

ステアリング用ウォーム減速機のかみあい解析^{* 1}

Meshing Simulation for Worm Gears in Steering Systems

佐藤 誉史 T. SATO 山中 亨介 K. YAMANAKA

Automotive steering systems are designated by automakers as critical safety parts and require high reliability and quietness. To achieve more accurate meshing simulation for worm gears used in steering systems while limiting computation time, we focused on a conventional method for calculating the load acting on each tooth using a tooth deformation formula. This method was then improved by incorporating a mesh-model-based tooth surface contact calculation to adapt it to the characteristics of steering worm gears.

Key Words: steering system, worm gear, meshing simulation, tooth deformation formula

1. はじめに

自動車用ステアリングは各自動車メーカーから重要保安部品に指定されており、高い信頼性と静粛性が要求される。電動パワーステアリングに用いられるウォーム減速機は、歯車のかみあいに変動が生じると騒音の要因となる。従来は市販の有限要素法ソフトウェアを用いてこの変動を解析してきた¹⁾。しかし、解析精度の向上のためメッシュサイズを小さくするとメッシュ数が増加し、計算時間が過大になるなどの制約が生じる。そこで、本研究では従来の歯のたわみ式を用いて歯ごとの荷重を求める手法^{2), 3), 4)}に着目し、これをステアリング用ウォーム減速機に適用した結果について報告する。

2. ステアリング用ウォーム減速機の特徴

電動パワーステアリングとウォーム減速機の構成を図1に示す。コラム部に設けたモーターが運転者の操舵を補助する。減速機には簡素な構造で高い減速比を実現するため、ウォームタイプを用いる。また、振動および騒音の低減を目的としてホイールには樹脂材料を用いる。さらに、路面からの入力に対してセルフロックを生じさせないため、小径ウォームを用いて高効率化を図っている。

* 1 本報は、日本機械学会 2025 年度年次大会講演論文集、No.25-1 (2025) S112-03 を基に、その後の実験検証を追加し作成した。

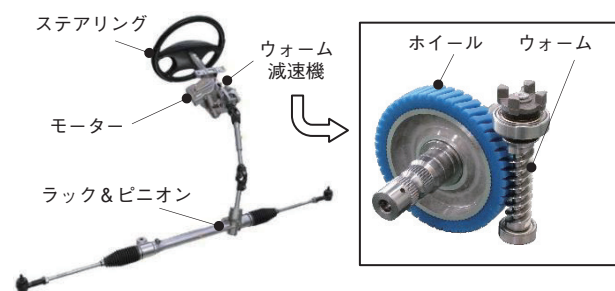


図1 ステアリングシステムの構成
Structure of the steering system

3. 歯面設計手法

ウォーム減速機は三次元的にかみあうため、歯面形状をインボリュート歯車のように単純な関数で表すことはできない。このため、幾何学的に正確にかみあう歯面形状の設計にあたり、図2および式(1)に示すかみあいの幾何学式⁵⁾を用いた。

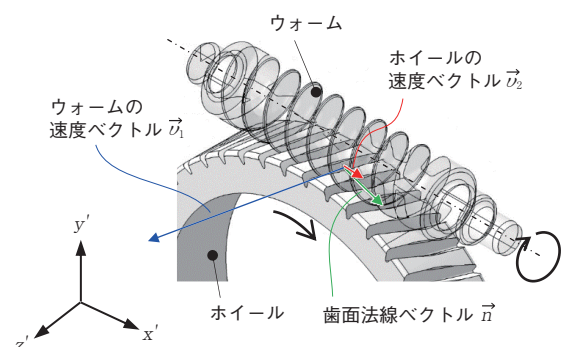


図2 かみあいの幾何学式
Geometry of gear meshing

$$(\vec{v}_1 - \vec{v}_2) \cdot \vec{n} = 0 \quad (1)$$

ここで

$\vec{v}_1$: ウォームの速度ベクトル

$\vec{v}_2$: ホイールの速度ベクトル

$\vec{n}$: 歯面法線ベクトル

本研究では製造工程を考慮し、図3に示す計算手法を用いた。本手法は、まず幾何学的に直線部を有する両テーパ砥石（以下、直線砥石）をホブに転写し、そのホブ形状をホイールに転写する。さらに、ホイールとウォームの幾何学的な噛みあいを計算し、算出されたウォーム形状を砥石に転写する。したがって、ホイールとウォームを適切にかみあわせるには、図4に示す形状の砥石（以下、修整砥石）が必要である。縦座標のゼロ点はウォームの基準円直径上の加工位置である。青線が砥石の修整量を示しており、直線砥石で計算したウォーム歯面形状に対して最大7 μmの差が生じた。

