操縦安定性改善のためのアクティブスタビライザと
電動パワーステアリングの分散制御系設計*山本 敬一^{*1}, 西村 秀和^{*1}Distributed Control System Design for Active Stabilizer
and Electric Power Steering Improving Driving StabilityKei-ichi YAMAMOTO and Hidekazu NISHIMURA^{*2}^{*2} Graduate School of System Design and Management, Keio University,
4-1-1 Hiyoshi, Kohoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8526 Japan

In this paper, a distributed control system for an active stabilizer and an electric power steering (EPS) is designed in order to improve the performance on vehicle agility and stability. A full vehicle simulation model with the active stabilizer and the EPS is derived and used to evaluate the performance for the distributed controllers design. A controller for the active stabilizer is designed using the linear quadratic (LQ) control theory to balance competing goals for the roll reduction of a vehicle body during cornering and the improvement of the ride comfort on a rough road and to especially take the road surface disturbance to the steering system into account. Also a controller for the EPS considering the self-aligning torque generated from the vehicle system with the stabilizer is designed to assist the steering of the driver by applying the H_∞ control theory. It is verified that the distributed control system applied to the full vehicle model is effective to not only reduce the roll motion and the steering torque during cornering but also improve the driving stability and the ride comfort on the rough road.

Key Words: Automobile, Modeling, Motion Control, Vibration Control, Vehicle Dynamics, Active Stabilizer, Electric Power Steering, Ride Comfort, Driving Stability

1. は じ め に

自動車の走行安定性の向上や環境への配慮の要求が高まっている。そのため、車両の姿勢安定性能および乗り心地性能に寄与するサスペンションシステムの研究開発が盛んに行われている。また、油圧式に替わり環境負荷の低減を可能とする電動パワーステアリング(electric power steering, EPS)の普及が進んでいる。

サスペンションシステムに関しては、不整路面での乗り心地改善のみならず、操縦安定性を改善するために車体の姿勢安定化を図る試みがなされている。須田らは左右輪の電磁サスペンションのデバイスを電氣的に連携し、サスペンションにスタビライザ機能をもたせることでロール角を低減する方法を提案している⁽¹⁾。また、高橋らは剛性・減衰両可変セミアクティブサスペンションを有するフルビークルモデルに対して、人間の振動感受特性や操舵による車体挙動に影響を与える周波数帯域を考慮した制御系を設計している⁽²⁾。そ

して、車体の上下振動の抑制、および可変剛性機能により操舵時のロール角の低減を図っている。

近年では、操舵時のロール運動をより効果的に低減するために、ロール方向に限定した車体の姿勢制御を行う油圧式のアクティブスタビライザが開発されている⁽³⁾。また、武馬らは低消費エネルギーでロール角を低減できる電動式のアクティブスタビライザを開発している⁽⁴⁾。そこでは、車速、舵角、横加速度の情報から、通常のスタビライザ装着車の約1/2となる目標ロール角を求め、その目標値に追従させるように制御が施されている。これに対して、著者らは操舵時のロール角の低減のみならず、乗り心地に関連する不整路面でのロール振動の抑制に有効なアクティブスタビライザの制御系を力学モデルに基づいて設計している⁽⁵⁾。

一方、ドライバの操舵をアシストするEPSは車両の姿勢変動や路面状態の変化をドライバに伝達するため、ドライバが自動車を安全に運転するために必要となる適切な操舵感覚の実現に大きく影響を及ぼす。そのため、操舵感の向上や操舵系に作用する外乱の抑制などに対して高い制御性能が期待され、開発が進めら

* 原稿受付 2009年9月25日。

^{*1} 正員、慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科(〒223-8526 横浜市港北区日吉4-1-1)。

