

コラムタイプ電動パワーステアリングの動特性解析のためのモデリングとシミュレーション

Modeling and Simulation for Dynamic Analysis of Column Type Electric Power Steering

田村 勉 T. TAMURA マローニアン・アリス A. MAROONIAN
東 真康 M. HIGASHI ロバート・フックス R. FUCHS

A model is proposed for the analysis of the static and dynamic performance of a column type electric power steering (C-EPS) with relevant applications in system design and control. The basic inertia, stiffness and damping properties of each component are taken into consideration. Friction states in steering components change remarkably in normal operation conditions. Therefore a dynamic friction model (LuGre friction model) has been introduced for precise modeling of the losses in the gear meshes, the yoke support and the bearings. The torque ripple generated in the universal joints of the intermediate shaft is also taken into consideration. The assist motor (brushed DC type) and its power electronics are represented in a 4-quadrant model so as to represent power flow effect.

The developed model has been validated respectively for three subsystems (the assist motor, the power column and the rack & pinion). Finally, static and dynamic responses of this power steering model have been validated against experimental data of normal and inverse input.

Key Words: steering system, dynamic model, EPS, LuGre friction model

1. はじめに

電動パワーステアリング（以下、EPS）は、省エネルギーに貢献できるため、従来の油圧タイプに代わり、自動車の標準的な操舵アクチュエータとなっている。EPSでは、機械伝達系の摩擦損失がエネルギー損失の代表的なものであり、操舵感にも影響する。伝達要素の適切な設計のためには、実車走行時のEPS構成要素の挙動を十分に考慮する必要がある。そのためには、車両およびEPS両者の物理モデルを用いたシミュレーションが有効である。

ステアリングシステムは、保舵と切込みの繰返し操作が使用時間の大半を占めており、操舵速度はゼロを含んで著しく変動する。この間、ステアリングシステムの伝達要素に発生する摩擦は、静摩擦から動摩擦へと変化する。特に走行状態で運転者が車両の進路をわずかに変更する微操舵時には、操舵トルクに対する摩擦の影響が相対的に大きく伝達効率が低くなるため操舵感への影響が

顕著となる。

このような微操舵時での摩擦の影響を解析するには、摩擦現象を精度よく再現する摩擦モデルと、これを含んで動特性解析が可能なステアリングの伝達機構のモデルが必要となる。摩擦を考慮したステアリングモデルはいくつか報告されている^{1), 2)}。しかし、いずれもマクスウェル要素と摩擦要素を組み合わせ、条件式により定式を切り換える手法をとったものである。このようなモデルは、不連続であるため計算負荷が高くなる。すべり速度ゼロにおける不連続性を回避する方法としては、双曲線正接関数の適用が考えられるが静摩擦の表現は困難である。これに対して、LuGreモデル³⁾は、連続した状態量によって摩擦を表現するため、計算過程において複雑な数式選択処理を必要としない。そのため、計算負荷が低く、制御用途にも適用可能である。また、ストライベック効果、スティックスリップやヒステリシスなどの摩擦による現象を比較的精度良く表現することができる。しかしながら、LuGreモデルをステアリングシステムの挙動解析に適用した例⁴⁾は非常に少ない。

本研究では、コラムタイプ電動パワーステアリング(以

* 本論文は、自動車技術会論文集（vol. 43, no. 2, March 2012, p.497-502）を基に作成した。

下, C-EPS) を取り上げ, その動特性を解析するために剛性, 粘性および摩擦要素から構成される多自由度系のモデルを構築する. モデルによるステアリングシステムの応答性の予測は, 対象とする周波数帯域を十分に保証する必要がある. ステアリングシステムは主に, 運転者からホイールまでの正入力伝達特性と, 路面から運転者までの逆入力伝達特性によって評価される. 前者は 5Hz, 後者は 30Hz までの入力を想定する必要があり, この周波数帯域をモデリングの対象とする.

開発した三つの要素モデル(アシストモータ, コラム, ラック&ピニオン) に対して, それぞれ実験検証を実施し, 要素モデルごとに妥当性を確認する. 最後に, システムとしての正入力および逆入力のシミュレーション結果を実測データと比較検証する.

2. ステアリングシステムの構成

モデリングの対象とするステアリングシステムの構成を図 1 に示す. 本システムは, 操舵トルクを検出するためのトーションバーおよびトルクセンサ, 操舵トルクに応じてアシストトルクを発生するブラシ付き DC モータおよび ECU (Electric Control Unit), モータトルクを増幅するためのウォームタイプの減速ギヤ, 操舵トルクとアシストトルクの合成トルクをピニオンギヤに伝達する 2 個のユニバーサルジョイントおよびシャフトからなるインタミディエイトシャフト (以下, インタミシャフト), 回転運動を直線運動に変換するためのラック&ピニオンギヤから構成される. インタミシャフトよりステアリングホイールに近い部位をまとめてコラムと呼ぶ. ステアリングシステムの特徴は, モータおよび減