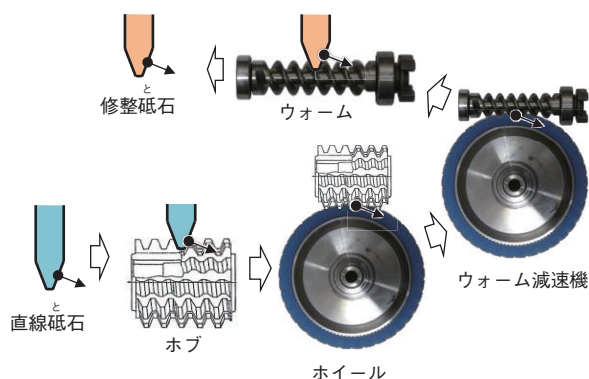


図3 ウォーム減速機の歯面形状の計算手法
Worm gear tooth surface calculation method

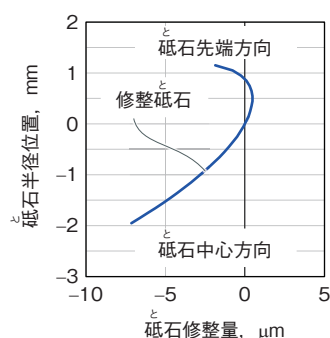


図4 幾何学的に正しい砥石形状
Geometrically accurate grinding wheel profile

4. かみあい解析手法

本研究では解析精度向上のため、歯のたわみ式を用いたかみあい解析手法をウォーム減速機へ適用した。平行

軸歯車の歯面接触は線接触であり、たわみ式は影響関数に基づく積分方程式で表される。一方、ステアリング用ウォーム減速機では、高効率化のために小径ウォームを用いることから歯面接触は点接触として取り扱うことができる。したがって、たわみ式は式(2)に示すように簡略化できる。

$$\frac{p_n}{K_{bn}} + \frac{p_n}{K_{cn}} = \Delta - e_n \quad (2)$$

ここで

p_n : 各歯にかかる荷重

n : かみあい歯数 ($n=1,2,\dots,k$)

K_{bn} : 各歯のたわみ剛性

K_{cn} : 各歯の接触剛性

e_n : 各歯の合成誤差（歯面修整，誤差など）

Δ : 総たわみ

各歯の接触剛性 K_{cn} はピッチ円上の歯面曲率および Hertz 理論に基づき求めた一定値とした。たわみ剛性 K_{bn} は図5に示す有限要素法 (Finite Element Method : FEM) モデルを用いて接触位置ごとに算出した。メッシュは歯形方向に24分割し、歯すじ方向に32分割とした。これらの剛性を用い、図6に示すように各歯に作用する荷重を算出した。