E-mail: h.nishimura@sdm.keio.ac.jp

れている⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。荒井らは二輪モデルを対象に、EPS のロバスト制御系を設計している⁽⁸⁾。そこでは、操舵に伴って車両系から操舵系に作用するセルフアライニングトルクを外乱として考慮することで制御系設計を行い、走行特性や操舵感の改善を図っている。操舵によって生じる車体のロール運動や不整路面走行時にタイヤを介して操舵系に伝達する外乱をアクティブスタビライザで抑制しつつ、EPS を用いることで車両の操縦安定化が期待できる。

そこで本論文では、アクティブスタビライザと EPS の両者からなる分散制御系の設計指針を示す。従来のアクティブスタビライザや EPS 単体と比較して制御性能の優位性を示すものではないが、分散制御系設計ではアクティブスタビライザと EPS の両者の制御性能を考慮する。このため、これらのシステムを連成させたフルビークルモデルを構築する。アクティブスタビライザの制御系設計に際しては、ロール角の低減とロール振動の抑制が主たる目的となるが、特に、操舵系への路面外乱の作用を抑制することが重要となることを示す。EPS の制御系設計に際しては、操舵時にスタビライザ反力が操舵系に加わることを考慮し、これを含めたセルフアライニングトルクを外乱とみなしている。特に、操舵アシスト制御系の設計指針として、スタビライザの負担軽減に寄与するために、車体重心に作用する横力の低減を図ることが重要となることを示す。

2. モデリング

2.1 アクティブスタビライザ付き車両モデル

本論文では、図 1 に示すようにアクティブスタビライザをフロントとリアのサスペンションシステムに取り付けた車両モデル⁽⁵⁾に、EPS を連成させたフルビークルモデルを導出する。フルビークルモデルの導出には文献⁽²⁾を参考にし、車体の上下運動、ロール運動、ピッ

Fig. 1 Full vehicle model with active stabilizer and EPS

チ運動、ならびに前輪操舵による車両のヨー運動を再現する。車両モデルの記号および主要車両諸元を付録に示す。

フロント用スタビライザの力学モデルを図 2 に示す。スタビライザは、ブッシュ部と車輪の鉛直方向にそれぞれ左右逆相にスタビライザ反力 $F_{sj}(j=f, r)$ を発生し、車体のロール運動に対してのみ作用する。図 2(a) に示すパッシブスタビライザでは、長さ W のスタビライザバーにばね鋼が使われており、左右輪が逆相にストロークするとき、あるいは車体にロール角が生じたときバーがねじられ、バーのねじり剛性 K_{stf} によって発生するスタビライザ反力

$$F_{sf} = K_{stf} \gamma_f = K_{stf} \frac{z_{t2} - z_{t1} + W\phi}{a} = \frac{T_{sf}}{a} \quad (1)$$

$$F_{sr} = K_{str} \gamma_r = K_{str} \frac{z_{t4} - z_{t3} + W\phi}{a} = \frac{T_{sr}}{a} \quad (2)$$

によりロール角が低減される。ここで、 γ_j はバーのねじれ角、 a はスタビライザアーム長さである。

一方、図 2(b) に示すアクティブスタビライザでは、スタビライザバーの中央に制御トルク T_{af} を発生するアクチュエータを取り付け、スタビライザ反力

$$F_{sj} = \frac{T_{aj}}{a} \quad (3)$$

を発生させる。また、スタビライザ反力 $F_{sj} = 0$ とすることで、スタビライザなしのノーマルサスペンションとして用いる。

図 3(a), (b) に示すサスペンションシステムを含む車

Fig. 2 Dynamical model of front stabilizer

Fig. 3 Dynamical model of full vehicle

両の力学モデルを導出する。ただし、ロール角およびピッチ角は十分小さいものとし、ロールセンタとピッチセンタは車両に固定され、キャンバ角と慣性乗積は無視できるものとする。車体の鉛直方向、各車輪の鉛直方向、車体のロール方向、車体のピッチ方向の運動方程式はそれぞれ次式によって与えられる。

