

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2022

No. 694



NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2022

No. 694

解説・論文

- 工作機械の象限突起を抑制するボールねじ技術 … 廣瀬 俊郎, 上田 真大, 押川 慧悟 1
- 製紙機械用軸受の技術動向 …………… 野村 剛 10
- HEV・EV用高速回転玉軸受の開発 …………… 鈴木 栄作, 岩永 泰弘, 下川 義統 18
- デジタルツインを駆使したハブユニット軸受の設計 …………… 西澤 英雄 26
- 設計業務効率化を目指す解析手法自動化技術の紹介
…………… 内山 裕貴, リチャード ハバーマン, ゲルゲリー ラッツォ, 岩井 崇 37
- In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定
(第3報, 電動パワーステアリングシステムのラトル音への適用による実験的検証)
…………… 佐藤 佳宏朗, J. H. Elm, J. Viehöfer, J. W. Biermann, 岩附 信行 50
- 欠陥の影響下における転がり軸受の破壊力学に基づく疲労破壊発生基準
…………… 渡貫 大輔, 堤 雅子, 飛鷹 秀幸, 和田 健太郎, 松永 久生 75
- 樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂保持器のウエルド強度向上
…………… 倉本 吉和, 平本 隆之, 相原 成明, 横山 景介 91
- 高齢者立ち上がり支援, 転倒防止のためのロボット肢の開発
…………… 勅使河原 誠一, ジョン・ベル, エミリー・カミンスキー, 浅田 春比古 102

商品紹介

- 工作機械主軸用 高負荷容量・超高速アンギュラ玉軸受 ロバストダイナ™ …………… 114
- スミアリング防止大形自動調心ころ軸受 (NSK DLC 被膜) …………… 116
- 高信頼性 鉄道車両向け駆動装置小歯車用軸受 …………… 118
- NSK リニアガイド™ 長寿命シリーズ DH / DS 型 …………… 120
- ワイヤレス振動診断器 D-VibA10 型 …………… 122
- FIELD system 用状態診断アプリケーションソフトウェア ACOUS NAVI™ …………… 124
- パワートレイン用低フリクション円すいころ軸受 …………… 126
- 電動化車両用プレスアンギュラ玉軸受 …………… 128
- 耐電食スラストニードル軸受 …………… 130

工作機械の象限突起を抑制するボールねじ技術

廣瀬 俊郎*, 上田 真大**, 押川 慧悟***



廣瀬 俊郎



上田 真大

Ball Screw Technologies to Control Machine Tool Quadrant Glitches

T. Hirose, M. Ueda, K. Oshikawa



押川 慧悟

In the machine tool industry, efficiency, automation, and precision have become trends against the backdrop of labor shortages and diversifying processing needs. Furthermore, in recent years, environmental initiatives have become an important issue.

In this article, we will explore recent patterns in machine tool technologies based on trends at machine tool exhibitions. Then we will shift our focus to the motion errors called quadrant glitches (reversal spikes), which cause streaks on the workpiece surface, and the technologies to control these glitches. Machine tools with ball screws featuring this technology achieve higher quality surface finishes and increase productivity by reducing time required for surface finishing.

- | | |
|--|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 工作機械の技術動向 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 工作機械の送り駆動機構の動向 2.2 工作機械の送り駆動機構に求められる機能 | <ol style="list-style-type: none"> 3. 象限突起を抑制するボールねじ技術 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 象限突起の均一化技術 3.2 象限突起の低減化技術 4. あとがき |
|--|--|

1. まえがき

近年、工作機械産業は、世界的な労働人口の減少や労働環境の変化、自動車産業におけるCASE・Maasに象徴される変化、5G・IoT・AIの進化で加速するデジタル化など、大きな変革の渦中にある。さらに、持続可能な社会の実現に向けて、環境問題に対する関心が高まるなかで、地球環境に配慮したものづくりも大きな広がりを見せている。

このような背景から工作機械には、著しい環境の変化に柔軟に対処しながら、製造業のイノベーションを進めていくことが求められている。また、工作機械の重要な機械要素部品であるボールねじには、より一層の付加価値を追求して、提案していくことが求められ

ている。

本稿では、近年の工作機械の技術動向について述べるとともに、ボールねじの高機能化を目指して開発した、象限突起を抑制する技術を紹介する。

2. 工作機械の技術動向

NSKでは1996年から、日本工作機械見本市（以下JIMTOF）に出展される工作機械の調査を行っている。ここでは、これまでのJIMTOFの出展機調査結果から、最新の送り駆動機構の技術動向や、送り駆動機構に求められる機能について述べる。

* 産業機械技術総合センター，直動技術センター，BS技術部
 ** NSKドイツ社
 *** 産業機械技術総合センター，直動技術センター，試験研究部

2.1 工作機械の送り駆動機構の動向

図1は、JIMTOFに出展されたマシニングセンタの早送り速度に対する出展機の台数を示したものである。2020年はオンラインで開催された影響もあり、調査を行った出展機は84台となった。2018年と比較すると7割に減少している。図2は、図1の

出展機数を割合に換算したものである。これによると、2020年では60～80 m/minが微増しているものの、総じて変化はみられず、60～80 m/minで頭打ちとなっていることが窺える。

図3は、マシニングセンタの案内方式を調査した結果を示している。調査開始の1996年以降、ローラ

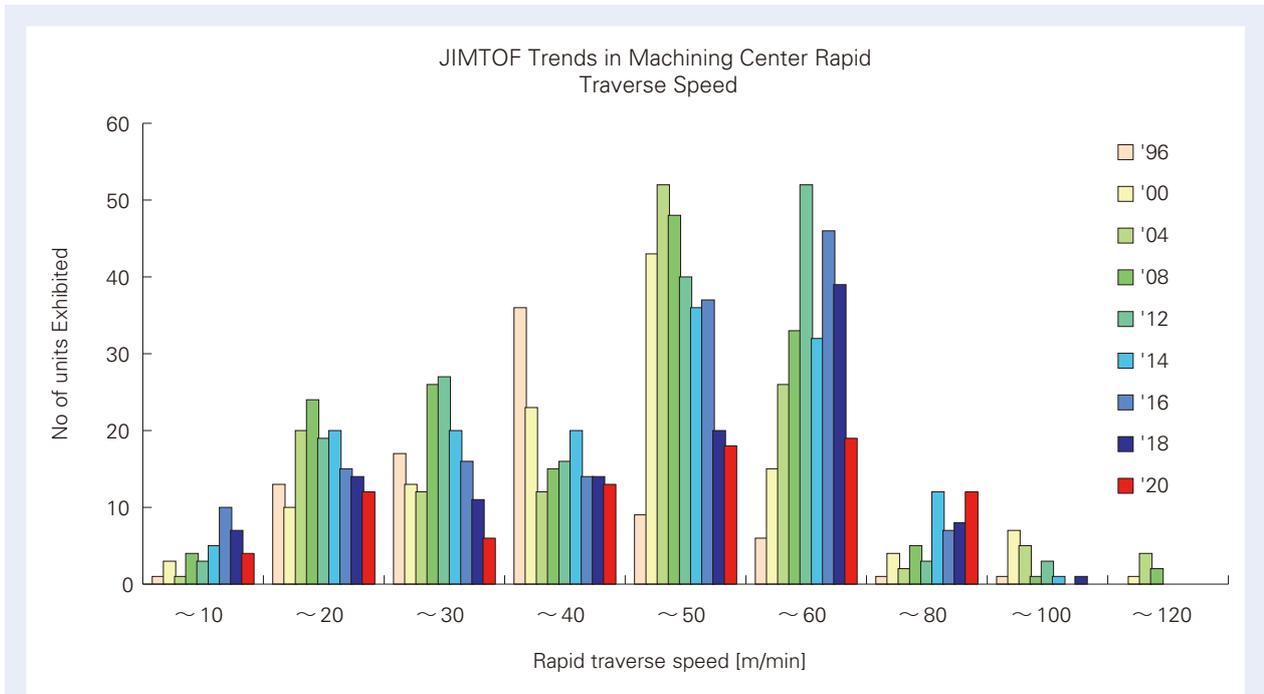


図1 JIMTOFにおけるマシニングセンタ出展機早送り速度の変遷

Fig. 1 JIMTOF trends in machining center rapid traverse speed

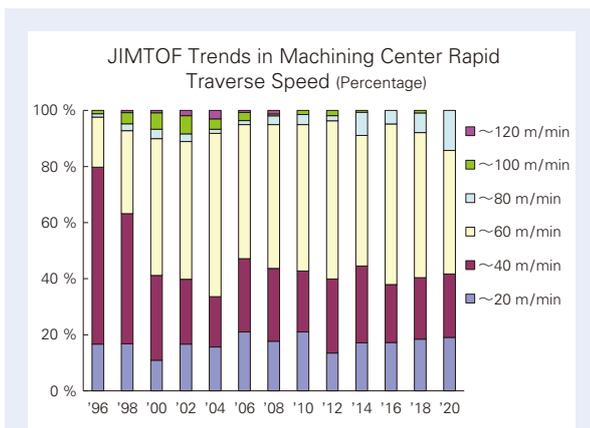


図2 JIMTOFにおけるマシニングセンタ出展機早送り速度の変遷(割合換算)

Fig. 2 JIMTOF trends in machining center rapid traverse speed (percentage)

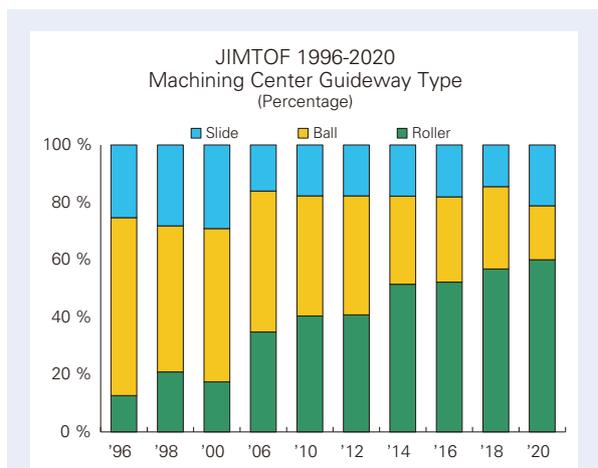


図3 JIMTOFにおけるマシニングセンタ出展機案内方式の変遷(割合換算)

Fig. 3 JIMTOF trends in machining center guideway type (percentage)

の採用割合は年々増加しており、2020年では60%に達している。ローラは高い負荷容量や高剛性が特長であり、マシニングセンタの案内において、このようなニーズが高まってきていることが示唆される。

2.2 工作機械の送り駆動機構に求められる機能

図4は、JIMTOF2020 Onlineに出展された工作機械について、ウェブサイトおよびカタログから読み取った訴求ポイントを示したものである。SDGs, CASE, 5G通信などに代表される近年の製造業界の変化を踏まえて、NSK独自の視点で訴求ポイントを4つに分類した。

「①効率化」は、加工時のリードタイム短縮や、難削材の加工、多品種少量生産の効率化が主である。「②自動化」は、省人化や熟練作業者の勘やコツだけに頼らない簡易性が挙げられる。「③高精度化」は、加工精度の安定や高面品位が挙げられる。そして「④デジタル変革」は、センシング技術やAI・デジタルツイン技術が挙げられる。その他に、環境性能に関するコンセプト展示なども行われていた。

これらの最近の工作機械における4つの訴求ポイントを実現するため、送り駆動機構には図5に示すような、A. 重切削, B. 複合化/高速化, C. 長期安定稼働, D. 高面品位, E. 監視・診断の5つの機能が求められる。さらに、それら機能を送り駆動機構の要素であるボールねじへ展開すると、負荷容量の向上(A/B), コンパクト化(B), 高速・静音性(B), 寿命延長(C), メンテナンスフリー(C), 象限突起の安定化・低減(D), 低発熱(D), 状態監視(E)が求められることになる。

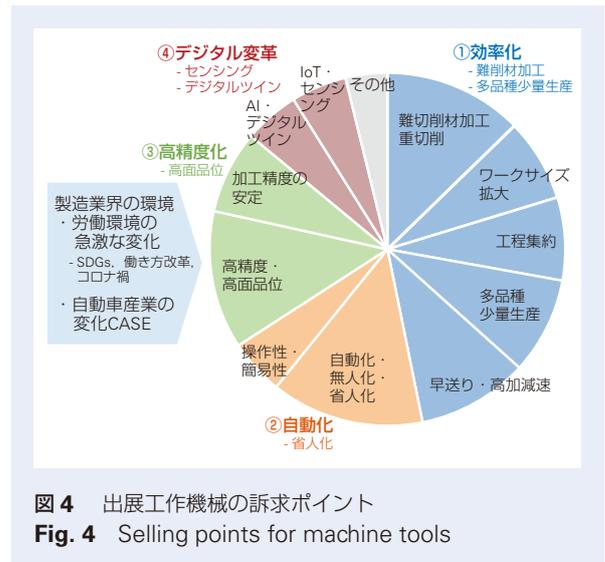


図4 出展工作機械の訴求ポイント
Fig. 4 Selling points for machine tools

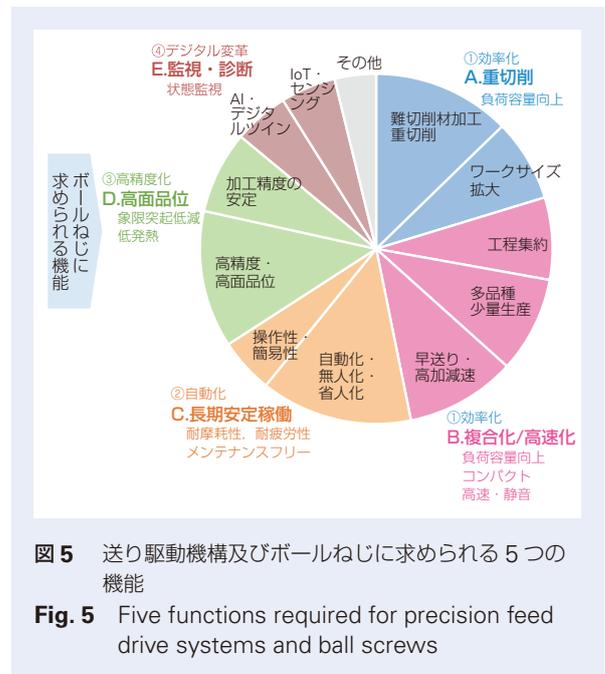


図5 送り駆動機構及びボールねじに求められる5つの機能
Fig. 5 Five functions required for precision feed drive systems and ball screws

NSKでは、これらの多様化する機能要求の実現を目指して、これまで多くのボールねじを市場に展開してきた。図6はその一端を示している。B. 複合化/高速化への対応として、コンパクトで高速運転においても静音性に優れる高速・静音ボールねじや、A. 重切削とD. 高面品位への対応として、温度上昇の抑制と、高精度化を実現するナット冷却ボールねじがある。また、D. 高面品位への対応として、「象限突起の安定化技術(第3.1節に後述)」を適用した高機能精密ボールねじや、過酷な連続運転条件下における摩耗を抑制することで、C. 長期安定稼働を実現する高精度・長寿命ボールねじがある。

次章では、ボールねじの最新技術として、象限突起と呼ばれる運動誤差を抑制し、加工面品位の向上を実現する技術について解説する。



図6 NSKの工作機械向けボールねじシリーズ
Fig. 6 NSK ball screws for machine tools

3. 象限突起を抑制するボールねじ技術

金型を加工するマシニングセンタや放電加工機などでは、一般的に高精度・高品位な面形状を加工する技術が求められる。それらの送り駆動機構には、高い運動精度が求められるため、高精度なボールねじが多く用いられている。例えばエンドミル工具の円運動による加工を行う場合、図7のように直交2軸にボールねじを配置し、円弧補間運動を行うことでそれを実現している。円弧補間運動において円運動軌跡の象限が切り替わる際、直交2軸に配置された2本のボールねじの内、いずれか1本は駆動方向が反転する。この駆動方向反転時に、ボールねじの摩擦特性が急激に変化するため、リニアスケール等から信号を逐次フィードバックして位置制御しても、円弧補間運動の象限切り替え時に「象限突起」と呼ばれる円運動軌跡誤差を生じてしまう¹⁾。この象限突起によって、加工面にスジ状の模様が現れてしまい、金型加工面などの面品位の劣化を招くことになる。そのため一般的にマシニングセンタなどでは、システム同定の際に象限突起を補正する信号を作成できる制御補償器の機能を整えることで、象限突起の補正を実施している²⁾。

しかしながら、送り駆動機構に使用されるボールねじの摩擦特性は、仕様やねじ軸が長尺である故にナットの位置により変化、変動する。そのため、システム同定の際の制御パラメータ設定が難しく、十分な補正を行う上で問題となっていた。これに対しNSKは、ねじ軸上のナット位置におけるボールねじの摩擦トルク変動を抑えることによって、象限突起の発生高さを均一にする技術を開発してきた²⁾。今回はそれに加えて、従来、制御補償器でも補正が困難であった「2山目の象限突起」の発生を無くし、かつ、「1山目の象限突起」の発生高さを低減する新技術を開発したので、従来の均一化技術と併せて紹介する。

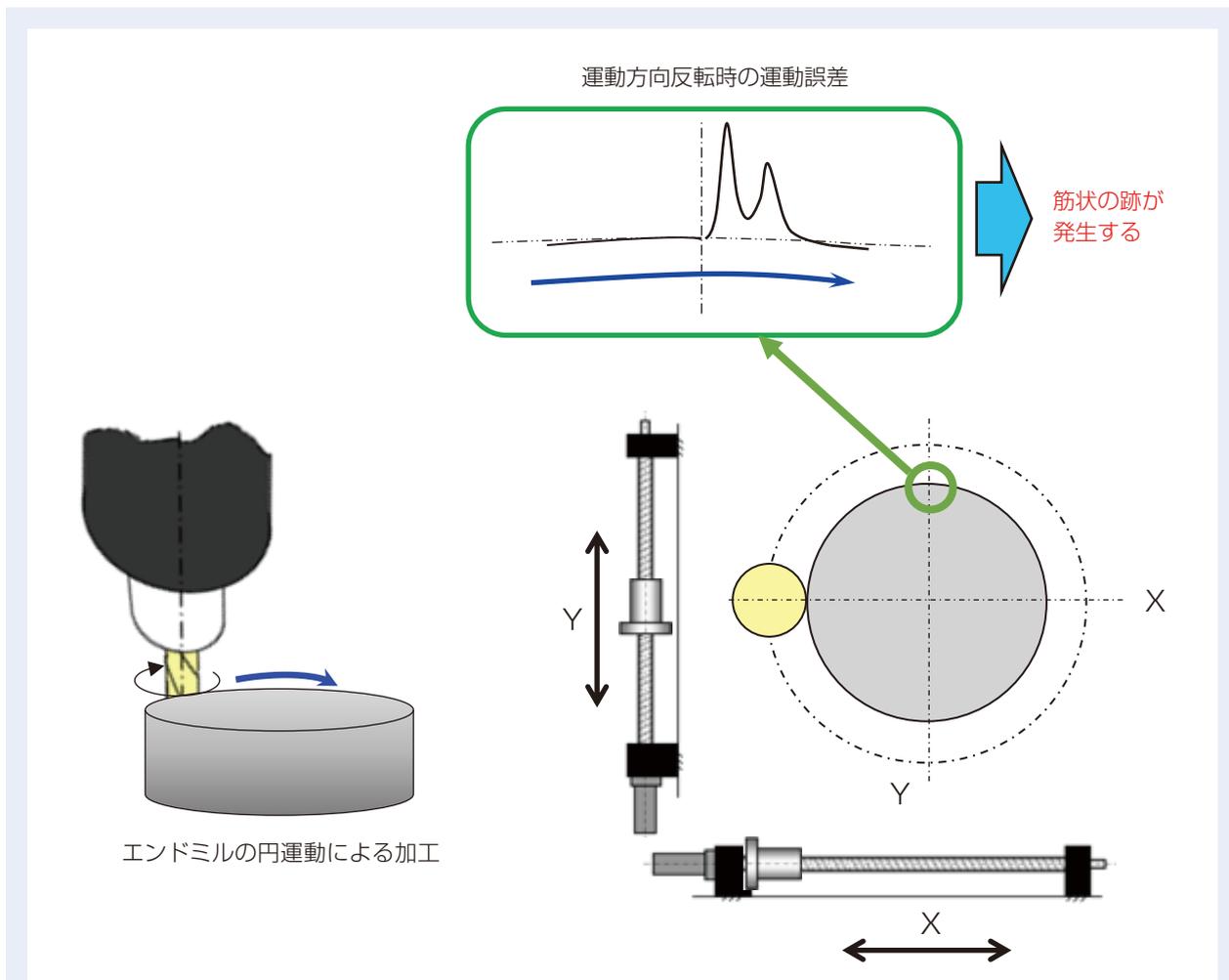


図7 直交2軸による円弧補間運動における象限突起の発生

Fig. 7 Occurrence of quadrant glitches in circular interpolation motion with two orthogonally oriented axes

3.1 象限突起の均一化技術

マシニングセンタや放電加工機などの高精度な工作機械に用いられるボールねじであっても、長尺なねじ軸における僅かな加工誤差等に起因し、ナット位置によって摩擦トルクが微小変動する。そこで、工作機械の加工精度に対する要求に応じて、ボールねじの精度等級やねじ軸の長さに応じて厳格に摩擦トルクの変動範囲規格を設定している。ところが、従来の加工精度を上回るようなサブミクロンから数十ナノメートルレベルの加工精度を実現するような工作機械に対応するためには、ボールねじ摩擦トルクの微小変動が技術課題であった。

摩擦トルクの均一化技術では、NSK独自の生産技

術を開発することで、同じ精度等級、ストローク長さの従来仕様と比較して、摩擦トルクの変動幅を最大で30%低減した。これにより、ストローク位置による象限突起の発生高さを均一化させることを可能とした。

図8は、従来仕様と象限突起の均一化技術を施した仕様について、象限突起の発生高さを比較した結果を示している。ボールねじは軸径 $\phi 40$ 、リード12である。ここでは、 -50 mm 、 0 mm 、 50 mm の各ストローク位置において、送り速度 480 mm/min 、円弧半径 10 mm の円弧補間運動を指令値として与えた。円弧補間運動では、1周あたり運動方向が2度反転する。このため図8を見ると、すべての条件に

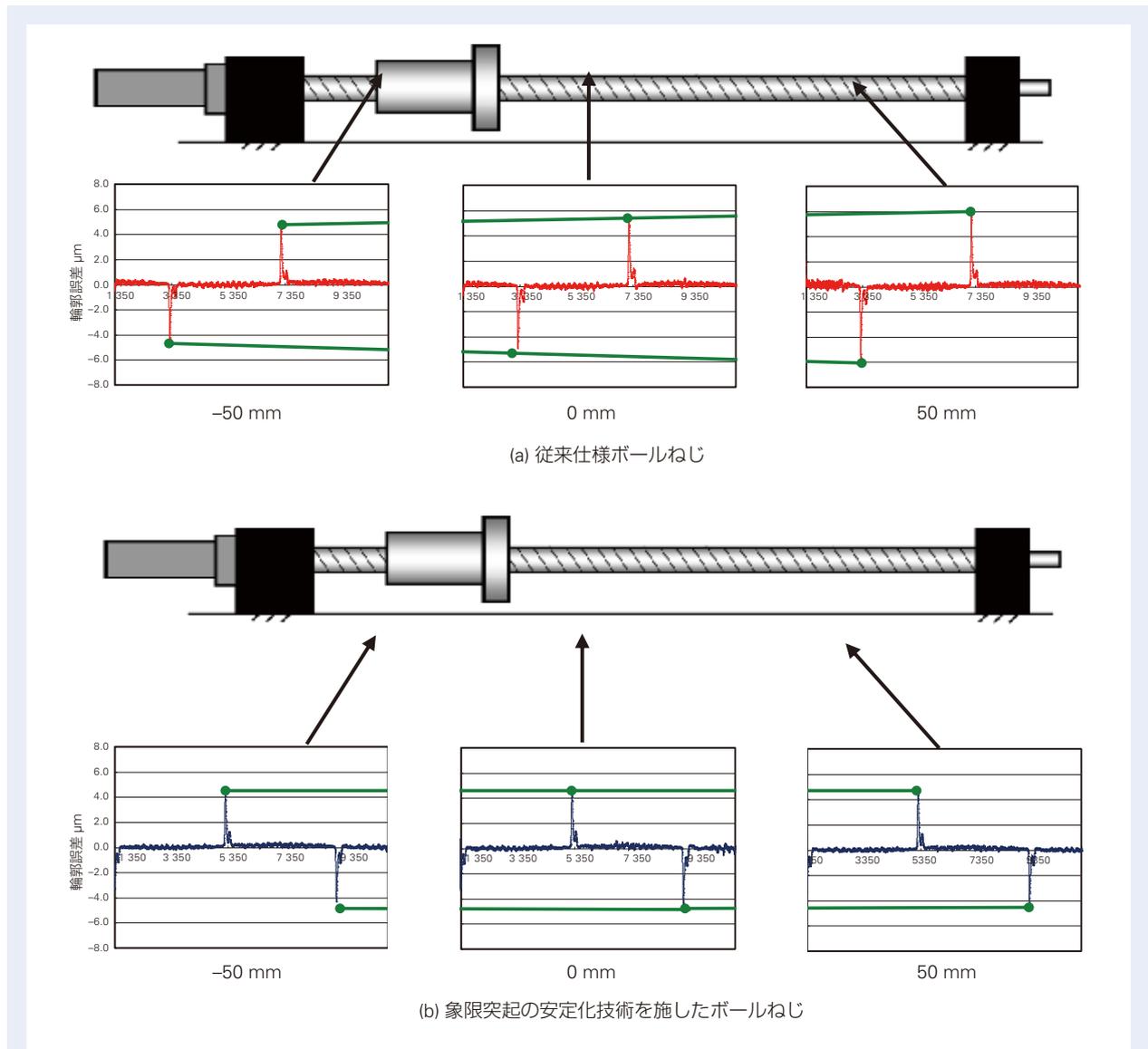


図8 円弧補間運動における目標位置に対する時間ごとの運動誤差
Fig. 8 Circular interpolation errors by time

において、象限突起と呼ばれる運動誤差が2箇所ずつ発生している。さらに同図を山高さについて見てみると、従来仕様のボールねじでは、ストローク位置によって象限突起の山高さが変化しているのに対して、象限突起の均一化技術を施したボールねじでは、どのストローク位置においても、象限突起の山高さは変化していない。これにより、どのストローク位置でシステム同定を行っても、均一に補正することが可能となり、円弧補間運動において高い輪郭精度を得られる効果が期待できる。

3.2 象限突起の低減化技術

次に、ボールねじの予圧方式に起因する象限突起の発生形状と、その低減化技術について紹介する。ボールねじの溝形状には一般的にゴシックアーク形状が採用され、予圧方式は2種に大別される。1つ目は、ねじ軸およびナットに設けられたゴシックアーク溝空間よりも数ミクロン大きなサイズの鋼球を入れ、鋼球とゴシックアーク溝が4点で接触するオーバーサイズボール予圧である。2つ目は、軸とナットのねじ溝位置を、軸方向に相対的にオフセットさせることで、鋼球とゴシックアーク溝が2点で接触するオフセット予圧である。これまでの研究によって、この2種の予圧方式で象限突起の形状が変化することが明らかになっている。具体的には、オーバーサイズボール予圧では象限突起が1山、オフセット予圧では2山の形状になることが知られている^{3), 4)}。オーバーサイズボール予圧における象限突起や、オフセット予圧における1山目の象限突起については、前述の技術により発生高さを均一にすることができる。しかしながら、オフセット予圧における象限突起の2山目については、ボールねじの仕様や運転条件などによって様相が大きく変化するため、摩擦トルクの変動を抑えることで均一化させることは難しい。一方で、象限突起が問題となる金型加工などの高精度なマシニングセンタや放電加工機では、高い剛性が求められるため、オーバーサイズボール予圧に比べて高い予圧を付加することができるオフセット予圧が多く用いられている。そのため、象限突起を抑制するためには、オフセット予圧における2山目の対策が必要となる。そこでNSKでは、オフセット予圧ボールねじの内部仕様を最適化することで、特殊な数値制御を行うことなく、2山目が発生しない技術を開発した。

一般的にオフセット予圧のボールねじにおいては、運動方向反転時に一時的にトルクが低下する領域が発生する。この領域は、オーバーサイズボール予圧では発生せず、オフセット予圧固有の性質であり、象限突起の2山目の発生に影響を及ぼすことが知られている³⁾。これに対して、ボールねじの内部仕様を見直すことで、運動方向反転時にトルクが低下する領域が発生しない技術を開発した。オフセット予圧においてトルクが低下する領域を消滅させたこの技術は、NSKが初めて開発したものである。

図9は、従来仕様と象限突起の低減化技術を施したボールねじについて、それぞれ円弧補間運動を行い、そのときの指令値に対する運動誤差を、真円度グラフのスタイルで示したものである。ボールねじは軸径 $\phi 36$ mm、リード16 mmである。予圧方式は、軸方向剛性が同等となるように予圧荷重を付与したオフセット予圧で、指令値は送り速度300 mm/min、円弧半径10 mmの円弧補間運動である。従来仕様ボールねじについて見ると、象限突起が2山の形状となっている。一方、象限突起の低減化技術を施したボールねじでは、2山目は観測されず、1山目のみの形状となっていることが確認できる。

象限突起は駆動反転時の摩擦力の影響により生じる加速度変化が小さいほど、山高さが小さくなることが知られている^{5), 6)}。これは1山目に限らず、2山目についても同様のメカニズムであると考えられる。そこで前述の円弧補間運動に対して、円弧半径はそのままとして、送り速度を600 mm/minに変化させて運動誤差を測定した。図10にその結果を示す。図9に対して、どちらの仕様においても象限突起の1山目は高くなっている。一方で、象限突起の低減化技術を施したボールねじは、2山目が現れていない。つまり本技術は、1山目に影響を及ぼすとされる加速度変化に対しても、2山目を抑制する効果があるといえる。

以上より、象限突起の均一化技術と、新開発した低減化技術を組み合わせることで、象限突起の2山目の発生を抑え、かつ1山目の発生高さを安定させることが可能となる。これにより、いずれのストローク位置で補正パラメータを同定しても、象限突起を抑制することが可能となる。本技術を採用することによって、加工面品位が向上し、生産性向上や省エネルギー化に寄与するものと考えられる。

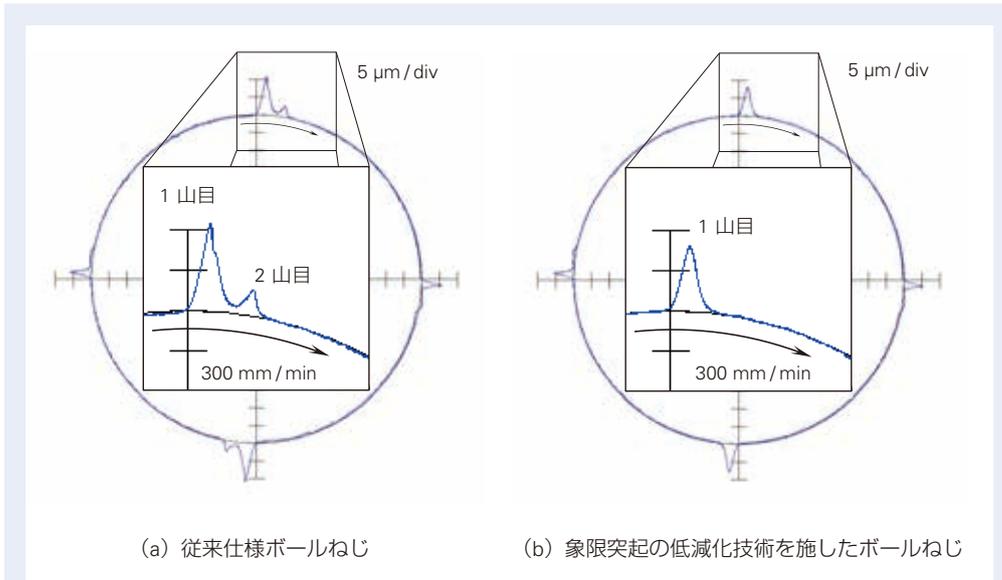


図9 円弧補間運動における運動誤差(送り速度：300 mm/min)
Fig. 9 Circular interpolation motion errors (Speed : 300 mm/min)

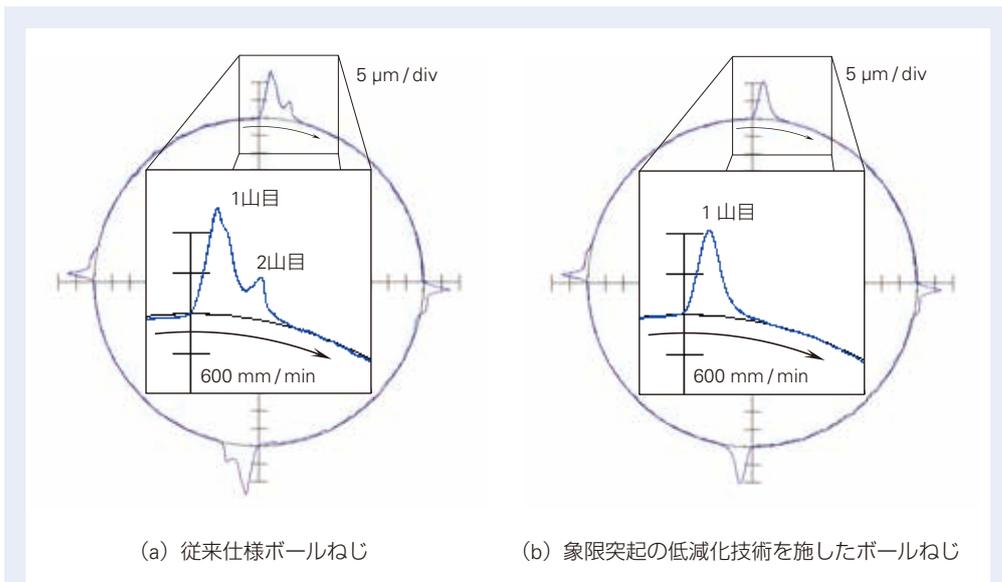


図10 円弧補間運動における運動誤差(送り速度：600 mm/min)
Fig. 10 Circular interpolation motion errors (Speed : 600 mm/min)

4. あとがき

本稿では、工作機械見本市の出展機調査を踏まえ、最新の工作機械の技術動向を紹介した。また、それに対応するボールねじの新技术として、ボールねじの摩擦安定化により工作機械の象限突起を低減する技術を紹介した。

ボールねじの摩擦を制御する技術は、今後の環境貢献型製品の開発を進める上で、重要な要素となる。NSKでは今後も摩擦特性の向上に取り組み、社会に貢献する製品を開発していく所存である。

参考文献

- 1) 松原厚, “精密位置決め・送り設計のための制御工学”, (2008) 188, 森北出版.
- 2) 新井覚, “ボールねじの摩擦特性安定化技術”, NSK Technical Journal, 688 (2016) 45-51.
- 3) 浜村実, 藤田純, 宮口和男, 渡辺靖巳, 垣野義昭, 松原厚, “ボールねじ運動方向反転時の摩擦トルク変動に関する研究(第2報)-摩擦トルク変動と円弧補間運動誤差の関係-”, 精密工学会誌, 69-5 (2003) 726-730.
- 4) 樋口拓郎, 国貞宏通, 国井嘉仁, 佐藤隆太, 堤正臣, “マシニングセンタの円弧補間運動における二山象限突起の補正”, 日本機械学会論文集(C編), 78-788 (2012-4) 186-195.
- 5) 佐藤隆太, “円運動象限切替え時における象限突起の発生メカニズム”, 2016年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, G01 (2016) 473.
- 6) 佐藤隆太, “NC工作機械の運動誤差を考慮した加工面シミュレーション技術”, 精密工学会誌, 83-3 (2017) 204.

製紙機械用軸受の技術動向



野村 剛*

野村 剛

Technical Trends in Bearings for Papermaking Machines

T. Nomura

In recent years, the paper manufacturing industry has made increased environmental efforts in areas such as sustainable forestry and paper recycling. In addition, the industry faces increasing pressure to realize a carbon-neutral society (reduced CO₂ emissions) and enact measures against global warming. Furthermore, developments such as cellulose nanofibers (CNF), paper substitutes for plastic, and biomass materials are being promoted as environmentally friendly options for the future.

Demand for paper continues to shift, with increasing demand for packaging paper in lower-income countries and decreasing demand for newspaper and print media as electronic media spreads. Paper manufacturers must alter their production systems to handle these shifts.

Bearings require higher reliability, longer life, and re-usability to meet both needs for stable, responsive operation that improves productivity while also reducing CO₂ emissions.

This report explores the problems faced by bearings in the field and the latest technical trends in machines commonly used in the papermaking industry.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 抄紙工程と軸受 3. 自動調心ころ軸受の高機能化 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 用途別専用軸受の大形化 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 内輪割れ防止軸受(大形 TL 軸受) 4.2 スミアリング防止軸受(大形 NSK DLC 軸受) 5. 高速化への対応 6. あとがき |
|---|--|

1. まえがき

製紙産業は、紙のリサイクルと植林による森のリサイクルを行う循環型の産業であるとともにカーボンニュートラル社会実現に向け、温暖化対策(CO₂排出削減)の取組みを積極的に行なっている。製紙メーカー各社は将来を展望する環境対応素材として、セルロースナノファイバー(CNF)^{*1}、プラスチック代替え紙素材やバイオマスプラスチック素材^{*2}などの開発を進めている。

2019年の世界の紙・板紙の年間生産高は約4.2億トンであり、中国はこの約1/4にあたる1億トンを製造する世界最大の生産国となっている。一方、これまで市場を牽引してきた米国、欧州、日本のシェアが低下している。その要因として少子高齢化に伴う労働力の減少、デジタル技術の発展による電子媒体の普及やテレワークの拡大によるペーパーレス化が挙げられる。これに伴い紙種別の需要は、新聞・印刷用紙が減

* 産業機械軸受技術センター 風力・大型機械技術部 鉄鋼・製紙 G

少する一方で、電子取引の拡大によるパッケージ用紙と新興国や途上国では衛生紙の需要が増加している。各製紙メーカーではこれに対応するために生産体制をシフトしている。

製紙の生産現場では設備の安定稼働による生産性向上が課題であり、各設備用軸受の状態監視による予防保全対応を拡大するとともに軸受には高信頼性と高速化対応が求められている。更にCO₂削減やメンテナンスコスト削減のために軸受の長寿命化や再利用がより強く求められるようになってきている。

本稿では製紙設備の抄紙機各パートに使用される軸受の課題を整理し、その技術動向について報告する。

*1：セルロースナノファイバー（CNF）：食物由来の次世代材料

*2：バイオマスプラスチック素材：生物由来の資源を原料にしたプラスチック

2. 抄紙工程と軸受

一般的な抄紙機の構造を図1に示す。各工程は、ヘッドボックスから始まり最後のリールパートで構成されている。以下にその概要をまとめる。

- ① ヘッドボックス；紙の原材料が均一・均等に噴出される。
- ② ワイヤーパーツ；噴出された紙の原料がワイヤー（金属またはプラスチック）上に薄く広げられ、紙層形成と吸引による脱水が行われる。本工程後、紙の水分は80%程度となる。

③ プレスパート；圧力により湿紙から脱水、搾水が行われ水分を絞り取る。また紙表面を平らにし、かつ紙の密度を高める。

本工程後、紙の水分は40～60%となる。

④ ドライヤーパート；回転する数十本の中空ロール、または1本の大径ロールに高温の蒸気を通し加熱し、このロールに湿紙を抱かせ乾燥させる。

本工程後、紙の水分は5～10%となる。

⑤ カレンダーパート；ロール間で加熱・加圧し平滑で様な厚さと光沢を出す。

⑥ リールパート；約10m幅で数千～数万mの長さの紙を一回で巻き取る。

これら抄紙機設備には全体で約350本のロールが配置されており、この支持軸受として自動調心ころ軸受が主に使用されている。各パートごとに軸受サイズ、潤滑方式、使用環境が異なり、軸受に要求される機能も異なる。これらを各パートごとにまとめると表1のようになる。本稿では以下の抄紙機ロール用自動調心ころ軸受に関する技術課題を取り上げ、近年の動向を紹介する。

<抄紙機ロール用自動調心ころ軸受の課題>

- ・自動調心ころ軸受の高機能化(全パートのロール用)
- ・内輪割れ防止軸受の大形化
(プレス、ドライヤー、カレンダーパート各ロール用)
- ・スミアリング防止軸受の大形化
(プレスパートロール用など)
- ・高速抄紙機用軸受の低振動・低発熱化

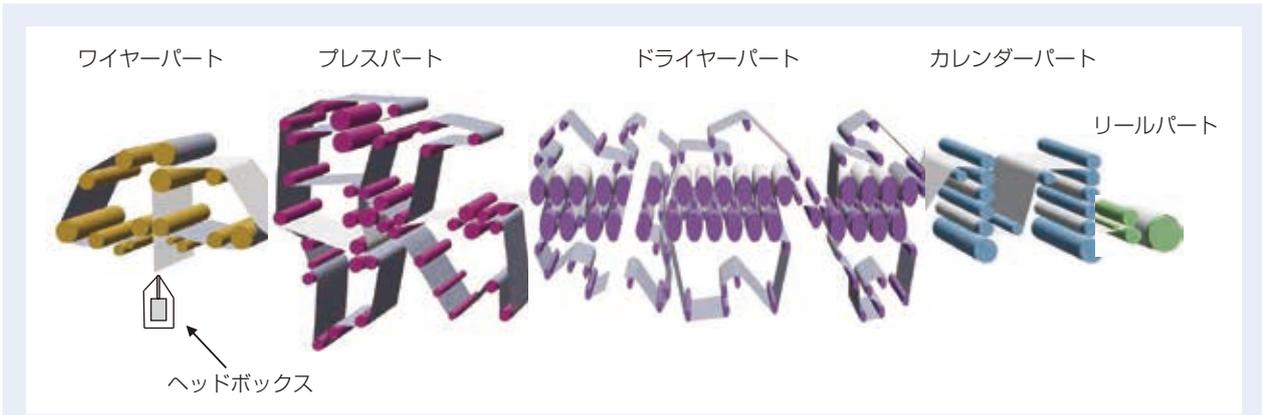


図1 抄紙工程
Fig. 1 Papermaking Process

表1 抄紙ラインにおける自動調心ころ軸受
Table 1 Spherical Roller Bearings for Papermaking Lines

抄紙工程	主な軸受と潤滑	典型的な使用環境	主な技術要求
ワイヤーパート (脱水部)	軸受：S-SRB, L-SRB, G-SRB 潤滑：グリース, 油 (循環給油)	軸受周辺環境：水	<ul style="list-style-type: none"> ・長寿命 ・軽荷重下のスミアリング防止 ・内輪押込み量過大による内輪割れ防止 ・高速化
プレスパート (圧搾・搾水部)	軸受：S-SRB, L-SRB, G-SRB 潤滑：グリース油 (循環給油)	軸受周辺環境：水 軽荷重 (サクシオンロール 内側部)	
ドライヤーパート (乾燥部)	多筒式ドライヤー：S-SRB, L-SRB ヤンキードライヤー：G-SRB 潤滑：油 (循環給油)	高温 (熱媒が中空軸を通る)	<ul style="list-style-type: none"> ・長寿命 ・経年寸法変化による内輪クリープ防止 ・熱膨張及び内輪押込み量過大による嵌 合い応力増大からの内輪割れ防止
カレンダーパート (光沢部)	軸受：S-SRB, L-SRB, G-SRB 潤滑：油 (循環給油)		
リールパート (巻取枠替え部)	軸受：S-SRB, L-SRB 潤滑：グリース, 油 (油浴又は循環給油)	—	長寿命
ワインダー (巻替え)	軸受：S-SRB, L-SRB 潤滑：グリース, 油 (油浴又は循環給油)	—	長寿命

SRB：自動調心ころ軸受を示す。
軸受外径 S-：400 mm 未満 L-：400-600 mm G-：600 mm 以上

3. 自動調心ころ軸受の高機能化

NSKでは、産業機械のニーズを受けて2004年に高機能標準自動調心ころ軸受(図2)を開発、市場投入している。この軸受は、抄紙機ロール支持用軸受の高機能化要求にも適用可能である。開発当初は外径260 mm以下のサイズまで対応可能であったが、近年、設備の大型化に伴う大形軸受の高機能化ニーズを受け、外径600 mmまで対応可能な軸受を開発した(図3)。

この軸受は自動調心ころ軸受特有の表面損傷に至るメカニズム及びその対策技術の研究をもとに開発されたものであり、その特徴を下記及び図4に示す。幅広くラインアップされた本製品は抄紙機の各工程のロール支持用に広く採用されており、今後も抄紙機の高信性要求に応じてゆくものとする。

<特徴>

- 1) 外輪ところの摩擦力を制御し、内輪ところのすべりを小さくすることで、従来品に比べて2倍の長寿命化を実現した。
- 2) 大形の自動調心ころ軸受の案内輪の最適設計により、ころの傾きを抑えることで、従来品に比べて30%の低発熱化を実現した。
- 3) 寸法安定化熱処理により、使用温度最高200℃までの幅広い温度領域での使用を可能とした。



図2 高機能標準自動調心ころ軸受
Fig. 2 High Performance Standard Series Spherical Roller Bearings



図3 高機能標準大形自動調心ころ軸受
Fig. 3 High Performance Standard Series Large Size Spherical Roller Bearings

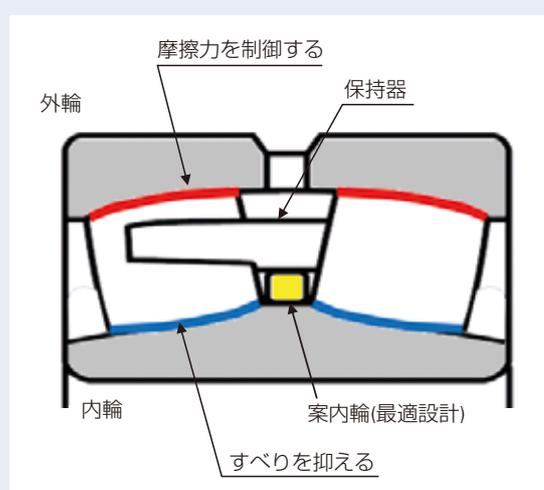


図4 開発軸受の特徴
Fig. 4 Characteristics of Developed Bearing

4. 用途別専用軸受の大形化

4.1 内輪割れ防止軸受(大形 TL 軸受)

抄紙機ドライヤーパートのロール（以下ドライヤーロール）用軸受の取付け構造例を図5に示す。この構造において、内径テーパ穴の自動調心ころ軸受は、スリーブを介して軸に押し込んでセットされ、押し込み量によって最適な軸受残留すきまとしめしろに調整して使用される。

このため、押し込みにより軸受の内輪は膨張し、引張応力（フープ応力）を受ける。またドライヤーロールは中空軸の中を高温の媒体（蒸気）が通るため、運転時に軸は膨張し、内輪フープ応力は更に増大する。このような使用条件では内輪割れ（図6）が発生する場合がある。また高温となるため潤滑油の油膜形成不足による早期はく離や長期間の使用による軸受の経年変化から、内輪と軸間で生じるクリープ損傷事例も確認されている。その他にカレンダーパートのロール（以下カレンダーロール）についても、中空軸に熱媒（油）が通るため、同様の事例が確認されている。特に内輪割れは、生産の停止に繋がる重大事故を引き起こす可能性が高く、軸受対策による設備の信頼性向上が求められる。



図6 内輪割れ(自動調心ころ軸受)
Fig. 6 Inner Ring Fracture (Spherical Roller Bearing)

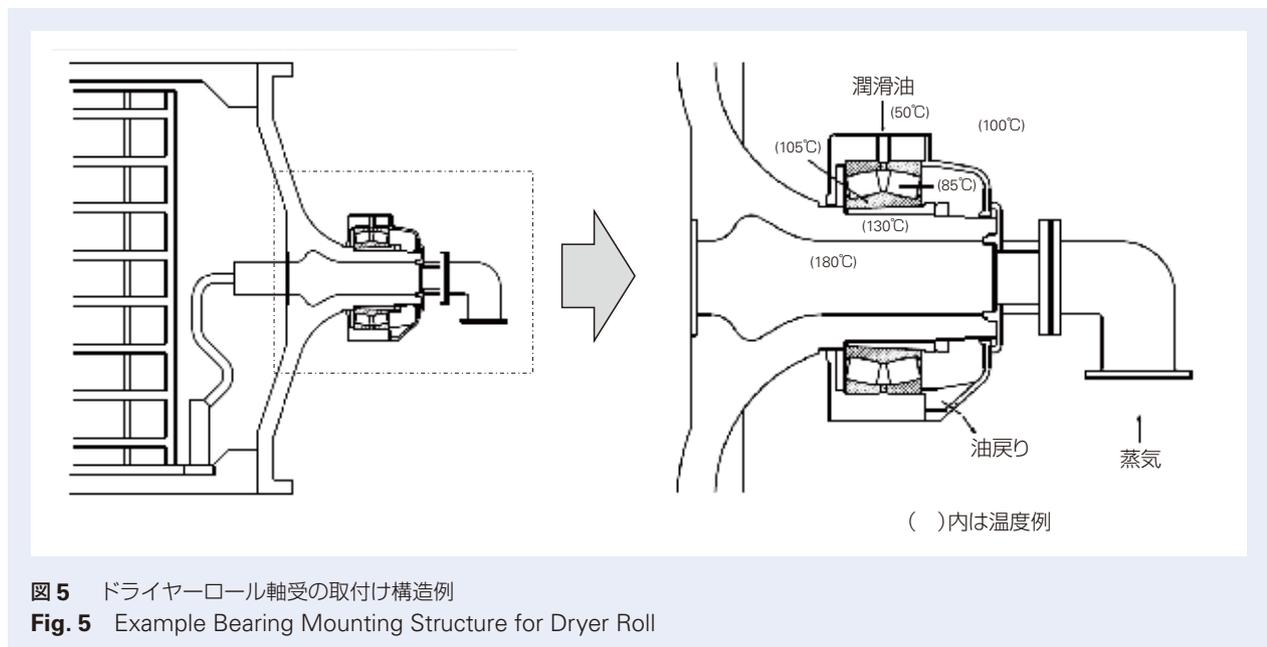


図5 ドライヤーロール軸受の取付け構造例
Fig. 5 Example Bearing Mounting Structure for Dryer Roll

これらの対策として開発されたのが、「TL (Tough & Long life) 軸受」である。この軸受は材料に特殊浸炭処理を施すことにより、内輪割れ強度が高く、更に高温下での寸法安定性に優れている。ドライヤーロールについては、多筒式ドライヤーとヤンキードライヤー (表2) があるが、いずれのドライヤーにおいても TL 軸受による対策効果が確認されている。

NSK では、これまで TL 軸受の対応サイズは外径 650 mm 未満であったが、近年、ヤンキードライヤーロールやカレンダーロール、プレスパートの大形ロール支持用軸受として、さらに大形サイズの対応要求を受け、外径 1 000 mm レベルまで対応可能な大形軸受の開発を行なった。この大形 TL 軸受は 2018 年より市場への展開を開始しており、今後アジアを中心とした紙需要動向に伴う大形抄紙機の信頼性向上ニーズに答えていくものと考えている。

4.2 スミアリング防止軸受(大形 NSK DLC 軸受)

抄紙機各パートのロール支持に使用されている自動調心ころ軸受では、スミアリングと呼ばれる損傷 (図7) が生じることがある。この損傷は軽荷重条件下で転動体と軌道輪との間で発生するすべりと潤滑不良を伴う



図7 スミアリング損傷(転動面)
Fig. 7 Smearing Damage (Rolling Surface of Rollers)

表2 多筒式ドライヤーとヤンキードライヤー

Table 2 Multi-Cylinder Dryer & Yankee Dryer

形式	概要	ドライヤーロールの配置
多筒ドライヤー	紙全般に使用される。直径約1.5 mのロール数十本を配置して水分を蒸発させ乾燥させる。 軸受外径：約600 mm未満	<p>ドライヤーロールの配置</p> <p>プレスパート</p> <p>シリンダー</p> <p>ドライヤーパート</p> <p>カレンダーパート</p> <p>ロール(シリンダー)</p>
ヤンキードライヤー	主にティッシュやトイレトペーパー用に使用される。直径約3～6 mあり、1本のヤンキードライヤーで乾燥が行われる。 軸受外径(概略)：600～1200 mm	<p>ヤンキーロール</p> <p>ドライヤーパート</p> <p>フェルトパート</p> <p>プレスパート</p> <p>巻取り</p> <p>ヤンキードライヤー</p>

ことによる微小焼付きである。スミアリングは、はく離や割れなどに発展し生産設備の突発停止に至る場合がある。このスミアリング発生が問題となる代表的な使用部位として、プレスパートのサクシヨンロール内側軸受(図8)が挙げられる。この内側軸受は外径寸法 260 mm 以下で油またはグリース潤滑で使用されている。この内側軸受はサクシヨンボックスを支持しているが、軸受内部への水侵入により潤滑不良を生じ、スミアリング損傷が発生しやすい。その対策として NSK は独自の被膜技術により密着性及び耐久性を大幅に向上させた NSK DLC (Diamond Like Carbon)被膜を開発した(図9)。

また近年では、プレスロールにおいて外輪回転で使用される大形自動調心ころ軸受(外径最大 1 000 mm)にスミアリングが確認されており、その対策要望に応えるため、今回、NSK DLC 被膜を施したスミアリング防止大形自動調心ころ軸受(大形 NSK DLC 軸受)を開発している。



図9 NSK-DLC 被膜付自動調心ころ軸受
Fig. 9 Spherical Roller Bearing with NSK-DLC Coating

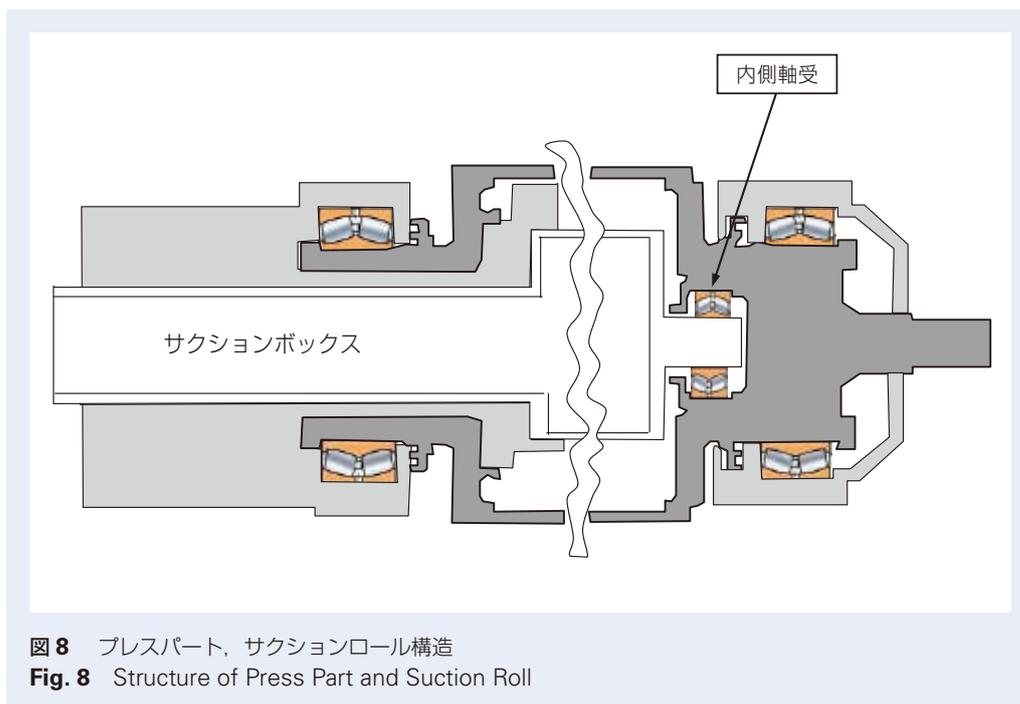


図8 プレスパート、サクシヨンロール構造
Fig. 8 Structure of Press Part and Suction Roll

5. 高速化への対応

一般的な抄紙機の抄速（製紙設備の生産速度）は1 500 m/min程であるが、製紙各メーカーは生産効率を高めるために高速化を進めており、近年では抄速2 000 m/minクラスの設備も多く稼働するようになっている。高速回転で問題となるのは主に軸受振動と発熱であり、振動は製品の品質に大きな影響を与え、発熱が大きいと焼付きに至ることがあり、軸受での対策仕様が求められていた。NSKではこの高速化ニーズに応えるため、2 500 m/minにも対応できる軸受を開発した。高速回転下での振動、発熱を抑制させるため構成部品の精度を大幅に向上させている。

6. あとがき

以上、製紙機械（抄紙機ロール）に使用される近年の軸受技術動向について解説した。

これまで製紙ユーザー設備の生産性向上にフォーカスし、主に抄紙機ロール用軸受の技術課題に対して高信頼性・長寿命軸受の開発を進めてきた。

今後は、カーボンニュートラル社会に向けて、軸受診断技術を応用した再利用ニーズや軸受製造におけるCO₂削減にも取り組む所存である。

参考文献

- 1) 植田徹, 植田光司 “自動調心ころ軸受の疲労破損メカニズムと長寿命化—第1報自動調心ころ軸受の破損メカニズム” NSK Technical Journal, 680 (2006).
- 2) 植田徹, 植田光司, 高橋孝治 “自動調心ころ軸受特有の疲労破損メカニズムと長寿命化—第2報自動調心ころ軸受の破損メカニズム” NSK Technical Journal, 682 (2007).
- 3) 駿河英博 月間トライボロジー 2005.4 自動調心ころ軸受の市場・技術動向.
- 4) 平川清, 池田憲文, 沖田滋, 木内昭広 “転がり接触下における内輪疲労割れ特性について” Technical Journal, 658 (1994).
- 5) 田中貞幸 月刊トライボロジー 2017.11 製紙機械用軸受の技術動向.

