

操舵性能の物理特性モデリングと伝達系要素設計に関する考察 (第1報)*¹

Strategy for Transfer Elemental Designing, Employing Physical Characteristic Modeling of Steering Maneuver (First Report)

中野史郎 S. NAKANO 吉元浩司 H. YOSHIMOTO 木村秀司 S. KIMURA 葉山良平 R. HAYAMA

Improvement of value-added steering maneuvering is required more than ever, for wider range of passenger vehicles. Steering is one of the key systems to achieve better vehicle maneuvering. Sensory evaluation of "steering feeling" can hold contingency designing strategy. But, uncertainty of human factors should be taken into account for evaluation of physical quantities. Some methods that specify the relation between "steering feelings" and performances of vehicle dynamics have been proposed but not practically used for actual design of steering components. This paper describes a theoretical method with detailed steering model that specifies quantitative performances and physical quantities for steering components.

Key Words: steering system, drivability, design/ steering maneuvering, steering feeling, sensory evaluation

1. はじめに

自動車技術の進歩とともに自動車の性能は著しく向上した。各 부품の故障率や経年劣化の低減だけでなく、実用上の使いやすさなど付加価値の向上も求められている。

ステアリングも運転者の操舵入力に対する反力の変化や車両旋回の応答性など、操作性向上のための重要な要素部品である¹⁾。車両におけるステアリングの性能評価は、一般の操作性評価と同様、感性の影響を受けやすい官能評価のため、定量的に扱うことが難しい。これに対し、これまでさまざまな分野で操作性を定量化し、設計に活用する試みが数多く続けられてきた。たとえば、マスタ・スレーブ型遠隔操縦システムの分野においては、操作性を定量的に評価し、制御系設計の指針が示されている²⁾。しかし、自動車の操舵感評価においては実現手段としての要素部品特性との関係が定量的に明らかになされた例はない。

そこで、操舵性能に関する物理特性を厳密に反映させたステアリングシステムのモデルを導入した。本報では、本モデルを用いてステアリングシステムの伝達特性を解

析した。また、伝達特性にかかわる物理量を、部品ごとの設計目標値として決定する手法について述べる。

2. ステアリング性能

ステアリングシステムに要求される性能の例を表1に示す。これらの性能の向上を理論的に実行するためには、定量的目標値をシステム設計段階で設定しなければならない。さらにそれを実現する要素部品ごとの性能の目標値を物理量として明確にすることが必要である。

操舵機能、アシスト機能(表1-i)はパワーステアリングのアシスト量およびその追従性などで評価される。また、強度、耐久性(表1-ii)に関しては、振動や衝撃などを含む負荷が与えられた後の機能維持が求められる。これらは明確な数値基準により評価できるため、実際の製品開発においても効率的に性能向上が図られてきた。

一方、操舵感(表1-iii)については、評価専門の技能者に頼った官能評価結果とそれに向けての適合評価などにより性能向上が図られている。

*1 本論文は、2009年自動車技術会 春季大会前刷集(20095430)を基に作成した。

表1 ステアリングシステムに要求される性能
Performance required for steering system

Requirement	Performance
(i) Function of steering and assist torque	Steering effort, Power-assist
	Force deflection
	Free play of steering wheel
	Noise, Vibration etc.
(ii) Strength, Endurance	Steering wheel torque
	Force on the road wheels Vibrational input etc.
(iii) Steering feeling	Smoothness of torque
	Feeling of inertia, viscosity, friction etc.

3. 操舵感向上の取組みにおける課題

3.1 官能評価

操舵感はステアリングを操作する際の操舵力の変化特性や車両挙動との関係を実感的に評価する指標である。

表2に評価用語¹⁾の例を示し、これらに対してパイロットレーティング手法³⁾を適用して評価した例を表3に示す。

表3より、車両Cの評価において慣性感の評価点が低いことが分かる。しかし、この指標だけでは、「どの要素部品の特性を、どの程度改善するか」が定量的に示されておらず、官能評価の結果を理論的に活用することはできない。

表2 操舵感の評価用語例
Expressions for steering feeling

Phenomena, Function	Sensory evaluation term
S. A. T. (self aligning torque) transformation to steering wheel	On-center feel
	Build-up feel
	Direct feel etc.
No sticky or dragged feeling	Smooth without stick
	Low-friction etc.
Moderate effort during quick steering.	Low-inertia feel
	High rigidity feel
	Wall effect etc.
Stable on-center or at keeping angle	Stability
	Steadiness
	Solid feel etc.
S. A. T. transformation without variation or vibration	Smoothness
	Continuous
	Silky etc.
Assist torque characteristics	Easy driving
	Preferred/not preferred etc.

