ステアバイワイヤ車両の転舵剛性に関する実証的研究*

葉山良平** 中野史郎*** 熊本博光†

Experimental research on steering stiffness of SBW

Ryouhei HAYAMA, Shirou NAKANO and Hiromitsu KUMAMOTO

The steering wheel of a steer-by-wire (SBW) vehicle is free from road-disturbance because of the lack of mechanical connection. There is less need for disturbance attenuation and the SBW actuator can be mounted rigidly on the vehicle chassis. A bench test using actual SBW system demonstrates that the steering stiffness becomes larger than the electronic-power-steering (EPS) stiffness. A driving experiment and a closed-loop simulation show that the increase of this stiffness plays a crucial role in reducing work load for the SBW driver.

Key words: steer-by-wire, stiffness, vehicle maneuverability, SBW actuator, workload

1. 序 論

自動車は安全性・快適性・環境性を考慮して様々な研究開発が行われている。中でも乗用車の操舵装置においては、運転者の操舵力を補助するパワーステアリングが車両に搭載されるようになり、運転者の肉体的負担の軽減に大きく貢献している。これにより多くの人々が容易にまた快適に自動車を利用することができるようになった。

また、パワーステアリングの直接的な動力源を油圧から電気モータへと変更した EPS によって、燃費の向上にも貢献している¹⁾。EPS の実用化当初は、その操舵フィーリングが油圧パワーステアリングに比べて劣っているとの評価があり、その改善が課題であった。電気モータおよび電子制御の改良により、モータのアシストトルクを緻密に制御することによって操舵フィーリングを向上させる取組みが行われ、油圧パワーステアリングと遜色がない操舵フィーリングが得られるようになった。また、車両横滑り防止装置との協調制御機能²⁾、アクティブセーフティ機能³⁾、車庫入れ時の操舵を代行する機能⁴⁾を備える車両も実用化されている。

近年、衝突安全性や車室内空間のゆとり向上に対する要求から、ステアリングホイールと前輪との間の機械的結合をなくしたステアバイワイヤ (SBW: Steer By Wire) が注目されている。機械的な結合を無くすることによって、衝突時のステアリングホイールへの突き上げ衝撃を回避できたり、ステアリングホイール位置を移動可能にできることなどがその理由である。また、SBW 装置は後輪操舵機構や左右独立転舵機構⁵⁾への応用も期待されている。

SBW の転舵アクチュエータに関して前報⁶⁾では、その応答性能が運転者の操舵に大きな影響を与えることを明らかにした。

一方、ステアリング系の剛性に関してはこれまで、油圧パワーステアリングおよび EPS についての報告⁷⁾⁸⁾はあるが、SBW の剛性と比較した例はない。

そこで本報では、転舵角制御性能に影響を及ぼす、SBW の転舵剛性について調査した結果を報告する。

まず、2 節では直進走行時、および直進走行からの旋回操作の際のホイール角と前輪転舵角の動的特性を調査し、従来の EPS と比較する。3 節ではホイール角を固定した状態で転舵装置に負荷荷重を与えたときの、タイロッド変位を台上試験で計測し、従来の EPS と比較する。4 節では台上試験結果の近似モデルを作成し、計算機シミュレーションを用いて運転者行動への影響を定量的に評価する。

2. SBW 転舵過渡特性の実機調査

2.1 SBW 装置概要

SBW の構成例を図1に示す。運転者のステアリング操作を監視するホイール角センサ 1、転舵力を実現する転舵アクチュエータ 2、ホイール角センサ信号とタイロッド変位センサ 3 からの信号をもとに、転舵アクチュエータを制御する制御装置 4 と 5 からなる。左側の転舵アクチュエータが故障した場合でも、右側のみで前輪を転舵することができる。これらを冗長

Fig. 1 SBW system construction

* 原稿受付 平成 18 年 3 月 12 日

** 正 会 員 (株)ジェイテクト (奈良県橿原市十市町 333)

*** (株)ジェイテクト

† 正 会 員 京都大学大学院 (京都府京都市左京区吉田本町)

