

コラムタイプ電動パワーステアリングのラトル音解析技術の確立

Development of Rattle Noise Analysis Technology for Column Type Electric Power Steering Systems

西村慎二 S. NISHIMURA 阿部 諭 S. ABE

The backlash adjustment mechanism for reduction gears adopted in electric power steering systems aims to reduce rattle noise at gear inverse rotation by decreasing the backlash between worms and reduction gears. However, there is a possibility that another rattle noise could be generated due to the characteristics of the backlash adjustment mechanism itself.

Therefore, we have developed rattle noise simulation for column type electric power steering (C-EPS) systems to analyze rattle noise caused by the backlash adjustment mechanism. The cause of rattle noise has been inferred from simulation and actual measurement results. This simulation can now be used at the design phase to design parameters which will reduce rattle noise and improve design efficiency.

Key Words: rattle noise, electric power steering, backlash adjustment mechanism, reduction gear

1. はじめに

電動パワーステアリングに採用される減速機芯間調整機構は、ウォームギヤのバックラッシによるギヤ反転時の歯打ち音の低減を目的に、使用温度や経年によるウォームとウォームホイール間の芯間距離変化を、ウォーム弾性支持部が吸収してギヤバックラッシを抑える構造となっており、従来構造に対して歯打ち音は大幅に低減している。

しかし、本構造でウォームは本来の回転運動以外に、微小ではあるが並進運動をすることから、ステアリングシステムに急激な荷重変化が生じた場合、ラトル音と称する打音が発生することがある。

これまで、減速機芯間調整機構に起因するラトル音の抑制と、電動パワーステアリングの基本性能の確保を両立するために試行錯誤を重ねており、これをいかに効率よくかつ的確に行うかが製品開発上の課題となっていた。

そこで、減速機芯間調整機構に起因するラトル音の発生予測と、ラトル音の原因となるウォームの並進運動による衝撃力を抑制する最適諸元の導出を目的に、コラムタイプ電動パワーステアリング (C-EPS) を対象とした C-EPS 用ラトル音解析シミュレーションを開発したので紹介する。

2. シミュレーションモデル

2.1 C-EPS システムモデル

図 1 に示す C-EPS システムモデルは、C-EPS 機構部とアシスト制御部およびモータ電流制御部で構成され、ステアリングホイール操舵やタイヤ側からの入力に応じて C-EPS の挙動を模擬する C-EPS 全体モデルである。

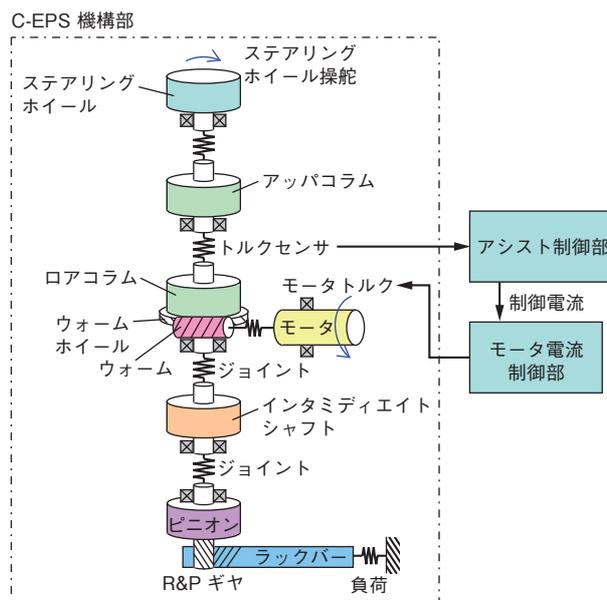


図 1 C-EPS システムモデル
C-EPS system model

シャシー

C-EPS 機構部は、C-EPS を構成する主要な質量・慣性要素が剛性結合しているとして、それぞれの要素について運動方程式を定義し、式に基づき C-EPS 全体の機器構成をモデル化した。