表3 操舵システムのパイロットレーティング評価例
Example of pilot rating of steering system

Evaluation items	Vehicle A	Vehicle B	Vehicle C
Returnability	6	5.5	6
Low-friction feel	6	6	5.5
Low-inertia feel	6	6	4
On-center feel	6	6	5.5
Response	6	6	6

3.2 官能評価の定量化

この例から、前章に述べた専門技能者の評価によるフィードバックが、物理量として定量化されずに行われているという課題がある。また、官能評価は評価者の技能に依存し、人の感性の違いによって評価点が異なることを考慮しなければならない。このため、多変量解析手法により、評価結果と、車両特性を表す物理量との相関関係を求めることが提案されている^{4), 5)}。以下に「ステアリングホイールの手ごたえ感」の解析例を示す。

＜ステアリングホイールの手ごたえ感＞

車速20～140km/hにおいて、最大横加速度が1.96～2.94m/s²となるスラローム走行を行う。ステアリングホイール角が0deg時のステアリングホイールトルクの値(図1-①)が0.1～0.2N・mの範囲に収まる場合、手ごたえ感に対する評価が高くなる⁵⁾。

このような評価手法を用いることで、目標の操舵感を達成するための車両特性の目標指針が示される。また、車両特性のうち、操舵性能に関しても伝達系モデル化の基本技術により、それらの目標特性指針を求めることは可能となっている⁶⁾。しかし、目標操舵特性を実現するためには、各要素部品の細部仕様定量化が可能になる十分に正確なモデル化が必要となる。

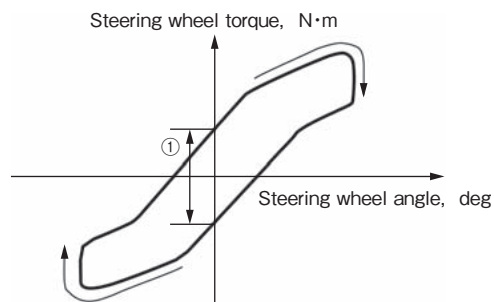


図1 ステアリングホイール角-ステアリングホイールトルク特性の例
Example of steering torque and steering angle characteristics

4. ステアリング系伝達特性と操舵性能の解析

4.1 ステアリングの目標特性導出

図2に運転者を含む操舵系のフィードバック制御ループを示す。運転者は交通環境などから操舵角を決定し、ステアリングシステムに入力を加える。その入力はシャシとタイヤに伝達され、路面反力により車両に旋回運動が生じる。ここで、シャシは操舵特性に影響を与えるサスペンションなどの車両構成要素を指す。この時、タイヤに発生した力がステアリングを通じて運転者に伝達され、操舵力と釣り合う。運転者は視覚、体性感覚、深部感覚などにより車両の運動を知覚しフィードバック制御を行う。つまり、操舵系フィードバックループを構成している。

運転者の伝達特性（運転者モデル： $H(j\omega)$ ）には個人差があり、制御対象の特性や外乱などによっても変化すること（適応動作）が知られている。そのため、車両システム全体の伝達関数 $G(j\omega)$ は運転者の負担を少なく設定することが重要である。本制御系ループで適度な速応性、減衰性、および定常特性を持つためには、系の開ループゲインがクロスオーバー周波数近くで、 -20dB/dec に近いことが望ましいことは他の制御対象と同様である。さらにこのゲインが周波数の低い領域で十分に大きく、高い領域で小さい方が操作しやすい^{7)~9)}。

これを前提に $H(j\omega)$ のばらつきや変化を考慮すると、目標の機械モデル ($G(j\omega) = G_s(j\omega) \cdot G_c(j\omega)$) は単一に定められない。そこで $G(j\omega)$ を数値解析で導出するために、代表的な運転者特性を適用し、それに対する目標の $G(j\omega)$ を求める。