$$M_b \ddot{z}_b = \sum_{i=1}^4 f_{svi} \quad (4)$$

$$M_{lf} \ddot{z}_{l1} = -f_{sv1} + f_{z1} + F_{sf} \quad (5)$$

$$M_{lf} \ddot{z}_{l2} = -f_{sv2} + f_{z2} - F_{sf} \quad (6)$$

$$M_{lr} \ddot{z}_{l3} = -f_{sv3} + f_{z3} + F_{sr} \quad (7)$$

$$M_{lr} \ddot{z}_{l4} = -f_{sv4} + f_{z4} - F_{sr} \quad (8)$$

$$I_r \ddot{\phi} = (f_{sv1} - f_{sv2})s + (f_{sv3} - f_{sv4})s + (f_{sh1} - f_{sh2})d + (f_{sh3} - f_{sh4})d - 2bF_{sf} - 2bF_{sr} + M_b g h_r \phi + F_y h_r \quad (9)$$

$$I_p \ddot{\theta} = -L_f(f_{sv1} + f_{sv2}) + L_r(f_{sv3} + f_{sv4}) + M_b g h_p \theta - F_x h_p \quad (10)$$

ここで、 f_{svi} , f_{shi} ($i=1, \dots, 4$) はサスペンションの鉛直方向力と水平方向力、 f_{zi} ($=K_t z_{gi}$) は鉛直タイヤ力である。車体重心位置に作用する式 (10) における前後力 F_x と式 (9) における横力 F_y は、図 3(c) に示す車両の水平面内の力学モデルから得られ、その詳細は文献⁽⁵⁾に示す。図 3(c) に示される f_{xi} と f_{yi} は前後タイヤ力と横タイヤ力であり、Burckhardt/Kiencke モデル⁽⁹⁾に基づく非線形領域を考慮したタイヤモデルを用いて算出する。 δ_f は操舵系から与えられる前輪実舵角である。

力学モデルに基づいてアクティブスタビライザの制御系設計を行うため、運動方程式の状態空間表現が必要である。状態量 x 、制御入力 u 、外乱 d をそれぞれ

$$x = [z_{s1} \ z_{s2} \ z_{s3} \ z_{s4} \ z_{g1} \ z_{g2} \ z_{g3} \ z_{g4} \ \phi \ \theta \ \dot{z}_b \ \dot{z}_{l1} \ \dot{z}_{l2} \ \dot{z}_{l3} \ \dot{z}_{l4} \ \dot{\phi} \ \dot{\theta}]^T, \\ u = [T_{af} \ T_{ar}]^T, \quad d = [F_x \ F_y \ \dot{z}_1 \ \dot{z}_2 \ \dot{z}_3 \ \dot{z}_4]^T$$

とすると、車体重心位置での前後力 F_x と横力 F_y 、路面速度外乱 $\dot{z}_i$ を受ける車両モデルの状態方程式

$$\dot{x} = Ax + B_u u + B_d d \quad (11)$$

を得る。ここで、状態量 x 中の z_{si} は車輪と車体重心との間の鉛直方向の相対変位、 z_{gi} は路面と車輪との間の鉛直方向の相対変位であり、それぞれ次式によって表される。

$$z_{si} = z_{ti} - z_b, \quad z_{gi} = z_i - z_{ti} \quad (12)$$

2.2 電動パワーステアリングモデル 操舵系の

力学モデルを図 4 に示す。このモデルは操舵系をハンドル側のステアリング軸とモータ側のステアリング軸に分け、タイヤの回転運動をすべてモータ側のステアリング軸回りの回転運動に換算した 2 慣性モデルである⁽⁸⁾。このモデルから操舵系の運動方程式は

$$I_h \ddot{\theta}_h + C_h \dot{\theta}_h + K_h (\theta_h - \alpha) = T_h \quad (13)$$

$$I_m \ddot{\alpha} + C_m \dot{\alpha} + (K_h + \frac{\xi C_f}{N^2}) \alpha - K_h \theta_h = T_m + d_{sat} \quad (14)$$

