ (by-WIRE) 化はスロットルを始め、広く普及する段階となっており、ブレーキのバイワイヤ化も欧州では市場展開されるに至っている。

NTNはこれらの電動化およびバイワイヤ化の駆動要素に適用可能な高レスポンス、かつ高推力の特長を持つ自動車用電動ボールねじユニットを開発し、市場に展開している。

本稿では、これまでに開発を行った自動車用電動ボールねじユニットおよび電動ボールねじアクチュエータユニット（以下、アクチュエータユニット）について紹介する。

2. 自動車用電動ボールねじの構造と特長

ボールねじは転がり軸受と同様、ボールによる転がり機構を持つことから、高効率に回転運動を直線運動に変換できる機械要素として産業機械に広く使用されてきた。

しかし自動車用としては、大量生産に対応可能な生産性と、ボールねじ特有の機構であるボール循環部の10年30万km以上の耐久性能に対する信頼性に課題があったことから普及しなかった。当社は自動車用にボールねじを適用するため、以下の開発を行った。

2.1 ボール循環部の信頼性向上

ボールねじのボール循環部構造として従来は設計、加工が比較的容易なリターンチューブ方式が広く採用されてきた。リターンチューブ式循環部を図1に示す。

この方式のボール循環部は、ボール拾い上げ部の強度対策が必要であることから、NTNは自動車用途へこま式を採用している。こま式循環部を図2に示す。

*自動車事業本部 自動車技術部

NTNのこまは、ナット内径側より挿入後、ナットにかしめ固定する構造としたことで、信頼性を向上すると共にコンパクト化を実現した。

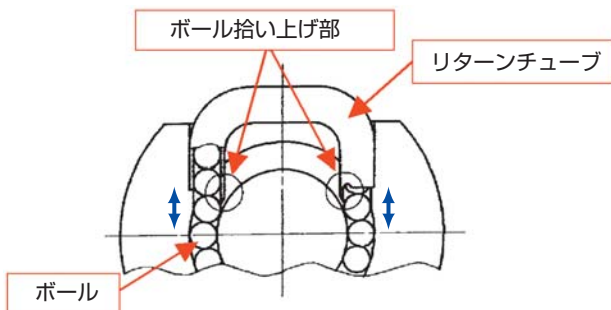


図1 リターンチューブ式循環部
Return-tube type ball circulation

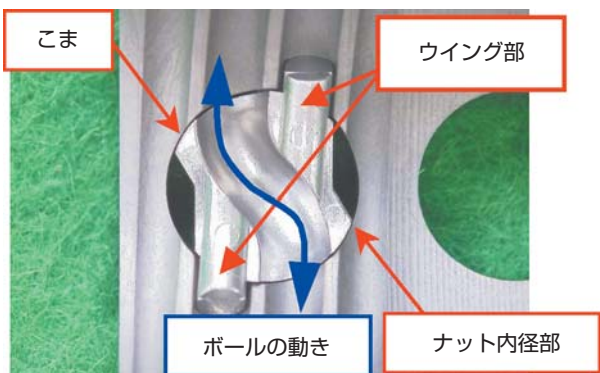


図2 こま式循環部
Deflector type ball circulation

2.2 生産性向上

これまでボールねじのねじ溝の加工は、一般的に砥石を使用した研削にて行なわれていた。砥石の使用量削減、設備の小型化による加工エネルギー削減のため、NTNは研削レスによるボールねじ加工を開発した。

ねじ軸のねじ溝についてはロールダイスによる精密転造加工を適用し、1パスでねじ溝形成を行う。その後、スケールが発生しない高周波焼入を新たに採用し、大幅な加工サイクルの短縮を達成した。従来の高周波焼入と開発した高周波焼入によるねじ軸ねじ溝の外観を図3に示す。

また、ナット内径面に配置されるナットのねじ溝加工は、特に高精度仕上げが困難であった。NTNはNC制御を駆使した高精度切削加工を採用することにより、研削レスで十分な耐久性と作動性を確保したナットのねじ溝を実現した。高精度切削加工によるナットねじ溝の外観を図4に示す。

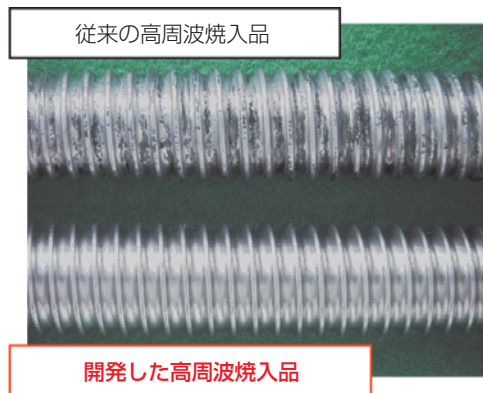


図3 ねじ軸ねじ溝の外観
Appearance of shaft groove



図4 ナットねじ溝の外観
Appearance of nut groove

3. 電動化における電動ボールねじユニットの適用

これまでNTNが市場に展開してきた電動ボールねじユニットおよびアクチュエータユニットの開発例を紹介する。

3.1 機械式自動マニュアルトランスミッション用ボールねじユニット

マニュアルトランスミッションを自動化し、燃費改善やドライバーの快適性を高める自動マニュアルトランスミッション（AMT：Automated Manual Transmission）の普及が広がっている。

これまでのAMTは油圧あるいは空気圧駆動のものが主流であったが、油圧あるいは空気圧駆動は部品点数が多く、摩擦が比較的大きく効率が悪いいため大きな推力が得られない、あるいはレスポンスが遅い等の課題があった。

NTNはこれらの課題を解決すべく、小型トラック用の機械式自動マニュアルトランスミッション用ギヤシフトアクチュエータとしてボールねじ駆動方式を採用している。

3. 1. 1 AMTの外観

図5にギヤシフトアクチュエータが適用されたAMTの外観を示す。従来、手動でシフト動作を行っていたトランスミッションの上部にギヤシフトアクチュエータがマウントされ、トランスミッションの構造を大きく変更することなく自動化できることが特長である。

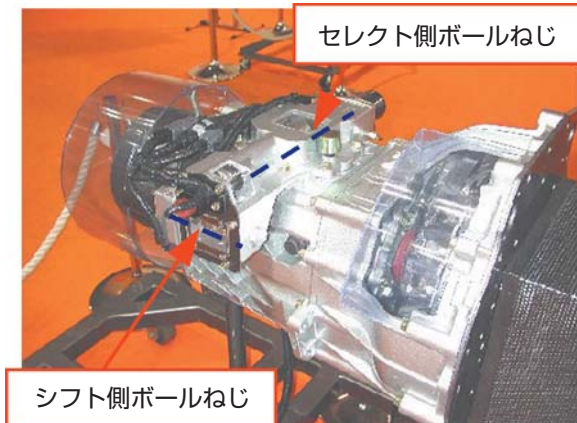


図5 トランスミッション外観
Appearance of transmission

3. 1. 2 AMT用ボールねじの特長

本機構に採用されたボールねじは自動車用として十分な機能を備え、高耐久性を達成している。本ボールねじの外観を図6に示す。

ボールねじは高効率に回転運動を直線運動に変換可能なため、高推力を発生することができる。そのため、トランスミッションは従来の手動操作の基本構造のまま利用できるという利点がある。



図6 AMT用ボールねじ外観
Ball screw for ATM

3. 2 可変動弁機構用ボールねじユニット

ガソリンエンジンの主流である4ストロークエンジンは、ガソリンと空気をエンジン内部に吸入、圧縮、燃焼、排気する4工程で作動している。

この作動を行っているのがエンジンの吸・排気バルブであり、このバルブを開閉するタイミング、あるいは上下させる距離（リフト量）を変化させることによって車両の燃費、あるいは出力を向上させることができる。

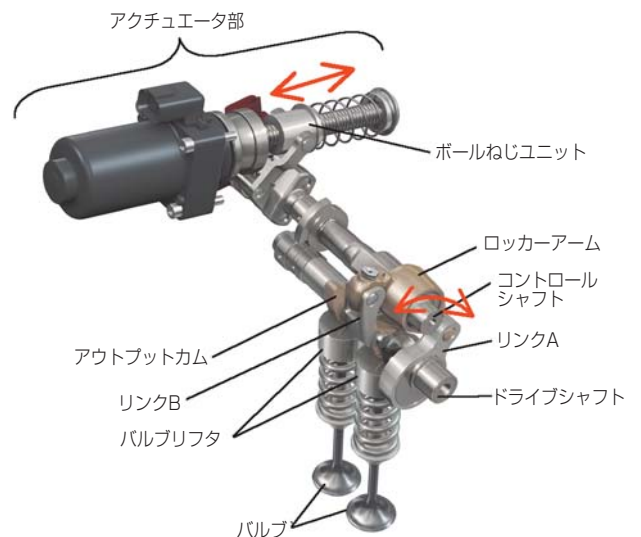
近年、地球環境改善のため、CO₂削減の必要性が高まり、運転条件に合わせて一層きめ細かい制御が可能な連続可変動弁機構の開発が進んでいる。すでに欧州ではウォームギヤを使った機構が数年前より市場に投入されている。NTNは、ボールねじが低フリクションで高効率である特長を活かして、機構全体をコンパクト化しつつ、高い信頼性（安全性）と応答性を達成したボールねじユニットを開発した。

3. 2. 1 可変動弁機構の構造

図7に可変動弁機構の外観を示す。

偏心カムを持つドライブシャフトの回転運動を、複数のリンク（リンクA-ロッカーアーム-リンクB-アウトプットカム）でバルブリフタの上下動に変換する。

この際、アクチュエータ部と連結されたコントロールシャフトの位相を変化させることによって、リンクの位置関係を変え、バルブのリフト量と作動角を連続可変制御している。



※日立オートモーティブシステムズ株式会社殿よりご提供

図7 可変動弁機構の外観
Appearance of variable valve system

本機構の搭載により、エンジンの出力およびレスポンス向上、燃費の改善と共に、排ガスのクリーン化の効果が得られ、特に燃費は約10%改善可能とされている。

3.2.2 可変動弁機構用ボールねじユニットの特長

本機構に採用されたボールねじユニットはバルブから作用する荷重に対して十分な耐久性を確保している。

特に軸受をボールねじ軸に軸方向固定する場合、ロックナットや止め輪を用いることが一般的であったが本ボールねじユニットにおいては、図8に示すように軸受固定に軸の一部を塑性変形させて固定する加締め方式を採用している。軸受の抜け力はボールねじ軸に作用する軸方向最大荷重の約10倍を確保している。

3.3 アクチュエータユニット

前述した電動ボールねじユニットに対し、よりコンパクト化および軽量化を達成するため、周辺部品も含めたユニット化を進め、高レスポンス、かつ高推力を

有する自動車用アクチュエータユニットを開発した。

3.3.1 アクチュエータユニットの構造

本アクチュエータユニットの外観を図9に、アクチュエータユニットの構造を図10に示す。

本アクチュエータユニットに採用したボールねじの正・逆回転変換効率共に90%以上の仕様とした。

また、作動シャフトはリニアボールベアリングにより転がり接触で支持しているため作動時の摩擦は小さく、円滑な作動を実現している。

3.3.2 アクチュエータユニットの特長

(1) 高推力

ボールねじの高効率により高い推力が得られる。

推力の測定結果を図11に示す。ほぼ理論計算結果の推力(1200N)が得られており、客先での使用状況も良好な結果である。なお、同一諸元のすべりねじでは摩擦が大きいため、その1/3程度の推力しか得られない。

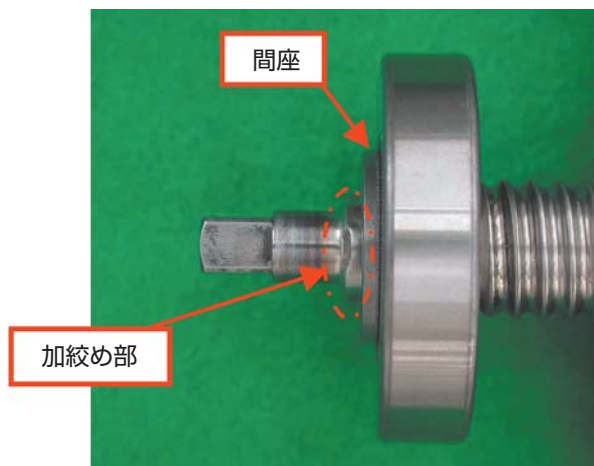


図8 軸受加締め部（外径方向から）
Appearance of bearing staking



図9 アクチュエータユニット
Ball screw actuator unit

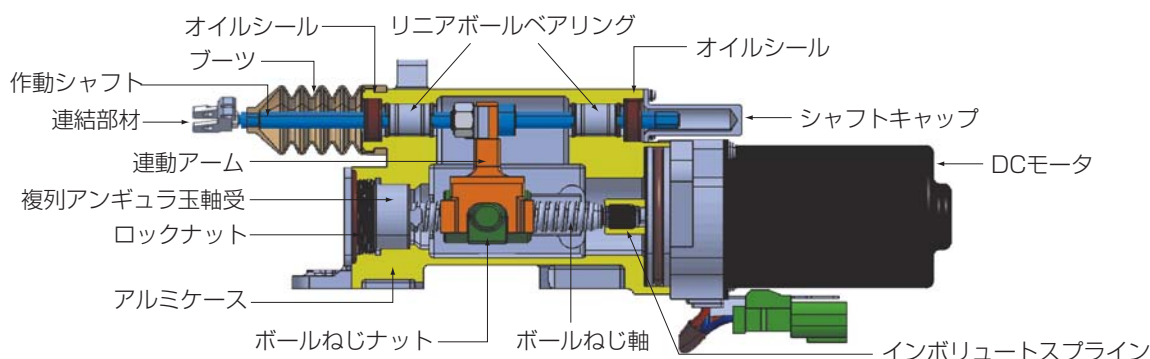


図10 アクチュエータユニットの構造
Structure of actuator unit

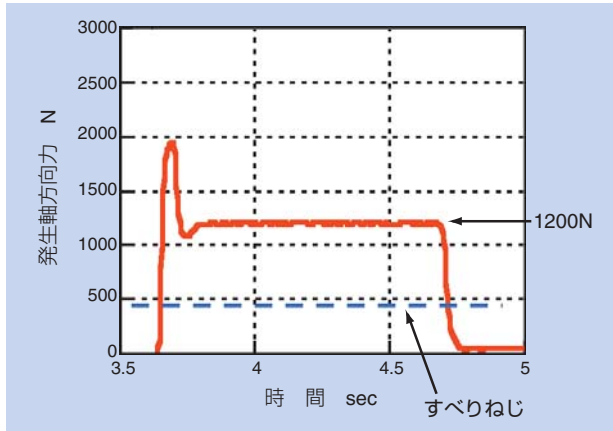


図11 推力測定結果
Thrust force measurement

(2) 高信頼性

環境作動耐久試験として高温雰囲気中にて所定の荷重を負荷して耐久試験を行った。耐久試験後の性能評価のため、作動時間の確認による応答性試験を行った。

試験後もアクチュエータユニットの高応答性は保たれ、図12のように耐久試験前に対し劣化はない。

また、主にシフトバイワイヤを主なターゲットとし、位置センサーを内蔵しつつコンパクトな構造とした新しいアクチュエータユニットを開発し、市場展開を行っている。本アクチュエータユニットの外観を図13に示す。

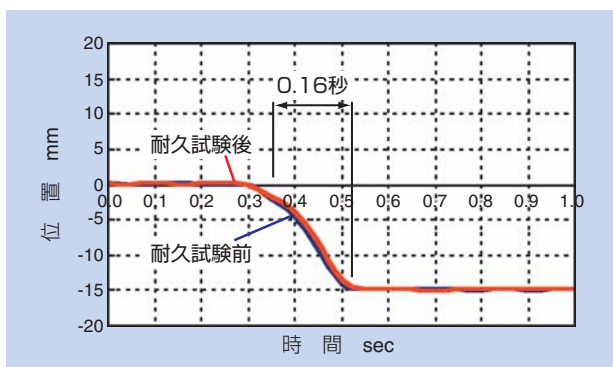


図12 作動時間測定例
Example of operating time measurement



図13 シフトバイワイヤ用電動アクチュエータユニット
Electric actuator unit for Shift by wire

4. おわりに

本稿ではこれまでNTNで開発した自動車における電動化に適用された電動ボールねじユニットについて紹介した。

車両可動部の電動化においては新しい機構として遊星ローラねじの採用例も出てきているが、ボールねじユニットは部品点数が少なく構造がシンプルであることから、今後もボールねじ駆動方式を検討するケースは増えるものと予想される。

NTNはより信頼性の高いボールねじ材料および熱処理・加工の改良に加え、ボールねじの最大の特長である高効率を更に向上させる基礎開発にも取り組んでいる。

また、アクチュエータユニットの高機能化やコンパクト化、軽量化といった改良にも取り組んでおり、アクチュエータユニットの適用範囲を更に拡大させていく所存である。

参考文献

- 1) 立石, 他 NTN TECHNICAL REVIEW 「機械式自動マニュアルトランスミッション用ボールねじ」 NO. 73 P72~75, 2005年
- 2) 数野 NTN TECHNICAL REVIEW 「VEL用ボールねじユニット」 NO. 75 P72~77 2007年
- 3) 池田, 他 NTN TECHNICAL REVIEW 「自動車用電動ボールねじアクチュエータ」 NO. 77 P45~48, 2009年
- 4) 濱村, 他 2007年自動車技術会秋季学術講演会資料「新2. OL連続リフト可変動弁機構付ガソリンの開発」 P17~22, 2007年

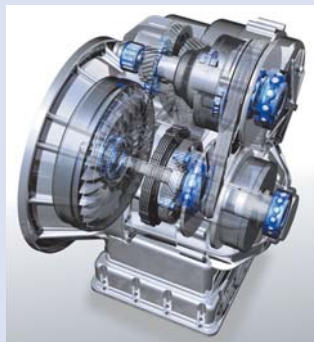
執筆者近影



立石 康司

自動車事業本部
自動車技術部

トランスミッション用低トルク深溝玉軸受 Low Torque Deep Groove Ball Bearing for Transmissions



佐々木 克明* Katsuaki SASAKI

近年、環境問題を背景とした自動車の低燃費化が進められている。このため、自動車のトランスミッション用途には、これまでころ軸受である円すいころ軸受の低トルク化が積極的に進められてきた。

NTNでは、深溝玉軸受についても油潤滑でのトルク発生要因を分析することで、低トルク深溝玉軸受を開発した。本稿では開発品の軸受の構造と性能について紹介する。

To achieve low fuel consumption for the environmentally-driven requirement, we have developed to focus on the tapered roller bearings as low friction.

NTN continues to develop to focus on ball bearings by analysing of friction in oil lubrication and developed low torque deep groove ball bearing for transmissions. This paper introduces the structure and performance of the subject bearing.

1. はじめに

地球環境問題への対応として、自動車の省燃費化を実現するため、トランスミッション用軸受に対しても低トルク化の要求が高まっている。本テクニカルレビュー「自動車業界の市場・技術動向」にも掲載させていただいているが、トランスミッションのフリクションロス低減は、転動体と軌道面が線接触である円すいころ軸受について長年にわたり積極的な開発が進められてきた。

一方、転動体と軌道面が点接触で回転する深溝玉軸受のトルクは元々低いことから、さらなるトルク低減は困難と言われていた。しかし、保持器形状を適切に見直すことでトルク低減に成功した。

図1に低トルク深溝玉軸受を示す。本軸受は剛性および寿命を損なうことなく低トルク化を実現した。また、もの造りの面からも新たな設備を必要としない。



図1 低トルク深溝玉軸受
Low torque deep groove ball bearing

2. 低トルク深溝玉軸受

2.1 構造と特長

開発した低トルク深溝軸受は、**図2**のように従来品の保持器ポケット部内側(転動体案内面)に凹形状を設けることでボールと保持器の接触面積を小さくし、この部分で発生する油のせん断抵抗を低減した。

その結果、従来品比25%のトルク低減に成功した。

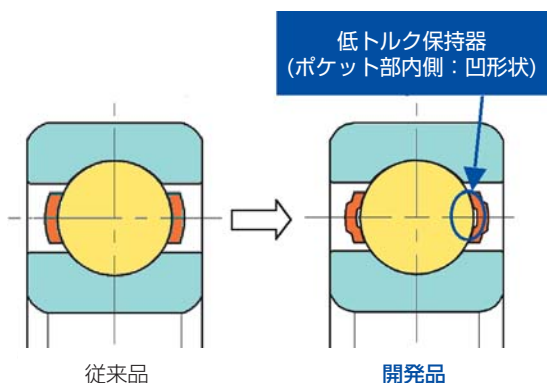


図2 構造と特長
Structure and features

2.2 トルク発生要因について

深溝玉軸受のトルク発生要因は、**図3**に示すように6項目ある。

項目①～④は軸受内部諸元によって決まり、計算で求めることができる要因である。項目⑤の「保持器－転動体間の油のせん断トルク」は保持器の仕様によって決まり、項目⑥の「潤滑油の粘性による攪拌トルク」は油の性状および供給量に大きな影響を受ける。

近年では低燃費化のため、供給油量は減少する傾向にあり、油浴よりも噴霧または跳ね掛けに近い潤滑形態が増加している。本軸受ではこれらの使用環境下において、大きな割合を占める項目⑤に着目し低トルク化を図った。

2.3 トルク低減手法

図4に深溝玉軸受6207を低負荷高速回転条件で運転したときのトルク要因毎の割合を示す。噴霧または跳ね掛けを想定した潤滑条件の場合、“油の攪拌抵抗”によるトルクは極僅かであるため、ここからは除外した。“転がり粘性抵抗”“差動すべり”“転動体の弾性ヒステリシス損失”は内部諸元と使用環境から決まるため、これらの要因は寿命、剛性面にも影響すること

① 転走面の転がり粘性トルク

軌道面と転動体の間に介在する油から受ける油膜反力により生じるトルク

② 転動体の弾性変形トルク

転動体の繰り返し弾性変形によるトルク損失

③ 差動すべりによるトルク

④ スピンすべりによるトルク

軌道面と転動体の周速差により生じるすべりトルク

⑤ 保持器－転動体間の油のせん断トルク

保持器の転動体案内面と転動体間で生じる油のせん断抵抗によるトルク

⑥ 潤滑油の粘性による攪拌トルク

転動体と保持器による油の掻き揚げトルクと掻き分けトルク

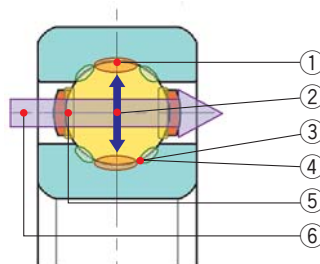


図3 深溝玉軸受のトルク要因
Torque factor of deep groove ball bearing

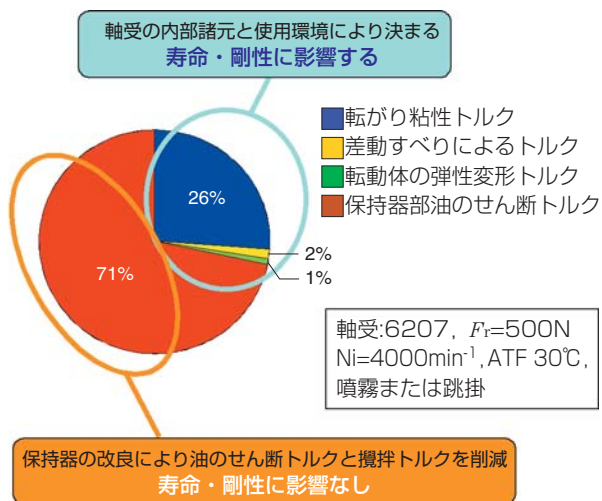


図4 トルク要因割合
Torque factor ratio

になる。そこで本条件ではトルク要因の約7割を占める“保持器部油のせん断抵抗”に着目し、保持器の形状を改良することでトルク低減することに成功した。

図5および式(1)より、保持器部の油のせん断抵抗を低減するには“すべり面積 s ”を小さくすることが有効である。そこで図6に示す波型鉄板保持器のポケット部内側に凹形状を設け、すべり面積を小さくした。このことでボールと保持器の接触面積が減り、油のせん断抵抗を低減させることができた。

油のせん断抵抗 $F = \eta \frac{u}{h} s$ 式(1)

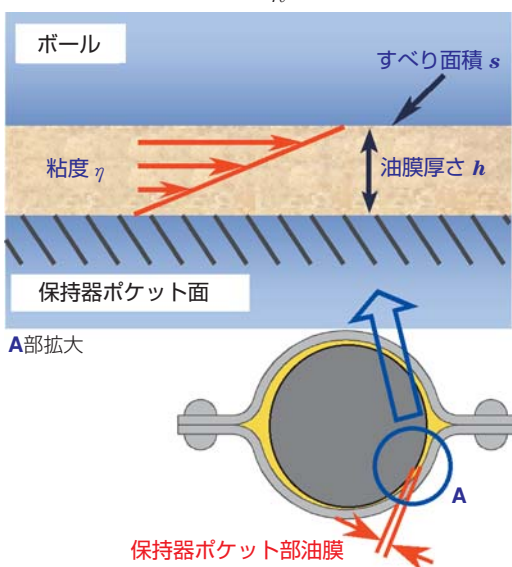


図5 保持器ポケット断面
Cage cross section

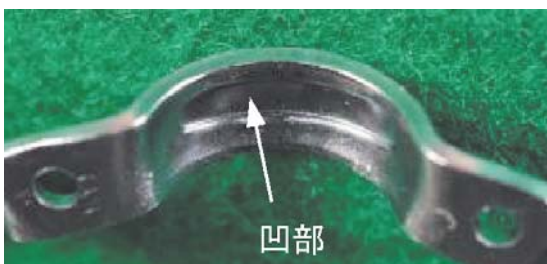


図6 低トルク保持器 (ポケット部内側)
Low torque cage (Inside of cage)

2.4 性能評価

トランスミッション用軸受として一般的な6207で開放形低トルク玉軸受の性能確認を実施した。

2.4.1 トルク測定結果

図7の試験機および測定方法において以下の条件で実施した。図8に6207のトルク比較試験結果を示す。開発品は保持器凹形状の効果で油のせん断抵抗が低減し、従来品に対し25%トルクが低減した。また、保持器のポケット面積の減少分と油のせん断抵抗の減少分の理論値は一致していることが認められた。

- ・試験軸受：6207
- ・軸受寸法： $\phi 35 \times \phi 27 \times 17$
- ・ラジアル荷重：500N
- ・回転速度：4000min⁻¹
- ・潤滑油：ATF 30℃ 噴霧潤滑方式

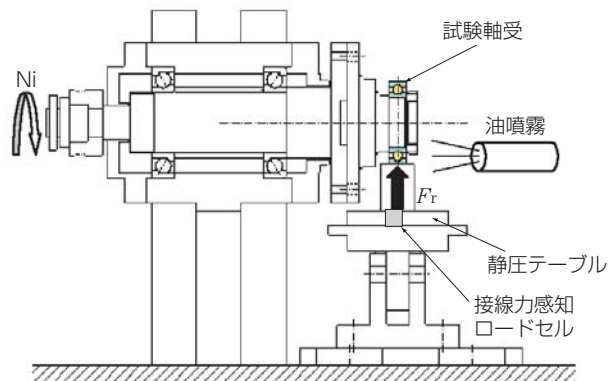


図7 トルク測定方法
Method of torque measurement

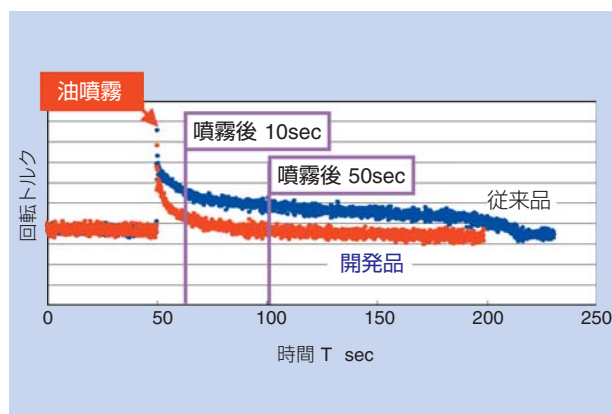


図8 6207トルク比較試験結果
Torque measurement result of ball bearing

2.4.2 保持器強度

保持器強度については、**図9**に示す開発品と従来品の保持器強度比較をFEM解析および試験により確認した。

- ・対象軸受：6207
- ・軸受寸法： $\phi 35 \times \phi 72 \times 17$

(1) 応力解析

従来品と開発品に同一条件の負荷を与えて発生する応力をFEM解析で比較した。

- ・転動体位置④：周方向荷重49N*1を負荷
- ・転動体位置①～⑤（④除く）：拘束

*1 FF車軽自動車用トランスミッション デフサイド軸受における2速エンジン50%負荷トルク条件に相当。

図10に片側半周分の保持器モデルを示し、その保持器モデルを解析した結果を**図11**（応力分布図）に示す。従来品、開発品ともに左半分の図はボール案内面から、右半分の図は保持器外側からみた応力分布図である。

応力解析の結果、最も高い引っ張り応力が発生する部位は鋸近傍のすみR部であり発生応力は従来品、開発品ともに同等であった。低トルク保持器の凹部にも応力は発生するが、すみR部より小さい応力であり強度への影響はない。

(2) 強度確認試験

保持器が破損する原因は、過大モーメント作用時のボールの遅れ進みによる保持器への負荷である場合が多い。そこで軸受に過大モーメント荷重を与え、保持器強度を確認した。**表1**に開発品と従来品の保持器強度比較試験条件を示し、**図12**に試験結果を示す。

開発品・従来品ともに破損時間と破損形態は同等であった。破損は**図13**に示す、すみR部と鋸加締め部からの破断であり、**図11**のFEM解析結果と一致する結果となった。以上より、開発品は保持器に凹形状を設けることで保持器の強度が低下することはなく、従来品と同等の強度であることが確認された。



従来品 開発品

図9 対象軸受
Analysis bearing

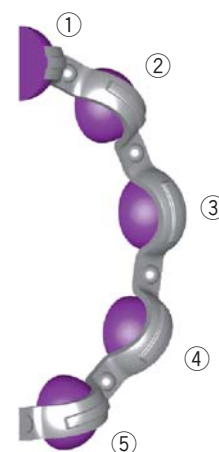


図10 保持器解析モデル
Analysis model of cage

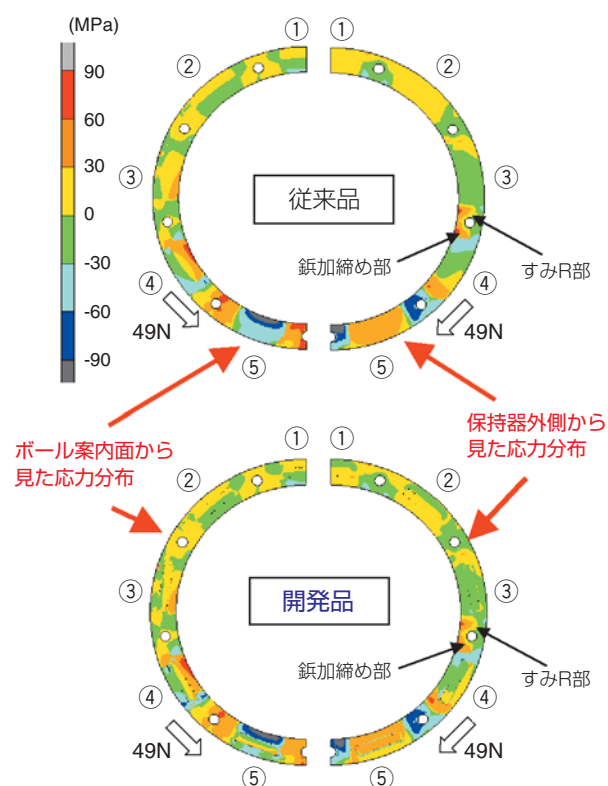


図11 応力解析結果
Stress analysis

表1 試験条件
Test conditions

モーメント荷重	13.7 Nm
回転速度	1800 min ⁻¹
運転時間	破損まで

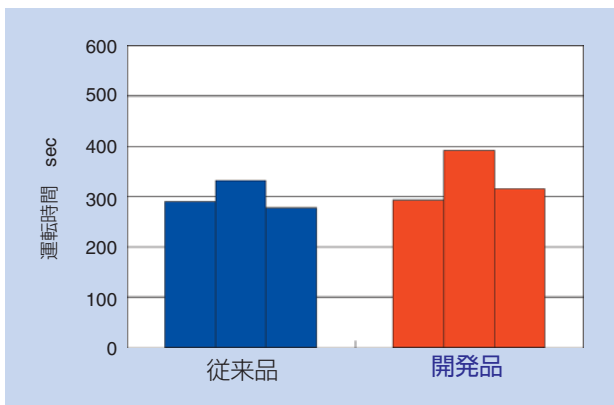


図12 保持器強度試験結果
Result of cage strength

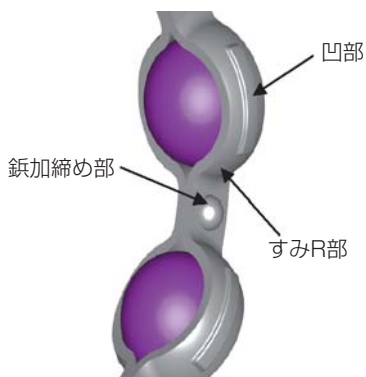


図13 保持器の各部名称
Parts name of cage

3. おわりに

本稿ではトランスミッション用低トルク深溝玉軸受の技術を紹介した。本軸受は寿命および剛性を損なうことなく、大幅な低トルク化を実現した軸受である。もの造りの面についても、新たな専用機を必要とせずに生産可能としているため、今後のNTN主力商品として市場展開していく。

参考文献

- 2001年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集
・ 転がり軸受の油浴潤滑下における攪拌トルク (第1報, 第2報)
- NTNベアリングエンジニア, 6-1(1957), 784-792

執筆者近影



佐々木 克明
自動車事業本部
自動車技術部

オートテンショナの技術動向 Technology Trends of Auto Tensioner

佐藤 誠二* Seiji SATO



自動車用エンジンの高性能化に伴い、カムシャフト駆動に広く用いられているタイミングベルトの騒音低減ならびに耐久性向上を目的として1980年代からオートテンショナが採用されるようになった。近年では、エンジンの更なる小型化や信頼性の向上の要求が強くなり、タイミングベルトからタイミングチェーンへの変更や補機駆動ベルトを一本掛けるサーペンタイン化が大きな流れとなっている。更には地球温暖化を初めとする環境問題への関心が強まり、低燃費化技術の開発が急がれ、オートテンショナにもコンパクト化、軽量化、低フリクション化の要求が高まっている。

NTNでは様々な種類のオートテンショナを商品化し、市場のニーズに対応しているが、本稿ではこれらオートテンショナの最新技術動向について紹介する。

Auto Tensioner has been widely adopted for the automobile engines since 1980's , with the trend towards high-performance automobile engines, in order to improve durability and to achieve low noise of the timing belts which are used for the camshaft drive. In recent years , a further downsizing of the engine and the demand to improve reliability becomes strong, and major trends include a change from timing belts to timing chains and use of serpentine drives with single accessory drive belt. Furthermore, about the concerning for environmental issues including global warming becomes strong, the development to reduce the fuel consumption technology is speed up, and making to compact, lightening, and the demand of to be low friction are more required to Auto Tensioner.