HEV・EV用高速回転玉軸受の開発

鈴木 栄作*, 岩永 泰弘*, 下川 義統*



鈴木 栄作



岩永 泰弘

Development of High-Speed Ball Bearings for Hybrid Electric Vehicles (HEVs) and Electric Vehicles (EVs)

E. Suzuki, Y. Iwanaga, Y. Shimokawa



下川 義統

In recent years, motivated by environmental concerns such as global warming, the automotive industry is rapidly moving to help achieve a carbon neutral society by expanding the development and production of hybrid electric vehicles (hereinafter HEVs) and electric vehicles (hereinafter EVs). Accordingly, with the goal of improving the fuel economy of HEVs/EVs and increasing cruising range, bearings used in drive motors are subjected to increasingly higher speeds and performance demands.

However, bearings under high speed operation can suffer from grease deterioration due to high temperatures, resulting in bearing seizure. High speeds can also lead to the bearing cage becoming deformed by centrifugal forces, resulting in heat generation and cage damage through contact with the outer ring and seals.

NSK enables operation at 1.4 million dmN for Gen 2 bearings and at 1.8 million dmN for Gen 3 bearings through proprietary greases, lightweight designs, and new high rigidity materials. In this article, we will introduce high speed technologies and evaluate grease-lubricated ball bearings for HEV/EV motors.

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 高速回転の課題 3. 深溝玉軸受の高速回転化技術 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 グリースの最適化 3.2 保持器の最適化 3.3 高剛性樹脂材料の適用 | <ol style="list-style-type: none"> 4. 評価結果 <ol style="list-style-type: none"> 4.1 保持器変形の可視化 4.2 高速回転性 4.3 トルク性能 5. あとがき |
|--|---|

1. まえがき

地球温暖化などの環境問題を背景として、カーボンニュートラルの実現に向けた社会的取り組みが注目される中、環境負荷が小さいHEV・EVの普及が期待されている。電動車の普及に向けた重要課題の一つが航続距離の延長であり、燃費・電費の向上と電池を搭載できるスペースの確保が求められている。そのため、HEV・EV用駆動モータは小型・軽量化が求められている¹⁾。

モータの出力は、トルクと回転数の積で決まるため、回転数を高めることが出来れば、トルクを小さくすることが可能であり、ロータや周辺部品を小さくできる。そのため、HEV・EV用駆動モータの高速回転化が進んでいる。最近では、駆動モータの最高回転数が $30\,000\text{ min}^{-1}$ を超えるEVユニットの開発も報告されており²⁾、駆動モータを支持する転がり軸受にも $30\,000\text{ min}^{-1}$ 以上の高速回転性能が要求されている。

* 自動車技術総合開発センター、自動車軸受技術センター、パワートレイン軸受技術部

軸受の高速回転性を示す指標として dmN 値が使用される。図 1 に示す通り、 dmN 値は軸受のピッチ円径 (dm) と回転数 (n) の積である。HEV・EV の駆動モータ用軸受には軸受内径 30 ～ 35 mm 程度 (ピッチ円径: 45 ～ 50 mm 程度) の軸受が多く使用される。したがって、 $30\,000\text{ min}^{-1}$ 以上の高速回転を達成するためには $dmN140$ 万以上で回転可能な転がり軸受が必要とされている。

2. 高速回転の課題

一般的に、HEV・EV の駆動モータには深溝玉軸受が用いられる。玉軸受が高速で回転すると、すべりによる発熱の影響で軸受内部の温度が上昇する。そのため、鋼球と軌道輪間の油膜形成が不十分になり、焼付きが発生する。また遠心力の増加に伴い保持器が変形し、玉の拘束や外輪・シールと接触することによる発熱や保持器の破損が課題となっている。そのため、玉軸受の高速回転を実現するためには、発熱を低減する潤滑方法や変形を抑制する保持器の開発が必要となる。

3. 深溝玉軸受の高速回転化技術

3.1 グリースの最適化

転がり軸受の潤滑方法には油潤滑とグリース潤滑がある。油潤滑は、グリース潤滑と比較して、軸受内部の熱を外に逃がしやすいことから、高速回転に有利である。そのため、既存技術 (後述する高速仕様 Gen1) で $dmN140$ 万以上を達成可能である。一方、グリース潤滑の場合、既存技術で $dmN140$ 万以上を実現することは困難であり、グリース潤滑で使用する HEV・EV モータ用軸受の高速化開発が必要である。

自動車の走行環境は極低温から高温に渡り、駆動モータ用軸受のグリースには、幅広い温度域で発熱を抑制することが求められる。NSK では、広域温度で高速性能を高めた EA9 グリースを開発した。耐熱性の良い基油であるポリ α オレフィンを採用することで、グリースの劣化を抑え、耐久性を確保した。また、この基油に高速・高温性に優れたウレア系増ちょう剤を適量添加することで、離油 (増ちょう剤からの基油の染み出し) を適正化し、耐焼付き性を向上させ、広域温度においてグリース流動性を高めて攪拌抵抗を低減させた。図 2 に示すように、EA9 グリースの使用により、極低温と高温の両環境において発熱を低減することで、高速回転性能を向上させた (図 2)。

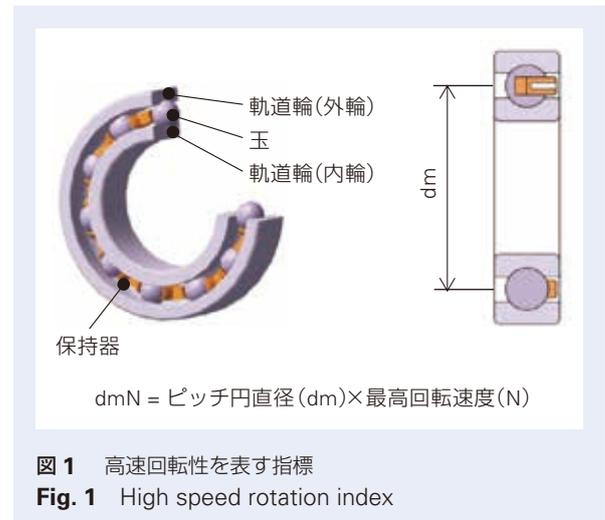


図 1 高速回転性を表す指標
Fig. 1 High speed rotation index

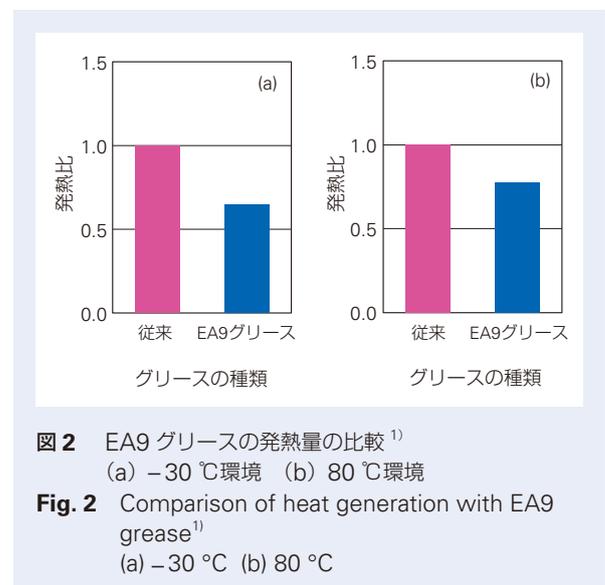


図 2 EA9 グリースの発熱量の比較¹⁾
(a) $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 環境 (b) $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 環境
Fig. 2 Comparison of heat generation with EA9 grease¹⁾
(a) $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (b) $80\text{ }^{\circ}\text{C}$

3.2 保持器形状の最適化

HEV・EV用の深溝玉軸受には、鉄製の保持器（以下、鉄保持器）や冠型の樹脂製保持器（以下、樹脂保持器）が使用される（図3）。樹脂保持器は鉄保持器と比較して、軽量であるため高速回転時の遠心力が小さく、また鋼球と保持器ポケット間の摩擦係数が小さいため、玉と保持器の接触部の発熱量が小さくなる。

図4に示すように、樹脂保持器は鉄保持器と比較して発熱が小さいことを確認しており、高速回転性能を向上させることが可能である。これまで、高速回転で使用される軸受（高速仕様 Gen1）には、樹脂保持器を適用している。さらに、高速回転時の温度上昇による保持器材料の強度や剛性の低下を抑制するため、耐熱性の良好な樹脂材料を採用している。

前述したように、樹脂保持器を高速回転で使用した場合、遠心力の影響で爪の先端が円周上に変形することによる外輪やシールとの干渉や、ポケット底への過大な応力の発生による破断が問題となる。樹脂保持器を設計する際には、遠心力を考慮した保持器の強度解析をおこない、使用条件に応じてポケット底の肉厚を最適化して保持器の変形による他部品との接触や破断を回避した仕様としている（図5）。しかし、ポケット底の肉厚を大きくすると、保持器および軸受の軸方向寸法が大きくなり、モータの軸長や重量が増加してしまう課題があった。

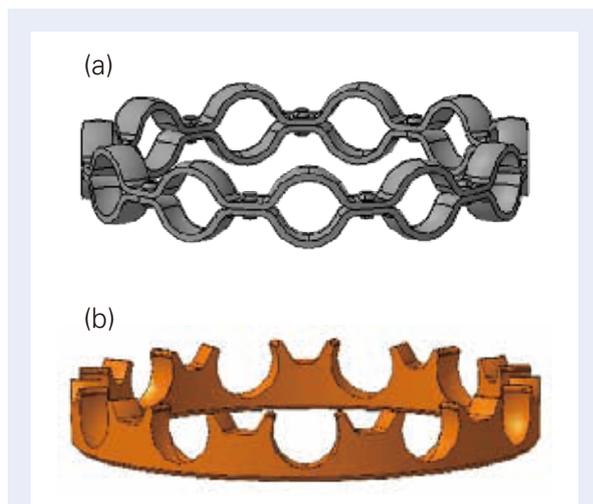


図3 鉄保持器と樹脂保持器の違い
(a) 鉄保持器 (b) 樹脂保持器

Fig. 3 Difference between steel cage and plastic cage (a) Steel cage (b) Plastic cage

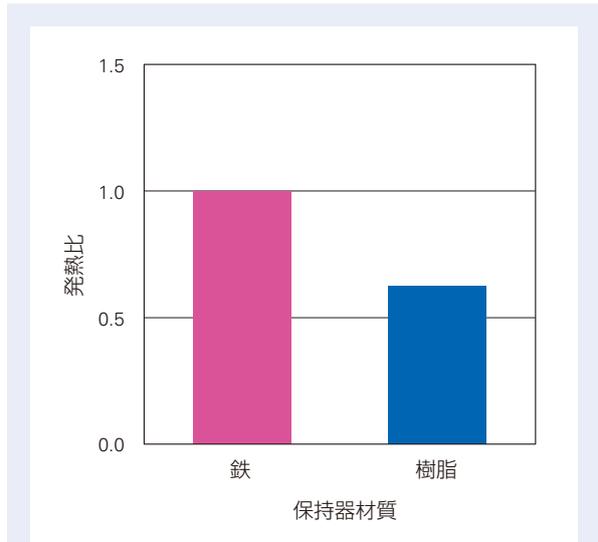


図4 保持器材質による発熱量の比較¹⁾

Fig. 4 Comparison of heat generation by cage material¹⁾

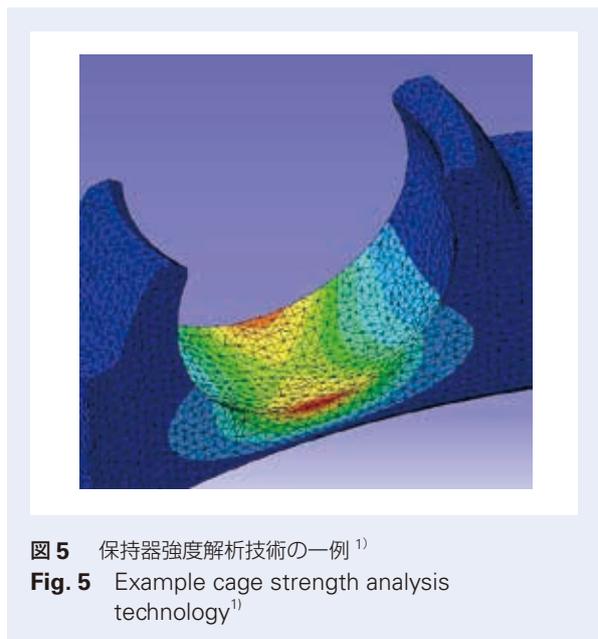


図5 保持器強度解析技術の一例¹⁾

Fig. 5 Example cage strength analysis technology¹⁾

そこで、高速仕様 Gen2 以降では、これまでの樹脂保持器設計の考え方を一新し、遠心力に耐えるために保持器を高剛性化（肉厚）にするのではなく、遠心力を低減するために保持器を軽量化する思想に基づき、保持器形状を見直した。図 6 に高速仕様 Gen2、Gen3 の保持器形状を示す。

高速仕様 Gen2 の保持器の形状は、軽量化の思想に基づいて爪の先端部外周側の肉を削って爪の根元よりも薄くし、遠心力を低減した。その上で、変形や強度の影響が大きい爪の根元の肉厚を厚めに取り、円環部と爪のつなぎを円弧で滑らかにつなぐ形状に変更した。この結果、爪の変形量を高速仕様 Gen1 と比較し、約 50 %低減した。（図 7）

高速仕様 Gen2 の保持器形状の設計では、設計者の経験や感覚に基づき軽量化を実現した。一方、高速仕様 Gen3 では、トポロジー最適化計算を活用して保持器形状を決定した。また、試作・実験を極力減らし、解析技術を多用することで、Gen2 の開発から約 1 年という短期間で Gen3 の開発に成功した。

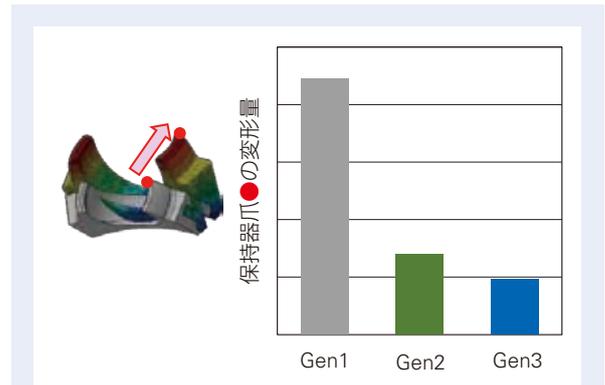


図 7 保持器爪先の変形量の結果
Fig. 7 Deformation of cage tip

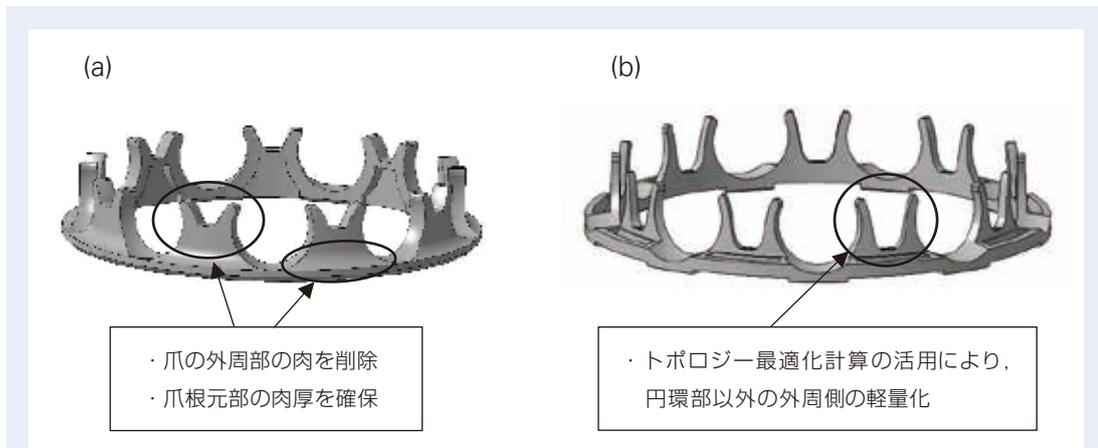


図 6 Gen2 と Gen3 の保持器形状の特徴
(a) Gen 2 (b) Gen 3

Fig. 6 Characteristics of Gen 2 and Gen 3 cage shapes
(a) Gen 2 (b) Gen 3

トポロジー最適化計算とは、形状を設計変数に、強度・剛性を目的関数と設定し、設計空間内で目的に関与しない部分を削除し最適化(軽量化)する設計手法である³⁾。NSKでは世界で初めてトポロジー最適化計算を軸受設計に適用し、実用化に成功した。図8に、Gen3の保持器の設計フローを示す。図8(b)に示すように、トポロジー最適化計算のみで導出した形状は、生産面を考慮した仕様となっていない。そのため、製造時に樹脂の成形不良や保持器を組み込む際に破損する可能性がある。そこで、トポロジー最適化計算で得られた形状を基に、樹脂射出時の樹脂の流体解析や組み込み時の応力解析を行い、製造可能な形状へ改良した。高速仕様 Gen3 では、保持器の円環部以外の外周側を軽量化し、遠心力を低減させることで、Gen1と比較し、約70%の軽量化に成功している。この保持器の軽量化効果により、高速回転時の変形量を約70%低減した。

3.3 高剛性樹脂材料

高速回転で使用される樹脂保持器の材料には遠心力の影響による変形を抑制するために高剛性であることが求められる。そのため高速仕様 Gen2 以降では、保持器の材料である PA (ポリアミド) に添加する強化繊維を Gen1 のガラスから炭素に変更した。繊維

を炭素に変更することで、高剛性化するだけでなく、比重も小さくすることができる。採用した樹脂材料は従来のガラス繊維の樹脂より、図9に示すように、約30%程度変形が小さくなるため、高速回転時に遠心力の影響による変形を抑制できる。また、本材料は吸水性が低く寸法変化が小さいため、寸法安定性が向上する効果もある。

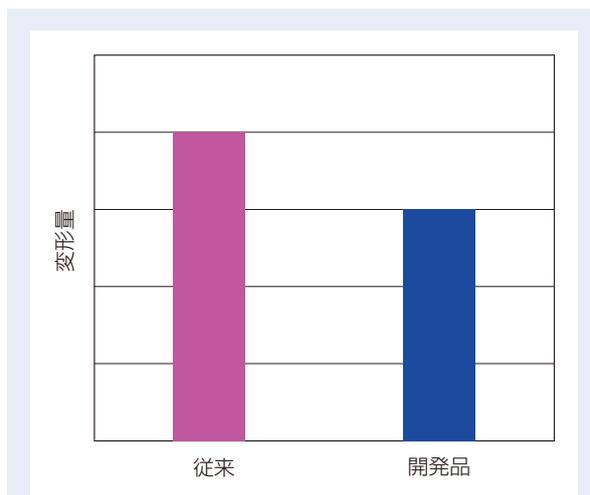
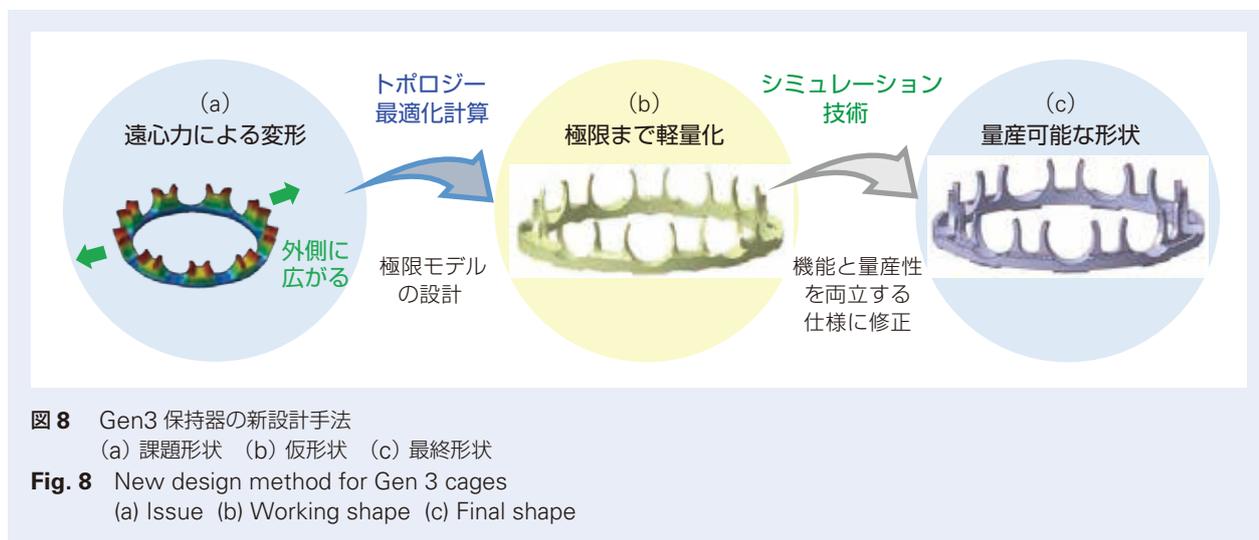


図9 樹脂材料の変形量の測定結果
Fig. 9 Deformation of plastic material



4. 評価結果

上述したように、HEV・EV 駆動モータ用の高速回転軸受 Gen2、と Gen3 は NSK オリジナルグリース EA9 の適用と遠心力低減を目的とした軽量形状および高剛性材料を採用した樹脂保持器により高速回転が可能な仕様となっている。本章では、高速仕様 Gen2 と Gen3 の高速回転性能を評価した結果を示す。

4.1 保持器変形の可視化

図 7 では解析により、高速回転時の Gen2 と Gen3 の保持器爪先端の変形量抑制効果を示したが、実測による確認も行った。保持器を軸に組付けて高速回転させ、変形挙動を高速カメラで撮影し、保持器変形量を測定した。

図 10 に、高速回転時の Gen1 ～ 3 の保持器変形を観察した結果を示す。試験は、保持器の回転数が軸受の dmN に換算すると 200 万相当で、温度は 120 °C で行った。図 10 (a) が Gen1、(b) が Gen2、(c) が Gen3 の観察結果であり、図中の点線は保持器の無回転時の保持器外径面の位置を示している。変形量の測定は、初期位置から径方向に変形した量を画像から読み取る方法で行った。その結果、Gen1 は 1.77 mm の変形が確認できたが、Gen2 は 0.35 mm 程度の変形しか確認できず、Gen3 の変形量は読み取れない程度のレベルであった。図 10 の結果より、Gen2 と Gen3 の保持器は軽量化と高剛性材料の適用によって、高速回転時の遠心力による変形が抑制されていることが確認できた。

4.2 高速回転性

開発した Gen2 と Gen3 の高速回転性能を確認するため高速回転耐久試験を実施した。図 11 に試験機の構造を示す。軸を 4 個の軸受で支持しており、両端の 2 個が試験軸受、中央の 2 個がサポート軸受で、サポート軸受は油で潤滑している。試験条件は、ラジアル荷重は軸受の基本動定格荷重の 10 %、試験温度は外輪外径温度が 120 °C となるようにヒータで温度調整を行った。また、20 hr を試験の打ち切り時間とした。

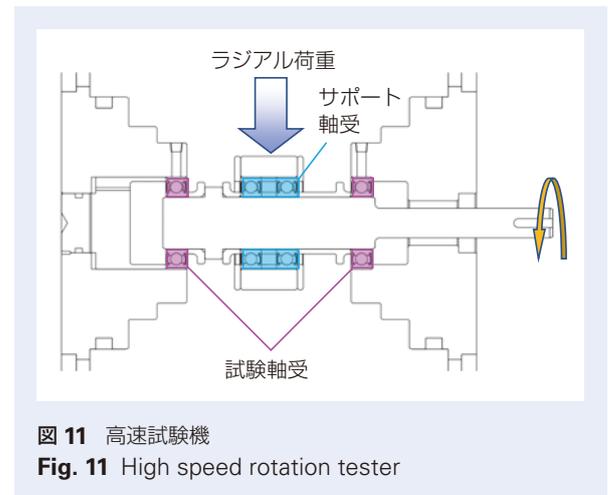


図 11 高速試験機
Fig. 11 High speed rotation tester

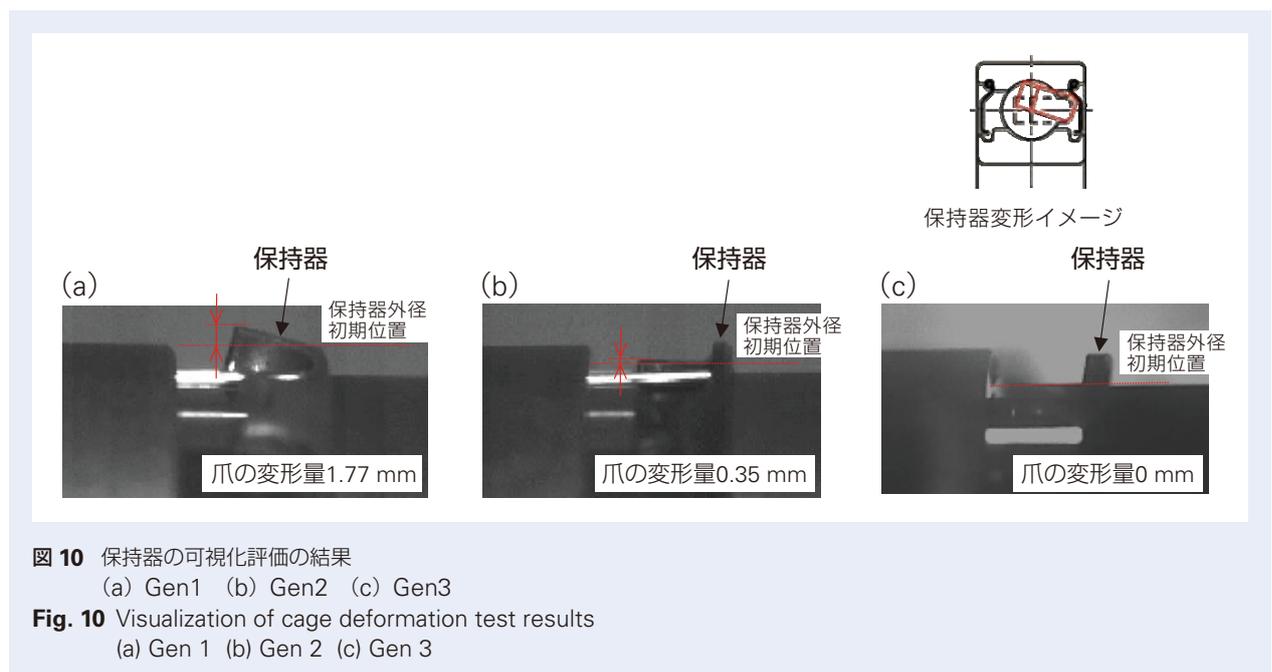


図 10 保持器の可視化評価の結果
(a) Gen1 (b) Gen2 (c) Gen3
Fig. 10 Visualization of cage deformation test results
(a) Gen 1 (b) Gen 2 (c) Gen 3

図 12 に試験結果を示す。図 12 (a) が Gen2, (b) が Gen3 の試験結果である。図 12 (a) に示す通り、Gen2 は dmN140 万の条件では異常発熱を起こさずに目標時間に達した。しかし、dmN160 万の条件では約 7 時間で異常発熱を起こした。dmN160 万の条件で異常発熱を起こした軸受の内部を観察した結果、保持器が遠心力の影響により変形し、シールに干渉した痕跡が認められた。一方、Gen3 は、図 12 (b) に示す通り、dmN180 万の条件でも異常発熱が無く、目標時間に達した。Gen3 は、トポロジー最適化計算により Gen2 と比較して更なる保持器の軽量化が図られており、軽量化の効果により、dmN180 万以上の高速回転を達成した。Gen3 の開発により、NSK は電動車駆動モータ用のグリース潤滑の深溝玉軸受として世界最高速レベルを実現した。

4.3 トルク性能

高速性能を追求し、極限まで軽量化した Gen3 の保持器は、既存の高速仕様 Gen1 と比較して体積が約 60 % 小さくなっている。そのため、高速回転時に保持器による潤滑油の攪拌抵抗が小さくなり、トルク低減効果があると考えられる。そこで、Gen1 と Gen3 のフリクション測定を実施し、比較した。試験機の構造は、図 11 で示した高速耐久試験の構造と同様であるが、サポート軸受と同様に試験軸受も油潤滑で測定を行った。測定条件は、ラジアル荷重は軸受の基本動定格荷重の 5 %、回転数は $10\,000\text{ min}^{-1}$ から $20\,000\text{ min}^{-1}$ まで $2\,500\text{ min}^{-1}$ 毎とし、油の温度は $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ である。

図 13 に測定結果を示す。図 13 に示す通り、Gen3 は Gen1 と比較して全速度領域にわたってフリクションが低減しており、潤滑油量が 100 cc/min の場合は約 10 %、 200 cc/min の場合は約 25 % の低フリクション効果が確認できた。軸受を高速回転で使用する場合には、潤滑油の攪拌によるフリクションの増大が課題であるが、Gen3 を適用することで軸受のフリクションを低減することが可能であり HEV・EV の燃費・電費の更なる向上に貢献できる。

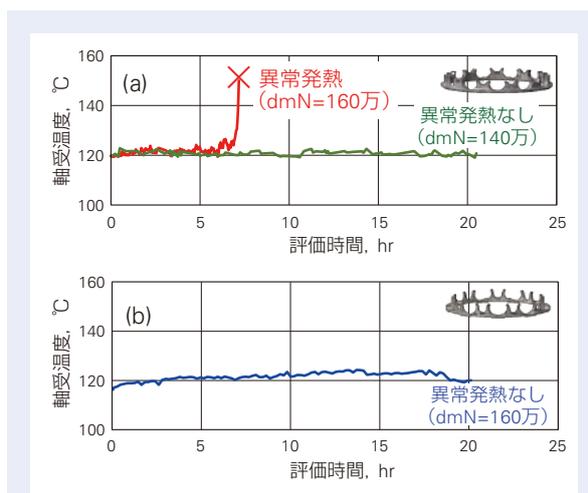


図 12 高速回転評価結果
(a) Gen2 (b) Gen3

Fig. 12 High speed rotation evaluation test results
(a) Gen 2 (b) Gen 3

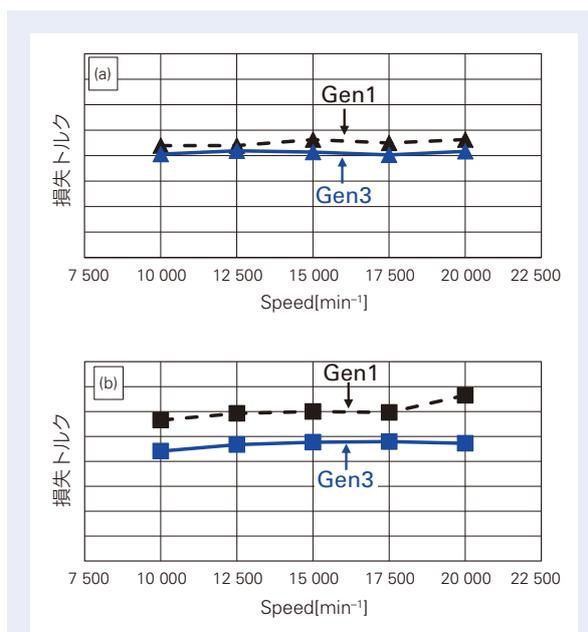


図 13 トルク評価結果
(a) 100 cc/min (b) 150 cc/min

Fig. 13 Torque evaluation test results
(a) 100 cc/min (b) 150 cc/min

5. あとがき

本稿では、NSKが開発したHEV・EV駆動モータ用のグリース潤滑高速回転玉軸受について紹介した。

NSKは、オリジナルの高速グリースEA9の適用や高剛性材料・保持器の軽量化により、高速仕様Gen2ではdmN140万以上、Gen3ではdmN180万以上の高速回転を達成した。

今後カーボンニュートラルな社会を実現するために、急速にHEV・EVなどの電動車が普及すると考えられている。NSKでは、ユーザーの使用環境を十分に把握し、市場のニーズに応える商品開発を継続的に推進することで、HEV・EVの燃費・電費改善及び信頼性の向上に貢献していく。

参考文献

- 1) 岩永 泰弘, “HEV・EVパワートレイン用軸受の最新技術動向”, 月刊トライボロジー, 2019.10.
- 2) 相木 宏介, Mathias Deiml, Tommie Eriksson, Matthias Schneck and Peyman Jafarian, “高回転モータを用いた電動ドライブユニット開発”, 自動車技術会 2019 年春季大会学術講演会公演予稿集 (2019), 20195157.
- 3) 山崎 慎太郎, “最適化(軽量化)する設計手法である.”, システム/制御/情報, Vol61, No.1, 2017, 29-34.

デジタルツインを駆使したハブユニット 軸受の設計



西澤 英雄*

西澤 英雄

Hub Unit Bearing Design Using Digital Twins

H. Nishizawa

Needs for automobiles that are environmentally friendly and feature improved performance are increasing day by day. NSK continues to work on increasingly sophisticated design technology using numerical analysis to improve the performance and development speed of hub unit bearings. We define the reproduction of a real, physical phenomenon with a digital numerical analysis model as a "Digital Twin" (DT).

This report presents some examples of DT techniques used in designing 3rd Gen hub unit bearings. Since hub unit bearings support the vehicle body, it is especially important to consider their strength and rigidity. In these calculations, we use finite element analysis (FEA) to obtain data on stress and deformation. We succeeded in reducing analysis time by using high-performance computing and a unique algorithm. We will continue to develop DT technology towards a state where trial production is unnecessary.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. はじめに 2. 軌道輪の転がり寿命の予測の事例 3. 揺動加締め部形状予測の事例 4. 剛性予測の事例 | <ol style="list-style-type: none"> 5. Full-FEA の耐圧痕性予測への活用の事例 6. ハブフランジ部の疲労強度予測の事例 7. まとめ |
|---|--|

1. はじめに

近年、各国はカーボンニュートラル社会の実現に向け、様々な政策を打ち出している。例えば、自動車の燃費規制の強化、あるいは内燃機関のみを搭載した自動車(非電動車)廃止が挙げられる。また、ICT活用による自動運転の実用化など、自動車産業は100年に一度の変革期を迎えていると言われている。このような状況に対して、NSKではハブユニット軸受の軽量化、低フリクション化、高性能化、開発スピードの向上を、今まで以上に追求するために、数値解析を活用

した設計技術の高度化、試作/評価レス化に取り組んでいる。NSKでは、物理的な現象(リアル)の測定、観察等から導かれたり、十分な精度検証がされたりした数値解析モデル(デジタル)を利用した現象予測技術等を駆使し、新しいソリューションに繋げる開発、設計技術をデジタルツイン(DT)と定義している。

ハブユニット軸受は第1世代から第3世代までであるが、本報では高度な設計技術が求められる第3世代ハブユニット軸受の設計について紹介する。図1

* 自動車技術総合開発センター 自動車軸受技術センター シャシ軸受技術部

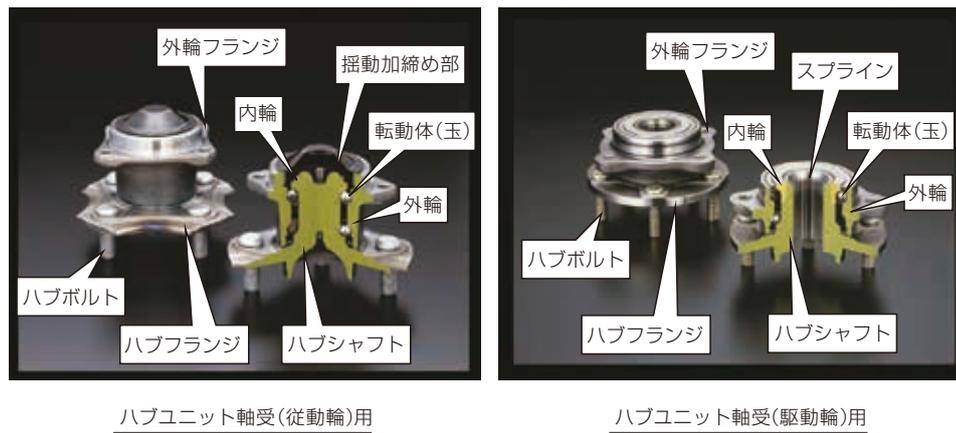


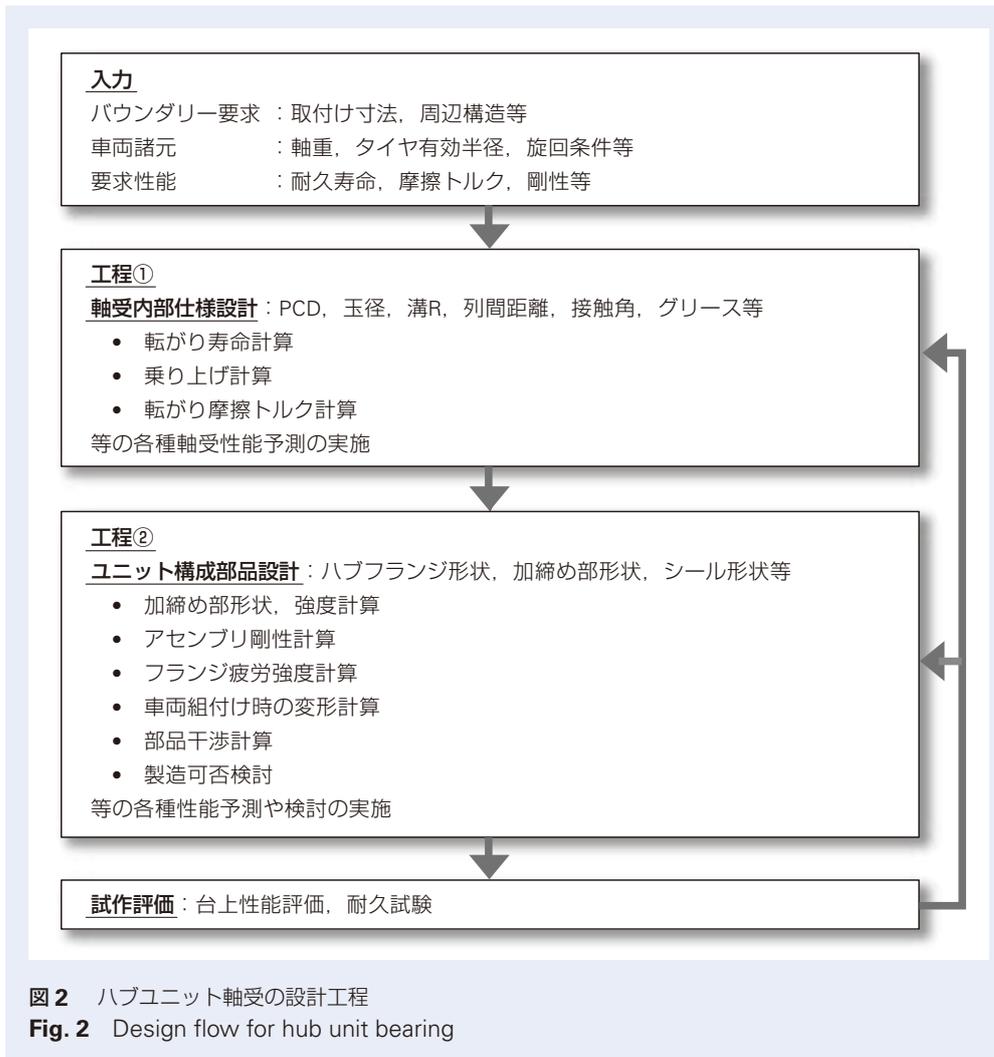
図 1 ハブユニット軸受¹⁾
Fig. 1 Hub unit bearing¹⁾

は乗用車の駆動輪、従動輪に搭載されるハブユニット軸受の概要である。2列の軸受部に加えて、車両、ホイール、ブレーキ等と締結させるためのフランジ部をユニット化しており、コンベンショナルな単列軸受の2個使いに比べて、小型・軽量化、高機能化、組付け性向上、メンテナンス性の向上を図っている。

通常、ハブユニット軸受は搭載車両やプラットフォーム毎に専用設計された製品となる。開発工数及びコスト低減のため試作と評価を極力少なくする一方、最適な設計を実現するため、DTの適用分野は多岐に渡る。図2はハブユニット軸受の設計手順の概要を示している。工程は軸受内部設計(工程①)とユニット構成部品設計(工程②)の二つに分類することができる。工程①では軸受独自の理論や定式化/規格化が進んで、古くから実績のある内製数値解析ソフトウェアや市販の専用解析ソフトウェア等を利用することが多い。通常のPCで実行可能且つ計算時間が短い

ものが多いため、いくつかの解析ソフトウェアを組み合わせた多目的最適化アルゴリズムによる設計にも取り組んでいる。工程②では市販FEAソフトウェア等の汎用性の高い数値解析手法を利用することが多い。

また、近年は多コアのCPUやGGPUなどの高速演算ユニット、大容量メモリ、高速・大容量のストレージシステム等の低コスト化が普及している。そのため、比較的小規模な計算システムでも演算能力が飛躍的に向上しており、大規模なモデルを用いた有限要素解析(FEA)等が日常的な設計検討に利用できるようになってきている。NSKでは、従来は解析専門家による研究的な用途が多かった大規模な解析について、設計担当技術者が操作、実行できる環境を整備し、DTの活用、展開を加速させている。次節からは設計工程におけるいくつかの最新DT活用事例を紹介する。

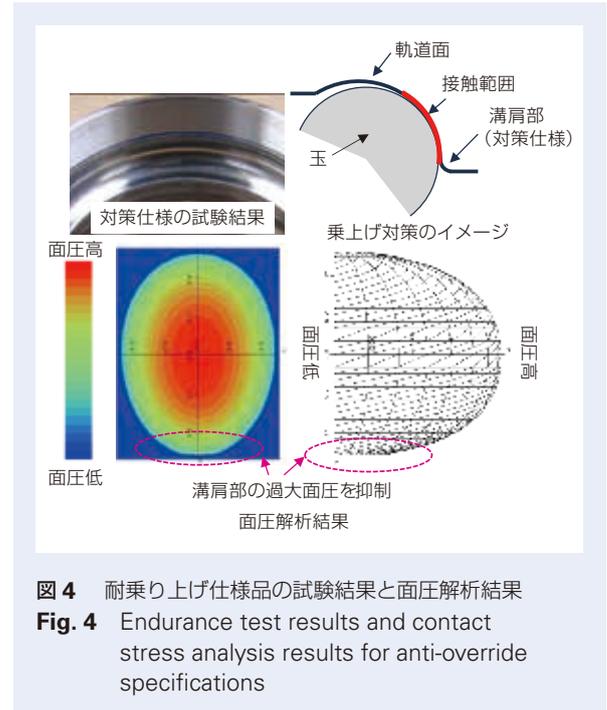
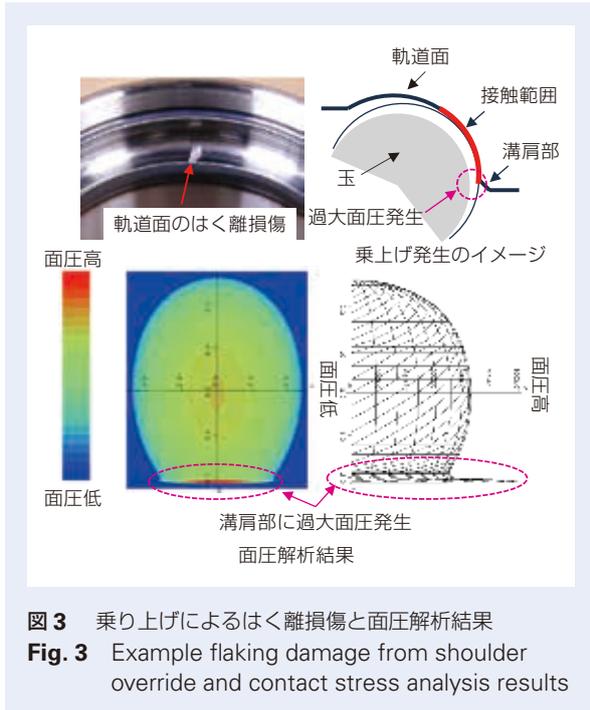