ここで車両設計において入力トルク T_h に対する出力ヨーレート γ の目標特性を、式(1)のように定義する。この時、シャシ側特性 $G_c(j\omega)$ を決めることができれば、ステアリングの目標特性 $G_s(j\omega)$ は式(2)のとおり定量的に導出できる。

$$\gamma(j\omega) = G(j\omega) \cdot T_h(j\omega) \tag{1}$$

$$G_s(j\omega) = \frac{G(j\omega)}{G_c(j\omega)} \tag{2}$$

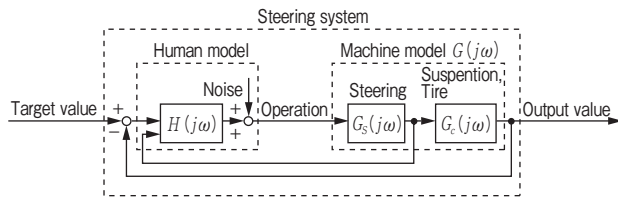


図2 運転者-車両モデル
Driver - vehicle model

4.2 ステアリング詳細モデル

4.1 節で得られる目標特性 $G_s(j\omega)$ を用いて操舵感設計を行うためには、 $G_s(j\omega)$ の特性とステアリングシステムの各要素部品の特性との相関が既知である必要がある。そのため、ステアリングシステムの物理特性をできる限り厳密に表現したモデリングが必要となる。図3にコラム軸アシスト式パワーステアリングシステム(C-EPS[®])をモデル化した例を示す。図3内の①~⑨はステアリングシステムにおける要素部品ブロックである。

ここで I, M は慣性、 K, R, C はそれぞれ、弾性、摩擦、粘性を示す。 T, θ, F, X はそれぞれトルク、変位角、力、変位量を示す。また、添字 h はステアリングホイール部、 e_1 は上部衝撃吸収機構部、 c_1 は上部コラム部、 t はトーションバー部、 c_2 は減速機構部を含んだ下部コラム部、 w はウォームギヤ部、 m はモータ部、 e_2 は下部衝撃吸収機構部、 in は中間シャフト部、 p はピニオンシャフト部、 r はラック部、 rh はラックハウジング部、 g はラックブーツ部、 rl はラック負荷部を示す。 K_{c2w}, K_{rp} はそれぞれ減速機とウォームギヤ、ピニオンギヤとラックとのかみあい部、 d_p はピニオンギヤのピッチ円直径、 K_{mw} はウォームギヤとモータ軸の接合部の弾性を示す。

図に明示していない要素部品の特性は以下のように定義する。コラムハウジングの取付け部の弾性、中間シャフトにある自在継手の位相に応じたトルク変動による影響は R_{ci}, C_{ci} ($i = 1, 2$), R_m, C_m により考慮している。モータの電磁氣的、機械的なトルク変動は R_m, C_m により考慮している。 R_r, C_r はラックバーとラックハウジングとの摩擦であり、ヨークシートの押付け力およびブッシュのしゅう動力を考慮している。ラック負荷部の弾性 K_{rl} はラックストローク X_r に応じたタイヤからの反力を模擬している。

本モデルは図3に示した各要素部品 (①~⑨) ごとに

式(3)~(11)で記述される. 式(3)~(9)は回転軸方向に対して, 式(10), (11)はラックのストローク方向に対しての運動方程式である. K, R, C は非線形性を示し, 各部の変位, 変位速度の関数であるため, 便宜上 $\alpha_{Ai}(\theta_j), \beta_{Ai}(\theta_j)$ ($A = K, R, C, i, j = h, c_1, \dots$) で表す.

$$I_h \ddot{\theta}_h = T_h - \alpha_{Ch}(\dot{\theta}_h) - \alpha_{Rh}(\theta_h) - \alpha_{Ke1}(\theta_{c1}, \theta_h) \quad (3)$$

$$I_{c1} \ddot{\theta}_{c1} = -\alpha_{Cc1}(\dot{\theta}_{c1}) - \alpha_{Rc1}(\theta_{c1}) - \alpha_{Kt}(\theta_{c1}, \theta_{c2}) - \alpha_{Ke1}(\theta_{c1}, \theta_h) \quad (4)$$

$$(I_{c2} + I_{rg}) \ddot{\theta}_{c2} = -\alpha_{Cc2}(\dot{\theta}_{c2}) - \alpha_{Rc2}(\theta_{c2}) - \alpha_{Ke2}(\theta_{c2}, \theta_{in}) - \alpha_{Kw}(\theta_{c2}, \theta_w) + \alpha_{Kt}(\theta_{c1}, \theta_{c2}) \quad (5)$$