となる。ここで、 α はピニオン角であり、実舵角 δ_f との関係は、ステアリングギア比 N を用いて

$$\delta_f = \frac{\alpha}{N} \quad (15)$$

Fig. 4 Dynamical model of electric power steering

と表され、2.1 節の図 3(c) に示す実舵角 δ_f に入力される。また、式 (14) の右辺第二項の d_{sat} はセルフアライニングトルク中の車両特性に関わる部分であり、線形な領域で変化するものと仮定すると、次式のように表される。

$$d_{sat} = \frac{\xi C_f (L_f + L_r)}{N L_r M g} \left(W_{l1} \frac{v_{y1}}{v_{x1}} + W_{l2} \frac{v_{y2}}{v_{x2}} \right) \quad (16)$$

ここで、 W_{l1}, W_{l2} は車体姿勢や路面外乱によって変化するタイヤの鉛直荷重であり、左右の前輪に対して、それぞれ次式のように表すことができる。

$$W_{l1} = f_{z1} + \frac{L_r M g}{2(L_f + L_r)}, \quad W_{l2} = f_{z2} + \frac{L_r M g}{2(L_f + L_r)} \quad (17)$$

式 (16) の d_{sat} を操舵系への外乱とみなし、状態量 $\mathbf{x}_s$ 、制御入力 u_s 、外乱 $\mathbf{w}_s$ をそれぞれ

$$\mathbf{x}_s = [\alpha \quad \dot{\alpha} \quad \theta_h \quad \dot{\theta}_h]^T, \quad u_s = T_m, \quad \mathbf{w}_s = [T_h \quad d_{sat}]^T$$

とおくと、操舵系 $P(s)$ の状態方程式と出力方程式は

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_s &= \mathbf{A}_s \mathbf{x}_s + \mathbf{B}_{su} u_s + \mathbf{B}_{sw} \mathbf{w}_s \\ y_s &= \mathbf{C}_s \mathbf{x}_s \end{aligned} \quad (18)$$

となる。出力 y_s はセンサトルク $T_s = K_h(\theta_h - \alpha)$ であり、制御器へのフィードバック信号として用いる。

3. 分散制御系設計

3.1 アクティブスタビライザの制御系設計 操舵時のロール角低減と乗り心地に関連する不整路面でのロール振動を抑制させるために、LQ 制御理論を用いて、アクティブスタビライザの状態フィードバック制御系を設計する⁽⁵⁾。ここで、状態量 $\mathbf{x}$ の状態変数はすべて検出可能であるとする。

状態方程式 (11) の制約のもとで、線形 2 次形式の評価関数

$$J = \int_0^\infty [\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + u^T \mathbf{R} u] dt \quad (19)$$

Fig. 5 Step response of vehicle model with active stabilizer to lateral force

を最小にする制御入力は次式によって与えられる。

$$\mathbf{u} = -\mathbf{F} \mathbf{x} \quad (20)$$

ここで、 $\mathbf{Q}, \mathbf{R}$ は設計仕様で与えられる評価関数の重み係数、 $\mathbf{F}$ は状態フィードバックゲインである。重み係数 $\mathbf{Q}$ では、ロール角とロール角速度に重み付けした。ロール角に対する重み係数の調整では、ステップ状の横力外乱 F_y に対する定常ロール角がパッシブスタビライザを用いた場合の約 1/2 になるロール剛性に設定した。ロール角速度に対する重み係数の調整では、ロール振動の抑制が主たる目的となるが、操舵系への路面外乱の作用を抑制することが重要となる。そこで、操舵系まで含めてシミュレーションを行う 4 章では不整路面での操舵トルクの抑制を加味して、重み係数の調整を行った。調整した重み係数 $\mathbf{Q}, \mathbf{R}$ を以下に示す。

$$\begin{aligned} \mathbf{Q} &= \text{diag} [0_{1 \times 8} \quad 7.17 \times 10^8 \quad 0_{1 \times 6} \quad 3.52 \times 10^5 \quad 0] \\ \mathbf{R} &= \text{diag} [1 \quad 1] \end{aligned}$$