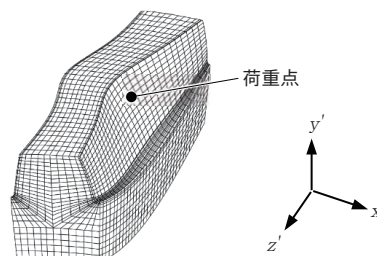


図5 歯たわみ剛性のFEMモデル
FEM model for tooth compliance calculation

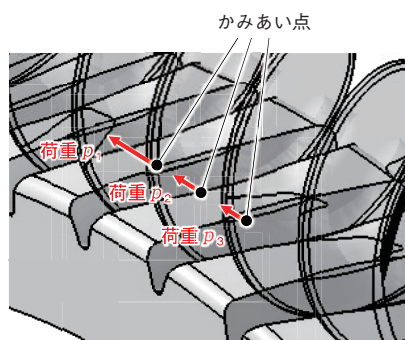


図6 各歯に作用する荷重
Loads acting on each tooth

5. 実機検証結果

かみあい解析の妥当性を検証するため、本研究では振動および騒音の指標である伝達誤差を用いて評価した。解析における伝達誤差は、式(2)の総たわみ Δ の変動として定義した。実機測定ではウォームおよびホイールに高分解能のエンコーダーを取り付け、伝達誤差を測定した。このとき、加速度の影響を抑制するには極低速度で測定する必要がある。しかし、パウダーブレーキなどの摩擦負荷要素ではスティックスリップが発生するため、本測定には適さない。そこで本研究では、図7、図8に示すように動力循環式の伝達誤差測定装置を構築した。本装置はベベルギヤによって動力を二つの経路に分岐し、□の字形の動力循環経路を形成している。また、ゴム製の弾性カップリングのねじりによって負荷トルクを付与している。

評価サンプルには、ステアリング用ウォーム減速機を模擬した表1に示す諸元の試験体を使用した。ウォームの歯面形状は幾何学的に正しくかみあう形状である。ホイール負荷トルクが5～25 N・mの条件で伝達誤差を

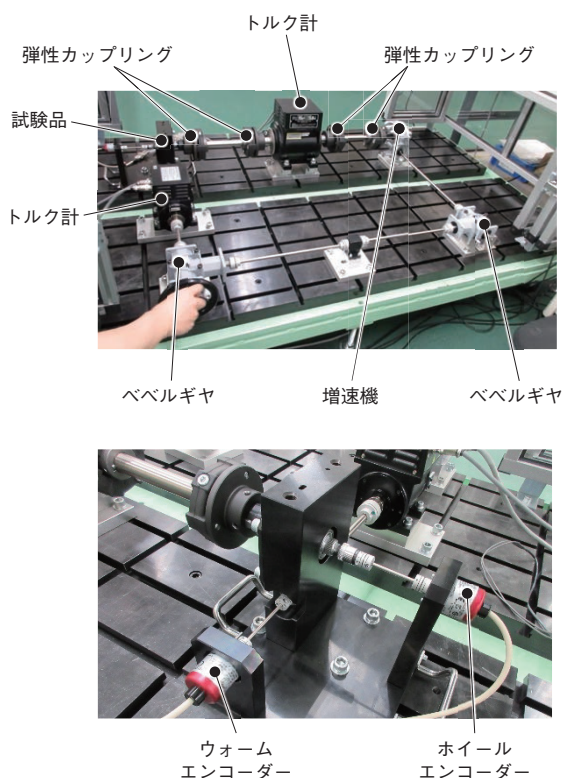


図7 伝達誤差測定装置
Transmission error test bench

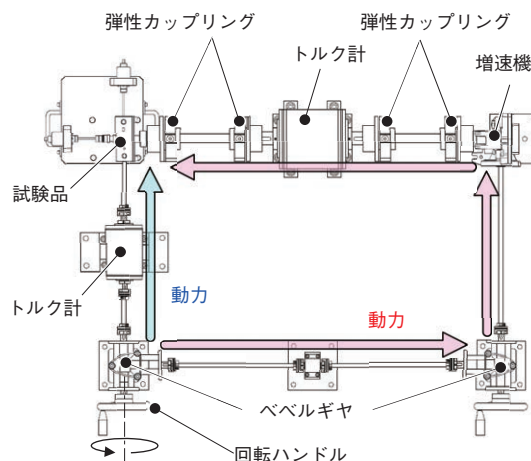


図8 伝達誤差測定装置（ブロック図）
Transmission error test bench (block diagram)

表1 ウォーム減速機諸元
Worm gear specifications

	ウォーム	ホイール
モジュール	2	
圧力角	14.5 deg	
進み角	20 deg(R)	－
歯数	2	47
基準円直径	11.695 mm	100.033 mm
基礎円直径	9.329 mm	96.447 mm
歯末たけ	2 mm	2 mm
歯元たけ	2.5 mm	2.5 mm
中心間距離	55.864 mm	
減速比	23.5	
材料	鋼	MC ナイロン