アシスト制御部およびモータ電流制御部は、当社 C-EPS に採用される制御ロジックに基づいてモデル化した。

2.2 減速機芯間調整機構モデル

図2に減速機芯間調整機構の構造を示す。ウォームのエンド側軸受とハウジングの間にすきまを設け、そのすきまに特殊な芯間調整用のスプリングを組み込んで、Q を支点としてウォームが芯間方向に動作する構造になっている。このスプリングがウォームをウォームホイール側に押し付け、バックラッシュを抑制すると同時に、軸受とハウジングとの打音を防ぐ緩衝材にもなっている。また、モータ側軸受の微小なアキシャル方向すきまにより、ウォームがアキシャル方向に動作する構造になっている。

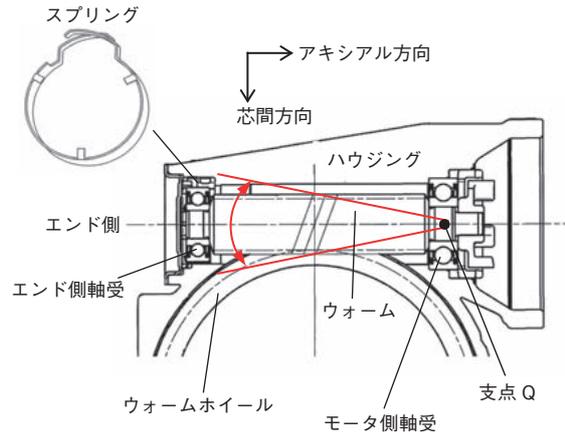


図2 減速機芯間調整機構
Backlash adjustment mechanism for reduction gears

図3に減速機芯間調整機構モデルの模式図を示す。本モデルは、減速機芯間調整機構の構造と動作原理に基づき、ウォーム、かみあい荷重、スプリング剛性、ウォームギヤ接触剛性（ウォームとウォームホイール間の芯間方向剛性）、ウォームのモータ側軸受諸元（アキシャルすきま、玉剛性）、および各方向の動作限界を表す限界剛性をモデルの構成要素とし、支点 Q を中心にウォームが芯間方向およびアキシャル方向に挙動する様子を模擬できるようにした。スプリング剛性は、芯間方向の可動量などを要因とし、実測剛性を特性値（非線形剛性）