$$I_w \ddot{\theta}_w = -\alpha_{Cw}(\dot{\theta}_w) - \alpha_{Rw}(\theta_w) - \alpha_{Kmw}(\theta_w, \theta_m) + \alpha_{Kw}(\theta_{c2}, \theta_w) \quad (6)$$

$$I_m \ddot{\theta}_m = T_m - \alpha_{Cm}(\dot{\theta}_m) - \alpha_{Rm}(\theta_m) + \alpha_{Kmw}(\theta_w, \theta_m) \quad (7)$$

$$I_{in} \ddot{\theta}_{in} = -\alpha_{Cin}(\dot{\theta}_{in}) - \alpha_{Rin}(\theta_{in}) - \alpha_{Kin}(\theta_{in}, \theta_p) + \alpha_{Ke2}(\theta_{c2}, \theta_{in}) \quad (8)$$

$$I_p \ddot{\theta}_p = -\alpha_{Cp}(\dot{\theta}_p) - \alpha_{Rp}(\theta_p) - \alpha_{Krp}(\theta_p, X_r, d_p) + \alpha_{Kin}(\theta_{in}, \theta_p) \quad (9)$$

$$M_r \ddot{X}_r = -\beta_{Cr}(\dot{X}_r, \dot{X}_{rh}) - \beta_{Rr}(X_r, X_{rh}) - \beta_{Rrs}(X_r, X_{rh}) - \beta_{Kg}(X_r, X_{rh}) - \beta_{Kr}(X_r) + \beta_{Krp}(\theta_p, X_r, d_p) \quad (10)$$

$$M_{rh} \ddot{X}_{rh} = -\beta_{Crh}(\dot{X}_{rh}, \dot{X}_r) + \beta_{Rr}(X_{rh}, X_r) - \beta_{Rrs}(X_{rh}) - \beta_{Krh}(X_{rh}) + \beta_{Kg}(X_r, X_{rh}) \quad (11)$$

図4にステアリングホイールトルク T_h に対するラック軸力 F_r の周波数応答特性の実機との比較を示す. 図より, 本モデルを用いて実機を模擬した性能解析が可能なが分かる.

- ① : Steering wheel
- ② : Column shaft (Upper)
- ③ : Reduction gear
- ④ : Worm gear
- ⑤ : Motor
- ⑥ : Intermediate shaft
- ⑦ : Pinion shaft
- ⑧ : Rack bar
- ⑨ : Rack housing

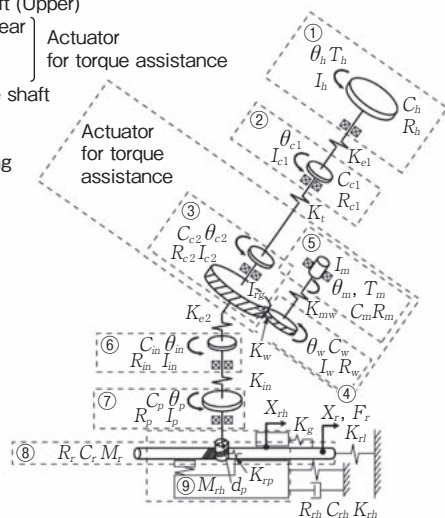


図3 ステアリングモデル (C-EPS®)
Steering model (C-EPS®)

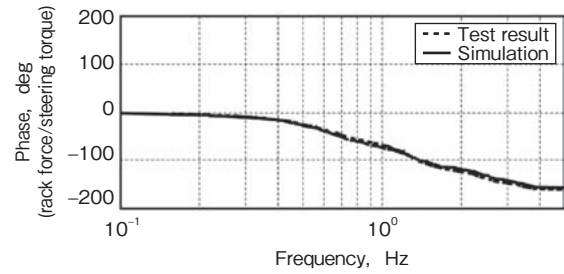
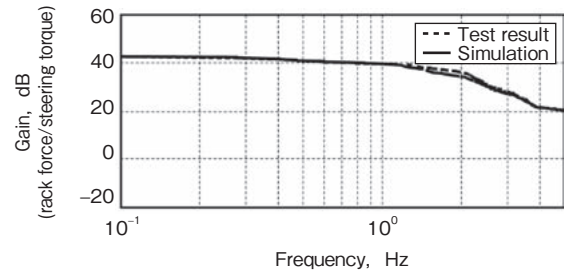