構成とすることによって、単一故障では運転不能に陥らない、耐故障性を有する構成とした⁹⁾。

センサ信号としては他に車速、車両横加速度、ヨーレート 6 が用いられるが、本稿では使用していない。ホイール角と前輪転舵角との関係を自由に設定することができ、転舵レシオ可変制御やアクティブ操舵制御を用いて、高度な車両運動制御が実現可能となる。

SBW の制御ブロックの例を図2に示す。前輪転舵角 δ をホイール角 δ_h に比例した値 $\delta^* = K_\delta(v)\delta_h$ へと追従させる。仮想的なギヤ比 $K_\delta(v)$ は車速 v の関数として自由に設定でき、従来の可変ギヤ比減速装置のような機械的機構はない。

一方、あるホイール角において、車速に応じた操舵反力 T_r を発生させる。SBW 装置の要素間の相互作用の定性的な模式図を図3に示す。実線は力の伝達を、点線は情報の流れを表す。

運転者の操舵力はばねに相当する腕を介して、ホイール角を発生させる。ホイール角センサで計測されたホイール角計測値は反力 ECU と転舵 ECU に電気的に伝えられる。反力 ECU では反力モータの電流を制御し反力モータにトルクを発生させる。反力モータのトルクは減速ギヤを介してコラム軸に反力を発生させる。これらの反力アクチュエータはブラケットを介して車体に結合されている。同様に転舵 ECU で転舵モータにトルクを発生させ、減速機を介してラック軸に伝達され、ラック軸力によって前輪転舵角が生じる。転舵角センサで計測される実転舵角は転舵 ECU に伝えられ、転舵モータ

- T_h : Steering wheel torque
- T_r : Reactive torque
- δ_h : Steering wheel angle
- v : Vehicle speed
- $K_\delta(v)$: Steering wheel angle to front wheel angle gain
- δ^* : Reference front wheel angle
- δ : Actual front wheel angle
- $C_\delta(s)$: Front wheel angle controller
- $K_r(v)$: Steering wheel angle to reactive torque gain
- T_r^* : Reference reactive torque
- s : Laplace variable

Fig. 2 Basic control diagram

Fig. 3 SBW mechanical components

の制御に用いられる。転舵する際の抵抗力は転舵モータに負荷として作用するのみで、運転者の操舵力に対して影響を与えない構造である。すなわち、ステアリングホイールが路面凹凸などによるタイロッド軸力の変化に対して直接的な影響を受けない。その結果、転舵機構と車体との間に衝撃を和らげるための弾性結合が不要になる。また、転舵角制御系の中にトーションバーや中間シャフトなどの弾性要素を含まない構造にできる。

本稿では、転舵剛性が転舵角制御性能に及ぼす影響についてのみ論じるが、運転者-自動車系閉ループにおける操縦性・安全性の観点からは、ステアリングホイールを通じて路面の状況を仮想的に運転者に伝達することも重要な研究課題である。本システムを 1800cc の後輪駆動車に搭載した。

2.2 比較対象装置

SBW 車両と比較評価するため、EPS 搭載車両も同様に評価した。搭載した EPS はコラム軸アシスト型である。図4にその構成を示す。コラム 1 部分と中間シャフト 2 とラック&ピニオン 3 から構成される。コラム 1 部分でアシストされた回転力は中間シャフト 2 を介してラック&ピニオン 3 に伝達される。

コラム 1 部分は操舵トルクを電気的に検出するトルクセンサ 4、アシスト力を発生するモータ 5、モータの回転トルクを減速しコラム軸に伝達する減速機 6、トルクセンサの検出値をもとにアシスト量を決定しモータ 5 を制御するコントローラ 7 からなる。また、EPS の要素間の相互作用の定性的な模式図を図5に示す。実線は力の伝達を、点線は情報の流れを表す。運転者の操舵力はばねに相当する腕を介して、ステアリングホイールに操舵トルクを与える。操舵トルクによりトー