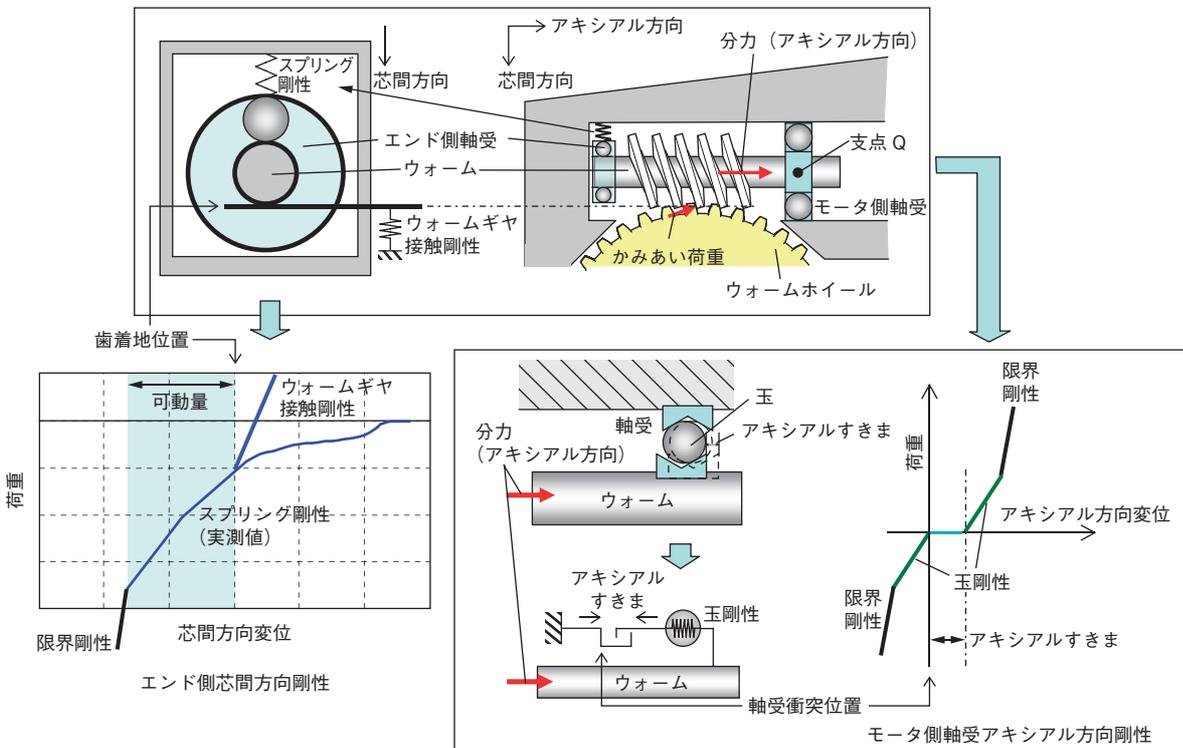


図3 減速機芯間調整機構モデル
Model of backlash adjustment mechanism for reduction gears

として関数定義できるようにした。ウォームを各方向へ動作させる荷重（分力）はかみあい荷重、歯面すべり摩擦力、およびかみあい荷重方向と支点 Q に依存するウォームのモーメントから求めた。

モデルでの計算結果の妥当性を検証するため、実機試験と比較した。

実機試験は C-EPS システム試験装置において、**図 4** に示すように、インタミディエイトシャフトから下を切り離し、ロアコラムに加振機を接続して、 ± 180 度の角度変動と 15Hz 加振トルクを重ね合わせた逆入力を与えたときの、ウォームのエンド側芯間方向変位とアキシャル方向変位を計測した。

計算モデルは、**図 1** の C-EPS システムモデルに**図 3** の減速機芯間調整機構モデルを組み込み、インタミディエイトシャフトから下側を切り離し、ロアコラムに実機試験と同等の加振条件を入力できるようにした。このモデルを用いて、ウォームのエンド側芯間方向変位とアキシャル方向変位を計算した結果を、実機試験結果と併せて**図 5** に示す。**図 5** では、ウォームのエンド側芯間方向変位を End x disp, アキシャル方向変位を z disp, 計算結果を Sim, 実機試験結果を Exp と表している。計算結果は、実機試験結果と同等の挙動と傾向を示しており、計算モデルが妥当であることを確認した（上記の計算モデルと加振条件で行う計算を、以下、ラトル音シミュレーション）。