2. 軌道輪の転がり寿命の予測の事例

図3は大きな荷重が入力された時に転動体と軌道輪溝の接触範囲が溝肩を超えてしまい、過大な接触面圧が発生する乗り上げ状態の事例である。車両使用条件によっては、乗り上げ発生を避けることが難しいため、精密接触解析を活用し、溝肩部の最適形状を検討する必要がある。図4は対策後の耐久寿命試験結果及び面圧解析結果であり、軌道面の肩近傍で発生する

接触面圧を低く抑えることで、早期の転がり疲労損傷を防ぐことができた。

通常、転がり寿命はISO281²⁾で規格化された計算寿命で評価を行うが、NSKでは相手部品と外輪フランジの締結の影響を考慮した精密な転がり寿命検討を行うことで、市場におけるハブユニット軸受の致命的な損傷を防止する対策を設計時に検討している。



3. 揺動加締め部形状予測の事例

図5は、揺動加締め加工後の形状や残留応力を求める、弾塑性有限要素解析（弾塑性 FEA）の事例である。解析には、加締め型の動作条件設定機能や大規模塑性変形解析機能に優れた Deform³⁾ を採用している。図5より、得られた加締め部の形状予測の精度が高いことが確認できた。解析に入力した加工条件は実際の製造設備を用いた加工荷重測定結果等を反映した。また、応力-歪曲線などの材料特性は各種材料試験から求めた。なお、解析結果からは加工後の硬さ分布（強度分布）、残留応力を求められるため、車両走行時の疲労強度予測も可能である。本手法を活用することで、従来は簡易的な解析手法と実機のトライ・アンド・エラーに頼ることが大きかった加締め部の設計について、効率化を図ることができた。

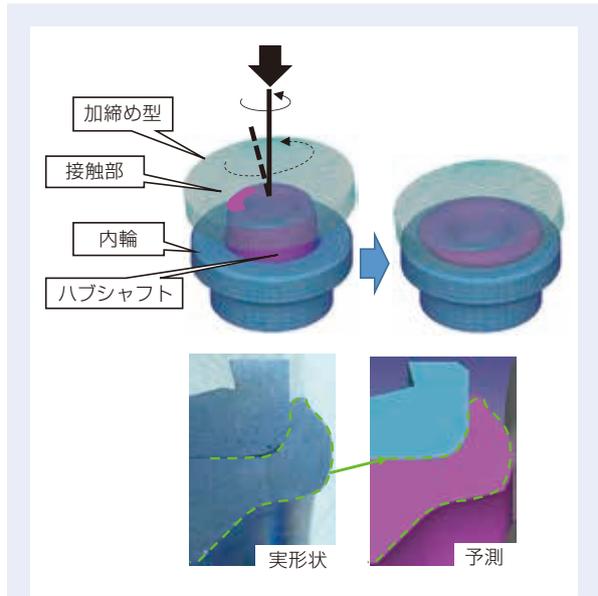


図5 揺動加締め解析
Fig. 5 Analysis of oscillatory tightening

4. 剛性予測の事例

ハブユニット軸受は車両重量と旋回等の車両運動で生じる慣性力を支える部品であり、変形の大きさ（剛性）は車両の運動性能に影響する重要な要求仕様の一つである。変形は、ハブシャフト（ハブフランジ部を含む）の変形、転動体－軌道輪間の接触変形、外輪フランジ部の変形の3種類に分類できる。それぞれの部位は相互に依存する直列に配置された関係となっており、接触を伴う非線形な荷重－変位特性を持つ。このような剛性を予測するために、非線形有限要素解析（非線形 FEA）を利用している。解析ソフトウェアには Abaqus⁴⁾ を採用している。図 6 は剛性評価試験の模式図と解析モデル例である。ハブフランジと荷重負荷治具、外輪フランジと固定治具はボルトを介して締結される。等速ジョイントもナットを介して締結される。解析では各ボルト、等速ジョイントは簡略化のために、ねじ部はモデル化していないが、締結軸力と

して圧縮荷重を与えている。転動体－軌道輪間は非常に小さな接触面積を持つため、FEA で精度良く計算するためには、メッシュサイズを十分に小さくする必要があり、大規模且つ長時間の演算が必要となる。ここでは、この解析手法を Full-FEA と呼ぶことにする。一般的に転動体（球体）と軌道輪（曲面）の接触は定式化されている Hertz 接触状態となることが知られている。また、ハブユニット軸受に荷重が負荷された際の剛性は、転動体－軌道面の接触角の変化、負荷範囲の変化などの影響から複雑な非線形となる。そこで、Abaqus 上に Hertz 接触理論をベースとして NSK が独自開発したソフトウェア BRAIN (Bearing Analysis In NSK)⁵⁾ をユーザーサブルーチンとして組み込み、Full-FEA で必須だった接触部の微細なメッシュを不要としつつ、精度の高い非線形剛性を考慮できる連成解析手法を構築した。この手法を Usub-FEA と呼ぶ。

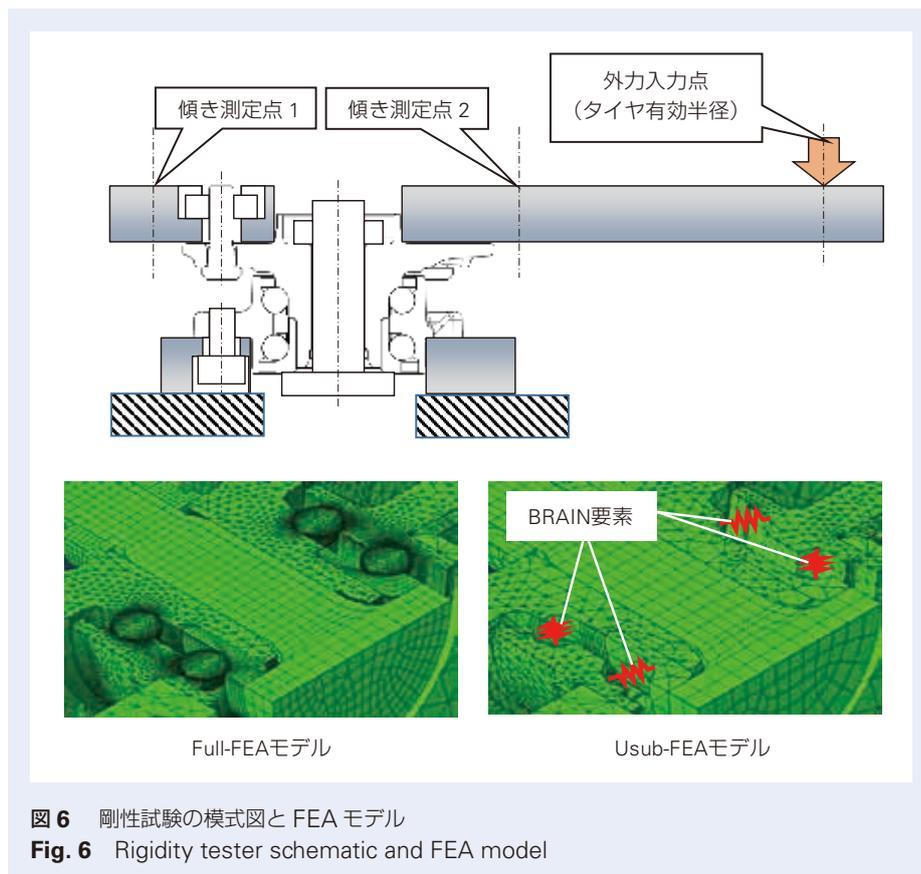


図 6 剛性試験の模式図と FEA モデル
Fig. 6 Rigidity tester schematic and FEA model

図7は剛性の解析予測値と実測値の比較である。解析による予測値は、Full-FEA、Usub-FEA共に実測と同様の傾向を示しており、十分な精度を有していることが分かった。なお、Full-FEAは、接触荷重を伝達する軌道面上の節点多く、接触剛性や軌道面の変形の再現性が高く、Usub-FEAに比べると若干精度が良い傾向があった。また、図8は両解析手法の計算時間の比較である。Usub-FEAは接触状態をシミュレートするためにメッシュサイズを小さくする必要がないため、モデル規模を小さくすることができたので、解析精度を維持したまま大幅な計算時間の短縮を実現できた。

Usub-FEAは転動体と軌道面のメッシュサイズを抑えることができるため、余力ができた計算リソースを使うことで、例えばホイール、ブレーキディスク、ナックル等の周辺車両部品を含めた解析への拡張が容易である。本手法を車両搭載時のハブユニット軸受性能予測へ応用させることで、車両運動性能向上に寄与できるハブユニット軸受の開発に繋げていきたい。また、Full-FEAはモデル規模が大きくなるデメリットがあるものの、より高い解析精度を有しているため、剛性予測以外の用途への活用も検討していく予定である。

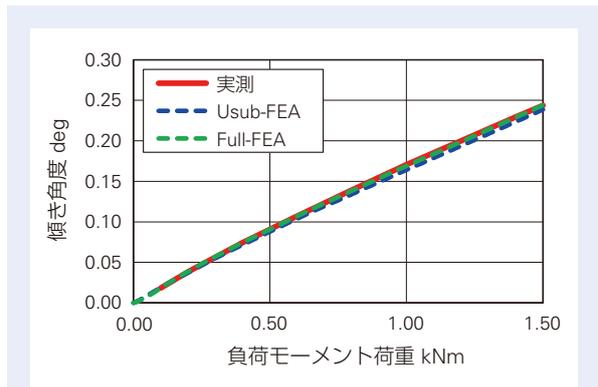


図7 剛性予測結果と実測値の比較
 Fig. 7 Comparison of predicted rigidity and actual values

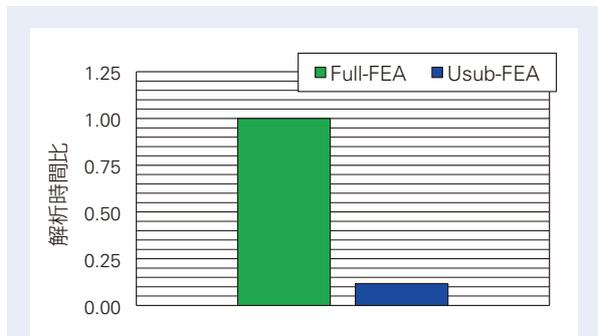


図8 解析時間の比較
 Fig. 8 Comparison of analysis time

5. Full-FEA の耐圧痕性予測への活用の事例

市場では、タイヤまたはホイールリムの縁石との衝突や、道路上のポットホールと呼ばれる穴とタイヤの接触等から、ハブユニット軸受に過大な荷重が入力されることがある。その結果、軌道面に圧痕と呼ばれる塑性変形を生じることがある。多くの場合、圧痕が生じた後も車両は走行可能である。しかし、転動体が公転する際に軌道面上の圧痕と周期的に衝突し、振動や異音が発生するため、ドライバーは運転時に不快に感じることがある。更にハブユニット軸受を継続使用することで、圧痕を起点とした軌道面の疲労が進行し、重大な損傷に至ることもある。一般的に材料の強度の他に、軌道輪の形状、転動体の数や大きさ、外輪フランジ形状などの設計パラメーターによって耐圧痕性が異なることが分かっている。そこで、設計時に想定される外部荷重における耐圧痕性の机上検討が必要となる。

図9は圧痕再現試験の模式図である。図10は真円度測定器を用いて測定した圧痕が生じた軌道面の状態である。図10より、圧痕の発生範囲や深さは車両外側列と車両内側列で異なることが分かる。これは、過大荷重作用時に各部の変形が圧痕の形成状態に影響を与えたと考えられる。そこで、Full-FEA手法を活用して、転動体荷重分布を計算した。図11に車両外側列と車両内側列の転動体荷重分布と外輪の変形図の比較を示した。車両内側列では、転動体荷重の負荷圏が軌道輪の剛性が低い範囲と重なり、軌道面が楕円形に変形している。軌道輪の変形に伴い、より広い負荷圏が出来ると共に、圧痕の数が増えたと考えられる。この結果から、Full-FEAを活用することで、耐圧痕性を踏まえた軌道輪の肉厚設計の最適化に繋がることが分かった。

今後、本手法に材料強度分布を入力することで、定量的な圧痕形状予測に発展させていく。

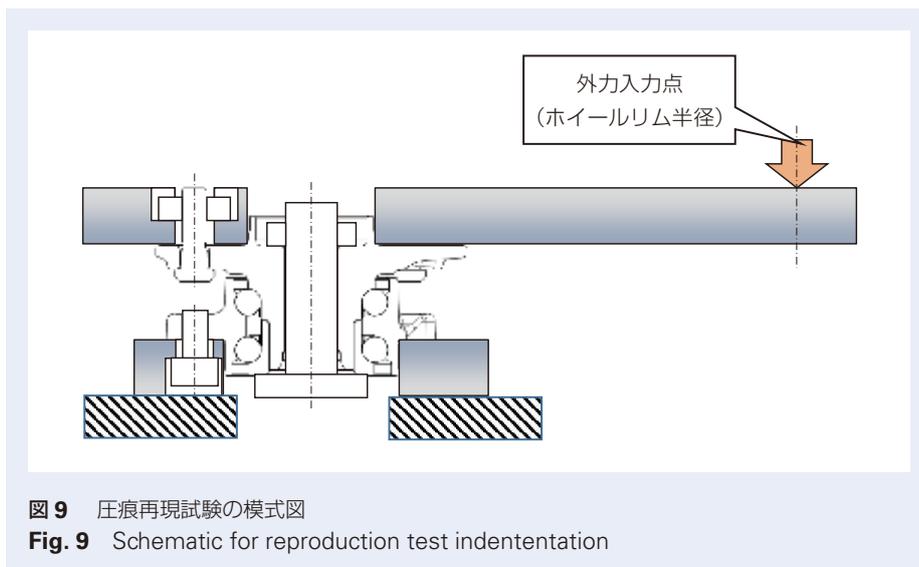


図9 圧痕再現試験の模式図

Fig. 9 Schematic for reproduction test indentation

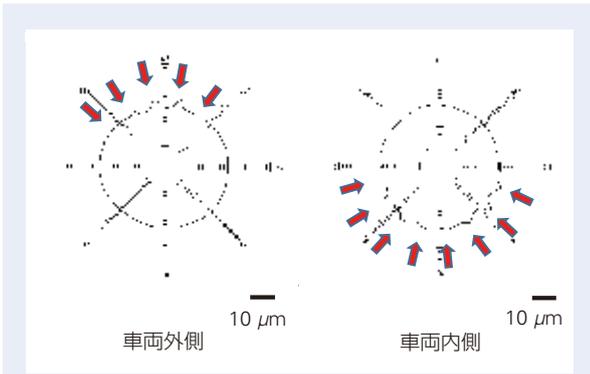


図 10 圧痕試験後の外輪真円度測定結果
 Fig. 10 Outer ring roundness measurements after indentation test

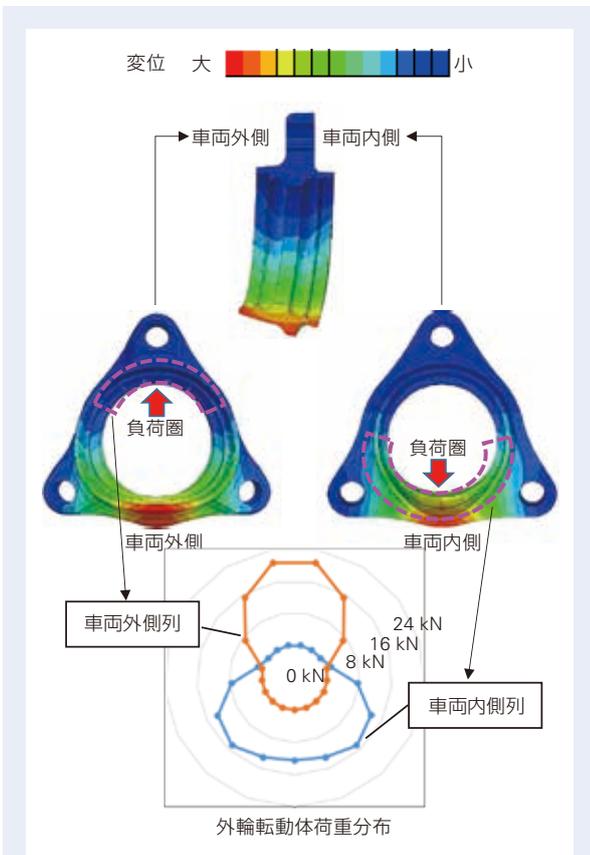


図 11 外輪の転動体荷重分布と変形図
 Fig. 11 Rolling element load distribution and deformation diagram of outer ring

6. ハブフランジ部の疲労強度予測の事例

ハブユニット軸受は車両を支える部品であるため、破損すると事故に繋がる可能性があり、高い耐久性が求められる。特にハブフランジ部は、ホイールやブレーキと締結され、車両走行中に繰返し荷重が入力されるため、信頼性の高い疲労強度予測が必要とされる。そこで、Abaqus によるホイール、ブレーキ付きの FEA を活用している。図 12 は解析モデルの概要である。タイヤから伝達される外力により、ホイール締結部を支点としたハブフランジ部の曲げ変形による疲労が主な損傷モードであるため、モデル化の範囲はハブユニット軸受だけでなく、ホイール、ブレーキを含めて行っている。また、車両走行中の繰返し荷重を入力するために、複数の転動体荷重条件を設定する。

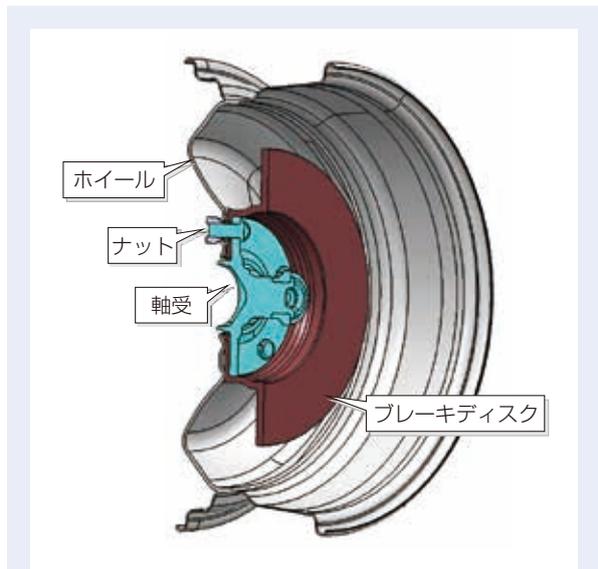


図 12 ホイール、ブレーキ付き疲労強度解析モデル⁶⁾
 Fig. 12 Fatigue strength analysis model with wheel and brake⁶⁾

図 13 は各転動体荷重位相におけるハブフランジの最大主応力分布を表している。ハブフランジ部はホイール、ブレーキを組み付ける機能の他に、軽量化や剛性などの性能確保のために、搭載車両毎に異なる形状をしている。そのため、最弱部位がモデル毎に異なり、回転荷重を入力する網羅的な強度検討が必要とされる。

各荷重条件における応力分布を求めた後に、ポスト処理として疲労解析ソフトウェア fe-safe⁷⁾ を用いて疲労耐久寿命を求める。なお、ハブフランジ部は旋削

仕上げ表面と鍛造仕上げ表面があり、表面粗さの違いから異なる強度基準を適用する。図 14 は数値解析により予測した最弱部位と耐久試験後に浸透探傷検査による疲労き裂発生部の染色、観察写真である。一連の数値解析により、実機とほぼ同じ位置の損傷を予測することができた。疲労損傷は、繰返し荷重以外にもハブユニット軸受製造時の鍛造加工、熱処理等による残留応力の影響があることが知られている。これらの影響を考慮し、強度予測精度の向上を図ることは容易ではないが、今後の課題として検討していきたい。

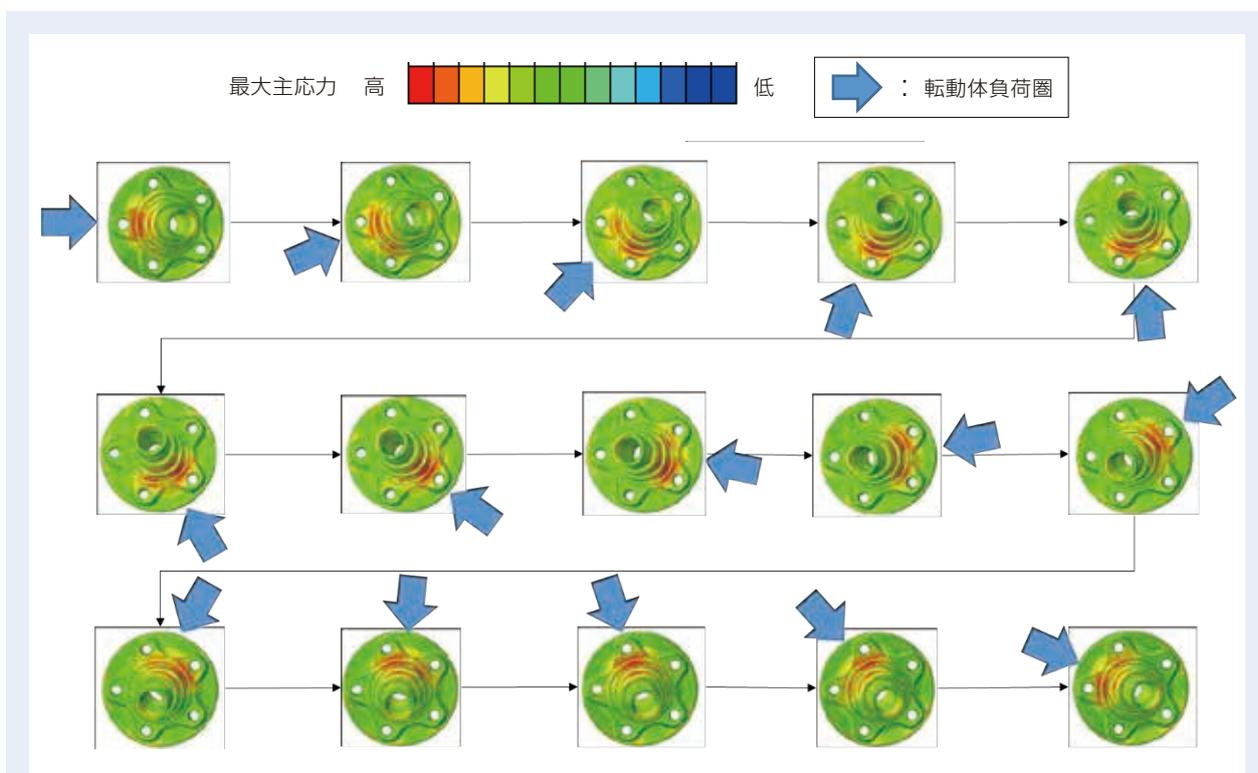
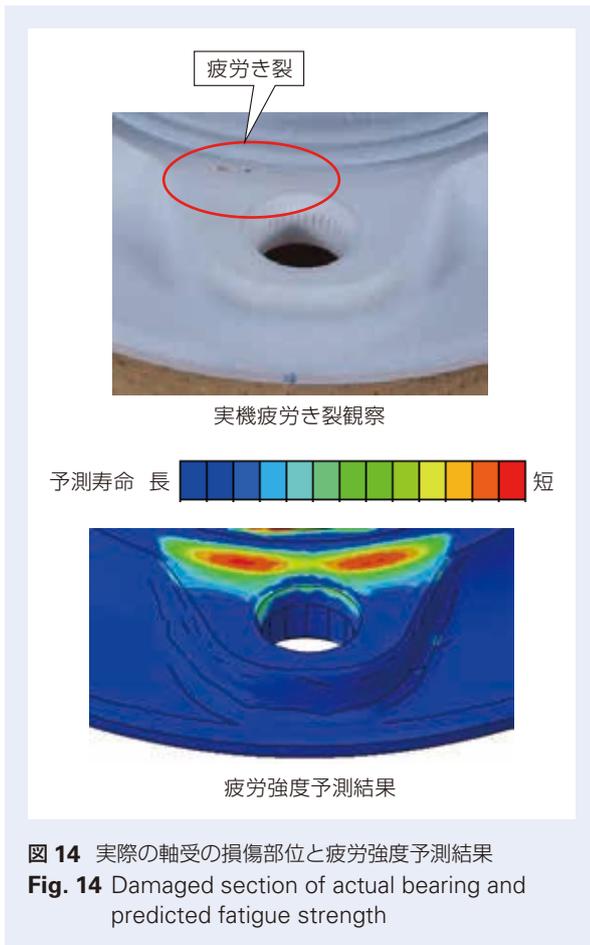


図 13 各荷重位相における主応力分布

Fig. 13 Principal stress distribution at each load phase



7. まとめ

近年の計算能力向上を活用したハブユニット軸受の DT 適用事例について紹介を行った。従来は計算コスト(計算時間)やモデリングの難易度の観点から、極力避ける傾向があった大規模モデルによる非線形 FEA の設計利用は、多くのメリットがあることが分かった。

計算サーバの性能、それを有効活用したソフトウェアの性能は日々進歩している。更に、現時点では日常的な設計工程での利用が難しい解析技術であっても、数年後には十分な精度とコストで利用できる可能性がある。また、市販の解析ソフトウェアであっても Usub-FEA のように一部のモデルをカスタマイズ、他手法と連成させることで、解析コストを大幅に低減させることも可能である。信頼性の高い数値解析に基づく DT は、究極のゴールである試作/評価レスの実現に欠かせない技術であり、中長期的な視点を持ち、今後も引き続き技術開発を進めていく。

参考文献

- 1) 日本精工株式会社, “ハブユニット軸受”, CAT. No.4201c, 2015.
- 2) ISO281: 2007.
- 3) Scientific Forming Technologies Corporation, <https://www.deform.com/>.
- 4) DASSAULT SYSTEMS, <https://www.3ds.com/ja/products-services/simulia/products/abaqus/>.
- 5) 荒牧宏敏, “転がり軸受運動摩擦解析プログラムパッケージ BRAIN”, NSK Technical Journal, No.663, (1997) 1-7.
- 6) 坂口尚, “ハブユニット軸受の最新動向”, NSK Technical Journal, No.690, (2018) 43-50.
- 7) DASSAULT SYSTEMS, <https://www.3ds.com/ja/products-services/simulia/products/fe-safe/>.

設計業務効率化を目指す解析手法自動化技術 の紹介

内山 裕貴*, リチャード ハバーマン**,
ゲルゲリー ラッツォ***, 岩井 崇*



内山 裕貴



リチャード ハバーマン

Introduction of Analysis Method Automation Technology for Efficient Design

Y. Uchiyama, R. Habermann, G. Laszlo, T. Iwai



ゲルゲリー ラッツォ



岩井 崇

The Finite Element Method (FEM) is an important verification process for structural analysis of mechanical design in a product development flow. With ever-advancing computer performance, it is becoming increasingly possible for large-scale, high-precision structural analyses to be performed in a short time. However, such complex analysis models are increasingly requiring more staff-hours to prepare. To achieve high-quality, low-cost design through structural analysis, programs have been developed to build analysis models automatically. Here, we'll compare conventional methods with other analysis types and explore the potential labor-saving impact of this automation technology.

1. まえがき

2. 開発の目的

- 2.1 解析業務の現状と問題
- 2.2 解析業務件数の集計と自動化対象の選定
- 2.3 自動化技術適用による解析業務フローの変化

3. 自動化技術の開発

- 3.1 自動化技術の概要
- 3.2 解析モデル自動作成プログラム開発
- 3.3 作業支援 GUI 開発
- 3.4 開発が完了した自動解析手法の例
- 3.5 運用実績の調査

4. あとがき

1. まえがき

製品システム開発に用いられる、モデルベース開発 (Model Based Development : 以降, MBD) は、各設計段階における成立性を机上検討することで、効率的な製品設計を目指す開発手法である¹⁾。MBDの活用には、CAE (Computer-Aided Engineering) 技術が不可欠であり、その中において、機械要素の設計成立性検証には、有限要素法 (Finite Element Method : 以降, FEM) を原理とする構造解析 (コンピュータシミュレーション) が広く用いられている。設計検討のための構造解析には、機械設計フローにおける手戻りの防止・実験コスト削減の観点から、高い

実機再現性が求められる。

その要求を満足するため、構造解析に用いられる解析モデルは、年々大規模かつ複雑化する傾向にある。しかし、そのような大規模解析モデルにおいても、近年のコンピュータの計算能力向上に伴い、比較的短時間での計算が可能となっている。一方で、大規模化・複雑化に伴う、解析モデル構築の人的作業量増加に対しては、革新的な対策が打たれていないのが現状である。加えて、当社の設計検討プロセスにおける構造解析による検討項目とその実施件数も、年々増加する傾向にある。

* ステアリング & アクチュエータ技術センター, ステアリング技術開発部
** NSK Deutschland GmbH European Technology Center
*** ステアリング & アクチュエータ技術センター

その様な状況が要因となり、解析業務が設計検討プロセスのボトルネックとなることが危惧されている。そのため、設計コスト増となる解析業務人員の増強を避けつつ、設計検討プロセスを滞りなく進行させるための施策が求められている。

このような状況を踏まえ、設計業務の効率化を目指すため、主に電動パワーステアリング（Electric Power Steering：以降、EPS）製品における種々の解析手法について、コンピュータプログラムを用いた構造解析業務自動化技術の開発を行った。また、他分野での活用を見据え、各技術拠点においても容易に利用出来るよう、プログラム構造の開発にも取り組んだ。

本稿では、上記の自動化技術開発に至る経緯と、その技術的特徴、及びその運用効果について記述する。

2. 開発の目的

2.1 解析業務の現状と問題

各種自動車部品は、定められた安全性・機能性・耐久性を満足するように設計されなければならない。通常その検証には大きなコストと時間が必要となる。MBDは、各設計段階の妥当性を予め机上で検討することで、設計終盤での予期せぬ不具合の発生や、コスト増となる実機試験の増加を抑え、設計効率を向上させることを目的として用いられる。

当社ステアリング製品設計においても、1990年代初頭よりコンピュータを用いた構造解析による設計検討を実施している。以来、解析結果の妥当性・実機再現性向上を目指し、試験結果とのコリレーションを通して種々の解析手法を開発してきた。現在までに開発された解析手法は、ステアリングシステム全体の各アセンブリ・コンポーネントをカバーしている(図1)。

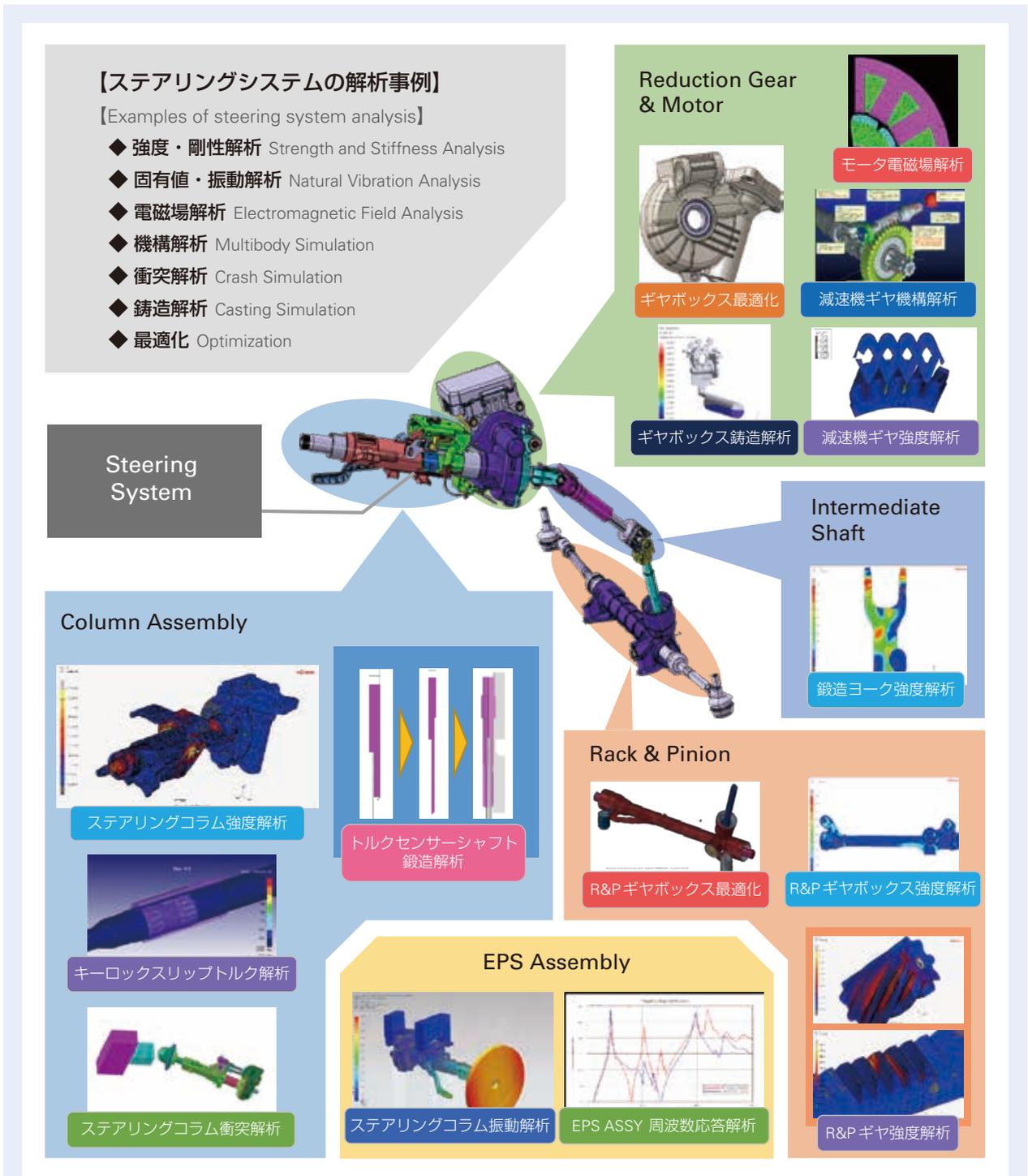


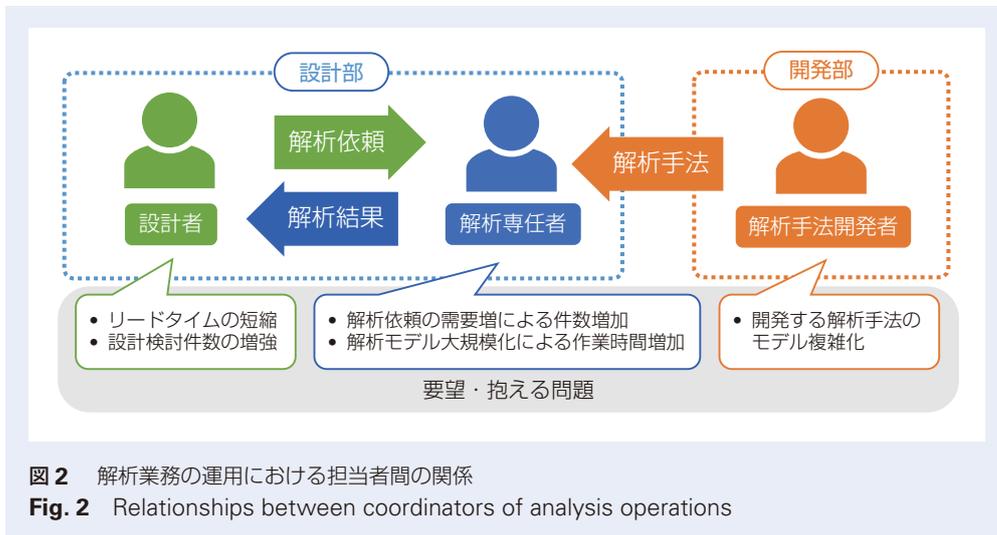
図 1 ステアリングシステムの解析事例
 Fig. 1 Examples of steering system analysis

実機再現性向上の一例として、多部品で構成されるステアリングコラムアセンブリの検討方法を、簡易的な線形解析手法から、より実機再現性の高い非線形解析手法へ移行したことが挙げられる。これはコンピュータの計算能力向上や並列計算技術の発展によって、かつて膨大な時間が必要であったアセンブリモデルの非線形解析を、比較的短時間で計算可能となったことが要因として大きい。この非線形解析の適用により、複雑な条件定義が可能となったことで、解析手法の高精度化を実現している。

現在、上記のような新規解析手法の構築、および手法の更新は開発部門が担当しており、各案件の設計検討への解析手法の活用は設計部内で実施している。この解析手法の活用には、CAE 及び FEM に関する専

門的な知識・経験が求められる。そのため設計部は専門の解析専任者を置き、各案件の設計者が解析による設計検討を行う際には、専任者へ依頼する形式を採用している。しかしながら、設計検討解析の需要の高まりを受け、解析専任者の業務量は近年増加傾向にある。加えて、開発部から提供される新たな手法の解析モデルも、前述の通り大規模化・複雑化してきている。その結果、設計者の解析依頼完了までのリードタイムが増加し、設計検討プロセスの進行に影響が生じている(図2)。

そこで、解析業務の迅速化により、設計業務を効率化することを目指し、解析モデルの自動作成プログラム構築の取り組みを始めた。



2.2 解析業務件数の集計と自動化対象の選定

自動化技術構築に先立ち、解析業務状況の把握と、自動化技術を適用する対象の選定を行った。手法別に分類した、解析実施件数の比率を比較したグラフを**図3**に示す。

件数比較より、解析件数が最も多いステアリングコラム振動解析、ステアリングコラム強度解析、ラック&ピニオンギヤボックス強度解析について、自動化技術の適用を実施した。また、件数は少ないが部品点数が多く、解析モデルが複雑となるラック&ピニオンギヤ強度解析と、ステアリングコラム衝突解析に関しても優先対象とし、前者は自動化適用を完了、後者は今後の適用を予定している。一方、各種コンポーネント解析は部品点数が少なく、元々の解析モデル作成工数が少ないことから、現時点での適用は見送ることとした。

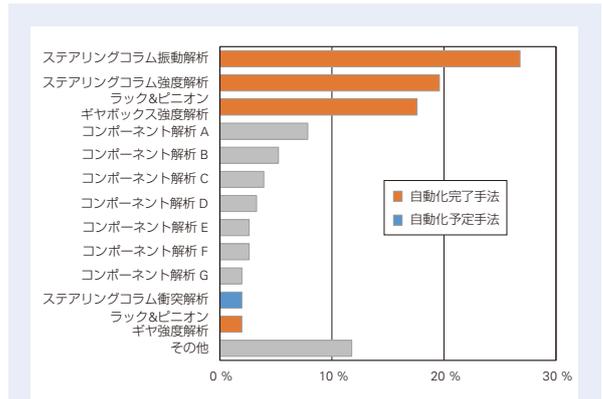


図3 解析手法毎の実施件数比率
Fig. 3 Ratio of implementation for each analysis method

2.3 自動化技術適用による解析業務フローの変化

FEMを用いた構造解析の実行手順は、解析の目的や対象となるアセンブリ・コンポーネント等にかかわらず概ね一様である。図4に、ステアリングコラム強度解析を例に解析業務の作業フローを示す。

この作業フローの中で、作業工数が必要となる項目は「CADモデル修正」、「メッシュモデル作成」、「解析条件設定」、「解析結果処理・報告」である。そのうち、「メッシュモデル作成」と「解析条件設定」の2工程を対象に、作業工数削減のための自動化技術開発を実施した。これら2工程については、解析ソフトウェアのAPI (Application Programming Interface) を利用した、解析モデル生成プログラムを構築することで、自動化が可能となるためである。一方「CADモデル修正」と「解析結果処理・報告」の2工程は、案件ごとにパーツ構成や要求される報告形式が変化し、自動化が困難であると判断したため、直近の自動化技術開発では対象外とした。

「CADモデル修正」から「解析実行」までの作業フローに関して、自動化技術適用に伴う変化を**図5**に示す。

自動化技術の適用により、「メッシュモデル作成」や「解析条件設定」の工程が、メッシュモデル及び解析モデルの全条件をテキストファイルとして定義する「設定ファイル作成」と、解析モデルを自動生成する「プログラム実行」に置き換わる。これにより、作業者の工数を伴う工程を減少させ、構造解析モデル構築にかかる作業量削減を実現する。

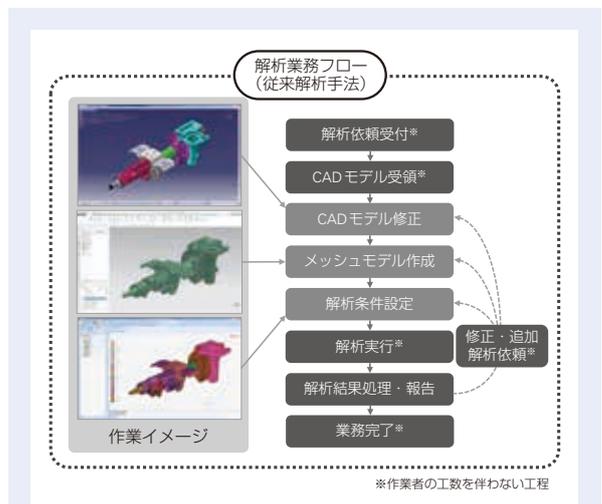


図4 主なステアリング製品の解析業務フロー
Fig. 4 Analysis workflow for steering products



図5 自動化技術適用に伴う作業フローの変化
Fig. 5 Changes in workflow with automation technology

3. 自動化技術の開発

3.1 自動化技術の概要

プログラムによる解析モデルの自動作成手法は、当社の各技術拠点にて、製品ごとに開発が行われていた。それら、各拠点が持つ製品・解析手法に特化した自動化技術を、相互利用するための試みが本開発の発端である。

プログラムの動作については、ダッソーシステムズ社のCATIA™形式のCADモデルと、テキストベースで作成した設定ファイルを元に、同じくダッソーシステムズ社の有限要素法解析ソフトウェアAbaqus™にてモデルを自動作成するという工程を基本とし、開発を行った。

また、更なる開発効率向上を実現するため、関連する各技術拠点が専門的に取り扱っている製品・解析手法に対応しつつ、各拠点の技術者が独自に自動化技術を活用可能となるプログラム開発を行った。

3.2 解析モデル自動作成プログラム開発

新たに自動化技術を開発する上で重視したのは、“機能の拡張性”と“メンテナンス性”をいかに確保するかである。

これまでのように、各技術拠点が独自の自動化開発を行う場合、実装形式やプログラム構成が異なるため、プログラムの情報共有による機能の追加・拡張を効率的に進めることが困難である。一方で、実装形式を統一し単一のプログラムコードとして共有することで、前述の拡張性は改善する。しかしながら、各拠点で取り扱う製品が異なるため、プログラムを修正した際に、自身の専門外の製品において適切に動作するか判断することが難しい。また、開発が進み適用製品が増えるに連れ、プログラム変更に伴うテスト項目が増加し、メンテナンス性が損なわれることが懸念される(図6)。

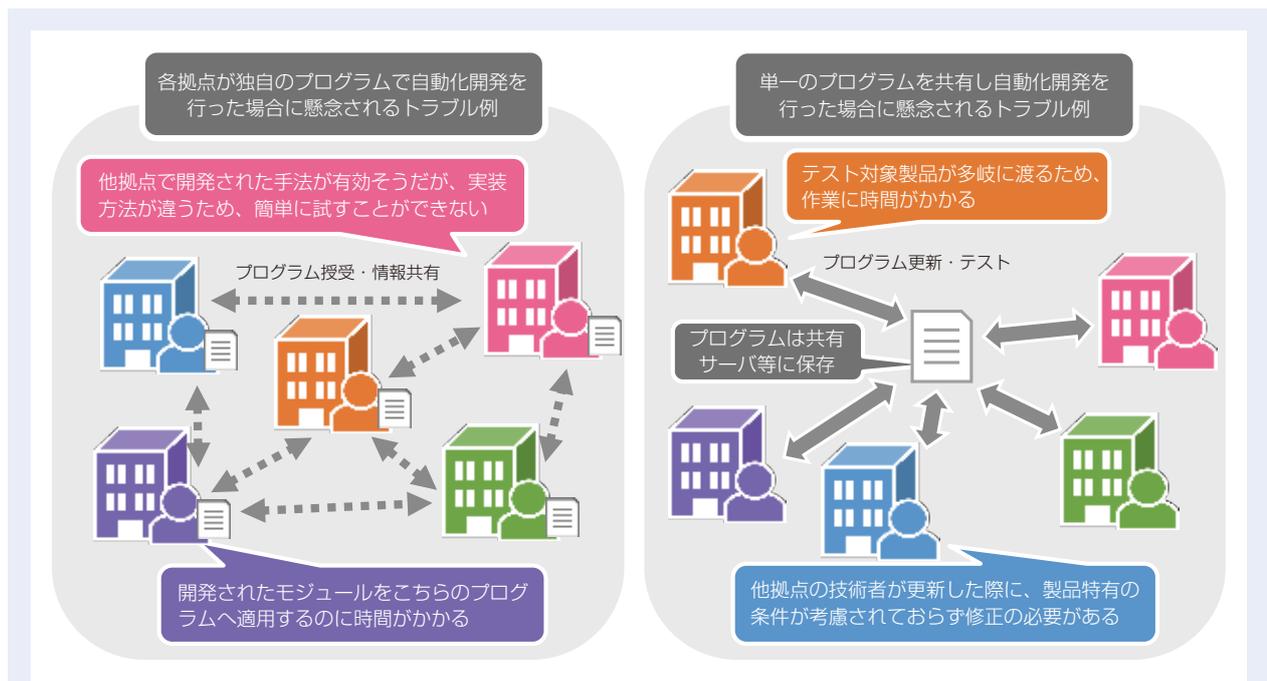


図6 自動化プログラム開発における、各技術拠点間の連携時に予想される問題点

Fig. 6 Expected problems when collaborating in the development of automation programs

このような問題を回避し、多様な製品・解析手法に対応しながら、処理の拡張性・メンテナンス性に優れた自動化プログラムを開発する必要がある。その実現のため、独自のソフトウェアフレームワーク開発を行った。フレームワークの概要は、解析モデル構築の処理を機能毎に分割した“プロシージャ”を定義し、各製品や解析手法毎にプロシージャを適宜組み合わせ、一連の処理である“ディストリビューション”を構成するというものである。

フレームワークの詳細を以下に述べる。各プロシージャのプログラムは大きく分けて2つのサブプログラムで構成される。一つは解析モデルを作成するための処理内容を記述した「モデリング処理」、もう一つはモデリング処理を行うために必要な値を取得するための「コンフィグ定義」である。コンフィグ定義には設定ファイルに記述する値に関するデータ型・選択肢の定義・依存関係などを記述する。プロシージャ内で用いる入力値の定義方法を一元化することで、プログラムの可読性が向上すると共に、後述するグラフィカルユーザーインターフェース(Graphical User Interface：以降、GUI)開発を円滑に進めることが可能となる。モデリング処理には、プロシージャ内で実行する解析モデル処理を記述する。ここで、一つのモ

デリング処理が持つ実行範囲としては、解析モデル作成の各段階を分割したときに、他のプロシージャに対して疎結合となるような最小単位で構成されていることが望ましい。これら分割された機能を持つプロシージャを、ディストリビューションとして組み合わせることで一連の解析モデル自動作成プログラムを構成する。各製品・解析手法に精通した技術者がディストリビューションを作成し、動作を確認することで、解析モデルが正しく自動生成されているか評価することができる。

このフレームワークに従い自動化技術を開発することで、以下の二つの利点が得られる。一つ目は、新たに開発されたプロシージャの適用が容易になることである。プロシージャが作成された際、既存のディストリビューション内で同様の機能を持つプロシージャと入れ替えて動作を確認することで、その有効性を容易に確認することが可能である。二つ目は、プログラム変更に伴う動作確認が少なく済むことである。動作確認はディストリビューション毎に実施すればよいため、プログラム(プロシージャ)を変更した際に、自身が担当とする製品・解析手法以外への適用に関する確認が不要となり、機能追加・バグ修正に伴うメンテナンス作業の容易性が高まる(図7)。