Fig. 4 Electric power steering system construction

Fig. 5 EPS mechanical components

ションバーには捩じれ角が発生し、これは電氣的に計測され ECU に伝えられる。ECU ではこの電気信号に応じて必要なアシストトルクを演算し、モータの電流を制御する。モータのトルクは減速ギヤを介して、運転者の操舵トルクに加えられる。このトルクは中間シャフトを介してラック&ピニオンに伝達され、ラック軸力となりタイヤ転舵トルクが生じる。タイヤを転舵する際の抵抗力は、ラック軸・中間シャフトを介してトーションバーに作用する。これによって上記の捩じれ角が生じる。このように、EPS は制御系に機械的な弾性要素を含む構造である。また、コラム部と転舵機構とが機械的に連結しており、相互に影響を及ぼす構造である。このことから、路面凹凸などによって生じるステアリングホイールへの衝撃を和らげる目的で、転舵機構は弾性体を介して車体に取り付けられている。本システムを比較対象として、1500cc のステーションワゴンに搭載した。

2.3 実車試験

SBW の過渡的特性を調査するため、図6に示す直進から定常円旋回への進入時における過渡の状況下でのホイール角、タイロッド変位を計測した。

この際、運転者に対して、車速約 6.9m/s で直進走行した後、可能な限り早い段階で半径 20m の定常円旋回に移行することを目標として緩やかに操舵をさせた。

2.4 過渡特性比較

計測した SBW 車両および EPS 車両のホイール角およびタイロッド変位の時系列波形を図7,8に示す。実線はホイール角、破線はタイロッド変位のホイール角換算値、鎖線はホイール角速度を示す。

直進部分において、図8に示す EPS 車両ではホイール角速度に振動傾向が見られるのに対して、図7に示す SBW 車両ではホイール角速度の変動が見られない。SBW では図3に示した通り、路面凹凸がステアリングホイールに伝達されない構造であり、この構造上の利点が示された結果である。

次に、定常円旋回へ向けての操舵領域におけるホイール角を比較した結果、図7に示す SBW では、図8に示す EPS と比較してホイール角とタイロッド変位との間の偏差が小さいことが分かる。系に弾性要素を含まないことがその理由であり、運転者のホイール角入力に対して操舵系の過渡的な応答性が高いことが分かる。またその結果、2sec 以降の操舵速度の揺動が EPS に比べて少ないことから、運転者は操舵を収束させやすいことが分かる。すなわち、転舵角制御性能が高くなる。

Fig. 6 Actual vehicle test condition

これらは SBW に固有の特徴であると思われるが、実際上の制約により搭載車両が異なるため、操舵装置単体の影響を明確には結論できない。そこで次に、車両の影響を取り除くために台上試験を行った。

3. 台上試験

使用した台上試験機の構成を図9に示す。本装置はボールねじを用いてモータのトルクを直動力に変換し、タイロッドに負荷を与える装置である。また、コラム部分とギヤ部分の取り付け位置関係を実車と同一に設定できる。

Fig. 7 Actual vehicle test result (SBW)

Fig. 8 Actual vehicle test result (EPS)

Fig. 9 Construction of test bench

Fig. 10 Bench test result

Table 1 Steering stiffness

Parameter K_{stiff}	Value
EPS stiffness	$4.04 \times 10^5 \text{ N/rad}$
SBW stiffness	$8.07 \times 10^5 \text{ N/rad}$

3.1 負荷荷重条件

無負荷の状態から 800N/sec の速度で徐々に負荷荷重を増加させ、そのときのタイロッド変位を計測した。この時、タイロッドからステアリングホイール軸までの剛性を明らかにするため、ステアリングホイール軸の回転を拘束した。

3.2 台上試験結果

負荷に対するタイロッド変位のリサージュ波形を図10に示す。SBWの結果を実線で、EPSを破線で示す。波形の傾きの逆数がばね定数であり、ステアリング機構における転舵角の保持剛性(N/mm)を示す。本図より、SBWはEPSと比較して剛性が高いことが分かる。特に負荷が小さい領域における剛性の違いが顕著である。前輪転舵角換算の剛性値 K_{stiff} (N/rad) は表1のように近似できる。ただし、ここではタイロッド変位に対する前輪転舵角の比を $8.67 \times 10^{-3} \text{ rad/mm}$ とした。