車体が操舵時に横力外乱を受けることを想定し、車体重心にステップ状の横力外乱 $F_y = 1 \text{ kN}$ を時刻 $t = 1 \text{ s}$ で作用させたときのロール角の時刻歴応答を図 5 に示す。破線はノーマルサスペンション車両モデル、一点鎖線はパッシブスタビライザ付き車両モデル、実線はアクティブスタビライザ付き車両モデルとした場合の応答である。なお、パッシブスタビライザの場合、スタビライザバーの剛性によって発生するロール振動を抑制するために、サスペンションの減衰係数を 2 倍にしている。

図 5 に示すように、パッシブスタビライザの場合の定常ロール角は、ノーマルサスペンションの場合と比較して約 62 % 低減されている。アクティブスタビライザの場合では、定常ロール角がパッシブスタビライザの場合の約 1/2 に低減されていることが確認できる。

(a) PSD of road disturbance

(b) PSD of roll angular acceleration to road disturbance
Fig. 6 Characteristics of vehicle model with active stabilizer to ISO road disturbance

次に、ISOで規格化されている非舗装悪路に相当するEクラスの不規則な凹凸路面⁽¹⁰⁾を車速 80 km/hで走行する場合を想定し、そのとき車体に生じるロール振動を評価した。図6(a)は、空間周波数に対するEクラス相当の路面変位のパワースペクトル密度 (power spectral density, PSD) である。シミュレーションでは、Eクラス路面を各輪独立に作成し、不規則路面入力として車両モデルに与えた。図6(b)は、路面外乱に対するロール角加速度のPSDである。アクティブスタビライザを用いた場合、乗り心地に関連する1~2 Hzの間に存在するばね上共振周波数付近のロール角加速度のピークをノーマルサスペンションとパッシブスタビライザの場合よりも抑えられていることが確認できる。

3.2 電動パワーステアリングの制御系設計 操舵系式(18)に対して、 H_∞ 制御理論を適用する。その一般化プラントを図7のように構成する。図7中の n は観測ノイズである。 $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{21}$ は、それぞれ操舵角 θ_h 、操舵角速度 $\dot{\theta}_h$ 、センサトルク T_s 、モータトルク $u_s(=T_m)$ に対応する制御量である。 θ_h を周波数

Fig. 7 Generalized plant

重み関数 W_{s1} で評価することにより、急なレーンチェンジを行うような場合のハンドル操作に対する実舵角の応答性を向上させ、 $\dot{\theta}_h$ を周波数重み関数 W_{s2} で評価することにより実舵角の収束性を向上させることができる。センサトルク T_s を周波数重み関数 W_{s3} で評価することにより T_s を低減できるため、操舵角に対するピニオン角の追従性を向上できる。また、ハイパスフィルタ型の周波数重み関数 W_t の調整により高周波数領域でモータトルク T_m が過大となることを避けることができる。ドライバの操舵トルク T_h にはローパスフィルタ型の周波数重み関数 W_{Th} をかけ、ドライバによるハンドル操作の周波数帯域を低周波数領域に限定している。さらに、周波数重み関数 W_d の調整により操舵に伴って路面から操舵系に作用する外乱 d_{sat} の影響を抑制する。

アクティブスタビライザ付き車両モデルに対して図8に示すようにドライバモデルを含めた人間-車両系⁽⁶⁾を構成し、EPSの H_∞ 制御系設計を行う。アクティブスタビライザの制御器は車両モデル式(11)の状態量 x に基づいて制御トルク T_{aj} を計算し、ロール姿勢制御を行う。また、操舵系は車両系に実舵角 δ_f を与える一方で、車両系から外乱 d_{sat} を受ける。そこで、EPSの制御器によって、操舵アシスト制御を行う。そして、目標コースにしたがって車両を走行させるために、車両の横変位 $Y(t)$ を予測時間 τ_p の2次予測モデルに基づくドライバモデルにフィードバックし、ドライバの前方注視点での予測位置 $Y_p(t+\tau_p)$ を算出する。これを、目標コース $Y_r(t)$ に対してドライバが予見した τ_p 時間後の目標位置 $Y_r(t+\tau_p)$ と比較し、予測誤差 e_p を求める。ドライバモデルには無駄時間 τ_d を加え、比例動作 K_p により操舵トルク T_h を操舵系に出力する。