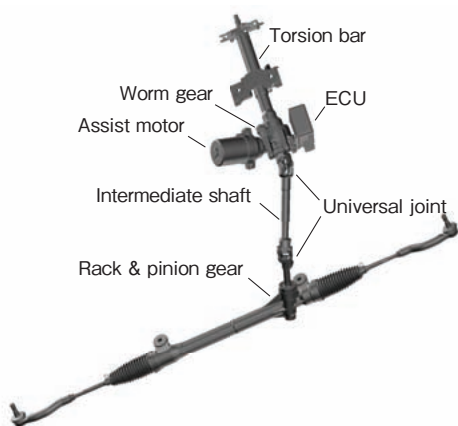


図 1 C-EPS の構成
Assembly view of JTEKT C-EPS

速ギヤの配置により大きく異なるが, 本報では図に示す様に, コラム部にモータと減速ギヤが配置されている C-EPS を例にとってモデリングを行う.

3. モデリングの仮定とアプローチ

本モデルでは, 一定温度, 一定湿度と仮定する. ステアリングシステムは機械的に独立した三つの入出力ポート (ステアリングホイール, アシストモータ, ラック) をもつ開ループシステムであるが, 操舵トルクを検出するトルクセンサの信号をアシストトルクの制御入力とする場合は, 二つのポートをもつシステムとみなすことができる.

モデリングは C-EPS を構成するアシストモータ, アシストモータとウォームギヤを含むパワーコラム, ラック&ピニオンギヤなどのサブシステムごとに行い, 運動方程式によって各慣性の運動を記述した. 摩擦は, ギヤのかみあい部, 軸受およびラックガイド (サポートヨークとラックブッシュ) について考慮している. また, 開発したモデルは MATLAB/Simulink に実装した.

4. モデリング

図 2 に C-EPS の物理モデルの概要を示す. モデルは 8 自由度であり, システムの入力はステアリングホイールトルク T_{sw} , ラック軸力 F_{ld} , 入力トルク信号 E_{req} である. 図中の J , M は慣性および質量, ω , v は角速度および速度, k , c は剛性係数および粘性係数を示す. 摩擦はウォームギヤおよびラック&ピニオンギヤのかみあい $F_{cf,ww}$, $F_{cf,wg}$, $F_{cf,p}$, $F_{cf,r}$ とそれらを支持する軸受 $T_{f,ww}$, $T_{f,wg}$, $T_{f,p}$, およびラックガイド $F_{f,gr}$ に対して考慮している. ここで, 添字の sw はステアリングホイール, m はアシストモータ, ww はウォームホイール, wg はウォームギヤ, $u1$, $u2$ はユニバーサルジョイント, p はピニオンギヤ, r はラックギヤ, tb はトーションバー, int はインタミシャフトを示す. 次節以降では摩擦, アシストモータ, パワーコラム, ラック&ピニオンギヤの要素に分けて, モデルの詳細と実験検証結果について述べる.