NTN supplies various types of hydraulic Auto Tensioner for camshaft drive system and accessory drive system , this article introduces the current technology of Auto Tensioner.

1. はじめに

自動車用エンジンでは、クランクシャフトの回転をカムシャフトと補機類に伝達するため、ベルトやチェーンを用いる。オートテンショナは、ベルトやチェーンの張力を適正に保つ役割を果たしている。

近年、地球温暖化を初めとする環境問題への関心が強まり、車の環境負荷低減に対する要求がますます高まっている。各国でも数値目標を掲げた燃費規制が打ち出され、CO₂排出削減や省エネルギーに対応する低燃費化技術の開発が進められている。

このような背景から、オートテンショナにも燃費向上に繋がるエンジンの小型・軽量化への対応に加えて、カムシャフト駆動・補機駆動システムとしての低燃費化技術や低フリクション化の要求が高まっている。

本稿では、これらの技術動向、市場ニーズに対応するNTNのオートテンショナについて紹介する。

2. エンジン駆動方式の動向

エンジンのカムシャフト駆動は、エンジンのピストンと、吸気と排気を行うカムの動きを同期させるため、かみ合い伝動によるタイミングベルトまたはタイミングチェーンが必要となる。図1、図2にレイアウト例を、図3にカムシャフト駆動方式の市場シェア変遷を示す。

NTNは、両方のカムシャフト駆動方式に対応するオートテンショナをラインナップしている。

チェーン駆動は、ベルト駆動に比べ、燃費に影響を及ぼすフリクションロスが大きいとされているが、静粛性に優れるサイレントチェーンの普及と共に、エンジン全長短縮による小型化や信頼性の向上を目的にチェーン化が進み、ベルト駆動よりチェーン駆動の全体に占める割合が増加する傾向となっている。

また、チェーン駆動はエンジンオイルを潤滑油とし

*自動車事業本部 自動車技術部

て使用するため、すすの混入などオイル劣化の影響を受けることから、ディーゼルエンジンへの普及は遅れていた。しかし、チェーンの表面処理技術の向上などによる高強度化が進み、現在はディーゼルエンジンへの適用も広がっている。

補機駆動方式は、多数の補機類を駆動するため、Vリブベルトなどによる摩擦伝動が使用されている。ベルト方式はクランクシャフトから各補機へ各々ベルトを掛ける多本掛けから、エンジンの全長が短縮可能な、**図4**に示す複数の補機を1本のベルトで駆動する

サーペンタイン方式へと進み、現在、国内ではサーペンタイン方式が約80%の車に採用されている。

また、低燃費化技術として注目されているアイドルストップシステムでは、スタータを使用せず、オルタネータから補機ベルトを介してエンジンを再始動させる機構が実用化され、オートテンショナにも新たな機能が必要となると共に、複数の異なるオートテンショナをレイアウト上に配置する方式の採用が始まっている。

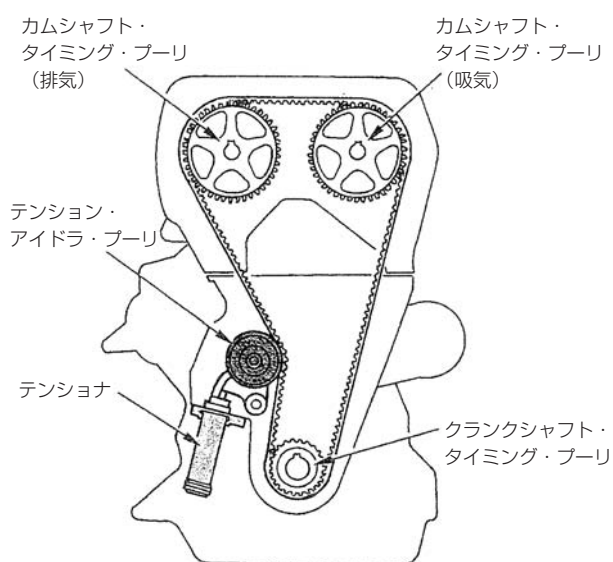


図1 タイミングベルト用レイアウト例
Layout of timing belt

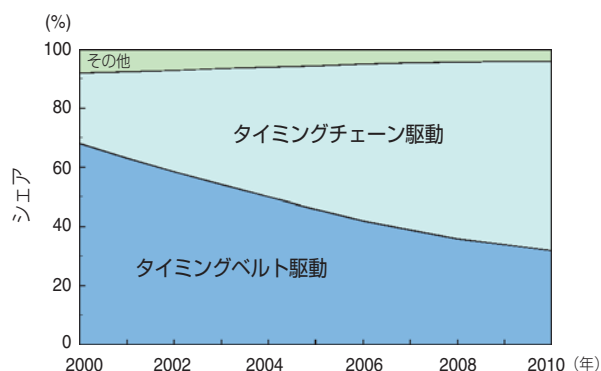


図3 カムシャフト駆動方式の市場シェア変遷
Transition of cam-shaft drive system market share
(出典：2009年10月号 月刊トライボロジー)

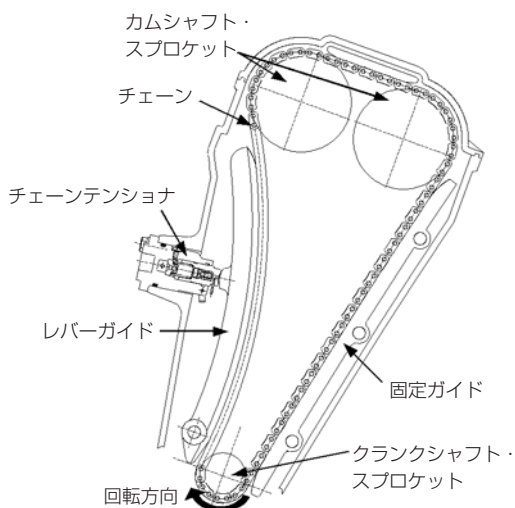


図2 タイミングチェーン用レイアウト例
Layout of timing chain

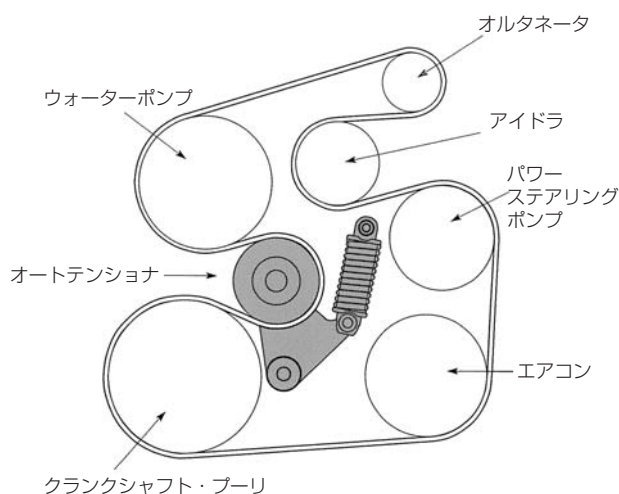


図4 補機ベルト用レイアウト例
Layout of accessory belt

3. オートテンショナの種類と構造

3.1 タイミングベルト用オートテンショナ

ベルトへの張力の与え方としては、プーリ組み付け時に大きな張力を与えるだけの場合と、張力調整機能を有したオートテンショナを組み付ける場合がある。オートテンショナには減衰構造によって、摩擦式と油圧式に大別できるが、NTNのオートテンショナは初期のベルト張力を低く抑えることでフリクション低減が可能な油圧式を採用している。

図5にNTNオートテンショナの基本構造を示す。

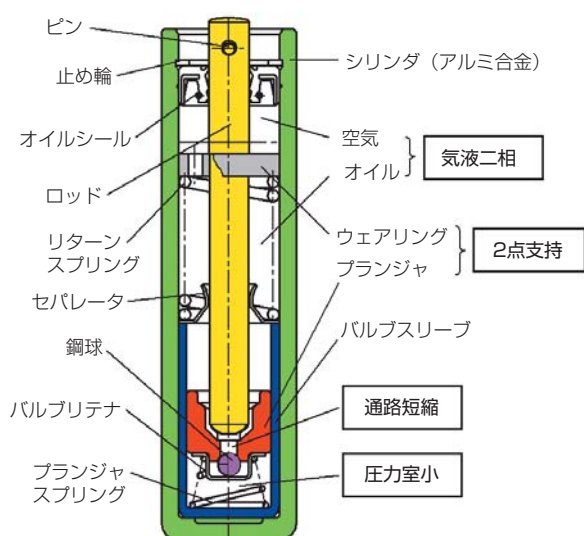


図5 オートテンショナの基本構造
Structure of auto tensioner

油圧式オートテンショナは、内部に封入した油を利用した減衰構造を持ち、NTNは、高温時の油の膨張を吸収し高い密封性を確保することを目的に空気と油の二相構造とし、油のシールにはオイルシールを用いている。また、温度変化や経時変化によるベルト長さの変化に対しても内部のスプリングにより追従し、張力を調整可能なため、ベルトに摩擦や伸びが生じて、設定張力の変化が殆どなく、初期に決定した適正なベルト張力を、ベルトが寿命に至るまで維持できる。

図6にNTNの各種タイミングベルト用オートテンショナの形式を示す。

軽量化、コンパクト化の要求に対して、NTNではアルミシリンダを採用し軽量化を達成しており、基本型のオートテンショナをベースとして、軸方向にコンパクト化したショート型、全体のサイズを縮小した超小型を開発し、量産している。

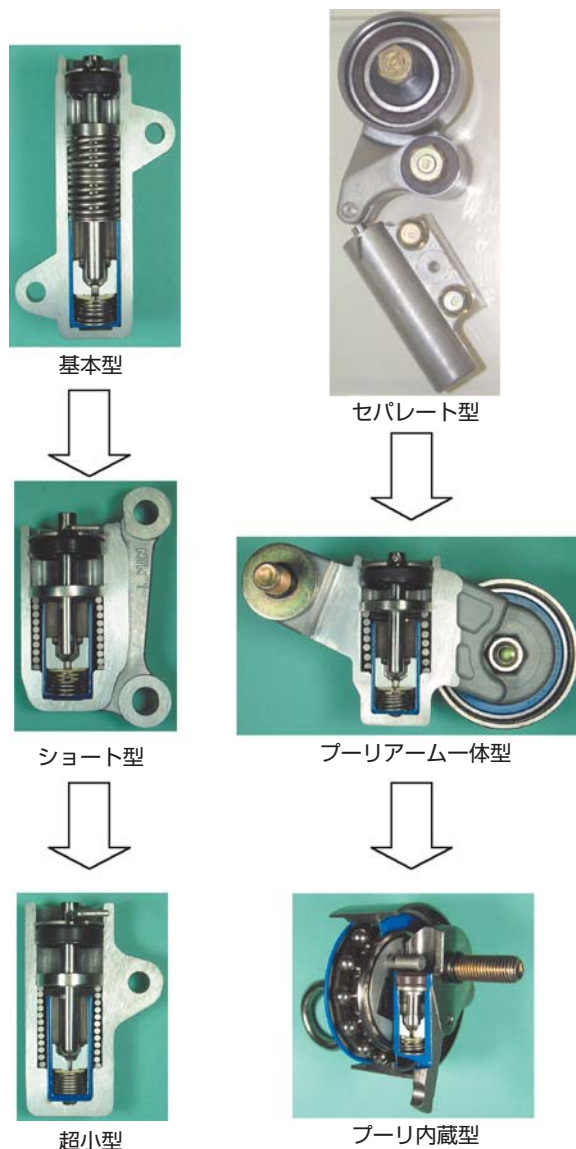


図6 各種タイミングベルト用オートテンショナ
Various auto tensioner for timing belt

プーリアーム一体型は、油圧ダンパ部とプーリアームを一体化したものであり、低コスト化、省スペース化が図れる。また、プーリ内蔵型は、油圧ダンパ部をプーリ内部に収納することで省スペースとなり、固定式テンショナからの置き換えが可能である。

3.2 タイミングチェーン用オートテンショナ

チェーン駆動の場合、カムシャフトとクランクシャフト間のチェーンは、各種ガイドにより摺動案内されており、ガイドとの摺動抵抗がフリクションロスとなり、チェーン張力の影響を受ける。従いベルト駆動用に比べ、オートテンショナ仕様の最適化が重要となる。

オートテンショナ仕様の最適化は、一般的に各種工

ンジンに対してチューニングを行い、最適仕様を選定している。エンジンによっては、オートテンショナの内圧を調整するリリーフバルブ機構を設定するなど、特殊な減衰機能を採用しチェーン張力を抑制する場合もある。図7にチューニング測定実施例を示す。

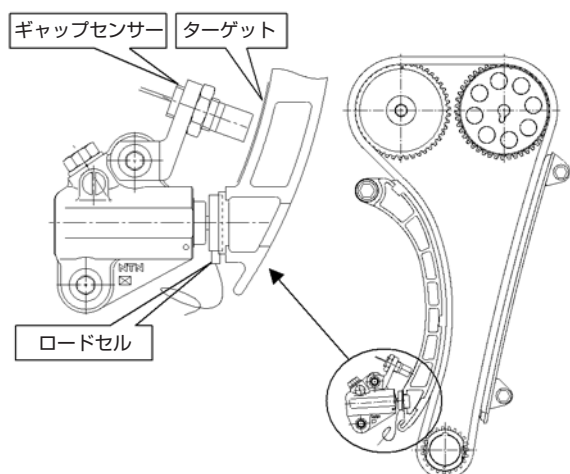


図7 チューニング測定実施例
Example of measurement of engine tuning

従来、機械式のテンショナを採用していた2輪車用エンジンに対して、リリーフバルブ機構をコンパクトに油圧式オートテンショナに内蔵することで、高回転エンジン向けへの対応が可能となり、大型スポーツバイクにもNTN油圧式オートテンショナが多く採用されており、国内でも高いシェアを有している。

また、チェーン駆動におけるオートテンショナの最適化では、エンジン始動時の挙動も考慮する必要がある。

エンジン始動時はオイルポンプからの油の供給が遅れることから、オートテンショナへのオイル供給が不足しチェーンのバタつきが懸念される。そのため、エンジン停止時の押し込まれを防止するノーバック機構が必要となる。

NTNでは、ラチェット機構を簡易化したリング式と、ねじの摩擦抵抗を制御し無段階のノーバック機構を実現した鋸歯ねじ式を採用している。

リング式は、ノーバック機構として、事前に設定した軸方向移動量の押し込まれを許容しながら、段階的にオートテンショナの押し込まれを防止する構造で、オートテンショナの軸心と同心上に配置したリングの弾性を利用したコンパクトな機構を採用している。

鋸歯ねじ式はNTN独自のノーバック機構で、高回転域までのチェーン振動に追従し、かつ、エンジン停止

時の押し込まれ量をどの位置でも小さく一定に保つことができる特長を有しており、エンジン始動時の低騒音化に貢献している。

図8にNTNタイミングチェーン用オートテンショナの形式を示す。

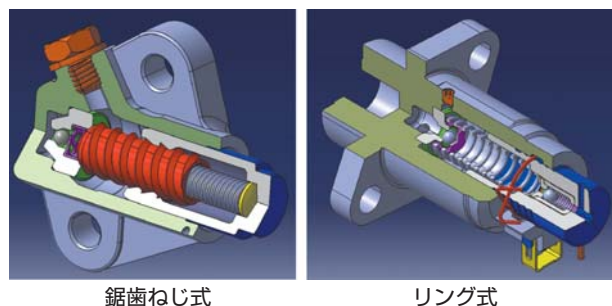


図8 タイミングチェーン用オートテンショナ
Various auto tensioner for timing chain

オートテンショナの軽量化において、NTNは従来から、アルミシリンダの採用を図っているが、リング式では、ラチェット機構の代わりに線材を使用したレジスタリングを用いてノーバック機能を達成し、構造を簡素化することでさらに軽量・コンパクトなオートテンショナを開発した。

鋸歯ねじ式においては、従来の鋸歯ねじ諸元を見直し、負荷容量を減少させることなく、ねじ部品の有効径を小径化することで、更なる軽量化を行っている。なお、本変更を行うことで鋸歯ねじ部の加工性が向上し、製造工程の大幅な短縮と機械加工の廃止による、材料歩留まりも向上させている。

タイミングチェーンのフリクション低減には、エンジン運転時とエンジン始動時のエンジントルク変動を考慮する必要がある。

鋸歯ねじ式のオートテンショナはこの点において優れている。鋸歯ねじ式の場合、ノーバック機能を発揮するまでの押し込まれ量はねじ部のバックラッシュ量に相当し、大幅に小さく設定できる。また、鋸歯ねじのどの位置でも同様に機能することから、無段階となるのが大きな特長である。このため、静粛性の面で有利であると共に、テンショナ内部のスプリング荷重により発生する推力は最小限とすることができ、チェーン張力およびフリクションロスを低減できる。

エンジンでフリクション低減効果を評価した結果を図9に示す。ラチェット式（リング式）の場合、エンジン始動時に騒音を発生させないため、プランジャ推力は大きいですが、鋸歯ねじ式は低いプランジャ推力でも

騒音はなく、クランクシャフトの駆動トルクも小さいことが確認された。

また、エンジンへの組み付け方法の変更による軽量化の工夫も行っている。NTNが開発したセルフマウント式オートテンショナは、従来のエンジンへの組み付け方法とは異なり、テンショナ本体に直接組み付け用のねじを形成し、エンジンに直接締め付け固定するタイプで、固定用ねじ部品の削減が可能となり、エンジンとしての軽量化に貢献する。

図10にセルフマウント式オートテンショナを示す。

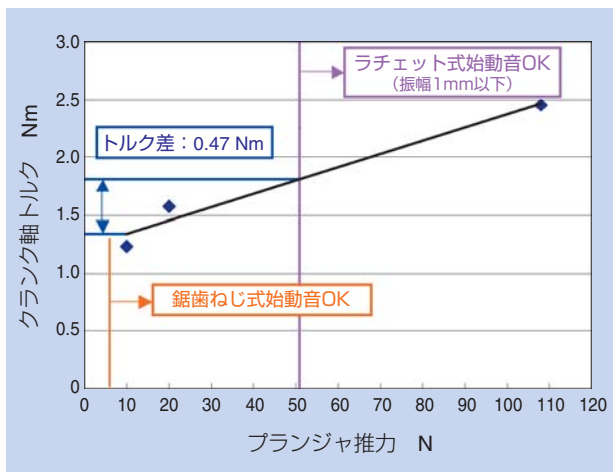


図9 クランクシャフト駆動トルク低減評価結果
Crankshaft drive torque reduce evaluation result

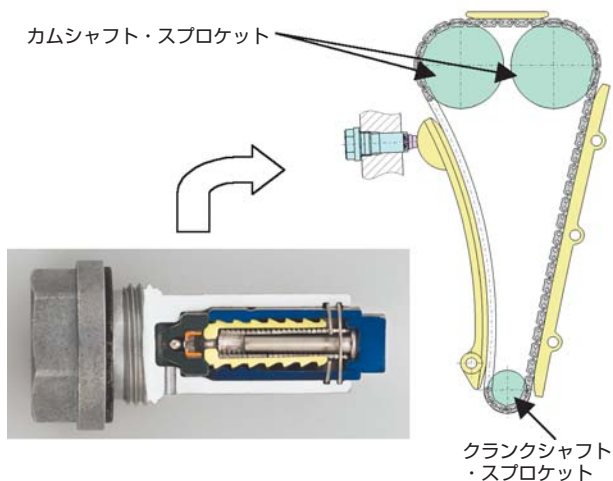


図10 セルフマウント式オートテンショナ
Self-mount type auto tensioner

3.3 補機ベルト用オートテンショナ

従来、補機駆動方式は多本数掛のベルトシステムが一般的だったが、エンジンの全長短縮、軽量化、メンテナンスフリー、ベルトの組み付け作業性向上を目的に、補機全体を一本のベルトで駆動するサーペンタイン化が進んでいる。

補機ベルト用オートテンショナには、摩擦抵抗をダンパとして利用する摩擦式とオートテンショナ内部に封入したオイルを油圧ダンパとして利用した油圧式がある。NTNは、経年変化や温度変化による特性変化が少なく、常に安定した張力を維持することが可能な油圧式を採用している。

図11にNTN補機ベルト用オートテンショナを示す。

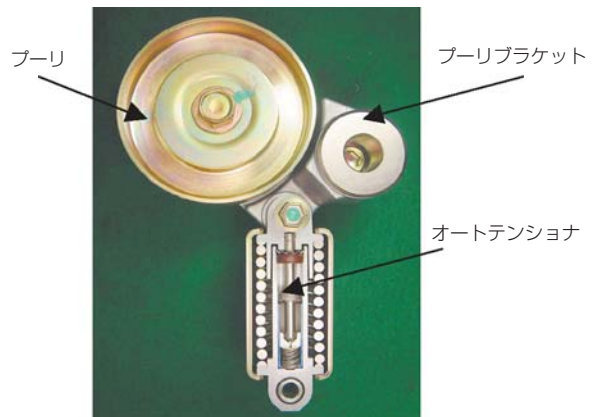


図11 補機ベルト用オートテンショナ
Auto tensioner for accessory belt

NTNでは、プーリ、プーリブラケットを含めたユニットでの対応を行っており、3Dモデルによるエンジン関連部品との干渉確認やFEM解析を行い、軽量化と高剛性を達成している。

油圧式オートテンショナの特長として、ベルトの摩擦伝動に必要な最低張力を得るためのスプリングと油圧ダンパ部の機能を独立して設定が可能という特長がある。これは、大きな減衰力が必要な場合でも、最低張力を上昇させることなくチューニングすることができる点で有利である。

近年、環境対応から燃費向上を目的に、エンジンのアイドルストップシステムとしてISG (Integrated Starter Generator) あるいはBSG (Belt Starter Generator) と呼ばれるシステムが実用化されている。図12にISGシステムでの補機ベルトレイアウト図を示す。

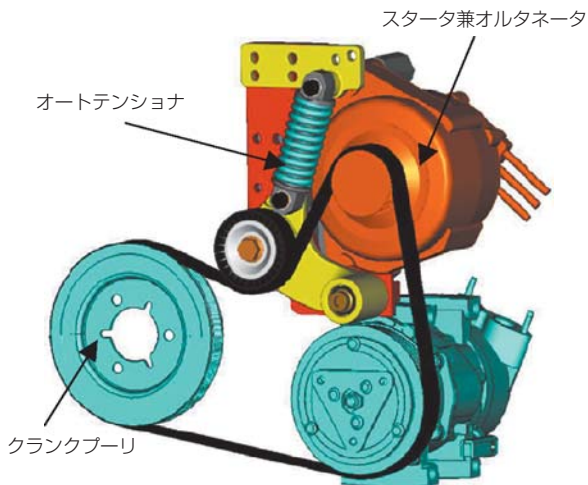


図12 ISGシステムのベルトレイアウト
Belt layout of ISG system

このシステムは、一旦停止したエンジンを再始動させる際、スタート兼オルタネータを使用して、回転力を補機ベルトを介してクランクシャフトに伝え始動させる。

オートテンショナには再始動時の高トルクが作用した際でも、ベルトがスリップしない減衰力を発生させることが要求される。

スタート兼オルタネータでエンジンを始動させる際、慣性の大きいクランクシャフトを駆動させることから、ベルトに大きな張力が発生する。このため、先に述べた利点を生かし、高減衰力仕様のNTN油圧式オートテンショナが採用されている。

また、最近ではこれらアイドルストップシステムが、ハイブリッド車にも適用され、排気量の大きいエンジンにも採用され始めている。図13に摩擦式テンショナを併用した例を示す。

補機ベルトシステムとしては、エンジン始動時により大きな駆動トルクが負荷されるため、ベルトスリップを防止し、信頼性を向上する目的で摩擦式オートテンショナをスタート兼オルタネータの直後に配置し、油圧式オートテンショナと併用するタイプも開発されている。これにともないNTNでは、オートテンショナの軽量・コンパクト化を目的に、ショート型補機オートテンショナを開発した。

図14にショート型補機オートテンショナを示す。本オートテンショナは、内部のオイル循環経路として、高圧室へのオイル供給経路を高圧室の下側に見直すことでオイル封入空間を確保し、スプリングも内蔵化することで15%のコンパクト化を達成した。また、ば

ね座部を樹脂化することによって10%の軽量化を達成した。

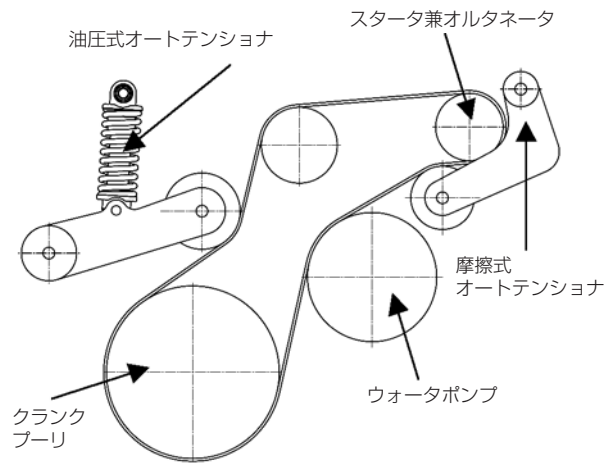


図13 摩擦式テンショナを併用したレイアウト
Layout within friction type auto tensioner and hydraulic auto tensioner

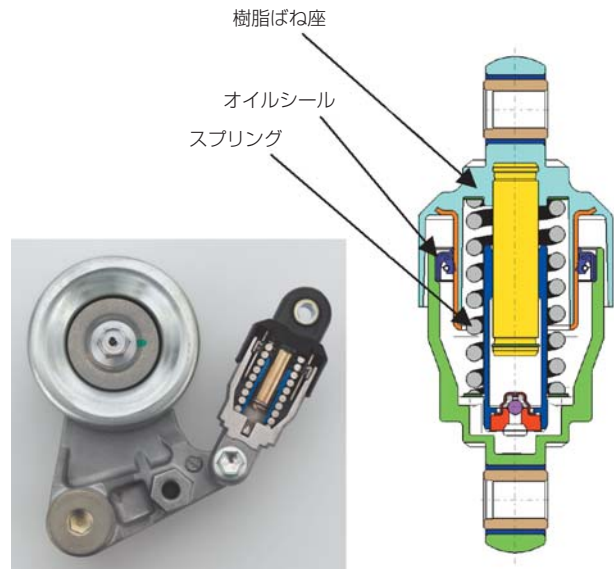


図14 ショート型補機オートテンショナ
Short type auto tensioner for accessory belt

4. オートテンショナの将来

市場では、更なる低燃費化を目指して、フリクションロスの低減を優先したシステム検討が開始されている。先に述べたようにベルトあるいはチェーンの張力を抑えることがフリクションロスの低減には有効であり、オートテンショナには、必要最小限の減衰力を安定的に発揮することが要求される。

また、プーリ軸受やチェーンガイドなどの周辺部品の低フリクション化など、NTNで開発している技術との併用など、今後、適用の増加が予想されるアイドルストップシステムなどの低燃費化技術を含めたシステム全体の最適化検討が重要と考える。

5. おわりに

本稿ではエンジンのカムシャフト駆動および補機駆動システムの技術動向とそのシステムに使用されるオートテンショナに要求される機能とNTNで開発したオートテンショナの技術動向について紹介した。

今後も環境負荷低減を目的としたエンジンの低燃費化のニーズは強まると予想される。

今後もNTNはこれらの要求に応えるオートテンショナの開発を行うと共に、周辺部品を含めたシステム全体での検証を進め、市場の多様化するニーズに応じていく。

参考文献

- 1) 秋吉幸治, 他 月刊トライボロジー (2009, 10), P28~P30
- 2) 貴田 博, 月刊トライボロジー (2005, 5), P35~P37
- 3) 北野聡, 他 月刊トライボロジー, (2004, 10), P24~P26
- 4) 北野聡, 他, NTN TECHNICAL REVIEW No73 (2005), P110~P117
- 5) ベルト伝動技術懇話会, 新版ベルト伝動・精密搬送の実用設計, 養賢堂 (2006)

執筆者近影



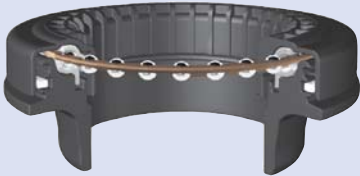
佐藤 誠二

自動車事業本部
自動車技術部

[製品紹介]

NTN-SNR 自動車用泥水環境対応・低トルクストラット軸受 NTN-SNR Low Torque Strut Bearing for Severe Environment

NTN-SNR G erald MIRABEL*
NTN 山路 晋** Susumu YAMAJI



自動車用ストラット軸受は、泥水浸入を代表とする過酷環境に対応するシールの信頼性が挙げられる。これまでのノウハウ・経験から、NTN-SNRは第2世代ストラット軸受を開発した。
本稿では、開発軸受のフローティングシールの特長や性能について紹介する。

The main reliability issues of Automobile strut bearing is sealing, that must be protected from severe environment as a muddy water intrusion. Based on its know-how and experience, NTN-SNR developed the 2nd. Generation Strut Bearing

This article introduces the feature of NTN-SNR floating seal and performance its sealing and bearing torque.