図8の人間-車両系によりレーンチェンジシミュレーションを繰り返し行い、周波数重み関数を調整することで、適切な H_∞ 制御器を求めた。その場合の周波数重み関数を図9に示す。シミュレーションでは、車速 V を22.2 m/s(=80 km/h)一定とし、図10(a)の点線で示すように進行方向に20 mかけて3 mのレーンチェンジを終了するような目標コースを与えた。図10(a)、(b)にそれぞれ車両軌跡 $X-Y$ と操舵トルク T_h を示す。

Fig. 8 Schematic of driver-vehicle system

(a) Weighting functions for controlled variable

(b) Weighting functions for disturbance

Fig. 9 Weighting functions for H_∞ controller

ここで、細い実線はEPSなしのアクティブスタビライザ付き車両モデル、太い実線はEPSとアクティブスタビライザ付き車両モデルの応答である。周波数重み関数の調整では、図10(a)に示す目標コースへの整定性を速め、図10(b)に示すように操舵トルクの収束性を向上できるように配慮した。

4. 分散制御による性能の評価

4.1 スラローム走行 車速 80 km/h 一定のもとで、目標コースの振幅を 2 m とし、周波数 0.3 Hz で操舵するスラローム走行を行った。図11(a)から(c)は、車両軌跡 X-Y、操舵トルク T_h 、ロール角 ϕ を示す。破線はEPS付きノーマルサスペンション車両モデル、一点鎖線はEPSとパッシブスタビライザ付き車両モデル、細い実線はEPSなしのアクティブスタビライザ付

(a) X-Y

(b) T_h

— Active stabilizer - - - Active stabilizer and EPS

Fig. 10 Lane change simulation for controller design

き車両モデル、太い実線はEPSとアクティブスタビライザ付き車両モデルの応答である。

EPSなしのアクティブスタビライザ付き車両モデルの場合、図11(a), (b)から、当該ドライバモデルの操舵では目標コースに収束できないことがわかる。このとき、操舵の周波数は一定であるが、車両軌跡の振幅が増加したことで、車体に作用する横力も増加してしまう。この影響で、図11(c)に示すようにパッシブスタ

Fig. 11 Slalom simulation

ビライザの場合よりも操舵時のロール角を十分に低減できていない。このようなドライバモデルに対しても、EPSとアクティブスタビライザを同時に適用することで、図11(c)からコーナリング時のロール角をパッシブスタビライザの場合の約1/2に低減できていること

がわかる。これは、図11(a)に示すように、EPSによって目標コースへの収束性を向上させたことで、ロール運動の要因となる車体重心に作用する横力を低減でき、スタビライザの負荷を軽減できたからである。また、図11(b)に示す操舵トルクは、ノーマルサスペンション車両モデルと同等であり、設計したEPSの制御系は、ロール運動を低減するために左右輪に作用するスタビライザ反力に対するロバスト性を確保しているといえる。

4.2 片輪乗り越し走行 車速 80 km/h で直進走行させ、時刻 $t = 1$ s で振幅 0.1 m、距離 8.89 m の三角波状の凸路面を左輪が通過する片輪乗り越しシミュレーションを行った。ここで、後輪は前輪が外乱に遭遇してから $(L_f + L_r)/V$ 時間後に同一外乱に遭遇する。図12(a)から(f)は路面不整を通過したときの車両軌跡 X-Y、ヨーレート ψ 、操舵トルク T_h 、EPS のモータトルク T_m 、ロール角 ϕ 、ロール角加速度 $\ddot{\phi}$ を示す。