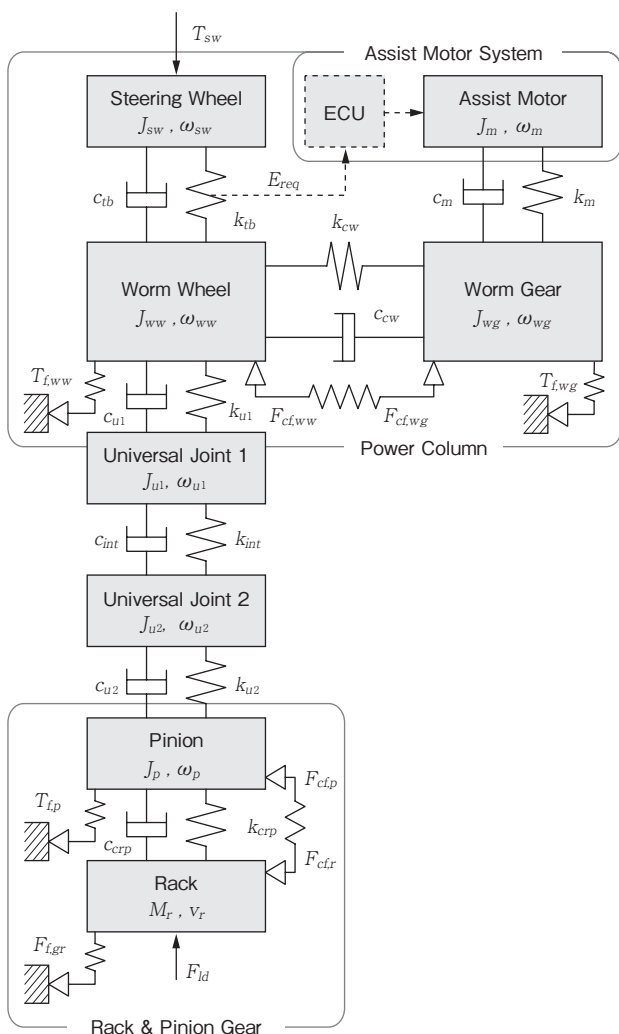


図2 C-EPSモデルの構成
Structure of C-EPS model

4.1 LuGre 摩擦モデル

ステアリングシステムを構成するギヤのかみあい、軸受およびラックの支持部に発生する摩擦を表現するためには適切な摩擦モデルが必要である。クーロン摩擦に代表される一般的な摩擦特性は、すべり速度がゼロのときに不連続であるため、連続な関数によるモデル化が困難である。そこで、2物体間の摩擦接触状態を複数の弾性梁からなるブラシの平均弾性変位で表す LuGre モデルを適用した。このモデルは Lund 大学（スウェーデン）と Grenoble 大学（フランス）の共同研究により提案されたモデルであり、その名称は Lund-Grenoble の略語である。本モデルでは、摩擦係数が接触面のブラシ変位とすべり速度についての微分方程式で表され、固着からすべりの状態を、数式の切換えなしに解析できる。接触面に働く接線力がブラシ剛性による反力よりも大きいと

きにブラシがすべり出す。また、すべり速度が変化するときの混合潤滑状態から流体潤滑状態への遷移過程にみられる摩擦力の低下現象（ストライベック効果）と、これに起因するスティックスリップなどの摩擦による物理現象を表現することができる。そのため、摩擦を考慮した運動解析や、摩擦補償などの制御ロジックへの適用が容易である。

LuGre モデルによる摩擦係数 μ は 2 物体間のすべり速度 v を用いて以下の式で表される。

$$\mu = \sigma_0 p + \sigma_1 \dot{p} + \sigma_2 v \tag{1}$$

$$\dot{p} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} p \tag{2}$$

$$g(v) = \mu_c + (\mu_{ba} - \mu_c) e^{-(|v|/v_{sb})^2} \tag{3}$$

ここで、 μ_c はクーロン摩擦係数、 μ_{ba} は最大摩擦係数、 v_{sb} はストライベック効果が生じるすべり速度、 σ_0 はブラシの剛性係数、 σ_1 はブラシの減衰係数、 σ_2 は粘性摩擦係数をそれぞれ表すパラメータである。なお、これら 6 つのパラメータは、要素摩擦の測定データからカーブフィッティングした値を用いる。

4.2 アシストモータ

図3に ECU を含むアシストモータモデルのブロック図を示す。C-EPS システムでは、トーションバーのねじれ角からドライバーの入力トルクを推定している。目標アシストトルクに対応する目標電流値 E_{tgt} は、検出した入力トルク信号 E_{req} と車速信号 E_{veh} によって決められる。モデルでは、トルク検出の応答時間が十分に短いと仮定し、電流制御器とモータのトルク応答特性のみを考慮する。モータ慣性 J_m についての運動方程式は以下の式で表される。

$$J_m \dot{\omega}_m = T_m + T_{ml} \tag{4}$$

ここで、 T_m はモータトルクを示し、モータのトルク定数とモータ電流 i_m の積で表される。また、 T_{ml} はモータの負荷トルクを示し、図2中の剛性要素、粘性要素によって表される。電流は ECU 内で電流の検出値 E_{meas} と制御器によって目標電流 E_{tgt} となるように補償される。また、制御器の出力であるモータ印加電圧 E_{cmd} とモータ電流の関係はモータの回転による逆起電圧定数を k_{bef} 、モータの回路抵抗を R_m 、インダクタンスを L_m とすると以下の式で表される。

$$E_{cmd} = R_m \dot{i}_m + L_m \ddot{i}_m + k_{bef} \omega_m \quad (5)$$

ここで、モータ印加電圧の飽和値については、バッテリー電圧、モータ消費電力およびパワーフローを考慮した駆動回路の効率によって決定されるモデルとしている。

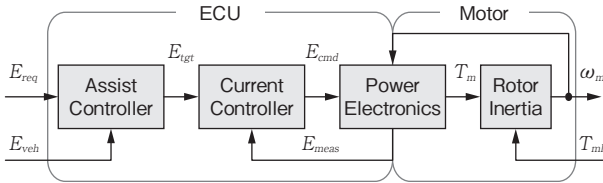
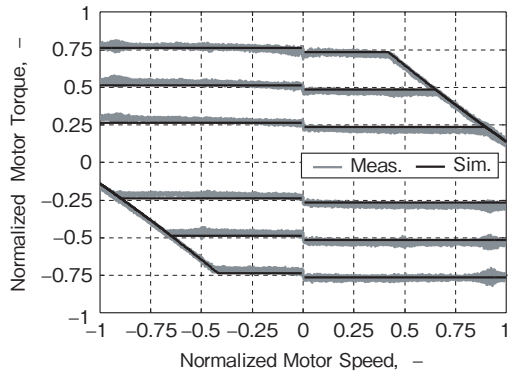
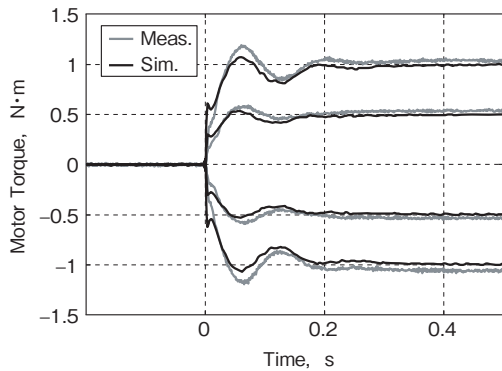