評価した結果を図9に示す。実機測定結果と解析結果は一致せず、解析では幾何学的かみあい範囲の開始点および終了点において急激な変化が生じた。

この誤差の原因として、図10のウォーム減速機断面の模式図を用いた幾何学的かみあい図に示すとおり、かみあい範囲外における歯面接触があげられる。すなわち、幾何学的には当該範囲外では歯面は接触しないが、隙間が微小かつホイールが樹脂製であるため、実機ではたわみにより接触が生じる。そのため、負荷が高くなるほど幾何学的かみあい範囲外の接触が増え、実機と解析のかみ離が大きくなる。したがって、解析精度を向上させるには、この接触を考慮する必要がある。

表2 Hertz の接触モデル
Hertz contact model

	記号	従来手法	メッシュモデル
球半径	R	入力値	$R = \frac{A'^2}{4\pi V'}$
垂直力	W	入力値	$W = \frac{E'V'}{3} \sqrt{8/\pi A'}$
接近量 (最大重なり量)	d'_{max}	$\delta'_{max} = \sqrt[3]{9W^2/4E'^2R}$	入力値
重なり量分布	d	$\delta'(r) = \delta'_{max} - \frac{r^2}{2R}$	メッシュモデル
接触半径	a	$a = \sqrt[3]{3WR/2E'}$	$a = \sqrt{A'/2\pi}$
最大接触圧力	p_{max}	$p_{max} = \frac{3W}{2\pi a^2}$	$p_{max} = E'V' \sqrt{8/\pi A'^3}$
接触圧力分布	p	$p(r) = p_{max} \sqrt{1 - r^2/a^2}$ $a \geq r \geq 0$	$p = p_{max} \sqrt{A'\delta'/V' - 1}$ $\delta' \geq \frac{V'}{A'}$
重なり面積	A'	$A' = 2\pi a^2$	メッシュモデル
重なり体積	V'	$V' = \frac{\pi a^4}{R}$	メッシュモデル

メッシュモデルを用いたかみあい解析で求めた負荷トルク 25 N・m 時の歯面接触応力分布を図13に示す。幾何学的にかみあうのは黄色線で囲んだ範囲であるが、幾何学的かみあい範囲外においても接触圧力が算出されている。なお、幾何学的なかみあい率は 2.2 に対し、負荷トルク 25 N・m ではかみあい率が 3.2 に増加することを確認した。また、各負荷トルクにおける実機測定と解析による伝達誤差波形の比較を図14に示す。かみあい範囲外の接触を考慮することでウォーム回転角に対する伝

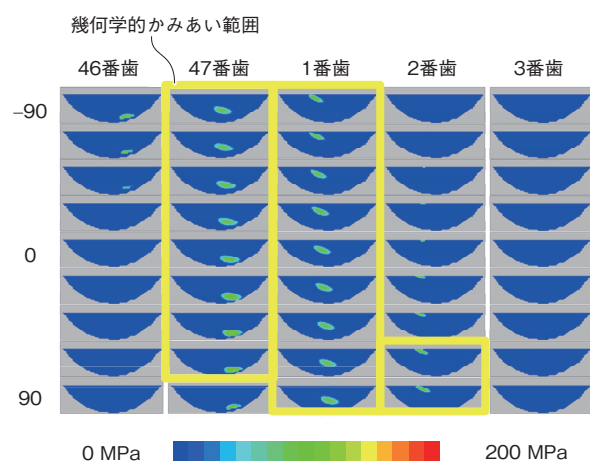


図13 歯面接触圧力分布，負荷トルク 25 N・m
Contact pressure distribution on tooth surfaces at 25 N・m