1. まえがき

自動車用のストラット軸受は、マクファーソン式サスペンションの上部部に用いられ、前車輪操舵時のストラットの動きをスムーズに揺動させる機能を持っている。

近年、泥水環境が厳しい条件で使われる市場が増加しており、ストラット軸受のシール性向上が求められている。一方、シール性を向上させるとシールトルクが増加し、操舵安定性に影響をおよぼすため必要以上のトルク増加は課題が残る。

今回、シール性を確保し低トルクを両立したシール付きストラット軸受について紹介する。

2. マクファーソン式サスペンションの構造

典型的なマクファーソン式サスペンションの構造を図1および軸受周辺構造を図2に示す。このサスペンション構造は、全世界の乗用車の約7割に採用されている。

ストラット軸受が位置する上部部はタイヤハウジング内にあり、路面からの泥水飛散を直接受ける環

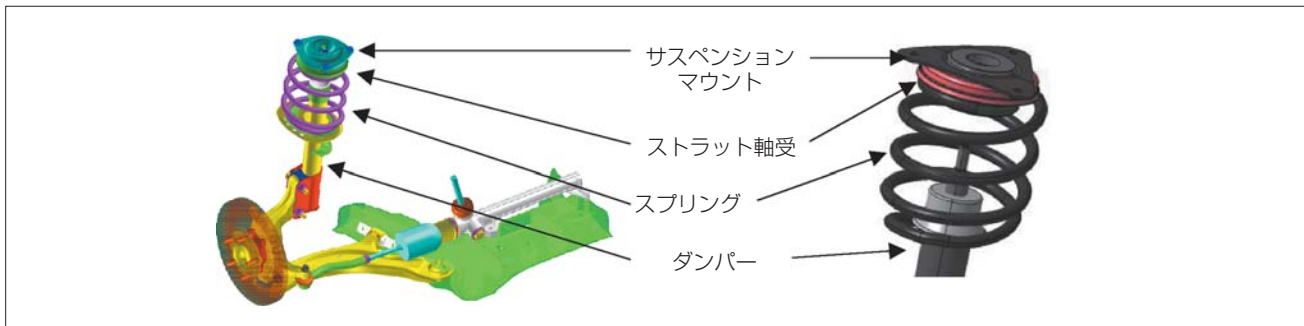


図1 マクファーソン式サスペンション構造
McPherson suspension architecture

*NTN-SNR ROULEMENT Automotive Equipment Engineering

**自動車事業本部 自動車技術部

境で使用される。

NTN-SNRのストラット軸受は、車種・周辺構造に合わせて設計しているが、プレス軌道輪と樹脂ケースを組み合わせた図3に示す第2世代ストラット軸受が、近年主流となっている。

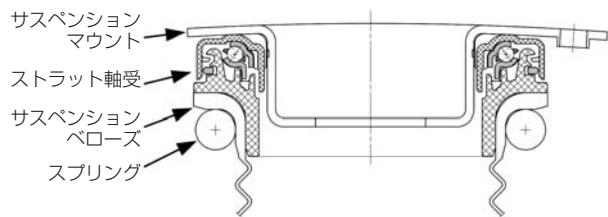


図2 ストラットの軸受周辺構造
Strut bearing and surrounding structure



図3 フローティングシール付き第2世代ストラット構造
2nd. Generation strut bearing structure with floating seal

3. 第2世代ストラット軸受の構造および特長

第2世代ストラット軸受の構造を図3に示す。

- 樹脂部品 (01, 02) にて軸受部品を収納し、サスペンションマウントおよびスプリングなどの周辺部品に組み付けられる。
- フローティングシール (03)
- プレス軌道輪 (04, 06)
- 保持器およびボール (05)
- グリース

第2世代ストラット軸受は、アッパートップカバーとスプリングシートに樹脂を用いており、スプリング荷重で軸受全体に変形が発生する。図4は、スプリング荷重が負荷された時のストラット軸受の荷重分布列を示す。サスペンションストロークによるスプリング長さの変化によりストラット軸受が受ける荷重は大きく変動し、スプリング端面の円周方向の不均一な荷重がストラット軸受自体を変形させている。

第2世代ストラット軸受に発生するこの変形は、ストラット軸受のアッパートップカバーおよびスプリングシートの樹脂部品同士で形成する図5に示すラビリンスを増大させ、軸受内部への水浸入を容易にさせる。

万一、軸受内部へ水が浸入した場合、軌道面の発錆の他に、サスペンションスプリングの荷重振幅により軌道面にはフレットング摩耗 (FBE : False Brinelling Effect) が発生する。このフレットング摩耗によりドライバーは、走行時や特に車庫入れ時のステアリング操作で異音や振動を感じるため、その対応として水浸入を防止する構造が不可欠である。

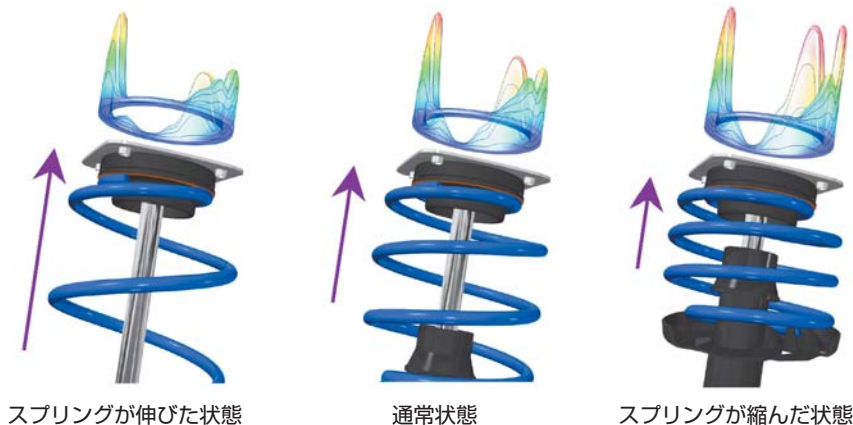


図4 スプリングの伸縮による荷重分布図
Spring load distribution

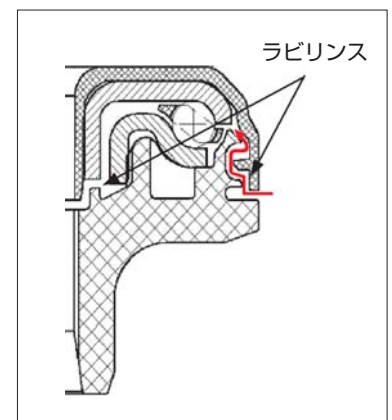


図5 ストラット軸受のラビリンス構造と水浸入経路
Labyrinth structure and water pass

4. フローティングシールの特長

厳しい泥水環境で使用されるストラット軸受は、多量な水やダストおよび泥水が直接かかるため、NTN-SNRは近年、図3に示すシール性能と低トルクの両者を満足するフローティングシール付きストラット軸受を開発した。

このシールのコンセプトを図6に示す。フローティングシール (03) は、上部に位置する樹脂製アッパートップカバー (01) と接し、どの位置においても樹脂製スプリングシート (02) 間に適切なラビリンスを形成する。

フローティングシールは、樹脂部品同士のラジアルおよびアキシアル方向変位に対し、スプリングシートに設けられた溝の中を自在に動くことでフローティングシールとアッパートップカバーは常に良好な接触状態を保つ。このフローティングシールが、軸受内部への水やダストおよび泥水の侵入を防ぎ、同時に低トルクを両立する。

シールの材質も重要な要素であり、NTN-SNRはポリアセタール材 (POM) を標準として採用している。また、耐摩耗性に優れているだけでなく、組み込み時に必要な弾性も有することから、この材料を選定している。

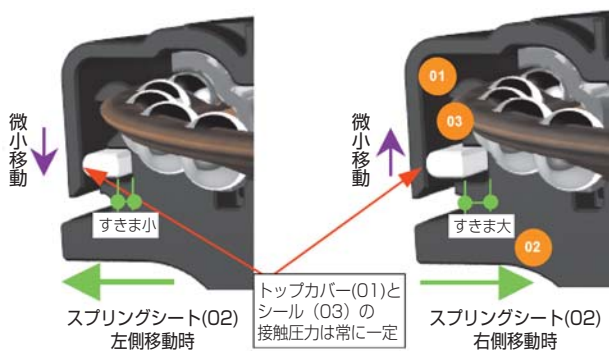


図6 フローティングシールの接触状態
Interference between seal and top cover

5. フローティングシールの性能評価

NTN-SNRでは各自動車メーカーからの要求に対応するため、さまざまな性能評価を行っている。特に、シール性評価はサスペンションアッシーを用いて実施しており、実車により近い環境を再現した試験を行なっている。図7に泥水試験装置を示す。

標準的な試験条件を以下に示す。

- 揺動角度：±40°
- 荷重：6490N (代表例)
- 泥水ノズル：2箇所
- 泥水量：3ℓ/min (ノズル1箇所)
- 運転サイクル：6時間吹付け2時間乾燥
- 試験温度：常温

NTN-SNRの従来品、フローティングシールタイプおよび他社品の構造例を図8～10に示し、これらの泥水試験結果を図11に示す。

NTN-SNRのフローティングシールタイプ (図9) は、図8に示す従来構造と比べ軸受内部への水浸入が90%も大幅に減少している。

また、図10に示す他社製のスプリングカバーにシールリップを成形した構造は、初期のシール性は非常に良いが、樹脂部品の変形による偏荷重でシールが局部的に摩耗するため、NTN-SNRのフローティングシールタイプよりも38%劣ることが確認された。



図7 マクファーソンサスペンションでの泥水試験機
Sealing test with McPherson suspension

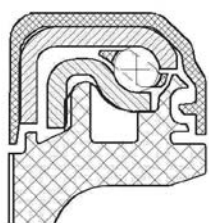


図8 NTN-SNR従来品
NTN-SNR conventional design

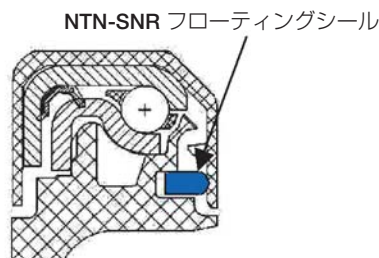


図9 NTN-SNRフローティングシール
NTN-SNR floating seal

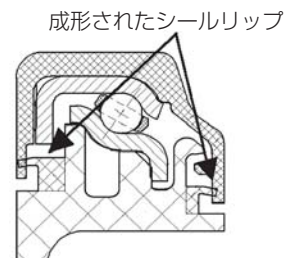


図10 他社製シールリップ成形タイプ
Competitor design : overmolded lips seal

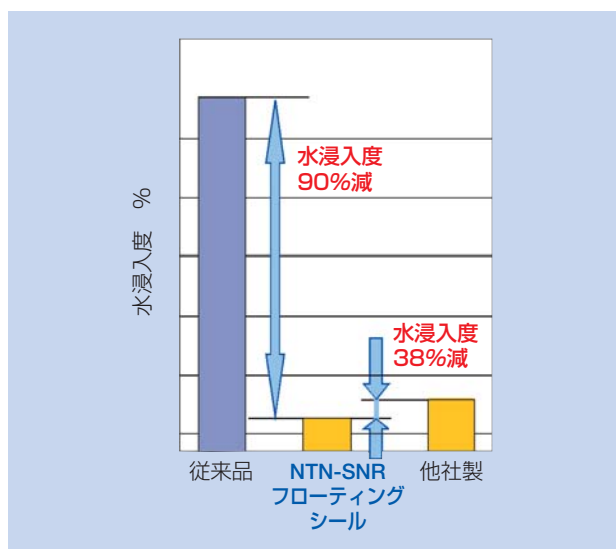


図11 泥水試験結果
Muddy water test results

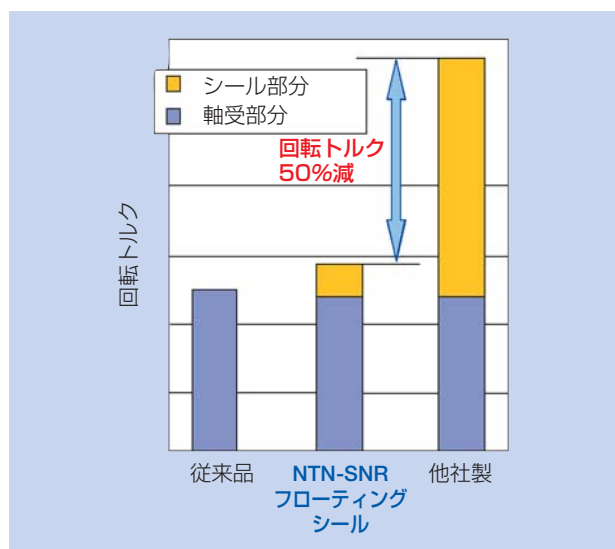


図12 回転トルク試験結果
Torque test results

さらに、ストラット軸受の回転トルクにおよぼすシールの寄与度を図12に示す。他社品に対して、NTN-SNRのフローティングシールタイプは50%のトルク低減効果があることがわかる。

6. あとがき

NTN-SNRはストラット軸受の信頼性向上となる独自のシールコンセプトを開発・標準化した。

現在、本フローティングシール付ストラット軸受は新規車両へ順次採用されている。本製品を引き続きさまざまな自動車メーカーへ供給し、あらゆる車両走行時における信頼性向上に貢献してきたい。

執筆者近影



Gérald MIRABEL
NTN-SNR ROULEMENT
Automotive Equipment
Engineering



山路 晋
自動車事業本部
自動車技術部

[製品紹介]

NTN-SNR ウォータポンプ用低トルク・高負荷容量プーリー軸受ユニット

NTN-SNR Low Torque and High Capacity Pulley Bearing Unit for Water Pumps

NTN-SNR Sebastien BRISSON*



エンジンと熱交換機（ラジエターなど）にクーラント（冷却水）を循環させる自動車エンジン用ウォータポンプは高い信頼性が求められる重要部品であり、特にその構成要素である軸受とシールは重要な役割を担っている。

近年、エンジンの進化により、タイミングベルトや補機ベルトプーリーの使用条件も厳しくなり、それにともない、ウォータポンプ用プーリー軸受ユニットも高温・高負荷で使用されるケースが多いため、これらを考慮した軸受設計が必要とされる。

NTN-SNRのウォータポンプ用プーリー軸受ユニットは、市場要求に基づいて開発を行った。本稿では開発したウォータポンプ用軸受ユニットの構造と性能について紹介する。

Water pump for car engine activates the circulation of coolant between engine and heat exchangers. This is a very important part needing high reliability, especially for seal and bearing that are the strategical components of this pump.

Actual evolutions and additional functions of timing and accessory belts lead to have higher load, temperature and lever arm on the bearing. Therefore bearing internal design must take these conditions into account.

Pulley bearing unit of NTN-SNR for water pump has been developed to meet market demands.

This papers introduces the structure and performance about developed pulley bearing unit for water pump.

1. はじめに

二酸化炭素排出量/燃料消費量の削減および製品の信頼性向上がウォータポンプ用プーリー軸受ユニットにも求められており、これらの市場要求に対応する軸受の機能改善が必要である。

本稿では、新たに開発したフランジを介して外輪を軸と結合する手法を取り入れ、取り扱い性が良く、コンパクトで高性能なウォータポンプ用プーリー軸受ユニット（以後、開発品）を紹介する。

2. 構造

エンジンへのウォータポンプ適用部位を図1に示し、その構造を図2に示す。ウォータポンプの基本機能はベルトの回転をタービンの回転に伝えることである。従来品（図2（左））は軸受外輪が固定され、軸受内輪を兼ねた軸が回転する内輪回転構造となってい

る。また、クーラント（冷却水）の漏えい防止のため外部の雰囲気との間にダイナミックシールと呼ばれるシールを配するが、特に高速回転時のシールの耐久性を確保するため、シールリップから微量なクーラントを流す構造とする必要がある。



図1 エンジンへの適用部位
Application site

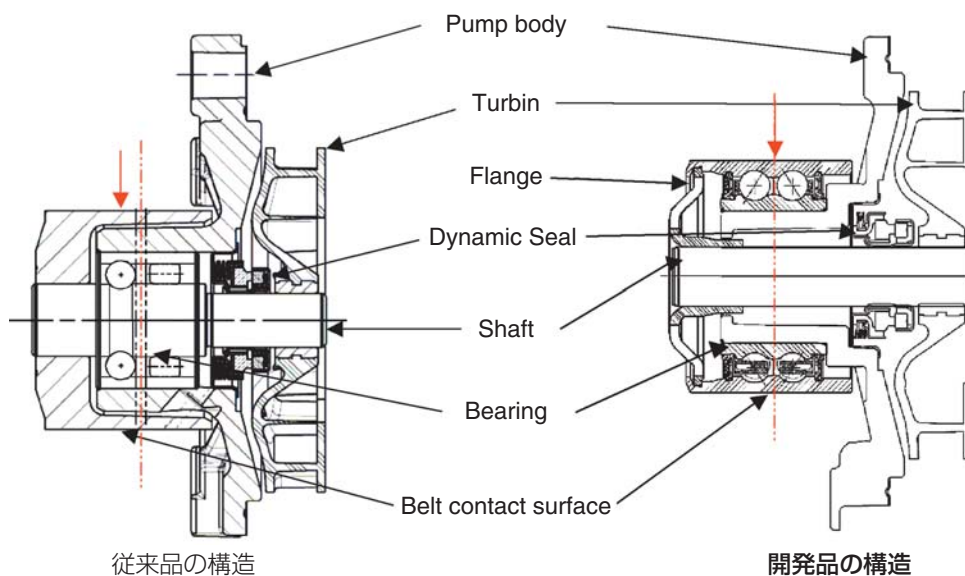


図2 ウォータポンプの構造
Water pump structure

一方、開発品（図2(右)）では、ユニット外周に配された軸受外輪がプーリと共に回転し、軸受内輪が固定された従来品とは異なる外輪回転構造を採用する。軸受外輪と軸とを新規部品であるフランジを介して結合することで、この構造は実現可能となる。この際フランジは、外輪から軸にトルクを伝えるとともに軸振れを抑える機能も有する。また、本構造により同じユニットサイズでも軸受外径を大きくすることが可能であり、その結果、軸受ボール個数を増やすことで高負荷容量化への対応も容易である。さらに、開発品ではベルトからの荷重位置を軸受幅の中央部とする設計が可能となり、その結果、軸受内部面圧が低減され軸受の長寿命化が図られる。図3には開発品の断面を示した。

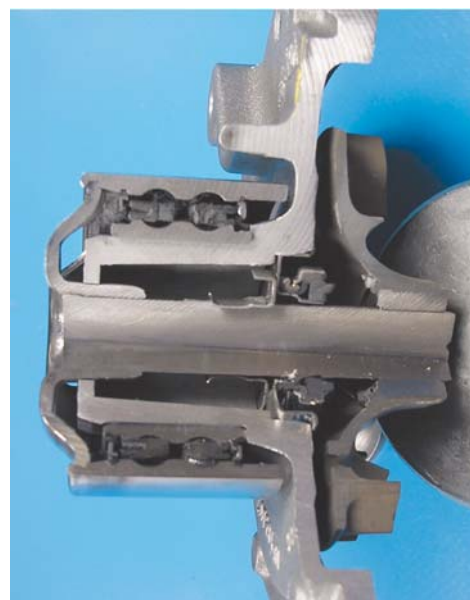
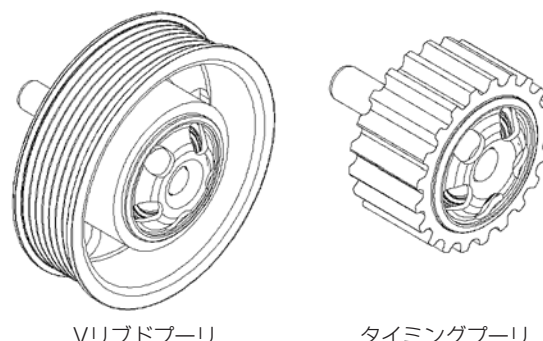


図3 開発品断面
Cut model of the developed water pump

また、図4に示すように本ウォータポンプ軸受ユニットの外輪にVリブドプーリあるいはタイミングプーリを組み付けることで、同一サイズのウォータポンプ軸受ユニットでも様々なタイプのプーリが適用可能になる。



Vリブドプーリ タイミングプーリ
図4 開発品によるプーリ対応事例
Applications of the bearing unit

3. 特 長

外輪回転構造の軸受ユニットには2種の適用形態が挙げられる。ひとつは、コンプレッサー用軸受のように単純に軸受外輪にプリー部材を装着するタイプ、もうひとつは開発品で採用した軸受外輪自体をプリー部材として使用し、その外輪と軸をフランジを介して結合するタイプであり以下の特長を持つ。

1. 同一ユニットサイズの場合、軸受外径を大きくできるため大径ボールが採用可能で、高負荷容量化/長寿命化が可能
2. 組み立てによる軸振れを軽減
3. ウォータポンプ重量の低減
4. 同一サイズの標準軸受ユニットで、様々な寸法および種類のプリーへの適用が可能

軸受外輪とフランジとの結合部分と外輪曲げ加工部写真を図5に示す。図中の写真に示すように、フランジの全外周面に外輪端部の曲げ加工で結合され、このフランジと結合するための外輪の曲げ加工工程を図6に示す。

また、軸受ユニットの外観を図7に示す。フランジ側面には穴抜き加工が施されており、軸受ユニットをウォータポンプ筐体に組み付けする際、この穴から内輪を押し込み圧入することで軸受ユニットの組み付けを容易にしている。

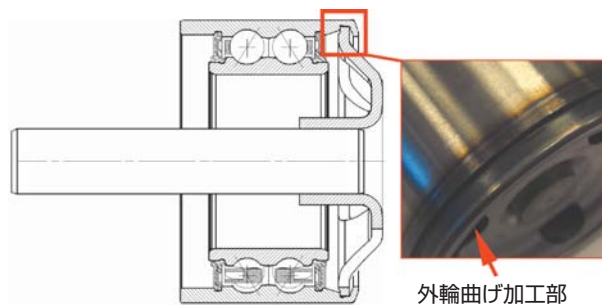


図5 軸受外輪とフランジの結合
Attachment of outerring and flange

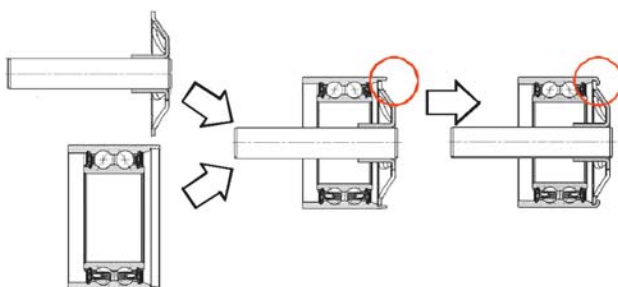


図6 外輪の曲げ工程
Bending process of outer ring

さらに、前項にて記載したダイナミックシールは耐久性確保のため、シールリップから微量のクーラントを流す必要がある。従来品では、流れ出すクーラントが軸受内に浸入しやすい構造であり軸受の短寿命を引き起こす可能性があった。

しかし、開発品の構造では、クーラントはこの穴を經由して排出されるため、クーラントの軸受内浸入に起因する軸受短寿命化を回避できる。

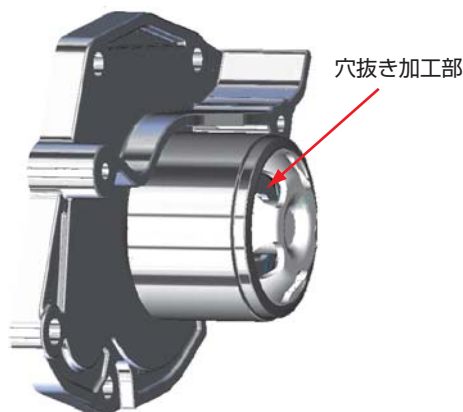


図7 軸受ユニット外観
Appearance of the bearing unit

4. 性 能

4.1 シールトルク

従来品は、ダイナミックシールから微量のクーラントを流すため、3重構造のシールリップを持つ特殊なシールを用いておりシールトルクが高くなっている。外輪回転構造の開発品では、前述の通りダイナミックシールから微量のクーラントを流しても直接軸受寿命に影響を及ぼさないため、図8に示す断面形状を持つ標準シールが適用可能であり、トルクも低く抑えることができる。軸受トルクの測定結果を以下に示す。

- ・ウォータポンプ全体：0.05Nm
- ・軸受ユニットのみ：0.03Nm

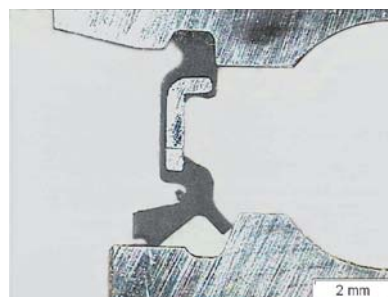


図8 標準シールの断面形状
Standard seal section design

4.2 結合トルク

開発品では新たにフランジを追加することで、外輪回転構成とした。このフランジと軸、および外輪とが適切な結合強度を持つことを確認するため以下の評価をおこなった。

4.2.1 軸とフランジ間の結合トルク

図9に軸とフランジ間の圧入締め代と結合トルクの関係を示す。軸とフランジ間の結合トルクは両者間の締め代で決定され、締め代を調整することで、常に最適な結合トルクが得られる。軸とフランジの締め代が0.035~0.085mmの場合、結合トルクの変動幅は10Nm以内である。

一方、軸とフランジの締め代が0.025~0.075mmの時は、結合トルクは最大17Nm変動する。なお、量産品では、結合トルクが42~51Nmの範囲に収まるよう締め代を適切に管理しており、要求値である結合トルク20Nm以上の条件を満たす。

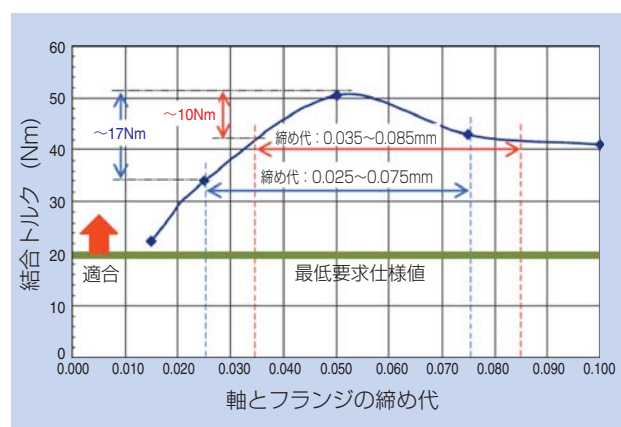


図9 軸とフランジ間の締め代と結合トルクの関係
Relationship of interference between shaft and flange and resistance torque

4.2.2 外輪とフランジ間の結合トルク

図10に量産品の外輪とフランジ間の結合トルクの実測結果を示す。ウォータポンプとして必要な外輪とフランジ間の結合トルク（要求仕様値）は、最低20Nmであるが、量産品の結合トルクは80Nm程度であり、ばらつきを考慮しても要求仕様を十分満たしている。

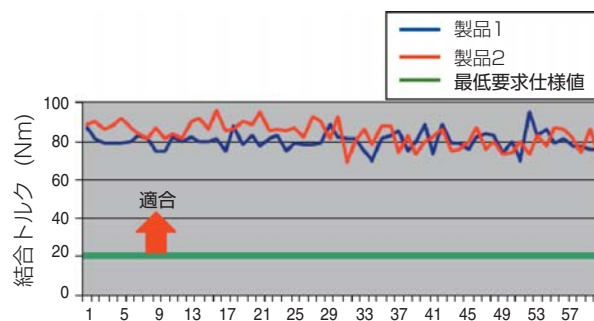


図10 外輪とフランジ間の結合トルク
Creep torque between outer ring and flange

4.3 耐久性能

以下の試験条件で耐久試験を実施した。

①高速耐久試験条件

- ・回転数 : 7500min⁻¹
- ・ラジアル荷重 : 2000N
- ・雰囲気温度 : 110°C ± 10°C
- ・テスト時間 : 1000h

①高負荷耐久試験条件

- ・回転数 : 2250min⁻¹
- ・ラジアル荷重 : 3500N
- ・雰囲気温度 : 110°C ± 10°C
- ・テスト時間 : 1000h

上記試験条件での社内試験において軸受損傷は認められなかった。また、顧客のベンチ試験でも破損は発生していない。

5. まとめ

本稿では、外輪回転の新規構造を採用したウォータポンプ用プーリ軸受ユニットを紹介した。今後、ウォータポンプメーカーとも連携し、自動車メーカー向けを中心に更なる拡販を目指し、二酸化炭素排出量の削減や燃費改善に貢献していきたい。

執筆者近影



Sebastien BRISSON
NTN-SNR ROULEMENT
Automotive Equipment
Engineering

転がり軸受最適設計システムの開発 Development of System for Rolling Bearing Design Optimization



今田 大介* Daisuke IMADA
丹羽 健* Tsuyoshi NIWA
上野 崇** Takashi UENO
魚住 朋久** Tomohisa UOZUMI

自動車のトランスミッションまたはデファレンシャルギヤなどで使用される転がり軸受の低トルク化、小型軽量化、長寿命化、高剛性化などの要求に対し、最良かつ最速で転がり軸受仕様を提案できる転がり軸受最適設計システムを開発した。本稿では転がり軸受最適設計システムの紹介と実施例について述べる。

There are demands for rolling bearings used in automotive transmission and differential gear, to improve their torque, size, weight, life and rigidity. In order to achieve those demands, a system for rolling bearing design optimization has been developed. This paper introduces the system with application examples.

1. はじめに

地球環境問題への対応として、自動車の省燃費化要求が高まっている。それに伴い、トランスミッションまたはデファレンシャルギヤに用いられる転がり軸受（以下、軸受と記載する）の低トルク化や小型軽量化の要求が高まっており、この設計技術向上に各社がしのぎを削っている¹⁾。

この部位に使用される軸受は、寿命・剛性・安全率などのさまざまな要求特性を満足させる必要があるが、省燃費化要求に応えるためには、これらに加えてさらに低トルク化および小型軽量化の要求を満足する必要がある²⁾。要求特性を満足する仕様を得るためには、設計して要求仕様を確認するという試行錯誤の繰返しが必要であり、非常に多くの工数がかかる。与えられた条件（サイズ）の中では、要求仕様を満足させることができないこともあり、特に円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受は要求特性に影響を与える設計因子が多く、複数の荷重条件の中で要求特性を満足させる設計を確立することは非常に難しい。

近年、CAE分野では最適化解析が浸透しつつあるが³⁾、前述のような用途には、各種要求特性を制約条件として、トルク最小またはサイズ最小、長寿命、高剛性などを目的関数として設定すれば、最適化解析により検討が可能である。

今回、上記目的に対応して、トルクまたは寿命を向上させる設計変数を最適化するルーチンと、その機能を実現させるための詳細設計ルーチンとを組み合わせた最適設計システムを開発した。以下にその最適設計システムを紹介する。

NTNでは2008年秋より円すいころ軸受の最適設計システムが本格稼働しており、世界に先駆けて開発されたものであると考えている。

*自動車事業本部 CAE技術部
**自動車事業本部 自動車技術部

2. 最適設計システム

2.1 適用範囲

図1はリアのデファレンシャルへ円すいころ軸受が適用された例である。今回開発したシステムでは、このように1本の軸を支持する2個の軸受を計算対象としており、2個の軸受の最適自動設計を同時に行うことが可能である。これにより円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受のような接触角を持つ軸受において、2個の軸受の接触角バランスを考慮した最適設計が可能である。本システムで設計できる軸受は玉軸受（深溝玉軸受・アンギュラ玉軸受）と円すいころ軸受に分けられる。表1に本システムで計算可能な軸受の組み合わせを示す。表1の組み合わせでミッション用軸受の約90%をカバーできる。

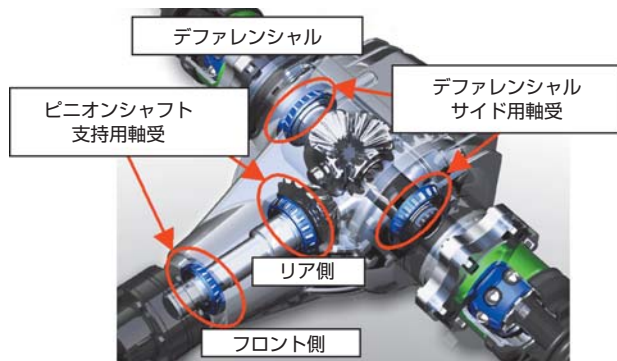


図1 円すいころ軸受の適用例
Example of applied taper roller bearing

表1 軸受組み合わせ
Bearing arrangement

	深溝玉軸受	アンギュラ玉軸受	円すいころ軸受
深溝玉軸受	○	○	—
アンギュラ玉軸受	○	○	—
円すいころ軸受	—	—	○

（深溝玉軸受・アンギュラ玉軸受）と円すいころ軸受に分けられる。表1に本システムで計算可能な軸受の組み合わせを示す。表1の組み合わせでミッション用軸受の約90%をカバーできる。

2.2 最適設計システムの機能説明

本システムの検討フローを図2に示す。まず、軸受の組み合わせを決定し、軸受の内径、外径、幅、荷重条件などを入力後、変数（転動体個数など）を設定して計算を実行する。転動体および保持器は実績データベースを用いれば、品種統合が可能である。

計算の詳細としては、まず初期値を用いて軸受諸元が設定され、寿命や面圧などを計算し解析を行う。その結果を最適化プログラムが読み取り、要求仕様を満足し、目的関数や制約条件を考慮して、さらに最適な解になるよう変数を定義し、それを諸元として再度計算を繰り返す。最適解の探索には応答曲面法⁴⁾を用いている。尚、ハウジングの詳細な剛性データがあれば、ハウジング剛性を考慮した設計も可能である。

図2右側の「計算プログラム」は

- ① 軸系に作用する荷重から軸受荷重を求めるプログラム
- ② 軸受転動体荷重や転走面の接触面圧算出プログラム
- ③ クラウニング量計算プログラム
- ④ 軸受負荷容量計算プログラム
- ⑤ 軸受トルク計算プログラム
- ⑥ 軸受寿命計算プログラム
- ⑦ 質量計算プログラム などがある。

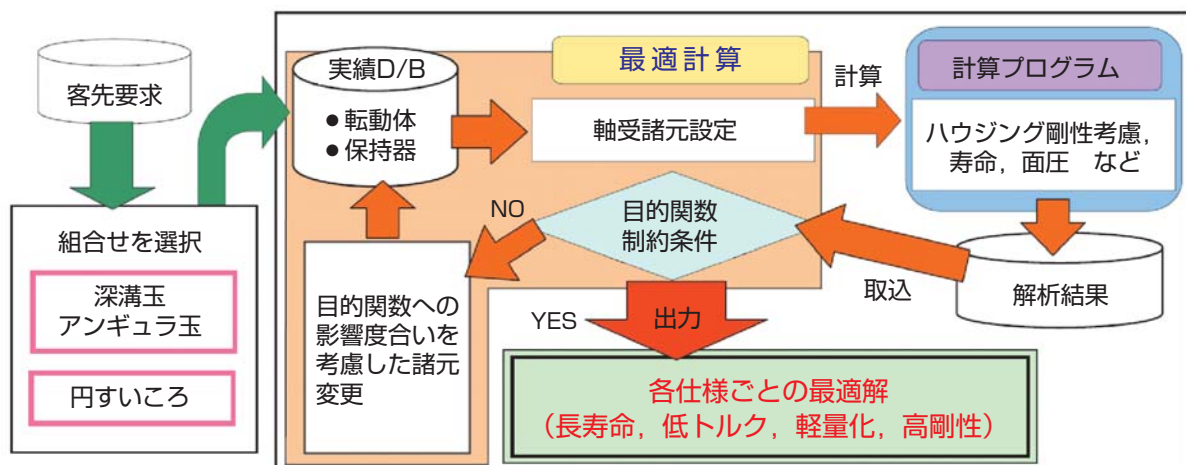


図2 最適設計システムの計算プロセス
Calculation process of program for design optimization

本システムでは目的関数に、以下の項目の設定が可能である。

- 計算寿命
- トルク
- 質量
- 軸受剛性

制約条件には以下の項目の設定が可能で、上限および下限の範囲を指定することが可能である。

- 計算寿命
- 安全率
- 接触面圧
- 軸受剛性
- トルク
- つば部PV値（円すいころ軸受のみ）
- 軸受寸法（設計諸元寸法） など

2.3 最適設計システムの効果

本システムを使用することにより、従来の方法に比べて、設計検討時間を大幅に短縮することに成功した。

図3に設計工数（設計検討のみ）の所要日数比較を示す。特に円すいころ軸受における時間短縮効果は大きい。

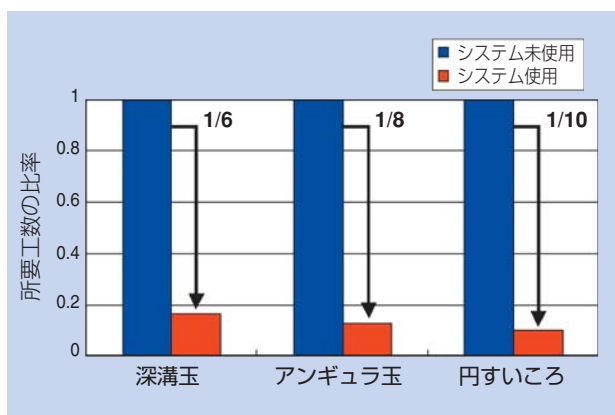


図3 設計検討所要工数比率
Comparison of design study time

3. 検討実施例

3.1 最適化の概要

本システムを使用して、軸方向長さのコンパクト化に重点を置いた制約条件下で、低トルク化を目的関数とした円すいころ軸受の最適化検討の概要を紹介する。

検討対象は図1で示したデファレンシャルのピニオンシャフト支持用軸受とする。最適化の検討イメージを図4に示す。

検討前は要求寿命に対し、若干の余裕がある状態である。低トルク化を目的関数として最適化することで要求寿命を満足し、それに併せて最小のトルクとなる軸受内部諸元とする。