図3 ECU およびアシストモータモデルのブロック図
Block diagram of ECU and assist motor model



(a) モータ速度-トルク4象限特性
Four-quadrant speed-torque characteristic



(b) ステップ応答: ±0.5Nm and ±1N·m
Step responses: ±0.5Nm and ±1N·m

図4 モータモデルの実験検証
Motor model validation

アシストモータモデルの実験検証の結果を図4に示す。薄い実線は試験結果、濃い実線はシミュレーション結果を示している。図(a)は回転速度に対するモータトルクの特性であり、各軸の値は最大回転速度および定格トルクで正規化している。駆動状態である第1, 3象限の高回転域では、逆起電圧を補償するためにモータ印加電圧が高くなって飽和値に到達するため、出力トルクが

制限される。一方、第2, 4象限ではモータが従動状態となるため飽和値に達することはなく、一定の出力トルクが維持される。図(b)は、モータの出力軸を固定したときのトルクステップ応答である。静特性、動特性ともにシミュレーション結果は実測結果とよく一致しており、構築したモデルの妥当性を示すことができた。

4.3 パワーコラム

パワーコラムは前述のアシストモータと運転者の操舵トルクを検出するためのトーションバーおよびモータトルクを増幅するためのウォームギヤから構成される。トーションバーの伝達トルク T_{tb} はシャフトの入出力側の角速度と剛性係数および粘性係数を用いて以下の式で表される。

$$T_{tb} = k_{tb} \int (\omega_{sw} - \omega_{ww}) dt + c_{tb} (\omega_{sw} - \omega_{ww}) \quad (6)$$

ウォームギヤは、かみあい部のすべりによる摩擦損失が大きい。そこで、図5に示すようなウォームとウォームホイールのかみあい接点における等価質量 m_{wg} , m_{ww} (ギヤ慣性 J_{wg} , J_{ww} から算出) についてのピッチ円接線方向の並進運動モデル⁵⁾ にすることで、かみあい力とすべり速度に依存する摩擦損失を考慮できるようにする。モデル化には、図に示す座標系を用い、以下を仮定する。①ウォームとウォームホイールは回転方向(x軸およびy軸)のみを運動する。②ピッチ円上の1歯のみでかみあう。③接点は1点または2点である。④かみあい圧力角 β_w が常に一定である。⑤歯面の摩擦力は進み角 γ_w の方向に働く。図より、運動方程式は以下の式で表される。

$$m_{wg} \dot{v}_{wg} = \vec{F}_{wg,tot} + \vec{N}_{1,wg} + \vec{N}_{2,wg} + \vec{F}_{cf1,wg} + \vec{F}_{cf2,wg} \quad (7)$$

$$m_{ww} \dot{v}_{ww} = \vec{F}_{ww,tot} + \vec{N}_{1,ww} + \vec{N}_{2,ww} + \vec{F}_{cf1,ww} + \vec{F}_{cf2,ww} \quad (8)$$

ここで、 v_{wg} , v_{ww} はウォームとウォームホイールの速度であり、それぞれのx方向、y方向の成分は各ギヤのピッチ円半径と角速度の積で表される。 $F_{wg,tot}$ は外力 F_{wg} と支持軸受の摩擦によるトルク損失(ラジアル力 $F_{br,wg}$ およびアキシャル力 $F_{ba,wg}$ に依存)の和である。また、 $F_{ww,tot}$ は同様に定義され、外力 F_{ww} と支持要素の摩擦による損失の和である。歯面の垂直抗力 N_{ij} は歯のかみあい点の剛性係数 k_{cw} , 粘性係数 c_{cw} を用いて以下の式で表される。

$$N_{ij} = k_{cw} (\Delta h_{i,cw} + h_{0,cw}) + c_{cw} \dot{h}_{i,cw} \quad (9)$$