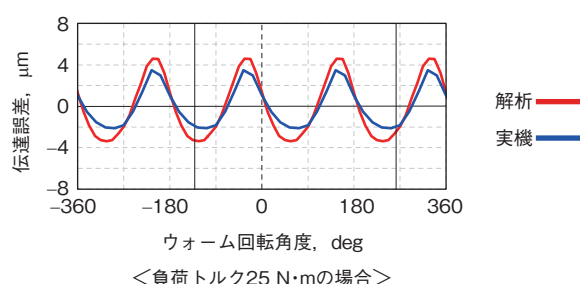
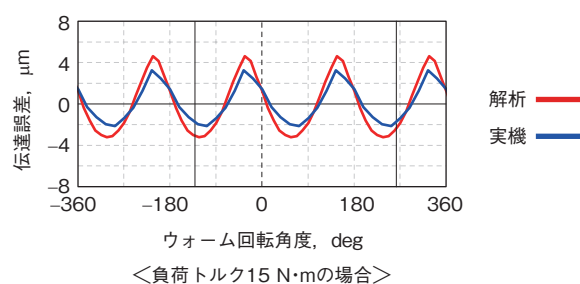
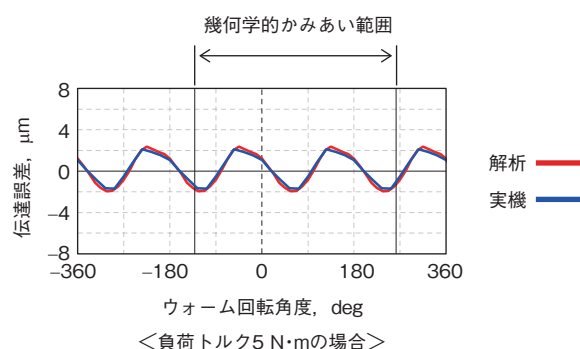


図14 伝達誤差波形
Transmission error waveforms

達誤差波形の位相および形状も良好に一致した。さらに、各負荷トルクにおける伝達誤差の比較結果を図15に示す。改善後は最大誤差 $2\text{ }\mu\text{m}$ の精度で一致している。

以上の結果から解析手法の妥当性が確認できた。

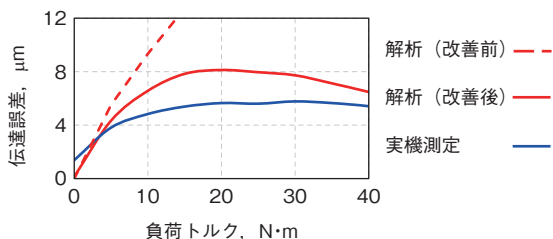


図15 伝達誤差

Transmission error comparison

7. 修整砥石の設計

試験条件のうち、負荷トルク $15\text{ N}\cdot\text{m}$ における伝達誤差の低減を目標として、図16に示すように修整量 $30\text{ }\mu\text{m}$ 、 $60\text{ }\mu\text{m}$ 、 $90\text{ }\mu\text{m}$ の3種類の修整砥石を設計した。解析結果より、伝達誤差が最小となる修整量は図17のとおり $60\text{ }\mu\text{m}$ であることを確認した。そこで、修整量 $60\text{ }\mu\text{m}$ の砥石で実機検証を実施した。その結果、図18に示すように実機測定結果と解析結果は良好に一致した。また、設計意図どおり、負荷トルク $15\text{ N}\cdot\text{m}$ において伝達誤差が最小となることを確認した。