図4 ボード線図の比較
Bode diagram comparison

4.3 要素部品の目標性能導出

式(3)~(11)を線形近似した場合の伝達関数 G_a は式(12)で記述される.

$$G_a(s) = \frac{b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0} \quad (m, n = 1, 2, \dots) \quad (12)$$

係数 a_i, b_i は各要素部品のパラメータから定まる. 次に, 4.1 節に示した操舵感の設計目標となるモデル特性 G_s と本モデルの伝達関数 G_a とを比較する. これより, 各要素部品設計に必要なパラメータの目標値が定量的に求められる.

また, 時間応答特性に対して各要素部品のパラメータの目標値を定量的に定めることも重要である. たとえば, 非常に小さい操舵速度と操舵量の場合は, 式(3)~(11)における慣性項と粘性項を除外できる. この時, 運転者による入力であるステアリングホイールトルク T_h と, 車両側への出力であるラックストローク X_r との関係は式(13)と記述できる.

$$X_r(t) = \frac{1}{K_{rl}} \{ T_h(t) + T_m(t) - \sum f_{R_i}(\theta_i, t) \} \quad (f = \alpha, \beta) \quad (13)$$

この入出力関係から目標となる各要素のパラメータが定量的に求められる.

4.4 操舵感向上のための伝達系要素部品設計プロセス

以上を踏まえ, 操舵性能向上のためのステアリング伝達系要素部品の伝達特性を最適化する設計プロセスを以

下のとおり整理する。

- (1)操舵感官能評価を操舵性能の物理特性モデルとして扱い、操舵システムの目標性能を定量的に設定する。
- (2)車両サブシステムの伝達特性が、上記システム性能に与える影響を評価する。
- (3)各要素に最適に割り付けられた伝達特性に関する物理量を、部品ごとの設計目標値として決定する。
- (4)車両ごとの設計制約条件を考慮し、上記の目標値の採否を判断する。

上記(1)に関しては、3.2 節で述べた多変量解析手法などを用いて明らかにすることができる。上記(2)についてはステアリング側要素特性とシャシ側要素特性の比較を例に 5 章で述べる。(3)についてはステアリング系構成要素の伝達特性解析を例に 6 章で述べる。

5. 車両サブシステム伝達特性の影響評価

ステアリングシステム厳密モデルと車両モデルを用いて、車両サブシステム特性が操舵システムの性能に与える影響を評価する。

ここでは、旋回から直進に移行する際の「安定感」の向上を例に示す。この場合、操舵入力終了時からのヨーレートの絶対値の時間積分値が「安定感」の指標として提案¹⁰⁾ されている。

評価試験結果の一例を図 5 に示す。上段は 1Hz 正弦波形状の入力ステアリングホイール角を、下段はこの時の車両のヨーレートを示している。操舵終了時からヨーレートが収束するまでの時間積分値 (同図の斜線部) は 0.55 (deg) である。

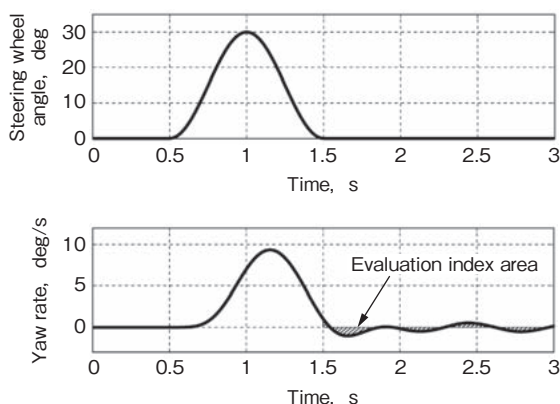


図 5 入力波形および評価指標の推移
Input conditions and evaluation index

ヨーレートの動的特性に影響を及ぼす車両システム、および要素部品を要因分析によって抽出した。主な要素部品特性を表 4 に示す。これらの要素によるヨーレート積分値への影響を定量化するため数値解析を行った。ステアリングモデルおよび車両モデルは、一般的な四輪モデル¹¹⁾ を採用し、表 4 に示す要素部品特性を考慮した。