$$i = 1, 2 \quad j = wg, ww$$

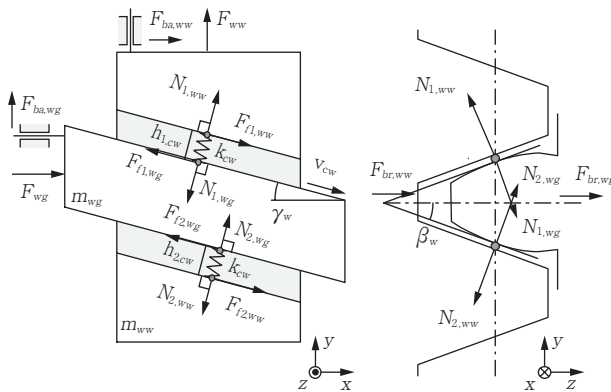


図5 ウォームギヤかみあいモデル
Model of worm gear meshing

ここで、添え字の*i*は図中の上側 (*i* = 1) と下側 (*i* = 2) のかみあい点を示す。 $h_{0,cw}$ は初期接触荷重による初期たわみ、 $\Delta h_{i,cw}$ はたわみの変動成分であり、各ギヤの変位 x_{wg} , y_{ww} を用いて以下の式で表される。

$$\Delta h_{i,cw} = \pm (x_{wg} \sin(\gamma_w) - y_{ww} \cos(\gamma_w)) \quad i = 1, 2 \quad (10)$$

また、歯面の摩擦力 F_{cfj} は、すべり速度 v_{cw} に依存する摩擦係数 μ_{cw} と垂直抗力を用いて以下のように表される。

$$F_{cfj} = \mu_{cw}(v_{cw}) |N_{ij}| \quad i = 1, 2 \quad j = wg, ww \quad (11)$$

$$\vec{v}_{cw} = \vec{v}_{wg} - \vec{v}_{ww} \quad (12)$$

摩擦係数については、式(1)~(3)によって表される LuGre モデルによって得ることができる。

構築したパワーコラムモデル (アシストモータ、トーションバー、ウォームギヤから構成) の妥当性の実験検証を行う。まず、モデルの未知パラメータであるギヤのかみあい摩擦係数を試験結果から同定した結果を図6に示す。同図は、同定した静摩擦係数 (正側と負側の静摩擦係数の絶対値の平均値) が1となるように正規化している。実験では無負荷の状態、アシストモータによってパワーコラムを速度制御したときの各速度動作点における電流値から、パワーコラム全体に働く摩擦トルクを推定した。ギヤを支持する軸受やモータに発生する摩擦は微小であるため、推定したトルクは、かみあい部の摩擦が大半を占めると仮定した。摩擦トルクと式(7), (8)から求めた垂直抗力から、かみあい摩擦係数を同定した。図中の実線は LuGre 摩擦モデルによる摩擦特性の適合

結果を示している。

次に、パワーコラムの効率特性およびステップ応答特性の試験データとシミュレーション結果の比較検証を行う。パワーコラムの効率特性の検証結果の例を図7に示す。試験では、ウォーム速度を一定 (ウォームホイール速度に換算すると 15 min^{-1}) に制御した状態で、ウォームホイールに負荷トルクを与えた。同図は、実測効率の最大値が1となるように正規化している。図に示すように、ウォームホイールトルクおよび動力方向に依存する効率変化特性を、モデルによって表すことができる。

実車ではギヤのトルクや速度の状態が運転状況によって常に変化する。たとえば、ウォームのトルクが正のときには、アシストモータの動力も正 (駆動状態) となる。一方、ウォームのトルクが負のときには、アシストモータがラックまたはステアリングホイールからの入力によって動かされるため、動力は負 (従動状態) となる。それゆえ、ステアリングシステムの応答予測には、運転状況に応じて変化するギヤ効率を表すギヤモデルが必要不可欠である。

次に、パワーコラムの三つのポート (入力シャフト、アシストモータ、出力シャフト) からの、ステップ応答に対するモデルの実験検証結果を図8に示す。同図は、実測のステップ印加後の定常状態値が1となるように正規化している。試験では、コラムの入力あるいは出力シャフトに、ばね負荷を接続した状態でステップトルクを入力した。図に示すように、いずれの入力に対しても出力トルク応答のシミュレーション結果は試験結果とよく一致しており、本モデルの妥当性を示すことができた。