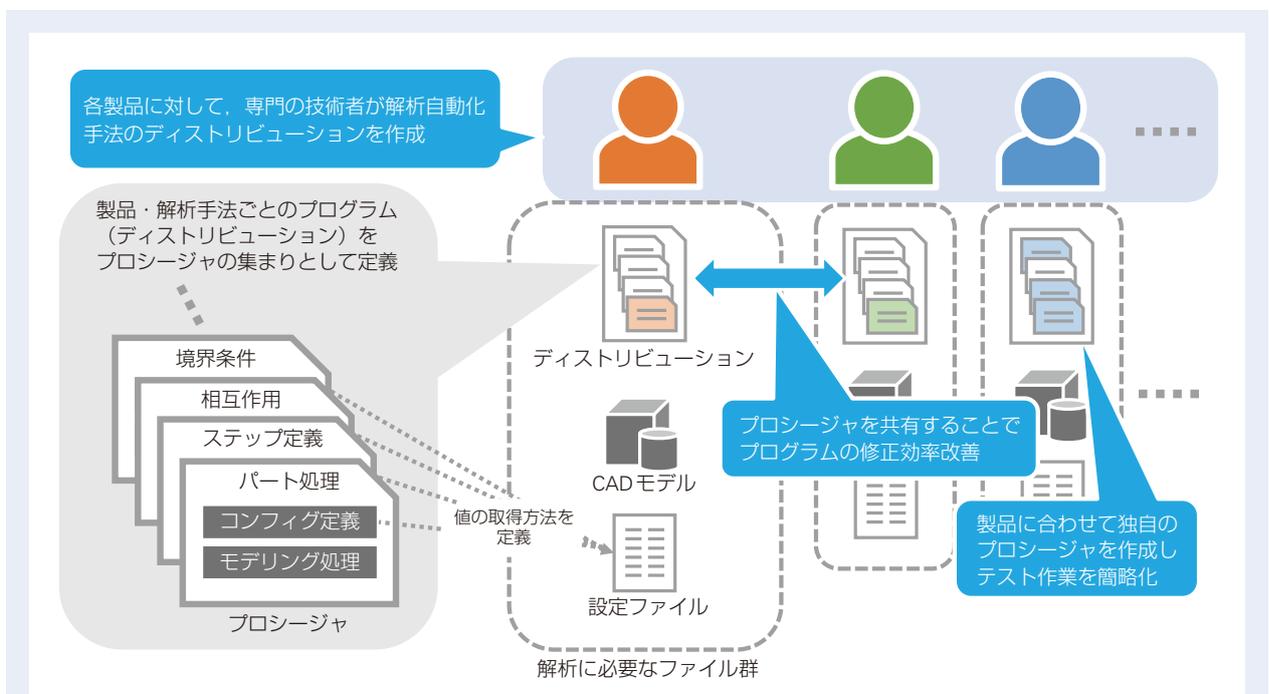
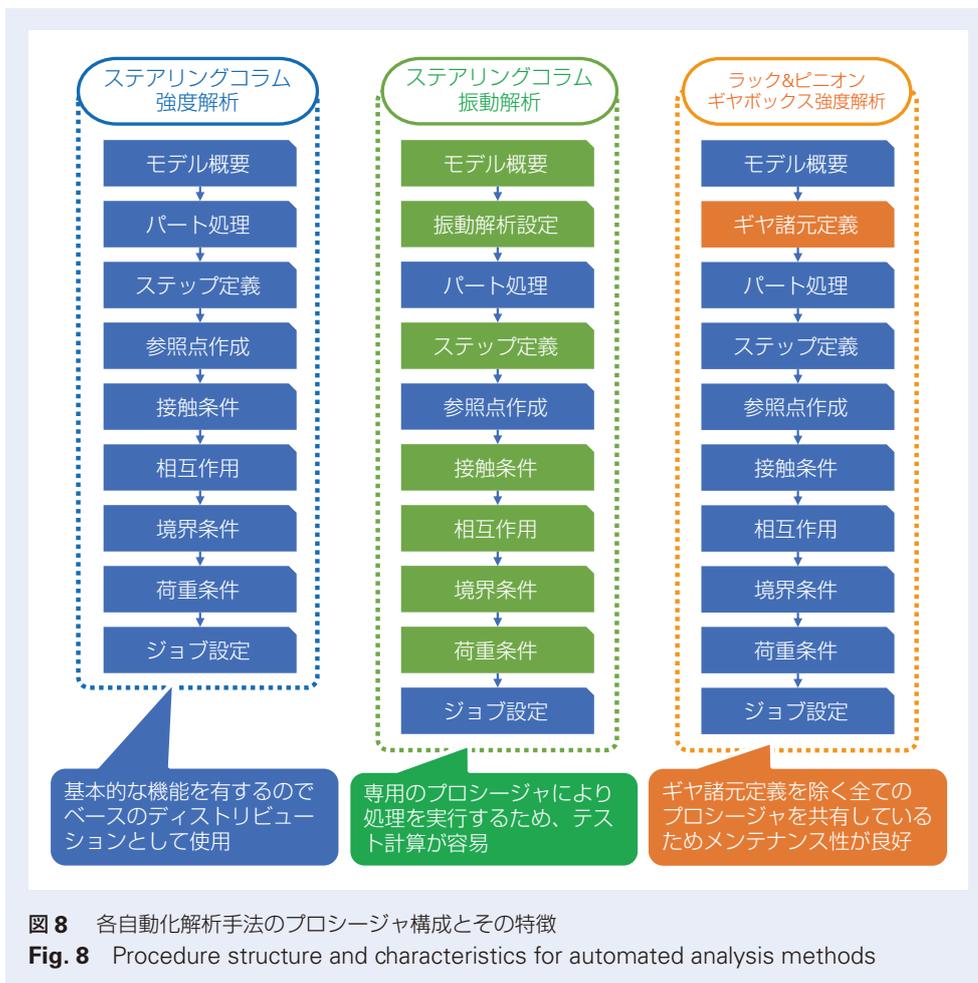


図7 フレームワークの構成と、各製品の自動解析手法の関連性に関するイメージ

Fig. 7 Illustration of framework structure and relationships between automated analysis methods

ここで、開発が完了しているステアリングコラム強度解析、ステアリングコラム振動解析、ラック & ピニオン ギヤボックス強度解析に関して、作成したディストリビューションの関係を例に取り、フレームワークを用いて自動化技術を構築した利点を、さらに解説する。ステアリングコラム強度解析を基準とすると、ステアリングコラム振動解析のディストリビューションは、パート処理・参照点作成・ジョブ設定を除くプロセスは共通化しておらず、多くが新たに作成されたプロセスで構成されている。共通プ

ロシージャが少ないため、バグ修正などメンテナンス作業の工数は幾分か増加するが、プログラム変更時のテスト計算は振動解析でのみ実施すれば良く、プログラムの改良作業などは効率的に進められる。一方、ラック & ピニオン ギヤボックス強度解析のディストリビューション構成は、ギヤ諸元を読み込むためのプロセス以外全て共通となっている。そのため、共通プロセスのプログラムにバグが見られた場合でも、一度の作業で修正が完了するため、メンテナンス作業が容易になるという利点がある(図8)。



3.3 作業支援 GUI 開発

解析モデル構築作業は、前述の自動化プログラム構築により自動化が可能となるが、解析モデルの条件を記載する設定ファイルの作成作業に関しては問題が残る。解析条件を記載する設定ファイルは、プログラム実行前に作業員自身が作成する必要があり、大規模なモデルの設定ファイルでは、1,000行を超える条件設定をテキストファイルとして作成しなければならない。そのため何らかの効率化手段を用意しなければ、プログラム実行までの作業時間の増加や、テキストファイルの記述ミスによる手戻り発生などにより、自動化の効果が最大限発揮されなくなる可能性が生じる。

この問題を解決するため、解析モデル構築プログラム開発と並行して、効率的かつ迅速に設定ファイルを

作成するための、作業員支援 GUI の開発を行った。

GUI の役割は、設定ファイル作成の際に作業員が適切な設定ファイルを作成出来るようにサポートすることである。各プロセスの入力値を選択・記述可能となるよう、ラジオボタン・プルダウンメニューなどを備えた入力フォームを、汎用的な設定ウィンドウ上で構成し、作業効率を向上させている。またこの GUI は、プロセス内のコンフィグ定義を自動的に読み込み、入力フォームに反映出来るように作成しており、プロセス毎に変化する入力形式にも対応可能である。そのため、新たなプロセスにおいても、GUI は普遍的に利用可能となっている。この GUI を活用することで、迅速かつミス発生を抑えた設定ファイルの作成が可能となる(図9)。



図9 作業員支援 GUI の汎用設定ウィンドウ

Fig. 9 General settings window in operator support GUI

また、作成される設定ファイルの半分以上の記述を、CAD モデルからインポートする“パート”の設定と、パート間の接触条件などを定義する“相互作用特性”の設定が占めている。そのためこの2点の設定については、個別の条件設定画面を用意し、更なる作業時間短縮を図った。

パート設定では、アセンブリファイルからパート情報を読み取り、各パートの材料特性・メッシュサイズ

などを設定する画面へ誘導する。このパートの設定画面では、解析に用いる全てのパートについて、一覧で設定を行うことが可能となっており、前述の汎用設定ウィンドウよりも素早く確実に条件を入力することができる。同様に、相互作用特性の設定画面では、予めCAD上で検知したパート間のクリアランス情報を元に、接触や部品間結合などの相互作用特性を一覧として設定することが可能となっている(図10)。

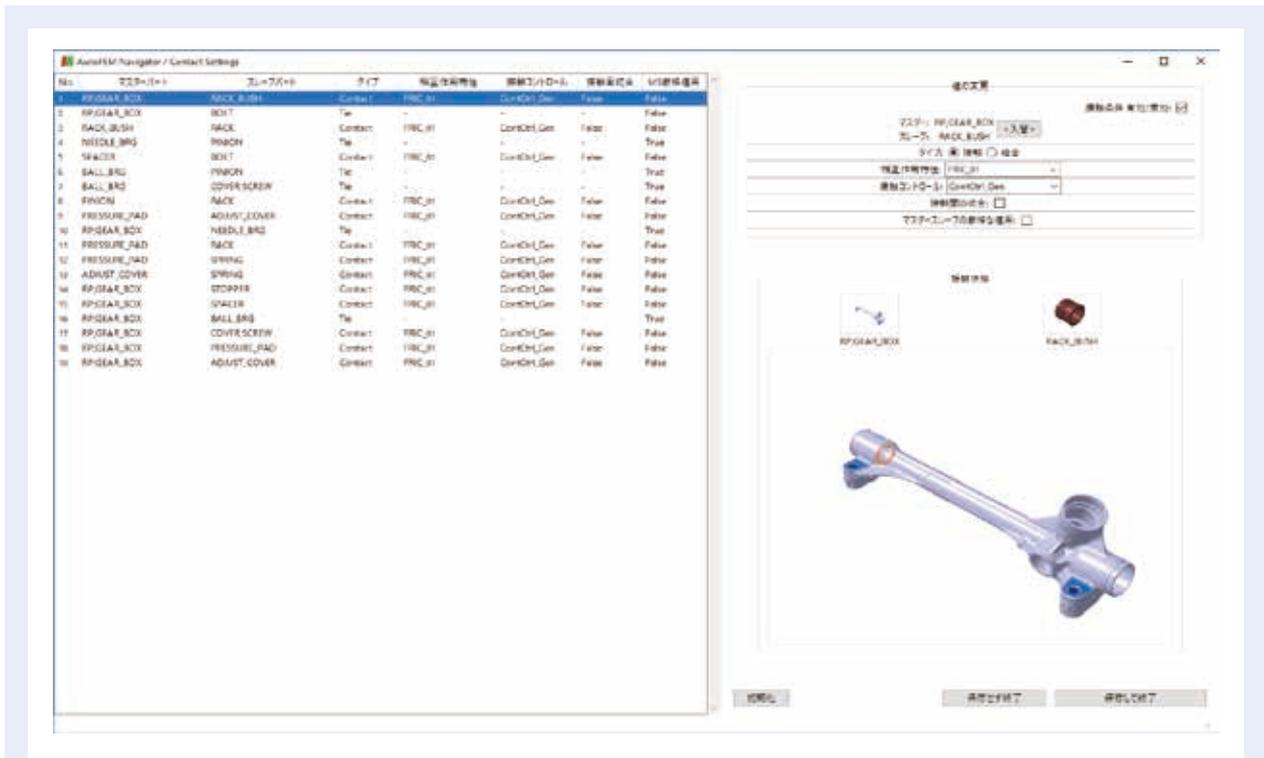


図10 作業支援 GUI の相互作用特性定義ウィンドウ
 Fig. 10 Support GUI window for definitions of interaction properties

3.4 開発が完了した自動解析手法の例

以下に、これまでに開発が完了した自動解析手法について、その特徴を述べる。

(1)ステアリングコラム強度解析

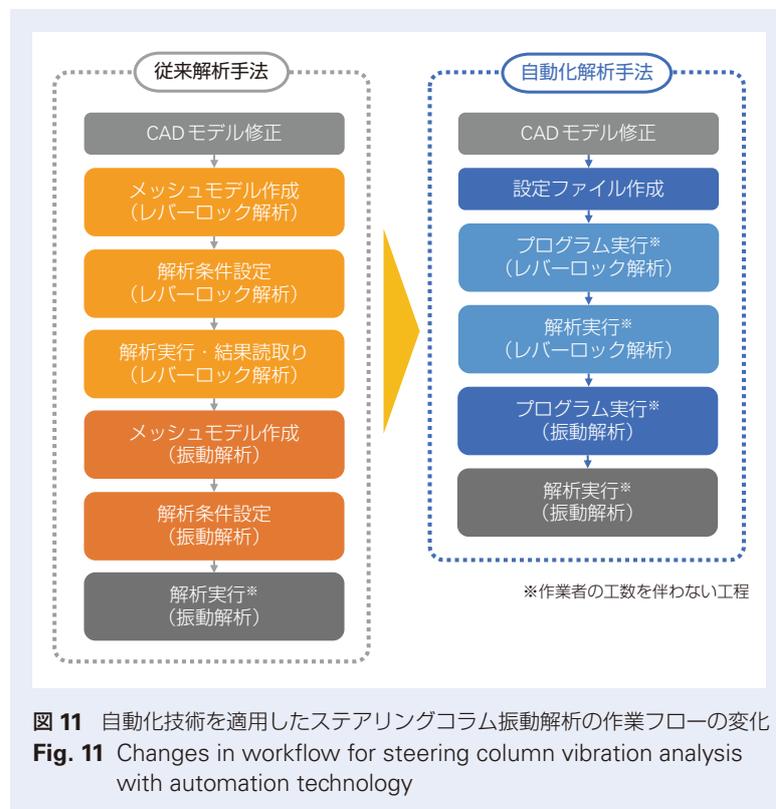
当社の主たる開発製品であるステアリングコラムの、各荷重条件に対する強度検証手法である。アセンブリ単位の強度解析として、これまでに多くの製品・荷重条件にて実施されてきたことから、本開発にて最初に自動化技術を適用した。

ステアリングコラムのアセンブリは、100点近い部品から構成されており、強度解析ではその内20～30点程度を使用する。従来は、それら一つ一つのCADモデルに対し、メッシュ作成・材料特性設定などを行い、部品間の接触・境界条件を手動で定義していた。そのため、部品点数の少ないコンポーネント解析と比較し、多大なモデル構築工数を要していたが、自動化技術の適用により作業量を大幅に削減することが可能となった。なお、ステアリングコラム強度解析の自動解析手法については、運用効果の調査を行ったため、結果を後述の3.5 運用実績の調査にて示す。

(2)ステアリングコラム振動解析

ステアリング製品の音・振動性能は、出荷後不具合対応の比率が高く、解析による事前検討需要の高まりから、年間実施件数が近年最も多くなっている。手法の特徴は、ハンドル位置調整レバーのロック状態解析にて部品間の接触状態を確認し、その結果を振動解析モデルに反映させるという、2段階の手順で解析を実施する点である。そのため、振動性能を確認するために2種類の解析モデル作成が必要となり、多くの作業工数を要していた。

この問題を解決するため、ステアリングコラム振動解析の自動化技術適用を行った。振動解析では、部品の慣性・重量を再現する必要があるため、強度解析と比較し部品点数が多くなり、モデル構築工数も増加する傾向にある。その点、自動化技術は、取り扱う部品点数が増えるほど工数削減効果が大きくなるため、振動解析への適用では特に大幅な時間短縮が期待できる。加えて、レバーロック状態解析による接触部の結合範囲を、自動的に振動解析に反映するようプログラムを構成したことで、より多くの作業量削減を実現している(図11)。



(3)ラック & ピニオン ギヤボックス強度解析

ラック & ピニオンに関する解析手法の自動化に必要な機能は、概ね前述のステアリングコラム強度解析と同等である。相違点は、ラック & ピニオンギヤの噛合いを詳細に再現するために、正確な歯車形状をインポートする必要があるという点である。これに対応するため、ラック & ピニオン開発の専門部署と連携し、ギヤ形状の CAD モデル・メッシュモデルを高精度で自動作成するシステムを本解析にて導入した。ギヤ諸元情報から、実際の噛合い状態を模擬したギヤ形状モデルを、自動でインポート可能となったことで、更なる効率化を実現した。またこの機能は、同様にラック & ピニオンに関する解析手法である「ラック & ピニオン ギヤ強度解析」の自動化にも活用されている。

今後ステアリング事業の展開として、ピニオンタイプ EPS の供給を強化していく方針であり、デュアルピニオン EPS 開発も進めていることから、本手法の重要性は今後も高まると見られる。

3.5 運用実績の調査

開発が完了したステアリングコラム強度解析の自動化解析手法について、設計部にて実際の案件で運用した際の自動化の効果を検査した。「メッシュモデル作成」、「解析条件設定」の工程が不要となった結果、大幅な工数削減が実績値として得られた。(図 12)。

さらに上記の実績調査は、自動化開発の最初期の運用に対する調査であったことから、自動化技術特有の CAD 操作に作業者が習熟しておらず、前述の GUI 機能も不完全であった上での実績となる。そのため、今後の運用継続に伴う作業者の CAD 操作への習熟および、GUI 機能の改善によって、自動化技術の工数削減効果はより拡大すると見込まれる。

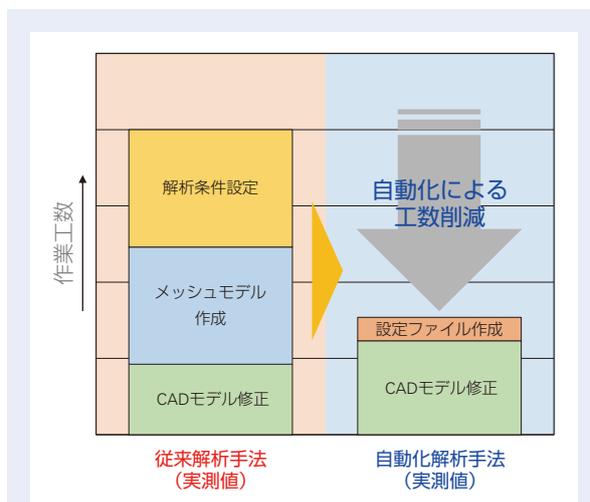


図 12 ステアリングコラム強度解析自動化技術の運用実績調査結果

Fig. 12 Operational results for steering column strength analysis with automation technology

4. あとがき

本稿では、設計検討プロセスにおける構造解析業務を効率化するための自動化技術の紹介を行った。また、その運用実績の調査結果について述べた。

今後は、適用範囲となる解析手法の拡張と併せて、各技術拠点が共通の自動化技術を継続して活用するため、プログラム仕様、および更新プロセスの標準化を進めていく。また将来展望としては、人工知能（AI）を活用した CAD モデル認識と GUI の機能拡張により、既存の解析業務フローを完全自動化することで、解析専任者をより先進的な業務に専念させ、更なる高品質・低コストの設計プロセス実現を目指していく。

参考文献

- 1) 藤川智士, “マツダの目指すモデルベース開発”, マツダ技報 No.31, 44-47, (2013).

**In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定
(第3報, 電動パワーステアリングシステムのラトル音への適用による実験的検証)**



佐藤 佳宏朗



J. H. Elm

佐藤 佳宏朗*, J. H. Elm **, J. Viehöfer **,
J. W. Biermann ***, 岩附 信行****



J. Viehöfer



J. W. Biermann

Estimation of Noise Radiation Including Airborne Noise Using the In-situ Blocked Force Approach (Third Report, Experimental Verification of the Estimation Method by Application to Rattle Noise From an Electric Power Steering System)

Y. Sato, J. H. Elm, J. Viehöfer, J. W. Biermann, N. Iwatsuki



岩附 信行

一般社団法人 日本機械学会の転載承認を得て, 日本機械学会論文集 Vol.86, No.891 (2020) から転載.

In the previous reports, a methodology for estimating noise radiation including airborne noise from a mechanical system under the operational condition by component test of a certain active subsystem using the in-situ blocked force approach, which is normally used for estimating only structure borne noise, was proposed and verified by numerical simulations of noise radiation from a cantilever rectangular plate. This paper describes experimental verification of the proposed methodology by application to rattle noise from a column type electric power steering system (EPS) for a vehicle. Therefore, an EPS corresponds to the active subsystem and the other parts such as vehicle body correspond to passive subsystems. At first, a method of measuring rattle noise from an EPS under the operational conditions, i.e., running tests with a vehicle, was established. Since it is possible to apply the in-situ blocked force approach also to vehicle running tests and to estimate rattle noise, the measured and estimated rattle noises under an identical operational condition were compared and validity of the proposed methodology was confirmed. Next, a component test bench which enables to reproduce vibration behavior of an EPS under the operational conditions was developed, and rattle noise under an operational condition was estimated by means of the proposed methodology using both vibration accelerations measured with this component test bench and vibro-acoustic transfer functions measured with the vehicle under a static condition. Finally, the proposed methodology was verified by comparing the estimated and measured rattle noises under the operational condition. The proposed methodology is expected to replace time-consuming operational tests of a whole mechanical system to simple component tests of the active subsystem.

* 技術開発本部 コア技術研究開発センター 第三研究開発室
 ** Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen
 *** RWTH Aachen University
 **** 東京工業大学 工学院機械系

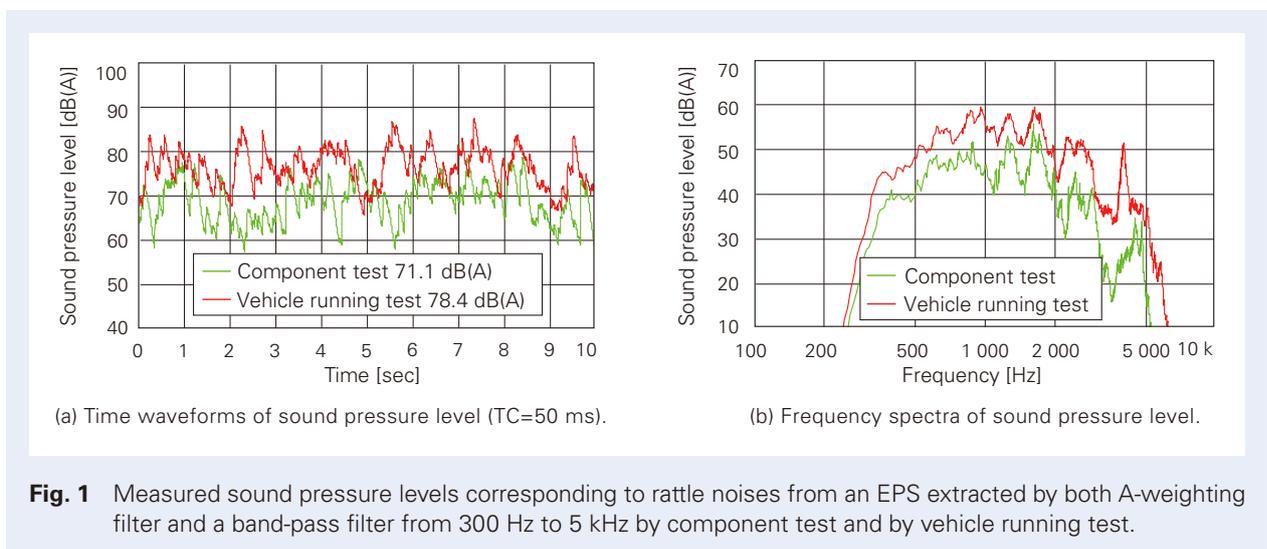
1. 緒言
 2. ラトル音の特徴と測定方法および発生メカニズムの考察
 - 2.1 ラトル音の特徴と測定方法および車両走行試験の条件
 - 2.2 ラトル音の発生メカニズムと EPS 単体試験機における加振の方法
 3. 車両の走行試験により Blocked force を同定する場合の検証
 - 3.1 ラトル音を推定する TPA モデル
 - 3.2 検証の手順と結果
 - 3.3 推定誤差低減手法の適用と考察
 4. EPS の単体試験により Blocked force を同定する場合の検証
 - 4.1 EPS 単体試験機の構成
 - 4.2 検証の手順と結果および考察
 - 4.3 EPS 個体差の評価による検証
 5. 結言
- 付録

1. 緒言

機械装置を構成する複数のサブシステムは、一般に同時並行で設計開発が進められるため、それぞれの単体試験で性能評価されることが多い。しかし、振動騒音など、各サブシステムの相互作用が大きい性能に対しては、最終的に全てのサブシステムを組合せた機械装置全体の実稼動状態における評価が必要となる。最終的な性能が要求仕様を満足しない場合はサブシステムの設計変更が必要となるため、サブシステムの開発段階で機械装置全体の実稼動状態における性能を推定できることが望ましい。

各サブシステム間の相互作用により機械装置全体の実稼動試験と単体試験の性能が異なる場合の一例として、自動車用の電動パワーステアリングシステム (Electric Power Steering system, 以下、EPS) のラトル音を比較した結果を図 1 に示す。ここで

EPS の実稼動試験とは車両の走行試験であり、EPS の単体試験では、車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度を再現できるよう、試行錯誤的に定められた外力を加振器で与えている。ラトル音の測定方法や車両の走行条件、EPS の単体試験機の詳細については次章以降で述べるが、図 1 (a) は騒音レベル (JIS C 1509-1, 時間重み時定数 50 msec) を比較した結果であり、図 1 (b) は周波数スペクトルを比較した結果である。単体試験ではタイロッドの軸方向振動加速度の大きさを周波数領域で再現しているが、位相を考慮していないため、時間領域では騒音レベルの波形が異なる。しかしながら、波形だけでなく、凡例に示す騒音レベルの平均値も 7 dB (A) 程度の差異が生じている。この差異の原因としては、タイロッドの軸方向振動加速度や EPS に作用する外力の再現性が低い



ことが挙げられるが、車両と単体試験機では EPS の支持構造および振動特性が異なることも要因の一つと考えられる。したがって、EPS の開発段階において単体試験機で測定したラトル音が規定値以内であったとしても、最終的な車両の走行試験では NG となり、EPS の設計変更が必要となってしまう場合がある。このため、EPS の開発段階において車両走行時のラトル音を予測できることが望まれる。

サブシステムの単体試験から機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを推定する手段の一つとして、In-situ blocked force 法^{2), 10)}が挙げられる。In-situ blocked force 法は、試験機の構造に依存しない、サブシステム固有の Blocked force⁴⁾を求める方法であり、この方法を用いればサブシステムの単体試験と機械装置全体の実稼動試験で同一の Blocked force を求めることができる。したがって、機械装置において Blocked force とターゲット音圧の伝達関数(以下、音響感度関数)を予め求めておけば、これにサブシステムの単体試験で求めた Blocked force を乗じることで、機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを推定することが可能となる。なお、サブシステムの開発段階では、通常、他のサブシステムが存在しないため、この音響感度関数を求めることはできないと考えられるが、振動特性や結合方法が類似する既存の機械装置における音響感度関数を代用すれば近似的に騒音レベルを推定することができる。また、対象とする機械装置が既に存在する場合は、コストのかかる機械装置全体の実稼動試験を行うことなく、サブシステムの単体試験で機械装置全体の実稼動状態における騒音レベルを評価することができる。

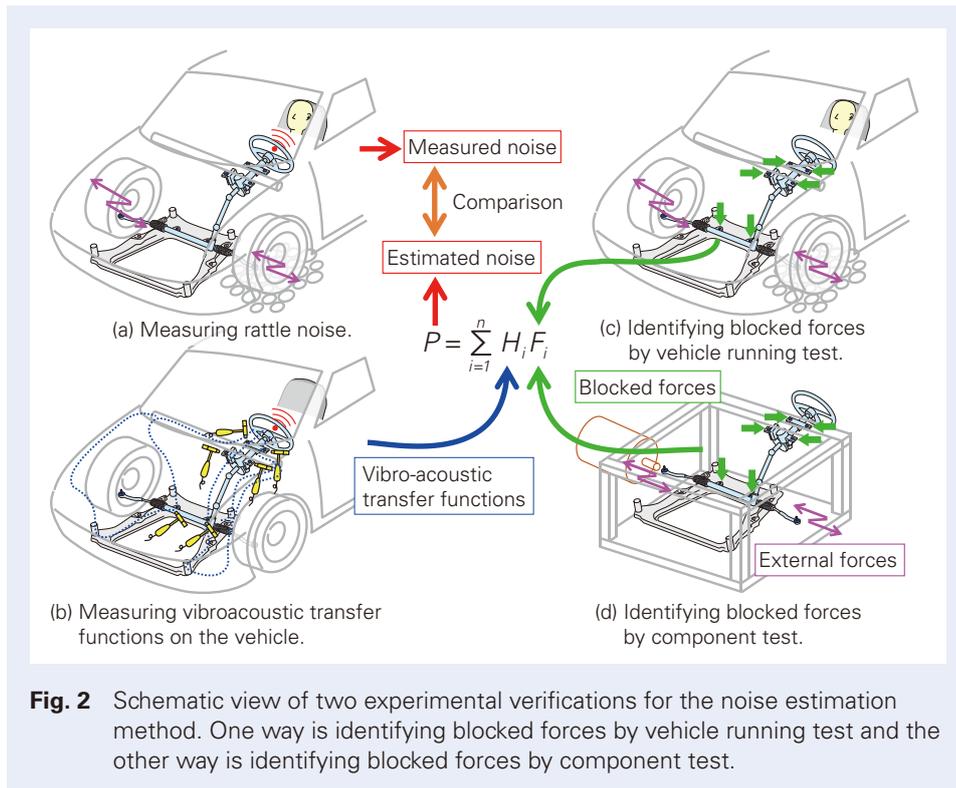
以上のように、In-situ blocked force 法を用いればサブシステムの単体試験から機械装置全体の騒音レベルを推定することができる。ところが、In-situ blocked force 法は固体伝ば音を対象とした方法であり、求める騒音レベルに空気伝ば音が含まれる場合は適用できないと言われている^{3), 6)}。加振源を含むサブシステム(以下、加振源システム)と加振源の振動が伝達される側のサブシステム(以下、受動システム)の二つに機械装置全体を分けるとき、加振源システムから直接放射される音が空気伝ば音であり、受動システムから放射される音が固体伝ば音である。前述のラトル音の場合、EPS が加振源システムとなるため EPS から放射される音が空気伝ば音であり、受動システムとなる車体から放射される音が固体伝ば音となる。しかし、車室内のどこで音圧を測定しても固体伝ば音と空気伝ば音の双方が含まれると考えられ、空気伝ば音が含まれないように音圧を測定することは困難

である。また、空気伝ば音が支配的な測定方法とすることでラトル音の S/N 比が向上する場合は、In-situ blocked force 法の適用において、その測定方法の利点を活かすことができない。

そこで本研究では、In-situ blocked force 法による騒音レベルの推定において空気伝ば音が含まれる場合を検討したところ、機械装置の固有振動数においてはその推定誤差が小さくなることを見出した。そこで固有振動数の成分が支配的となる場合に対し、In-situ blocked force 法を用いて空気伝ば音を含む騒音レベルを近似的に推定する手法を提案し、簡易的な質点系 3 自由度モデルでその有効性を検証した¹¹⁾。さらに、高次の多自由度モデルである片持ち矩形平板の放射音解析によってその有効性を検証し、推定誤差を低減する手法の提案もした¹²⁾。

本報では、前述の EPS のラトル音を対象として提案する推定手法の実験的な検証を行ったので、その結果について述べる。ラトル音は EPS 内部における部品間の衝突が加振力となって発生するため、EPS が加振源システムであり、EPS 以外の車体構造あるいは単体試験機のフレーム構造が受動システムとなる。また、詳細は次章で述べるが測定したラトル音は EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的となる。本研究の目的はサブシステムの単体試験から機械装置全体の実稼動状態における空気伝ば音を含む騒音レベルを推定することであるため、EPS の単体試験で Blocked force を求め、車両の音響感度関数に乗じることによりラトル音を推定し、測定したラトル音と比較することにより推定手法を検証する。しかしながら前述のように、EPS の Blocked force は車両の走行試験で求めることも可能であると考えられたため、この場合においても推定手法を検証することにした。

車両の走行試験で Blocked force を求める場合は、まず図 2 (b) に示すように静止している車両のインパルス加振によってラトル音の音響感度関数と各振動測定点までのイナータンスを測定した。つぎに図 2 (a) に示すように EPS の実稼動状態である車両走行時においてラトル音を測定し、同時に測定した EPS 各部の振動加速度と事前に測定したイナータンスを用いて図 2 (c) に示すように Blocked force を同定した。そして伝達経路解析¹⁾(Transfer Path Analysis, 以下、TPA)の定式化を用いて車両走行時のラトル音を推定し、測定した場合と比較した。推定したラトル音の騒音レベルは測定した場合よりも大きくなったが、騒音レベルの時間波形は概ね一致したことから推定手法の妥当性を検証できたと考えられる。一方、EPS の単体試験で Blocked force を求める場



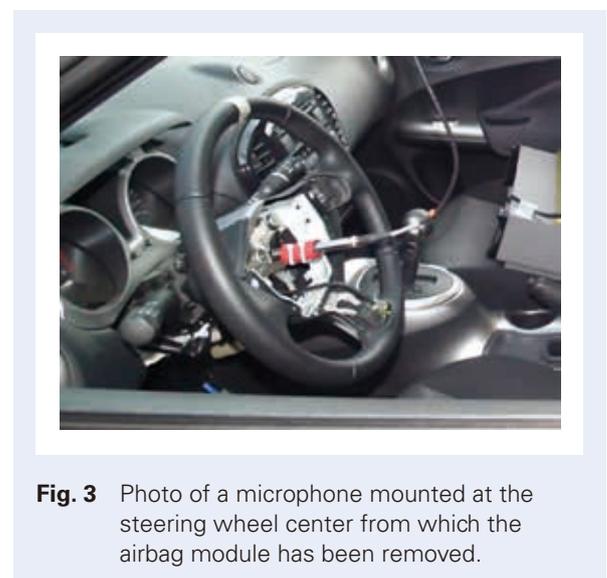
合では、**図 2** (d) に示すように EPS の単体試験において車両走行時におけるタイロッドの軸方向振動加速度を再現するよう加振器で外力を与えて EPS 各部の振動加速度を測定した。タイロッド軸方向振動加速度の再現精度が高くなかったため、推定したラトル音の時間波形やスペクトル形状は測定した場合とは異なったが、騒音レベルの平均値は同等であったことから、推定手法を定量的に検証できたと考えられる。次章以降でこれらの検証実験の詳細について述べる。

ることは難しい。しかし、ラトル音を機械的かつ定量的に評価するためには、ラトル音成分の抽出が不可欠である。そこでマイクロホンの設置位置について試行錯誤したところ、**図 3** に示すように、エアバッグモジュールを取り除いたハンドルの中心近傍にマイクロホンを設置することにより、ラトル音成分の S/N 比が向上することが分かった。**図 4** (a) は、このように測定した音圧を STFT によって分析した結果である。

2. ラトル音の特徴と測定方法および発生メカニズムの考察

2.1 ラトル音の特徴と測定方法および車両走行試験の条件

EPS のラトル音は、部品間の衝突により発生する騒音であり、凹凸のある悪路を走行するときに発生する。ラトル音の騒音レベルは EPS に要求される性能の一つであり、通常、その最終検査は車両の走行試験におけるテストドライバーの官能評価によって行われる。この際、テストドライバーは EPS のラトル音をタイヤやエンジン等の他のノイズと聞き分けることができるが、ラトル音の騒音レベルは他のノイズと比べて非常に小さいため、ドライバー耳位置に設置したマイクロホンで測定した音圧からラトル音成分を抽出す



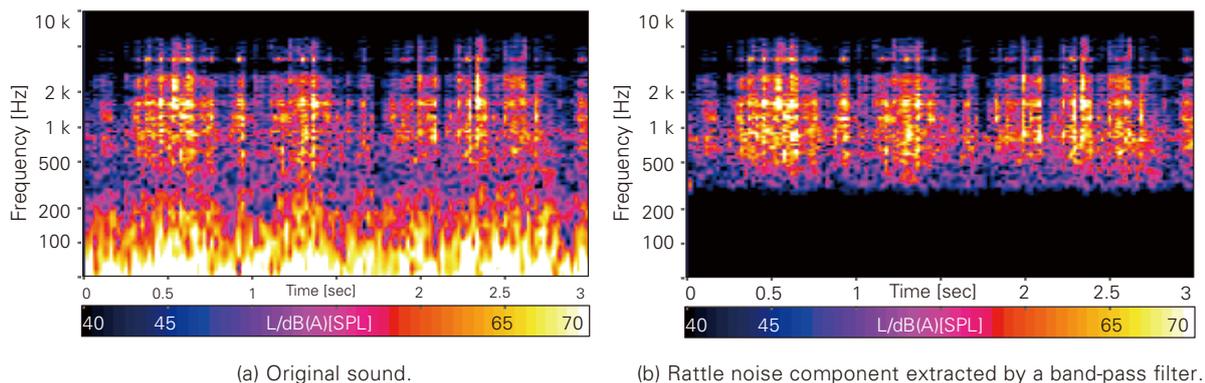


Fig. 4 Time-frequency spectra of the sound pressure measured by a microphone at the steering wheel center under a vehicle running test on the cobble road at 15 km/h.

横軸は時間、縦軸は周波数、色は騒音レベルの大きさをそれぞれ示す。ラトル音は主に高周波帯域に分布しており、**図 4 (b)** に示すように 300 ~ 5 000 Hz のバンドパスフィルタにより高周波帯域を抽出すると、聴感上、ラトル音成分の打音のみが聞こえる。そこで本研究では、**図 3** のように設置したマイクロホンで測定した音圧から、300 ~ 5 000 Hz の帯域をバンドパスフィルタと A 特性のフィルタで抽出した信号をラトル音成分として評価することにした。したがってこのラトル音は、EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的となるが、車体から放射される固体伝ば音も僅かに含むことになる。また、ラトル音を測定する車両走行試験は全て Ford Lommel Proving Ground (<https://www.fordlpg.com/en/>) の玉石路 (丸みを帯びた多数の石が不規則に埋め込まれた凹凸のあるテストコース) においてラトル音が最も聞こえる車速 15 km/h で実施することにした。

2.2 ラトル音の発生メカニズムと EPS 単体試験機における加振の方法

本報で対象とするコラム式 EPS では、ハンドルから入力された操舵力がウォームホイールによって減速されたモータにアシストされ、中間軸やラックアンドピニオンを経由してタイヤに伝達される。しかし、凹凸のある悪路を車両が走行するときは、タイヤからの逆入力荷重が各機構に伝達され、**図 5** に示す各部品間での衝突によりラトル音が発生する。したがって、EPS の単体試験ではラトル音の直接的な原因である部品間の衝突を再現する必要がある。部品間の衝突はタイヤからの逆入力荷重により発生するが、その逆入力荷重の代替として、ラトル音発生時における中間軸

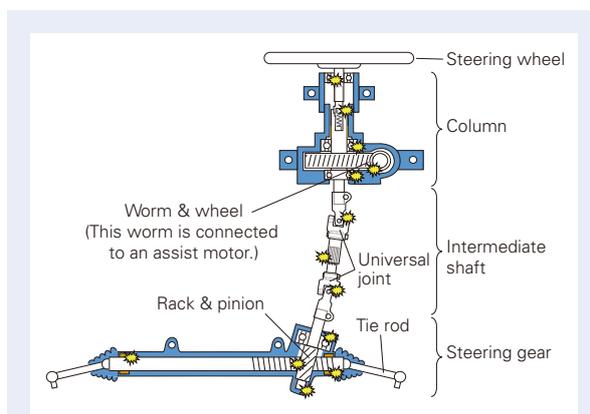


Fig. 5 Schematic view of a column type EPS in which yellow marks indicate potential sources of rattle impacts.

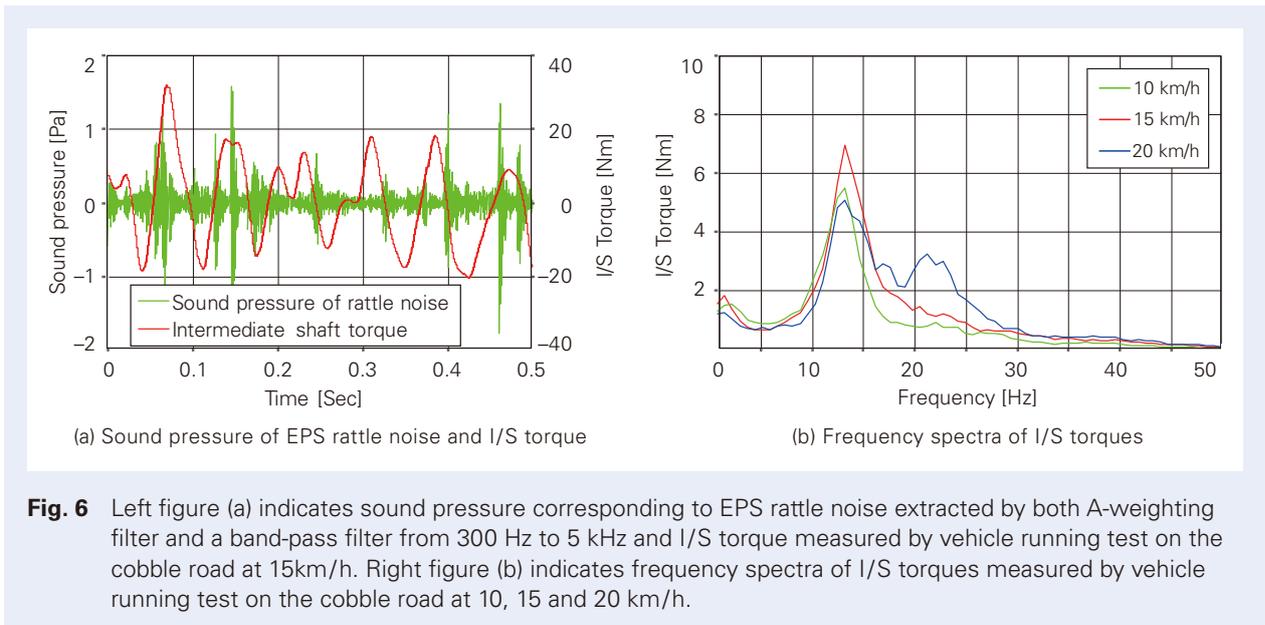


Fig. 6 Left figure (a) indicates sound pressure corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz and I/S torque measured by vehicle running test on the cobble road at 15km/h. Right figure (b) indicates frequency spectra of I/S torques measured by vehicle running test on the cobble road at 10, 15 and 20 km/h.

のトルクを測定した。図 6 (a) はその測定結果であるが、ラトル音は中間軸トルクが反転する瞬間や大きくなる瞬間に発生していることがわかる。また図 6 (b) は車速を変化させて測定した中間軸トルクの周波数分析結果であるが、支配的な 13 Hz 近傍のピークは車速によって周波数が変化しないことからシャシー系の固有振動数であると考えられる。したがって、ラトル音の発生メカニズムとしては、タイヤからの逆入力荷重によって低周波共振(約 13 Hz)が発生し、その結果、部品間の衝突による高周波振動(300 ~ 5 000 Hz)が各部位に伝達され、ハンドルなど平面を含む部位から音が放射されると考えられる。低周波共振によるタイヤの運動は鉛直方向と舵角方向があるが、付録に示す車両加振試験により、舵角方向がラトル音に対して支配的である。なお、玉石路の走行時は直進でもハンドルを手で固定できないほど逆入力荷重が大きいことから、丸みを帯びた石に対してタイヤが斜めに乗り上げることがタイヤの舵角方向運動の原因と考えられる。そこで EPS の単体試験機では、ラトル音の間接的な原因である低周波共振として、タイロッドを低周波で軸方向に加振して部品間の衝突を再現することにした。なお加振周波数は 100 Hz 以下としたため、ラトル音の周波数帯域 (300 ~ 5 000 Hz) とは重ならず、加振器による強制振動は問題とならない。

3. 車両の走行試験により Blocked force を同定する場合の検証

3.1 ラトル音を推定する TPA モデル

図 2 で示したように、本研究では Blocked force と車両の音響感度関数を TPA の入力として車両走行時のラトル音を推定する。そこで本節では、Blocked force を車両の走行試験により同定する方法や車両の音響感度関数の測定方法、必要となるセンサの位置や取り付け方法などについて述べる。

本研究では EPS を加振源システムとしているため、EPS の結合部を完全拘束する場合に必要な力が Blocked force であり、In-situ blocked force 法により EPS を含む車両全体の走行試験で測定した振動から Blocked force を同定する。具体的には、式(1)に示す逆行列法で Blocked force を算出する¹¹⁾。

$$\{f_{bl}\} = [G]^+ \{A\} \quad (1)$$

ここで $\{A\}$ は車両走行時における参照点の振動加速度、 $[G]$ は EPS の結合部から参照点までのイナータンス行列、 $+$ は擬似逆行列を示す。なお、イナータンスは周波数スペクトルであるが振動加速度は時間波形で取り扱うことにしたため、行列演算はこれらの畳み込みにより時間領域で Blocked force を求める¹³⁾。また、イナータンスの擬似逆行列 $[G]^+$ は前報¹²⁾と同様に周波数毎に式(2)に示す特異値分解を利用して求める。

$$[G]^+ = ([U][S][V]^*)^+ = \left([U] \begin{bmatrix} \sigma_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \sigma_2 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \sigma_N \\ 0 & & & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} [V]^* \right)^+ = [V] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & \vdots & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_N & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [U]^* \quad (2)$$

EPSの結合部は図7に緑丸で示す6箇所(コラム4箇所, ステアリングギヤ2箇所)とし, 参照点はこれらEPSの結合部に加え図7に赤丸で示す7箇所(ステアリングギヤを固定するサブフレームと車体の結合部4箇所とEPS上の3箇所)とした。これは, 逆行列法による力の同定において, 結合部近傍に加えその結合部と同数以上の位置を参照点とすることにより同定誤差を低減できる⁹⁾ためである。両端のタイロッドエンドもEPSの結合部であるが, 本研究ではタイロッドエンドのBlocked forceを考慮しないことにした。これは, タイロッドエンドはターゲット音圧を測定するハンドル中心から遠く影響が小さいと考えられるためと, 後述するEPS単体試験機ではタイロッドエンドの一方を自由端とすることによりBlocked forceの同定が困難となったためである。ところで, 前報¹¹⁾で述べたように, EPSの実稼動状態(車両全体の走行状態)と等価加振状態(EPSの結合部にBlocked forceを与えた状態)における振動挙動が一致するのは受動システム(EPS以外の車体構造)であり, 加振源システム(EPS)ではない。したがって, 本来, 参照点はEPS上ではなく, EPS以外の車体構造上に配置すべきである。しかし本研究では, 振動レベルが大きい固有振動数において, 実稼動状態と等価加振状態における加振源システムの振動挙動は近似的に等しいと考えているため, 加振源システム(EPS)上にも参照点を配置することにした。

Blocked forceと参照点の振動は, それぞれ一箇所につき図7に示すXYZの直交3方向を考慮することにした。したがって, Blocked forceの数は $6 \times 3 = 18$, 参照点の振動の数は $(6 + 7) \times 3 = 39$, インナータンスの数は $18 \times 39 = 702$ となる。インナータンスの測定にはEPSの結合部をXYZの直交3方向にインパルス加振することが必要となるが, 図8に示すように鉛直方向と水平方向に平面をもつアルミ片をEPSの結合部近傍に取り付け, これを加振点とした。

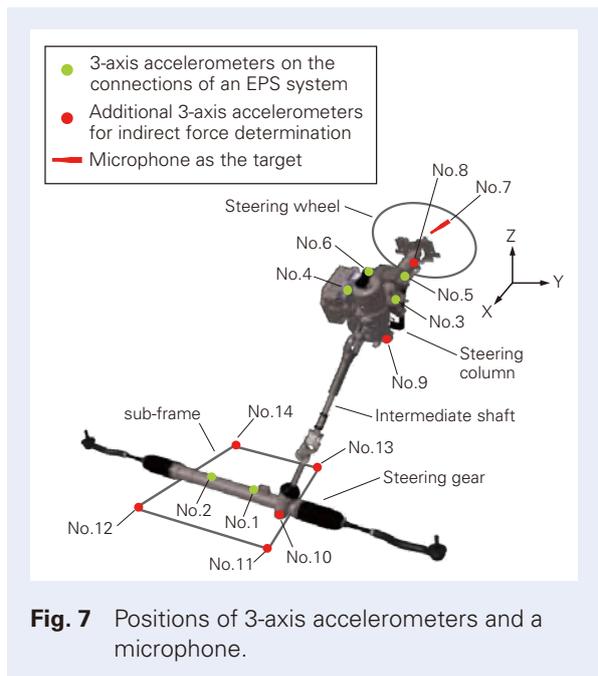


Fig. 7 Positions of 3-axis accelerometers and a microphone.

ただし、図 8 (b) に示すステアリングギヤハウジング結合部の -X 方向（車両後方）については、ラトル音が分布する高周波帯域までの加振ができなかったため、代替として近傍のサブフレームを加振した。なお、EPS のようなガタを含む振動系では、加振器によるランダム加振と平均化によって音響感度関数を求めるべきである。しかしながら、EPS の各結合部近傍は非常にスペースが小さく、一般的な加振器を設置することができない。そこで本研究では、加振方法による誤差が生じることを許容した上で、小さなスペースでも比較的簡便に音響感度関数を求められるインパルス加振を採用することにした。参照点の振動については、図 8 と図 9 に示すよう 3 軸の加速度センサで測定し、

センサの取付け位置に水平方向や鉛直方向の平面が無い部位の場合はアルミ片を挟んでセンサの 3 軸の向きを XYZ と一致させた。図 10 と図 11 は以上のようにして測定したイナータンスと振動であり、これらを入力として式 (1) により算出した Blocked force の一つが図 12 である。なお、図 10 には加振力と同位置で同方向の加振点イナータンス(図 10 (a))に加え、加振点から離れた位置のイナータンス(図 10 (b))も示した。それぞれのコヒーレンスより、加振点近傍のイナータンスは精度良く求められているが、加振点から離れた位置のイナータンスは特に高周波の測定誤差が大きいことがわかる。

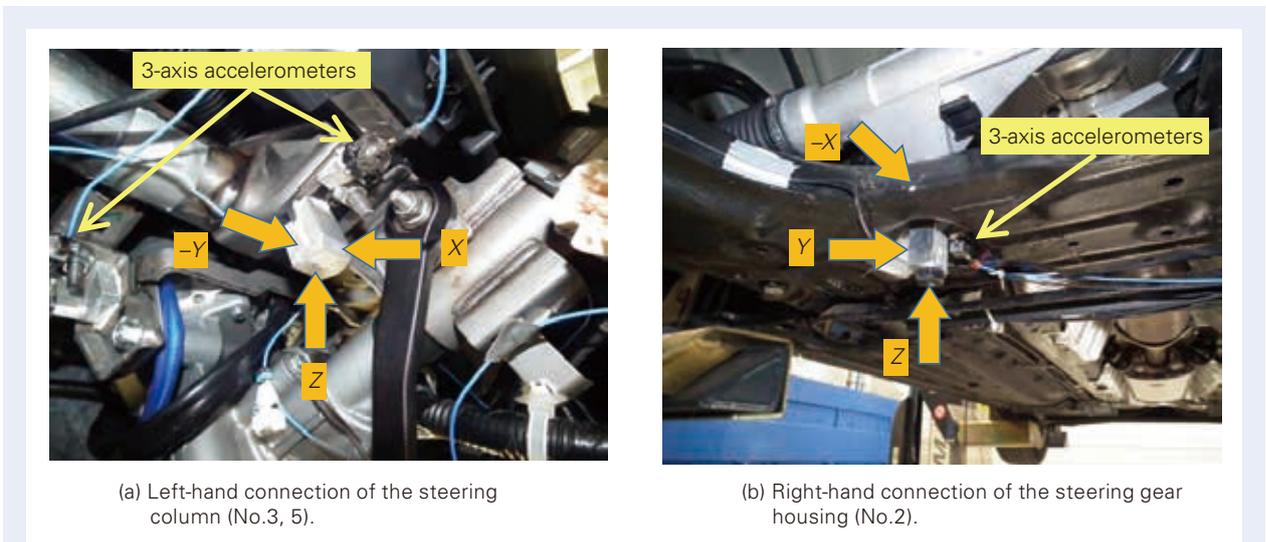


Fig. 8 Photos of accelerometers on the connections of an EPS system in which hammering points are illustrated.