図12(a), (b)に示すように、EPSとアクティブスタビライザ付き車両モデルの場合、EPSにより目標コースへの収束性を速め、アクティブスタビライザにより左右のタイヤの接地性を改善することで、操縦安定性に関連するヨーレートの変動を抑制できている。また、図12(c), (d)から、操舵トルクとモータトルクの振幅を低減できていることがわかる。これは、3章の図6に示したとおり、アクティブスタビライザによって路面外乱が車体に伝わらないように制御できるため、式(16)で示した外乱 d_{sat} に含まれるタイヤの鉛直荷重変動を抑制できた結果によるものである。このとき、図12(e), (f)から、アクティブスタビライザの場合では、ノーマルサスペンションの場合と比較してロール角の最大振幅を約1/8以下に低減し、乗り心地に関連するロール角加速度の収束性を約2倍に速めていることが確認できる。

一方、ノーマルサスペンションおよびパッシブスタビライザの場合では、ロール角とロール角加速度の振幅が抑えられていない。これはばね上共振周波数の影響であり、パッシブスタビライザの場合ではスタビライザの高い剛性によって、最大振幅が最も大きくなっている。この影響で、図12(c)に示す操舵トルクの応答は振動的であり、図12(d)のモータトルクとの位相も逆であることから、不整路面でドライバがハンドルを取られてしまっていると考えられる。アクティブスタビライザの場合では、操舵トルクとモータトルクの位相はほぼ同位相であり、ドライバが路面不整に対して大きな影響を受けずに車両を目標コースへ収束させようとしているといえる。

Fig. 12 Driving simulation on rough road

5. お わ り に

車両の操縦安定性を改善することを目的として、アクティブスタビライザとEPSからなる分散制御系の設計指針を示した。従来のアクティブスタビライザとEPS単体と比較して制御性能の優位性を示すものではないが、分散制御系設計ではアクティブスタビライザとEPSの両者の制御性能を考慮した。アクティブス

タビライザの制御系設計では、操舵時のロール角の低減のみならず、不整路面でのタイヤの鉛直荷重変動に起因する車体のロール振動を抑制した。その結果、操舵系に作用するセルフアライニングトルクの影響を抑えられ、操舵トルク、EPSのモータトルクを低減できることを示した。EPSの制御系設計では、操舵時に発生するスタビライザ反力の影響を含むセルフアライニ

ングトルクを外乱として考慮した。周波数重み関数を調整することで、ドライバの操舵をアシストし、目標コースへの整定性を速め、車体重心に作用する横力の低減を図った。

謝 辞

本研究の一部は文部科学省グローバル COE プログラム「環境共生・安全システムデザインの先導拠点」に依るものであることを記し、謝意を表す。

付 録

車両モデルに用いた記号ならびに主要車両諸元を示す（本文中に示したものを除く）。

b	スタビライザブッシュの取り付け位置
C_h	ハンドル側のステアリング軸の減衰係数
C_m	モータ側のステアリング軸の減衰係数
C_{sj}	サスペンションの減衰係数
C_f	前輪の公称コーナリングパワー（片輪分）
d	ロールセンタからサスペンション上部 取付け位置までの鉛直距離
g	重力加速度
h_r, h_p	ロール、ピッチモーメントアーム長さ
I_h, I_m	ハンドル、モータの慣性モーメント
I_r, I_p, I_y	ロール、ピッチ、ヨー慣性モーメント
K_h	ステアリング軸の剛性
K_{sj}	サスペンションのばね係数
K_t	タイヤ剛性
L_f, L_r	前輪、後輪から車体重心までの水平距離
M	車両質量（ $= M_b + 2M_{lf} + 2M_{lr}$ ）
M_b, M_{lj}	車体質量、タイヤ質量
s	サスペンションの取付け位置
T_j	トレッド
T_{aj}	アクティブスタビライザトルク
T_{sj}	パッシブスタビライザトルク
v_{xi}, v_{yi}	前後、横タイヤ速度
$X-Y-Z$	路面固定座標系
$x_b-y_b-z_b$	車両固定座標系
z_i, z_{ti}	路面の鉛直変位、車輪の鉛直変位
ρ	サスペンションの取付け角度
β, β_{ti}	車両重心点、タイヤのスリップ角
θ	車体のピッチ角
θ_h	操舵角
ξ	トレイル長さ
ϕ	車体のロール角
ψ	車両のヨー角
ω_i	車輪の回転角速度