このように最適化することで、寿命および寸法などの要求機能を満足した最もトルクの低い軸受を設計することが可能となる。



図4 ピニオンシャフト支持軸受の最適化のイメージ
Optimization image of pinion shaft support bearings

3.2 最適化の実施例

本システムを使用して最適化検討を実施した円すいころ軸受の検討例を以下に示す。検討対象軸受は、**図5**に示すCVTのデフサイド用円すいころ軸受とした。

《最適化検討例1》 寿命最大化の最適化検討

＜目的関数＞

寿命：最大

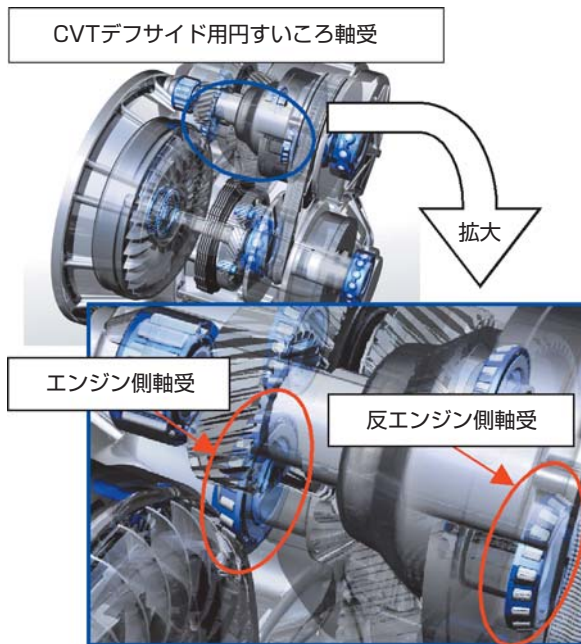


図5 CVTデフ部の構造
Structure of CVT diff part

＜制約条件＞

トルク：現行以下
面圧：現行以下
軸受寸法：現行同等

検討対象軸受を用いて、寿命最大を目的とした最適化を実施する。**図6**に軸受仕様と軸受性能の比較を示す。

基本的に円すいころ軸受は接触角 (α) を大きくすると定格荷重は低下するが、軌道面の面圧とトルクも低下する。これは、特にエンジン側軸受は、大きなスラスト荷重を負荷しており、接触角を大きくすることによりスラスト負荷能力が向上することに起因する。

今回の最適化では、計算寿命が最大化となるような左右軸受の接触角バランスとしたことで、面圧とトルクも低減している。

《最適化検討例2》 トルク最小化の最適化検討

＜目的関数＞

トルク：最小

＜制約条件＞

寿命：現行以上
面圧：現行以下
軸受寸法：現行同等

同じ軸受を用いて、今度はトルク最小を目的とした

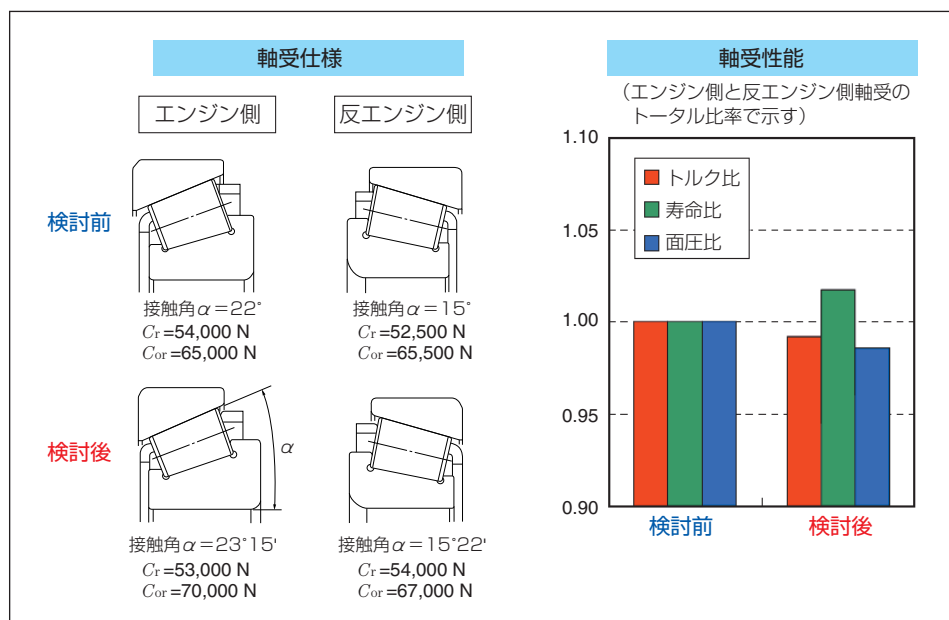


図6 最適化結果1
Optimization result 1

最適化を実施する。図7に軸受仕様と軸受性能の比較を示す。

この最適化では、トルク低減のため接触角を大きく、ころ長さを小さくしたことで軸受の定格荷重は低下するが、左右軸受の接触角バランスを最適にしたため、計算寿命としては同等を確保でき、面圧も低減している。

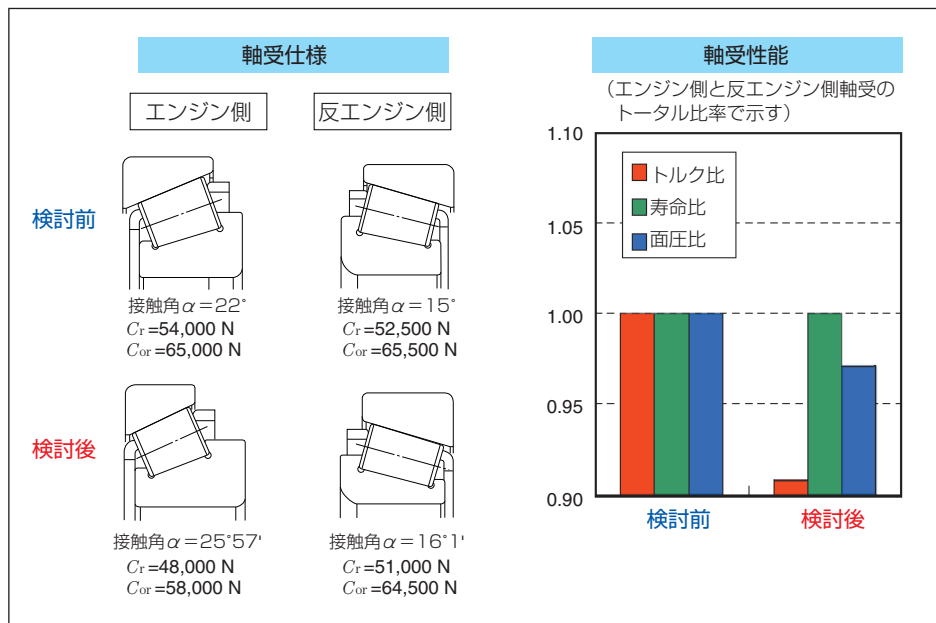


図7 最適化結果2
Optimization result 2

4. おわりに

本稿にて紹介した最適設計システムは、以下の特長を有する。

< 転がり軸受最適設計システムの特長 >

- 制約条件を満たしながら、目的関数（寿命、トルク、質量、軸受剛性）が最大（最小）となる設計が可能
- 1軸2個の軸受で接触角を持つ円すいころ軸受やアンギュラ玉軸受において、左右接触角バランスを考慮した軸受設計が可能
- 転動体や保持器などの製作実績データベースによる品種統合が可能
- 従来に比べ設計検討時間が大幅に短縮
- 初心者でも熟練者と同レベルの設計が可能

本システムを用いることで、低トルク化や小型軽量化などの目的に応じた軸受を短期間で設計し、顧客への設計提案が迅速にできる。

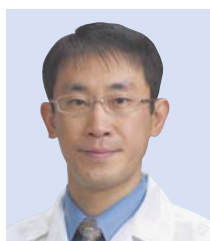
参考文献

- 1) 辻本 崇 望月次郎, 高負荷容量円すいころ軸受, NTN TECHNICAL REVIEW No. 73, 2005
- 2) 金本 崇広, 上野 崇, 片山 昭彦, 佐藤 正範, トランスミッション用商品の技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW No. 75, 2007
- 3) 長谷 陽夫, 丹羽 健, ハブベアリング軽量化開発への形状最適化手法の適用, NTN TECHNICAL REVIEW No. 73, 2005
- 4) 山川 宏, 最適設計ハンドブック, 朝倉書店, 2003

執筆者近影



今田 大介
自動車事業本部
CAE技術部



丹羽 健
自動車事業本部
CAE技術部



上野 崇
自動車事業本部
自動車技術部



魚住 朋久
自動車事業本部
自動車技術部

Essential Elements for Ecology

品質と環境をつくるNTN

●主軸用自動調心ころ軸受

風の変化によって生じる軸受荷重と回転数の変動に対し、ころスキューが少なく、軸受摩擦トルクの安定した発熱の低い設計を実現しました。



<Rotor shaft>
主軸

外径:900~2500mm

●増速機用円筒ころ軸受

極低速回転から定格回転数まで、ころスキューが少なく、転動体とつば実内面の耐かじり性が良好な設計。また、特殊熱処理により長寿命化を実現しました。



<Gearbox>
増速機

外径:980mm



減速機

<Yaw gearbox>

外径:400mm

●減速機用アンギュラ玉軸受

コンパクトで高負荷容量の特殊設計により、許容アキシアル荷重が大きな長寿命軸受を実現しました。

●発電機用絶縁軸受

軸受内部の電流通過によるスパーク現象(電食)が生じにくいセラミックをコーティングした「メガオームシリーズ」絶縁軸受を新規開発しました。



発電機

<Generator>

外径:380mm

NTN®

www.ntn.co.jp

クリーンエネルギーを支える、NTNのベアリング

転がり軸受用鋼の超長寿命域までのせん断疲労特性の迅速評価

Rapid Evaluation of Shear Fatigue Properties of Rolling Bearing Steels Up to Giga-cycle Regimes



坂中 則 暁* Noriaki SAKANAKA
 松原 幸 生* Yukio MATSUBARA
 島村 佳 伸** Yoshinobu SHIMAMURA
 石井 仁*** Hitoshi ISHII

転がり軸受の純粋な転がり疲労による内部起点型はく離に先立つ初期き裂の発生を支配する応力の1つとして、表層に繰り返し作用する交番せん断応力が挙げられる。せん断疲労特性はねじり疲労試験によって評価できるが、低負荷周波数の従来のねじり疲労試験機では超長寿命域までの評価は事実上不可能である。

高強度な転がり軸受用鋼のせん断疲労特性の迅速な評価を目的として、加振周波数20,000Hzの超音波ねじり疲労試験機を開発した。従来機(負荷周波数:10Hz)では、 10^{10} 回の負荷を与えるのに32年以上を要するのに対し、超音波ねじり疲労試験機では、約7日で終了することができ、転がり軸受用鋼の特性評価に極めて有効である。

In rolling bearings, subsurface flaking failures occur under pure rolling contact fatigue conditions. In such failures, one of the crack initiation factors is believed to be the repetitive orthogonal shear stress. The shear fatigue properties can be obtained by torsional fatigue testing. However, up until now, it has been all but impossible to establish the shear fatigue properties of giga-cycle regimes because of conventional low loading frequency torsional fatigue testers. By contrast, ultrasonic fatigue testing is employed to assure high loading speeds.

We have developed an ultrasonic torsional fatigue tester which enables for the rapid evaluation of shear fatigue properties. A loading frequency of 20,000 Hz is quite high, and as such results in a radical reduction of testing duration. For example, when loading cycles of 10^{10} are applied, the conventional testers (loading frequency: 10 Hz) require over 32 years to complete testing, as compared with the ultrasonic torsional fatigue tester requires only seven days. This tester is effective for the property evaluation of rolling bearing steels.

1. はじめに

転がり軸受の内部起点型はく離に先立つ初期き裂の発生を支配する応力の1つとして、表層に繰り返し作用する交番せん断応力(ほぼ両振り)が挙げられる¹⁾。せん断疲労特性はねじり疲労試験によって得ることができる。引張圧縮疲労試験(軸荷重疲労試験、回転曲げ疲労試験)の場合、負荷回数 10^7 回における疲労強度を疲労限度とすることが慣習的であるが、転がり軸受では、潤滑条件が良好な場合、高負荷を与えても 10^7 回程度では内部起点型はく離は起きないため、せん断疲労特性を見極めるには超長寿命域までの評価が必要である。しかし、従来のねじり疲労試験機は低負荷周波数である。例えば負荷周波数10Hzの場合、

10^{10} 回の負荷を与えるには32年以上かかり、超長寿命域の評価は実質不可能である。

迅速疲労特性評価法の1つに超音波軸荷重疲労試験があり、この評価結果は多数報告されている。一方、超音波ねじり疲労試験に関する研究は、2007年末時点ではほとんど報告されておらず、扱われた供試材はAl合金²⁻⁴⁾や軟鋼⁵⁾であり、与えられる最大のせん断応力振幅は約260MPaであった。2008年以降、2件の高強度鋼、すなわち598HVのばね鋼⁶⁾、817HVの浸炭鋼⁷⁾の評価結果が公表されたが、それらによると、せん断応力振幅の最大値は、前者は約600MPa、後者は約800MPaである。

これまでの超音波ねじり疲労試験機では、高強度鋼を広負荷範囲で評価することは困難であった。そのた

*先端技術研究所

**静岡大学工学部機械工学科

***静岡大学名誉教授

め、高強度な転がり軸受用鋼の広負荷範囲のせん断疲労特性の迅速評価を目的として、超音波ねじり疲労試験機（加振周波数20,000Hz、両振り）を開発した。本報では、超音波ねじり疲労試験機の開発とそれによる軸受鋼JIS-SUJ2のせん断疲労特性評価について述べる。

2. 超音波ねじり疲労試験機

2.1 超音波ねじり疲労試験機の構成

図1に本体の構成を示す。主要部品はねじり振動コンバータ（加振周波数範囲20,000±500Hz）、アンプ、ねじり振幅拡大ホーンである。ねじり振動コンバータは定格出力300Wと小さいが、試験片の形状とねじり振幅拡大ホーンを適正化して、試験片に高いせん断応力を安定して与えられるようにした。

繰り返しせん断応力を負荷すると試験片にき裂が発生し、ある程度進展すると共振周波数が低下する。共振周波数が変動幅の設定しきい値を超えると、試験片が破損したと見なし、試験を停止するようにした。

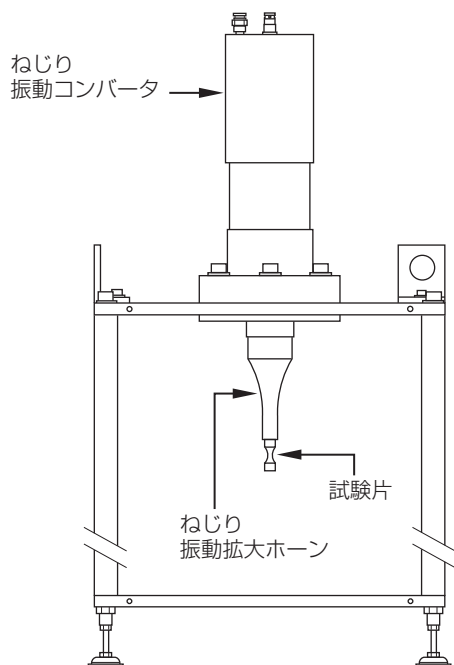


図1 超音波ねじり疲労試験機の模式図
Schematic of ultrasonic torsional fatigue tester

2.2 試験片の設計

図2に試験片の模式図を示す。試験片はダンベル型で、肩部長さ L_1 、半弦長さ L_2 、肩部半径 R_2 、最小径部半径 R_1 、円弧半径 R で決定される。試験片の設計にあたっては、任意の L_2 、 R_2 、 R_1 を与え、共振周波数 $f=20,000\text{Hz}$ 、ヤング率 $E=204\text{GPa}$ 、ポアソン比 $\nu=0.29$ 、密度 $\rho=7,800\text{kg/m}^3$ (E 、 ν 、 ρ はSUJ2の実測値)とともに(1)~(6)式に代入すれば、理論解の L_1 が求まる⁵⁾。円弧半径 R は R_1 、 R_2 、 L_2 から求まる。当初、この理論解の L_1 で試験片を製作したが、共振しなかった。

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \dots\dots\dots (1)$$

$$\omega = 2\pi f \dots\dots\dots (2)$$

$$\alpha = \frac{1}{L_2} \operatorname{arccos} h \left(\frac{R_2^2}{R_1^2} \right) \dots\dots\dots (3)$$

$$k = \omega \sqrt{\frac{\rho}{G}} \dots\dots\dots (4)$$

$$\beta = \sqrt{\alpha^2 - k^2} \dots\dots\dots (5)$$

$$L_1 = \frac{1}{k} \operatorname{arctan} \left[\frac{1}{k} \{ \beta \coth(\beta L_2) - \alpha \tanh(\alpha L_2) \} \right] \dots\dots (6)$$

そこで、FEMによる自由ねじり共振の固有値解析を行ったところ、理論解の L_1 の試験片のFEMモデルでは共振周波数が19,025Hzとなり、ねじり振動コンバータの加振周波数範囲である20,000±500Hzを外れた。固有値解析で共振周波数が20,000Hzとなるような L_1 を求めることにより、20,000Hz付近で共振するようにした。

図3に試験片のFEMモデルにて自由ねじり共振の固有値解析を行って求めたねじり角 θ と、表面のせん断応力 τ の軸方向分布を示す。試験片の端面ねじり角 θ_{end} が0.01radの場合であり、このときの試験片最小径部の表面に作用する最大せん断応力 τ_{max} は526MPaとなった。したがって、線形弾性の範疇では、 θ_{end} と τ_{max} の関係は(7)式のようになる。

$$\tau_{\text{max}} = 5.26 \times 10^4 \theta_{\text{end}} \dots\dots\dots (7)$$

なお、図2の試験片には平行部がないため、最小径部には若干の応力集中が生じる。しかしながら、応力集中係数は $\alpha=1.054$ であり⁸⁾、さほど大きくはない。なお、(7)式から求まる τ_{max} は $\alpha=1.054$ を含む値である。

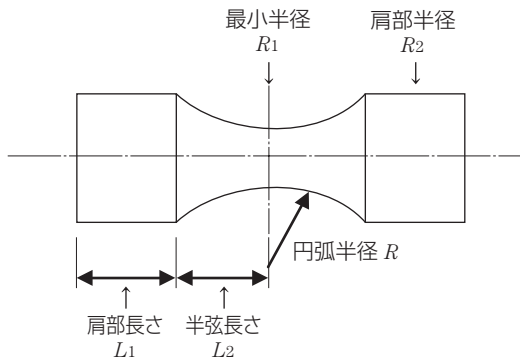


図2 試験片の模式図
Schematic of specimen

2.3 試験片とねじり振幅拡大ホーンの相互形状の適正化

試験片最小径部の表面に作用する最大せん断応力 τ_{max} は、試験片を大きくするほど大きくなる。しかしながら、試験片を大きくすると共振が不安定になって試験が停止する現象が起きた。そこで、試験片はアンプ出力90%まで安定して共振する大きさにし、ねじり振幅拡大ホーンの拡大率を向上させた。

図4に高効率ねじり振幅拡大ホーンの形状と、FEMモデルにて自由ねじり共振による固有値解析で求めたねじり角の軸方向分布を示す。振幅拡大ホーンは20,000Hz付近で共振するように設計、調整されている。素材はTi合金である(ヤング率 $E=116\text{GPa}$,

ポアソン比 $\nu=0.27$, 密度 $\rho=4,460\text{kg/m}^3$). 大端面のねじり角 $\theta_{end,L}$ が 0.000418 rad の場合、小端面の $\theta_{end,S}$ は、 0.018 rad となり、ねじり角の拡大率は43.1倍である。

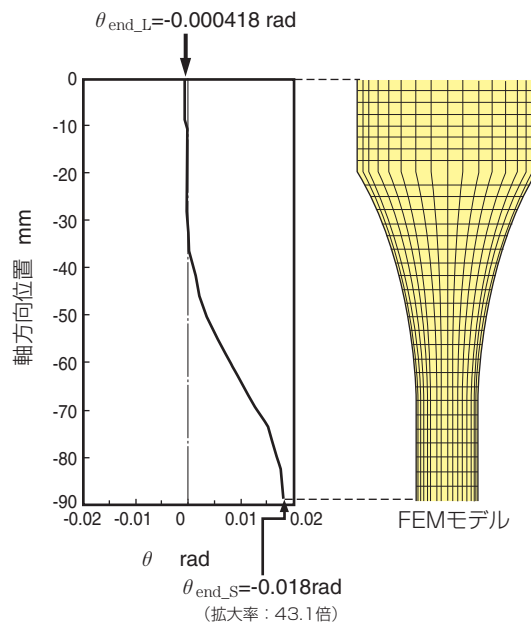


図4 高効率ねじり振幅拡大ホーンの形状とねじり角の軸方向分布
Shape of high efficient horn to magnify torsional amplitude and distribution of torsional angle in axial direction

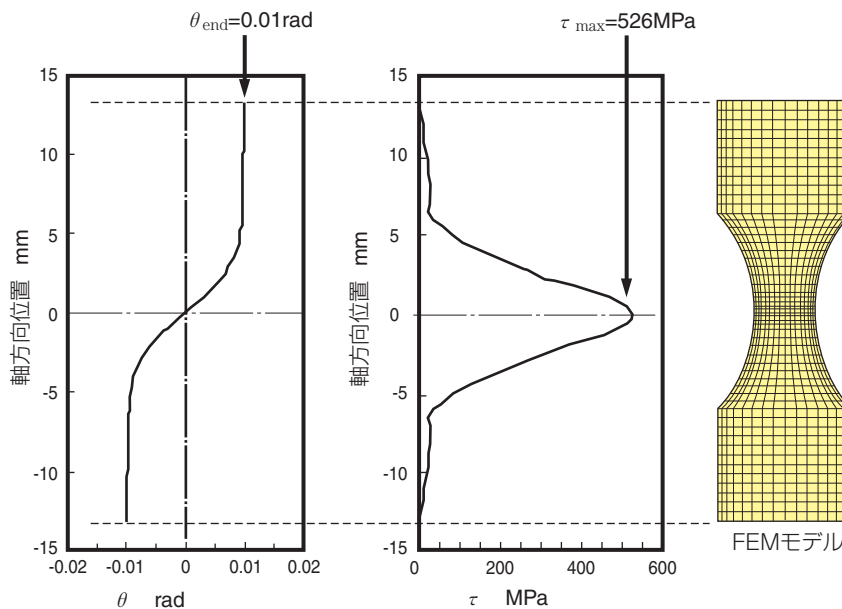


図3 自由ねじり共振の固有値解析で求めたねじり角 θ と表面のせん断応力 τ の軸方向分布
(試験片の端面ねじり角 θ_{end} が 0.01 rad の場合)

Distributions of torsional angle θ and shear stress τ at specimen's surface calculated by eigenvalue analyses of free torsional resonance (Torsional angle at specimen's end face $\theta_{end}=0.01\text{ rad}$)

2.4 試験片最小径部の表面に作用する最大せん断応力振幅の測定

表1に試験片製作に用いた高炭素クロム軸受鋼JIS-SUJ2の化学成分を示す。試験片は旋削、熱処理、研削仕上げして製作した。熱処理は、加熱：830℃×80min、油焼入：80℃、焼戻：180℃×180minとした。

試験片3本を用い、アンプ出力 P (%) を変えて端面ねじり角 θ_{end} (rad) を測定した。アンプ出力 P を10%から90%まで5%刻みで変え、図5のように測定した端面ねじり幅 $2a$ から、端面ねじり角 θ_{end} を求めた。その結果、図6のように、 P と θ_{end} の間には直

表1 使用したSUJ2の化学成分(wt%, Oはppm)
Chemical compositions of SUJ2 used (wt%, O: ppm)

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	O
1.02	0.27	0.43	0.014	0.007	0.05	1.48	0.04	0.09	6

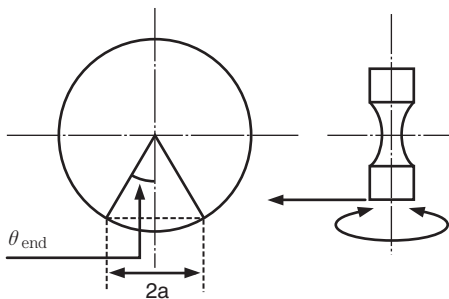


図5 端面のねじり幅 $2a$ とねじり角 θ_{end} の関係
Relationship between torsional width $2a$ and torsional angle θ_{end} at specimen's end face

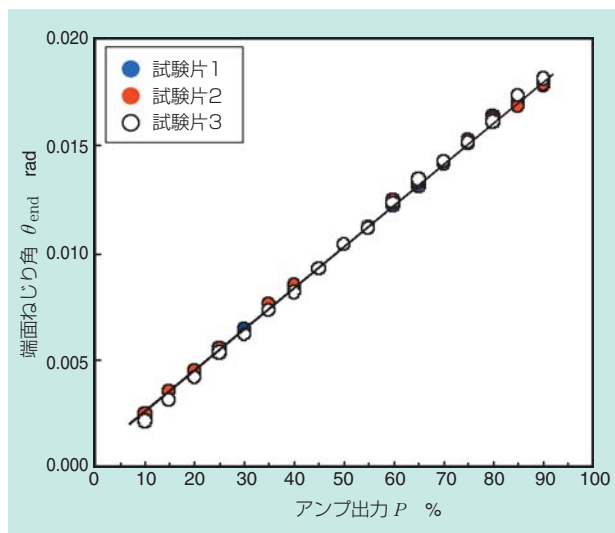


図6 アンプ出力 P と端面ねじり角 θ_{end} の関係
Relationship between amplifier output P and torsional angle at specimen's end face θ_{end}

線関係が見られ、回帰直線として (8) 式が得られた。(7) 式と (8) 式から、アンプ出力 P と試験片最小径部の表面に作用する最大せん断応力振幅 τ_{max} の関係は (9) 式ようになる。(9) 式から、 $P=90\%$ で $\tau_{max}=951\text{MPa}$ となり、高強度な転がり軸受用鋼をせん断疲労破壊させるのに十分であることがわかった。

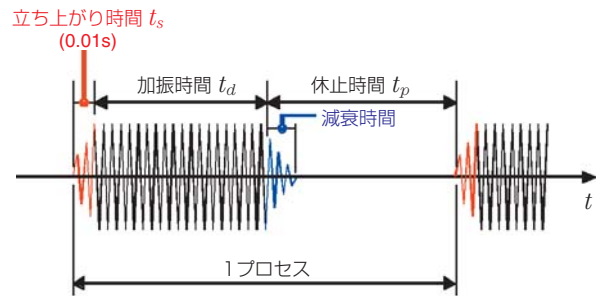
$$\theta_{end} = (1.96 \times 10^{-4})P + 4.35 \times 10^{-4} \dots\dots (8)$$

$$\tau_{max} = 5.26 \times 10^4 \theta_{end} = 10.3P + 22.9 \dots\dots (9)$$

2.5 間欠負荷における実質負荷周波数

図7に間欠負荷⁹⁾の模式図を示す。所定のアンプ出力に達するのに0.01sを要する。この時間を立ち上げ時間 t_s とする。その間の負荷回数はカウントしない。また、所定の加振時間 t_d が過ぎてアンプ出力がゼロになっても、直ちに振動が止まるのではなく、減衰していく。その間の負荷回数もカウントしない。減衰していく時間も休止時間 t_p に含める。したがって、加振周波数を f とすると、実質負荷周波数 f_e は (10) 式で求まる。

$$f_e = \frac{f \cdot t_d}{(t_s + t_d + t_p)} \dots\dots (10)$$



立ち上がりまでと減衰の負荷回数はカウントしない

図7 間欠負荷の模式図
Schematic of intermittent loading

3. 超音波ねじり疲労試験によるSUJ2のせん断疲労特性の評価

2.4項で試験片肩部下端のねじり角を測定するために製作したSUJ2製試験片を用いてせん断疲労特性を評価した。評価に先立ち、表面粗さの影響をなくす目的で、試験片を回転させながら試験片節部にエメリー研磨（#500，#2000）とダイヤモンドラッピング（粒径1μm）を施して鏡面状態にした。

試験片の発熱を抑えるため、乾燥エアを試験片節部に吹き付けて強制空冷した。試験中に最小径部の温度を放射温度計で側温したところ、せん断応力振幅が700MPa以上では発熱が大きかったため、間欠負荷の条件は加振時間0.11s，休止時間1.1sとした。700MPa未満ではほとんど発熱しなかったため、負荷回数10⁷回までは加振時間0.11s，休止時間1.1sとし、それまでに破損しなければ一旦試験を停止し、加振時間1s，休止時間0.2sに変えて再開した。負荷回数10¹⁰回まで破損しなければ打ち切りとした。加振周波数を20,000Hzとすると、2.5項の(10)式より、実質負荷周波数は加振時間0.11s，休止時間1.1sの場合は1,803Hz，加振時間1s，休止時間0.2sの場合は16,529Hzとなる。

図8に超音波ねじり疲労試験機で間欠運転にて評価して得たせん断疲労特性を示す。図8中の実線は、日本材料学会の金属材料疲労信頼性評価標準JSMS-SD-6-02の疲労限度型折れ線モデルにあてはめて求

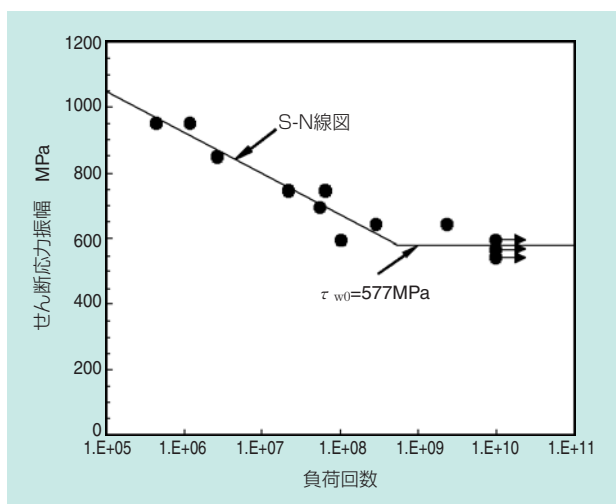


図8 超音波ねじり疲労試験で評価して得たSUJ2のせん断疲労特性
Shear fatigue property of SUJ2 evaluated by ultrasonic torsional fatigue tester

めたS-N線図であり，せん断疲労限度は $\tau_{w0} = 577\text{MPa}$ となった。

破損した試験片の表面の最大応力が作用するあたりを観察したところ，すべてに図9のような，軸方向のせん断型の初期き裂が見られた。

4. 考察

超音波ねじり疲労試験機（両振り）は，迅速ねじり疲労試験機としてだけでなく，超長寿命域（例えば，負荷回数10¹⁰回）までのせん断疲労特性を調べることができると考えられる。近年の転がり軸受の長寿命化に伴って，ISO規格には，寿命計算式に疲労限面圧が導入された¹⁰⁾。以下では，疲労限面圧の推定について検討した。なお，従来のねじり疲労試験機にて，本報と同等のSUJ2を評価した結果，負荷回数が10⁸回のオーダーまでは，すべての試験片が破損したことから，せん断疲労限度は存在しないという報告がある¹¹⁾。図8から，10⁸回のオーダーは時間強度域であり，せん断疲労限度を求めるには，それ以上の負荷回数が必要であると考えられる。

図8より，SUJ2のせん断疲労限度は $\tau_{w0} = 577\text{MPa}$ であった。線接触状態の場合，4.3項で述べるように，最大接触面圧 P_{max} は交番せん断応力振幅 τ_0 の4倍に等しくなる。疲労限面圧を見積もるには，以下の2つの補正が必要と考える。図10は以下の補正を施した場合のせん断疲労限度 τ_{w0} である。

- (1) 破壊確率補正 (4.1項参照)
- (2) 寸法効果補正 (4.2項参照)

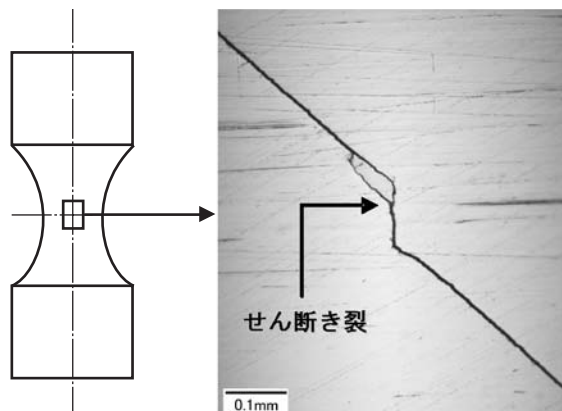


図9 せん断型の初期き裂の拡大写真
Magnified photo of initial shear-mode crack

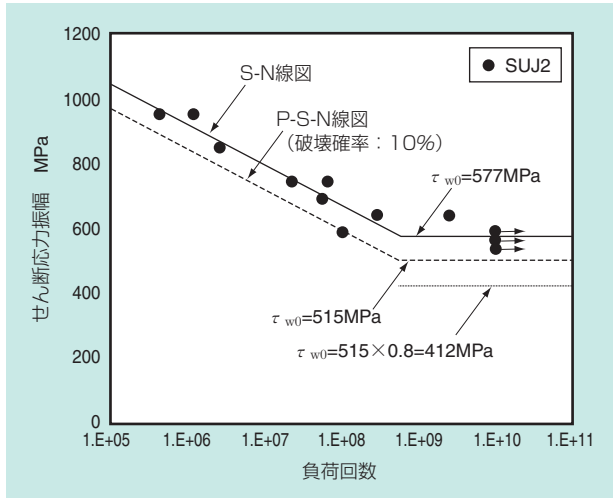


図10 破壊確率補正と寸法効果補正を施した場合のせん断疲労限度 τ_{w0}
Modified shear fatigue limits τ_{w0} based on failure probability and size effect