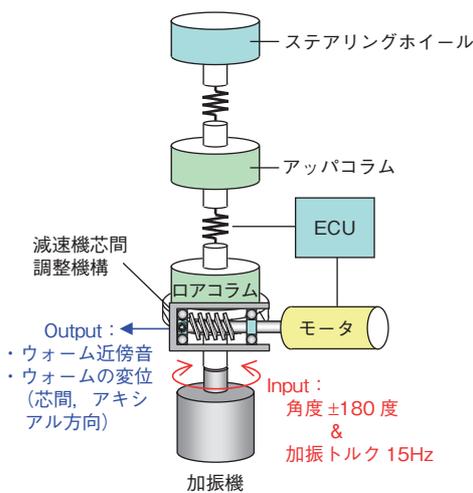


図 4 ラトル音試験方法
Testing method for rattle noise

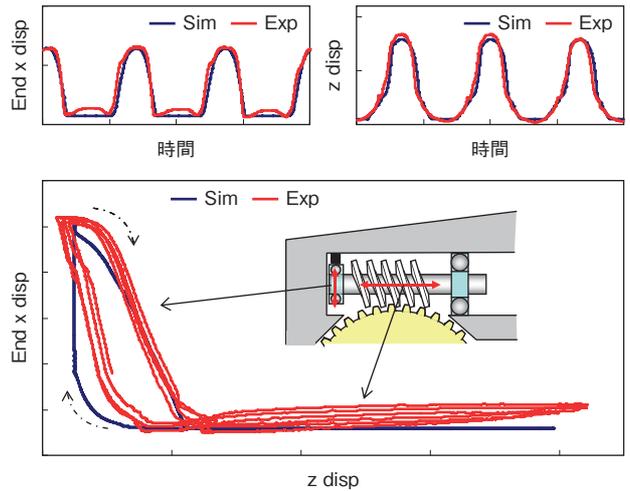


図 5 実測と計算結果の比較
Comparison of actual measurement and calculation results

3. 減速機芯間調整機構におけるラトル音の実機評価

実機でのラトル音を調査するため、ラトル音が発生するように調整した試作品（以下、ラトル音評価品）を用意し、前章で示した試験条件においてウォームのエンド側近傍の音を測定した。これと同時に測定したウォームのエンド側芯間方向変位およびアキシャル方向変位に対して、どのタイミングでラトル音のピークが現われるかを確認した。**図 6** にその測定結果を示す。

図 6 から、ウォームが芯間、アキシャルの各方向に変位し、衝突したタイミングで音のピークが現われており、ラトル音が減速機芯間調整機構に起因していることを確認できた。

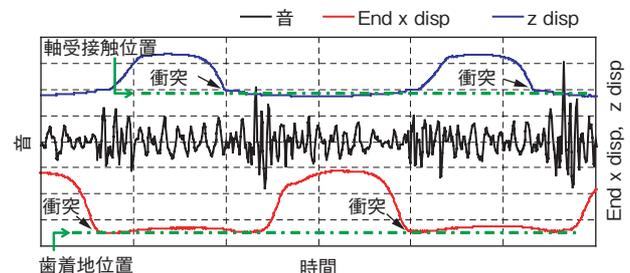


図 6 ラトル音試験結果
Results of rattle noise test

4. ラトル音への影響要因と対策方法の検討

図7は、前章のラトル音試験と同じ条件で行ったラトル音シミュレーションの結果である。ラトル音の代用特性として、ウォームの変位と各方向の剛性により発生する荷重の変化率（芯間方向 x_dF 、アキシャル方向 z_dF ；以下、荷重変動）、およびウォームギヤの歯面垂直方向に発生する荷重変動 (G_dF) を用いた。シミュレーションにおいても試験結果と同じタイミングで荷重変動のピークが現われており、これらの急激な荷重変動がラトル音を引き起こしていると推定される。

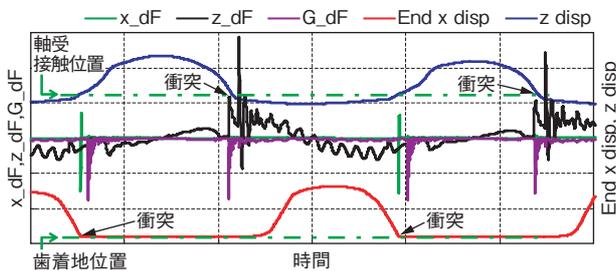


図7 ラトル音シミュレーション結果
Result of rattle noise simulation

以上の結果に基づき、減速機芯間調整機構によるラトル音への影響要因を抽出し、対策方法を検討した。

衝突による荷重変動ピークの要因は、ウォームの芯間方向においては、ウォームの質量、スプリング剛性、ウォームギヤ接触剛性、および芯間方向の可動量と推定した。同じく、ウォームのアキシャル方向においては、ウォームの質量、モータ側軸受のアキシャルすきま、およびモータ側軸受のアキシャル方向剛性と推定した。