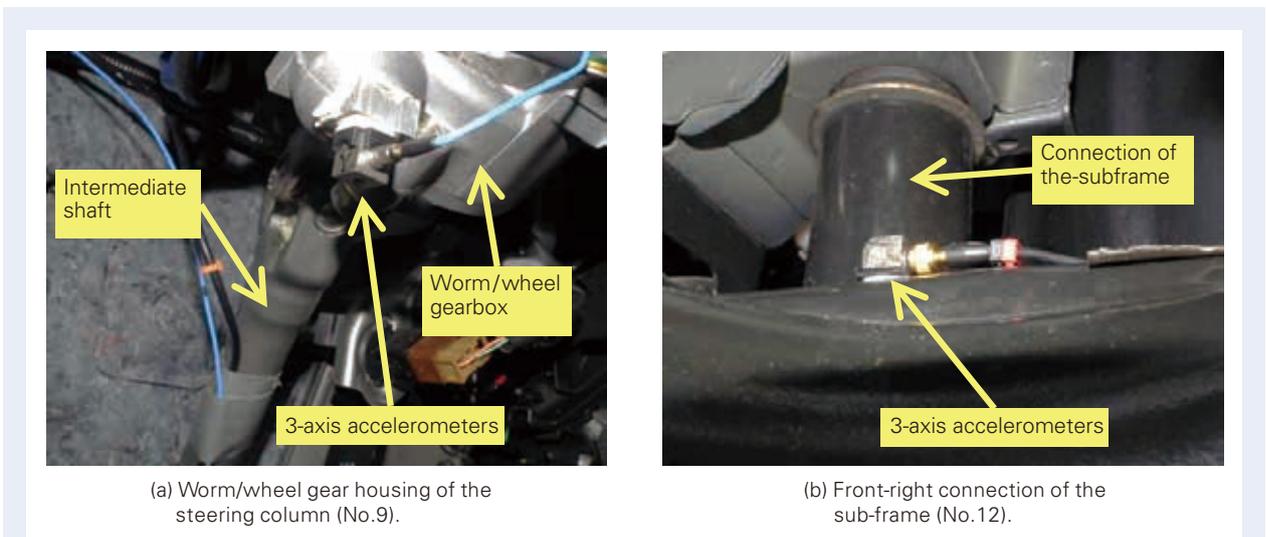
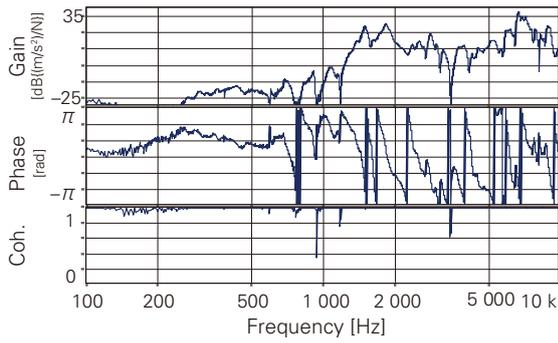
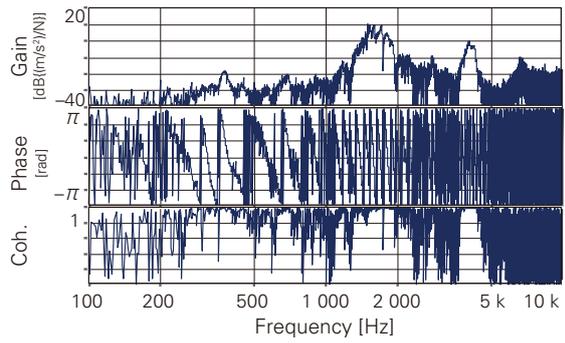


Fig. 9 Photos of additional 3-axis accelerometers.



(a) Response at the accelerometer No.6 in the X direction.



(b) Response at the accelerometer No.10 in the X direction.

Fig. 10 Measured inertances and their coherences whose impact position is near the accelerometer No.6 in the X direction.

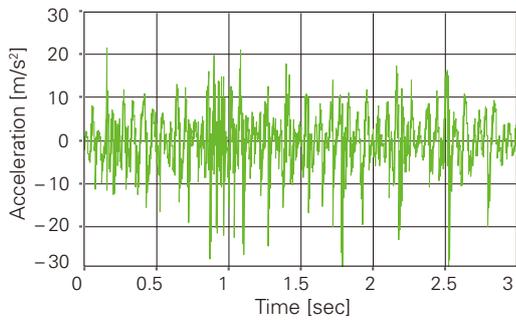


Fig. 11 Measured acceleration using the accelerometer No.6 in the X direction by vehicle running test on the cobble road at 15 km/h.

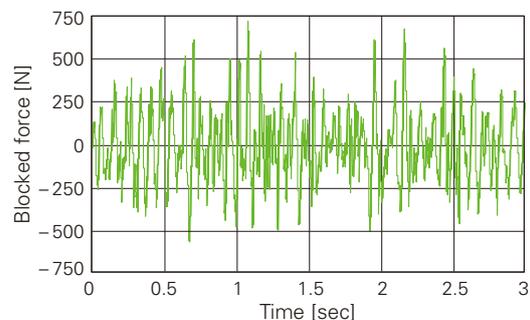


Fig. 12 Blocked force at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in X the direction identified by means of inverse matrix method using the measured inertances and accelerations.

車両の音響感度関数は Blocked force とターゲット音圧の伝達関数であり、前述のイナータンスと同様に EPS 各結合部のインパルス加振によって求められる。そこで参照点の振動と同時にハンドル中心近傍に設置したマイクロホンで音圧を測定して合計 18 の音響感度関数を求めた。図 13 はコラム右上の結合部 (No.6) を X 方向に加振した場合を示すが、コヒーレンスは高いことがわかる。また図 14 は、No.6 の X 方向加振を含め、全ての場合におけるインパルス加振力を周波数分析した結果と音響感度関数のコヒーレンスを示す。No.6 の X 方向では固有振動数の影響で高周波帯域まで加振できていないがコヒーレンスは高く、逆に高周波帯域まで加振できているもののコヒーレンスが低い場合もあることがわかる。

つぎに、求めた Blocked force と音響感度関数を TPA の入力としてラトル音を推定する。Blocked force は時間波形であるが、音響感度関数は周波数スペクトルであるため、これらの畳み込みとして時間領域で音圧を計算し、さらに前章で述べたフィルタを適用することによりラトル音の成分を抽出する。なお図 10 と図 13 に示すように、高周波帯域では、イナータンスや音響感度関数のコヒーレンスが低いため、高周波帯域の推定精度が低くなると考えられる。ところで、本研究ではハンドルを EPS の一部として考えることにしたため、ハンドルとコラムシャフトの結合部における Blocked force を考えていない。このためターゲット音圧は、固体伝ば音ではなく、EPS から直接放射される空気伝ば音が支配的として扱われることになる。

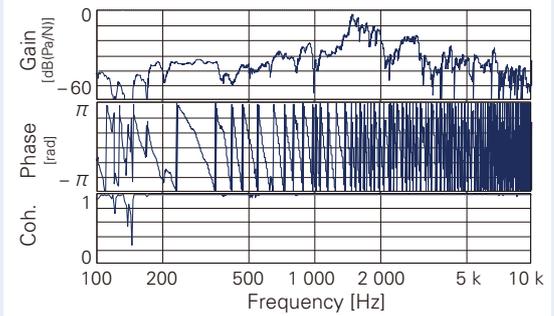


Fig. 13 Measured vibro-acoustic transfer function and its coherence whose impact position is near the accelerometer No.6 in the X direction and sound pressure is measured by the microphone No.7.

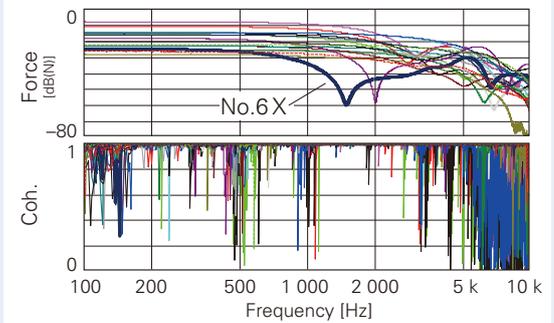


Fig. 14 Upper figure indicates frequency spectra of the all impact forces applied to measure the vibro-acoustic transfer functions and lower figure indicates their coherences.

3.2 検証の手順と結果

検証プロセスの流れを図 15 に示す。まず、静止している車両において EPS の各結合部からターゲットまでの音響感度関数を測定する (ステップ 1) と同時に、EPS の各結合部から各参照点までのイナータンスを測定する (ステップ 2)。つぎに、車両の走行試験で各参照点の振動を測定する (ステップ 3) と同時に、ターゲット音圧を測定する (ステップ 4)。そして測定したイナータンスと振動から Blocked force を算出

し (ステップ 5)、これに音響感度関数を乗じてターゲット音圧を算出する (ステップ 6)。最後に、測定した音圧と算出した音圧それぞれに前述のフィルタを適用してラトル音成分を抽出して比較する。図 16 は測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルと周波数スペクトルを比較した結果であるが、騒音レベルには約 12 dB の差異があり、また周波数スペクトルも異なる結果となった。

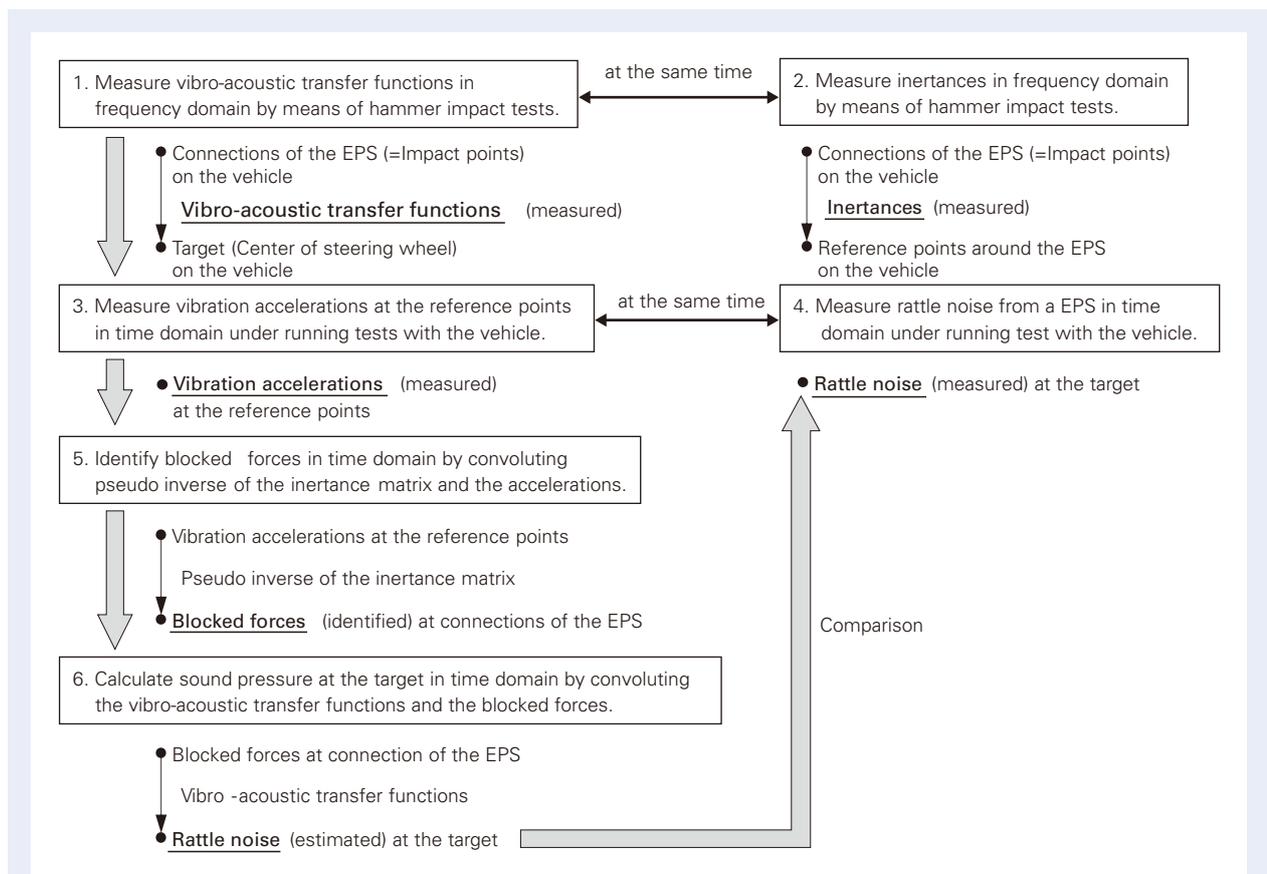


Fig. 15 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by vehicle running test.

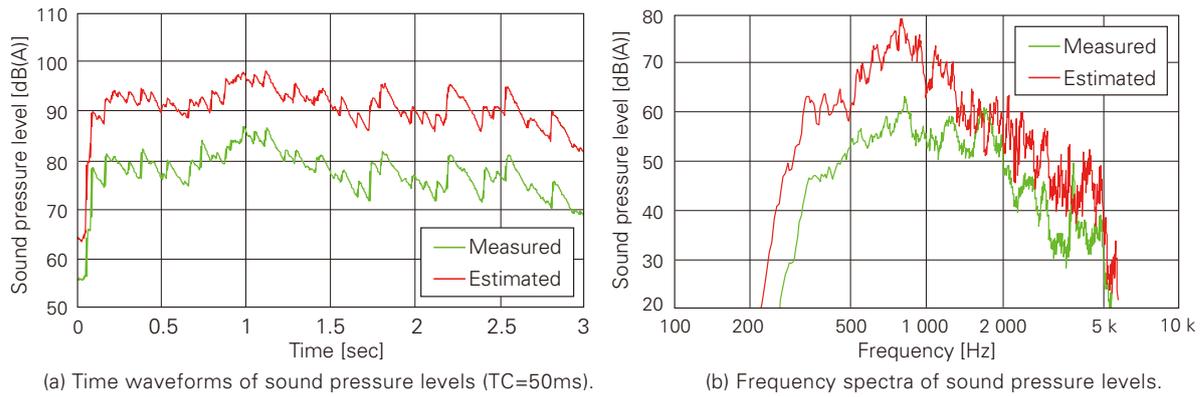


Fig. 16 Measured and estimated sound pressure levels corresponding to EPS rattle noise extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz by vehicle running test on the cobble road at 15 km/h.

3.3 推定誤差低減手法の適用と考察

緒言で述べた通り、本研究で提案する推定手法は近似であるため、**図 16** に示す推定したラトル音と測定したラトル音の騒音レベル差にはその近似の影響が含まれる。前報¹²⁾ で述べた通り、この騒音レベル差は主に Blocked force に含まれる加振源システムの固有振動数で生じており、推定値が真値よりも過大に評価されるが、提案した手法によりこの推定誤差を低減できる。提案した推定誤差低減手法では、イナータンスの擬似逆行列を計算する際に用いる式 (2) の特異値分解において、特異値を小さい方からいくつか無効化

してイナータンスの擬似逆行列を構成する。一般にこの手法は、条件数 (Condition number, 最小特異値に対する最大特異値の比) が過大である場合における数値計算上の誤差を低減するために用いられる⁸⁾ が、前報の通り、提案する推定手法の推定誤差低減にも有効である。なお、無効化する特異値の数は、特異値自乗和の割合による近似指標⁵⁾ が各周波数で一定となるようにする。具体的には、式 (3) に示すように、N 個の特異値を持つイナータンス行列に対し、各周波数に対して共通の閾値 ϕ を用いて M ($< N$) 個の特異値により擬似逆行列を構成する。

$$[G]_{\text{regularized}}^+ = [V] \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \vdots & & 1/\sigma_M & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ \vdots & & & 0 & & \vdots & & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} [U]^*, \quad 1 - \frac{\sum_{r=1}^M \sigma_r^2}{\sum_{r=1}^N \sigma_r^2} \leq \phi < 1 - \frac{\sum_{r=1}^{M-1} \sigma_r^2}{\sum_{r=1}^N \sigma_r^2} \quad (3)$$

式(3)に示す閾値 ϕ を0.03とした場合の擬似逆行列を用いて同定した Blocked force の時間波形を図 17 に、またこれを用いて推定したラトル音の騒音レベルと周波数分析結果を図 18 に示す。閾値の0.03は推定したラトル音の騒音レベルの平均値が測定した場合と一致するように合わせ込んだ値であるが、騒音レベルの平均値だけでなく波形も概ね一致している。したがって、周波数スペクトルでは高周波帯域において相違があるが、前報で提案した推定誤差の低減手法を併用することで、概ね妥当な騒音レベルが推定できると考えられる。

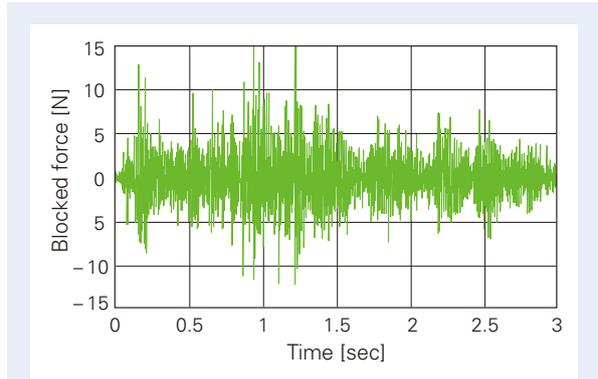


Fig. 17 Blocked force at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in the X direction identified by means of inverse matrix method with the regularization factor $\phi = 0.03$.

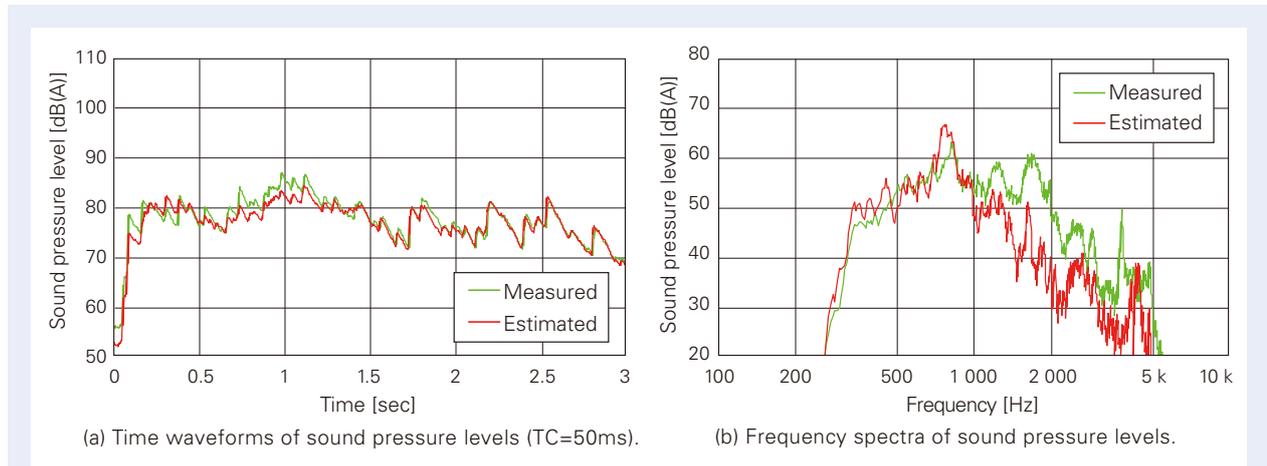


Fig. 18 Measured and estimated sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz by vehicle running test on the cobble road at 15 km/h. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor $\phi = 0.03$.

ところで、**図 19** (a) は小さい特異値を無効化する前後におけるイナータンス行列の条件数を示し、**図 19** (b) はそのときに擬似逆行列を構成した特異値の数を示す。両図には $\phi = 0.03$ の場合に加え、参考として $\phi = 0.001$ の場合も示した。 $\phi = 0.03$ の場合は $\phi = 0.001$ の場合に比べ条件数が小さく、より多くの小さい特異値を無効化しているが、それぞれにおける条件数の絶対値を前報と比較すると、 $\phi = 0.001$ で既に条件数は十分小さく、数値計算上の誤差や提案する手法による推定誤差は低減できていると考えられる。すなわち、 $\phi = 0.001$ から $\phi = 0.03$ まで閾値を大きくすることにより無効化した特異値は、提案する手法による推定誤差の低減ではなく、別の要因を除去する合わせ込みのために必要だったと考えられる。ここで、提案する推定手法を適用する上での前提条件について振り返る。提案する推定手法では、機械装置全体を振動騒音の加振源を含む加振源システムと加振源の力が伝達される側の受動システムの二つに分け、加振源システム固有の Blocked force を間接的に求めて空気伝ば音や固体伝ば音を推定する。本研究の場合、EPS が加振源システムであり、EPS 以外の車体構造が受動システムとなる。ところが、EPS 以外の車体構造にはエンジンなど他の加振源が含まれるため、提

案する推定手法を適用する上での前提条件（受動システムには加振源を含まないこと）を完全には満足していない。このため、**図 7** に示す参照点で測定した振動加速度にはエンジンなど他の加振源の影響が含まれてしまい、またこの振動加速度を入力として逆行列法により同定した Blocked force や推定したターゲット音圧にもその影響が含まれてしまい、これらを除去するために閾値を大きくする必要があったと考えられる。なお、ハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンで測定したターゲット音圧にもエンジンなど他の加振源の影響が含まれているが、これらの影響は前述のバンドパスフィルタにより除去することが可能であった。しかし、**図 7** に示す参照点の振動加速度ではエンジンなど他の加振源の感度が高いため、同バンドパスフィルタではその影響を除去することができなかったと考えられる。また、**図 16** (a) では測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルには 12 dB 程度の一定の差異があったが、 $\phi = 0.001$ の場合には 10 dB 程度の一定の差異となった。したがって、エンジンなど他の加振源の影響が**図 16** (a) における差異の主要因であり、ラトル音と同じ周波数の成分が全ての時刻において概ね一定であったと考えられる。

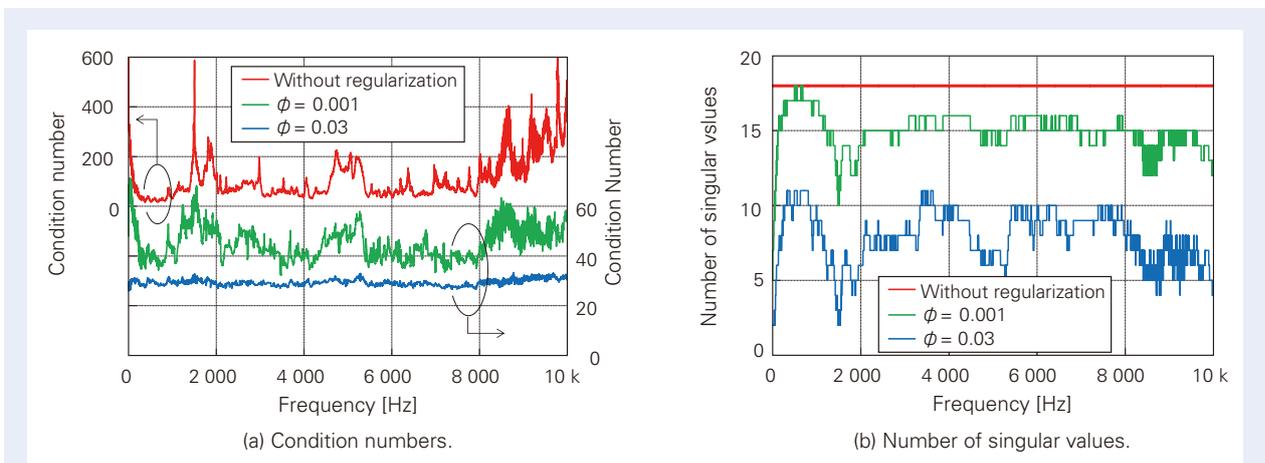


Fig. 19 Condition numbers and number of singular values of the inertance matrices with and without regularization for identifying blocked forces by means of inverse matrix method.

ところで、**図 18** (a) では騒音レベルの時間波形が比較的良く一致しているのに対し、**図 18** (b) では特に高周波帯域において差異が見られる。**図 18** (b) の周波数スペクトルは 3 秒間の平均的な周波数スペクトルなので、0.5 秒間に区切って算出した周波数スペクトルを算出したところ、**図 20** に示す結果となった。前半の**図 20** (a) と**図 20** (b) を比較すると周波数スペクトルの形状が変化しているが、後半の**図 20** (c) と**図 20** (d) は比較的变化が小さいことがわかる。

図 18 (a) において前半よりも後半の時間波形が一致していることから、時間波形が一致するのに周波数スペクトルに差異がある理由は、周波数スペクトル形状の変化が小さいためと考えられる。また、高周波帯域の周波数スペクトルに差異については、**図 13** と**図 14** に示したように、インパルス加振でイナータンスや音響感度関数を求める際、いくつかの部位では高周波帯域でのコヒーレンスが低くなってしまったことが要因の一つと考えられる。

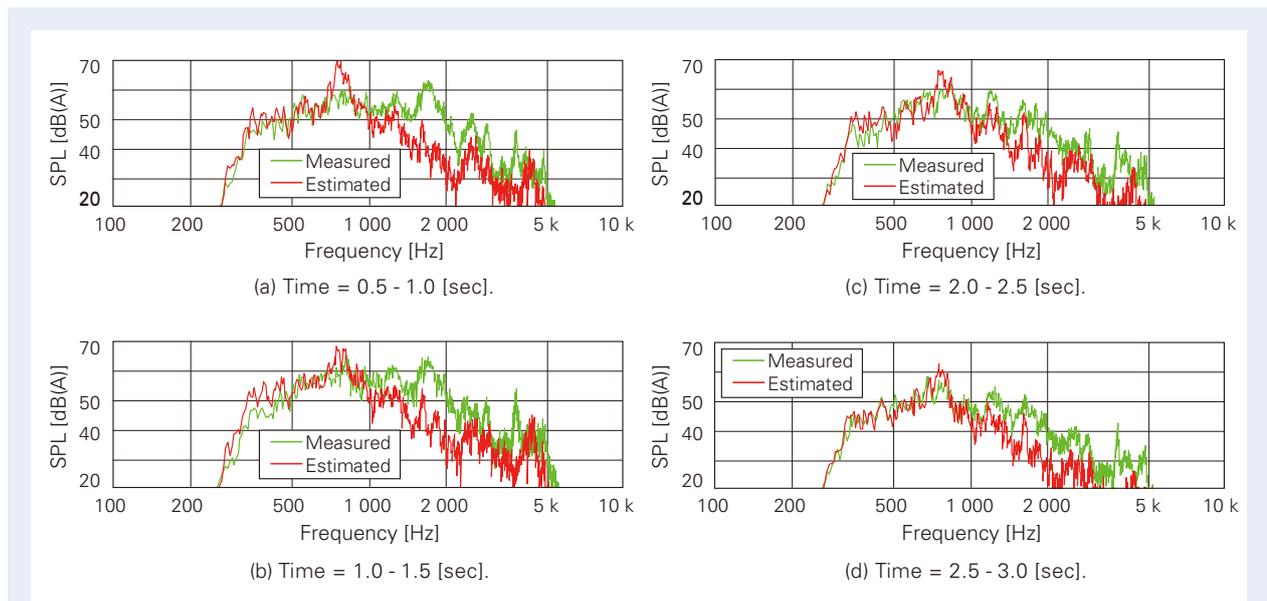


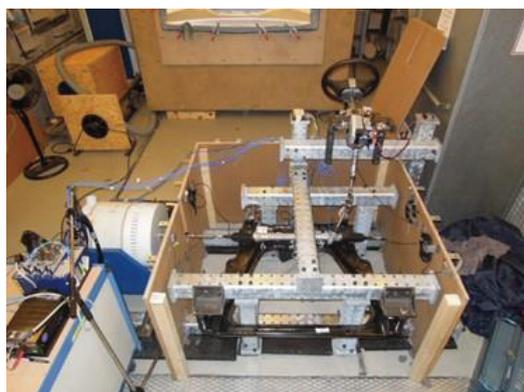
Fig. 20 Frequency spectra of the measured and estimated sound pressure levels which are part of the data in the Fig. 18.

4. EPS の単体試験により Blocked force を同定する場合の検証

4.1 EPS 単体試験機の構成

EPS 単体試験機の外観写真を図 21 (a) に示す. 実際の車両で使用されているサブフレーム(黒色)を流用

し, このサブフレームを介してステアリングギヤハウジングを試験機のメインフレームに固定した. これは試験機と車両の構造と同様にすることで Blocked force の同定精度が向上する⁷⁾ためである. また, コラムについては別途準備した部材を介してメインフ



(a) Overall view.



(b) A microphone at the steering wheel center (No.7).



(c) 3-axis accelerometers on the connections of steering column (No.3, 4, 5, 6).



(d) A 3-axis accelerometer on the right hand connection of steering gear housing (No.2).



(e) An additional 3-axis accelerometer on the front-right connection of sub-frame (No.12).



(f) An additional 3-axis accelerometer on the worm/wheel gear housing of steering column (No.9).

Fig. 21 Photos of the EPS component test bench for evaluating rattle noise.

レーンに固定した。EPS に入力する外力は 2.2 節で述べたように片方のタイロッドの軸方向加振として与え、振動計測する参照点の位置については図 21 (c) (d) (e) (f) に示すように車両の場合と同様とした。但し、図 21 (c) に示すようにコラム結合部のセンサ取付けは鉛直下面側(車両)と上面側(試験機)で異なる。なお、イナータンスは車両の場合と同様にインパルス加振で求める。ところで、図 20 (b) に示すように参考としてハンドルの中心近傍に設置したマイクロホンにより音圧を測定して車両の場合と比較したが、図 1 に示したのはこの結果である。この際、加振器やサブフレームから放射される騒音が大きかったため、ハンドル部を残して試験機全体を木枠で覆っている。

タイロッドの軸方向加振については、車両走行時における振動加速度の大きさを周波数領域上で再現する

ことを試みた。加振器にはストローク上限があるため指令信号の周波数下限は 10 Hz とし、前述のようにラトル音成分の周波数帯域 300 ~ 5 000 Hz と重ならないように周波数上限は 100 Hz とした。図 22 (a) は車両走行時におけるタイロッド軸方向の振動加速度とこれを試験機で再現した場合の比較であるが、支配的な 15 Hz 付近のピークレベルに加え、概ねのスペクトル形状を試験機で再現できていることがわかる。なお加振器には 10 ~ 100 Hz の指令信号を与えたが、結果的には 10 Hz 以下および 100 Hz 以上の振動加速度が生じている。また図 22 (b) は中間軸のトルクを比較した結果であるが、10 Hz 付近に不要なピークがあるものの、それ以外のスペクトル形状は概ね一致していることがわかる。

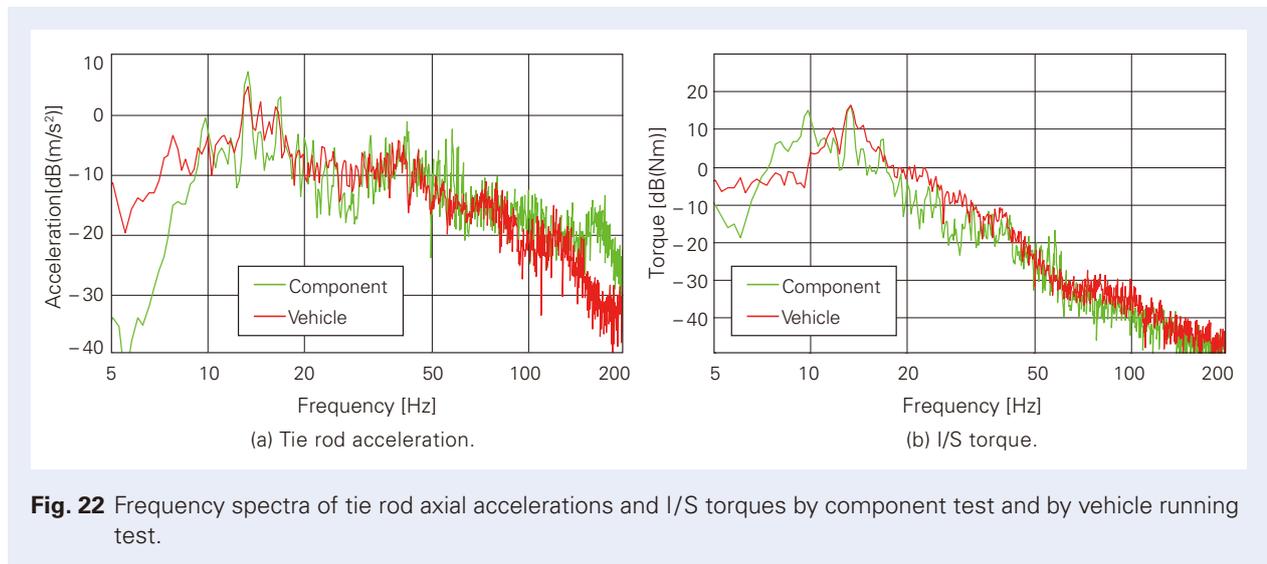


Fig. 22 Frequency spectra of tie rod axial accelerations and I/S torques by component test and by vehicle running test.

4.2 検証の手順と結果および考察

検証プロセスの流れを図 23 に示す。まず、静止している車両において EPS の各結合部からターゲットまでの音響感度関数を測定する (ステップ 1)。つぎに、車両の走行試験でタイロッドの振動加速度を測定する (ステップ 2) と同時に、ターゲット音圧を測定する (ステップ 3)。そして EPS 単体試験機では、まず、EPS の各結合部から参照点までのイナータンスを測定する (ステップ 4)。つぎに、車両の走行試験で測定

したタイロッド振動加速度を試験機で再現し (ステップ 5)、そのときの参照点の振動を測定する (ステップ 6)。さらに、測定したイナータンスと振動から Blocked force を算出し (ステップ 7)、これに音響感度関数を乗じてターゲット音圧を算出する (ステップ 8)。最後に、測定した音圧と算出した音圧それぞれに前述のフィルタを適用してラトル音成分を抽出して比較する。

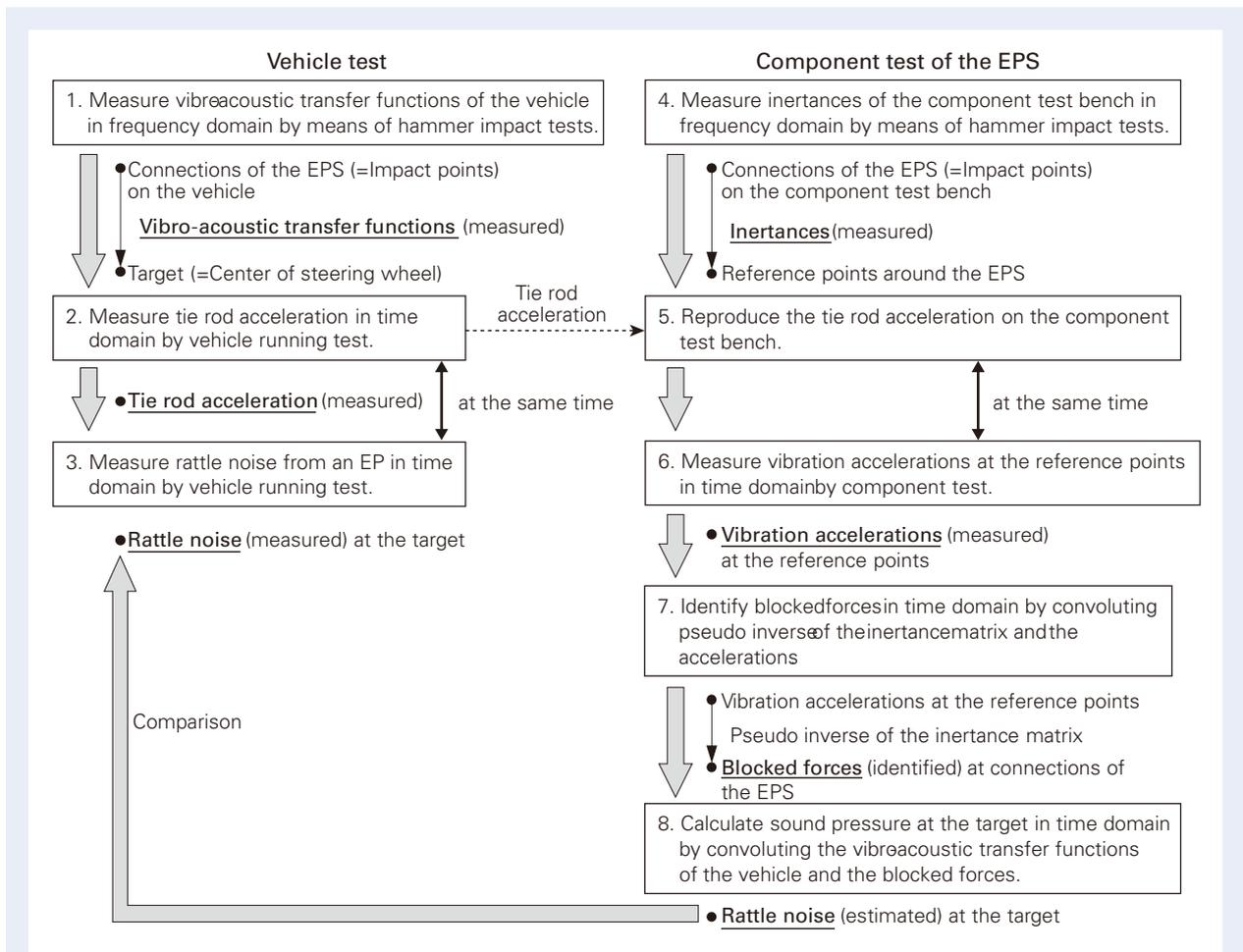


Fig. 23 Experimental verification procedure of the estimation method by application to rattle noise from an EPS. Blocked forces of the EPS are identified by component test.

測定したラトル音と推定したラトル音の騒音レベルと周波数スペクトルを比較した結果を図 24 に示す。前述のように、試験機では車両走行時におけるタイロッドの軸方向加速度の大きさを周波数領域で再現しているが、位相は考慮していないため、図 24 (a) に示す時間領域では騒音レベルの波形は異なる。しかし波形だけでなく、図 24 (a) の凡例に示す騒音レベルの平均値にも 5 dB 程度の差異があり、また図 24 (b) に示すスペクトルにおいても、300 ~ 700 Hz におけるピークの有無などにも差異がある。前述のように、これらの差異の原因として逆行列法における数値計算

上の誤差や提案する手法の推定誤差による影響が考えられるため、これらの推定誤差を低減すべく、3 章での検討を参考に式(3)の閾値 $\phi = 0.001$ としたイナータンスの擬似逆行列を用いてラトル音を推定した。その結果、図 25 (a) の凡例に示すように、推定したラトル音の騒音レベルは 78.2 dB (A) となり、車両走行試験で測定した場合の 78.4 dB (A) と同程度となった。図 25 (b) に示す周波数スペクトルの形状には差異が見られるが、試験機におけるタイロッドの軸方向加速度の再現精度が不十分であることや、前述のように、加振器により求めるべきイナータンスや音響

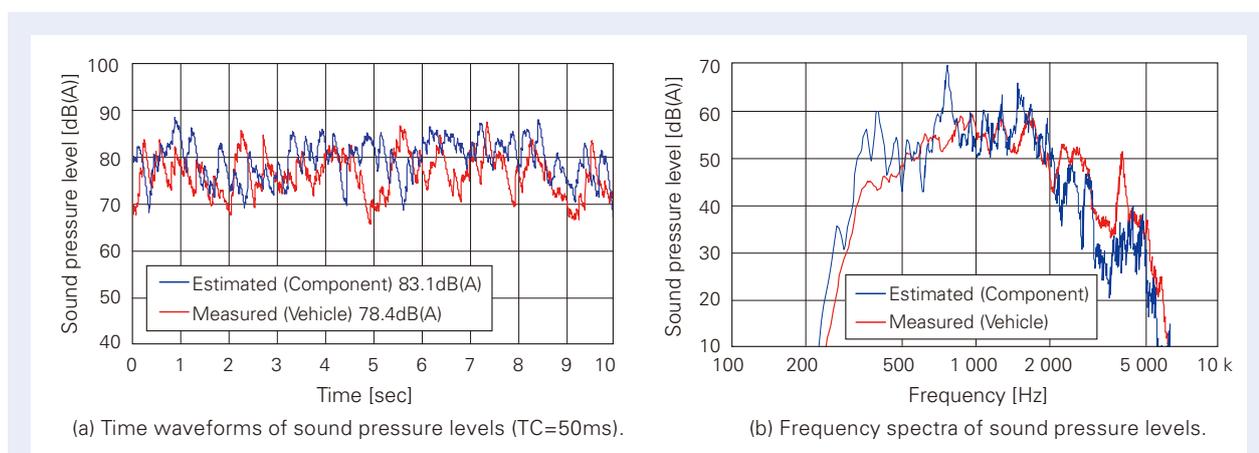


Fig. 24 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz. One is measured by vehicle running test and the other is estimated by component test.

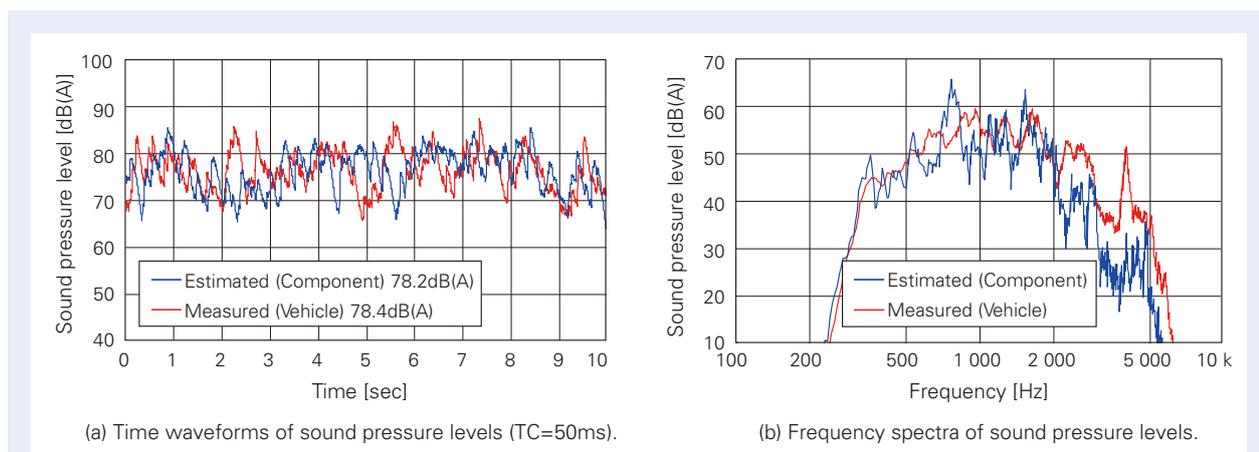


Fig. 25 Sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz. One is measured by vehicle running test and the other is estimated by component test. The inertances used to estimate sound pressure are regularized with the factor $\phi = 0.001$.

感度関数をインパルス加振で求めたことが誤差の要因として考えられる。さらに、**図 26 (a)** は小さい特異値を無効化する前後におけるイナータンス行列の条件数を示し、**図 26 (b)** はこれらの行列を構成した特異値の数を示す。これらを**図 19**の閾値 $\phi = 0.03$ の場合と比較すると、無効化した特異値の数は少なく、条件数の改善による推定誤差の低減のみで、別の要因の除去による合わせ込みは不要であったことが窺える。なお、**図 16**と**図 18**に示す車両走行試験の場合はラトル音の推定に必要な振動測定をラトル音の測定と同時にを行ったため時間波形が一致するかどうかの比較も可能であったが、前述のように試験機では時間波形は一致しない。そこで**図 24 (a)**と**図 25 (a)**では 10 秒間の表示

としてその最大値と最小値も比較したが、**図 25 (a)**ではそれぞれが概ね一致する結果となった。以上より、前報¹²⁾で提案した推定誤差の低減手法を併用することで、EPSの単体試験から車両走行時のラトル音を概ね定量的に推定することが可能と考えられ、提案する推定手法を実験的に検証できたと考えられる。

なお、EPSの単体試験で再現したタイロッドの軸方向振動加速度を測定した車両走行試験では、レコーダーのチャンネル数に限りがあったことから、Blocked forceの同定に必要な各参照点の振動加速度は測定していない。すなわち、**図 16**と**図 18**に示すラトル音の測定値と**図 24**と**図 25**に示す測定値は異なる。しかしながら、**図 27**に示すように、両試験

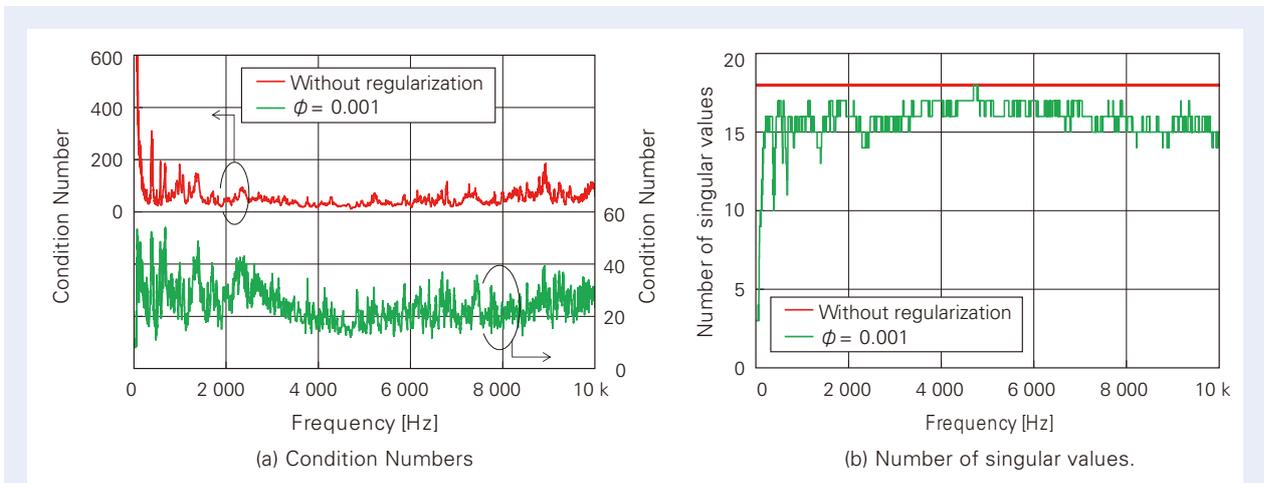


Fig. 26 Condition numbers and number of singular values of the inertia matrices with and without regularization for identifying blocked forces by means of inverse matrix method.

で測定したラトル音の騒音レベル平均値は同等であり、スペクトル形状も概ね一致していることから、タイロッドの軸方向振動加速度も同等と考えられる。緒言で述べた通り、Blocked force は加振源システム固有の値であり、タイロッドの軸方向振動加速度が同等であれば、EPS の単体試験で求めた Blocked force と車両の走行試験で求めた Blocked force は一致するはずである。そこで両者を比較することにした。なお、**図 27**における騒音レベルの時間波形は 10 秒間を示しているが、**図 16**と**図 18**に示すデータは、**図 27**の 3 秒から 6 秒の区間に相当する。

図 28はそれぞれの時間波形と周波数スペクトルを比較した結果である。なお単体試験の Blocked force は式 (3) の閾値 $\phi = 0.001$ として推定誤差を低減した場合であり、車両走行試験の Blocked force は閾値 $\phi = 0.03$ として他の加振源の影響を取り除いた場合である。両者とも最大値は 15 N 程度で同等であり、またスペクトル形状も概ね一致していることから、両試験で同等の Blocked force が同定できたことがわかる。

ところで、EPS の単体試験で測定した騒音レベルは**図 1**に示すように 71.1 dB (A) であった。これを

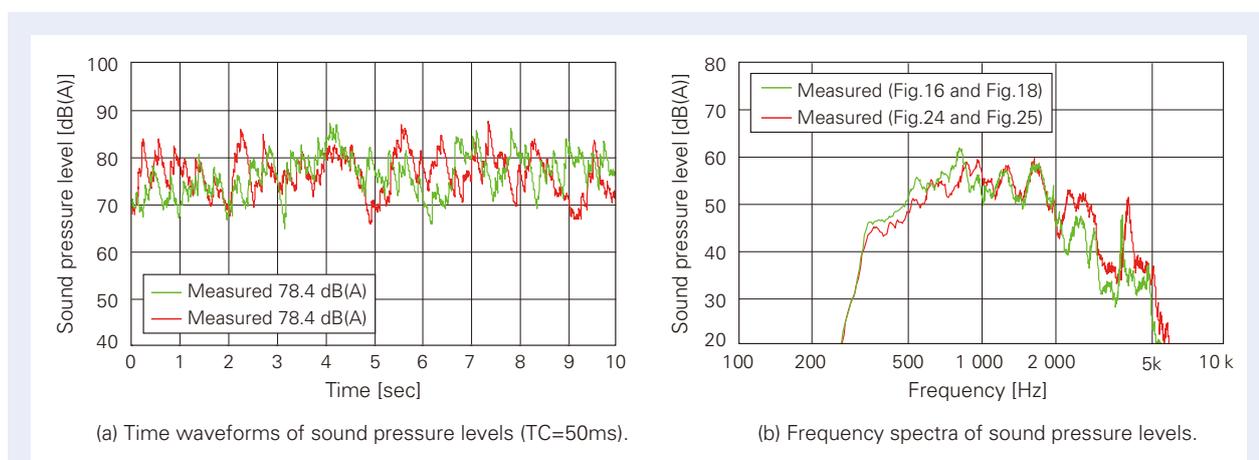


Fig. 27 Measured sound pressure levels corresponding to EPS rattle noises extracted by both A-weighting filter and a band-pass filter from 300 Hz to 5 kHz. One is same with the data shown in figure 16 and 18 although analyzed time is longer than them. The other is same with the data shown in figure 24 and 25.

