セミアクティブサスペンションシステムに対するオブザーバの設計†

半場 滋*・宮里 義彦**

川邊 武俊***・磯邊 修***

Observer for Semiactive Suspension Systems

Shigeru HANBA*, Yoshihiko MIYASATO**,
Taketoshi KAWABE*** and Osamu ISOBE***

A design method of bilinear observers which is directly applicable to semiactive suspension systems is proposed. Exponential convergence of the state estimate under any admissible input is shown. Experimental results of the proposed observer are presented.

Key Words: semiactive suspension, observer, bilinear system

1. はじめに

近年、大型車の乗り心地向上の需要に伴い、制御に要するエネルギーが小さいセミアクティブサスペンションを用いた制振制御の研究が盛んになっている。セミアクティブサスペンションを制御するためには、サスペンション相対変位および相対速度の情報が必要である^{1),3),5)}。しかしながら、センサの耐久性などの問題から、これらを直接測定することは困難である。よって、オブザーバを構成する必要がある。

セミアクティブサスペンションシステムは双線形であるため、オブザーバの設計法は線形システムのそれとは異なる。これまで複数のオブザーバの設計法が提案されているが^{2),4)}、車両の単輪モデルに限定されている^{2),4)}、測定が困難な信号を利用している²⁾などの問題がある。

本論文では、文献^{2),4)}とは異なる構成法を用いた、車両の2輪モデルおよび4輪モデルに対するオブザーバを提案する。

2. 車両のモデル

Fig. 1 および **Fig. 2** に、車両の2輪モデルおよび4輪モデルを示す。4輪モデルはより正確ではあるが、車両のダイナミクスと車輪のダイナミクスの自由度が一致しないという問題がある。これに対し、2輪モデルは、より単純化されているが、自由度の不一致の問題は生じないという利点を持つ。また、2輪モデルは、路面外乱が左右対称である場合（例えば高速道路の路面の目地など）や、車両が縦長でロール角

振動の乗り心地への影響がピッチ角振動のそれと比べて無視しうる場合（例えばバスなど）には、実用上も有用である。よって、本論文では、2輪モデルおよび4輪モデルの両方を取り扱う。なお、以下では、車両の重心の上下振動および重心回りの微小回転のみを考え、 $\sin \theta \simeq \theta$ などと近似する。

Fig. 1 Half-car model.

Fig. 2 Full-car model.

3. 2輪モデルに対するオブザーバ

2輪モデルの運動方程式は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_g &= F_1 + F_2 \quad I\ddot{\theta} = L_1 F_1 - L_2 F_2 \\ F_i &= -k_i(z_i - z_{Di} - \lambda_i) - c_i(\dot{z}_i - \dot{z}_{Di}) \end{aligned} \quad (1)$$

ただし、 m は車両質量、 I は車両ピッチ角慣性モーメント、 k_i はバネ剛性、 c_i はダンパ係数、 L_1 は前輪と重心の距離、 L_2 は後輪と重心の距離、 z_i , z_{Di} は車両、車輪の参照面から測った変位、 λ_i は各サスペンション自然長 ($i = 1, 2$, $i = 1$: 前輪側, $i = 2$: 後輪側), z_g は車両重心の変位、 θ は車両ピッチ角である。

制御入力にダンパ係数 c_i であり、 $0 < c_{\min} < c_i < c_{\max} < \infty$ の範囲で連続値を取る。センサによって直接測定可能な信号は、車両上下加速度 $\ddot{z}_i$ および車輪上下加速度 $\ddot{z}_{Di}$ である。

車体のたわみは無視しうると仮定し、 $z_1 = z_g + L_1\theta$, $z_2 = z_g - L_2\theta$ を用いて (1) 式を書き直すと、次式を得る。

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} = M_h \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (2)$$

† 第4回制御技術シンポジウムで発表 (1996.4)