添字 i 1-左前輪, 2-右前輪, 3-左後輪, 4-右後輪

添字 j f -前輪, r -後輪

$C_f=38522$ N/rad, $C_h=0.3$ Nms/rad, $C_m=0.55$ Nms/rad,
 $C_{sf}=C_{sr}=1650$ Ns/m, $h_r=0.486$ m, $h_p=0.56$ m,
 $I_h=0.0294$ kgm², $I_m=0.0729$ kgm², $I_r=500$ kgm²,
 $I_p=1500$ kgm², $I_y=2453$ kgm², $K_h=134.6$ Nm/rad,
 $K_{sf}=23000$ N/m, $K_{sr}=21500$ N/m, $K_t=240000$ N/m,
 $K_{sf}=K_{sr}=5150$ N/rad, $L_f=1.2$ m, $L_r=1.4$ m,
 $M=1460$ kg, $M_b=1300$ kg, $M_{lf}=M_{lr}=40$ kg, $N=18.4$,
 $T_f=T_r=1.5$ m, $\rho=80 \times (\pi/180)$ rad, $\xi=0.0715$ m

文 献

- (1) Hayashi, R., Suda, Y., Nakano, k., Performance of a Roll Stabilizer Imitated by Electromagnetic Suspensions, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.73, No.733, (2007), pp.2473–2478
- (2) Takahashi, M., Kumamaru, T., Yoshida, K., Integrated Controller Design for Automotive Semi-Active Suspension Considering Vehicle Behavior with Steering Input, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.74, No.744, (2008), pp.2015–2022
- (3) Konik, D., Development of the Dynamic Drive for the new 7 Series of the BMW Group, *International Journal of Vehicle Design*, Vol.28, No.1/2/3, (2002), pp.131–149
- (4) Buma, S., Ookuma, Y., Taneda, A., Suzuki, K., Cho, J., Kobayashi, M., Synthesis and Development of Electric Active Stabilizer Suspension System, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.74, No.748, (2008), pp.2827–2836
- (5) Yamamoto, K., Nishimura, H., Control of Suspension System with Active Stabilizer Considering Roll Reduction and Ride Comfort, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.75, No.753, (2009), pp.1327–1335
- (6) Yoneda, A., Shimizu, Y., Miyoshi, T., Tsujioka, T., A Study of Control Performance Depends on EPS Motor Cogging Torque, *2006 JSAE Annual Congress (Spring)*, No. 10-6, (2006–5), pp.15–20
- (7) Takehara, S., Yoshioka, T., Improvement of Steering and Vehicle Characteristics due to Electric Power Assist Steering with Disturbance Observer, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.70, No.698, (2004), pp.2913–2916
- (8) Arai, A., Nishimura, H., Mouri, H., Kubota, M., Gain-Scheduled Control of Electric Power Steering, *The 10th Symposium on Motion and Vibration Control*, (2007–8), pp.43–48
- (9) Baffet, G., Charara, A., Dherbomez, G., An Observer of Tire-Road Forces and Friction for Active Security Vehicle Systems, *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, Vol.12, No. 6, (2007), pp.651–661
- (10) Society of Automotive Engineers of Japan, *Automotive Engineers Handbook, Basic and Theory Edition* (in Japanese), *Society of Automotive Engineers of Japan*, (2004), pp.352–356