減速機芯間調整機構によるラトル音を低減するには、ウォームの芯間方向およびアキシャル方向の衝突エネルギーを抑える必要がある。そこで、上記要因について衝突エネルギーの緩和を狙いとしたパラメータスタディを、ラトル音シミュレーションにより行い、ラトル音を低減するための最適諸元を検討することとした。

5. FEMモデルによる振動解析と相関調査

ラトル音を低減するための最適諸元を検討するうえで課題となるのが、荷重変動と荷重変動が引き起こす振動のどちらがラトル音の評価指標として妥当なのかの判断である。そこで、荷重変動、および荷重変動が引き起こす

振動に対し、ラトル音との相関を FEM モデルで調査した。

5.1 ウォームハウジング振動の推測

荷重変動が引き起こす振動は、図8で示すように、ラトル音シミュレーションで計算されるウォーム両端の軸受にかかる荷重（ウォームから伝達された荷重）を起振力として、FEM モデルで表した伝達関数に起振力を掛け合わせて求められる任意の位置のコラム振動 U で推測できると考えた。図9に示す FEM モデルにおいて、ウォームハウジングを評価点とした。

FEM モデルは C-EPS を治具に取り付けた状態でモデリングし、部品間の締結は、一般的なねじの締付理論から算出したばね定数のばね要素で結合した。また、伝達系のみを表すため、内部構造（ウォームギヤ、モータシャフトなど）を除いたハウジングのみでモデリングした。FEM モデルで表す伝達関数は実験モード解析との整合を確認しながら構築した。

ウォームハウジング振動の FEM 結果と試験結果を図10に示す。図10より、FEM 結果は試験結果と同等の衝撃波形を再現できており、FEM で推測したコラム振動が妥当であることを確認した。

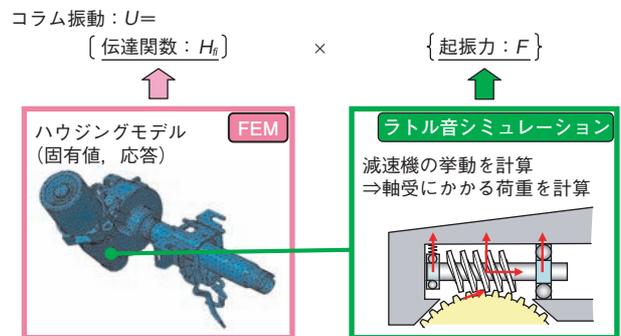


図8 コラム振動の推測
Prediction of column vibration

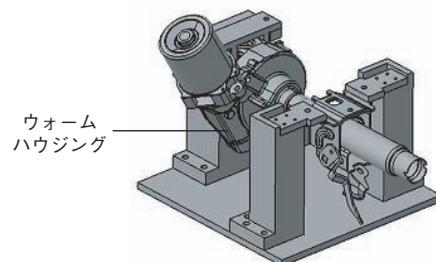


図9 FEM モデル
FEM model

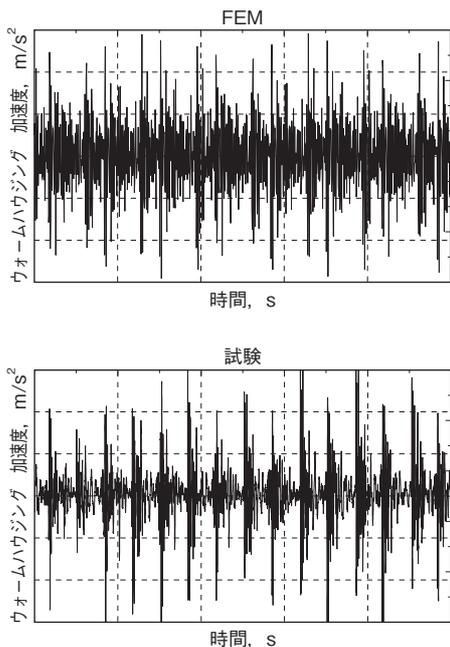


図10 振動結果 (FEM 結果×実測)
Vibration results (FEM vs actual measurement results)