4.1 破壊確率補正について

疲労試験結果にはバラツキがあるため、疲労特性を統計的に把握することが望ましい。そのためには、複数応力水準で複数本の試験片を評価してP-S-N線図を得ればよい。しかしながら、時間的制約から実施が困難な場合が多いであろう。図8のせん断疲労特性から、せん断疲労限度 τ_{w0} を求めるのに日本材料学会の金属材料疲労信頼性評価標準JSMS-SD-6-02を用いた。それには少ないデータ数でP-S-N線図を得る機能がある。図10中の破線は、それによって得た破壊確率10%のP-S-N線図であり、せん断疲労限度は $\tau_{w0}=515\text{MPa}$ となった。

4.2 寸法効果補正について

ねじり疲労試験では、せん断応力は試験片表面で最大、中心でゼロになる応力勾配をもつ疲労試験である。ここで、引張圧縮疲労試験のうち、軸荷重疲労試験では平行部断面内の垂直応力は均一であり、平行部直径によらず一定の疲労限度を示すことが知られている。それに対し、応力勾配をもつ回転曲げ疲労試験では、平行部直径が大きくなるにつれて疲労限度が低下し、軸荷重疲労試験での疲労限度に漸近していく寸法効果を示すことが知られている¹²⁾。それによると、引張強度が異なる3種の鋼について、軸荷重疲労試験と平行部直径を変えた回転曲げ疲労試験を行い、それぞれの疲労限度を求めている。その結果、鋼種によらず、軸荷重疲労試験での疲労限度は、平行部直径が4mm

の回転曲げ疲労試験での疲労限度の約80%となっている。

上記のように、引張圧縮疲労試験では応力勾配をもたない軸荷重疲労試験での疲労限度が安全側の基準になる。一方、ねじり疲労試験では平行部直径をいくら大きくしても応力勾配をもつため基準が存在しない。応力勾配をもつ以上、ねじり疲労試験でも寸法効果は避けられない。そこで、図10では、ねじり疲労試験についても、引張圧縮疲労試験の基準がそのまま適用できると仮定した。つまり、超音波ねじり疲労試験片の最小直径は4mmであるため、せん断疲労限度 τ_{w0} に係数0.8を乗じ、 $\tau_{w0}=412\text{MPa}$ となった。

4.3 線接触状態の場合の疲労限面圧の推定

接触楕円の長軸半径aと短軸半径bの比b/aと $2\tau_0/P_{\max}$ の関係は、近似的に(11)式で与えられる¹³⁾。疲労限面圧を推定するために τ_0 に乗じる係数は、b/aの値を(11)式に代入して求めればよい。線接触状態の場合、すなわち、b/a→0の場合、(11)式から P_{\max} は τ_{w0} の4倍に等しくなる。

$$\frac{2\tau_0}{P_{\max}} = -1.00 \times 10^{-3} \left(\frac{b}{a}\right)^4 + 4.86 \times 10^{-2} \left(\frac{b}{a}\right)^3 - 1.12 \times 10^{-1} \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 7.44 \times 10^{-3} \left(\frac{b}{a}\right) + 5.00 \times 10^{-1} \dots\dots\dots (11)$$

破壊確率補正と寸法効果補正を施したせん断疲労限度は $\tau_{w0}=412\text{MPa}$ であるため、疲労限面圧は $P_{\max \text{ lim}} = 4\tau_{w0} = 1,648\text{MPa}$ と推定されることになる。ここで、2007年に改訂された最新のISO規格¹⁰⁾では、疲労限面圧が1,500MPaと定められている。今回実験的に求めた疲労限面圧は、ISO規格とほぼ同等の値であった。

5. まとめ

転がり軸受の純粋な転がり疲労による内部起点型はく離に先立つ初期き裂の発生を支配する応力の1つとして、表層に繰り返し作用する交番せん断応力（ほぼ両振り）が挙げられる。しかし、転がり軸受を低負荷で評価しても実質有限時間内では内部起点型はく離は起きない。せん断疲労特性はねじり疲労試験によって評価できるが、従来のねじり疲労試験機は低負荷周波数であるため、超長寿命域までの特性評価は実質不可能であった。

高強度な転がり軸受用鋼のせん断疲労特性の迅速評価を目的として、超音波ねじり疲労試験機（加振周波数20,000Hz、両振り）の自作に取り組み、試験片に最大約950MPaのせん断応力振幅を与えられるものを開発した。それにより、高炭素クロム軸受鋼JIS-SUJ2の低サイクル域から高サイクル域までのせん断疲労特性を得ることができた。

参考文献

- 1) G. Lundberg and A. Palmgren: Acta Polytechnica, Mech. Eng. Series, 1-3, 5-58, 1947
- 2) S. Stanzl-Tschegg, H. Mayer and E Tschegg, Ultrasonic, 31, 275-280, 1993
- 3) 飯島淳, 石井仁, 荒木弘安, 東郷敬一郎, 日本機械学会東海支部第54期総会講演会講演論文集, 131-132, 2005
- 4) H. Mayer, Int. J. Fatigue, 28, 1446-1455, 2006
- 5) I. M. Garcia, J. P. Doucet and C. Bathias, Int. J. Fatigue, 29, 2094-2101, 2007
- 6) Y. Akiniwa, S. Stanzl-Tschegg, H. Mayer, M. Wakita and K. Tanaka, Int. J. Fatigue, 30, 2057-2063, 2008
- 7) 島村佳伸, 成田康一郎, 石井仁, 東郷敬一郎, 藤井朋之, 矢ヶ崎徹, 原田雅道, 材料, 59, 938-943, 2010
- 8) W. D. Pilkey, Peterson's Stress Concentration Factors (2nd Ed.), John Wiley & Sons, 128, 1997
- 9) H. Ishii, K. Yamanaka and K. Tohgo, Material Science Research International, Special Technical Publication 1, 59-63, 2001
- 10) ISO 281, Rolling Bearings - Dynamic Load Ratings and Rating Life 2nd Ed. 2007-02-15, Ref. No. ISO 281(E), 2007
- 11) S. Shimizu, K. Tsuchiya and K. Toshi, Tribol. Trans. 52, 807-816, 2009
- 12) 大内田久, 日本機械学会誌, 64, 263-272, 1961
- 13) T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis (3rd Ed.), Wiley-Interscience, 147, 1991

執筆者近影



坂中 則暁
先端技術研究所



松原 幸生
先端技術研究所



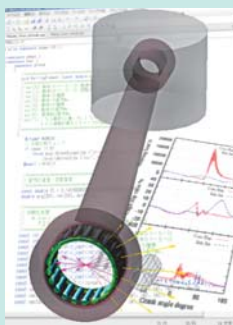
島村 佳伸
静岡大学
工学部機械工学科



石井 仁
静岡大学
名誉教授

エンジンコンロッド用針状ころ軸受における保持器応力の2次元動力学解析

Two-Dimensional Dynamic Analysis of Cage Stress for Needle Roller Bearings Supporting Connecting Rod in Reciprocating Engines



坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI

レシプロエンジンのコンロッドに用いる針状ころ軸受の保持器に発生する応力を、ころと保持器の運動および保持器の弾性変形を考慮した動力学モデルを用いて数値解析により求めた。運転条件は、想定した二輪車用のエンジンにおける、最大トルク、最高出力、最高回転速度およびオーバーランの4つとした。計算結果より、爆発力が作用した直後、および吸気行程において上死点からのクランク角が90度付近である時に保持器の応力が増大し、またこの応力の最大値は回転速度とともに増加することが確認された。

In this paper, the author numerically analyzed cage stress in needle roller bearings supporting connecting rods used in reciprocating engines by using a dynamics model of rolling bearings considering both roller and cage motions and elastic deformation of the cages. The analyses were conducted in four conceivable conditions in an engine for a small-size motorcycle; maximum-torque, maximum-power, maximum-speed and overrun-speed. These results show that cage stress rises at a moment immediately after the explosion and at a crank angle of approximate 90 degrees after the top dead center in the intake stroke and the cage stress increases with the crank rotational speed.

1. はじめに

二輪車用の単気筒エンジンでは、組立形式のクランク軸を採用しており、クランク軸とコンロッドとの連結部（コンロッド大端）には、滑り軸受に比べ起動トルクが小さい針状ころ軸受が多く使用されている。

コンロッドの小型・軽量化に伴って、針状ころ軸受には負荷容量の向上が求められている。限られたスペース内で軸受の負荷容量を向上させるためには、ころの長さや本数の増加が有効である。その反面、ころを等間隔に保持する保持器の薄肉化を伴うため、保持器強度が低下する。そのため、破損することのない必要十分な強度を有する保持器の設計が重要であり、保持器に発生する応力を精度良く算出することが求められている。

コンロッド大端の針状ころ軸受の運動は複雑である。内輪軌道はクランク軸中心回りに公転運動する。外輪軌道は内輪軌道に対して揺動運動する。ピストンからの筒内圧力荷重、コンロッドの往復運動と揺動運動の慣性力、およびクランク軸の回転による遠心力が軸受荷重として作用する。

このように複雑な運動形態のため、コンロッド大端の針状ころ軸受の保持器に作用する力やこれにより発生する応力の実測は難しい。藤原らは、コンロッド大端の軸受に作用する荷重を再現できる試験機を製作し、保持器挙動の測定を試みているが、公転運動は含まれていない¹⁾。

実験的な究明が困難なため、ころや保持器の動力学モデルを構築し、時々刻々の運動を数値計算で求めることが試みられている^{1)~3)}。ただし、いずれの場合も保持器はころや軌道面との接触部を除き剛体として扱われており、保持器に発生する応力を求めるには至っていない。

筆者は、保持器の弾性変形を考慮した転がり軸受の動力学解析を試み^{4) 5)}、遊星運動下の針状ころ軸受の保持器に発生する応力が回転速度と共に増加し、実験で保持器が短時間で破損する運転条件では、解析で求めた保持器の最大の主応力が保持器材の疲労限を超えることを確認した⁵⁾。

本稿では、遊星運動用の動力学解析コード⁴⁾をコンロッド大端の針状ころ軸受に適用し、保持器応力に及ぼす運転条件の影響を検討した。

*先端技術研究所

2. 解析方法

本解析の対象範囲は、図1に示すピストン、コンロッド、クランク軸およびコンロッド大端の針状ころ受である。主な解析仮定と計算方法を以下に示す。

1. ころ、保持器およびコンロッドのyz平面上的3自由度の運動を考慮する。
2. モード合成法⁶⁾を用いて保持器の弾性変形を考慮する¹⁾。
3. クランク軸は、その中心が固定され、一定速で回転する。
4. ピストンは、コンロッドの小端と滑らかな回転ジョイントで連結され、かつシリンダー内を滑らかに往復運動する(図1のy方向の並進運動のみを仮定し、摩擦は無視する)。
5. ころ、保持器および軌道面は、互いに弾性接触し、その垂直力はヘルツ接触に準じる。
6. 軌道面からころに作用する転がり方向へのすべりによるトラクションを考慮する。トラクション係数は、表面粗さに対する油膜厚さの比の影響を考慮した関数でモデル化する⁷⁾。
7. 軌道面からころに作用する転がり接触による力には、油膜による転がり粘性抵抗⁸⁾~¹⁰⁾、油膜の圧力による転がり方向分力⁸⁾~¹⁰⁾を考慮する。本稿では、これらの力をZhouらの計算方法¹⁰⁾にて求める。

上記の仮定に基づき、ころ、保持器、コンロッド、ピストンおよびクランク軸ならびにそれらの相互に働く干渉力を汎用機構解析ソフト上にてモデル化し、各部品の運動および保持器の変形とこれにより定まる応力の計算を行った。

3. 解析対象

解析対象となるエンジンおよび軸受の諸元ならびにその潤滑条件を表1に示す。

解析するエンジンの運転条件を表2に示す。実際のエンジンでの代表的な4つの運転条件を対象とした。爆発力を含む筒内圧力により作用するピストン荷重は、図2の時間履歴を与えた。横軸のクランク角度の0度は上死点である。

i) モード合成法とは、単純な変形モードの足し合せで、複雑な変形を再現する方法。

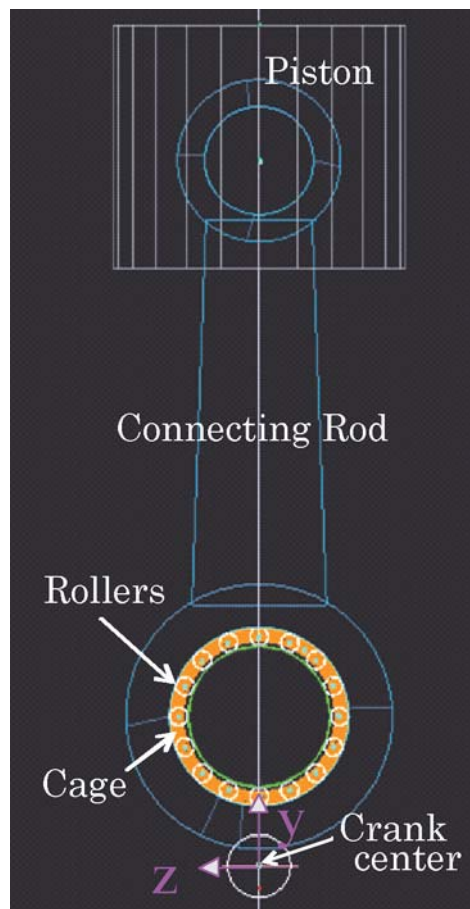


図1 解析対象と座標系
Analyzed objects and analysis coordinate

表1 エンジンおよび軸受の主要諸元とその潤滑条件
Specifications of engine, bearing and lubrication condition

4サイクル単気筒125 cc相当	
クランク半径	27.6 mm
コンロッド長さ	102.7 mm
コンロッド質量	0.0552 kg
コンロッド重心位置*	35.9 mm
(*: 大端の中心からの高さ)	
コンロッド慣性モーメント	202 kg·mm ²
ピストン質量	0.0480 kg
軸受諸元	
内径	26 mm
外径	33 mm
ころ径	3.495 mm
ころ長さ	10.8 mm
ころ本数	16
潤滑油 動粘度	100.5 mm ² /s @ 40 °C
	11.8 mm ² /s @ 100 °C
代表温度	135 °C

表2 エンジン運転条件
Operating condition of reciprocating engine

運転条件名	回転速度 min ⁻¹	最大ピストン荷重 kN
最大トルク	5,000	16.3
最高出力	7,500	13.9
最高速度	9,500	9.7
オーバーラン	10,500	7.6

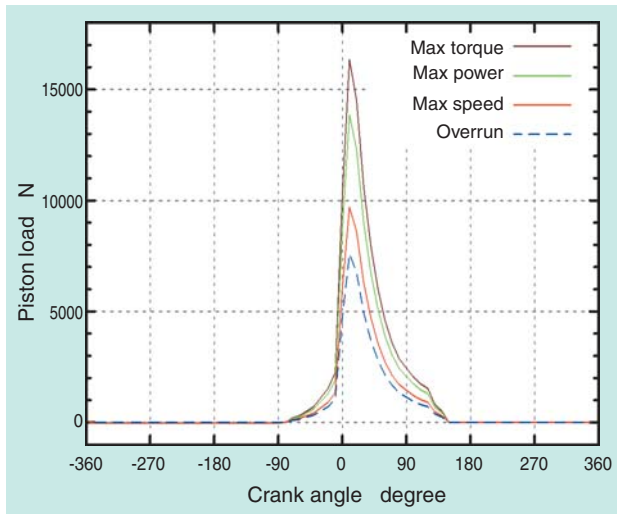


図2 各運転条件でのピストン荷重
Piston load in each operating condition

4. 動力学計算の結果

最大トルク条件における主要部品の角速度、ピストン荷重、軸受荷重、保持器のすべり率および保持器に発生する最大主応力の時間履歴を図3に示す。図3 a)における外輪の角速度の変動は外輪の揺動運動を表している。保持器の角速度も概ね同期して変動していることがわかる。図3 c)に保持器のすべり率を示す。保持器のすべり率は、軌道輪に対してころがすべらずに運動する際の保持器の回転速度に対する、実際の保持器の回転速度の低下率と定義する。図3 b)の軸受荷重の大きさとの関連性をみると、荷重の低い領域ですべりが増加していることがわかる。図3 d)は保持器上の種々の点の最大主応力の時間履歴である(保持器全域での最大応力の履歴を概観するために複数の点の履歴を示した)。図中の "Com." は圧縮行程を, "Exp." は膨張行程を, "Exh." は排気行程を, "Int."は吸気行程を表す。主応力はシリンダー内で爆発が生じた瞬間(0.024 sと0.048 s)に急増し、以降緩やかに減少している。

その他の3つの運転条件における荷重と保持器の主応力の時間履歴を図4から図6に示す。図番が大きいほど、回転速度が高い条件となる。各図a)からわかるように、回転速度とともに爆発力が生じない時間帯の軸受荷重は増加する。ピストンとコンロッドの慣性力の増大のためである。上下死点でのこの慣性力の向きはクランク中心から外側に向かう方向であるため、慣性力と爆発力とは互いに逆向きとなる。そのため、

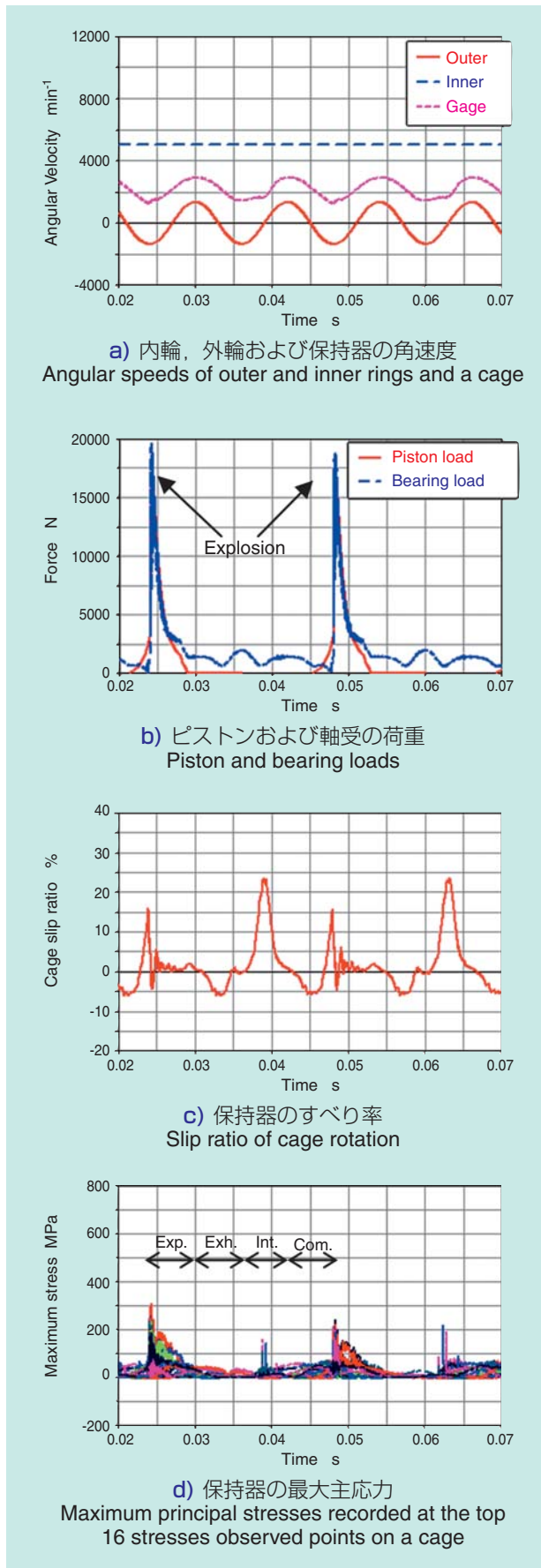


図3 最大トルク条件での解析結果
Various results of numerical analysis in condition of "Maximum-torque"

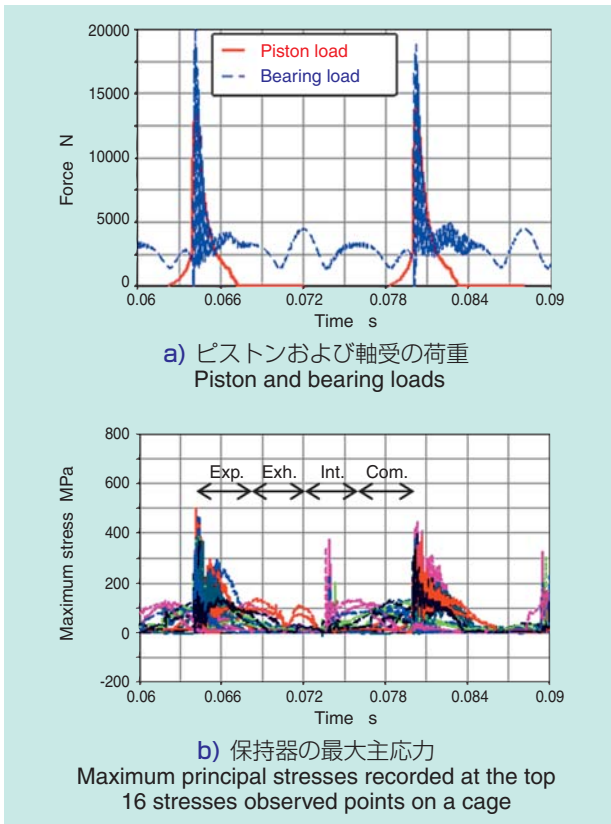


図4 最高出力条件での解析結果
Various results of numerical analysis in the condition of "Maximum-power"

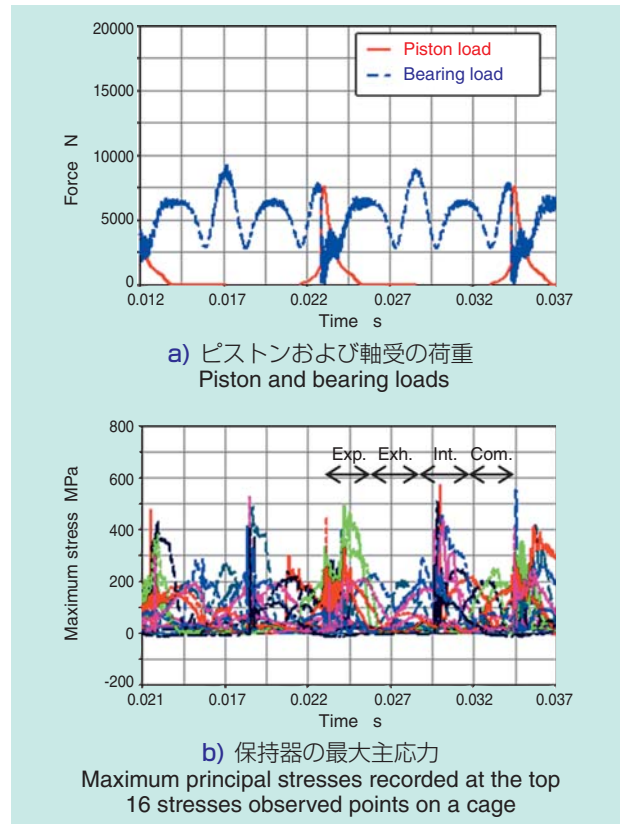


図6 オーバーラン条件下の解析結果
Various results of numerical analysis in the condition to "Overrun-speed"

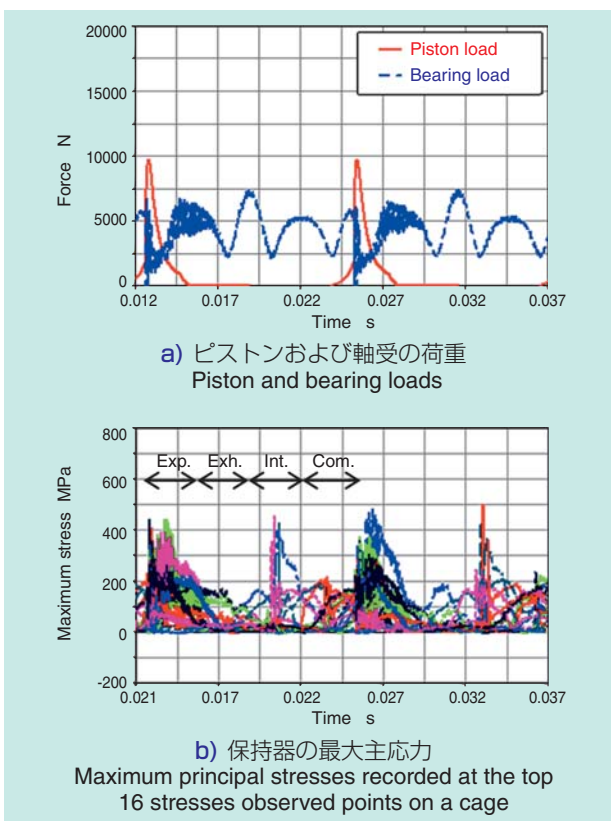


図5 最高速度条件での解析結果
Various results of numerical analysis in the condition of "Maximum-speed"

高速回転下の爆発時の軸受荷重は比較的小さいことがわかる。保持器の応力については、回転速度が増加すると、吸気行程での応力は徐々に増加する。回転速度とともに爆発時の保持器応力も増加するものの、吸気工程での応力の増加に比べ、その増加率は小さい傾向にある。

5. 保持器に発生する応力の増大メカニズム

上記の解析結果を詳細に検討した結果、保持器の応力増大の主なメカニズムは、以下の2つと推定した。

- ① 爆発力によりすべらずに公転し始めたところが保持器を押すとき。
- ② 吸気行程の90度（上死点からのクランク角）付近において負荷圏から抜けたところが遠心力で飛ばされ保持器の柱と衝突するとき。

以下、解析結果を例示しながら、上記の保持器応力の増大メカニズムを考察する。

横軸をクランク角度とし、最大トルク（最も低速）とオーバーラン（最も高速）の条件での軸受荷重、保

保持器のすべり率および保持器の最大主応力を整理し図7に示す。図中のクランク角度0は上死点を，“Com./Exp.”は圧縮工程から膨張行程を，“Ext./Int.”は排気工程から吸気行程を表す。保持器の応力は、保持器の最大の主応力（種々の点の主応力の最大値）をプロットした。

図7 a)の最大トルク条件では爆発直前に保持器すべり率が上昇し、爆発直後に急速に低下する。この時、前記の保持器応力の増大メカニズム①により、本条件において最も高い応力が生じている。吸気行程の90度付近において保持器のすべり率は最大となり、保持器応力にはスパイク状のピークが認められる。このスパイク状のピークは、前記の保持器応力の増大メカニズム②によるものである。

最大トルク条件下での最大の主応力が生じた瞬間（クランク角度10.5度）の軸受の運動状態を図8に示す。クランク軸ならびに保持器の回転方向は反時計回りである。保持器のカラーコンターは最大主応力の大きさを表す。ピストンは図の上部に位置し、爆発力により軸受の上側が負荷圏となった直後の状態であり、負荷圏で最大の主応力が発生している。軸受中心から2時の位置にあるところが保持器の柱に反時計回りの力を負荷している。図9 a)は、このころとその前後の保持器の柱を模式図化したもので、爆発力が生じる前の状態である。ピストンとコンロッドの慣性力により、図の上側半分のところは軌道輪からの負荷は受けず、軸受の公転運動により生じるころの遠心力ⁱⁱ⁾によりクランク中心から遠方側（図の上方向）へ押される。そのため、この2時位置のころは公転運動前方の柱に接触し、柱を変形させている。図9 b)は爆発力が作用した瞬間の状態である。ピストン荷重のため、図の上側が負荷圏となる。2時のころは、軌道面からの負荷の急増を受け、すべらずに公転運動しようとする。その結果、保持器の柱を大きな力で押し、さらに柱の変形を増大させることになる。これがメカニズム①による保持器応力の増大である。なお、最大の応力を生じさせるころの位置が2時である理由は、図9 a)において遠心力により生じる公転前方の保持器の柱への力が比較的大きいこと、および図9 b)において爆発力によるころ荷重が比較的大きく軌道面からの摩擦力が大きいこと、の2つの条件が共に満たされるためと考えられる。

ii) 軸受回りのころの公転運動による遠心力は、外輪軌道に垂直に作用するため、ころの公転運動および保持器への力には影響しない。

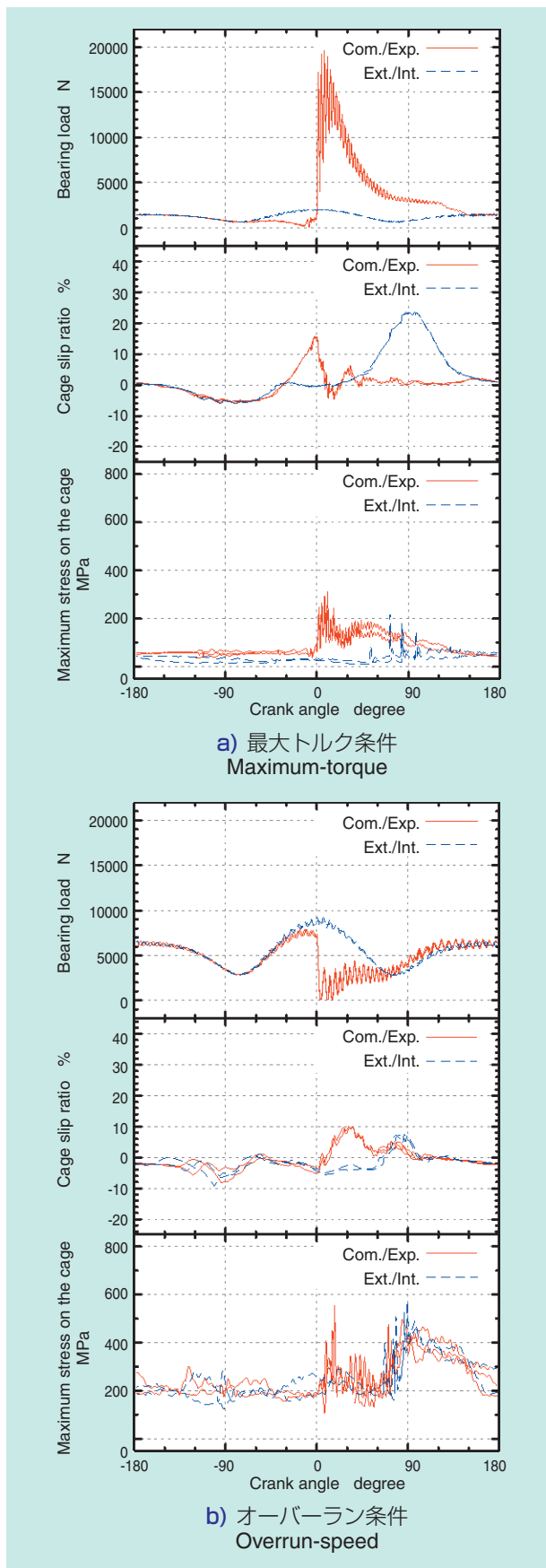


図7 クランク角度に対する軸受荷重、保持器のすべり率および保持器の最大の主応力
Bearing load, cage slip ratio and the maximum principal stress of cage with respect to crank rotation angle

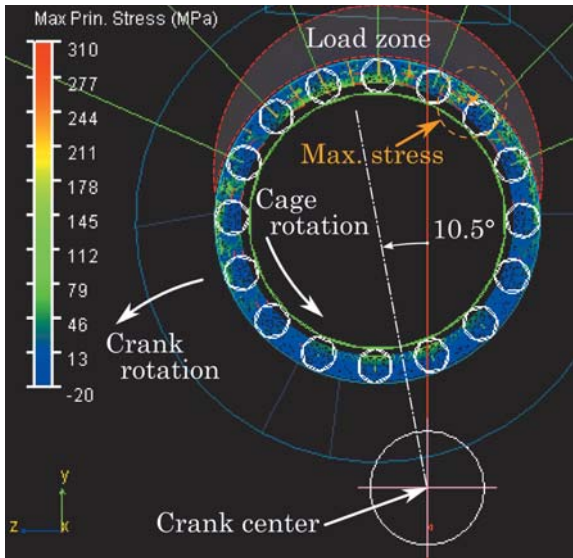
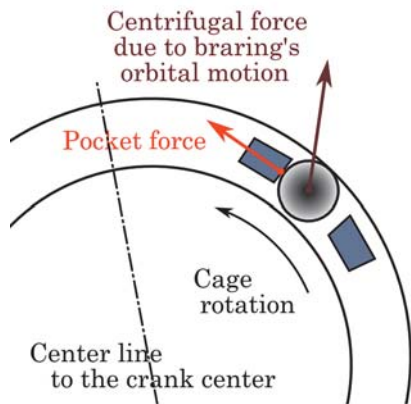
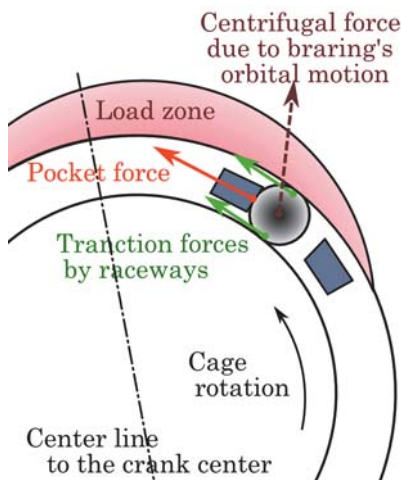