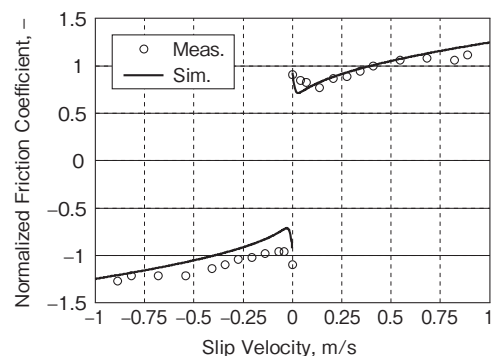


図6 パワーコラムの摩擦特性
Friction characteristic of power column

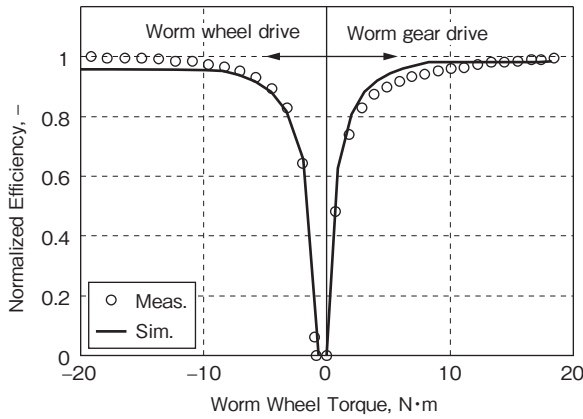


図7 ウォームギヤの効率特性
Efficiency of worm gear

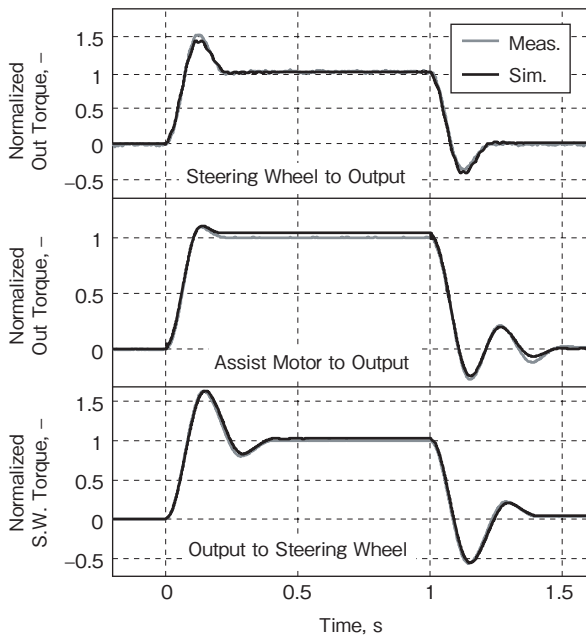


図8 パワーコラムのステップ応答特性
Step responses of power column

4.4 インタミシャフト

インタミシャフトモデルは、シャフトの両端に接続される2個のユニバーサルジョイントの慣性に関する以下の運動方程式によって表した。

$$J_{u1} \dot{\omega}_{u1} = T_{u1} + T_{int} r_{u1} \quad (13)$$

$$J_{u2} \dot{\omega}_{u2} = T_{int} + T_{u2} r_{u2} \quad (14)$$

ここで、 r_{u1} 、 r_{u2} はユニバーサルジョイントのトルク変動を表すトルク比を示しており、回転角度および交差角の関数である⁶⁾。また、 T_{u1} はパワーコラム、 T_{u2} はピニオンギヤ、 T_{int} はインタミシャフトから受けるトルクである。これら3つのトルクは、それぞれ図2中の剛

性要素、粘性要素により定義される。

4.5 ラック&ピニオンギヤ

ラック&ピニオンギヤは、コラムの回転運動を、シャシーに固定されたステアリングリンケージの並進運動に変換する。本要素にもウォームギヤと同様のモデル化手法を適用し、図9に示すような、かみあい部の等価質量 m_p 、 m_r (m_p はピニオンギヤ慣性 J_p から算出) についての並進運動モデルとする。座標系は、2つのギヤの軸同士が直交していないため、ラックとピニオンの運動に対して別々に定義し、図中の添え字 p 、 r にて区別する。また、ラックは並進方向 (y_r 軸方向)、とピニオンギヤは回転方向 (y_p 軸方向) のみを運動することを仮定とする。

図より、運動方程式は以下の式で表される。

$$m_p \dot{v}_p = \vec{F}_{p,tot} + \vec{N}_{1,p} + \vec{N}_{2,p} + \vec{F}_{cf1,p} + \vec{F}_{cf2,p} \quad (15)$$

$$m_r \dot{v}_r = \vec{F}_{r,tot} + \vec{N}_{1,r} + \vec{N}_{2,r} + \vec{F}_{cf1,r} + \vec{F}_{cf2,r} \quad (16)$$

ここで、 v_p 、 v_r はピニオンギヤおよびラックの速度であり y_p 軸方向の速度成分はギヤのピッチ円半径と角速度の積で表される。 $F_{p,tot}$ は、ギヤに働く外力 F_p と支持軸受の摩擦によるトルク損失 (ラジアル力 $F_{br,p}$ およびアキシャル力 $F_{ba,p}$ に依存) の和である。また、 $F_{r,tot}$ についても同様に、外力 F_r と支持要素の摩擦による損失の和で表される。