表 4 特性パラメータ
Model parameters

Vehicle Subsystem	Elemental characteristic
(i) Steering	Refer fig. 3
(ii) Chassis	Roll (Inertia, Viscous, Stiffness)
	Pitch (Inertia, Viscous, Stiffness)
	Change of load Change of toe angle with suspension stroke Compliance-steer characteristic
(iii) Tire	Cornering force Camber thrust
(iv) Vehicle	Front axle load, Rear axle load
	Yaw moment of inertia
	Height of gravity center
	Wheel base Track

ステアリング側要素特性 (表 4 - i) の変更によるヨーレート収束性の改善策として、タイヤに近いラック部の粘性 C_r と中間シャフトの弾性 K_i を増加させた。この解析結果を図 6 (B) に示す。また、シャシ側要素特性 (表 4 - ii) の変更による改善として、ロールに伴うトー角変化を減らした。この解析結果を図 6 (C) に示す。

評価指標であるヨーレート積分値は、図 6 より、改善前 (A) が 0.55 (deg) であったのに対して、特性変更後、(B) では 0.41 (deg) で、(C) の場合では 0.38 (deg) であった。これは、ステアリング側とシャシ側、いずれの構成要素の特性変更によっても、「安定感」を改善できることを示している。

しかし、ステアリング側要素特性を変更した (B) の場合にはヨーレートが 0 になる時間が操舵入力の終了時に対して遅れている。このことから、車両応答が悪化したと評価される可能性が大きい。

本事例より、ステアリングシステム性能の物理特性モデリングを導入することで、車両サブシステムの伝達特性が操舵感に与える影響を正確に評価できることが分かる。このことから、物理特性パラメータを変更すること

による背反事象をも考慮した最適な改善方策を決定できる。

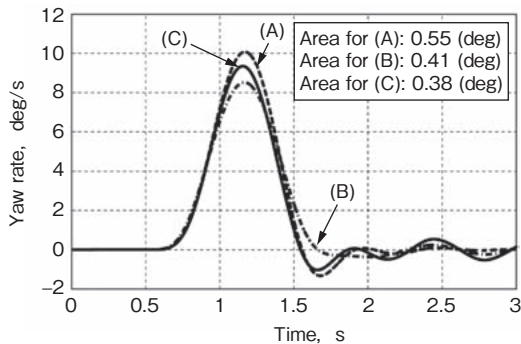


図6 ヨーレート特性比較
Comparison of yaw rate

6. 伝達系要素部品の伝達特性最適化

ステアリングシステムの厳密モデルを用いて、ステアリング伝達系要素に割り付けられた伝達特性を表す物理量を最適化する。

6.1 要素部品の目標特性

ここでは高速走行時の直進性を保つための微小修正操舵のしやすさを向上させる場合の特性モデルを例に示す。

高速走行時には、運転者は目標とする微小舵角修正を、操舵力をわずかに増減することで行っている。微小操舵力入力に対して、高速走行に必要な微小なステアリングホイール角変化 $\Delta\theta_h$ と、期待する車両挙動変化 $\Delta\gamma$ の関係をフィードバックして操作している。車両挙動変化 $\Delta\gamma$ を適確にフィードバックするには、視覚などによりフィードバックされる $\Delta\gamma$ に加え、ラック軸力 ΔF_r が適正值でなければならないことは、4.1 節で示したとおりである。

本条件における入力トルク T_h に応じた $\Delta\theta_h$ および ΔF_r の定量的な目標特性値を以下に定義する。

目標指標 A：運転者が管理できる微小入力である T_h が $1\text{N}\cdot\text{m}$ における $\Delta\theta_h$ が $0.7\text{deg}^{(1)}$ 。(図8の点 A)

目標指標 B：運転者が管理できる微小入力である T_h が $1\text{N}\cdot\text{m}$ における ΔF_r が 4N 。(図9の点 B)

6.2 モデルを用いた解析結果

C-EPS[®] (図3) とピニオン軸アシスト式パワーステアリングシステム (P-EPS[®]) の場合について、各要素の伝達特性にかかわる物理量を、部品ごとの設計目標値として決定する。

P-EPS[®] の解析モデルは図7に示すとおりである。C-EPS[®] モデルと異なる点はアシストアクチュエータ部(③~⑤)の位置のみであるので、詳細な説明は省略する。