図8 最大トルク条件下の保持器の最大の主応力発生時
(膨張行程 上死点後10.5°)
Bearing appearance when the highest principal stress in the cage occurs in the maximum-torque condition (10.5° angle after the top dead center in a explosion stroke)



a) 爆発直前の非負荷圏のころと保持器
Roller and cage in non-load zone just before the explosion

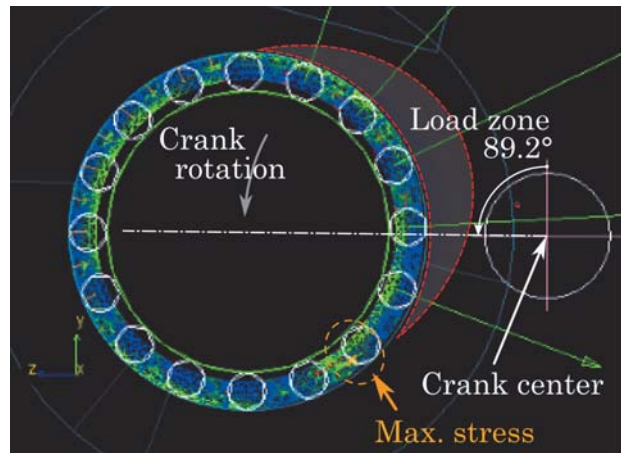


b) 爆発時の保持器の柱への力
Enhanced force on cage bar at the explosion

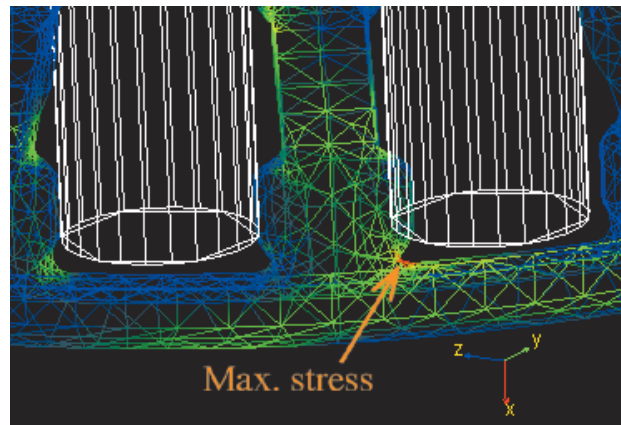
図9 爆発時の保持器の応力上昇の発生メカニズム
Stress rise mechanism of cage at the explosion

図7 b) オーバーラン条件での結果において、保持器の最大の主応力は、吸気行程の90度付近で認められる。これは前記の保持器応力の増大メカニズム②による。このときの軸受の運動状態を図10（上死点后89.2度）に示す。図10 a)において軸受中心から5時の位置にある非負荷圏のころが柱に強く衝突している。その際の最大主応力は図10 b)に示すように、ポケットの柱の隅で発生する。これは一般的な保持器破損での発生箇所と整合する。

図11を用い前記の保持器応力の増大メカニズム②を説明する。図11は、図10で最大主応力が生じたポケットのころおよび保持器の柱（5時）を模式図化したものである。ピストンは右上側に位置しており、負荷圏は右側となる。図11 a)は最大の主応力が生じる前の状態で、5時の位置にあるころは負荷圏に入っ



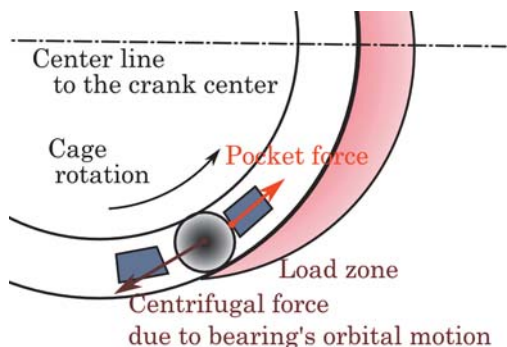
a) 全体像
Outline from the front view



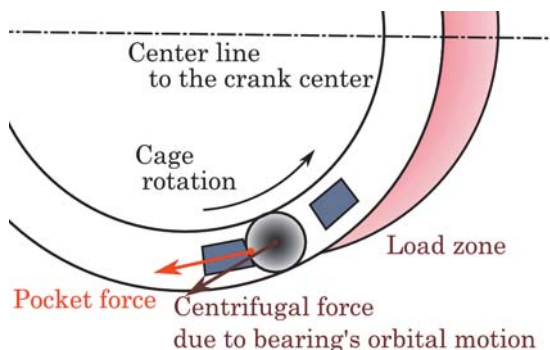
b) 最大の主応力発生部
Around the maximum stress observed area

図10 オーバーラン条件下の保持器の最大の主応力発生時（吸気行程 上死点後89.2度）
Bearing appearance when the highest principal stress in the cage occurs in the overrun-speed condition (89.2 degrees after the top dead center in a suction stroke)

いるため、保持器自転を加速させる向きの力を公転運動前方の柱に負荷している。図11 b)はその直後で、最大の主応力が生じた状態を表している。ころの公転よりも負荷圏の移動が速いため、図11 b)では5時のころの負荷はなくなっている。その結果、軸受の公転運動により生じるころの遠心力により図の左側へころが飛ばされ、ころ公転運動後方の柱と衝突する。この衝突力によりポケット隅部の応力が上昇する。



a) 負荷圏の端にあるころと保持器の柱
Roller and cage bars at the edge of load zone



b) 遠心力により外側の柱と衝突したころ
Roller colliding with the outside bar of cage
due to the centrifugal force

図11 吸気行程で上死点后90度付近の保持器の応力上昇の発生メカニズム

Stress rise mechanism of cage at an approximate 90° angle after the top dead center

6. 保持器の最大の主応力に及ぼす爆発力およびクランク回転速度の影響

表2の各運転条件において、保持器に発生した最大の主応力をクランク軸の回転速度に対して整理した結果を図12に示す (Each condition). ピストン荷重は異なるものの、回転速度とともに応力も増加しているが、線形関係にはない。これは比較的低速である最大トルク条件 (5,000 min⁻¹) と最大出力条件 (7,500 min⁻¹) では上述のメカニズム①により最大の主応力が発生し、高速である最高速度条件 (9,500 min⁻¹) とオーバーラン条件 (10,500 min⁻¹) ではメカニズム②により最大の主応力が発生したためと考えられる。この確認のために、ピストン荷重を、全くなし (常時0 N, None) または最大トルク条件 (最大荷重16.3 kN, Max. Torque) にそれぞれ固定し、回転速度を変化させた場合の応力を計算し、図12に追記した。ピストン荷重を負荷しない場合 (None) の最大の主応力は、クランク回転速度の1.4乗にほぼ比例していることがわかる。メカニズム②により発生する応力は回転速度で支配されるためである。一方、最大トルク条件のピストン荷重を設定した場合 (Max. Torque) は、ピストン荷重なし (None) よりも全速度域で応力が上昇している。最高速のオーバーラン条件でのピストンとコンロッドの慣性力による軸受荷重は9 kNであり (図6 b) の排気・吸気行程での上死点での軸受荷重値)、設定したピストン荷重16.3 kNがこれよりも大きい。そのため、メカニズム①により保持器の応力が上昇し、メカニズム②による応力を超えたものと考えられる。

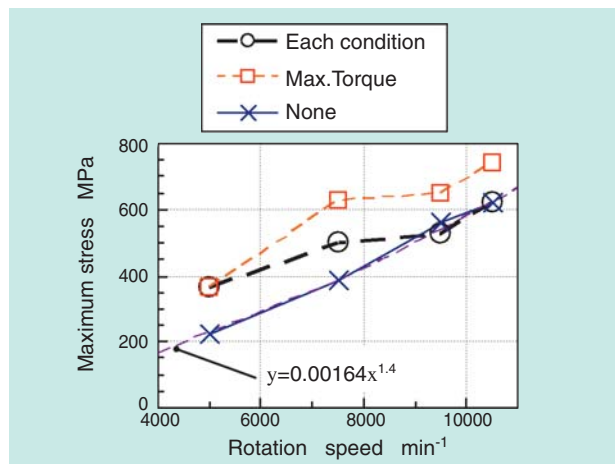


図12 クランク速度に対する保持器の最大の主応力
The highest principal stress of cage in various operating conditions with respect to crank rotational speed

7. まとめ

ころ，保持器およびコンロッドの運動と保持器の弾性変形を考慮したコンロッド大端の針状ころ軸受の2次元動力学解析を行い，保持器に発生する応力に及ぼす運転条件の影響を検討し，以下の結論を得た．

- 保持器の主応力が増加するメカニズムには以下の2つが挙げられる．
 - ① 爆発力によるころ公転すべりの急激な変化に起因することと保持器の干渉力
 - ② 負荷圏から非負荷圏に移ったころが遠心力で飛ばされることで生じることと保持器との衝突力
- 爆発力なしでクランク軸を回転させた場合でも，保持器の最大の主応力はクランク軸の回転速度の1.4乗に比例して増加する．爆発力によるピストン荷重が生じ，かつピストンとコンロッドの慣性力の和よりも大きい場合，保持器の応力はさらに増加する．

本解析により，コンロッド大端の針状ころ軸受の保持器に発生する応力を増加させる2つのメカニズムを明らかにすることができた．

引き続き，種々の運転条件下での保持器の最大応力の解析および実験検証を進めることで，より信頼性の高い保持器の設計ならびにこれによる軸受諸元の最適化を進めていく．

参考文献

- 1) 藤原・古林・藤井，ラジアル針状ころ軸受の動解析，日本機械学会東海支部総会講演会講演論文集，51，83，2002
- 2) C. T. Walters, The Dynamics of Ball Bearings, ASME J. Lub. Tech., 1, 1, 1971
- 3) P. K. Gupta, Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag New York Inc., 1984
- 4) T. Sakaguchi, etc, Dynamic Analysis of Cage Stress in Needle Roller Bearings under Planetary Motions, Proc. ASME/STLE International Joint Tribology Conference 2007, 44189, 2007
- 5) 坂口，遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析，NTN TECHNICAL REVIEW No. 75, 94, 2007
- 6) R. R. Craig, M. C. Bampton, Coupling of Substructuring for Dynamic Analysis, AIAA J., 6, 7, 1313, 1968
- 7) T. Sakaguchi, K. Harada, Dynamic Analysis of Cage Behavior in a Tapered Roller Bearing, ASME J. Trib., 128, 604, 2006
- 8) L. Houpert, P. Leenders, A Theoretical and Experimental Investigation into Rolling Bearing Friction, Proc. 1985 Eurotrib Conf., 1, Session III, Paper2.8, 1985
- 9) S. Aihara, A New Running Torque Formula for Tapered Roller Bearings Under Axial Load, Trans. ASME, J. Trib, 109, 7, 471, 1987
- 10) R. S. Zhou, M. R. Hoeprich, Torque of Tapered Roller Bearings, Trans. ASME, J. Trib, 113, 7, 590, 1991

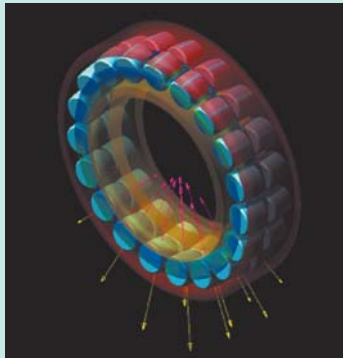
執筆者近影



坂口 智也
先端技術研究所

転がり軸受の統合動力学解析システムIBDASの紹介 Integrated Bearing Dynamic Analysis System (IBDAS)

関 屋 麻 理 子 Mariko SEKIYA



NTNは2011年に、転がり軸受の統合動力学解析システムIBDAS (Integrated Bearing Dynamic Analysis System) を実用化した。IBDASは、転がり軸受専用にNTNが開発したシステムで、転動体や保持器の6自由度の運動を考慮し、保持器を弾性体として扱える動力学解析システムである。Webインターフェースを用いた自動化処理により、大幅な工数の削減が可能となった。

本報告では、静力学解析と動力学解析の概要を比較した後、IBDASの特徴を述べ、さらにNTNのこれまでの動力学解析事例を簡単にまとめる。

A new analysis system, IBDAS (Abbreviation for Integrated Bearing Dynamic Analysis System), has been developed in 2011. IBDAS is a dedicated platform for rolling bearing dynamic analysis which can consider an elastic cage and balls/rollers with 6 degrees of freedom. With automation and user-friendly web interface, a large reduction in operation time can be achieved.

In this paper, static and dynamic analysis will be compared as guidance, and a brief explanation of IBDAS and examples of dynamic analysis will be shown.

1. はじめに

2011年に実用化済みの転がり軸受の動力学解析システムIBDASは、転動体と保持器の3軸方向の並進と3軸回りの回転の運動の自由度を考慮し、かつ保持器の弾性変形による応力分布も出力できる動力学解析である。解析の自動化処理およびWebインターフェースを用いることで、ソフトウェア操作に習熟していない技術者でも解析が可能となった。

本文では、静力学解析に対する動力学解析の特徴を概説し、IBDASの特徴および、今までの解析事例について述べる。

2. 静力学解析・動力学解析の特徴

軸受の力学的解析は、静力学解析と動力学解析に分けられる。以下にそれぞれの特徴および用途について述べる。

2.1 静力学解析

静力学解析とは、主に力やモーメントの釣り合い式を解いて定常状態時の各種物理量を求める解析であり、工学解析では一般に非線形連立代数方程式をNewton - Raphson法に代表される繰り返し計算によって求解する。軸受の解析の場合、転動体の公転に起因する遠心力やジャイロモーメントが考慮される場合が多く、準静力学解析と称されることもある。

静力学解析は、軸受の荷重分布や剛性、寿命を推定するには非常に有用であり、転がり軸受設計に欠かせない手段となっている。一方、静力学解析では、時々刻々と変化する非定常の物理量を計算することが出来ない。特に保持器の運動や応力状態については、静力学解析だけで必要な解を得ることは困難である。また、これらは実験での測定も難しく、幾つか報告例はあるものの^{1) 2)}条件が限られていた。

他にも、エンジン内コンロッド用軸受のように荷重や回転速度が時間変化する条件で使用される軸受など、複雑な外部環境に晒される軸受の解析も静力学解析で可能な検討は限られてくる。このような条件では、動力学解析での検討が必要となる。

2.2 動力学解析

動力学解析とは、対象とする力学系の個々の要素ごとに運動方程式を立て、連立常微分方程式を時間軸に沿って積分していく手法である。計算には、Runge-Kutta法などに代表される数値積分手法が使われる。

静力学解析と比較して計算量は膨大になるが、動力学解析はリアルタイムシミュレーションであり、時々刻々と変化する保持器の挙動や内部応力、各 부품の干渉力、転動体のスキューやチルトといった物理量を解析することが可能になる。

転がり軸受の動力学解析の代表的なものとして、Gupta³⁾のADORE(Advanced Dynamics of Rolling Elements)がよく知られており、計算例もいくつか発表されている⁴⁾。しかし、ADOREでは保持器は弾性体ではなく剛体としての扱いしかできず、また保持器形状も限定されるなどの不都合があった。

表1に静力学、動力学解析の特徴をまとめておく。

表1 静力学解析と動力学解析の比較
Comparison of static analysis and dynamic analysis

	構成式・解法	代表的計算手法	主な適用	計算負荷
静力学解析	力・モーメントの釣り合い式 代数方程式の求解	Newton-Raphson法	荷重分布 剛性 寿命	比較的 低い
動力学解析	運動方程式 (並進、回転) 微分方程式の数値積分	Runge-Kutta法	非定常挙動 特に保持器 挙動・応力	高い

3. IBDASの特徴

IBDASは、Web上で市販動力学解析ソフトを用いた自動計算を実行可能にした転がり軸受の動力学解析システムである。

特徴としては、接触部に独自のトライボロジーモデルを採用している点、保持器を弾性体として扱える点、およびWebインターフェースを用いた自動化処理が挙げられる。以下それぞれの特徴について、簡単に紹介する。

3.1 トライボロジーモデル

軸受内の接触は、油膜が介在するために市販の汎用機構解析ソフトの標準機能では直接表現できず、専用サブルーチンの構築が必要である。

転動体／軌道面の接触は、局部的に弾性接触すると仮定し、その面圧は以下のように計算する。

- ころ軸受ではスライス法により、各スライスにかかる荷重から、Palmgrenの簡易式⁵⁾により面圧をそれぞれ計算する。
- 玉軸受では、Hertzの接触理論から面圧分布を計算する。

転動体／軌道面の接線力を計算する際には、油膜厚さパラメータ Λ の評価により境界潤滑・混合潤滑・流体潤滑状態を判別する。油膜厚さパラメータ Λ とは、中央油膜厚さ h の接触2面の二乗平均平方根粗さ σ に対する比 h / σ である⁶⁾。

境界潤滑状態での接線力係数 μ_{bd} はKragelskii⁷⁾ のモデル式 (1) で与える。

$$\mu_{bd} = (-0.1 + 22.28s) \exp(-181.46s) + 0.1 \dots (1)$$

s : すべり率

流体潤滑下の接線力係数 μ_{hd} は、村木らの簡易理論式⁸⁾ で与えるが、等温条件とする。その間の混合潤滑は、式 (2) で境界潤滑状態と流体潤滑状態とをなめらかに繋ぐ。

$$\mu_r = \begin{cases} \mu_{bd} & \text{if } \Lambda < 0.01 \\ \frac{\mu_{bd} - \mu_{hd}}{(0.01 - 1.5)^6} (\Lambda - 1.5)^6 + \mu_{hd} & \text{if } 0.01 \leq \Lambda < 1.5 \\ \mu_{hd} & \text{if } 1.5 \leq \Lambda \end{cases} (2)$$

転動体／軌道面の接触では、転がり粘性抵抗⁹⁾ も考慮する。

転動体と保持器、内外輪と保持器の接線力係数は境界潤滑条件を仮定し、式 (1) により接触部での接線力を与える。

IBDASに用いているトライボロジーモデルについては、原田・坂口の論文¹⁰⁾ が詳しい。

3.2 保持器弾性体モデル

保持器の弾性体モデルには、モード合成法(Component-Mode-Synthesis, CMS法)を用いている。これは弾性体の変形を特定の変形モードの線形重ね合わせによって表現する手法である¹¹⁾。

変形モードは、保持器の有限要素に基づく特性(質量、減衰および剛性)行列をグヤンの静縮小に基づき分系モデルを求める解析(スーパーエレメント解析と呼ばれる)で得られる¹²⁾。スーパーエレメント解析は動力学解析に先立ち一度行うだけでよく、その後は導出した変形モード情報から、動力学解析ソフト内部

で各時刻での保持器応力および変形の計算が行われる。静縮小を行う前の有限要素モデルでは数万点以上の節点の自由度を扱う必要があるが、数十個の変形モードの数まで自由度を下げて扱えるため、大幅に計算量を削減することが可能である。

静縮小においては特定の節点の変形の自由度はそのまま残される。この点（以降、境界点）の選定は計算精度に大きく影響し、外力が作用する個所または変形や質量の大きな個所を選択することが好ましい¹²⁾。

この影響を確かめるため、NTNでは、円すいころ軸受において、モード合成法によって得られる保持器挙動を実験と比較している¹³⁾。

実験では、試験軸受（円すいころ軸受，32310U）に変位センサをとりつけ、 1000 min^{-1} で、アキシャル荷重を変化させて保持器位置を測定した。図1(a)に示すのが実験結果、(b)に示すのが同条件での計算結果である。アキシャル荷重 F_a は軸受の基本動定格荷重 C_r により無次元化し、中心からの保持器変位量は保持器ポケットところのラジアル隙間によって無次元化している。

図1(a),(b)によれば、アキシャル荷重が小さい場合 ($F_a/C_r=0.5\%$)、保持器中心は重力方向よりやや回転前方側に寄る。また、アキシャル荷重が増えてくると ($F_a/C_r=8\%$)、保持器中心は概略円を描く。このように、保持器挙動に関しては実験と計算で定性的な一致をみている。

一方、保持器応力については、有限要素法（以下FEM）による静解析と比較し、常に低い値が得られている。図1の条件での動力学解析結果によれば、保持器応力は固有変形モード数の設定に応じて変化する

が、FEMに対しておおよそ25%ほど低い応力が計算されている¹³⁾。IBDAS内では、FEMとCMS法での静解析の結果から、保持器応力の補正係数を計算することでこの問題に対処している。

また、ころ軸受においては、ころが保持器と接触する位置が中央よりずれた場合に、保持器ポケットの角部での応力集中が過小評価されるということも指摘されている¹⁴⁾。

この対策として、IBDASでは、保持器ポケット柱に設定する境界点を増やすことが出来るようになってきている。図2は円すいころ軸受（30310相当）の保持器ポケットに設定する境界点の位置を示している。図3は保持器ポケット柱に設定する境界点数を変化させ、図2の各点（1～6）に、周方向に1Nの荷重を与えた場合の保持器ポケット隅部の応力について、CMS法による応力のFEM解析応力に対する比を表している。詳細な解析条件については、文献14を参照いただきたい。

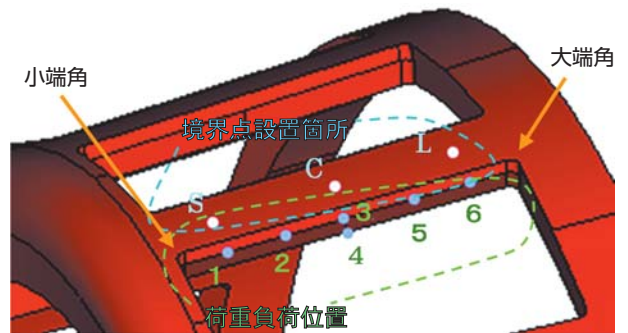


図2 保持器の荷重箇所（1～6）と境界点設置箇所（S, C, L）、応力取得位置（大端角, 小端角）
Positions of boundary points and pocket loads

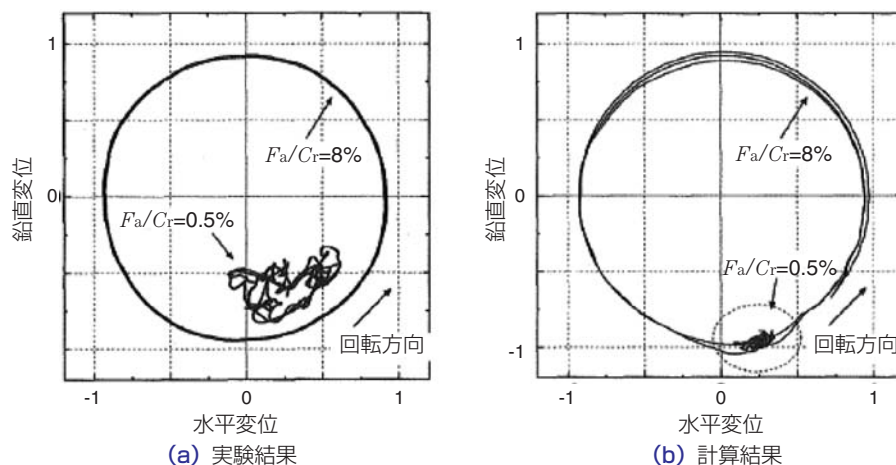


図1 円すいころ軸受における保持器中心挙動（32310U, 1000 min^{-1} ）
Behavior of the cage center in the tapered roller bearing (32310U, 1000 min^{-1})

図3をみると、境界点数が1のとき、保持器ポケットの角部に近い1, 6に荷重が加わった際、CMS法による値がFEM解析の値より大幅に低くでていることがわかる。境界点を増やしていくとこの傾向は弱まり、2点以上の境界点を設置すると、応力比は最小でも0.5倍に収まる。

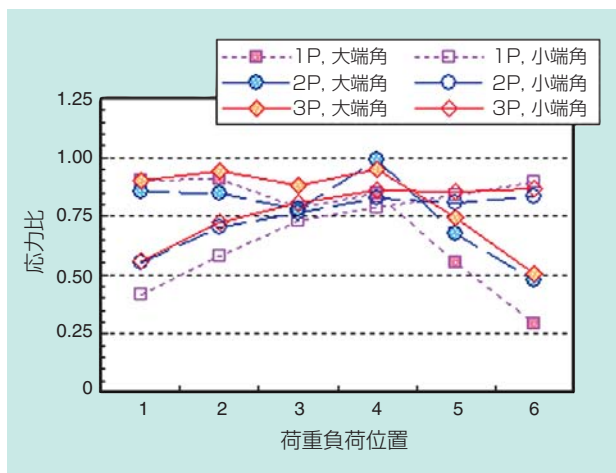


図3 CMSによる保持器応力の、FEMによる保持器応力に対する比

1P:境界点1点(C), 2P:境界点2点(S, L), 3P:境界点3点(S, C, L)
 大端角:大端側の保持器ポケット隅部応力(図2右)
 小端角:小端側の保持器ポケット隅部応力(図2左)
 Stress ratio of CMS to FEM.
 1P:1 boundary point (C), 2P: 2 boundary points (S, L),
 3P: 3 boundary points (S, C, L),
 大端角: Cage pocket's larger corner (Fig.2 right)
 小端角: Cage pocket's smaller corner (Fig.2 left)

4. Webインターフェース

IBDASの特徴として特に顕著なのが、Webインターフェースを利用している点である。Webインターフェースを用いて入出力を簡略化し、また計算実行部を自動化することで、ソフトウェアに習熟していない技術者でも、軸受の挙動解析が可能となった。

解析の流れは以下ようになる。

まず、Webインターフェース上で、利用者は軸受の種類、寸法、潤滑油の種類、温度、荷重や回転速度などの運転条件、数値積分条件など、全体で30~40程度のパラメータを入力する。ただし、保持器についてはあらかじめ形状ファイルを作成しておき、ファイルをアップロードすることになる。

全ての条件を入力すると、自動で保持器の変形モード情報の算出、軸受モデルの構築と動力学計算が行われる。

計算が終了した後、利用者がデータをサーバーからダウンロードし、結果を分析する。保持器挙動や応力、各部品の干渉力、ころのスキュー・チルトなど、頻繁に参照されるデータの取得にはマクロが用意され、複雑なポスト処理操作の必要なく、目的のデータを出力することが可能である。

Webインターフェースを用いた自動化処理による工数の削減例を図4に示す。煩雑な入力作業や条件の

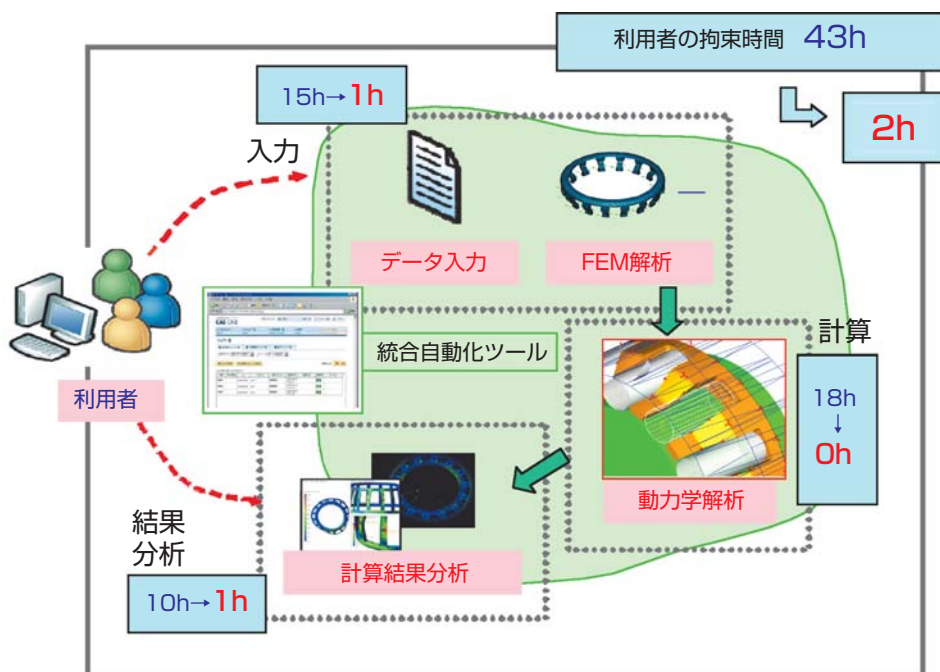


図4 動力学解析の流れとIBDASによる時間短縮効果例 (青:従来, 赤:IBDAS利用時)

Flow of dynamic analysis and an example of the effects of time reduction by IBDAS (blue: previous system, red: IBDAS)

設定が不要となり、また、計算実行を自動化することで、工数はトータルで43hから2hへと、従来の1/20程度に削減された。

軸受は全ての種類（深溝玉軸受、アンギュラ玉軸受、円筒ころ軸受、針状ころ軸受、円すいころ軸受、球面ころ軸受）が選択できる。また、運転条件のモデルとして、2次元（平面拘束：並進自由度2，回転自由度1），3次元（並進自由度3，回転自由度3）の場合に応じて選ぶことができる。遊星機構や偏心回転，コンロッドなどの運転が解析可能である。

専用の運転条件ファイルを準備すれば，上記にない運転条件にも対応できる，柔軟性の高いシステムとなっている。

5. NTNによる動力学解析の発表事例

本章では，動力学解析の適用例を紹介するために，**NTN**でのIBDAS開発に至るまでの動力学解析の事例について年代を追って紹介する。ただし，内容は外部発表されたものに限り，最初に公表された年で記述する。

まず，2000年には独自開発コードにより，コンロッド内針状ころ軸受の保持器挙動および保持器に作用する力が計算されており^{15) 16)}，保持器挙動に関して実験と比較されている。これは，非定常運転条件の代表例でもあるコンロッド大端用針状ころ軸受に特化した解析で，平面拘束をして自由度を減らした2次元簡易動力学モデルである。

その後，市販動力学ソフトが導入され，2002年には2次元での円筒ころ軸受の保持器挙動解析が発表された^{17) 18)}。また，同解析を3次元に拡張した解析が円すいころ軸受にて報告され^{10) 19) 20)}，新規開発軸受のころ／保持器干渉力の検討がなされている。

2006年には，保持器をモード合成法により弾性体として扱った3次元解析が可能となり²¹⁾，その後，遊星運動下の針状ころ軸受の解析²²⁾で，モード合成法を2次元解析中に組み込んだ。以後，3次元での円すいころ軸受の保持器応力解析^{13) 14)}などでモード合成法の精度検証が行われてきた。

2011年にこのようにして構築してきた各種転がり軸受の動力学解析技術を，利便性にも配慮してシステムとして統合したのがIBDASである。

本テクニカルレビューにも，「動力学計算によるコンロッド大端用針状ころ軸受保持器の応力解析」が最

新の解析事例として掲載されているので，参照いただきたい。

表2 NTNによる転がり軸受の動力学解析
Examples of the dynamic analysis for rolling bearings in NTN (dates represent the first published year)

外部発表年	発表内容
2000年	独自開発コードによるコンロッド内針状ころ軸受の保持器解析（文献15，16） 市販動力学解析ソフト導入
2002年	市販動力学解析ソフトによる2次元円筒ころ軸受の保持器解析（剛体保持器）（文献17，18）
2004年	3次元円すいころ軸受の保持器解析（剛体保持器）（文献19，20）
2006年	弾性を考慮した円すいころ保持器の応力解析（弾性体保持器）（文献21）
2007年	遊星運動下の針状ころ軸受の2次元解析（弾性体保持器）（文献22）
2011年	総合動力学システムIBDAS実用化

6. おわりに

静力学解析と動力学解析の比較，動力学解析システムIBDASの特徴についてまとめ，**NTN**でのこれまでの主な動力学解析事例を紹介した。

動力学解析モデルによって，静解析では把握不可能であった様々な運転条件での軸受の保持器応力や挙動が明らかになりつつある。また，自動化により，大幅な工数削減が可能となった。

今後，**NTN**では転がり軸受の静力学解析と動力学解析をそれぞれ適切に活用し，一層の設計力，問題解決力の向上を図っていく所存である。

参考文献

- 1) 例えば：角田 和雄, 河野 忠士, 太田 浩之, 太田 博: 不釣り合いのある回転軸を支える玉軸受の保持器に作用する力の発生機構, 日本機械学会論文集, 62-600, C (1996) 3210-3215
- 2) 藤原 宏樹, 藤井 健次, 中関 嗣人: 円筒ころ軸受の保持器に作用する力, NTN TECHNICAL REVIEW No.68 (2000) 63-66
- 3) P. K. Gupta: Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag (1984)
- 4) P. K. Gupta: Dynamics of rolling element bearings, Parts I, II, III and IV, Journal of Lubrication Technology, ASME Trans., 101 (1979) 293-326
- 5) P. K. Gupta: Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag (1984) 39
- 6) 山本 雄二, 兼田 楨宏: トライボロジー, 理工学社 (1998) 162
- 7) I. V. Kragelskii: Friction and Wear, Butterworths (1965)
- 8) 村木 正芳, 木村 好次: 潤滑油のトラクション特性に関する研究 (第2報), 潤滑, 28, 10 (1983) 753-760
- 9) R.S.Zhou and M.R.Hoeprich: Torque of Tapered Roller Bearings, ASME J. Tribology, 113, 7 (1991) 590-597
- 10) 原田 和慶, 坂口 智也: 高負荷容量円すいころ軸受の動力学解析, NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005) 20-29
- 11) R. R. Craig. and M. C. C. Bampton: Coupling substructures for dynamic analysis, AIAA J., 6, 7 (1986) 1313-1319
- 12) 長松 昭男, 大熊 政明: 部分構造合成法, 培風館 (1991)
- 13) T. Sakaguchi and K. Harada: Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings Using Component-Mode-Synthesis Method, ASME J. Tribology, 131 (2009) 011102 1-9
- 14) 坂口 智也: モード合成法による円すいころ軸受の保持器応力の計算精度, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集 (2010) 279-280
- 15) H. Fujiwara and T. Kobayashi: Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings in Connecting Rod Big-End Applications, Proc. Int. Trib. Conf., Nagasaki 2000 (2001) 1841-1846
- 16) 藤原 宏樹, 古林 卓嗣: コンロッド大端用針状ころ軸受の動力学解析, NTN TECHNICAL REVIEW No.69 (2001) 89-96
- 17) 坂口 智也, 上野 馨, 古林 卓嗣: 円筒ころ軸受の保持器挙動解析, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集 (2002) 415
- 18) 坂口 智也, 上野 馨: 円筒ころ軸受の保持器挙動解析, NTN TECHNICAL REVIEW No.71 (2003) 8-17
- 19) 原田 和慶, 坂口 智也: 円すいころ軸受保持器の3次元動力学解析 (第1報挙動測定), 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集, (2004) 501
- 20) 坂口 智也, 原田 和慶: 円すいころ軸受保持器の3次元動力学解析 (第2報計算結果), 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集, (2004) 503
- 21) T. Sakaguchi and K. Harada: Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings, Proc. ASIATRIB., Kanazawa 2006 (2006) 649-650
- 22) 坂口 智也: 遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析, NTN TECHNICAL REVIEW No. 75 (2007) 94-99

執筆者近影



関屋 麻理子

自動車事業本部
CAE技術部

ハイブリッドPEEK軸受 Hybrid PEEK Sliding Bearing

石井 卓哉* Takuya ISHII
安田 健** Ken YASUDA



家庭用・業務用エアコンのコンプレッサー主軸用軸受には、PTFE（四ふっ化エチレン）樹脂系巻きブッシュが使用されているが、近年さらなる高効率化、小型・軽量化の要求が高まっている。この要求に応えるため、NTNは軸受の摩擦摩耗特性および耐焼付き性向上を目的として、焼結合金ブッシュの内径にPEEK（ポリエーテルエーテルケトン）樹脂を0.5mmの薄さで射出成形を行ったハイブリッドPEEK軸受を開発した。本稿では、ハイブリッドPEEK軸受の特長、構成、性能を紹介する。

PTFE based bushings are used for the main bearings of air conditioner compressors. Recently, the series of demands on the compressors such as enhancing efficiency, downsizing and lighter weight have been increased. To meet these requirements, NTN has developed “Hybrid PEEK Sliding Bearing” which has the injection molding PEEK resin layer such as 0.5mm thickness on the bore of a sintered metal bushing, with the objective of improving the friction/wear properties and anti-seizing performance. This article introduces the characteristics, structure and performances of Hybrid PEEK Sliding Bearing.