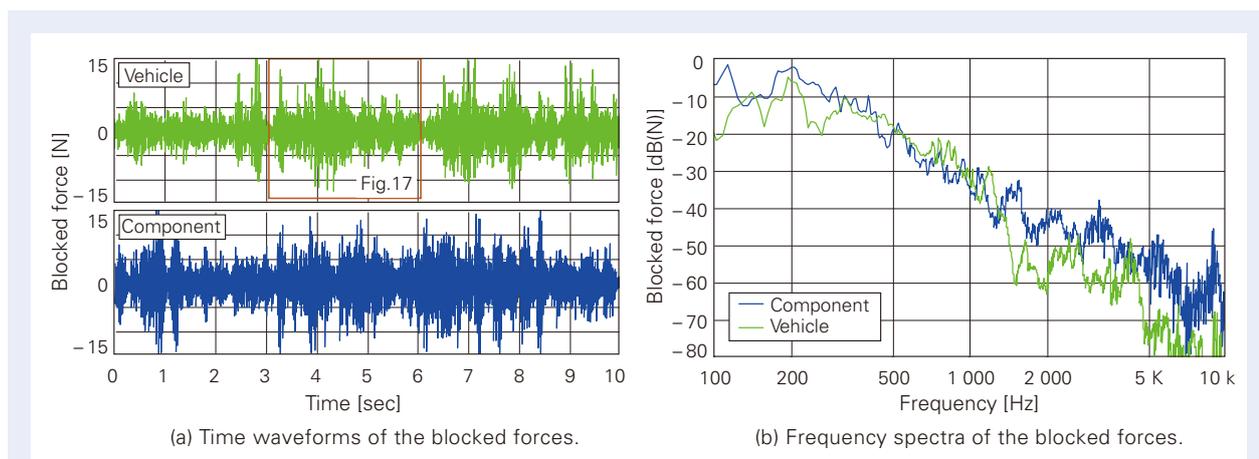


Fig. 28 Blocked forces at the connection of EPS near the accelerometer No.6 in the X direction. One is identified by inverse matrix method with the regularization factor $\phi = 0.03$ and vibrations measured by vehicle running test (same with the Fig. 17). The other is similarly identified with the factor $\phi = 0.001$ and vibrations measured by component test.

車両走行試験で測定した騒音レベルの 78.4 dB (A) と比較するとその差は 7.3 dB である。これに対し提案する手法を用いて単体試験で推定した騒音レベルは 78.2 dB (A) であり、車両走行試験で測定した場合との差は 0.2 dB である。したがって、提案する手法で推定した騒音レベルは単体試験で測定した場合よりも推定精度が向上したことになる。

4.3 EPS 個体差の評価による検証

つぎに、EPS の個体差を評価することにより、提案する推定手法を検証した結果について述べる。図 25 で示した検証では、図 23 に示すように、推定したラトル音の車両走行条件は比較するラトル音の測定におけるそれぞれのものであり、両者の車両走行条件は同一であった。しかし個体差を評価する場合、単体試験では同一の加振条件で評価することができるが、車両の走行試験では不規則な凹凸路を走行するため車両走行条件が毎回異なる。すなわち 2 つの個体に対して同一の車両走行条件で試験を行うことができない。そこで車両の走行試験では、個体 1 つにつき複数回の走行試験を行い、その平均で評価することにした。

ラトル音の騒音レベルが変化するように中間軸のジョイント隙間を故意に変化させた規格外の EPS を 2 つ用い、同一のテストコースで車両走行試験による 10 秒間のラトル音測定を各 5 回行い、それぞれの平均値をまとめた結果を図 29 に示す。なお、図 24 および図 25 で用いた EPS を No.1 とし、ここで測定した 2 つの EPS はそれぞれ No.2 と No.3 とした。図に示すように、測定毎に騒音レベルのばらつきがあるが、5 回の測定の平均は 1.4 dB 異なり、有意差があると考えられる。さらに提案する手法を用いれば車両走行時における騒音レベルを定量的に推定することができると考えられる。つぎに、No.1 の EPS を含め、単体試験により推定したラトル音の騒音レベルを車両走行試験で測定した場合と比較した結果を図 30 に示す。まず気が付くのは、No.2 と No.3 で推定したラトル音の騒音レベルが測定した場合と大きく異なることである。No.2 と No.3 のラトル音推定では No.1 と同一のタイロッド軸方向振動加速度を単体試験で与えたのに対し、No.2 と No.3 のラトル音測定では

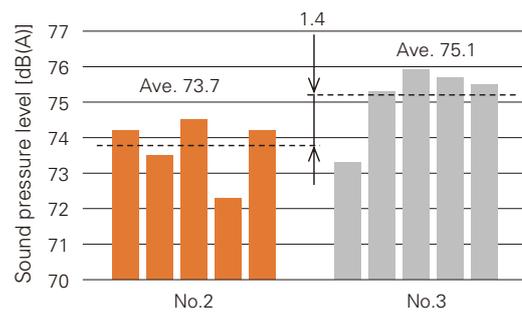


Fig. 29 Sound pressure levels measured by vehicle running tests with the EPS No.2 and No.3. Five measurements were done with each EPS.

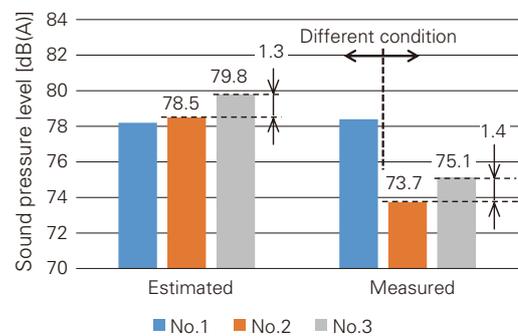


Fig. 30 Left-hand sound pressure levels were estimated by component tests on which tie rod acceleration measured by vehicle running test with the EPS No.1 was reproduced. Right-hand sound pressure levels were measured by vehicle running tests. The test condition used to measure sound pressure level with EPS No.2 is same as that with EPS No.3, but is different from that with EPS No.1.

車両走行条件が No.1 と同一ではないことが原因の一つと考えられるが、その差は図 29 に示す走行毎のばらつきより大きい。なお、No.2 と No.3 は同日に同一のテストコースで測定したのに対し、No.1 は気温や湿度が異なる別の日に行っていた。また、Ford Lommel Proving Ground には同様の玉石路のテストコースが複数あるが、No.1 はそのうちの別のテストコースで測定していた。これらが No.2 と No.3 で推定したラトル音の騒音レベルが測定した場合と大きく異なることに関係していると考えられるが、詳細は不明であり、推定手法の定量的な検証には至っていない。

そこで No.2 と No.3 の個体差を比較すると、単体試験では No.3 で推定したラトル音の騒音レベルが No.2 のそれよりも 1.3 dB 大きいのに対し、車両の走行試験の場合も No.3 で測定したラトル音の騒音レベルが No.2 のそれよりも 1.4 dB 大きい。したがって単体試験から推定したラトル音の個体差は車両走行試験で測定したラトル音の個体差と同等であり、定性的には提案する推定手法の有効性を検証できたと考えられる。

5. 結言

本報では、前報で提案した In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの近似的な推定手法と、その過程で用いる逆行列法において小さい特異値の無効化により推定誤差を低減する手法に対し、固有振動数の成分が支配的と考えられる自動車用電動パワーステアリングシステム (EPS) のラトル音を対象として実験的な検証を試み、以下の結果を得た。

(1) ハンドルを含めた EPS を加振源システムとし、車両の走行試験および EPS の単体試験に In-situ blocked force 法を適用して EPS 固有の Blocked force を同定し、EPS 以外の加振源の影響を取り除いた Blocked force は互いに同程度の値となることを示した。

(2) 車両の走行試験で同定した Blocked force を用い、提案する手法によりラトル音の騒音レベルを推定した。その結果、EPS 以外の加振源の影響を取り除くために小さい特異値を過剰に無効化する必要があったものの、推定した騒音レベルが時間波形も含め測定した場合と良く一致したことから、提案する手法により固有振動数の成分が支配的な空気伝ば音を含む騒音レベルを高精度に予測できることを示した。

(3) EPS の単体試験で同定した Blocked force を用い、提案する手法によりラトル音の騒音レベルを推定した。その結果、推定した騒音レベルが測定した場合と概ね一致したことから、提案する手法により固有振動数の成分が支配的な空気伝ば音を含む騒音レベルを高精度に予測できることを示した。

(4) 2 つの EPS 個体に対し、車両走行試験 5 回で平均したラトル音の騒音レベルの大小関係が単体試験で推定した場合と定性的に一致したことから、EPS 個体差がラトル音に及ぼす影響を提案する手法で評価できる可能性があることを示した。

謝辞

本報は Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen と日本精工株式会社の共同研究で得られた成果である。ここに記して両社に謝意を表す。

付録

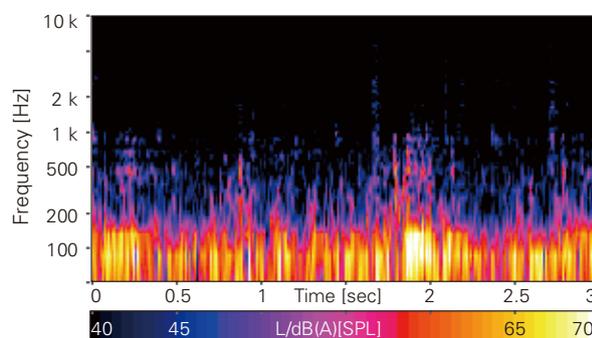
車両加振試験による EPS 単体試験機の加振方法に対する検討

EPS の直接的な加振源は部品間の衝突であるが、これを EPS の単体試験で再現するためにはシャシー系の低周波共振を再現する必要がある。低周波共振はタイヤの鉛直方向や舵角方向の運動に起因していると考えられるが、どちらの方向がラトル音に対して影響が大きいかを調べるため、それぞれの方向を単独で加振する車両加振試験を行った。図 A1 (a) に示す鉛直方向加振では車両走行時におけるナックルの鉛直方向

振動加速度を左右同時に再現し、図 A2 (a) に示す舵角方向の加振では片輪の加振により反対側のナックルの水平方向振動加速度を再現した。STFT による分析結果を比較すると、図 A1 (b) に示す鉛直方向の加振ではラトル音の特徴である高周波の打音が現れていないが、図 A2 (b) に示す舵角方向の加振ではそれが現れている。また、聴感上も舵角方向の加振のみでラトル音を確認することができた。したがって、舵角方向のタイヤ運動がラトル音に対して支配的であると考えられる。そこで EPS の単体試験機では簡易的にタイロッドの軸方向のみを加振することにした。



(a) Photo of the vibration test.

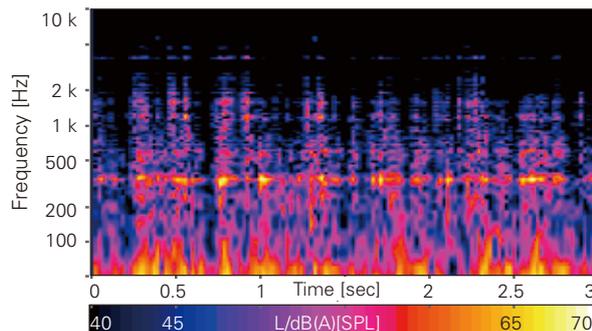


(b) Time-frequency spectrum of the sound pressure

Fig. A1 Vibration test of a vehicle under the condition that front wheels are excited in the vertical direction.



(a) Photo of the vibration test.



(b) Time-frequency spectrum of the sound pressure

Fig. A2 Vibration test of a vehicle under the condition that front wheels are excited in the steering direction.

参考文献

- 1) Auweraer, H.V., Mas, P., Dom, S., Vecchio, A., Janssens, K. and Ponsele, P.V., "Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis", SAE Technical paper, 2007-01-2352 (2007).
- 2) Elliott, A.S. and Moorhouse, A.T., "Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ", Proceedings of Acoustics 2008 Paris (2008), pp.1477-1482.
- 3) Elliott, A.S., Moorehouse, A.T., Huntley, T. and Tate, S., "In-situ source path contribution analysis of structure borne road noise", Journal of Sound and Vibration, Vol.332 (2013), pp.6276-6295.
- 4) Gardonio, P. and Brennan, M.J., "Mobility and impedance methods in structural dynamics", Advanced application in acoustics, noise and vibration (2004), pp.389-447.
- 5) Greenacre, M.J., "Singular value decomposition (SVD) and multidimensional analysis", Theory and applications of correspondence analysis, Academic Press (1984), p.344.
- 6) Klerk, D. and Rixen, D.J., "Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.24 (2010), pp.1693-1710.
- 7) Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., "Validation of the blocked force method for various boundary conditions for automotive source characterization", Applied Acoustics, Vol.102 (2016), pp.108-119.
- 8) Martens, T. and Wyckaert, K., "Matrix inversion technology for vibro-acoustic modeling applications: practical examples of measurement noise reduction by SVD", Proceedings of ISMA 23 (1998).
- 9) Mas, P., Sas, P. and Wyckaert, K., "Indirect force identification based upon impedance matrix inversion: A study on statistical and deterministical accuracy", Proceedings of ISMA19 (1994), pp.1049-1065.
- 10) Moorhouse, A.T., Elliott, A.S. and Evans, T.A., "In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources", Journal of Sound and Vibration, Vol.325 (2009), pp.679-685.
- 11) 佐藤佳宏朗, 岩附信行. "In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定 (近似推定手法の提案と簡易モデルによる検証)", 日本機械学会論文集, Vol.84, No.865 (2018). DOI:10.1299/transjsme.18-00049.
- 12) 佐藤佳宏朗, 村上賢吾, 岩附信行. "In-situ blocked force 法による空気伝ば音を含む騒音レベルの推定(第2報, 片持ち矩形平板の放射音解析による推定手法の検証と推定誤差低減手法の提案)", 日本機械学会論文集, Vol.86, No.882 (2020). DOI:10.1299/transjsme.19-00348.
- 13) Shiozaki, H., Geluk, T., Daenen, F., Iwanaga, Y. and Herbruggen, J.V., "Time-domain transfer path analysis for transient phenomena applied to tip-in/tip-out (shock & jerk)", SAE Technical paper, 2012-01-1545 (2012).

樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂 保持器のウエルド強度向上

倉本 吉和*, 平本 隆之*, 相原 成明*, 横山 景介**



倉本 吉和



平本 隆之

Enhancement of Weldline Strength by Applying Reservoir to Plastic Cage of Rolling Bearing

Y. Kuramoto, T. Hiramoto, N. Aihara, K. Yokoyama



相原 成明



横山 景介

In order to enhance the weldline strength of the plastic cage for the rolling bearings, the specification of the reservoir embedded in the cage injection mold was investigated by using the resin flow analysis. In this study, the plastic flow distance on the weldline has been found as the evaluation index for the simulation. With the ring-shaped test pieces, the threshold of the evaluation index was determined by comparing the calculated plastic flow distance on the weldline with the measured weldline strength. It has also been revealed that the weldline strength values of the crown type and the machined type plastic cages are significantly enhanced by applying the threshold to the resin flow analysis.

1. まえがき
2. 樹脂溜まり適用によるウエルド強度向上効果の検証
 - 2.1 実験方法
 - 2.2 実験結果および考察
3. 解析におけるウエルド強度向上効果の確認
4. 冠形保持器への解析の適用
5. もみ抜き形保持器への解析の適用
6. あとがき

1. まえがき

転がり軸受はあらゆる機械部品に組み込まれ、機械の高機能化や省エネルギーに貢献している。従来、転がり軸受の保持器は金属製であったが、軽量である、低騒音である、形状の自由度が大きい、金属摩耗粉が発生せず軸受中のグリースの清浄度を保持し易い等の理由で、近年は保持器の樹脂化が推進されている。一般的に、樹脂材料は金属材料より強度、弾性率で劣るため、樹脂保持器にはガラス繊維や炭素繊維で補強された繊維強化樹脂を用いることが多い。しかし、円環状の樹脂保持器を射出成形で製造する際に形成される樹脂の合流部（ウエルド）では、繊維が円周方向に配向せず、補強効果が発現しない。このような製造上の弱点が保持器の樹脂化を推進する上で課題となっている。したがって、樹脂保持器のウエルド強度を改善、

向上させることが、樹脂保持器の適用範囲拡大に繋がると考える。

ウエルド強度を向上させる手段として、射出成形用金型に樹脂溜まりと呼ばれる構造を設ける手法が知られている。ウエルド周辺の樹脂に樹脂溜まりへ向かう円周方向の流れを発生させることでウエルドの繊維を円周方向に配向させ、ウエルド強度を向上させる効果が期待できる。これまでの研究例として、樹脂溜まりの位置がダンベル試験片のウエルド強度に及ぼす影響の研究¹⁾、樹脂溜まりに設けたコアピンで樹脂を圧縮してウエルド強度向上を図る研究²⁾、などが挙げられる。これらの研究では、ウエルド強度向上効果が実験的に検証されている。しかし、この現象や効果を、解析で再現、検証する研究は行われていない。

* コア技術研究開発センター、第二研究開発室
** コア技術研究開発センター

そこで、本研究では、樹脂流動解析を適用して樹脂溜まりによるウエルド強度向上効果を再現、予測可能であるか確認した。まず、円環試験片を用いて、樹脂溜まりの容量および位置がウエルド強度に及ぼす影響を実験で検証した。次に、円環試験片の樹脂流動解析を行い、実験結果が解析で再現可能かを確認するとともに、樹脂溜まりの容量および位置がウエルド強度に及ぼす影響を解析で表現する指標を定義した。さらに、この指標を冠形およびもみ抜き形保持器に適用して樹脂溜まりの適正な容量、位置を決定できるか確認した。これらの取り組み結果を報告する。

2. 樹脂溜まり適用によるウエルド強度向上効果の検証

2.1 実験方法

実験に用いた円環試験片を図1に示す。大きさは、外径φ66 mm、内径φ58 mm、幅5 mmで、材質はガラス繊維を25 wt%含むポリアミド66である。樹脂溜まりの容量は、円環試験片の容量に対して1.3%、2.1%、4.3%、6.5%の4通り、樹脂溜まりの位置は、ウエルドから0°、30°、60°、135°の4通りとした。円環試験片本体から樹脂溜まりに樹脂を流すための流路は、円環部でウエルドが一旦形成されてから樹脂溜まりに樹脂が流入するように流路サイズを調整した。

強度測定は、万能試験機 AUTOGRAPH AG-X (島津製作所製) を用い、図2に示すように、ウエルドが中央となるように半円状に切断した試験片のウエルドに荷重を負荷して行った。試験片の破断時の荷重を強度とした。



図1 円環試験片
Fig. 1 Ring-shaped test piece



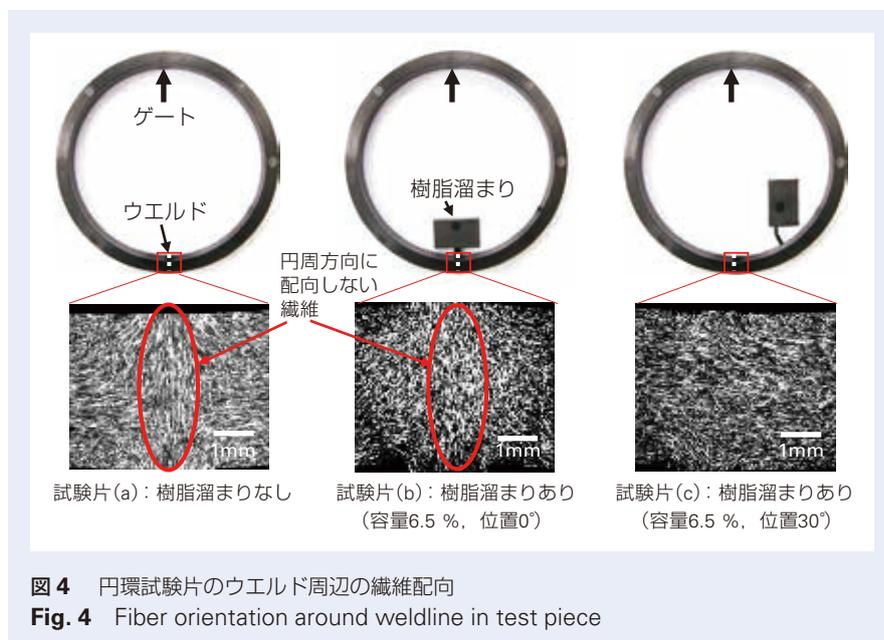
図2 円環試験片の強度測定のための実験装置
Fig. 2 Apparatus for strength measurement of test piece

2.2 実験結果および考察

まず、金型内に樹脂を途中まで充填させたショートショットサンプルで、樹脂の充填挙動を確認した結果を図3に示す。円環部にウエルドが形成されてから、樹脂溜りに樹脂が流入することを確認できた。

次に、樹脂溜りの容量や位置が異なる3種類の試験片について、ウエルド周辺の繊維配向を観察した結果を図4に示す。繊維配向はX線CT装置

TOSCANER-32251 μ hd（東芝ITコントロールシステム製）を用いて観察した。容量6.5%の樹脂溜りを30°の位置に設置した試験片(c)では、ウエルドの繊維が円周方向に配向する観察結果が得られた。一方、樹脂溜りを設けなかった試験片(a)と0°の位置に設置した試験片(b)では、円周方向に配向しない繊維がウエルドに残っている様子が確認された。



樹脂溜まりの容量と位置の組み合わせを変化させたときのウエルド強度測定結果を図5に示す。樹脂溜まりを適用することでウエルドの繊維が円周方向に配向し、ウエルド強度が向上する結果を得た。さらに、ウエルド強度の向上効果には、以下に示す2つの傾向が確認された。

- (1) 樹脂溜まりの容量を大きくするほど、ウエルド強度は向上する。これは、樹脂溜まりの容量を大きくすることで、ウエルド周辺の樹脂の流動時間が長くなり、ウエルドの繊維が円周方向に配向し易くなったためと考える。
- (2) 樹脂溜まりの位置をウエルドに近づけるほど、ウエルド強度は向上する。これは、ゲート（樹脂の注入口）からウエルドを経由して樹脂溜まりに至る経路が短くなることで、ウエルド周辺の樹脂の流量が増し、流速も大きくなって、ウエルドの繊維が円周方向に配向し易くなったためと考える。

ただし、樹脂溜まりの位置を0°、すなわちウエルドと一致させたときは、ウエルド強度の改善はほとんど確認されなかった。この場合は、ウエルド周辺の樹脂が樹脂溜まりに流入してもウエルドの繊維が円周方向に配向するための樹脂流動が生じないため、ウエルド強度向上効果がほとんど得られなかったと考察する。

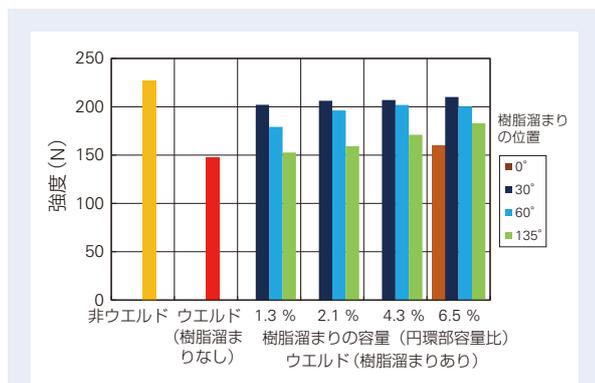


図5 円環試験片の強度
Fig. 5 Test piece strength

3. 解析におけるウエルド強度向上効果の確認

上記実験結果から、ウエルド周辺の樹脂に円周方向の流れを発生させてウエルドの繊維を円周方向に配向させることで、ウエルド強度を向上できることが判明した。この樹脂の流動挙動を樹脂流動解析で再現することに取り組んだ。円環試験片の解析モデルを作成し、樹脂流動解析ソフトウェア 3D TIMON（東レエンジニアリング D ソリューションズ製）を用いて、樹脂の充填挙動を計算した。ウエルド強度の向上効果はウエルド周辺の樹脂の流動時間と流速に依存するという上記実験での考察を解析上で表現するために、樹脂の流動時間と流速の積で定義される樹脂移動量という評価指標を導入した。樹脂移動量は、流路の特定の断面を通過した樹脂の体積をその断面で除して得られる移動距離に相当する量である(図6)。

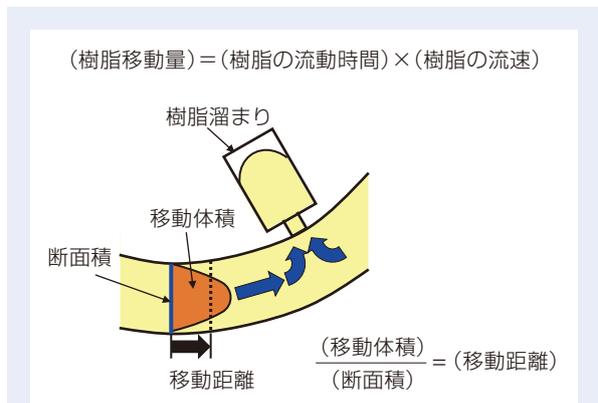


図6 樹脂移動量の定義
Fig. 6 Definition of plastic flow distance

まず、樹脂の充填過程について、実験結果と解析結果の比較を図7に示す。実験結果と同様に、円環部にウエルドが形成されてから、樹脂溜まりに樹脂が流入する計算結果が得られた。

次に、樹脂溜まりの容量や位置が異なる3種類の試験片について、ウエルド周辺の繊維配向を解析した結果を図8に示す。実験における観察結果(図4)と同

様に、容量6.5%の樹脂溜まりを30°の位置に設置した試験片(c)では、ウエルドの繊維が円周方向に配向する解析結果が得られた。一方、樹脂溜まりを設けなかった試験片(a)と0°の位置に設置した試験片(b)では、円周方向に配向しない繊維がウエルドに残っている解析結果が得られた。

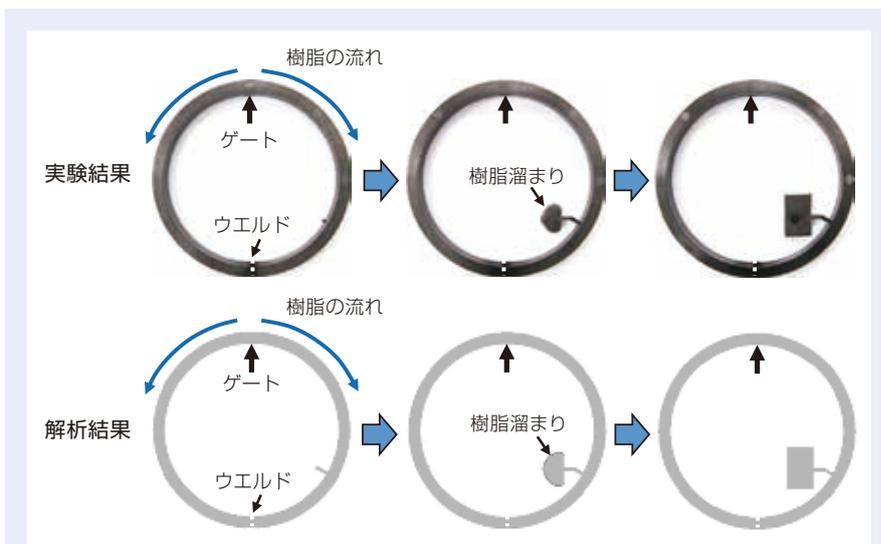


図7 樹脂の充填挙動の実験結果と解析結果の比較
Fig. 7 Comparison of filling behavior between experiment and simulation

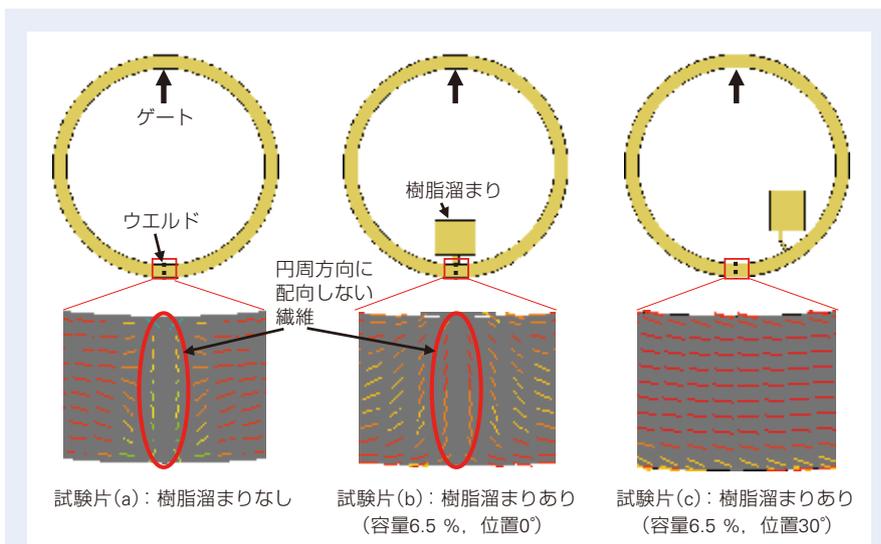


図8 円環試験片のウエルド周辺の繊維配向解析結果
Fig. 8 Simulated fiber orientation around weldline in test piece

さらに、樹脂溜まりの容量を4通り（円環試験片の1.3%、2.1%、4.3%、6.5%）、位置を3通り（ウエルドから30°、60°、135°）として、全ての組み合わせについて樹脂移動量を算出した。その結果を図9に示す。樹脂溜まりの容量が大きく、位置がウエルドに近いほど、樹脂移動量が大きくなるという実験結果と考察に良く一致する計算結果を得た。

このように、解析が実験を良く再現できるという結果を得ることができた。そこで、ウエルドの樹脂移動量とウエルド強度の関係性をさらに詳しく検証した。解析で求めた樹脂移動量と実験で得られたウエルド強度の関係を図10に示す。その結果、ウエルド強度は樹脂移動量の増加と共に増大し、樹脂移動量が2.7 mm以上に到達すると飽和することが判明した。そこで、樹脂溜まりによるウエルド強度向上効果の有無を樹脂流動解析で判定するためのしきい値を「樹脂移動量2.7 mm」とし、実際の保持器で適正な樹脂溜まりの容量、位置が決定できるかを確認した。

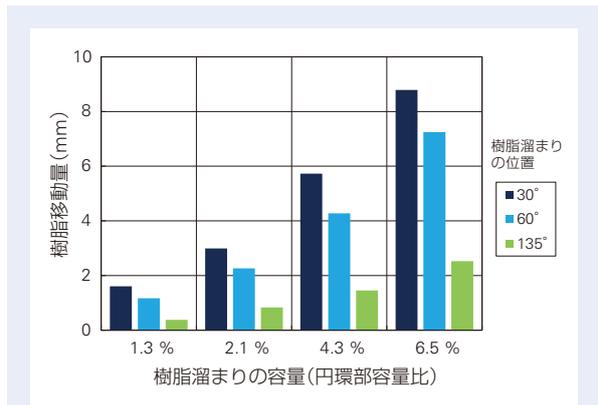


図9 円環試験片におけるウエルドの樹脂移動量の計算結果

Fig. 9 Calculated plastic flow distance on weldline of test piece

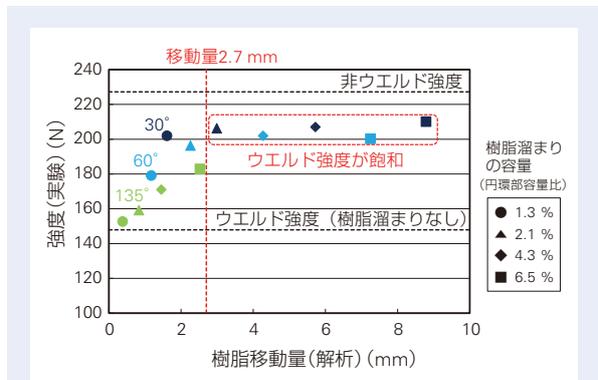
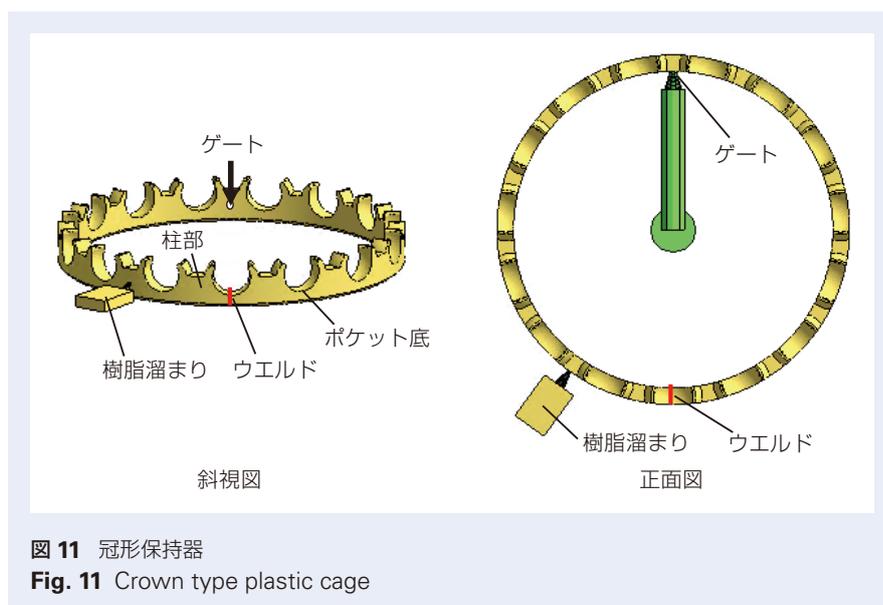


図10 ウエルド強度(実測)とウエルドの樹脂移動量(解析)の比較

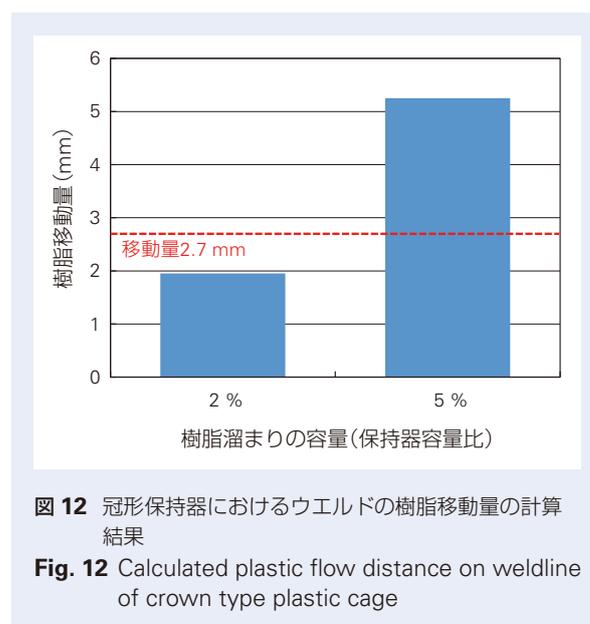
Fig. 10 Comparison of measured weldline strength and calculated flow distance on weldline



4. 冠形保持器への解析の適用

円環試験片の検証で得た知見を図 11 に示す転がり軸受用冠形樹脂保持器に適用して、その効果を確認した。「外径： ϕ 59.3 mm、内径： ϕ 53.7 mm、幅：7.25 mm、ポケット数：15、材質：ガラス繊維を 25 wt%含むポリアミド 46」の保持器に樹脂溜まりを設置した解析モデルを用いて樹脂流動解析を行い、ウエルドの樹脂移動量を算出した。冠形保持器では、ゲートは一般的に柱部のほぼ中央に設けられる。したがって、ポケット数が奇数個の保持器では、ウエルドはポケット底に形成される。樹脂溜まりはウエルドから 36° の位置の柱部に設置した。容量は、保持器容量の 2 %と 5 %の 2 通りとし、樹脂溜まりへの流路は前記ゲートと同様に柱部のほぼ中央に設けた。

計算結果を図 12 に示す。樹脂溜まりの容量を 2 %としたときは樹脂移動量が 2.7 mm を超えないが、



容量 5 %では樹脂移動量が 2.7 mm を超える計算結果を得た。そこで、容量 5 %の樹脂溜まりを設けた金型で保持器を試作し、ウエルド強度を測定した。強度測定は、万能試験機 AUTOGRAPH AG-X (島津製作所製) を用いて図 13 に示すように引張荷重を負荷し、保持器の破断時の荷重を強度とした。その結果を図 14 に示す。樹脂溜まりを適用することで、冠形保持器のウエルド強度は、ウエルド以外の部位と同程度まで向上した。樹脂流動解析を使用して、冠形保持器のウエルド強度を向上させるために適正な樹脂溜まりの容量と位置を決定できることが示された。

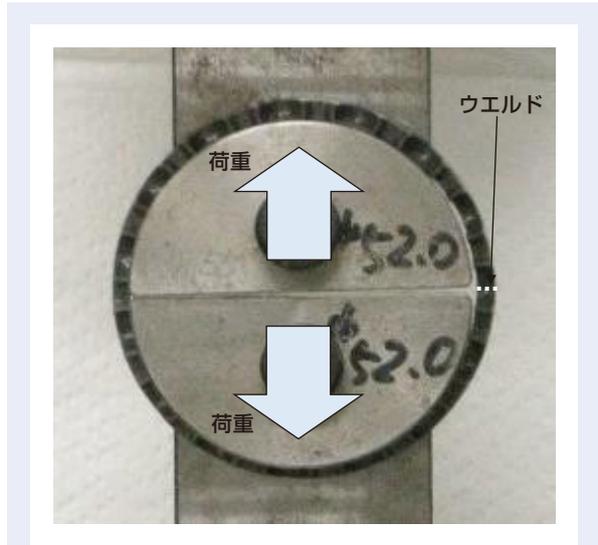


図 13 冠形保持器の強度測定のための実験装置
Fig. 13 Apparatus for strength measurement of crown type plastic cage

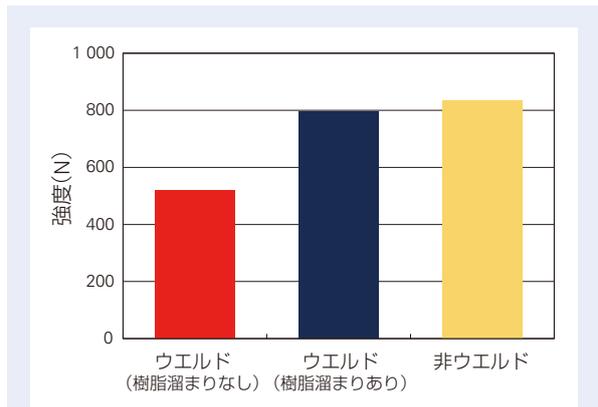


図 14 冠形保持器の強度
Fig. 14 Strength of crown type plastic cage

5. もみ抜き形保持器への解析の適用

円環試験片の検証で得た知見を図 15 に示すもみ抜き形保持器にも適用して、その効果を確認した。「外径： ϕ 93.5 mm、内径： ϕ 86.9 mm、幅：13.5 mm、ポケット数：25、材質：炭素繊維を 30 wt%含むポリフェニレンサルファイド」の保持器に樹脂溜まりを設置した解析モデルを用いて樹脂流動解析を行い、ウエルドの樹脂移動量を算出した。ゲートは現行の軸受に用いられる保持器を参考に全 5 か所、柱部に等間

隔に設置した。このゲート配置では、図 15 に示す複数のウエルドが形成される。これらのウエルドのうち、軸受の回転試験で最初に破損してしまうポケット底のウエルドの強度を向上させることを課題とした。樹脂溜まりを改善対象のウエルドから 7.2° の位置の柱部に設置した。容量は保持器容量の 2 %と 4 %の 2 通りとした。樹脂溜まりへの流路は、金型加工上の制約により、柱部の中央から軸方向にずらした位置に設けた。



計算結果を図 16 に示す。樹脂移動量は樹脂溜まりへの流路に近い側であるポケット底(上)のウエルドの方が樹脂溜まりへの流路より離れた側であるポケット底(下)のウエルドより大きくなる結果を得た。これは、流路により近いポケット底(上)のウエルドの方が、ポケット底(下)より樹脂の流速が大きいためと考える。樹脂溜まりの容量 2 %としたときはポケット底(下)の樹脂移動量が 2.7 mm を超えないが、容量を 4 %とするとポケット底(上)(下)ともに樹脂移動量が 2.7 mm を超える計算結果を得た。そこで、容量 4 %の樹脂溜まりを設けた金型で保持器を試作し、ウエルド強度を測定した。強度測定は、ウエルドが形成されたポケットを保持器から切り出して、万能試験機 AUTOGRAPH AG-X (島津製作所製) を用いて図 17 に示すように保持器に引張荷重を負荷し、保持器の破断時の荷重を強度とした。その結果を図 18 に示す。ウエルド強度は、樹脂溜まりなしではウエルド以外の部位(非ウエルド)の 47 %に低下するが、適正な樹脂溜まりを設置することにより、ウエルド以外の部位の 85 %まで向上することが判明した。樹脂流動解析を使用して、もみ抜き形保持器のウエルド強度を向上させるために適正な樹脂溜まりの容量と位置を決定できることが示された。

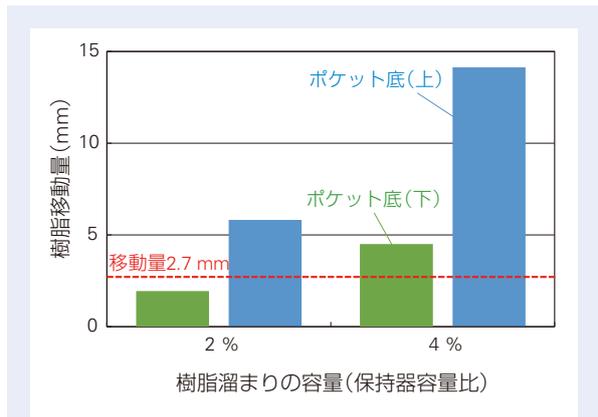


図 16 もみ抜き形保持器におけるウエルドの樹脂移動量の計算結果

Fig. 16 Calculated plastic flow distance on weldline of machined type plastic cage

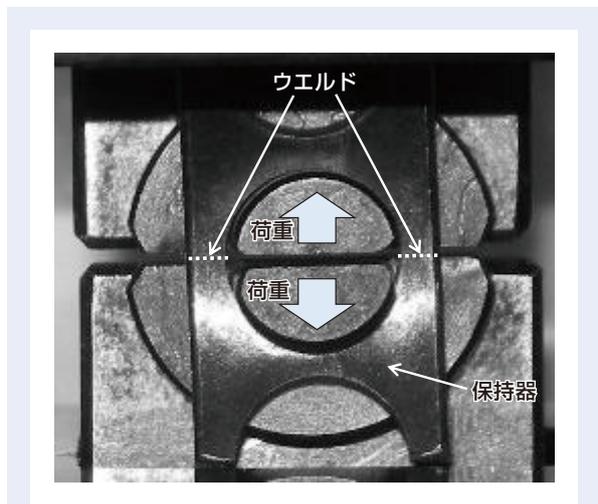


図 17 もみ抜き形保持器の強度測定のための実験装置

Fig. 17 Apparatus for strength measurement of machined type plastic cage

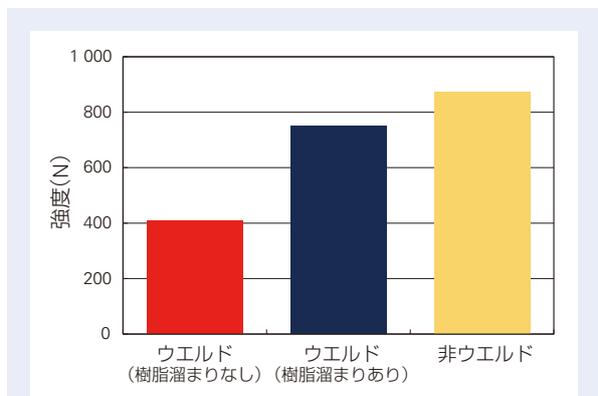


図 18 もみ抜き形保持器の強度

Fig. 18 Strength of machined type plastic cage

6. あとがき

本研究にて以下の結果が得られた。

- 1) 円環試験片の試作と強度測定を行い，樹脂溜まりを適用することでウエルド強度を向上できることと，樹脂溜まりの容量と位置に応じてウエルド強度向上効果が変わること示した。
- 2) 樹脂溜まり適用によるウエルド強度向上効果を樹脂流動解析で計算できることを示した。解析におけるウエルド強度の評価指標として，樹脂の流動時間と流速の積で定義される樹脂移動量が適切と考える。
- 3) 樹脂流動解析を使用して，冠形およびもみ抜き形保持器のウエルド強度を向上させるために適正な樹脂溜まりの容量と位置を決定することができた。

今後，本技術を適用して樹脂保持器の適用範囲を拡大することで，転がり軸受の軽量化を推進し，CO₂削減，燃費削減に貢献したい。

本稿は，プラスチック成形加工学会第 29～32 回年次大会の予稿集に掲載された投稿論文を加筆修正して 1 つの論文記事にまとめたものです^{3), 4), 5), 6)}。

参考文献

- 1) 高山哲生, 伊藤浩志, 佐藤勲征, 推野敦子, 北村公一, “炭素繊維強化熱可塑性高分子複合材料のウエルド強さにおよぼす樹脂溜りの影響”, 成形加工 '15, (2015) 325-326.
- 2) 菱田智大, 茂木淳志, 村田泰彦, “金型内コアピン駆動法によるウエルドライン改善 IV”, 成形加工 '17, (2017) 303-304.
- 3) 倉本吉和, 平本隆之, 相原成明, 横山景介, “樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂保持器のウエルド強度向上”, 成形加工 '18, (2018) 269-270.
- 4) 倉本吉和, 平本隆之, 相原成明, 横山景介, “樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂保持器のウエルド強度向上～第 2 報: 樹脂流動解析による仕様検討～”, 成形加工 '19, (2019) 229-230.
- 5) 倉本吉和, 平本隆之, 相原成明, 横山景介, “樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂保持器のウエルド強度向上～第 3 報: 工作機械向け保持器への展開～”, 成形加工 '20, (2020) 235-236.
- 6) 倉本吉和, 平本隆之, 相原成明, 横山景介, “樹脂溜まり適用による転がり軸受用樹脂保持器のウエルド強度向上～第 4 報: 工作機械向け保持器への展開 II ～”, 成形加工 '21, (2021) 157-158.

高齢者立ち上がり支援，転倒防止のための ロボット肢の開発

勅使河原 誠一*，ジョン・ベル**，
エミリー・カミンスキー**，浅田 春比古**



勅使河原 誠一



ジョン・ベル

SuperLimbs for Sit-to-Stand Support and Fall Prevention

S. Teshigawara, J. Bell, E. Kamiensky, H. Harry Asada



エミリー・カミンスキー



浅田 春比古

Here, we will introduce a new eldercare robot design concept that can seamlessly assist older adults with balancing, walking, and moving from a sitting to a standing position. The system consists of a pair of supernumerary limbs (SuperLimbs) that attach to the user. As an initial challenge, we performed an analysis to confirm the requirements of actuators at each joint. To provide sit-stand support, we found that SuperLimbs must generate significant force to gently elevate the user's body. Additionally, SuperLimbs must react to the user's movement rapidly for balancing and fall prevention. To meet these bimodal requirements, we propose the use of dual-motor actuators that incorporate two brushless DC motors with diverse gear ratios into a single joint.