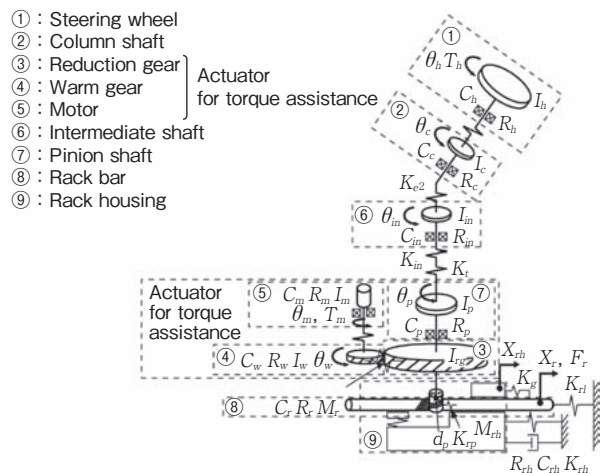


図7 ステアリングモデル (P-EPS[®])
Steering model (P-EPS[®])

両システムにおいて T_h に対する θ_h 、および T_h に対する F_r の解析結果をそれぞれ図8、9に示す。これらより、両システムはともに指標 A および B を満足していないことが分かる。また、各要素部品の配置の違いによって、伝達特性が異なり、P-EPS[®] の方が目標特性値に近いことが分かる。

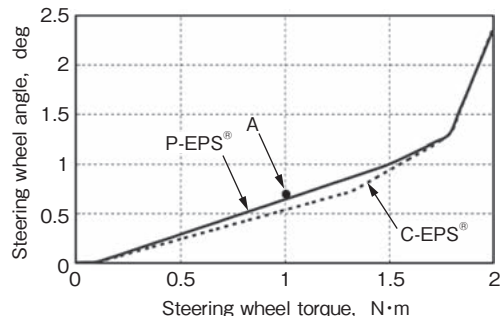


図8 ステアリングホイールトルク-ステアリングホイール角特性
Steering wheel torque - wheel angle diagram

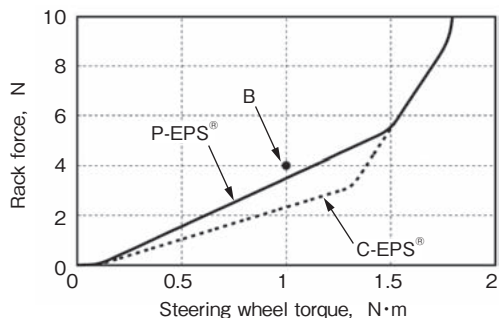


図9 ステアリングホイールトルク-ステアリングラック軸力特性
Steering wheel torque - rack force diagram

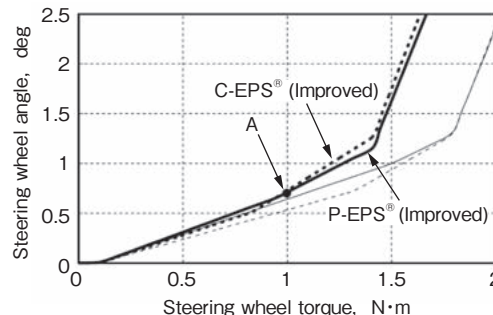


図10 ステアリングホイールトルク-ステアリングホイール角特性 (改善後)
Steering wheel torque - wheel angle diagram (Improved)

6.3 解析による要素部品特性の決定

両システムで目標指標を達成するための設計事例を示す。図8, 9において、各変曲点およびその傾きはトルクが小さい方から順に入力側からの要素部品の配置と対応し、システムの主な摩擦 R_h , R_w , R_m , R_r および弾性 K_t , K_{in} , K_{rp} の特性を示している。

C-EPS[®] では弾性 K_t を変更前に比べ約 30% 低減することで指標 A を満足した (図10)。そのためには部品強度や基本設計、さらには製造工程など、さまざまな設計変更が必要となる。一方 P-EPS[®] を採用すると K_t , K_{in} を約 5% 低減すれば良く、C-EPS[®] と比べて指標 A の実現が容易であることが分かる。

また、C-EPS[®], P-EPS[®] とともにウォーム部およびモータ部の摩擦 (R_w , R_m) を 40% 低減することで指標 B を満足した (図11)。しかし、本部位のみの変更は現実的には困難であり、他の部位の要素部品による改善も必要となる。