1. はじめに

家庭用・業務用のエアコンにも、省エネルギー化が求められている。エアコンにおける消費電力の大部分はコンプレッサーが占めているため、コンプレッサーには高効率化が要求されている¹⁾。コンプレッサーの構造および軸受設置位置を図1に示す。主軸用軸受（PTFE樹脂系巻きブッシュ）には、摩擦摩耗特性の向上と耐焼付き性の向上（過圧縮にて液化した冷媒が、摩擦面から冷凍機油を流出させる場合があるため）が要求される。本稿では、これらの要求を満足する新開発の焼結合金と樹脂材料を複合化したハイブリッドPEEK軸受を紹介する。

2. 樹脂すべり軸受の性能改善

樹脂すべり軸受は、転がり軸受と比較して耐熱性が劣り、比較的耐熱性に優れるスーパーエンブラでも放熱性が悪いため、熔融摩耗する場合がある。

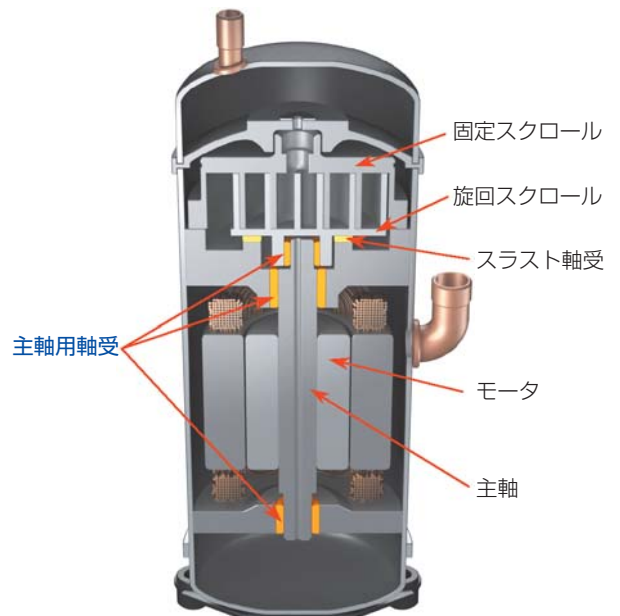


図1 エアコン・コンプレッサーの構造
Structure of air conditioner compressors

*複合材料商品事業部 複合材料技術部
**NTN精密樹脂(株) 技術部

そこで、樹脂材料の薄肉化、金属との複合化にて、放熱性を改善した樹脂すべり軸受としてPTFE樹脂系巻きブッシュ²⁾ (図2) があり、エアコンのコンプレッサー主軸用軸受に使用されている。しかし、製法上の制約から樹脂材料はPTFE樹脂に限られ、コンプレッサー主軸用軸受のように摩擦面から冷凍機油が流出した場合には、耐摩耗性が悪く、また樹脂層が薄いため、焼結層が露出し耐焼付き性にも課題がある。また、さらなる低トルク、耐摩耗性の向上も求められている。この対策として、ハイブリッドPEEK軸受を開発した。

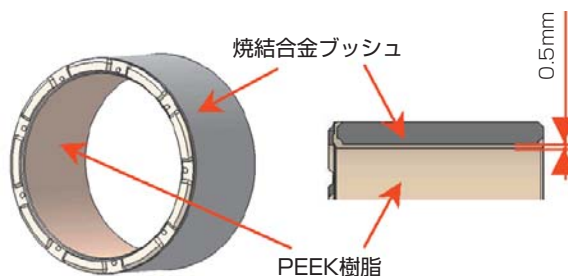


図3 ハイブリッドPEEK軸受の構造
Structure of Hybrid PEEK Sliding Bearing

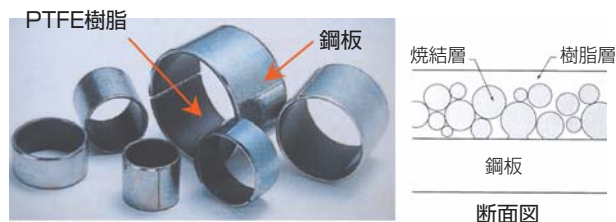


図2 PTFE樹脂系巻きブッシュ
Three layered bearing bushing
(Steel + porous bronze sinter + PTFE)

3. ハイブリッドPEEK軸受

3.1 特長

ハイブリッドPEEK軸受は、鋼板上の焼結中間層に含浸・焼成し製造するPTFE樹脂系巻きブッシュとは異なり、焼結合金ブッシュの内径にPEEK樹脂を厚さ0.5mmの薄さで射出成形している。PEEK樹脂は射出成形が可能で、耐熱性、耐摩耗性、耐油・耐薬品性、疲労特性に優れている。また、金属との複合化により、PEEK樹脂材料のみの軸受に比べ放熱性を飛躍的に向上させている。

① 耐焼付き性に優れる (従来品比:5倍以上)

② 低摩擦・低摩耗特性

(従来品比:摩擦係数2/3, 摩耗量1/3)

※従来品: PTFE樹脂系巻きブッシュ

3.2 構造と構成材料

構造を図3に示す。相手軸と摺接する軸受内径面のPEEK樹脂 (NTN材料名:ベアリーPK5307) は特殊充填剤を配合したもので、摩擦摩耗特性に優れ、薄肉射出成形が可能な材料である。焼結合金ブッシュは鉄系焼結合金である。

3.3 一般物性

PEEK樹脂 (ベアリーPK5307) の一般物性を表1に示す。

表1 ベアリーPK5307の一般物性
Basic characteristics of BEAREE PK5307

項目	試験方法	単位	特性値
比重	ASTM D792	—	1.42
引張強さ	ASTM D638	MPa	83
曲げ強さ	ASTM D790	MPa	142
曲げ弾性率	ASTM D790	MPa	5,200
線膨張係数 (R.T.~150℃)	TMA法	1/℃	MD: 3.4×10^{-5} CD: 5.3×10^{-5}
アイゾット衝撃強さ	ASTM D256 (ノッチ付)	J/m	30
ロックウェル硬さ	ASTM D785	Rスケール	117

※上記値はすべて代表値である

3.4 各種軸受との比較

ハイブリッドPEEK軸受、PTFE樹脂系巻きブッシュの比較を表2に示す。比較試験データは3.5項に示すが、ハイブリッドPEEK軸受は、耐焼付き性、摩擦摩耗特性に優れている。

表2 各種軸受の比較
Comparison of features various bearings

項目	ハイブリッドPEEK軸受	PTFE樹脂系巻きブッシュ
構成	表層 (すべり面)	PTFE樹脂 (0.05mm)
	中間層	青銅焼結 (0.3mm)
	裏金	鋼板
形状	ブッシュ (割りなし)	巻きブッシュ (割りあり)
樹脂材料の成形方法	射出成形	含浸成形
耐焼付き性	◎	△
耐摩耗性	◎	○
摩擦特性	◎	○

◎:優 ○:良 △:可

3.5 軸受性能

3.5.1 耐焼付き性

ハイブリッドPEEK軸受, PTFE樹脂系巻きブッシュおよびPEEK樹脂軸受について, 耐焼付き試験を実施した。ラジアル試験機概略図を図4, 試験条件を表3に示す。試験手順は, 以下の通りである。

<試験手順>

- ① 油循環し, 軸を回転させる。
- ② 軸受の面圧を3分毎に0.8MPa上昇させ, 1時間後に17MPaとする。
- ③ 面圧17MPaにて油循環を停止, 下部から油を排出し, 焼付くまで運転する (最長30分)。
- ④ 軸受温度上昇10℃以上を焼付きとする。

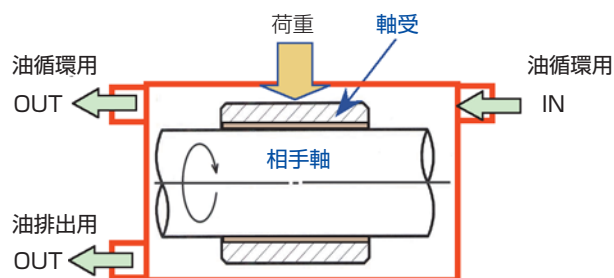


図4 ラジアル試験機の概略図
Radial-type test machine

表3 試験条件
Test condition

項目	内容
軸受寸法	内径30mm, 幅20mm
運転すきま	0.09mm
面圧	最大17MPa (荷重10kN)
すべり速度 (2条件)	8.5m/s (5,400min ⁻¹) 14.1m/s (9,000min ⁻¹)
潤滑油	エーテル系冷凍機油 (循環時温度90℃, 流量100ml/min)
相手軸	FCD600 (0.4μmRa)

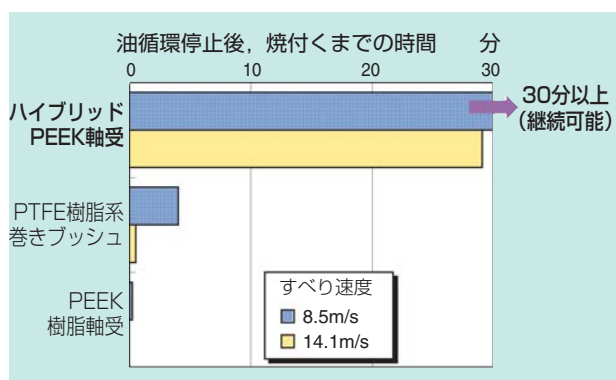


図5 耐焼付き性
Seizure resistance

各軸受の焼付くまでの時間を図5に示す。ハイブリッドPEEK軸受は, PTFE樹脂系巻きブッシュより耐焼付き性に優れている。金属と複合化していないPEEK樹脂軸受は早期に焼付く。

3.5.2 摩擦摩耗特性

ハイブリッドPEEK軸受, PTFE樹脂系巻きブッシュについて, 表4の試験条件にて潤滑油中のラジアル摩擦摩耗試験を実施した。

試験時間と摩耗量の関係を図6, 動摩擦係数を表5に示す。試験開始30時間以降は摩耗量がほぼ安定している。ハイブリッドPEEK軸受は, PTFE樹脂系巻きブッシュと比較し, 摩擦係数は2/3, 摩耗量は1/3と摩擦摩耗特性に優れている。

表4 試験条件
Test condition

項目	内容
試験機	軸回転ラジアル試験機 (図4)
軸受寸法	内径30mm, 幅20mm
運転すきま	0.09mm
面圧	17MPa (荷重10kN)
すべり速度	4.7m/s (3,000min ⁻¹)
潤滑油 (循環)	エーテル系冷凍機油 (温度90℃, 流量100ml/min)
相手軸	FCD600 (0.4μmRa)
時間	120h

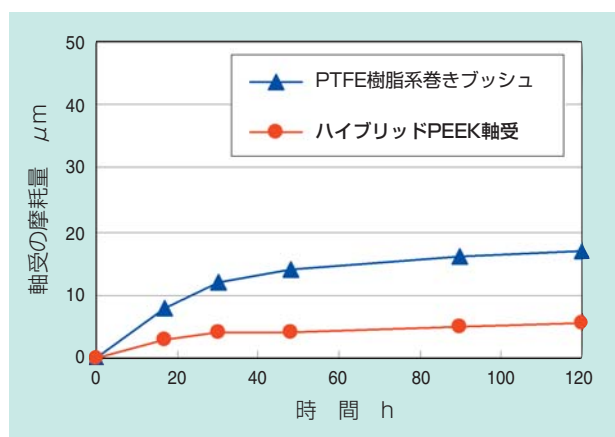


図6 試験時間と摩耗量の関係
Depth of wear versus testing time

表5 動摩擦係数
Coefficient of dynamic friction

軸受	動摩擦係数 (120h後)
ハイブリッドPEEK軸受	0.006
PTFE樹脂系巻きブッシュ	0.009

3. 5. 3 摩擦係数の面圧依存性

ハイブリッドPEEK軸受、PTFE樹脂系巻きブッシュについて、表6の試験条件にて摩擦係数の面圧依存性試験を実施した。潤滑油中にて面圧を1MPaから10分毎に1MPa上昇（最大10MPa）させたときの動摩擦係数の面圧依存性を図7に示す。

ハイブリッドPEEK軸受は、PTFE樹脂系巻きブッシュと比べて耐荷重性が高いため、摩擦係数は2/3程度と低く、面圧と共に低下する傾向を示した。

表6 試験条件
Test condition

項目	内容
試験機	軸回転ラジアル試験機 (図4)
軸受寸法	内径30mm, 幅20mm
運転すきま	0.09mm
面圧	1~10MPa (荷重6kN)
すべり速度	4.7m/s (3,000min ⁻¹)
潤滑油 (循環)	エーテル系冷凍機油 (温度90℃, 流量100ml/min)
相手軸	FCD600 (0.4μmRa)

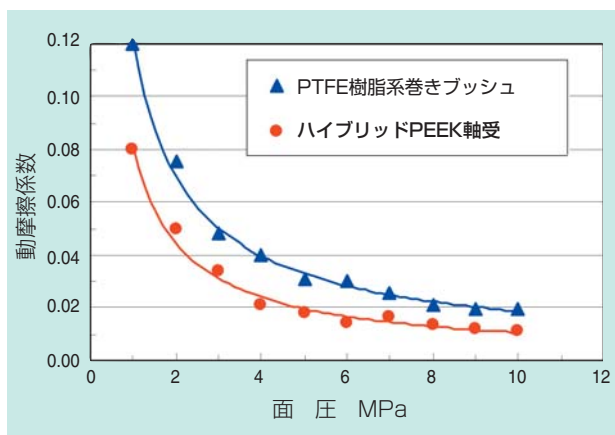


図7 動摩擦係数の面圧依存性
Coefficient of dynamic friction

3. 6 耐環境性

3. 6. 1 ヒートサイクル

熱膨張・収縮の繰り返しによるPEEK樹脂と焼結合金ブッシュの密着性の変化を確認するため、ヒートサイクル (表7) 前後のせん断破壊試験を実施した。図8のように、軸受内径のPEEK樹脂にせん断力を加え、せん断破壊荷重を焼結合金ブッシュ内径面積で除し、せん断強さを算出した。この手法によるヒートサイクル前後のせん断強さを表8に示す。

本試験の結果、ヒートサイクル後のPEEK樹脂に、焼結合金ブッシュからの浮き上がりなどの外観変化はなく、せん断強さの低下もほとんど認められなかった。これは、焼結合金ブッシュ表面凹部のアンカー効果により、密着性を向上させているためである。せん断破壊試験後の軸受は、焼結ブッシュ凹部のPEEK樹脂の破壊および、PEEK樹脂と焼結合金ブッシュ間の界面破壊の混在であった。

なお、ヒートサイクル前後のせん断強さは、図7で算出される摩擦せん断力約0.1MPa (面圧と摩擦係数の積) と比較して十分に大きな値であるため、コンプレッサーへの使用上の問題はない。

表7 ヒートサイクル試験条件
Test condition of heat cycle

項目	条件
パターン	-40℃(30分) ⇄ 165℃(30分)
回数	50回

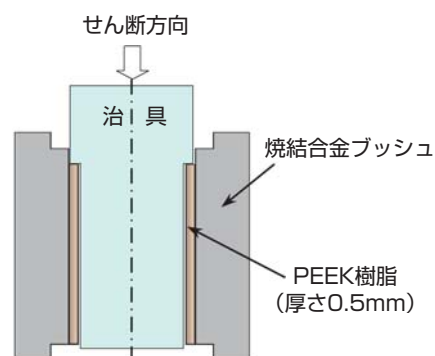


図8 せん断試験概略図
Schematic of shearing test

表8 せん断試験結果
Result of shearing test

項目	ヒートサイクル前 (初期状態)	ヒートサイクル後
せん断強さ	3.62MPa	3.53MPa
変化率	(基準)	-2.6%

3.6.2 耐油性

長期油中使用によるPEEK樹脂と焼結合金の密着性、PEEK樹脂の寸法の変化を確認するため、表9の条件で油浸漬試験を実施した。油浸漬時間とせん断強さ、内径寸法変化の関係を図9、図10に示す。油浸漬後の軸受に外観変化はなく、油浸漬によるせん断強さおよび内径寸法の変化もほとんど認められない。

表9 油浸漬試験条件
Test condition of immersion in oil

項目	条件
浸漬油	エーテル系冷凍機油
温度	150℃
時間	100h, 300h, 500h

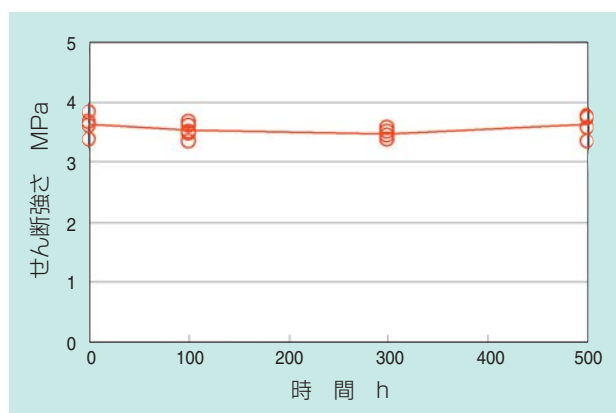


図9 油浸漬時間とせん断強さの関係
Shear strength versus immersion time in oil

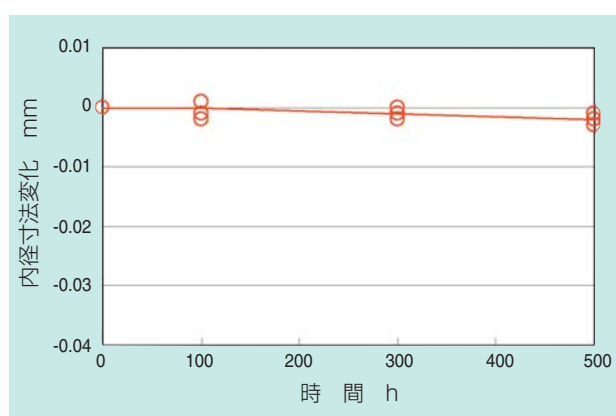


図10 油浸漬時間と軸受内径寸法変化の関係
Change of inner diameter versus immersion time in oil

4. まとめ

ハイブリッドPEEK軸受は、現行のPTFE樹脂系巻きブッシュと比較し、耐焼付き特性、摩擦摩耗特性を大幅に改善した。

今後は、家庭用・業務用エアコンのコンプレッサーのほか、自動車用エアコンのコンプレッサーをはじめとする他用途への適用拡大を積極的に検討する。また、さらなる機能向上、小型・軽量化に向け、NTNが保有するすべり軸受の技術（樹脂軸受、焼結含油軸受、流体動圧軸受）を結集し、高機能な軸受の開発、商品化を進めることで、産業機器の省エネ、高効率化、小型・軽量化に貢献できれば幸いである。

参考文献

- 1) 佐藤創ほか、三次元スクロール搭載高効率大容量スクロール圧縮機GUシリーズ、三菱重工技報、43、2 (2006) 10.
- 2) MLEベアリング、CAT. NO. 5116-II/J, NTN (2006)

執筆者近影



石井 卓哉

複合材料商品事業部
複合材料技術部



安田 健

NTN精密樹脂(株)
技術部

[製品紹介]

超高精度加工機用エアスピンドルの紹介

Air Spindle for Ultra High-precision Machine Tools



堀内 照悦* Teruyoshi HORIUCHI
青野 和幸* Kazuyuki AONO

NTNのエアスピンドルは、多くの半導体ウェハおよびハードディスクの検査装置などに採用されている。その技術と経験を活かし、精密加工用途をターゲットとして商品化した加工機用エアスピンドルについて紹介する。

The air spindles are used for such as the inspection equipment of the semiconductor wafer and the hard disk. NTN is producing air spindle for ultra high-precision machine tools to use our skills and experience.

1. はじめに

エアスピンドルは、非接触構造による優れた回転特性を活かし、ディスクメディア製造および半導体検査などさまざまな分野の高性能化に貢献してきた。さらに近年では、非球面レンズおよび特殊金型の精密加工における高精度化ツールとして期待が高まっている。

その背景には、高性能なデジタルカメラ、超小型カメラを内蔵した携帯電話、およびスマートフォンの需要が急増し、小型で高精度な非球面の撮像レンズが用いられていることが挙げられる。

本稿では、その非球面レンズの製造工程をターゲットとして商品化した加工機用エアスピンドルの主な性能と評価結果について、制御方法などの解説を交えて紹介する。

2. 非球面レンズ

一般に、単一半径形状の球面レンズで光学系を構成する場合、レンズが持つ収差*を補正するために複数のレンズを組み合わせる必要があり構造が複雑になってしまう。これに対し、図1に示す多曲面で構成された非球面レンズは1枚で収差を小さく抑えることが可能であり、レンズ系の小型化に適している。しかし、

研磨にて仕上げ加工が可能な球面形状とは異なり、非球面レンズの少量生産においては、設計された多曲面形状をバイトでなぞるように切削、研磨加工する必要がある。また、一般的な量産方法である金型での成型においても、高精度な非球面レンズを効率良く成型するためには、複雑な曲面を正確に仕上げた金型を用意する必要があり、そのためには、回転振れおよび寸法変動が極小な高精度加工用のスピンドルが必要となる。

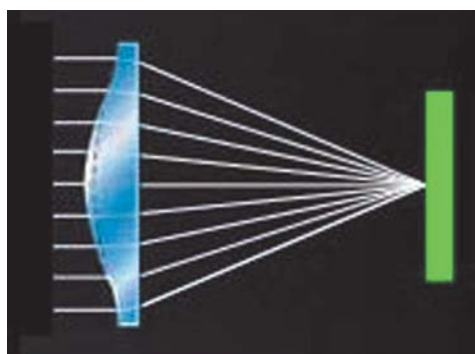


図1 非球面レンズ
Nonspherical lens

*収差とは、レンズを通った光が光軸上の一点に集光せず、像にボケあるいはゆがみを生ずること。

3. 加工機用エアスピンドルの特長

エアスピンドルは一般的に垂直姿勢で使用されることが多いが、本製品は図2に示すように水平置きでの使用を想定し、精密旋盤および研削盤への搭載をターゲットとしている。

評価用に試作した加工機用エアスピンドル（以下、開発品と記す）の主な仕様を表1に示す。モータは回転速度 $20,000\text{min}^{-1}$ にて連続稼働が可能で、さらに非繰り返し振れ精度（NRRO=Non Repeatable Runout）はラジアル、アキシアルともに $0.010\mu\text{m}$ 以下と高精度が特長である。また、切削粉およびクーラントの軸受内部への浸入防止のための非接触構造のシール性能を高めたことで信頼性を向上させた。さらに冷却構造の工夫により連続運転時の発熱対策を講じるとともに、低熱膨張部材の採用と形状対策により温度変化の影響を受けにくい製品としている。

4. 回転精度の評価

NTNにおける代表的なエアスピンドルの評価方法と、併せて開発品の精度実績値を示す。

4.1 非繰り返し振れ精度（NRRO）

(1) 測定と評価方法

一定回転中における回転軸の任意の1点が、1回転して同じ位置に戻ってきたときの振れ値と、1回転前の値との差を連続して2000回転分取り込み、差の最大値を非繰り返し振れ精度として評価する。

測定器は、測定分解能 $0.001\mu\text{m}$ の静電容量式非接触変位計（ADE社製マイクロセンス）を使用し、図3に示すように球形の測定ターゲット上で評価した。

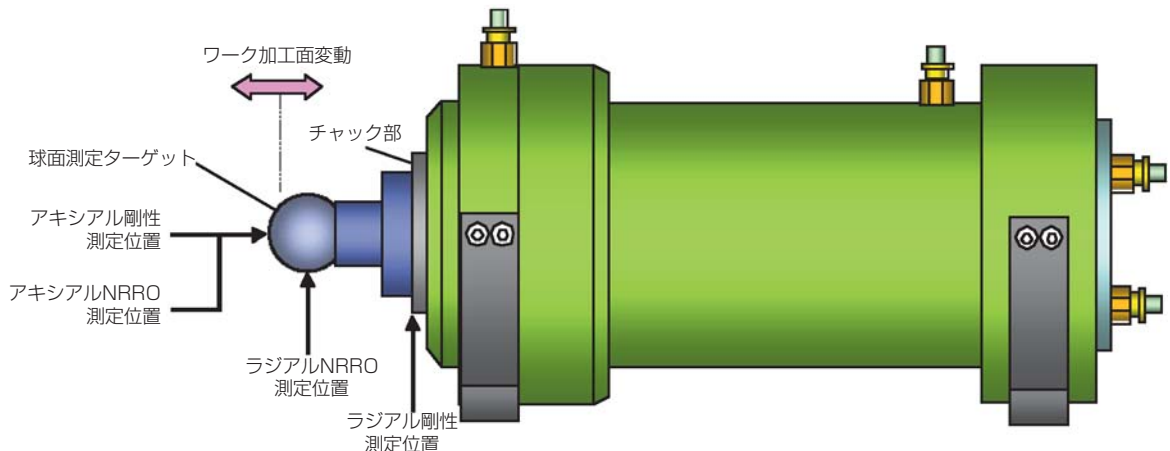


図2 精度測定位置
Points of accuracy measurement

表1 仕様
Specifications

項目（軸受給気圧力 0.49MPa ）	保証値	
最高回転速度	$20,000\text{min}^{-1}$	
ラジアル剛性	$45\text{N}/\mu\text{m}$	
アキシアル剛性	$227\text{N}/\mu\text{m}$	
NRRO	ラジアル	$0.010\mu\text{m}$ 以下
	アキシアル	$0.010\mu\text{m}$ 以下
回転速度変動（ジッタ）	$\pm 0.01\%$ 以下	
ワーク加工面変動（一定回転速度時）	$1\mu\text{m}$ 以下	



図3 NRRO測定
Measurement situation

(2) 評価結果

回転速度20,000min⁻¹時のラジアルおよびアキシャルNRROの実測値を図4、図5に示す。後述する発熱対策、シール性およびチャック機構などのメカ部の追加改良を適用した製品においても、安定的に0.007μm以下という結果が得られ、保証値を満たすことを確認した。

(3) 駆動方式

ACモータを動かすためには、モータのコイルに正弦波の電流を流す必要があるが、その電流波形の生成

方法により「リニア駆動方式」と「PWM (=Pulse Width Modulation : パルス幅変調) 駆動方式」に大別される。

図6に示すリニア駆動方式は、正弦波の指令電圧をそのまま電力増幅してモータを駆動する方式であり、制御精度が高い反面、増幅部での損失が大きいため大容量化が困難であるという課題がある。

図7に示すPWM駆動方式は、ON⇔OFFのスイッチングにより、正弦波の振幅に比例した指令電圧のパルス幅を作り、これを電力増幅することで見掛け上、正弦波に近似させた電流を流し、モータを駆動する方

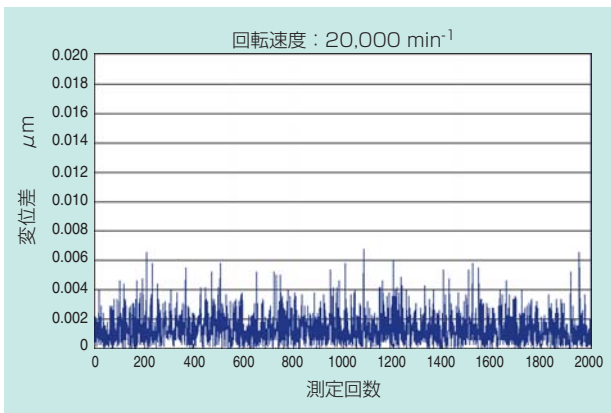


図4 リニア駆動方式のラジアルNRRO
NRRO of radial by linear power source

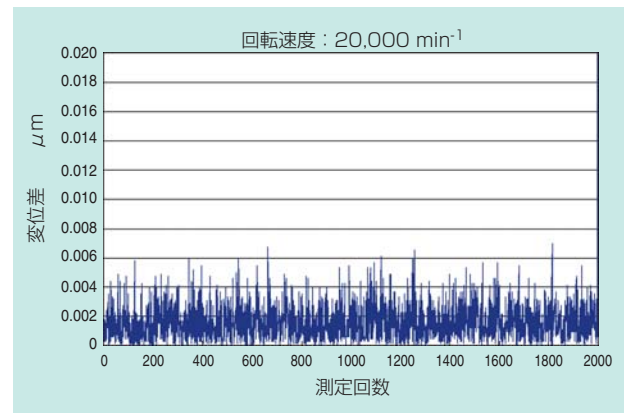


図5 リニア駆動方式のアキシャルNRRO
NRRO of axial by linear power source

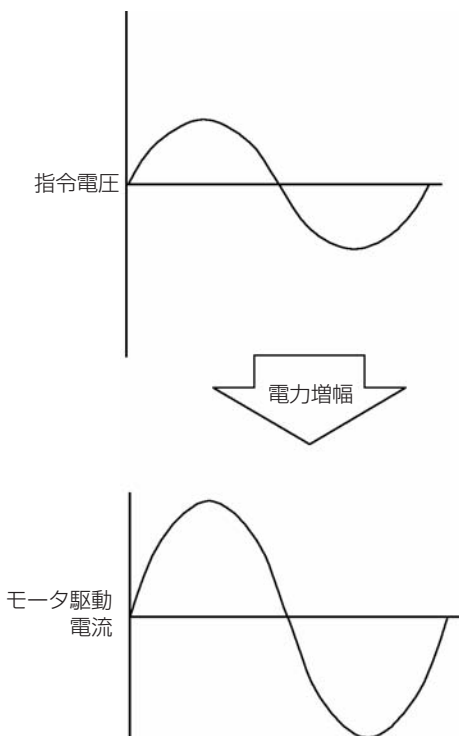


図6 リニア駆動方式
Linear power source

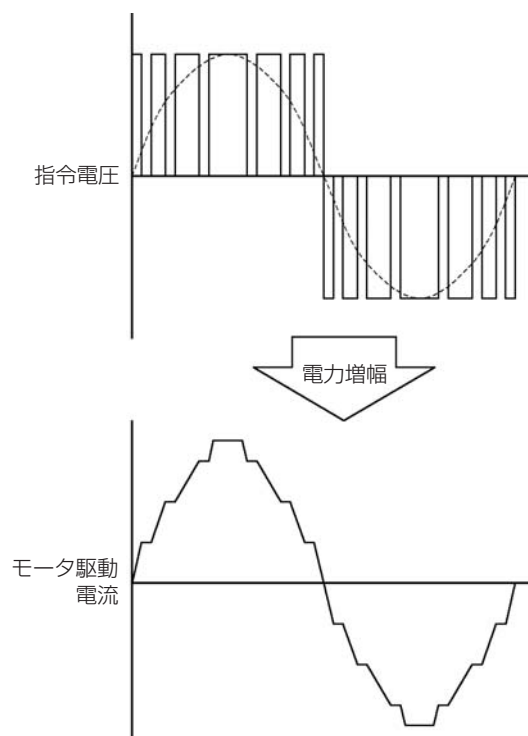


図7 PWM駆動方式
PWM power source

式である。この方式は、汎用性が高く高効率で、大きな出力を得やすいが、スイッチングにともなうノイズの発生により精度への悪影響が避けられず、前述のリニア駆動方式に比べ精度が劣る。

なお、開発品では、専用の大容量リニア駆動方式ドライバを組み合わせることにより高精度化を実現している。

(4) 駆動方式別のNRRO評価結果

同じ本体およびモータを使用して、リニアおよびPWMの2つの駆動方式にてNRROの比較評価を実施した。PWM駆動方式によるラジアルNRROの実測値を図8に示す。リニア駆動方式の図4と比較するとPWM駆動方式では、スイッチングノイズの影響によりピークが0.018 μm となり、波形が2倍以上振れる結果となった。