* 琉球大学工学部 沖縄県中頭郡西原町字千原 1

** 統計数理研究所 東京都港区南麻布 4-6-7

*** 日産ディーゼル工業 (株) 上尾市大字 1-1

* Faculty of Engineering, University of the Ryukyus, Nakagami-gun, Okinawa

** The Institute of Statistical Mathematics, Minato-ku, Tokyo

*** NISSAN DIESEL MOTOR CO., LTD., Ageo

(Received April 30, 1996)

(Revised October 9, 1996)

$$M_h = \begin{bmatrix} 1 & L_1 \\ 1 & -L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ L_1 & -L_2 \end{bmatrix}$$

状態変数を, $x = [z_1 - z_{D1} - \lambda_1, \dot{z}_1 - \dot{z}_{D1}, z_2 - z_{D2} - \lambda_2, \dot{z}_2 - \dot{z}_{D2}]^T$ とする.

《定理1》 2輪モデルに対するオブザーバは, 以下によって与えられる.

$$\dot{\hat{x}} = N_h \hat{x} + b_h(\ddot{z}, \ddot{z}_D) - \mathcal{F}_h(\eta_h - \hat{\eta}_h) \quad (3)$$

$$N_h = \text{block diag}[N, N] \quad N = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$b_h(\ddot{z}, \ddot{z}_D) = [0, \ddot{z}_1 - \ddot{z}_{D1}, 0, \ddot{z}_2 - \ddot{z}_{D2}]^T$$

$$\eta_h = M_h^{-1} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix}, \quad \hat{\eta}_h = \begin{bmatrix} -k_1 \hat{x}_1 - c_1 \hat{x}_2 \\ -k_2 \hat{x}_3 - c_2 \hat{x}_4 \end{bmatrix}$$

$$\mathcal{F}_h = \begin{bmatrix} f_1 & f_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & f_3 & f_4 \end{bmatrix}^T$$

オブザーバゲインは, 以下の不等式を満たす範囲で設定される.

$$0 < f_{2i-1} < \frac{4}{c_{\max}}, \quad 0 < f_{2i}, \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

(証明) (2) 式から, $\eta_h = [F_1, F_2]^T$ である. $\epsilon = x - \hat{x}$ とおく. ϵ は次式を満たす.

$$\dot{\epsilon} = G\epsilon, \quad G = \begin{bmatrix} -f_1 k_1 & 1 - f_1 c_1 & 0 & 0 \\ -f_2 k_1 & -f_2 c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -f_3 k_2 & 1 - f_3 c_2 \\ 0 & 0 & -f_4 k_2 & -f_4 c_2 \end{bmatrix}$$

よって, G の (1,1) ブロックおよび (2,2) ブロックが安定であれば, 状態推定誤差は零に収束する.

まず, (1,1) ブロックを考える. $V = \frac{1}{2} (\epsilon_1^2 + \frac{1}{f_2 k_1} \epsilon_2^2)$ とおく. V を微分すると, 次式が得られる.

$$\dot{V} = -[\epsilon_1, \epsilon_2] \begin{bmatrix} f_1 k_1 & \frac{f_1 c_1}{2} \\ \frac{f_1 c_1}{2} & \frac{c_1}{k_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

(4) 式および $k_1 > 0, c_1 > 0$ より, $f_1 k_1 > 0, \frac{c_1}{k_1} > 0, (f_1 k_1) \left(\frac{c_1}{k_1} \right) - \frac{(f_1 c_1)^2}{4} > 0$ である. よって, $\dot{V}$ は負定. したがって, $\epsilon_1 \rightarrow 0, \epsilon_2 \rightarrow 0$ がいえる. (2,2) ブロックについても同様. $\square$

4. 4輪モデルに対するオブザーバ

本節では, 2輪モデルに対するオブザーバを4輪モデルに対して拡張する.