1. まえがき
2. 基本コンセプト
3. デザインコンセプトとロボット肢の概要
 - 3.1 歩行動作の補助と転倒防止
 - 3.2 立ち座りの補助
 - 3.3 その他の機能
4. アクチュエータの要件とデュアルモータ
 - 4.1 アクチュエータの必要要件
 - 4.2 デュアルモータアクチュエータ
5. あとがき

1. まえがき

日本では65歳以上の高齢者割合が2020年10月1日現在において28.8%¹⁾であり、超高齢社会となっている。65歳はまだまだ若い印象があり、生活面においても支障がない場合が多い。しかし、何かの拍子に転倒事故が発生してしまうと、車椅子生活になってしまったり、そのまま寝たきりになってしまったりと、その影響度は若年層に比べて大きい。米国においては、2020年以降、65歳以上の高齢者が急増しており、これに伴って転倒事故の発生率も増加傾向となっている。高齢者が救急車で運ばれる主な原因は“転倒”であり、年間約300万人の高齢者が救急治療室で手当てを受けている²⁾。また、米国の公的医療保障制度、メ

ディケアが支払った保険金は約290億ドル³⁾(死亡事故を除く)となっており、社会的にも経済的にも差し迫った社会問題となっている。

転倒事故の発生場所について調査してみると、屋外、公共施設、病院施設等よりも居住空間で発生する割合が第一位となっており、日本では約48%⁴⁾、米国では約47%⁵⁾となっている。また、この傾向はカナダやUKなど各国共通であることがわかった。転倒のリスクは様々なシチュエーションにおいて発生すると考えられるが、ベッドサイドやソファからの立ち・座り動作時、あるいは歩行中の躓きなどによって発生すると予想される。したがって、これらの各動作時に

* 新領域商品開発センター，技術開発第一部

** マサチューセッツ工科大学，機械工学科

いて、サポートしてくれるデバイスは有用である。

屋内においてよく利用される補助具には、杖や歩行器などが挙げられ、安価で入手性にも優れている。他方で、このようなパッシブデバイスでは、適切な使用方法によって安全が担保されるものであり、それはユーザーに委ねられている。したがって、誤使用、誤操作により、転倒事故を誘発してしまうケースが報告されている⁶⁾。

このような問題に着目し、高齢者の歩行や立ち座りをサポートするアクティブ型のデバイスが開発されている。例えば AIST の転倒防止ロボットは歩行車に似ているが、転倒防止のためユーザーの脇の下をサポートする機能がある⁷⁾。富士株式会社の Hug^{®)} は高齢者の立ち・座りをサポートするデバイスであり、立ち上がりの際の最適な姿勢と軌道を少ないアクチュエータで実現している。しかし、立ち上がり後はロボットに身を委ねる形となり、自発的な歩行動作は実施せずに介護者が移動を行う。すなわち、これらのデバイスは歩行のみの補助または立ち上がりの支援のみの補助など、動作ごとに独立しており、Hug においては移動

時に介護者が必要となる。

一方で、高齢者（介護を受ける側）に着目してみると、介護者にはできるだけ頼りたくない、自分の意志で好きな時に好きなところに移動したい、という自立要求が強い。そこで、本稿では、高齢者をターゲットユーザーとし、立ち座り、歩行および歩行時の転倒防止をシームレスに補助し、高齢者が独りで使用可能なロボット肢を提案する。

2. 基本コンセプト

ここではターゲットユーザーの定義、基本コンセプトを提示し、筆者らの目指す方向性を明らかにする。

まず、ターゲットユーザーは

- ・ 65 歳以上(目安)の高齢者
- ・ 認知障害がない
- ・ 立ち座り時に支え(杖や手すり等)を必要とする
- ・ 歩行時に支え(歩行器や杖)を必要とする

を満たすものとする。すなわち、元気であるものの、立ち座りや歩行時に何らかの支えが必要な 65 歳以上

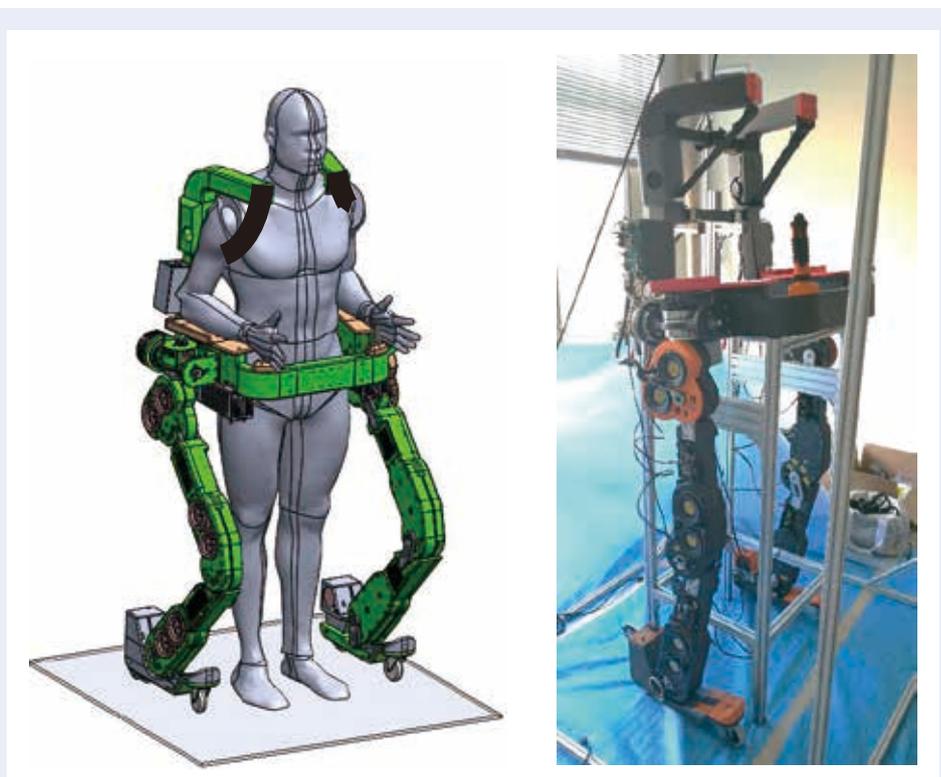


図 1 提案するロボット肢の全体像

Fig. 1 SuperLimbs robot CAD model (left) & prototype (right)

の高齢者とする。また、“支えが必要”には2つの要因があると考えており、一つは筋肉の衰えによる物理的な側面、もう一つは“転倒したらどうしよう”などといった精神的な側面である。介護施設等では歩行時の転倒のリスクが高いと判断された場合、車いすを利用する。しかし、一度車椅子を利用してしまうと、楽であることと安心感から“歩行”への意欲が奪われていく。結果として筋肉が衰え、歩けない身体となってしまう。

そこで筆者らは、高齢者の歩行に対する恐怖感を低減し、歩行意欲を向上させ、機能維持・回復といったリハビリテーション要素を含んだサポートデバイスを目指して開発を行うこととした。

3. デザインコンセプトと脚型ロボットの概要

バリアフリーの屋内での利用であることを想定し、立ち・座り補助、歩行補助、転倒防止をシームレスに実現するため、ロボット肢を開発することにした。ここではどのような考えに基づき、ロボット肢を設計したか、またそれが各動作においてどのように振る舞うか、概要を述べる。筆者らが想定した要求機能は以下の通りである。

- ① 高齢者の立ち座りの補助
- ② 歩行中は歩行器のように振舞う
- ③ ユーザーの転倒を検知し、アクティブに防止する
- ④ ①～③をシームレスに実現する
- ⑤ できるだけユーザーの動作を妨げない
- ⑥ 脱着が容易である
- ⑦ 音声による双方向コミュニケーション
- ⑧ 障害物認識(環境認識)
- ⑨ ユーザー利用時以外は自律走行可能
- ⑩ ユーザーの状態監視

3.1 歩行動作の補助と転倒防止

バイオメカニクスの観点から考えてみると、人の身体の重心位置(以下、COG: Center of Gravity、本稿ではCOGはCOMと同義語)と支持基底面(BOS)の位置関係が重要になる⁹⁾。2本脚で立っているとき、地面と接している両足の側面と、両足のかかと同士、つま先同士を直線で結んで作られた面が支持基底面になる(図2左)。両足を広げると支持基底面が広がるため安定し、両足のかかと同士を付けて立つと支持基底面が狭くなるので不安定になる。また、この支持基底面の内側に重心線が通っている限りは静的に安定となり、倒れずにいられる。一方、態勢を崩して支持基底面の外側に外れると不安定となり、足の位置を素早く移動するなどの行為をしなければ転倒してしまう(図2中央)。杖や歩行器を利用すると、地面と接している間は支持基底面が広がるため、安定領域が大きくなるので安定性が向上する。しかし、杖の位置を移動させる際、それが空中にある間は支持基底面が瞬間的に狭くなるため、その間に態勢を崩すと転倒してしまう。歩行器の場合は囲われた形状で安全に見えるが、歩行器に躓いて転倒するリスクや誤使用による転倒のリスクがある。

筆者らが考案しているロボット肢は図3に示したとおり、片足5自由度あり、ヒトの脚と同じようにその位置を変更することができる。このため、ユーザーが態勢を崩してしまった時は素早くロボットの脚の位置を移動し、支えとなることで転倒を防止する(図2右)。ロボット肢の足裏には前方にキャスト、後方にアクティブなホイールが装着されており、通常歩行時にはタイヤ付きの歩行器のように動作し、ユーザーはロボットを支えとして歩行することも可能である。また、アクティブなホイールによって前進する力を補助することも可能である。

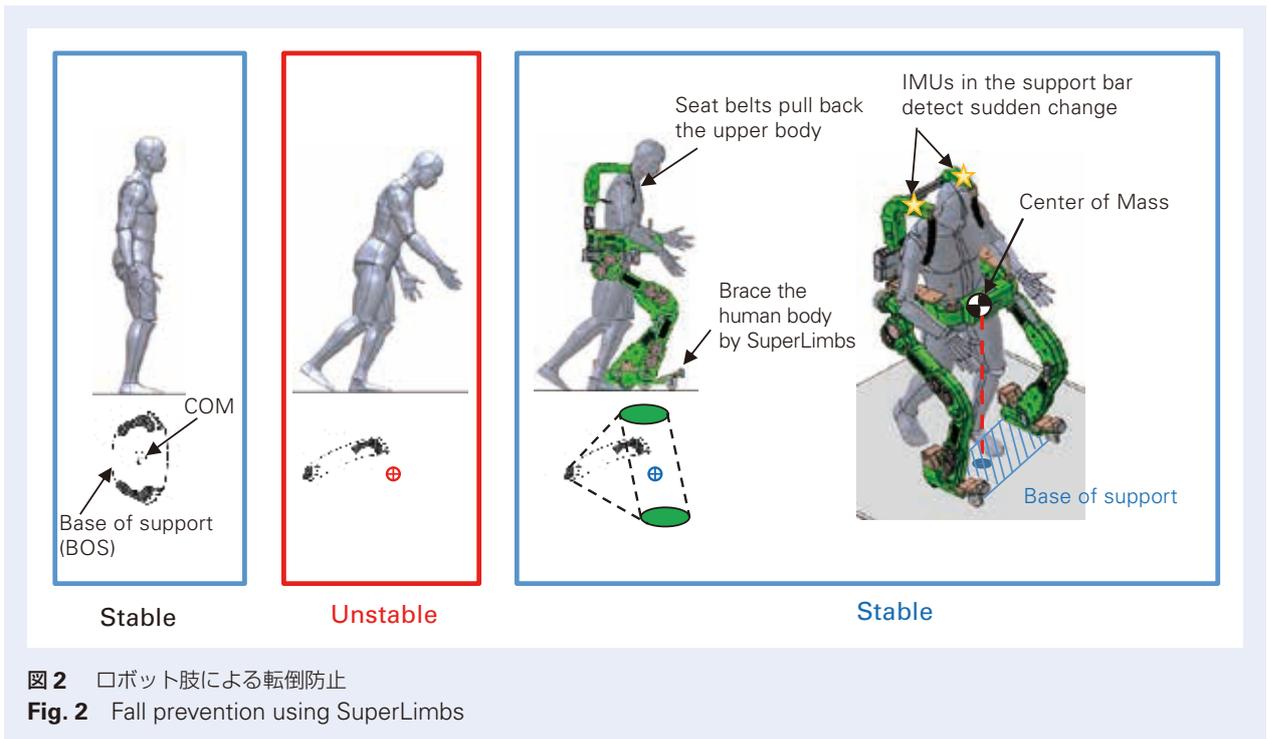


図2 ロボット肢による転倒防止
 Fig. 2 Fall prevention using SuperLimbs

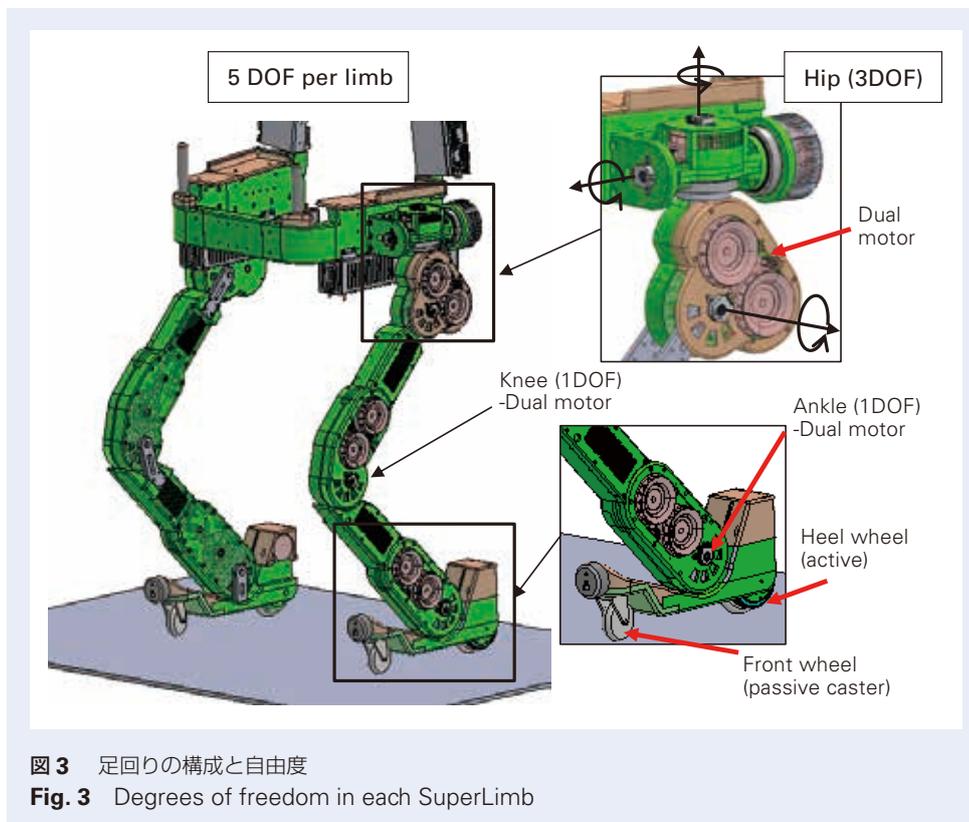


図3 足回りの構成と自由度
 Fig. 3 Degrees of freedom in each SuperLimb

3.2 立ち座りの補助

立ち座りの補助についても COG と支持基底面の関係が非常に重要になる。通常、ヒトの重心はへその周辺にあり、座っているときは臀部が椅子と接している部分も含めて支持基底面になる。立ち上がり動作を行うときには、臀部が離れた瞬間に COG が 2 本の足で作られる支持基底面上に来ていなければ立ち上がれずに再び着座してしまう。このとき、着座姿勢から立ち上がる際には主に 2 つの方法がある。一つは慣性力(勢い)を利用して臀部が椅子から離れた瞬間に両足の支持基底面へ COG を移動する方法である。若い人はこの方法への依存度が高く、素早く立ち上がることができる。もう一つは臀部が椅子から離れる前に予め COG を両足の支持基底面近くまで寄せておく方法であり、高齢者やケガをしている人などに推奨される。実際にはどちらか一方ということではなく、2 つの方法の組み合わせによって立ち上がり動作を実現している。今回開発したロボット肢では後者をスムーズに行うようにサポートすることを想定している。

図 4 に示したように、立ち上がり前の予備動作として、ユーザーの背中を押して前傾姿勢を取るよう誘導する。この前傾姿勢をとる動きによって、できる限り COG の位置をかかと付近まで移動させた上で臀部を持ち上げるサポートを行うことにより、ユーザーに対してスムーズな立ち上がり補助を行うことができる。このようなサポートを行い、徐々にロボット肢のサポート荷重を減らすことでリハビリテーション効果も狙う。

3.3 その他の機能の狙い

高齢者にも扱いやすいユーザーインターフェースの一つは音声・発話によるコミュニケーションと考える。最近では AI 技術の発達により、人間の発した音声の正確な認識が可能になっている。例えば、朝起きてロボット肢をベッドサイドまで呼び、ロボットの脱着指示、立ち上がり支援の開始を指示する、歩行時には行きたい場所を指示するなど、音声による入力を使うことができるため、有効と考えている。また、ロボット側からもユーザーに情報を発声によって伝えることができれば、事前にマッピングしておいた床面の段差やマットに近づいた際に注意を与えることができる。高齢者は、段差などを認識していたとしても、自分の想像通りに脚を上げられておらず、躓いてしまうことや、思いもよらないところで転倒してしまうことがあるため、「前方に段差があるので、意識して脚を上げて歩行してください」といった形で注意を促すことにより、転倒のリスクを下げられると考えている。将来的にはロボットがクラウドにある大量の高齢者転倒パターンや介護者の声掛けのデータを参照し、危険を事前に予知し、適切な言葉で声掛けができるようにできたらと考えている。

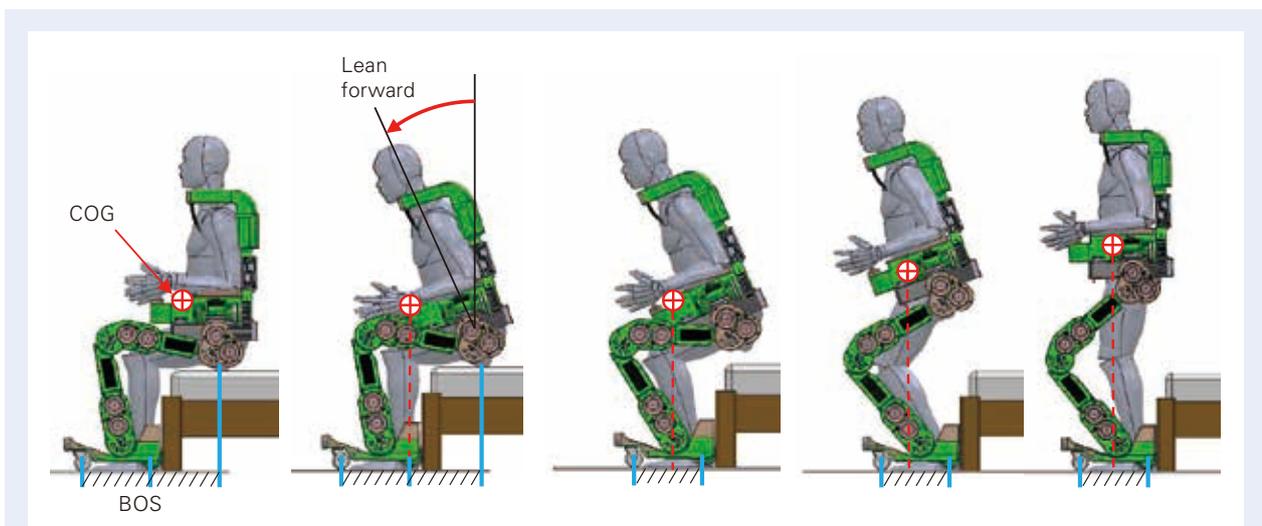


図 4 立ち上がり補助動作
Fig. 4 Sit-to-stand support

ロボット肢の脱着においては、**図5**のように着座しているユーザーに対し、上から覆いかぶせるようにして装着する。このときもロボットはユーザーの姿勢を3Dカメラによって認識し、音声で注意を促しながら装着を行う。

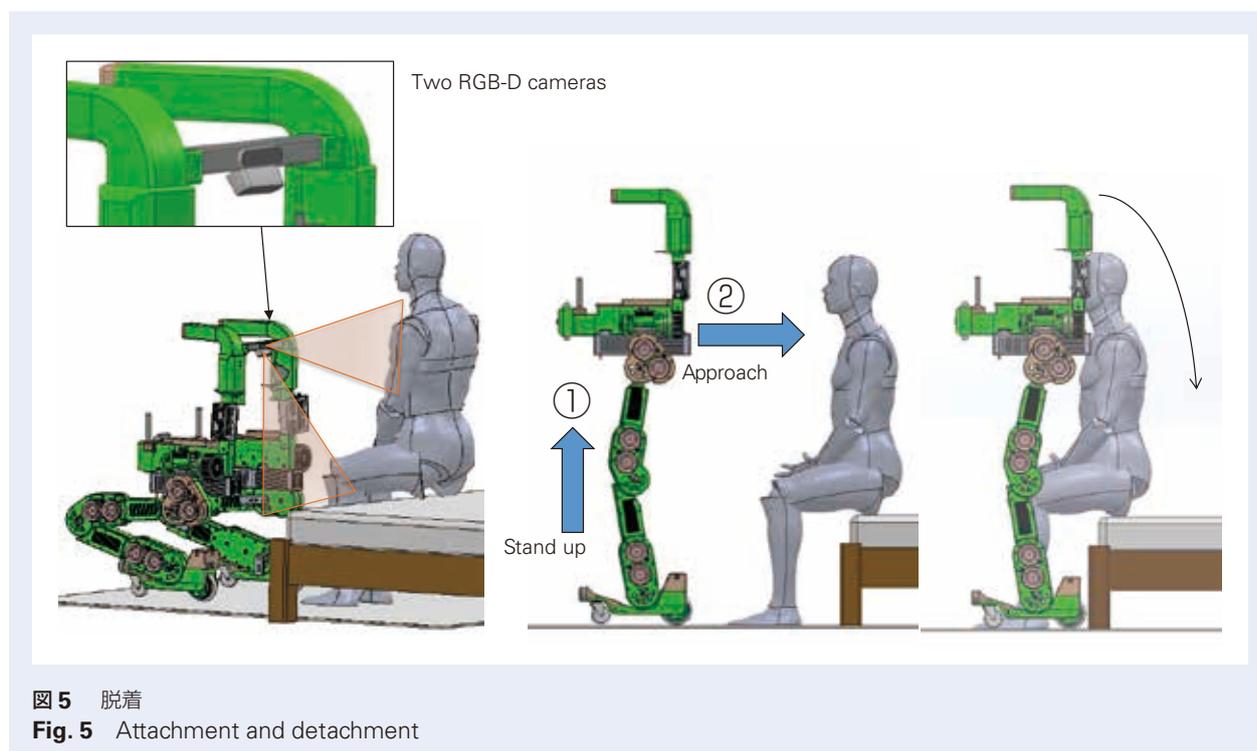
4. アクチュエータの要件とデュアルモータ

上記のコンセプトに基づき、ロボット肢を開発していく上で必須となるのが小型軽量のアクチュエータである。以下では、立ち上がり動作時におけるロボットの各関節に必要なトルクを計算するため、人体計測学に基づく人体のモデル化と静解析的シミュレーションを行ったのでその結果を示す。

4.1 アクチュエータの必要要件

立ち上がり動作時にロボット関節部に加わる負荷ト

ルクを計算するため、人体のモデル化を行った。人体測定学は人体の身長 H に対する各部位の長さの比（脛、太もも、胴体、頭など）や体重 W に対するそれぞれの部位の重量比およびその重心位置を計測する手法に関する学問であり、体格差の研究や人間工学の研究に応用されている。ここでは Dempster¹⁰⁾ によって示されたパラメータをベースにし、人体の2次元モデルを作成した（**図6**）。このモデルでは、身長 H と体重 W を与えると各部位の長さや重量および重心位置を計算することができる。さらに立ち上がり動作時の角度データを文献¹¹⁾を参考にして生成し、これをシミュレーションの入力とした（**図7**）。このデータは立ち上がり動作をモーションキャプチャしたデータであり、かかと関節、膝関節、股関節の各部位の関節角度の時間変化を示している。これにより、本シミュレーションでは立ち上がり動作時の各関節の位置姿勢、および重心位置の変化を軌跡で追うことが可能で



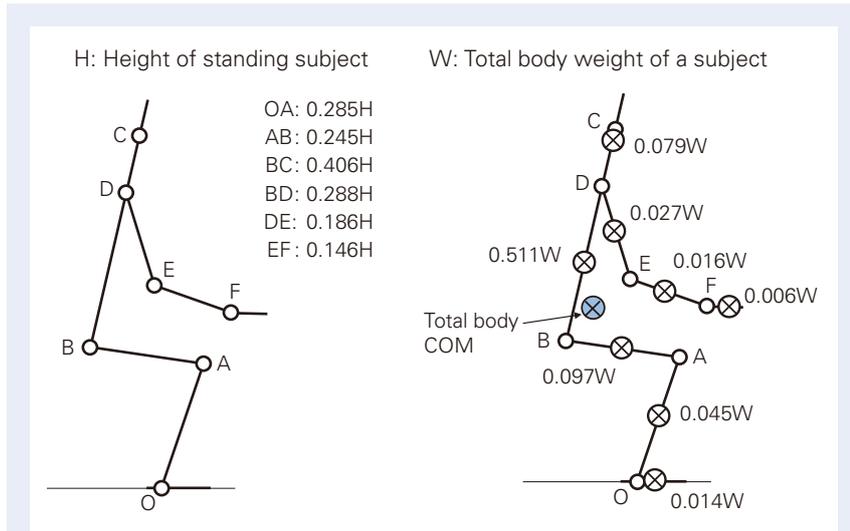


図6 人体の2次元モデル
 Fig. 6 2DOF model of human body

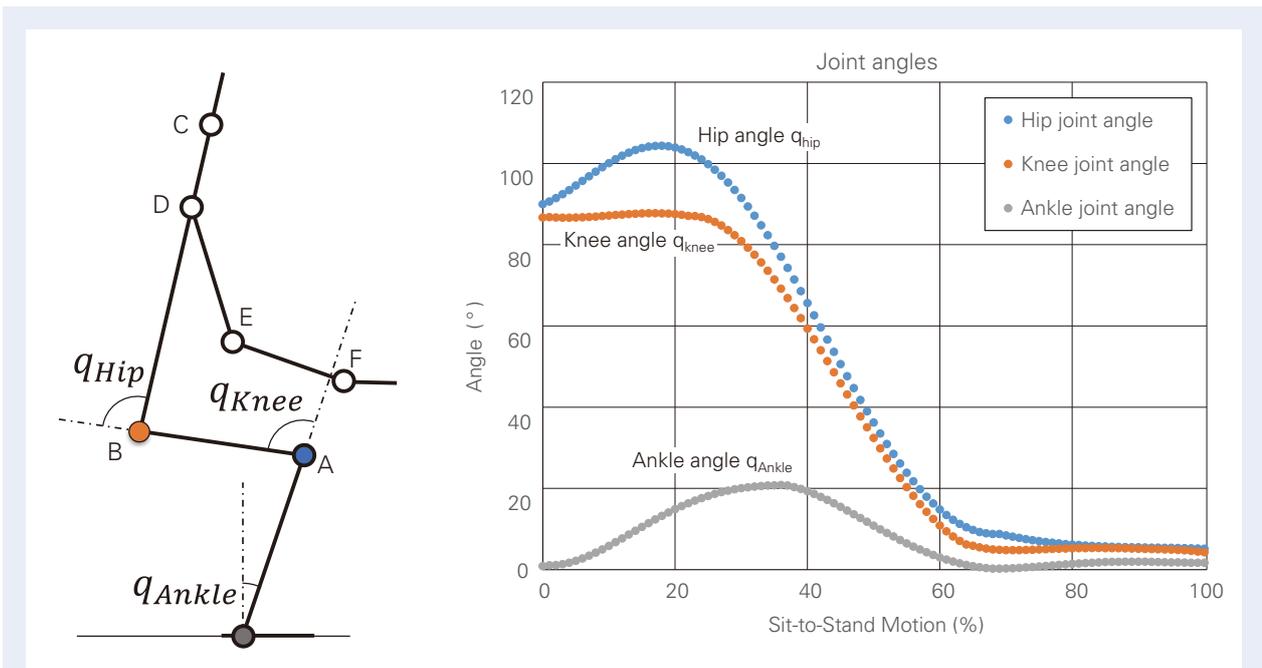


図7 各関節への入力角度データ
 Fig. 7 Angle data for each joint

ある。ただし、腕の位置姿勢については肩関節をベースにし、終始鉛直下方を向くようにしている。図8は身長 H175 cm, W80 kgとして立ち上がり動作をシミュレーションした際の結果である。赤の線は計算された COM の時間変化を示している。

次に図9に示すようにロボット肢のモデル化を行った。簡単のため、上記人体モデルによって計算される重心位置 (W_COM) をロボット肢の Rb 関節と直線で結んだ位置で支えるものとして計算を行うこととした。また、シミュレーション条件を以下のように設定した。

- i) ロボット肢の踵関節 R_o は人間の踵関節と一致
- ii) ヒト、ロボット肢の踵関節はともに前後移動せずに固定
- iii) ヒト、ロボット肢の股関節の位置は一致している
- iv) ロボット肢の R_b より上の構造体の重量は点 R_b の集中荷重とする

本シミュレーション結果を図10に示した。左から順に踵関節、膝関節、股関節のデータであり、横軸は人体の重心位置 [mm]、縦軸は力の釣り合いから計算されたトルク [Nm] である。本シミュレーション結果より、最も大きなトルクが必要なのは膝関節であり、

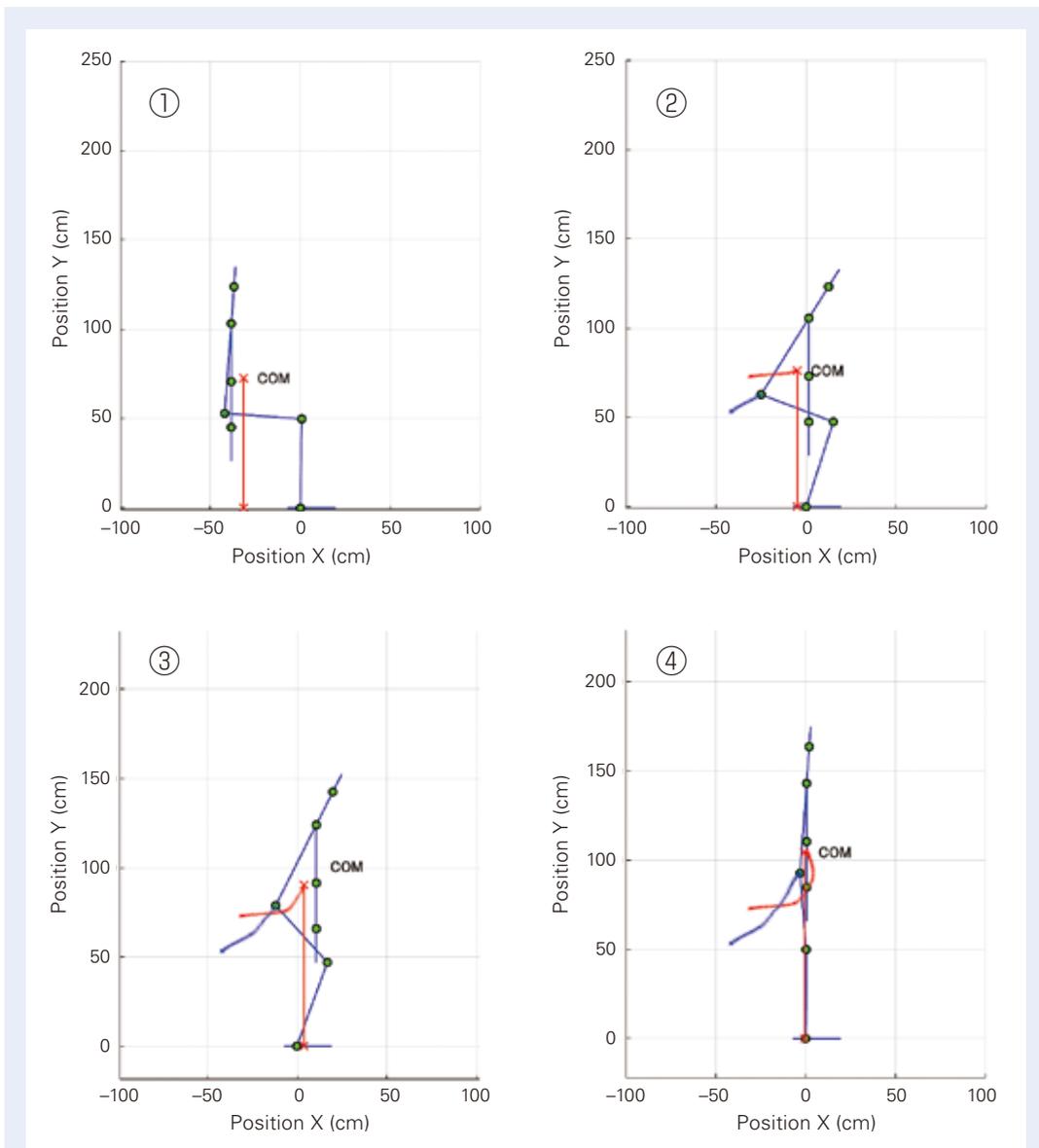


図8 立ち上がり動作のシミュレーション結果
 Fig. 8 Simulation results for sit-to-stand motion

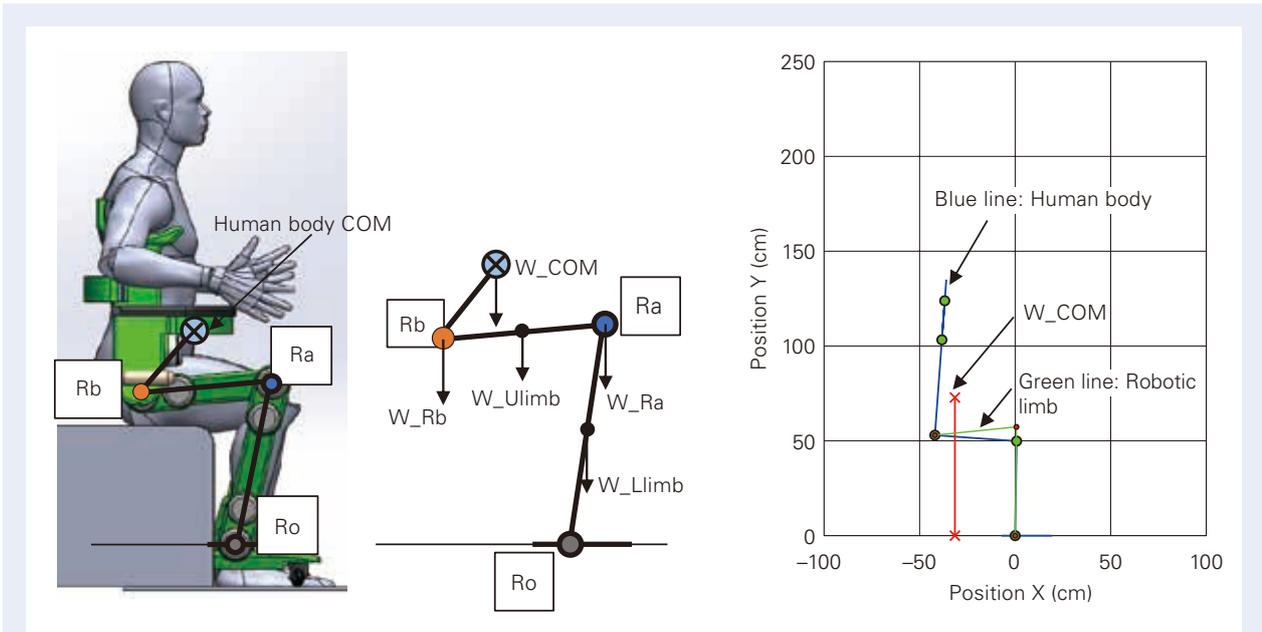


図9 ロボット肢も含めたシミュレーションモデル
 Fig. 9 Simulation model with SuperLimbs

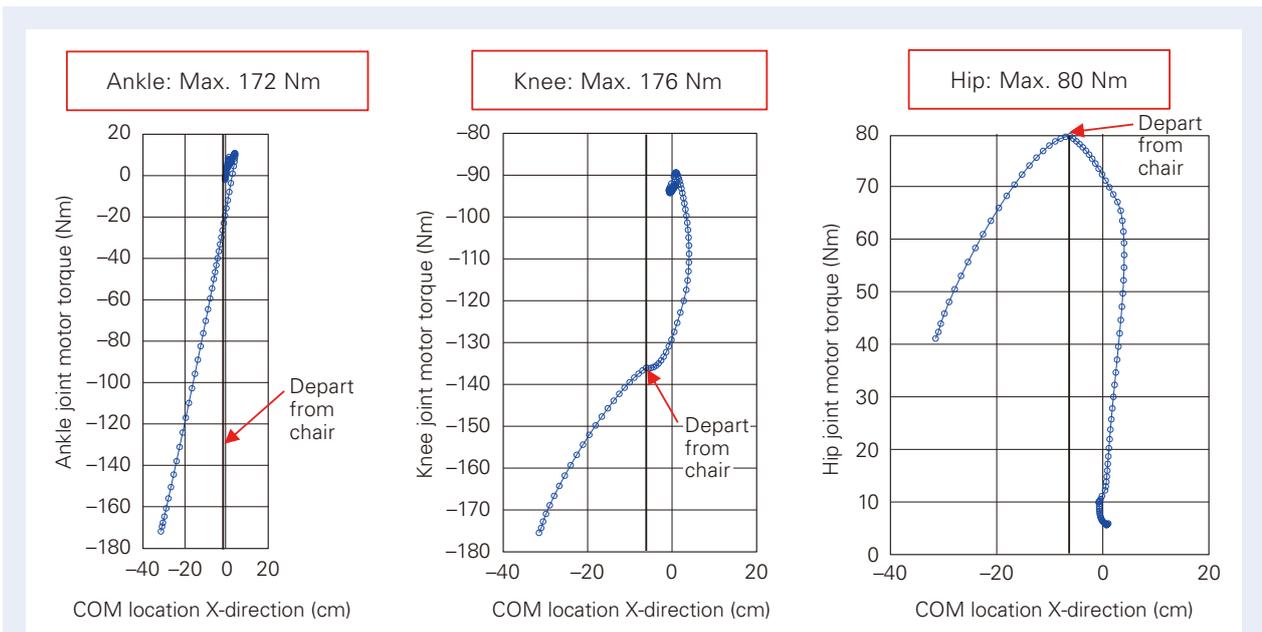


図10 立ち上がり動作に必要なトルク計算結果
 Fig. 10 Torque requirements for each joint during sit-to-stand motion

最大 176 [Nm] であることがわかった。また、高齢者の立ち上がり動作は 3 [s] ~ 4 [s] かかると示す論文¹²⁾を参考に 4 [s] を想定した場合、最大 10 [rpm] の回転速度が必要であることがわかった。すなわち、人間の体重 80 kg のすべてを脚ロボットで支えることを想定した場合、最大 176 [Nm]、10 [rpm] という低速・高トルクのアクチュエータが必要となる。

一方、転倒防止について考察すると、アクチュエータに必要な特性は高速・低トルクな動作点と考えられる。これには動力学的解析が必要になるが、同研究グループの論文¹³⁾を参照いただきたい。

4.2 デュアルモータアクチュエータ

上記の考察から、アクチュエータには以下の 2 つの動作点が存在する。

- ① 低速・高トルク(立ち上がり補助)
- ② 高速・低トルク(転倒防止時の脚の素早い移動)

この 2 つの動作点を同時に満たすモータを選定しようとする非常に大きなモータが必要になる。このような 2 つの相反する仕様を同時に満たすため、デュアルモータアクチュエータを用いることにした。デュアルモータアクチュエータはすでに多くの研究グループによって開発されているが^{14) 15) 16) 17) 18)}、多くがメカニカルなスイッチングによるものであり、切り替え機構が複雑化してしまう傾向にある。一方、筆者ら

の同研究グループでは、電氣的に切り替える方式を採用している¹⁹⁾。これを股関節、膝関節、かかと関節の 3 か所に採用し、それぞれの形態に合わせ試作を行った(写真 1)。

5. あとがき

本稿では、前半にロボット肢の基本コンセプトおよびデザインコンセプトを示し、どのような考えのもと、ロボット肢の設計を行ったかを示した。また、立ち上がり動作時のアクチュエータに必要なトルクを簡易シミュレーションによって示した。立ち上がり動作に必要なアクチュエータの動作点と、ロボット肢の組み替え時に必要なアクチュエータ動作点のギャップに対応するため、デュアルモータを選択し、これを搭載したロボット肢の試作機を示した。

本プロジェクトはスタートしたばかりであるが、日本国内のみならず、世界中において必要とされる技術と考えている。本ロボットの実現にはデュアルモータのような小型軽量で動作点のちがうアクチュエータをはじめ、システム制御技術、環境認識技術、自律走行技術、人間のモニタリング技術、AI 技術など、様々な技術の統合によって成立する。本稿を通じて本プロジェクトの取組みをより多くの方に知っていただき、お問い合わせいただければ本望である。



写真 1 試作した 3 種のデュアルモータアクチュエータ
Photo 1 Prototypes of dual-motor actuator

参考文献

- 1) 内閣府. 令和3年版高齢社会白書より https://www8.cao.go.jp/kourei/whitepaper/w-2021/zenbun/03pdf_index.html
- 2) Web-based injury statistics query and reporting system. Accessed Oct.17, 2020. [Online]. Available: <https://www.cdc.gov/injury/wisqars/>
- 3) C. Florence, G. Bergen, A. Atherly, E. Burns, J. Stevens, and C. Drake, "Medical costs of fatal and nonfatal falls in older adults," *Journal of the American Geriatrics Society*, vol. 66, no. 4, pp. 693–698, 2018.
- 4) 消費者庁. NewsRelease 令和2年10月8日より https://www.caa.go.jp/policies/policy/consumer_safety/caution/caution_040/assets/consumer_safety_cms204_201008_01.pdf
- 5) Lava R. Timsina, Joanna L. Willetts, Melanye J. Brennan, Helen Marucci-Wellman, David A. Lombardi, Theodore K. Courtney, Santosh K. Verma, "Circumstances of fall-related injuries by age and gender among community-dwelling adults in the United States," <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0176561>, May 4, 2017.
- 6) J. Stevens, K. Thomas, L. Teh, and A. Greenspan, "Unintentional fall injuries associated with walkers and canes in older adults treated in u.s. emergency departments," *Journal of the American Geriatrics Society*, vol. 57, no. 8, pp. 1464–1469, 2009.
- 7) "Developed a fall prevention robot walking vehicle (aist)," 2019, accessed Oct. 31, 2020. [Online]. Available: https://www.aist.go.jp/aist_j/press_release/pr2019/pr20191209/pr20191209.html
- 8) "Fuji hug I1," accessed Oct. 31, 2020. [Online]. Available: <https://www.fuji.co.jp/en/items/hug/hug1>
- 9) Egoyan, Alexander & Moistsrapishvili, Karlo. (2013). *Equilibrium and Stability of the Upright Human Body*. General Science Journal.
- 10) Dempster, "Space requirements of the seated operator" , WADC Technical report 55-159, 1955
- 11) Jim Richards, "The Comprehensive Textbook of Clinical Biomechanics 2nd Edition" , Elsevier, pp.242-245
- 12) Tomomitsu Kotake, MD, et. al. *Arch Phys Med Rehabil* Vol74. October 1993
An Analysis of Sit-to-Stand Movements
- 13) John Bell, Emily Kamienski, Seiichi Teshigawara, Hirofumi Itagaki, Harry Asada, "Gear Ratio Optimization of a Multifunctional Walker Robot Using Dual-Motor Actuation" in 2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)
- 14) B.-S. Kim, J.-B. Song, and J.-J. Park, "A Serial-Type Dual Actuator Unit With Planetary Gear Train: Basic Design and Applications," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 15, no. 1, pp. 108–116, Feb. 2010.
- 15) H. Lee and Y. Choi, "A New Actuator System Using Dual-Motors and a Planetary Gear," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 17, no. 1, pp. 192–197, Feb. 2012.
- 16) A. Girard and H. H. Asada, "A two-speed actuator for robotics with fast seamless gear shifting," in 2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Sept. 2015, pp.4704–4711.
- 17) A. Girard and H. H. Asada, "A practical optimal control approach for two-speed actuators," in 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), May 2016, pp. 4572–4577.
- 18) A. Girard and H. H. Asada, "Leveraging Natural Load Dynamics With Variable Gear-Ratio Actuators," *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 2, no. 2, pp. 741–748, Apr. 2017.
- 19) J. Bell and H. H. Asada, "Design and Time-Optimal Control of a High-Speed High-Torque Dual-Motor Actuator," in 2020 American Control Conference (ACC), July 2020, pp. 1017–1024, ISSN: 2378-5861.

商品

紹介

工作機械主軸用 高負荷容量・超高速アンギュラ玉軸受 ロバストダイナ™ ROBUSTDYNA High Load Capacity Ultra-High Speed Angular Contact Ball Bearings

近年、マシニングセンタに代表される工作機械では、生産性向上を目的として、チタン合金など難削材ワークの増加を背景とした重切削化への対応と、荒加工から仕上げ加工までを行うワイドレンジ加工(図1)への対応が求められている。また、メンテナンスフリー化を目的として、部品の長寿命化や、衝突(ぶつけ)による予期せぬ稼働停止の回避といった長期安定稼働の要求が高まっている。これらの要求に応えるため、工作機械の主軸には、高速性能と重切削性能の両立と、高い信頼性が求められている。

今回、上記課題を解決した工作機械主軸用軸受ロバストダイナ(写真1)を開発したので紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

ロバストダイナには、高負荷容量と高い耐衝撃性に加え、高速回転にも対応させるため、大径ボールの採用など内部諸元の最適化を行った。また、転動体にセラミックス球、内外輪にNSK独自開発の超高速用耐熱鋼 SHX といった高機能材料を採用している(図2)。

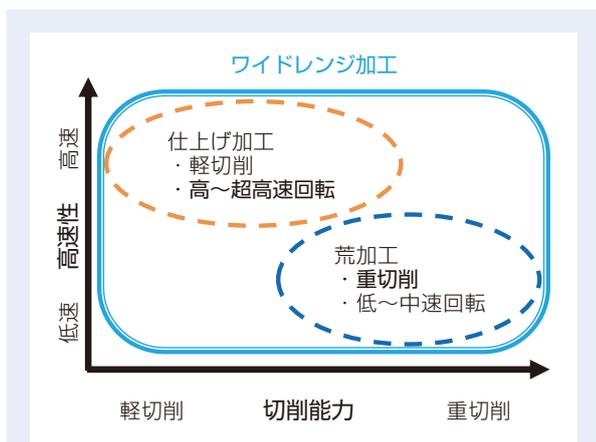


図1 荒加工と仕上げ加工における高速性と切削能力の関係

Fig. 1 Relationship between High Speed and Cutting Ability in Roughing and Finishing



写真1 ロバストダイナ
Photo 1 ROBUSTDYNA

		従来品※	ロバストダイナ
構造			
部位	玉	セラミックス	セラミックス(大径)
	内輪/外輪	SHX	SHX

※従来品は現行のロバストシリーズXタイプ

図2 ロバストダイナ仕様

Fig. 2 ROBUSTDYNA Specifications

2. 特長

2.1 高負荷容量化

従来品に比べ、荷重負荷能力を約 15 %高め、動定格荷重を約 40 %アップさせることで、寿命時間を最大 3 倍に延長した(図 3)。

これにより、工作機械の重切削化に貢献する。

2.2 高い耐衝撃性

従来品に比べ、耐衝撃性(静定格荷重)を約 15 %高め、衝突時の軸受損傷リスクを低減させた(図 4)。

これにより、スピンドルの長期安定稼働に貢献する。

2.3 超高速性能

一般的に、軸受の高速性を示す指標として、転動体のピッチ円径 d_m と回転軸の毎分回転数 n の積である $d_m \cdot n$ 値がよく用いられている。ロバストダイナは、工作機械主軸用軸受としてトップクラスの $d_m \cdot n 300 \times 10^4$ に対応した(図 5)。

これにより、重切削加工と高速回転を両立し、ワイドレンジ加工が可能となる。

3. 用途

航空機部品/自動車部品加工用マシニングセンタなど、重切削加工と高速仕上げ加工を行う工作機械に適する。

4. まとめ

本製品は、高負荷容量と高い耐衝撃性を兼ね備えると同時に、 $d_m \cdot n 300 \times 10^4$ の高速回転を実現した。これにより、荒加工から仕上げ加工までのワイドレンジ加工に対応することで、生産性向上と長期安定稼働に貢献する。今後もロバストダイナシリーズとして、製品ラインアップを拡充予定である。

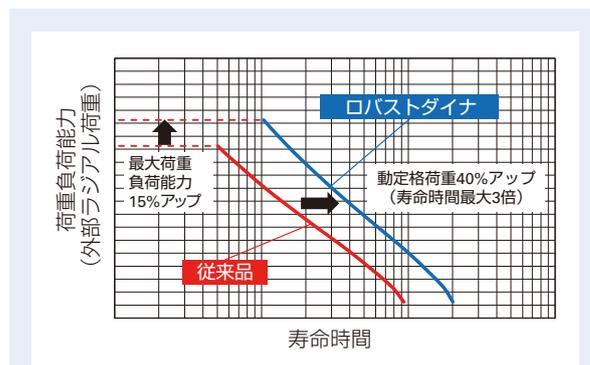


図 3 荷重負荷能力と寿命時間の向上
Fig. 3 Improvement of Load Capacity and Life

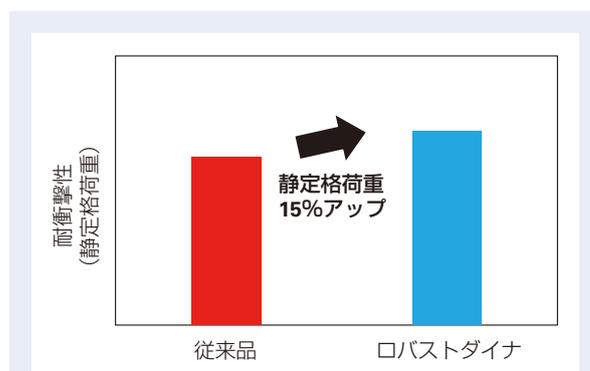


図 4 耐衝撃性の向上
Fig. 4 Improvement of Impact Resistance

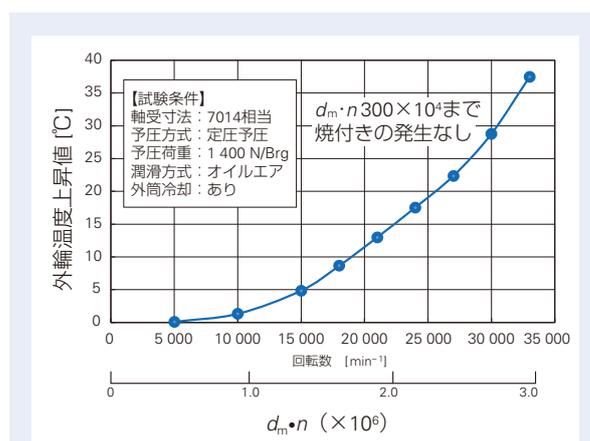


図 5 ロバストダイナ高速回転試験結果
Fig. 5 High Speed Rotation Test Results for ROBUSTDYNA

商品

紹介

スミアリング防止大形自動調心ころ軸受(NSK DLC 被膜)

Large Size Spherical Roller Bearings with Smearing Preventative (NSK DLC Coating)

製紙産業ではカーボンニュートラル社会実現に向けた取り組みとして、古紙回収や植林などによるリサイクルが行われている。製紙の生産現場では生産性向上とCO₂削減の課題が掲げられ、軸受には長寿命化やメンテナンスによる再利用などが求められている。

紙を連続的に製造する抄紙機ラインの使用部位によっては、水の浸入により、潤滑不良を生じ、内外輪軌道面ところ転動面間でのすべりから、表面損傷の一つであるスミアリングと呼ばれる微小焼付き(写真1)が生じることがある。この損傷が生じると軸受振動が発生するため、紙の製造品質に大きな影響を与える。さらにはく離や割れなどの損傷へ進展し、生産設備の停止に至る場合もあり、軸受による対策が求められている。

NSKではこのスミアリング防止対策として、NSK独自の被膜技術により、密着性及び耐久性を大幅に向上させたDLC^{*1}被膜(以下NSK DLC被膜)を開発した。DLCとは、複合カーボン層及び下地層から構成されたダイヤモンドとグラファイトの中間に位置する炭素からなる硬質被膜である。しかし、数GPaという高面圧が作用する軸受用途では被膜層間の密着性の向上が課題であった。NSKはその密着性のメカニズムを解明し、独自技術により大幅に密着性を向上させることに成功した。