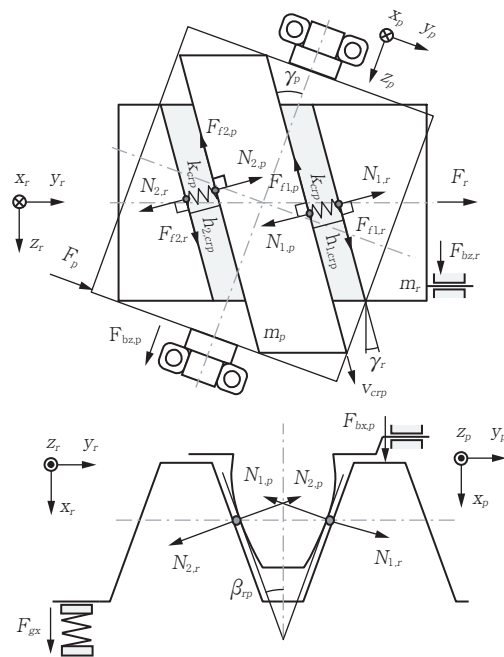


図9 ラック&ピニオンギヤかみあいモデル
Model of rack & pinion gear meshing

ラック&ピニオンギヤモデルに対しても、パワーコラムモデルと同様の方法で摩擦係数を同定し、実験検証を実施する。二つの動力方向の効率および、二つの入力に対するステップ応答特性の検証結果を図10、11に示す。なお、図10、図11はそれぞれ図7、図8と同様の正規化の方法を適用している。

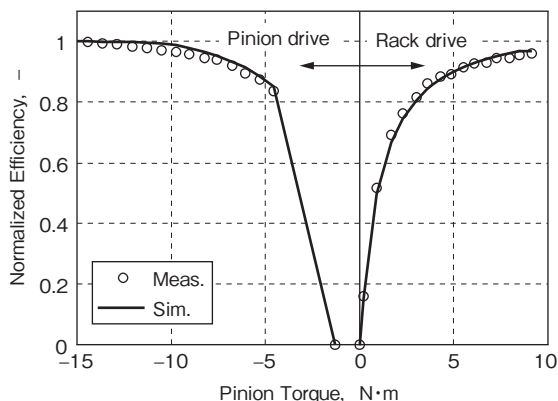


図10 ラック&ピニオンギヤの効率特性
Efficiency of rack & pinion gear

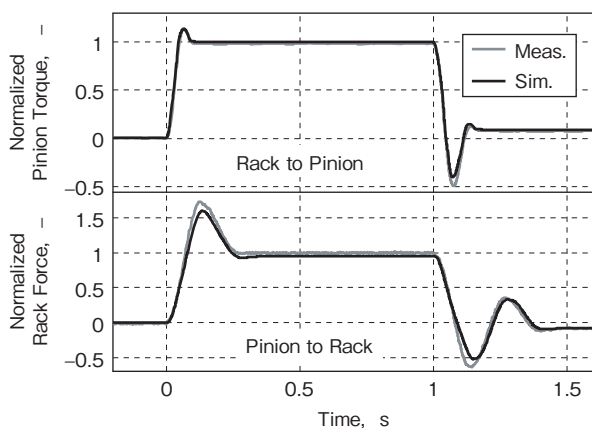


図11 ラック&ピニオンギヤのステップ応答特性
Step responses of rack & pinion gear

5. システム応答性のシミュレーション

開発したモデルを用いて、C-EPSシステムの代表的な特性についてのシミュレーションを行い、実験結果と比較検証する。モデルのパラメータは、各サブシステムの実験検証で同定した値を適用する。また、本検証では、実車同様に操舵トルクの検出値をアシストモータの制御入力としている。

まず、操舵トルクの入力に対する操舵角度の変化特性（正入力特性）を検証する。試験ではラック軸にばね負荷を接続した状態で、サーボモータによって正弦波状の操舵トルクを入力したときの操舵角度の変化を計測し

た。正弦波の周波数は0.5Hz, 1Hz, 1.5Hz, 2Hzとした。シミュレーションと実測の比較を図12に示す。同図の縦軸は、実測のステアリングホイールトルクの最大値が1となるように正規化している。図より、いずれの周波数においても、トルクに対する角度の不感帯特性や、ヒステリシス特性は実測の傾向とよく一致していることが確認できる。なお、5Hzまでの検証データについては紙面の都合上割愛するが、図12と同様に実測結果との整合性を確認している。

次に、ラック軸力の入力に対するステアリングホイールトルク特性（逆入力特性）を検証する。試験ではステアリングホイール軸を固定した状態で、ラック軸に接続した直動アクチュエータ（ボールねじとサーボモータから構成）によって正弦波状の軸力を入力し、そのときのステアリングホイール軸のトルクを計測した。正弦波の周波数は1~20Hzである。シミュレーションと実測の比較を図13に示す。同図のゲイン特性は、実測の最大ゲインが1となるように正規化している。図よりゲイン特性、位相特性は15Hz付近までほぼ一致していることがわかる。以上の実験検証によって今回構築したモデルの妥当性を確認することができた。