4輪モデルの運動方程式は, 次式で与えられる.

$$\begin{bmatrix} m\ddot{z}_g \\ I\ddot{\theta} \\ J\ddot{\psi} \end{bmatrix} = T_0 f_f \quad (6)$$

$$T_0 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ L_1 & L_1 & -L_2 & -L_2 \\ W_1 & -W_1 & W_2 & -W_2 \end{bmatrix}$$

$$f_f = [F_{11}, F_{12}, F_{21}, F_{22}]^T$$

$$F_{ij} = -k_{ij}(z_{ij} - z_{Dij} - \lambda_{ij}) - c_{ij}(\dot{z}_{ij} - \dot{z}_{Dij})$$

ただし, ψ は車両ロール角, J は車両ロール角慣性モーメント, $2W_1$ は前輪トレッド, $2W_2$ は後輪トレッド, z_{ij}, z_{Dij} は車両, 車輪の参照面から測った変位, λ_{ij} は各輪サスペンション自然長 ($i, j = 1, 2, i = 1$: 前輪側, $i = 2$: 後輪側, $j = 1$: 右側, $j = 2$: 左側) とする. その他のパラメータは2輪モデルと同様に定義される. $2L = L_1 + L_2$ とおく.

2輪モデルと同様, 制御入力はダンパ c_{ij} であり, $0 < c_{\min} < c_{ij} < c_{\max} < \infty$ の範囲で連続値を取る.

車体のねじれを無視すれば, $[z_{11}, z_{12}, z_{21}, z_{22}]$ と $[z_g, \theta, \psi]$ の関係は, 次式で与えられる ($i, j = 1, 2$).

$$z_{ij} = z_g + (-1)^{i-1} L_i \theta + (-1)^{j-1} W_i \psi \quad (7)$$

以下では, 車両の走行条件として, 舗装の良い路面を走行している状態を考える. このような場合には, 車体のねじれおよびねじれの応力は無視できると考えられる. そこで, 以下の近似をおく.

$$W_1 F_{11} - W_1 F_{12} - W_2 F_{21} + W_2 F_{22} = 0 \quad (8)$$

ζ_p, ζ_c を, 以下のように定義する.

$$\zeta_p = [m\ddot{z}_g, I\ddot{\theta}, J\ddot{\psi}, 0]^T, \quad \zeta_c = [\ddot{z}_{11}, \ddot{z}_{12}, \ddot{z}_{21}, \ddot{z}_{22}]^T$$

次式のように T を取る.

$$T = \begin{bmatrix} T_0 \\ W_1 & -W_1 & -W_2 & W_2 \end{bmatrix}$$

$\det T = -16LW_1W_2 \neq 0$ より, T は正則である. また, (6) 式より, $\zeta_p = T f_f$ である. 一方, (7) 式から, 次式が成り立つ.

$$\zeta_p = U \zeta_c, \quad U = \begin{bmatrix} \frac{mL_2}{4L} & \frac{mL_2}{4L} & \frac{mL_1}{4L} & \frac{mL_1}{4L} \\ \frac{I}{4L} & \frac{I}{4L} & -\frac{I}{4L} & -\frac{I}{4L} \\ \frac{J}{4W_1} & -\frac{J}{4W_1} & \frac{J}{4W_2} & -\frac{J}{4W_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

したがって, $f_f = T^{-1} U \zeta_c$ となる. 状態変数を, 以下のよう

$$x_{4(i-1)+2j-1} = z_{ij} - z_{Dij} - \lambda_{ij}$$

$$x_{4(i-1)+2j} = \dot{z}_{ij} - \dot{z}_{Dij}$$

《定理2》 4輪モデルに対するオブザーバは, 次式により与えられる.