路面からのラック軸力への入力 F_r に対する伝達特性も検討する必要がある。この場合、運転者への出力として、ステアリングホイール角 θ_h およびトルク T_h への伝達特性をステアリングシステム内で最適化しなければならない。C-EPS[®] と P-EPS[®] では、要素部品の配置の違いによりこれらの伝達特性が異なってくる。

以上のように、操舵性能を担うステアリング系の物理特性モデリングを導入することで、要素部品の適正配置やシステムの伝達特性を定量的に設計することができる。

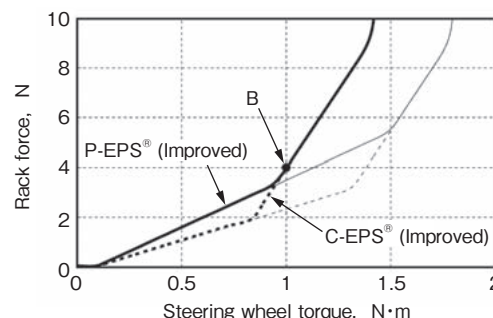


図11 ステアリングホイールトルク-ステアリングラック軸力特性 (改善後)
Steering wheel torque - rack force diagram (Improved)

7. まとめ

- (1)操舵感向上のためにステアリング系の伝達要素の伝達特性を最適化するプロセスについて記述した。
- (2)車両サブシステムの伝達特性が、上記システム性能に与える影響を評価する手法を示した。
- (3)各要素に最適に割り付けられた伝達特性に関する物理量を、部品ごとの設計目標値として決定する手法を示した。

8. おわりに

すべての操舵感を同時に最適化するための各要素部品の伝達特性は一義的に定められない。しかし、目標とする操舵感に合わせて各要素部品の伝達特性を表す物理量を定め、それらを適切に割り付けることで、システム性能を最適化できる。今後、ステアリングシステム伝達系要素の設計プロセスを各物理量に応じて具体化する手法について明らかにする。

参考文献

- 1) 中野史郎：自動車の操作系要素技術，自動車技術会シンポジウムテキスト(2004).
- 2) 横小路泰義，吉川恒夫：マスタ・スレーブ型遠隔操縦システムの操作性，計測自動制御学会論文集，vol. 26，no. 5(1990)572.
- 3) George E. Cooper, Robert P. Harper, Jr.: THE USE OF PILOT RATING IN THE EVALUATION OF AIRCRAFT HANDLING QUALITIES, NASA TECHICAL NOTE, D-5153(1969)
- 4) 木原三津夫，高井幸夫，知久直哉：自動車運動性能のフィーリング評価，ISS 産業科学システムズシンポジウムテキスト.
- 5) 佐藤博文，原口哲之理，大澤 洋：操舵感に関わる操舵応答特性の考察，自動車技術，vol. 44，no. 3(1990) 52.
- 6) Ikuo Kushiro, Shingo Koumura, Hiroyuki Kawai: A New Approach in the Study On-center Handling, AVEC2008.
- 7) DUANE T. McRUER, R. WADE ALLEN, DAVID H. WEIR, RICHARD H. KLEIN: New results in driver steering control models, HUMAN FACTORS, vol. 19, no. 4(1977)381.
- 8) 藤岡健彦，堀内伸一郎：自動車技術基礎講座第4章運動性能，自動車技術，vol. 54，no. 11(2000)82.
- 9) 永井正夫：マン・マシン・システムの理論，自動車技術，vol. 39，no. 5(1985)486.
- 10) 河内宏司，前川暁夫，平野和夫，中島志郎：車両操縦安定性の定量評価技術の開発，SEI テクニカルレビュー，no. 165(2004).
- 11) 安部正人：車両運動の基礎，自動車の運動と制御，山海堂(1992)49.
- 12) 山田大介，畔柳 洋，小野英一，久代育生，許斐謙二，佐藤伸介：ステアリングシミュレータを用いたオンセンタフィールドの解析，自動車技術会 学術講演会前刷集，no. 59-8(2008)5.

筆者



中野史郎*
S. NAKANO



吉元浩司**
H. YOSHIMOTO



木村秀司**
S. KIMURA



葉山良平**
R. HAYAMA

* 執行役員 研究開発センター 工学博士

** 研究開発センター 電子システム研究部