5.2 ラトル音との相関調査

次に、FEM モデルで計算したウォームハウジング振動およびラトル音シミュレーションで計算した荷重変動と、実機試験で測定したラトル音との相関を調査した。試験と解析の水準は、加振トルクと加振周波数を変化させることにより、全 11 水準で実施した。結果を図 11、図 12 に示す。図 11 はウォームハウジング振動とラトル音の関係を、図 12 は荷重変動とラトル音との関係を示し、それぞれ近似直線と相関係数 R^2 値を併記した。図 11、図 12 より、ラトル音との相関はウォームハウジング振動の方がやや高いが、ラトル音と荷重変動の相関も R^2 値が 0.8 以上と高く、荷重変動をラトル音の評価指標とすることに問題なしと判断できる。さらに、ラトル音シミュレーションと FEM を連携した計算が必要なウォームハウジング振動を評価指標とするより、ラトル音シミュレーションのみで計算できる荷重変動を評価指標とする方が効率的である。

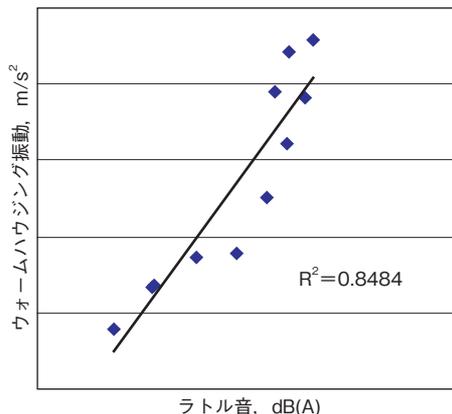


図11 ウォームハウジング振動 (FEM) とラトル音の関係
Relation between worm housing vibration (FEM) and rattle noise

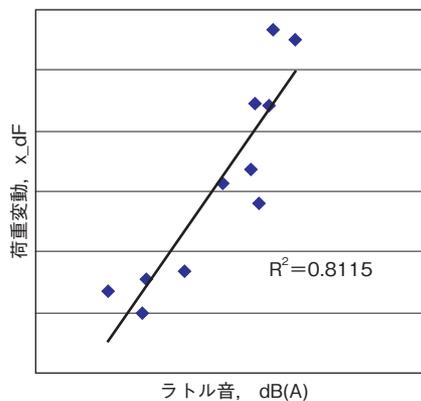


図12 荷重変動とラトル音の関係
Relation between differentiated force and rattle noise

6. 最適諸元の導出と標準化

前章の結果に基づき、荷重変動 (最大ピーク値) を評価指標として、ラトル音シミュレーションによるパラメータスタディを行い、ラトル音を低減する最適諸元を導出した。4章で述べた各要因について、ウォームの芯間方向およびアキシアル方向への衝突エネルギーの緩和を念頭に、影響要因の相互作用や C-EPS 基本性能への影響、および製造上の制約を踏まえ、要因を絞り込み、各要因の水準を設定して、これらを組み合わせた 12 パターン (Pt) でシミュレーションした。その結果を図 13 に示す。図 13 は、検討した 12Pt (図 13 中 Pt1 ~ Pt12) での荷重変動の最大ピーク値を示している。最大ピーク値は Pt11 で最小となり、この組合せを最適諸元とした。