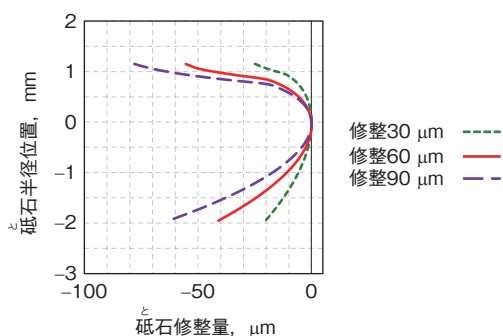


図16 修整砥石の歯面形状

Modified grinding wheel profiles

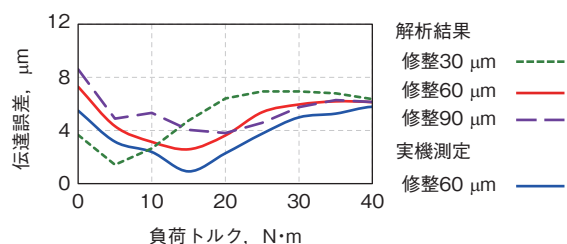


図17 歯面修整品の伝達誤差

Transmission error of worm gears with modified tooth surfaces

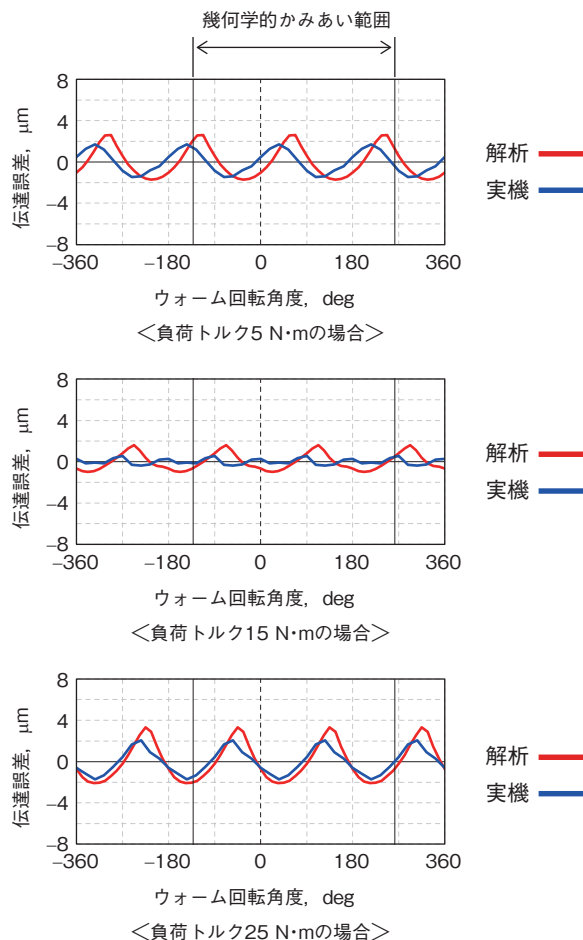


図18 歯面修整 $60\text{ }\mu\text{m}$ 品の伝達誤差波形

Transmission error waveforms of the worm gear machined with the $60\text{ }\mu\text{m}$ -modified grinding wheel

8. おわりに

歯のたわみ式を用いた従来のかみあい解析手法に対し、本研究ではメッシュモデルによる歯面接触計算の改善をくわえ、ステアリング用ウォーム減速機の特徴に対応可能な解析手法へと改良した。幾何学的かみあい範囲外における接触は歯車性能に大きな影響を及ぼすため、これを十分に考慮した設計が必要である。

本手法では、歯のたわみ計算と歯面接触計算を分離できるため、それぞれに対して適切な手法を設定した高精度な解析が可能となった。本解析手法について実機検証を行った結果、解析結果と実機測定結果は良好に一致し、伝達誤差を設計段階で最適化できることを示した。

今後は、製品のさまざまな性能に対する要求を満足するために活用できるよう解析手法の拡張と高度化を図る。

参考文献

- 1) 菊地 新, 待田精一: 電動パワーステアリング用ウォーム式減速機におけるかみあい変動解析技術の確立, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1013 (2015) 60-65.
- 2) 久保愛三, 梅沢清彦: 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究 (第1報, 基礎的考察), 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 371(1977)2771-2783.
- 3) 山中亨介: ステアリング用ラック&ピニオンのかみあい解析, 日本機械学会 2021 年度年次大会 講演論文集, No. 21-1(2021)S111-10.
- 4) 前田大輔, 山中亨介: ステアリング用ラック&ピニオンのかみあい解析, JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1019(2022)30-36.
- 5) F. L. Litvin: Theory of Gearing, NASA Reference Publication 1212, AVSCOM Technical Report, 88-C-035(1989).

筆者



佐藤 崇史*
T. SATO



山中 亨介*
K. YAMANAKA

* イノベーション本部 機械要素技術研究部