4. 運転者-自動車系閉ループシミュレーション

台上試験で得られた EPS と SBW における転舵剛性の違いが、運転者の操舵行動に及ぼす影響を定量的に評価するため、図11に示す運転者-自動車系の閉ループシミュレーションを行った。

4.1 使用モデル

4.1.1 運転者モデル

運転者モデルには、式(1)、(2)の前方注視点モデル¹⁰⁾を用いた。運転者は前方注視点の車両目標軌跡からの横変位、すなわち前方注視点誤差 ε を基にホイール角 δ_h を出力するものとし、その伝達関数 $H(s)$ は運転者の操舵に対するむだ時間 τ_L を含む微分動作と比例動作の和とした。

$$\delta_h = H(s)\varepsilon \quad (1)$$

$$H(s) = h(\tau_D s + 1)e^{-\tau_L s} \quad (2)$$

ただし、記号は下記である。

Fig. 11 Simulation model

- h : 運転者の比例ゲイン
- τ_D : 運転者の微分ゲイン
- τ_L : 運転者のむだ時間
- δ_h : ホイール角
- ε : 前方注視点誤差

4.1.2 車両モデル

前後輪のコーナリングフォースによる車両の左右並進運動、ヨー回転運動を簡易的にモデル化した2輪モデル、すなわち次の式(3)、(4)を用いた¹¹⁾。前後輪コーナリングフォース F_f, F_r は式(5)、(6)に示す通り、各輪の横滑り角に比例するとした。添え字 f は前輪、 r は後輪である。

$$mv(\dot{\beta} + \gamma) = 2F_f + 2F_r \quad (3)$$

$$I_z \dot{\gamma} = 2l_f F_f - 2l_r F_r \quad (4)$$

$$F_f = -K_f \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta \right) \quad (5)$$

$$F_r = -K_r \left(\beta - \frac{l_r \gamma}{v} \right) \quad (6)$$

ただし、記号は下記である。

- m : 車両質量
- v : 車速
- β : 車両横滑り角
- γ : ヨーレート
- F_f, F_r : 前後輪コーナリングフォース
- I_z : 車両ヨー慣性モーメント
- l_f, l_r : 重心点から前後輪軸までの距離
- K_f, K_r : 前後輪コーナリングパワー
- δ : 前輪転舵角

4.1.3 転舵アクチュエータモデル

転舵アクチュエータモデルは、基本的な転舵装置性能を評価する目的から D^* 制御などの車両姿勢安定化制御¹²⁾を含まない、ホイール角比例型前輪転舵角制御を用いた。ここで、ホイール角入力 δ_h に対する前輪転舵角 δ の特性を式(7)で近似した。

$$\delta = \frac{K}{\tau_s s + 1} \delta_h + \delta_{stiff} \quad (7)$$

右辺第1項は時定数 τ_s の1次遅れを示し、ホイール角ゲイン K は定常時におけるホイール角 δ_h に対する前輪転舵角 δ の比であり、定常的な入出力比から決まる。第2項の δ_{stiff} は前節の台上試験結果より得られた、弾性変形量すなわちラック軸負荷に対する前輪転舵角の減少量を式(8)の通りモデル化した。

$$\delta_{stiff} = -\frac{F_f}{K_{stiff}} \quad (8)$$

Fig. 12 Task of closed-loop simulation

Fig. 13 Comparison of steering angle

4.2 評価タスク

図12に示すように、車線幅 3.5m の道路を車速 11.1m/s で走行中の緩やかな車線変更をタスクとした。計算機シミュレーションによりタスク遂行時のホイール角を求めた。

4.3 評価結果

シミュレーション結果を図13に示す。SBW のホイール角を実線で EPS を鎖線で示す。本図より、転舵剛性が高い SBW では、転舵剛性が低い EPS に比べて小さなホイール角入力でタスクを実現できていることが分かる。また、そのときのホイール角-転舵角リサージュ波形を図14に示す。本図より、転舵剛性が低い EPS では操舵角に対する転舵角のヒステリシスが大きくなっていることが分かる。操舵角に対する転舵角が一意に決まるのではなく、タイヤコーナリングフォースの状態により変化している。これにより運転者は、減少した転舵角を補うようにホイール角を増加させている。例えば、本タスク上、最もコーナリングフォースが大きい転舵角が約 0.038rad すなわち 2.2 度の状態を得るために、転舵剛性が高い SBW の場合、ホイール角が約 0.628rad すなわち 36 度であるのに対して、転舵剛性が低い EPS の場合には約 0.716rad すなわち 41 度のホイール角を入力する必要がある。また、操舵切込み側と戻し側でコーナリングフォースが異なることから同一の転舵角においても、異なるホイール角を入力する必要がある。これは転舵剛性が低い EPS の場合、より顕著に現われる傾向である。