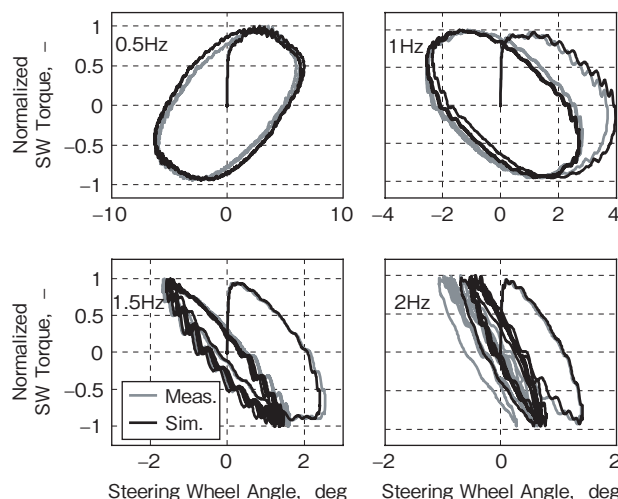


図12 ステアリングホイール角度に対するステアリングホイールトルクのリサージュ波形
Lissajous curves of steering wheel torque to steering wheel angle

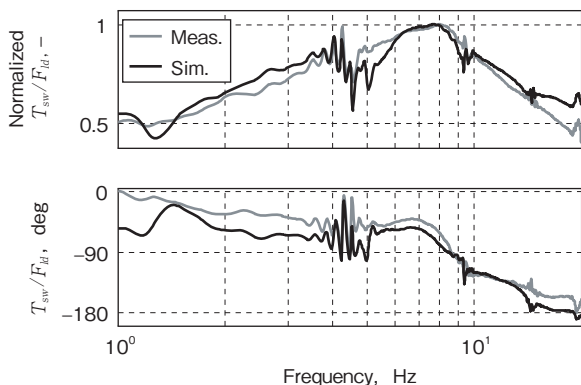


図13 ラック軸力入力に対するステアリングホイールトルクの周波数応答(ステアリングホイール固定)
Rack input response with steering wheel fixed

6. おわりに

ステアリングシステムの応答特性、伝達特性を十分に把握した上で、適切な機械系、制御系の設計を実現するために、システムの動特性を解析可能なモデルを開発した。また、実験検証によりモデルの妥当性を示した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1)摩擦現象を精度よく表し、シミュレーションへの実装と制御への適用が容易である LuGre モデルを適用した。
- (2)パワーフローと、負荷に依存するギヤのかみあい摩擦損失を考慮した効率の変化特性をモデルによって表すことができた。
- (3)ステアリングのトルク-角度特性に生じるヒステリシス特性を表すことができた。
- (4)正入力条件および逆入力条件それぞれにおいて、モデルの適用可能な周波数範囲を求めた。

今後は、開発したモデルによる解析によって、システム特性に影響が大きい要素の物理パラメータを特定し、ステアリングシステムの機械設計に有効な指針を得ることを目標とする。

また、本報で適用した摩擦モデルは、計算負荷が低いためモデルベース制御への適用が考えられる。本モデルを制御ロジックに組み込むことで、物理的意味を持った制御器ゲインの導入が可能となる。これにより、制御定数チューニングの工数の削減が見込める。さらに、開発したモデルと、別途開発中の車両運動モデルとの相互作用の解析によって、車両運動性能の向上に寄与するステアリングシステムの開発をめざす。

* 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) Pfeffer, P.E. Harrer, M. Johnston, D.N. Shinde, R.P. : 2006. Modelling of a Hydraulic Steering System, F2006V164, FISITA(2006).
- 2) Ueda, E. Inoue, E. Sakai, Y. Hasegawa, M. Takai, H. Kimoto, S. : The Development of a Detailed Steering Model for On-Center Handling Simulation, AVEC(2002).
- 3) Canudas de Wit, C. Olsson, H. Åström, K. J. Lischinsky, P. : A New Model for Control of Systems with Friction, IEEE Transactions on Automatic Control, vol. 40, no. 3(1995).
- 4) Pastorino, R. Naya, M.A. Pérez, J.A. Cuadrado, J : X-by-Wire Vehicle Prototype: A Steer-by-Wire System with Geared PM Coreless Motors, 7th Euromech Solid Mechanics Conference(2009).
- 5) Dohring, M.E. Lee, E. Newman, W.S. : A Load-Dependent Transmission Friction Model: Theory and Experiments, IEEE International Conference on Robotics and Automation(1993).
- 6) Seherr-Thoss, H. Chr. Schmelz, F. Aucktor, E. : Universal Joints and Driveshafts-Analysis, Design, Applications, Springer(2006).

筆者



田村 勉*
T. TAMURA



マローニアン・アリス**
A. MAROONIAN



東 真康**
M. HIGASHI



ロバート・フックス***
R. FUCHS

- * 研究開発本部 機械システム研究部
- ** 研究開発本部 電子システム研究部
- *** 研究開発本部 研究企画部 博士(工学)