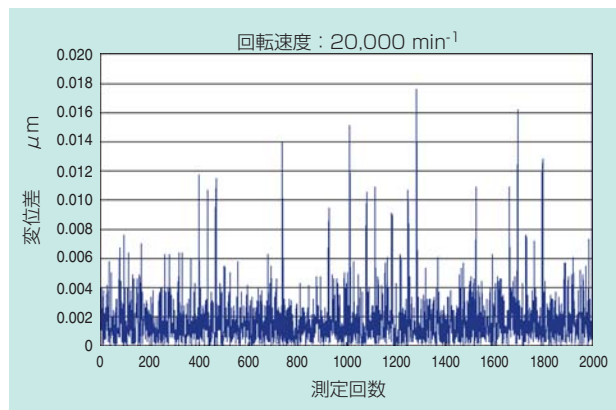


図8 PWM駆動方式のラジアルNRRO
NRRO of radial by PWM power source

4.2 回転速度変動（ジッタ）

(1) 測定と評価方法

回転ムラの度合いを示す値で、エアスピンドルに搭載されている制御用のロータリエンコーダの原点パルス（1回転に1個のパルス）を取り込み、回転周期の変動量（ Δt ）と理論値（ T ）との比をジッタと呼び、回転精度の評価項目としている。

$$\text{ジッタ}(\%) = \pm\{(\Delta t / T) \times 100\} / 2$$

(2) 駆動方式別のジッタ評価結果

リニア駆動方式とPWM駆動方式におけるそれぞれのジッタを測定した。実測値を表2、表3に示す。リニア駆動方式の方が優れ、PWM駆動方式ではノイズの影響により精度が劣る結果となった。

表2 リニア駆動方式のジッタ
Measurement result of jitter by linear power source

回転速度 min ⁻¹	変動量 Δt nsec					ジッタ ±%
	213.0	180.1	190.9	205.5	195.0	
500	213.0	180.1	190.9	205.5	195.0	0.00009
1800	82.1	72.7	68.5	84.3	67.6	0.00013
5400	33.5	28.2	27.9	31.8	26.5	0.00015
10000	20.8	21.2	17.4	21.2	18.8	0.00018
15000	14.1	12.2	11.5	13.6	14.3	0.00018
20000	9.3	10.3	10.9	10.8	10.2	0.00018

表3 PWM駆動方式のジッタ
Measurement result of jitter by PWM power source

回転速度 min ⁻¹	変動量 Δt nsec					ジッタ ±%
	101429.1	97723.3	77618.2	93284.7	89962.5	
500	101429.1	97723.3	77618.2	93284.7	89962.5	0.04226
1800	5664.6	5950.3	6932.7	5636.8	5379.7	0.01040
5400	685.8	752.9	531.4	582.7	781.4	0.00352
10000	237.5	191.5	220.1	357.4	268.6	0.00300
15000	128.3	117.8	163.6	135.4	149.5	0.00205
20000	162.3	72.8	121.3	184.2	97.2	0.00307

5. 加工機用エアスピンドルに要求される機能と構造

(1) 発熱対策

高精度加工に適用される加工機用エアスピンドルにおいて、発熱対策は大変重要な課題である。軸受を構成する部品は温度の変化により伸び縮みし、それに伴う変位が加工物に転写されてしまうためである。温度変化の要因として主に、室温の変化、駆動部および軸受部からの発熱が挙げられる。開発品にはこれらの熱影響を受けにくくするため以下を採用した。

① 水冷構造

ウォータージャケットで軸受全体とモータ周りを覆い効率良く冷却する。

② 低熱膨張材

軸受を構成する部品の一部にインバー材などの低熱膨張材を採用し、変位を抑制する。

③ 形状対策

本体を支える脚部品の一部に可動部をもたせることで、発熱によるアキシャル方向の変位を吸収する。

回転速度20,000min⁻¹で連続運転したときのワーク加工面の変動量を図9に示す。運転開始から数分で安定状態となりワーク加工面変動を1 μm 以下に抑制している。

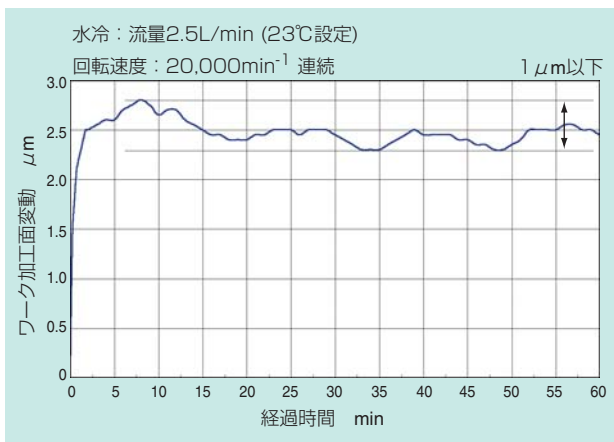


図9 ワーク加工面の変動量
 Shift in work setting position

(2) シール性能

エアスピンドルの軸受部への異物の浸入は、回転性能を劣化させるだけでなく、焼き付きによる破損など致命的な損傷となる場合もある。加工機用エアスピンドルでは、切削粉およびクーラント液が飛散する使用環境下において、それらから軸受を保護するため非接触のシール機構を装備している。これは、回転軸と固定部（ハウジング）との間に狭いラビリンス隙間を設け、その隙間からエアシール用圧縮空気を噴出させることで、切削粉およびクーラント液が軸受内部に浸入するのを防いでいる。シール性能の検証のため、クーラント環境下にて24時間の連続運転を実施している。

(3) チャック機構

エアスピンドルへのワーク着脱を容易にするため真空チャック機構を搭載している。回転軸の軸心に沿って設けた排気穴を経由し、ワークとテーブルの間の気体を反テーブル側に吸引排気し、大気圧との圧力差でワークをチャック部に吸着させる機構である。反テーブル側に非接触シール部と廃液溜り・排出口を設けることで、チャックの際、排気穴経由で吸い込まれる可能性がある加工用クーラントの軸受内部への浸入を防止している。

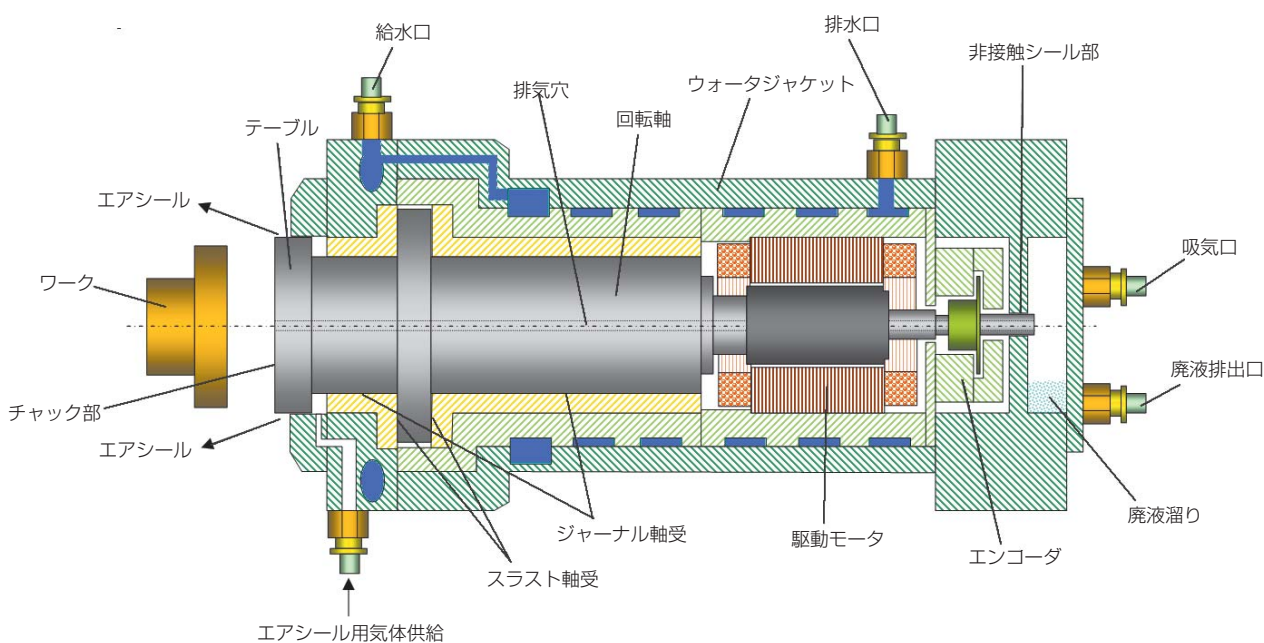


図10 加工機用エアスピンドルの内部構造
 Internal structure of the air spindle

6. まとめ

ユーザニーズを反映した超高精度加工機用エアスピンドルの性能評価試験を行い、その実用性を検証した。

NTNではこれまで、顧客が求めるコストとパフォーマンスに応じて、最適なメカ構造と制御系を選択し提供してきたが、今後さらなる課題の複雑化、高度化が予想される。ユーザへの浸透、展開を飛躍的に進めていくためには、ユーザ情報の早期収集とともに、性能向上に向けた継続的な技術改良とタイムリーな性能検証がより一層重要となる。

これまで培った技術と経験を踏まえながら、エアスピンドルの開発、改良と新たな用途開拓に取り組む所存である。

参考文献

- 1) 堀内,青野,日吉, 高精度加工機用エアスピンドルの開発, NTN TECHNICAL REVIEW No.74, P32～35, 2006

執筆者近影



堀内 照悦

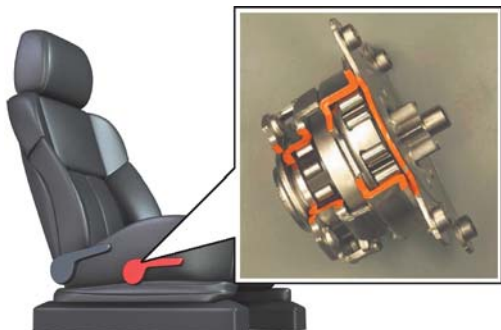
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



青野 和幸

精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

受賞案件の紹介



2010年度 “超” モノづくり部品大賞 自動車部品賞

シートリフタ用トルクダイオード
Torque Diode for Seat Lifter川合 正浩
Masahiro KAWAI

1. はじめに

モノづくり推進会議と日刊工業新聞社主催（後援：経済産業省、日本商工会議所）の「2010年 “超”モノづくり部品大賞」で、「シートリフタ用トルクダイオード」が自動車部品賞を受賞しました。

「シートリフタ用トルクダイオード」は、自動車シートの座面高さを手動調節する部分に使われています。現在、無音・無段階で、かつ小さな力で操作可能といったメリットから、国内外の自動車シートのシートリフタに多く採用をいただいております。自動車シートのコンパクト化や快適性に貢献しています。

2. シートリフタ用トルクダイオードの構造

「シートリフタ用トルクダイオード」は、入出力軸間のトルク伝達を制御する新しい機械要素として、シロキ工業株式会社と共同開発した製品です。

くさび型クラッチの構造（図1参照）をベースとして、軸受で培った高精度プレス加工や潤滑技術を融合させることで、市場ニーズにマッチした商品に仕上げることができました。

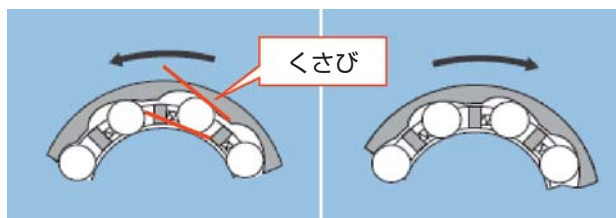


図1 くさび型クラッチ（ワンウェイクラッチ）
（左図：かみ合い時、右図：空転時）
Wedge-shaped clutch (One-way clutch)
（left: clutch engaged, right: clutch idle）

市場の要求コストに応えるため、切削加工を極力廃止し、高精度のプレス加工（図2参照）を採用した、高機能なレバー操作式マニュアルシートリフタ用クラッチとして、2002年に日本で初めて販売開始しました。

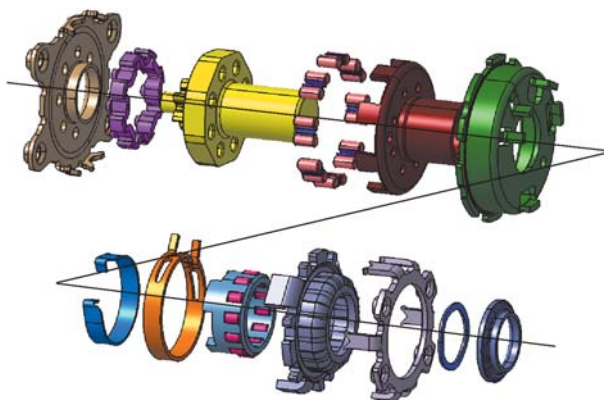


図2 構成部品
Component part

3. まとめ

現在、レバー操作式マニュアルシートリフタ付きシートが市場を席卷し、当社製品の採用率は約80%（当社推定）となっており、レバー操作式の普及に大きく貢献しています。

今後は、海外市場への展開に向け、より一層の高機能製品の開発を進めていきます。

執筆近影



川合 正浩
自動車事業本部
自動車技術部

受賞案件の紹介



第1回 トライボロジー遺産認定

0系新幹線用車軸転がり軸受 Rolling Bearing for Axle of Series 0 Shinkansen

大平 晃也*
Kouya OOHIRA

上野 正典**
Masanori UENO

概要

日本トライボロジー学会の第55期通常総会において、NTN製「0系新幹線用車軸転がり軸受」がトライボロジー遺産に認定¹⁾されました。トライボロジー遺産は、科学と技術の発展に特に貢献したトライボロジーに関係する技術や事物の発掘・保存を目的とし、本年から設立された顕彰制度です。

本転がり軸受は、1964年の東海道新幹線開業時に日本初の高速鉄道車両である0系新幹線用として開発された車軸軸受であり、2列の円筒ころ軸受と単列の深溝玉軸受で構成されています。車軸軸受には車両重量であるラジアル荷重とカーブ通過時に作用するアキシアル荷重が負荷され、円筒ころ軸受でラジアル荷重を、深溝玉軸受でアキシアル荷重を支持しています。なお、アキシアル荷重が作用しないときに発生する転動体と軌道面の滑りを防止するために、皿バネを用いて深溝玉軸受に予圧を与えています。また、当時の車軸軸受はグリース潤滑を採用していましたが、新幹線用車軸軸受は高速かつ長時間連続運転となることから、初めて油浴潤滑を採用しました。

旧日本国有鉄道主導のもと、この車軸軸受の開発に取り組んだ結果、開発時の設計や試験を通じて定められた様々な仕様や検査基準を規格化しました。当時の

様々な規格は、その後の鉄道車両用軸受の発展に大きく寄与しています。

新幹線用車軸軸受は、今日まで連綿と続く新幹線の高速性・安全性・快適性を支える基盤工業製品の一つです。本転がり軸受は鉄道車両用軸受の一里塚として、トライボロジー発展の歴史上、大きな貢献を示す貴重なトライボロジー遺産であることが認められ、今回の認定に至りました。

今後も高速・大量輸送の要としてまた環境負荷の少ない輸送手段として鉄道事業は重要性が増すことから、使用される軸受には一層の高速性・信頼性・長寿命化が要求されています。引き続き、安全性・経済性を考慮した環境に優しい鉄道車両用軸受の研究・開発を行います。

なお、本転がり軸受は産業機械技術開発センター(三重県桑名市)1Fロビーに常設展示いたします。

参考文献

- 1) トライボロジー遺産第3号 0系新幹線用車軸転がり軸受, トライボロジスト, 56, 7, (2011) 402.



図1 トライボロジー遺産の認定証
Recognition certificate of tribology inheritance



図2 日本トライボロジー学会からの認定証授与
(左:日本トライボロジー学会 会長 森 誠之氏、右:福村常務取締役)
Commendation from Japanese Society of Tribologists

シール付自動調心ころ軸受(ULTAGE WAタイプ)

異物侵入対策シール付で、世界最高水準の高負荷容量
長寿命・信頼性向上・取り扱い性向上！



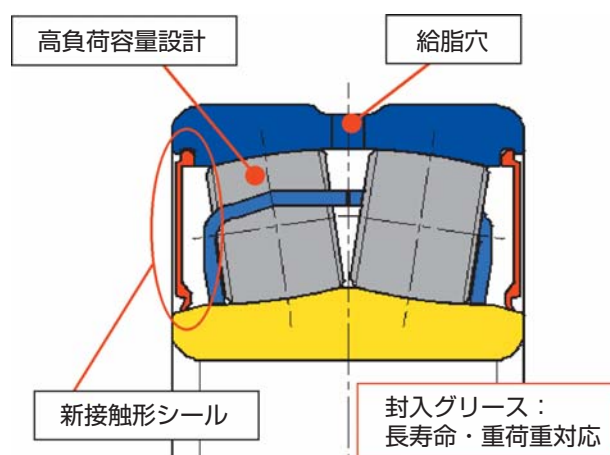
特 長

- ① 世界最高水準の高負荷容量
 - ・ ULTAGE EAタイプの内部設計を採用
- ② シール体積を最小化したコンパクト設計
 - ・ 特殊設計の接触型ゴムシールの採用により異物の侵入を防止
 - ・ 軸受の調心に対し、シールの接触面圧が変化せず安定した防塵性を確保
- ③ 長寿命グリースを標準採用

用 途

- 原料搬送コンベア
 (製鉄所, 火力発電所, 鉱山など)
- 塩害危険部位
 (港湾使用の運搬機, 建設機械など)

構 造



圧延機ロールネック用 ULTAGE 密封形4列円すいころ軸受

軸受設計の最適化により耐荷重性・負荷容量・密封性を大幅向上し、
軸受交換周期延長と圧延機稼働時の**信頼性向上**！



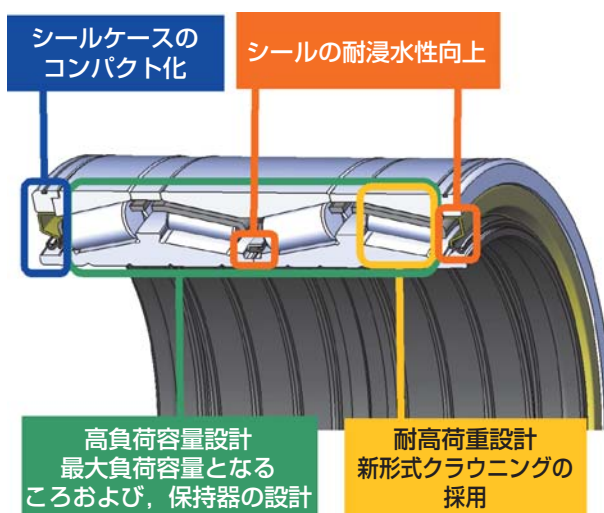
特長（従来品比）

- ① 世界最高水準の高負荷容量設計
 - ・ 軸受定格寿命1.8倍
- ② 新形式クラウンニングで耐荷重性能向上
 - ・ 耐荷重性能2倍以上（世界最高水準）
- ③ 密封性の向上
 - ・ 耐水性能2倍以上

用途

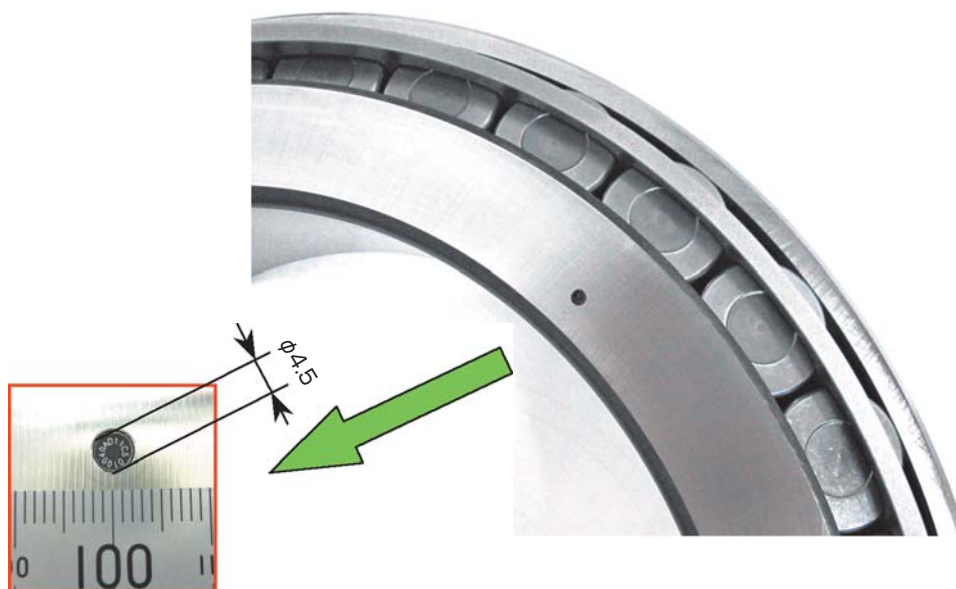
- 鉄鋼設備圧延機ロールネック部

構造



ICタグ内蔵軸受

業界初！軸受本体への電子情報記録が可能
 定期点検情報の信頼性向上・管理の煩雑さを解消！



特長

- ① 軸受現物から品質情報の読み取り確認が可能
- ② ユーザーによる軸受現物への使用履歴の書き込みおよび、読み取りが可能
- ③ 管理項目は自由に設定可能

用途

- 建設機械，鉱山機械，航空機，風力発電設備，鉄道車両など（定期補修を要する用途向け）

構造（使用・表示例）

【使用イメージ】



【管理項目例】

(軸受品質情報)

1	品名
2	内径, 外径, 幅精度, すきま情報など
3	シリアルNo.
4	製造日, 検査日, 出荷日

(ユーザー管理情報)

1	搭載機体番号
2	軸受組込み日
3	検査実施日
4	稼働時間

回転センサ付大形軸受

業界初！大形軸受と回転センサを一体化
機械の部品点数削減と組立・調整工数の大幅削減！



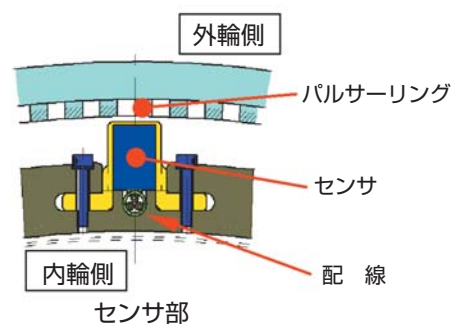
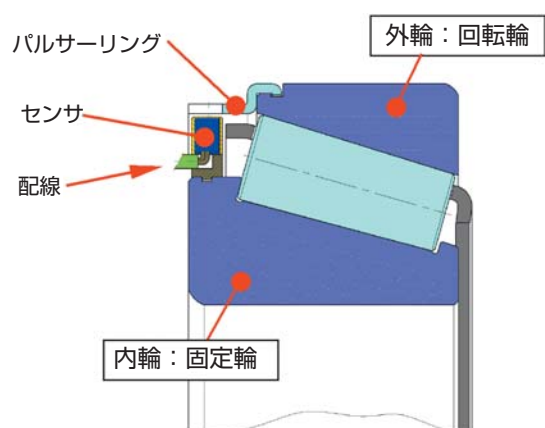
特長

- ① 回転センサと軸受の一体化
- ② 軸-内輪間にクリープ(滑り現象)が発生しても配線の断線を防止する機構を採用
- ③ 油中で使用可能
 - ・ 油温120℃で回転検出異常なし
(油種, 添加剤に依ります。)
- ④ 振動条件でも使用可能
 - ・ 振動加速度10Gで回転検出異常なし

用途

- 建設機械, 鉄鋼設備, 風力発電設備
送風機など

構造 (例: 円すいころ軸受)



新標準カムフォロア

従来仕様に対し、厳しい用途でも**長寿命**，**低トルク**を発揮！



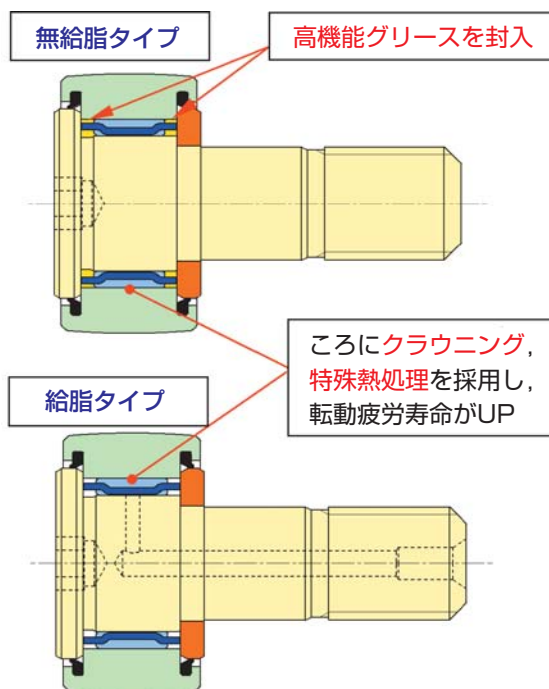
特長 (従来品比)

- ① 転動疲労寿命の長寿命化を実現
 - ・ 2倍以上 (高性能グリース封入時)
- ② 無給脂タイプは高性能グリースを封入し、耐摩耗特性に優れ、低温時の起動トルクも大幅低減
 - ・ 35%低下(-20℃時)
- ③ 現行標準品と取付方法，給脂方法は同じ (完全互換)

用途・シリーズ型番

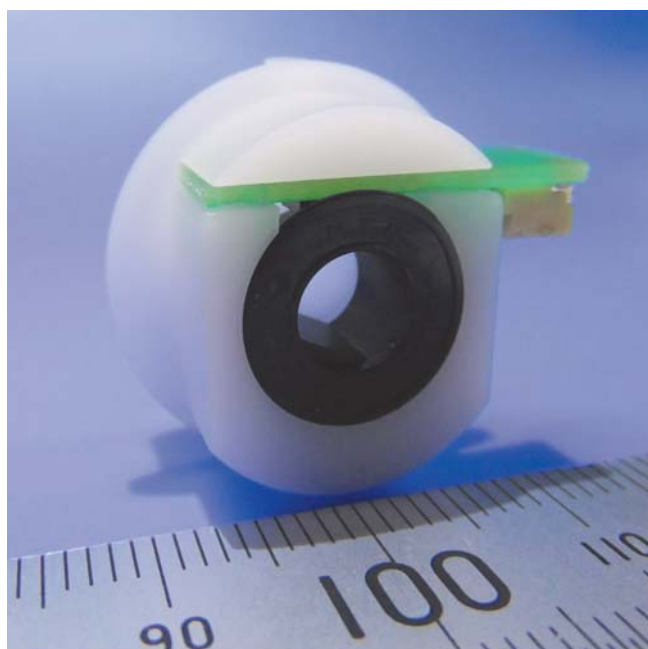
- 搬送装置・工作機械・印刷機械・プレス機械など
- NTN品番 KR(V) 16～26シリーズ
- 外輪外径 $\phi 16\sim 26\text{mm}$ (スタッド軸径 $\phi 6\sim 10\text{mm}$) の保持器付きおよび、総ころカムフォロア

構造



回転センサ付すべり軸受

樹脂製すべり軸受とセンサの一体化による**組み込み性の向上**
 機器の運転状況を容易に監視し、**メンテナンス時間の短縮！**



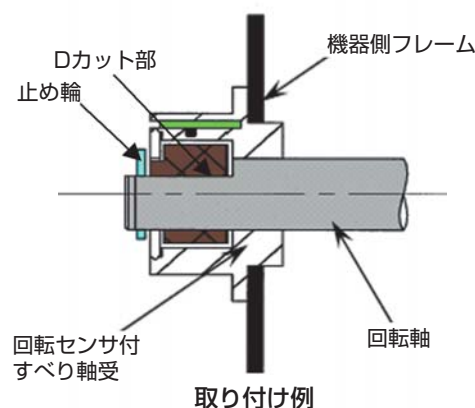
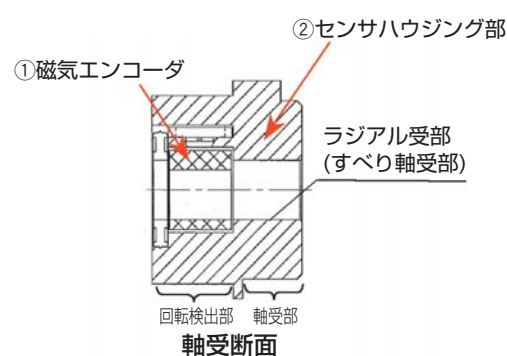
特長

- ① すべり軸受と回転センサ(磁気式)一体化
 - ・ 取り扱いが容易でコンパクト
- ② 配線の自由度が高い
 - ・ コネクタの取り付け方向を選択可能
- ③ 広範囲な入力電圧 (3~26V)
 - ・ 多様な機械・仕様に対応
- ④ 軸受・製品外径の自由な形状
 - ・ カスタマイズ設計に対応

用途

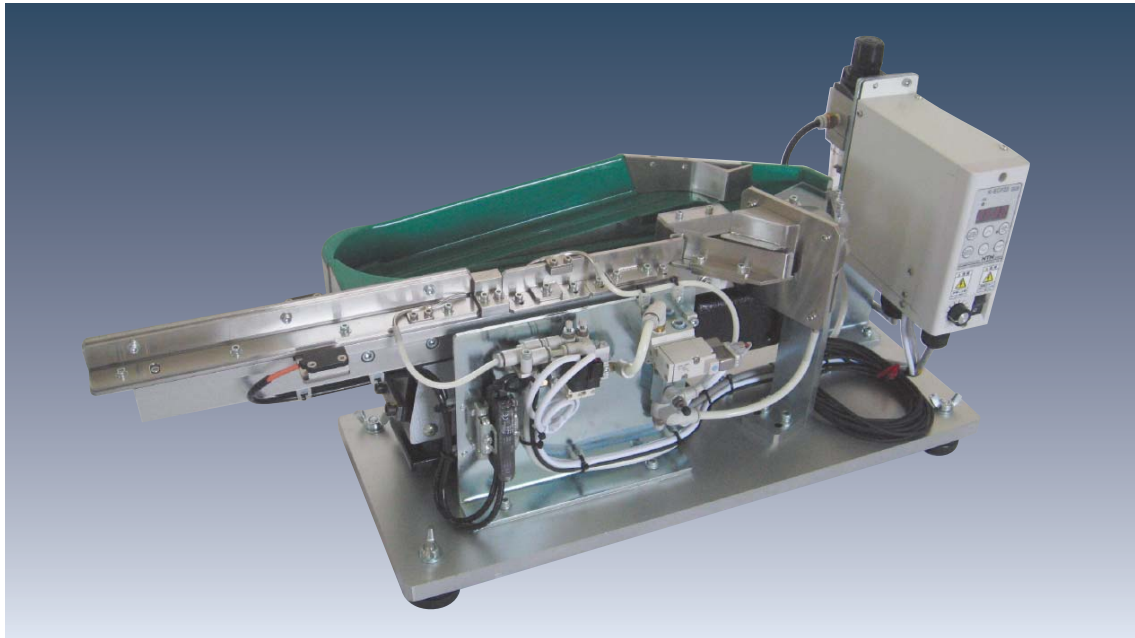
- 事務機器, 計測機器等の回転駆動部位

構造



スプリングセパレート機能付 モノドライブ2ウェイフィーダ

スプリングの自動搬送装置を高機能化
省スペース化と安定供給を実現！



特長

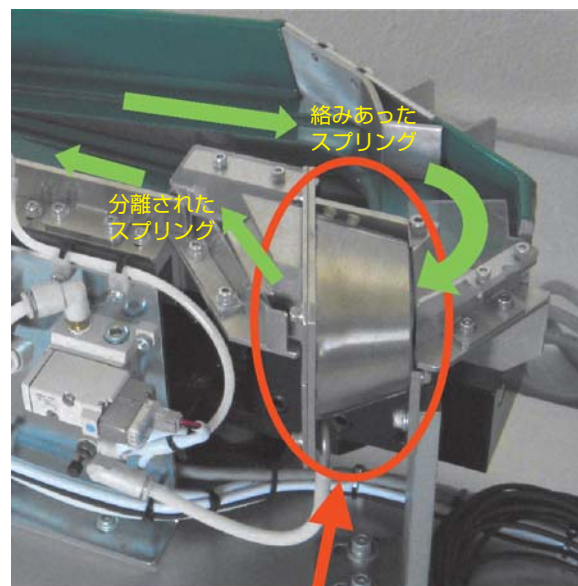
絡みあったスプリングの自動搬送装置として

- ① 省スペース
 - ・ 設置面積が約半分（ボウルタイプ品比）
 - ・ コンパクトなモノドライブ2ウェイフィーダに新開発のスプリング分離機構部を一体化
- ② 安定供給
 - ・ 絡みあうスプリングを分離機構で素早く確実に分離、搬送

用途

- 小径コイルスプリング（直径2～5mmまで）の自動搬送装置

構造



スプリング分離機構部
(スプリングセパレータ)

パーツフィーダ用 小型周波数可変コントローラ

省スペース化と作業効率の向上に貢献する多彩な機能を搭載



特長

- ① 省スペース（従来品比）
 - ・ 体積：1/3 (K-ECG25) ~ 2/3 (K-ECH45)
- ② 多彩な機能
 - ・ 共振点追尾機能（高機能タイプに搭載）
 - 最大30%消費電力を削減
 - ・ 定振幅機能（高機能タイプに搭載）
 - ワーク量に関わらず搬送速度一定
 - ・ ワーク不足検出，寸動運転機能（全タイプに搭載）

パーツフィーダ・商品比較



ラインナップ

品番	サイズ mm	重量 kg	適用本体	定振幅・共振点追尾機能
K-ECF25	W60×H140×D142	約1.1	K10~K20, N25, L20S, 05~S30 他	なし（標準タイプ）
K-ECG25		約1.2		あり（高機能タイプ）
K-ECH45	W82×H140×D142	約1.7	K20・1, N25~N40, G50	なし（標準タイプ）
K-ECJ45		約1.7		あり（高機能タイプ）

※適用本体の詳細はパーツフィーダカタログを参照ください。