従来、NSK DLC被膜仕様の自動調心ころ軸受はサクシオンロール用内側軸受を対象として外径寸法を260 mm以下としていたが、近年では外径寸法1 000 mmのプレスロール用大形軸受においてもスミアリングの発生が確認されており、その対策要望に応えるため、NSK DLC被膜を施したスミアリング防止大形自動調心ころ軸受を開発したので以下に紹介する。

^{*1} DLC : Diamond-Like Carbon

1. 構成、構造、および仕様

転動体にNSK DLC被膜を施した大形自動調心ころ軸受を写真2に示す。

適用サイズは外径1 000 mmまで拡大した。これにより抄紙機に使用される自動調心ころ軸受のほぼすべてのサイズへの適用を可能とした。

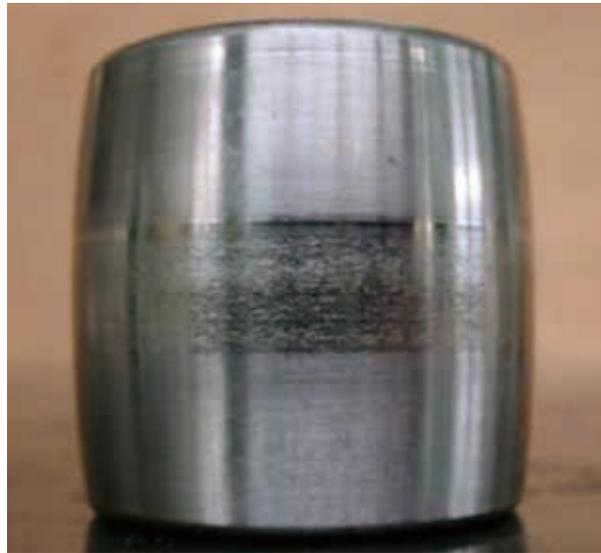


写真1 ころ転動面スミアリング

Photo 1 Smearing of Roller Rolling Surface



写真2 NSK DLC被膜 大形自動調心ころ軸受

Photo 2 Large Size Spherical Roller Bearing with NSK DLC Coating

2. 特長

2.1 DLC 多層被膜層間の密着性向上

下地層には母材と原子構造が近似した成分を採用。また下地層と複合カーボン層の間に中間層を設け、下地層から複合カーボン層にかけて原子構造が徐々に変化する DLC 被膜処理技術を開発。これにより被膜層間の密着性を大幅に向上させることによって、高面圧が作用する転がり軸受への適用を可能とした(図 1)。

2.2 大形軸受への適用

被膜製造処理装置内の転動体(ころ)の配置方法と被膜条件設定の最適化により、大形の転動体表面に均一な DLC 膜厚の生成を可能とした。

3. 用途

大形自動調心ころ軸受が使用されている抄紙機ラインのロール支持用において潤滑不良等により、スミアリングの発生が懸念される用途に推奨する。

4. まとめ

NSK DLC 被膜を施した大形自動調心ころ軸受はスミアリングの問題を抱えるユーザーの実機(図 2; プレスパートの CC ロール)における長期使用において対策効果が確認されている。今後も製紙ユーザーの技術ニーズに対応するとともに、カーボンニュートラル社会の実現に向け、より地球環境に優しい軸受開発を進め、製紙産業に貢献していきたい。

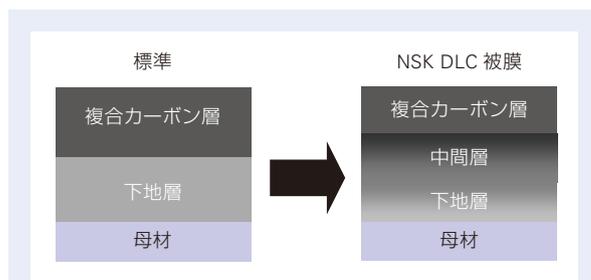


図 1 NSK DLC 被膜の構成

Fig. 1 Structure of NSK DLC Coating

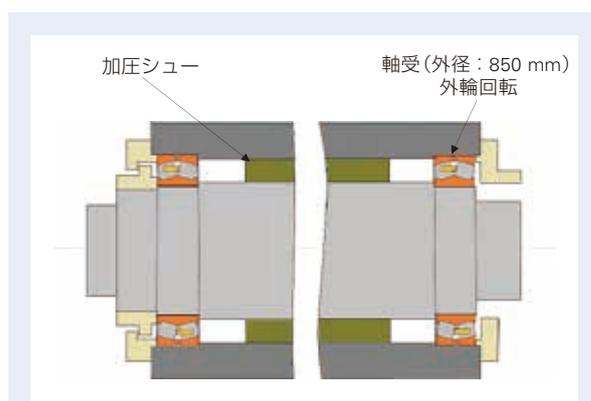


図 2 プレスパート CC ロールの構造例

Fig. 2 Example Structure of Press Section CC Roll

商品

紹介

高信頼性 鉄道車両向け駆動装置小歯車用軸受

Low-Maintenance High-Reliability Gearbox Bearings for Railways

駆動装置(歯車減速機)は、鉄道車両の車体を駆動する主電動機の出力を車軸へ伝達する為の装置である。線路と車輪の間で発生する大きな振動を受けることから、歯車軸を支持する軸受には、過酷な状況下でも破損せずに長期間使用できる高い信頼性が要求される。加えて、定期的なメンテナンスが信頼性確保の上で重要となる。

近年、鉄道業界ではライフサイクルコスト削減要求の高まりを背景に、装置や部品に対する更なる高信頼性や省メンテナンスへの要求が高まっている。NSKは、駆動装置の小歯車用としてこれらのニーズに応える高信頼性円筒ころ軸受・四点接触玉軸受を開発したので、以下に紹介する(写真1)。

1. 構成、構造、および仕様

高信頼性円筒ころ軸受・四点接触玉軸受は、実績の豊富な駆動装置小歯車用円すいころ軸受の設計思想を踏襲した高強度保持器と軸受取り付け時の省メンテナンス性を併せ持つ軸受である。

2. 特長

(1)高強度保持器の採用

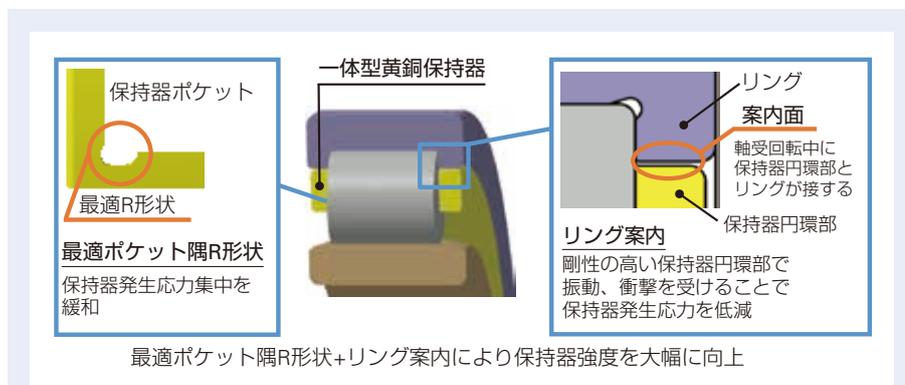
駆動装置用軸受は、線路から大きな振動・衝撃を受けながら長期間使用される為、高い信頼性が求められ、特に保持器強度が重要となる。開発品の円筒ころ軸受



写真1 高信頼性 円筒ころ軸受、四点接触玉軸受

Photo 1 High-Reliability Gearbox Cylindrical Roller Bearings and Four-Point Contact Ball Bearings

は、保持器形状を最適化し、保持器に発生する応力を当社試算で従来比最大75%低減させた高強度保持器設計を採用した。信頼性の更なる向上により、鉄道車両の運行の安心・安全に貢献する(図1)。



最適ポケット隅R形状+リング案内により保持器強度を大幅に向上

図1 円筒ころ軸受(開発品)の特長

Fig. 1 Features of Cylindrical Roller Bearings (Developed Product)

(2)省メンテナンス性の向上

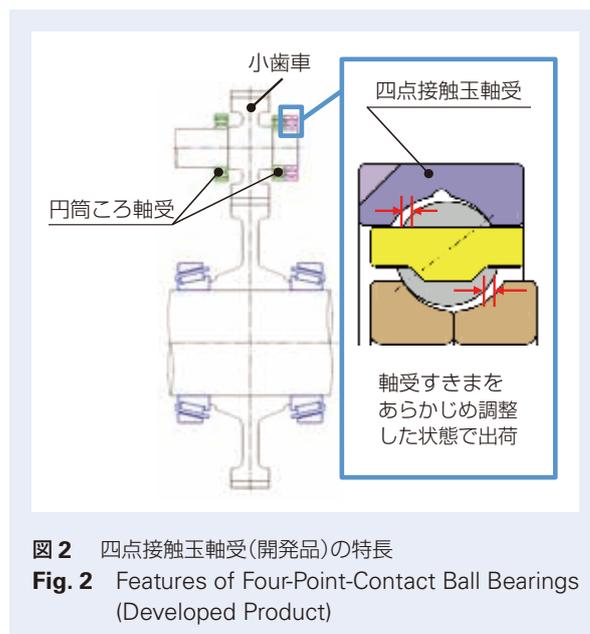
日本国内の駆動装置で主に採用されている円すいころ軸受では、軸受取り付け時に軸方向すきまの調整作業が必要であり、その際、高い技術と多くの時間を要している。開発品の四点接触玉軸受は、軸受すきまをあらかじめ調整した状態で出荷する。その為、開発品では軸受取り付け時のすきま調整作業が不要であり、メンテナンスの省力化により、ライフサイクルコスト削減に貢献することができる。(図2)。

3. 用途

本製品は、新幹線に代表される高速車両から、地下鉄・在来線などの中低速車両向けまで、あらゆる速度の鉄道車両向け駆動装置小歯車軸に使用可能である。

4. まとめ

本製品を提供する事で、鉄道車両の安全・安心と共に、駆動装置の省メンテナンス化により鉄道車両のライフサイクルコスト削減に貢献していく。



商品

紹介

NSK リニアガイド™ 長寿命シリーズ DH / DS 型 Long-Life Series: DH/DS NSK Linear Guides™

NSK リニアガイドは、各種生産設備など幅広い用途に使用されており、近年のスマートファクトリー化の進展、昼夜連続稼働、生産性向上などの理由から、より一層の信頼性向上、長寿命化が求められる。

NSK リニアガイドの標準シリーズである NH / NS 型は、軌道溝形状の最適設計によって高負荷容量を実現し、多くの使用実績がある。今回紹介する長寿命シリーズ DH / DS 型 (写真 1) は標準 NH / NS 型の特長を継承しながら、更に 2 倍の長寿命化を実現した。



写真 1 NSK リニアガイド™ 長寿命シリーズ DH / DS 型
Photo 1 Long-Life Series: DH / DS NSK Linear Guides™

1. 仕様

長寿命シリーズの一つの型式である DH 型はボール径を大きくし世界最高レベルの動定格荷重を有し、DS 型は組立高さを抑えたコンパクトな形状を成している。サイズ、スライダ形状のラインアップは標準シリーズ同様に、DH 型は # 15 ~ 65, DS 型は # 15 ~ 35 の計 13 サイズを取り揃えており、多様なスライダ形状にも対応することができる (表 1)。それぞれ

の寸法および精度は標準シリーズ NH / NS 型と完全互換であり、標準シリーズからの置き換えによって長寿命化を容易に実現することができる。

表 1 長寿命シリーズ DH / DS 型対応範囲

Table 1 Range supported by long-life DH / DS linear guides

形式 (サイズ)		スライダ形状	
		角形	フランジ形
高荷重形	DH15	AN	EM
	DH20	AN	EM
	DH25	AL, AN	EM
	DH30	AL, AN	EM
	DH35	AL, AN	EM
	DH45	AL, AN	EM
	DH55	AL, AN	EM
	DH65	AN	EM
超高荷重形	DH15	BN	GM
	DH20	BN	GM
	DH25	BL, BN	GM
	DH25	BL, BN	GM
	DH35	BL, BN	GM
	DH45	BL, BN	GM
	DH55	BL, BN	GM
	DH65	BN	GM

形式 (サイズ)		スライダ形状	
		角形	フランジ形
高荷重形	DS15	AL	EM
	DS20	AL	EM
	DS25	AL	EM
	DS30	AL	EM
	DS35	AL	EM
中荷重形	DS15	CL	JM
	DS20	CL	JM
	DS25	CL	JM
	DS35	CL	JM



2. 特長

2.1 従来比 2 倍の長寿命

DH / DS 型には信頼性向上、長寿命化を達成するため、軸受開発の中で培われた NSK の独自技術である TF 化（熱処理）技術を適用している。TF 化技術を適用したリニアガイドにも長寿命化の効果があることを多くの耐久試験で検証し、従来比 2 倍の長寿命シリーズとして製品化した。装置の長寿命化はもちろん、寿命を維持しながら装置のダウンサイジングが可能となる（図 1）。

TF 化技術とは、金属材料熱処理技術の一つであり、鋼材に存在する残留オーステナイト量をコントロールすることによって転がり要素の長寿命化を達成する NSK の独自技術である。その原理は、残留オーステナイト量の最適化により、ボールが異物などをかみ込

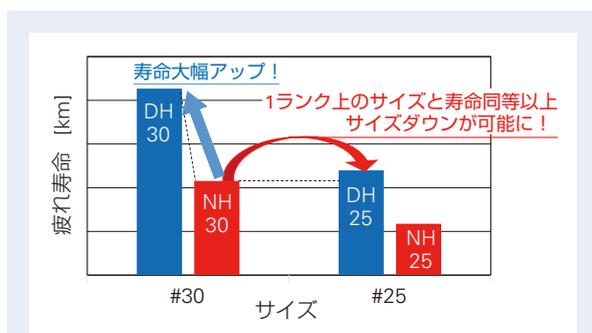


図 1 信頼性向上とサイズダウンの例

Fig. 1 Examples of reliability improvement and size reduction

んだ際に発生するボール溝の圧痕の縁形状をなだらかにすることができる。これにより圧痕縁からの剥離発生を抑制し、疲れ寿命を延ばす技術である（図 2）。

2.2 豊富なオプション

DH / DS 型には、多孔質樹脂内部の潤滑油が徐々に染み出すことによって長期メンテナンスフリーを実現する潤滑ユニット NSK K1-L、多段リップ構造により防塵性能を大幅に向上させた高防塵サイドシールなど、標準シリーズ NH / NS 型と同様に豊富なオプションを用意している。これにより、様々な環境で使用される各種設備・各種装置への適用が可能である。

3. 用途

半導体・液晶製造設備、自動車製造設備、搬送用ロボット、プラットホーム用ドアなど、各種搬送設備の長寿命化、あるいはダウンサイジングに寄与することができる。

4. まとめ

NSK リニアガイド™ 長寿命シリーズ DH / DS 型は、大幅な長寿命化により信頼性の向上と生産性の向上、さらに小型化による軽量化・低摩擦化・省エネルギー化を実現する。NSK は今後も、リニアガイドの長寿命化を図り、機械・設備の信頼性向上、生産性向上に貢献したいと考える。

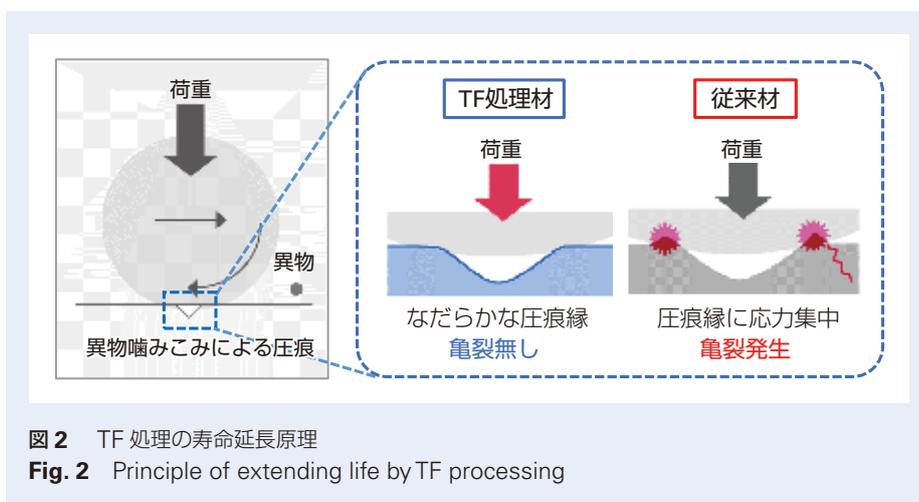


図 2 TF 処理の寿命延長原理

Fig. 2 Principle of extending life by TF processing

商品

紹介 ワイヤレス振動診断器 D-VibA10 型

Wireless Vibration Diagnostic Device Model D-VibA10

転がり軸受はさまざまな回転機械に使用される比較的単純な機械要素でありながら損傷の発生によってその機能が失われると機械システム全体の機能損失へつながることが多い。このため、軸受運転時の状態監視は機械システムの安定稼働を図るうえで重要な作業の一つとなっている。

この状態監視は、従来、ベテランの保全員が機械の状態を触覚や聴覚に併せて、高度な振動解析機器を用いて判断する方法に頼っていたが、保全員によって判断が異なったり、迷ったりするなどの問題があった。

そこで NSK では、これらの問題を解決するために、長年にわたり取り組んできた軸受や直動製品の振動診断技術を基盤とした「状態監視・診断ソフトウェア (ACOUS NAVITM)」のラインナップアプリである「ACOUS NAVI for Bearings」を組み込んだワイヤレス振動診断器 D-VibA10 型を開発したのでここに紹介する。

1. 構成、および仕様

本製品は、手のひらサイズのコンパクトなボディながら、振動検出や解析演算、バッテリー機能を備えた振動ピックアップと、お持ちの Android スマートフォンへ Google Play ストアからインストールできる専用アプリで構成される振動診断器である (写真 1)。振動ピックアップをスマートフォンと Bluetooth 接続し、運転中の回転機械に取り付けると、ワイヤレスで振動測定や軸受のフレーキングなどの損傷を、その場で診断できる。

スマートフォンへ保存した各振動測定データは、付属の管理ソフトウェアをインストールしたパソコンへ移動して、機械設備ごと時系列的に振動状態を管理できる。

また、巡回点検ルートや点検設備ごとに測定解析条件を管理ソフトウェアで設定できるので、予め、スマートフォンへ転送すると効率的な保全作業ができる。

表 1 に D-VibA10 型の仕様を示す。

2. 特長

本製品は、回転機械から発生する振動現象や原因を定量化するために、振動計や FFT アナライザ、オシロスコープなどの測定解析機能の他に、軸受の損傷に

起因する特定の振動成分を自動で抽出し判断する診断ソリューションを搭載している。

機械設備の点検用途に適するように、機能、操作性、データ管理などの点に、以下の工夫がこらされている。

図 1 に本製品の機能を示す。

(1) 即時診断器

振動ピックアップを回転設備に取り付ければ、過去の振動データがなくても、軸受呼び番号と回転情報を設定するだけで軸受のフレーキングやきすなどの損傷を、その場で特定できる。

(2) 再診断機能

保存データは軸受損傷の判定レベルや軸受条件を変更して再診断できるので、再測定の手間が省ける。

(3) 用途に即した測定モード

測定モードは手動と自動から選択できる。手動測定モードは測定や解析機能を任意に選択できるのでスポット測定の用途に適している。



写真 1 ワイヤレス振動診断器 D-VibA10 型

Photo 1 Wireless Vibration Diagnostic Device Model D-VibA10

表 1 仕様
Table 1 Specifications

構成部	項目	仕様	
共通	無線通信	Bluetooth	
	専用アプリ 起動 OS	Android 8 以降	
	管理ソフトウェア 起動 OS	Windows 10	
振動値	測定周波数帯域	変位	10 Hz ~ 1 kHz
		速度	10 Hz ~ 1 kHz
		加速度	10 Hz ~ 20 kHz
振動ピックアップ	方式	圧電式加速度型	
	寸法	Φ 48 × 81 (H) mm	
	重量	170 g	
	使用温度範囲	+ 5 °C ~ + 50 °C	
	防塵・防水環境	IP 65	
	使用電源	充電式リチウムイオン電池	
	材質	SUS, アルミニウム合金, 複合樹脂	
USB ドングル	データ管理	管理ソフトウェア	

自動測定モードでは設備と測定解析条件を関連付けて、測定～保存を一括処理できるので巡回点検に適している。

(4) 軸受以外にも応用可能

振動値は変位、速度、加速度の3種類の測定機能を備えている。速度はISO 10816の振動シビアリティ評価基準に準拠し、回転部のアンバランスやミスアライメントのランクを自動判定する。加速度は、一般的な機械振動を解析する機能があり、外乱を除去するためのフィルタや振動を音に変換して聞くこともできる。

(5) 管理ソフトウェア

スマートフォンから保存データを移動すると、測定した機械ごとのフォルダが作成され、振動値のトレンドグラフや各波形を表示できる。軸受損傷の判定レベルや軸受条件を変更した再診断の他に、各波形をCSV形式としてファイル出力できる。また、各種測定データを基に設備診断報告書(図2)を自動作成できるので迅速な情報発信と共有化ができる。

さらに、自動測定モードの測定解析条件や巡回点検ルートを設定してスマートフォンへ転送できるので保全員に依らず効率的な作業が図れる。

(6) 専用アプリのインストール

Androidスマートフォンやタブレットをインターネットに接続すると、Google Playストアから入手できる。

3. 用途

本製品は、一定速度で運転する、モーター、ファン、ポンプ、スピンドルなどの一般汎用回転機械に適している。

4. まとめ

本製品は、機械設備の振動を測定・解析・傾向管理する機能の他に、軸受損傷の診断機能を備えたオールインワン型診断器である。設備保全の効率化と省人化、さらには故障発生

の未然防止ツールとして貢献できれば幸いである。

本製品の情報は、以下の専用サイトをご利用下さい。
<https://www.acousnavi.nsk.com/jp/a10/>

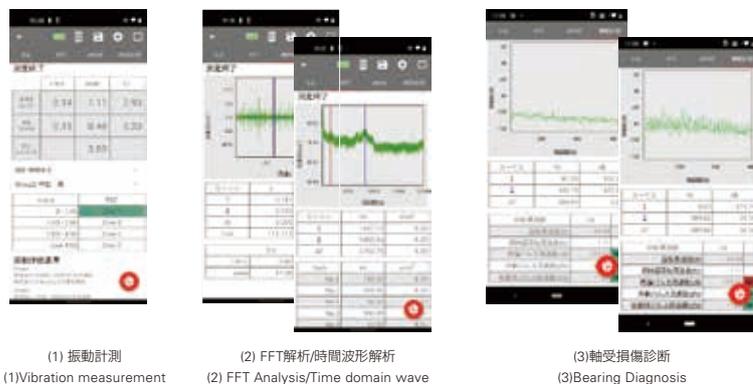


図1 機能
 Fig. 1 Functions

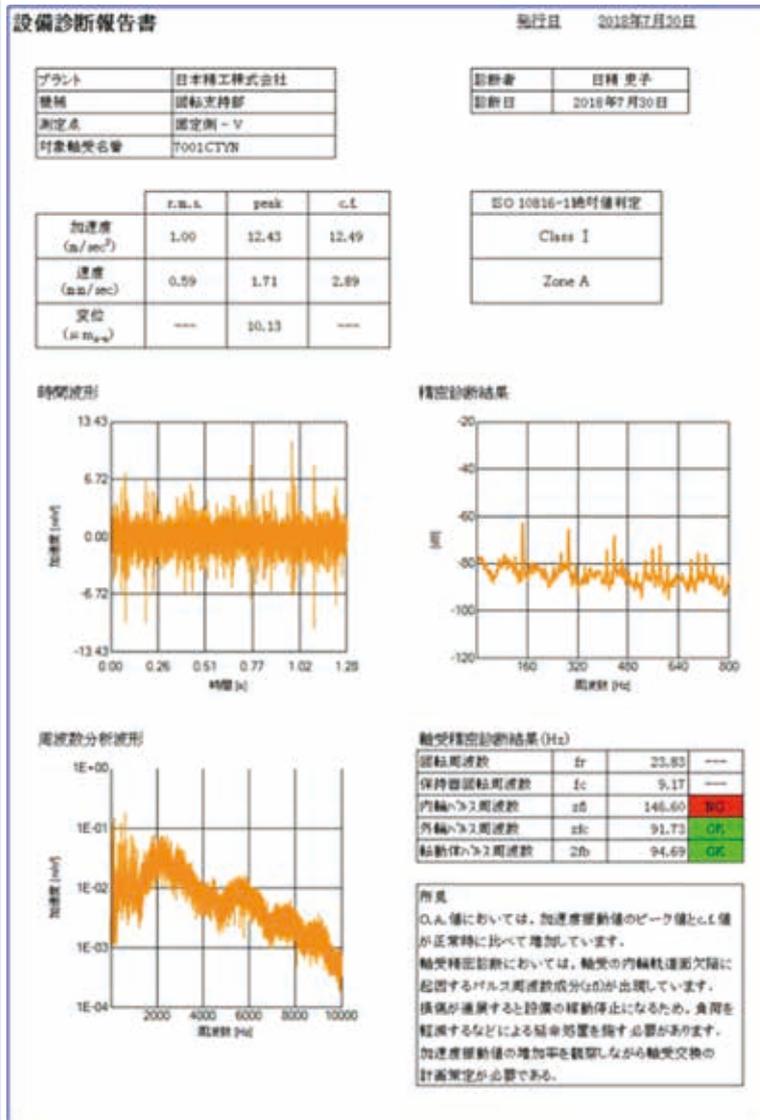


図2 設備診断報告書
 Fig. 2 Equipment diagnosis reports

商品

紹介

パワートレイン用低フリクション円すいころ軸受

High Efficiency Tapered Roller Bearings for Powertrains

グローバルな環境規制の強化や消費者の環境意識の高まりに伴い、自動車にはCO₂排出量の削減と燃費向上が強く求められており、自動車のパワートレインで使用される転がり軸受についても、更なる低フリクション化ニーズが拡大している。

パワートレインには様々な形式の転がり軸受が使用されるが、円すいころ軸受は高い支持剛性や高荷重への対応が求められる部位で幅広く使われている。

(写真1)

上記の背景から、NSKでは1980年以降様々な観点から円すいころ軸受の低フリクション化の開発を行っており、2017年に自動車の燃費向上に貢献する“自動車用変速機向け第6世代「低フリクション円すいころ軸受」を開発”を発表している。今回、改めてこれらの開発における低フリクション化の効果を紹介する。



写真1 パワートレイン用低フリクション円すいころ軸受

Photo 1 High efficiency tapered roller bearings for powertrains

1. 構成, 構造, および仕様

円すいころ軸受のフリクションは、①ころと軌道面の間で生じる「転がり摩擦」、②内輪つばところ端面との間で生じる「滑り摩擦」、③軸受が回転する際に生じる「潤滑油の攪拌損失」などからなる。それぞれのフリクション因子に着目し、改良を加えることで第1世代～第6世代と称し段階的に低フリクション化を図ってきた。(図1, 図2)



図1 円すいころ軸受のフリクション要因

Fig. 1 Friction factors for TRBs

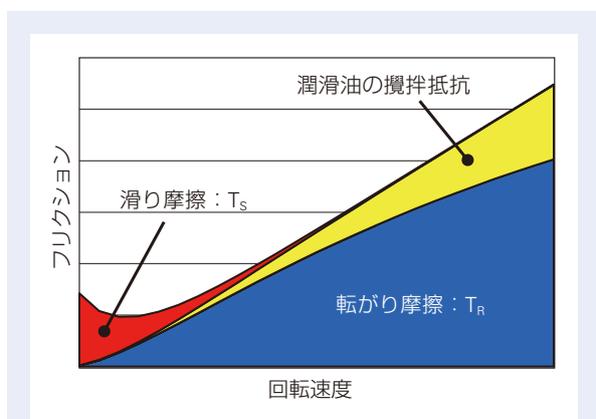


図2 転がり摩擦: T_R と滑り摩擦: T_S の関係

Fig. 2 Relationship between rolling friction T_R and sliding friction T_S

第1世代～第3世代はそれぞれ、滑り部の改善、内部諸元の最適化、長寿命化技術による小型化を特徴としており、トータルで約35%の低フリクション化を達成している。以下に第4世代～第6世代の特徴を説明する。

2. 特長

・第4世代

内外輪軌道面の形状を、単一円弧もしくは複合円弧形状(標準クラウニング形状)から、特殊な樽状の形状(特殊クラウニング形状)にすることにより、ころと軌道面上に発生する接触面圧分布をより均一化するとともに、両端で発生するエッジロードを大幅に抑制することを特徴とする。

これにより軸受の更なる小型・軽量化に加え、「転がり摩擦」約30%低減を可能とした。(図3)

・第5世代

従来、プレス成型された鉄保持器が用いられるが、軸受内部に流入する潤滑油量を制御できる機能を持った特殊形状樹脂保持器を採用することで、「潤滑油の攪拌損失」を大幅に低減し、高速回転域において約20%のフリクション低減を可能とした。(図4)

・第6世代

滑り部である内輪大つば面と外輪端面の粗さをベース仕様に対して大幅に改善することにより、低速回転域では最大60%、全回転速度平均では最大20%の「滑り摩擦」低減を可能とした。(図5)

3. 用途

本製品に用いている低フリクション化技術は、自動車のパワートレインだけでなく、他の自動車用途や各種産業機械分野で使用される円すいころ軸受にも幅広く適用可能である。

4. まとめ

現在、自動車のパワートレイン用円すいころ軸受のベース仕様は第3世代であるが、第4世代～第6世代を適用することで、第3世代に対して更に約45%の低フリクション化が可能である。

今後も、NSKの市場ニーズに応える新商品開発を推進することで、自動車の燃費向上に貢献していく。

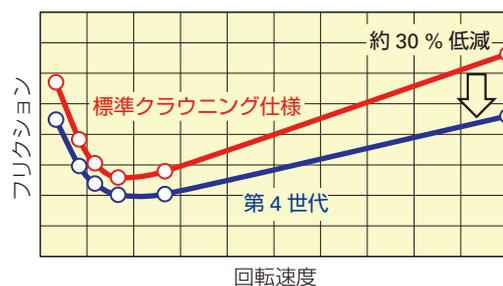


図3 第4世代円すいころ軸受のフリクション測定結果
Fig. 3 Friction measurement results for Gen. 4 TRBs

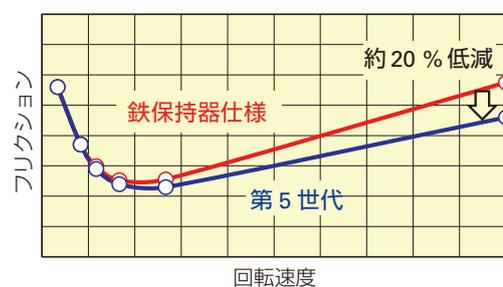


図4 第5世代円すいころ軸受のフリクション測定結果
Fig. 4 Friction measurement results for Gen. 5 TRBs

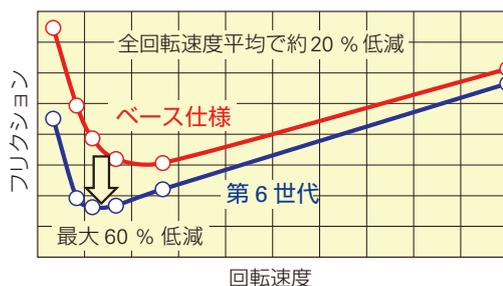


図5 第6世代円すいころ軸受のフリクション測定結果
Fig. 5 Friction measurement results for Gen. 6 TRBs

商品

紹介

電動化車両用プレスアンギュラ玉軸受

Pressed Angular Contact Ball Bearings for Electric/Hybrid Vehicles

近年、地球環境への影響から、CO₂ 排出量削減の取り組みとして、自動車は従来の内燃機関車両から、電動化車両 (HEV, EV) へ移行が進んでいる。自動車関連企業は燃費向上による CO₂ 排出削減に向けて、より低トルク、低燃費である製品の開発を急いでいる。

NSK では、電動化車両の開発に貢献することを主眼に、今回、プレスアンギュラ玉軸受を開発したので、以下に紹介する。

1. 用途

P2 型 HEV (発進クラッチと変速機の中にモーターを配置した構造) や DHT (専用ハイブリッドトランスミッション) など、主に多板摩擦材式のクラッチが内蔵されるアプリケーションに適用される軸受である。

P2 型 HEV 用クラッチアプリケーション (図 1) では、変速時に油圧ピストンを介して多板摩擦材を係合させるが、油圧ピストンには回転油圧室式、固定油圧室式とあり、後者により、油路簡素化、ピストン部のオイルシール数低減、及びオイルポンプロス削減などの効果が得られるため、低燃費化が期待出来る。

この際、プレスアンギュラ玉軸受を油圧ピストンと多板摩擦材との間に配置することで、係合時の多板摩擦材の回転を油圧ピストンに直接伝達せずに済むため、油圧ピストンの破損を防止することが出来る。

2. 構成、構造、および仕様

従来のアンギュラ玉軸受の内外輪が鍛造+削りで作られるのに対し、プレスアンギュラ玉軸受は内外輪が精密プレス成型されたものである。顧客での組み付け性向上の為に、軌道輪や玉など各構成部品は非分離となっている (図 2)。組み付け時には、内輪及び外輪は周辺部品には圧入されず、径方向にフローティング(ガタ)の状態を取り付けられる。荷重負荷時には、内外輪端面でアキシャル荷重を回転伝達する。

3. 特長

3.1 低トルク

玉軸受はニードル軸受と比較して回転トルクが低い。代表例として、定格荷重が同じスラストニードル軸受とプレスアンギュラ玉軸受の回転トルク比較計算事例を図 3 に示す。



写真 1 プレスアンギュラ玉軸受

Photo 1 Pressed angular contact ball bearings

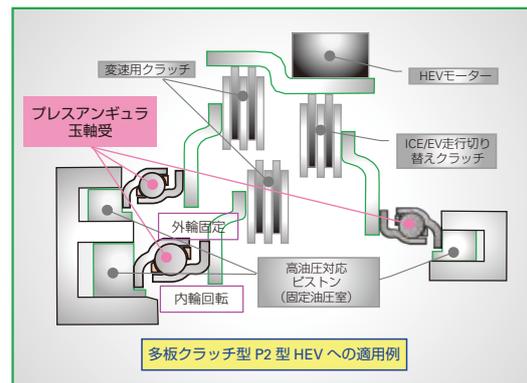


図 1 多板クラッチ型 P2 型 HEV への適用例

Fig. 1 Application example: multi-plate clutch P2 HEV

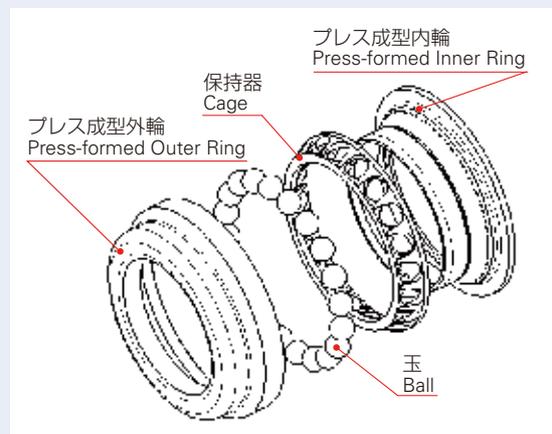


図 2 プレスアンギュラ玉軸受分解図

Fig. 2 Exploded view of pressed angular contact ball bearing

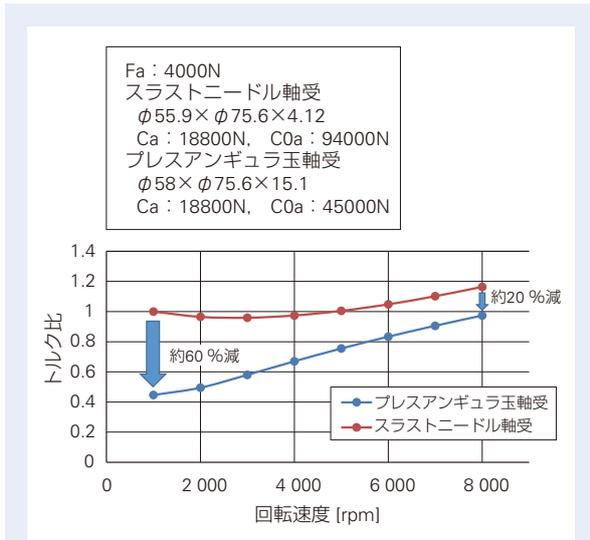


図3 プレスアンギュラ玉軸受とスラストニードル軸受のトルク比較
Fig. 3 Torque comparison between pressed angular contact ball bearing and thrust needle roller bearing

3.2 傾き環境下でのロバスト性

スラストニードル軸受は傾斜下で使用される(図4)と軌道輪が相手傾斜に倣う為、転動体と軌道輪間にエッジロード(局所的な過大面圧)が発生し、はく離することがある(図5)。プレスアンギュラ玉軸受であれば、相手傾斜に倣っても、転動体が玉のため、局所的な過大面圧の発生を回避できる。

3.3 自己調心作用

P2型 HEV用クラッチアプリケーションでは、組立時にフローティング(ガタ)の状態を取り付けられ、変速時の応答性等から、運転時(荷重負荷+回転)にはガタの状態から素早く調心する機能が求められる。スラストニードル軸受の場合、調心作用が働くと二つの軌道輪の間で保持器は径方向に挟まれ、破損に至るケースがある。一方、プレスアンギュラ玉軸受は玉で軌道輪を支持する構造の為、保持器破損は発生しない(図6)。またプレスアンギュラ玉軸受は良好な調心応答性を示す(図7)。

3.4 組み込み容易性

従来のアンギュラ玉軸受等は、軌道輪を相手部品へ圧入して使用される。一方、プレスアンギュラ玉軸受は相手部材への圧入が不要であり、また各構成部品が非分離であるので、組立が容易である。

4. まとめ

プレスアンギュラ玉軸受は、精密プレス技術を用いた新商品として、電動化車両の開発に貢献できるものとする。今後、更なる燃費向上のニーズに応えられる商品開発に取り組んでいく。

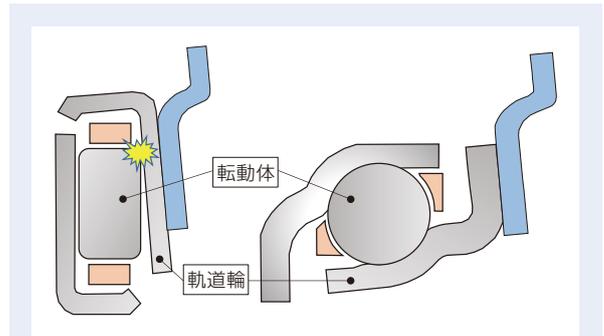


図4 傾斜下でのロバスト性
Fig. 4 Robustness under a tilted environment



図5 傾斜下のスラストニードル軸受のエッジロード剥離
Fig. 5 Edge load spalling of thrust needle roller bearing under a tilted environment

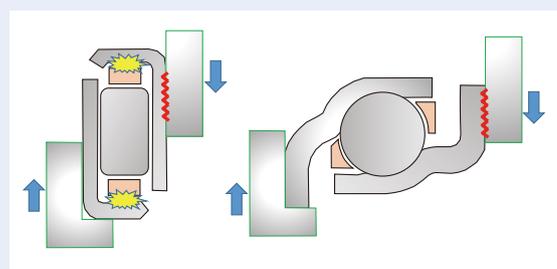


図6 自己調心時の挙動比較
Fig. 6 Comparison of behavior during self-alignment

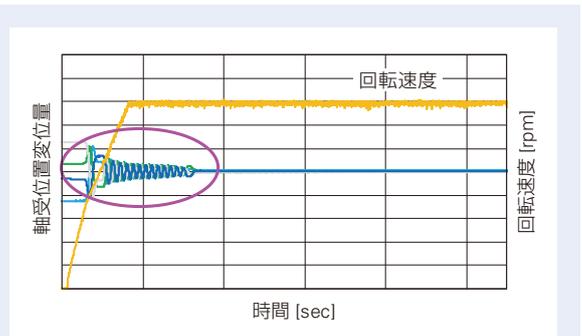


図7 調心試験結果
Fig. 7 Self-alignment test results

商品

紹介 耐電食スラストニードル軸受

Thrust Needle Roller Bearings with Electrical Corrosion Resistance

自動車の大きな変革期を迎え、パワートレインにおいても、電気自動車 (EV)、ハイブリッド車 (HEV) をはじめとして、様々な様式で変速機とモータの融合による電動化が急速に進んでいる。

それらパワートレインに使用される軸受においても、従来の要求機能だけでなく、電動化特有の破損モードである「電食」への対応が必要となることが想定される。

NSK では従来のスラストニードル軸受に耐電食として絶縁機能を付加した、「耐電食スラストニードル軸受」(写真 1)を開発したので紹介する。



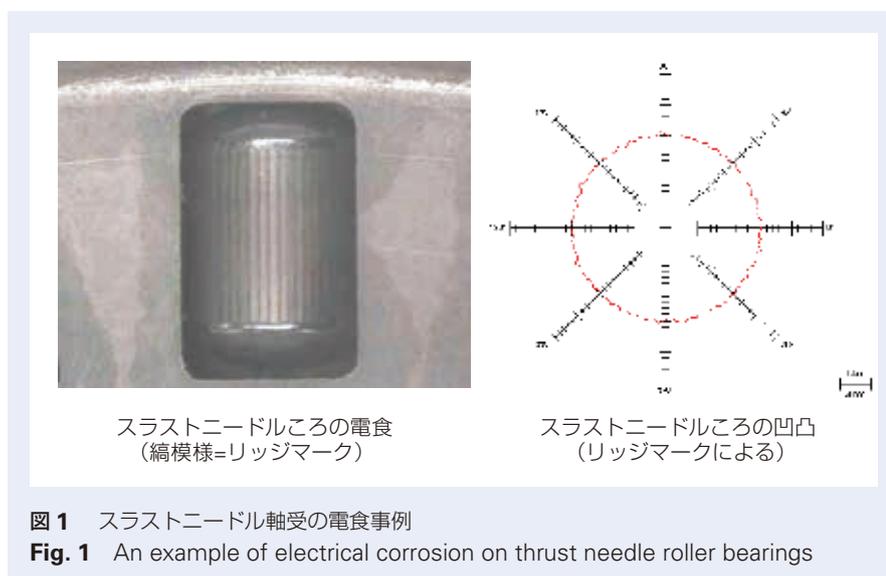
写真 1 耐電食スラストニードル軸受

Photo 1 Thrust needle roller bearings with electrical corrosion resistance

1. 背景

EV、及び HEV の中でも特にストロングハイブリッドと呼ばれる、積極的にモータでの駆動、発電、回生を行う電動変速機では、変速機のギアとモータが密接に組み合わされている。その構造の中で使用される軸受についても、通電経路上に軸受が配置された場合、その軸受に電食が発生することがある。電食は通常モータのロータ回転を支持する軸受に発生することが多いが、その軸受から先の通電経路上にニードル軸受があると、電食が発生することがある。

図 1 は実際にスラストニードル軸受にて発生した例であり、電食特有の縞模様=リッジマークパターンところに凹凸が見られる。



スラストニードルころの電食
(縞模様=リッジマーク)

スラストニードルころの凹凸
(リッジマークによる)

図 1 スラストニードル軸受の電食事例

Fig. 1 An example of electrical corrosion on thrust needle roller bearings

2. 構造と仕様

今回、スラストニードル軸受に対し、軌道輪であるレースに樹脂を一体化することにより、軸受への通電を絶縁し、電食を防止する構造とした。

レースと樹脂の一体化には、レースを射出成形金型に挿入した状態で樹脂を射出成型する「インサート成形」を採用した。

製品の断面形状とインサート成形されたレースを図2に示す。

レースと樹脂の一体化に当たり、樹脂部をレースへ固定し、レースに残存するうねりを抑制する必要がある。レースへの固定は、レースに設けられた保持器バネ止め用タブの凹部に樹脂を成形することにより実現している。うねりの抑制は、フラットな樹脂背面を得る為、射出時にレースをフラットにしている。

本製品では、金型構造に工夫を施すことにより、これらを実現可能とした。

3. 性能

本開発品の絶縁性能として、電気抵抗値を測定した結果を図3に示す。樹脂の物性変化による影響を確認する為、樹脂の水分状態を乾燥、及び吸湿の2種類にて測定を行った。

まず乾燥品の測定にて、 $1.0 \times 10^{10} \Omega$ を超える抵抗値を示し、吸湿品（7%相当の水分量）の測定にて、 $1.0 \times 10^6 \Omega$ を超える抵抗値を示した。一般的な絶縁体の指標である $1.0 \times 10^6 \Omega$ 以上であり、十分な絶縁性能を有することが分かった。

ただし、実際の軸受使用環境下では、温度上昇による抵抗値の低下が想定される為、実機や実際の軸受使用環境下にて絶縁性能を確認する必要がある。

4. 用途

本開発品は、EV、HEV用の変速機に限らず、「電流の遮断+スラスト荷重の回転支持」の機能を要求される箇所に幅広く適用可能である。

また、当該スラストニードル軸受の電食を防止する

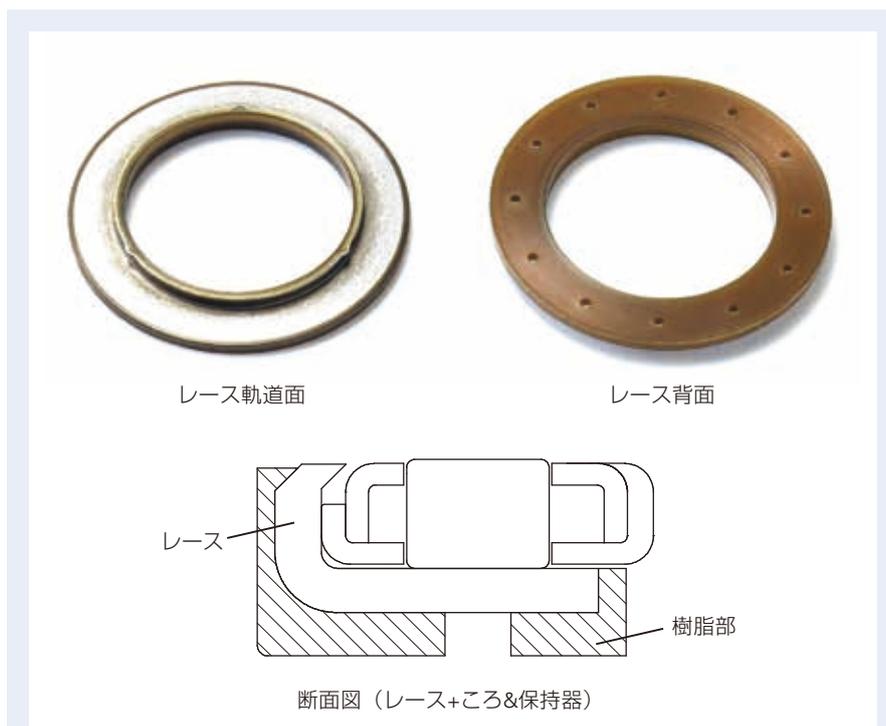


図2 製品仕様と構成
Fig. 2 Specification and structure of product

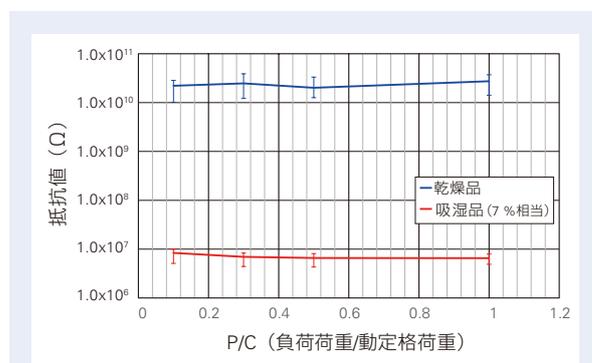


図3 電気抵抗測定結果
Fig. 3 Results of electrical resistance measurement

だけでなく、同時に通電経路の絶縁も可能である。そのため、当該開発品を適用することで、電気的な対策を必要とする場合に、構造設計自由度の向上にも貢献可能である。

5. まとめ

今後さらに加速する電動化において、電気的な損傷モードに対する対策は、広く必要性が高まると予想する。機械的な変速機構に軸受は不可欠であることから、本製品の需要は今後さらに高まると考える。

本 社	TEL.03-3779-7111 (代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東北支社	TEL.022-261-3735 (代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町 4-1-25 (東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
北関東支社	TEL.027-321-2700 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イースタワー 3F) 〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360 (代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町 2-1-1 (ファース長岡ビル 7F) 〒940-0066
東京支社			
営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2 (札幌センタービル 16F) 〒060-0005
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
日立営業所	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
西関東支社	TEL.046-223-9911 (代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800 (代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲 5336-2 (諏訪貿易流通会館轟ビル 4F) 〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811 (代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社			
営業部	TEL.052-249-5750 (代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中区新栄 2-1-9 (雲竜フレックスビル西館 2F) 〒460-0007
北陸支社	TEL.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社			
営業部	TEL.06-6945-8158 (代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル) 〒540-0031
販売技術部	TEL.06-6945-8168 (代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-526-8212 (代)	FAX.077-526-1790	滋賀県大津市京町 4-4-23 (アソルティ大津京町 2F) 〒520-0044
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パライオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760 (代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501 (代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町 5-29-10 〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671 (代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東 2-6-1 (九筋筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-381-8500 (代)	FAX.096-381-0501	熊本県熊本市中央区水前寺 3-3-25 (増永水前寺ビル 2F) 〒862-0950
自動車営業本部			
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881 (代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町 2-6-10 (東武太朋ビル 5F) 〒243-0018
東日本自動車第一部(東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7892 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第二部(宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピースクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部(東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第三部(日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920 (代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町 5-10 〒471-0875
中部日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169 (代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 3F) 〒540-0031
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161 (代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501 (代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州 3-7-19 (広島日精ビル) 〒732-0802

〈2021 年 8 月現在〉

最新情報は NSK ホームページをご覧ください。

お問合せ: 製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

他国へ輸出する場合は、製品の輸出に必要な最新法規制の調査を行い、許可取得等の手続きをお願いします。

このカタログの内容については、技術的進歩および改良に対応するため製品の外觀、仕様を予告なしに変更することがあります。なお、カタログの制作には正確を期するために細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

このカタログの内容、テキスト、画像の無断転載・複製を禁止します。

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2022 No. 694

印刷 令和4年1月15日
発行 令和4年1月22日
編集人 三田村 宣晶
発行人 岡本 綾
印刷所 久下印刷株式会社
発行所 **日本精工株式会社**
広報部 TEL 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。