本結果より、EPS と比べて転舵剛性が高い SBW では、補償操舵量が少なく済み、転舵角制御性が高いことが分かる。使用したシミュレーションパラメータを表2に示す。

5. 結 言

本稿の結果より、SBW は下記の特徴を有することが確認できた。

Fig. 14 Comparison of front wheel angle characteristics

Table 2 Simulation parameter

Parameter	Value
lf	1.32 m
lr	0.978 m
m	1.06×10^4 N
K_f	3.40×10^4 N/rad
K_r	4.65×10^4 N/rad
I_z	1.30×10^3 kgm ²
h	1.77
τ_D	0.200 sec
τ_L	0.020 sec
τ_s	0.010 sec
K	0.071

- (1) ラック軸力の変動がステアリングホイールに伝達されない構造であるため、運転者の操舵は路面凹凸の直接的な影響を受けにくい。
- (2) 上記理由から、転舵機構からステアリングホイールへ伝わる衝撃を緩和するための弾性支持構造が不要となる。
- (3) 制御系にトーションバーや中間シャフトなどの弾性要素を含まないため、EPS と比較して転舵剛性を容易に高めることができる。
- (4) 運転者の補償操舵が少なく済み、転舵角制御性が高い。

本研究では、SBW が制御系に弾性要素を含まない構造である点に着目し、転舵角制御性が高いことを示した。しかしその反面、路面負荷変動による車両自体への影響が考えられる。操舵装置を運転者-車両系で評価する場合、運転者の操舵入力の結果として生じる車両挙動を含めて、性能を評価する必要がある。今後の課題として残されている。

参 考 文 献

- 1) 中野史郎:自動車の操作系要素技術—ステアリングシステム—, 自動車技術会シンポジウムテキスト, **4**, 4(2004) 48.
- 2) 鈴木将人 他: 車両運動統合制御 (VDIM) の現状と展望, トヨタ・テクニカル・レビュー, **55**, 1(2006) 48.
- 3) Yoshitaka Fujita et al.: Development of Active Front Steering Control System, Review of Automotive Engineering, **27**, 3(2006) 453.
- 4) 中村正彦 他: 車載バックカメラを利用した後退駐車支援システムの開発—, 自動車技術会学術講演会前刷集, **116**, 00(2000) 1

- 5) Toshihiro Hiraoka et al.: Model-Following Sliding Mode Control for Active Four-Wheel Steering Vehicle, Review of Automotive Engineering, **25**, 3(2004) 305.
- 6) 葉山良平 他: ステアバイワイヤ車両の転舵応答性評価と運転者-自動車系の閉ループ解析, 精密工学会誌論文集, **72**, 11(2006) 1374.
- 7) 野崎博路: パワーステアリング付車のステアリング系剛性とステア特性について, 自動車技術会学術講演会前刷集, 841011(1984) 57.
- 8) 酒井克博 他: ねじり剛性の低い電動パワーステアリング (EPS) 車両の操縦性に関する一考察, 日本機械学会第 10 回交通・物流部門大会講演論文集, **1**, 36(2001) 397.
- 9) G. Zuo et al.: Quantitative reliability analysis of different design alternatives for steer-by-wire system, Reliability Engineering and System Safety, **89**(2005) 241.
- 10) 古川修: 操安性研究の歴史, 自動車技術, **41**, 3(1987) 307.
- 11) 安部正人: 自動車の運動と制御, 株式会社山海堂, (1992) 55.
- 12) 中野史郎 他: ステアバイワイヤにおける操舵制御に関する研究, 自動車技術会論文集, **31**, 2(2000) 53.