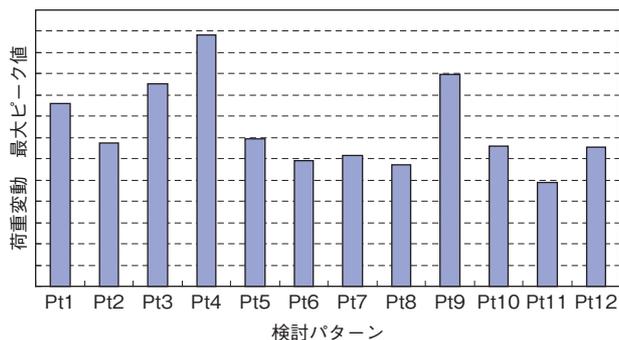


図13 パラメータスタディ結果
Factors influencing rattle noise

次に最適諸元でどの程度ラトル音が改善されるかを確認した。設計初期に検討した諸元(以下,初期検討諸元),および最適諸元でのラトル音シミュレーション結果を図14に示す。図14は,最大ピーク値が現われる部分を拡大した荷重変動の時間波形で,実機でのラトル音評価基準値に相当する荷重変動の大きさ(評価基準レベル)を併記している。また参考として,3章で使用したラトル音評価品の諸元でのシミュレーション結果も併記している。

初期検討諸元での最大ピーク値は評価基準レベルより大きく,ラトル音の発生する可能性がある。最適諸元では初期検討諸元に対して最大ピーク値が40%低減し,評価基準レベルに対しても20%低くなり,ラトル音に対して問題はないと判断できる。なお,最適諸元において,ラトル音は十分に小さいことを実機で確認している。また最適諸元は量産に反映済みである。

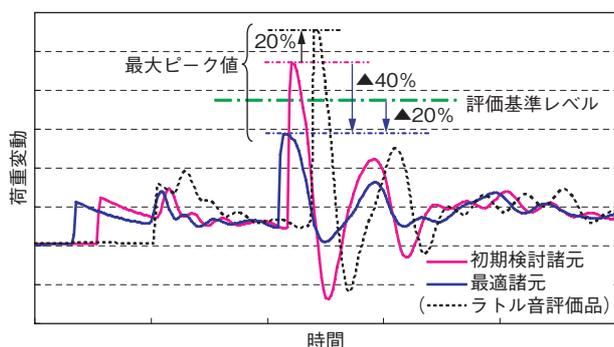


図14 最適化の効果
Effects of optimization

本検討結果から得られた成果を以下の通り設計手順に反映させた。これらはC-EPSの設計のみならず当社が扱う減速機芯間調整機構を搭載する他の電動パワーステアリングにも活用でき,電動パワーステアリングの開発・設計の効率化を図ることができた。

- (1)設計段階での机上検討を可能としたラトル音シミュレーションの標準化
- (2)同シミュレーション上でのラトル音評価指標・方法の明確化
- (3)減速機芯間調整機構の設計要領へのラトル音低減指針の記載

7. おわりに

電動パワーステアリングは軽自動車,小型車への搭載から始まり,省エネルギーおよび油を使わないことによる環境への配慮を背景に,需要が飛躍的に高まっていった。また,環境意識の高まりからハイブリッド自動車や電気自動車などの,より静粛性の高い車両が市場をけん引しつつあり,電動パワーステアリングにもさらなる静粛性が求められている。さらに,市場の急速なグローバル化に伴い,各国で異なるインフラや自動車への価値観に適応した製品展開も必要となってくる。このような市場の変化や,お客様からの高度な要求に迅速に対応できるよう,さらなる改良や新製品開発はもとより,その支援技術の向上に取り組んでいく。

* 1 C-EPSは,株式会社ジェイテクトの登録商標です。

参考文献

- 1) 杉浦友紀: 電動パワーステアリング(EPS)減速機の芯間調整機構, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, no. 1001(2006)73.

筆者



西村 慎二*
S. NISHIMURA



阿部 諭**
S. ABE

* ステアリング事業本部 システム開発部
** ステアリング事業本部 NV 技術部