$$\dot{\hat{x}} = N_f \hat{x} + b_f(\ddot{z}, \ddot{z}_D) - \mathcal{F}_f(\eta_f - \hat{\eta}_f) \quad (9)$$

$$N_f = \text{block diag}[N, N, N, N], \quad N = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$b_f(\ddot{z}, \ddot{z}_D) = [0, \ddot{z}_{11} - \ddot{z}_{D11}, 0, \ddot{z}_{12} - \ddot{z}_{D12}, 0, \ddot{z}_{21} - \ddot{z}_{D21}, 0, \ddot{z}_{22} - \ddot{z}_{D22}]^T$$

$$\eta_f = T^{-1} U \zeta_c, \quad \hat{\eta}_f = \begin{bmatrix} -k_{11}\hat{x}_1 - c_{11}\hat{x}_2 \\ -k_{12}\hat{x}_3 - c_{12}\hat{x}_4 \\ -k_{21}\hat{x}_5 - c_{21}\hat{x}_6 \\ -k_{22}\hat{x}_7 - c_{22}\hat{x}_8 \end{bmatrix}$$

$$\mathcal{F}_f^T = \begin{bmatrix} f_1 & f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & f_3 & f_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & f_5 & f_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & f_7 & f_8 \end{bmatrix}$$

オブザーバゲインは、次式によって決定される。

$$0 < f_{2i-1} < \frac{4}{c_{\max}}, 0 < f_{2i} \quad (i = 1 \cdots 4) \quad (10)$$

(証明) 2輪モデルと同様。□

5. 実験結果

定理2の4輪モデルに対するオブザーバの性能を評価するために実験をおこなった。実験には日産ディーゼルのバスを用いた。実験にあたって、高速走行時にピッチングが顕著に発生する路面を選択し、時速80km一定速走行時の約24秒間の4輪各輪における車両および車輪の上下加速度およびサスペンション相対変位を計測した。オブザーバゲインは、 $f_1 = f_3 = f_5 = f_7 = 1.0 \times 10^{-4}$, $f_2 = f_4 = f_6 = f_8 = 1.0 \times 10^{-3}$ とした。実験に用いた車両のパラメータの値をTable 1に、実験の結果をFig. 3に示す。ここに、点線は状態の実測値の一部、実線はそれに対応する推定値である。相対変位については、推定値の振幅が最悪で実測値の倍程度になっているが、位相はほぼ一致した。相対速度については、推定値と実測値で振幅、位相ともほぼ一致した。

6. おわりに

本論文では、セミアクティブサスペンションに対するオブザーバを構成した。設計されたオブザーバを実車に適用する実験をおこない、良好な結果を得た。

参考文献

- 1) D. Hrovat: Applications of optimal control to advanced automotive suspension design, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, **115**, 328/342 (1993)
- 2) A. Hać: Design of disturbance decoupled observer for bilinear systems, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, **114**, 556/562 (1992)
- 3) 半場, 宮里, 川邊, 磯邊, 渡邊: オブザーバに基づいたセミアクティブサスペンションの制振制御, 第4回制御技術シンポジウム資料, 85/90 (1996)
- 4) J.K. Hedrick, R. Rajamani, K. Yi: Observer design for electronic suspension applications, Vehicle System Dynamics, **23**, 413/440 (1994)
- 5) 磯邊, 川邊, 渡邊, 半場, 宮里: 線形化手法と周波数整形を組み合わせたセミアクティブサスペンションの制御系設計, 第4

回制御技術シンポジウム資料, 91/94 (1996)

Table 1 Parameter values of the bus (full-car model).

Symbol	Value	Unit
m	1.36×10^4	kg
L_1	4.13	m
L_2	2.37	m
W_1	1.01	m
W_2	0.91	m
I	1.72×10^5	kg·m ²
J	4.0×10^4	kg·m ²
k_{1j}	1.5×10^5	N/m
k_{2j}	2.5×10^5	N/m
c_{1j}	$4.3 \times 10^3 \sim 1.6 \times 10^4$	Ns/m
c_{2j}	$4.7 \times 10^3 \sim 1.4 \times 10^4$	Ns/m

Relative displacement of the suspension and its estimate.

Relative velocity of the suspension and its estimate.

Fig. 3 Experiment results of the observer.