

# アクティブサスペンションのゲインスケジューリング制御 —Unscented Kalman Filter に基づいた タイヤのばね定数と車体重量の同時推定—

2014SC046 松下将丈 2014SC047 松浦翼

指導教員：高見勲

## 1 はじめに

今日、自動車産業の発展は目覚ましく、世界中の企業が人間の監視・操作を必要としない自動運転車の開発を 2020 年代までの実用化に向けて開発を進めている [1]。自動運転車が現実となった時、操縦の必要性から開放された私たちにとって自動車はもはや一つの居住空間と見なされるようになり、乗り心地がこれまで以上に求められるようになることが予想される。したがって、乗り心地性能を確保するサスペンション、特にアクティブサスペンションが広く普及される事が予想される。サスペンションとは主にマサバねダンパ系より構成される振動を和らげる装置のことである。多くの車には車体とタイヤの間にこのサスペンションが取り付けられており、路面の凹凸から受ける車体の振動を抑制する役割を担っている。これに加えてアクチュエータを取り付けることにより、さらなる効果的な振動抑制を見込むことができるサスペンションをアクティブサスペンションと呼ぶ。今後の自動車産業の発展に伴い重要視されると考えられる乗り心地は、車体加速度を指標に評価され [2]、タイヤの空気圧と車体重量の影響を受ける。しかしながら、先行研究ではサスペンションの制御系を設計する際、タイヤの空気圧と車体重量は一定としてモデルが組まれる場合が殆どで各パラメータの変動に沿った制御ができていないと言える。タイヤの空気圧は一ヶ月に約 10 ~ 20kPa 減少するが、空気圧の点検を適切な頻度とされる毎月で実施する人は、一般社団法人日本自動車タイヤ協会の行ったアンケートによると 4 割に満たないという調査もあり、空気圧の変動は身近に存在する問題である [4]。また、車体の重量も乗員や貨物量で変化する。そこで本研究ではタイヤの空気圧をモデル化される際扱われるばね定数と車体重量をリアルタイム推定し、それらが変動しても一定の運動性能を実現するための手法を提案する。推定する手法として、モデルに双線形性が生まれてしまうことから、本研究では非線形システムを扱うことができる非線形カルマンフィルタを用いる。非線形カルマンフィルタには複数種類が存在するが、本研究では 2 変数同時推定問題を取扱う非線形性の強いシステムであるため、非線形システムでも高い推定精度を見込むことができ、ヤコビアンによる線形近似を必要としない Unscented Kalman Filter (UKF) を用いて推定を行う。その推定値を用いたゲインスケジューリングによりアクティブサスペンションを制御しシミュレーションにより、車両の乗り心地性能の向上を達成する。

## 2 モデリング

本研究の制御対象であるアクティブサスペンションを含む 1/4 カーモデルを図 1 に示す。また、制御対象の各パラメータを表 1 に示す。サスペンションストローク  $x_b - x_t$ 、タイヤの歪み  $x_t - x_g$ 、車体速度  $\dot{x}_b$ 、タイヤ速度  $\dot{x}_t$  の 4 つの状態をもつ状態変数を  $x(t)$ 、路面変位の速度  $\dot{x}_g$  を外乱  $w(t)$ 、制御入力  $F$  を入力  $u(t)$  とし、出力  $y(t)$  は多くの車がセンサより観測しているサスペンションストローク  $x_b - x_t$  と車体加速度  $\ddot{x}_b$  の 2 つとした。上記のパラメータを用い状態空間表現は次式で表される。[6]。

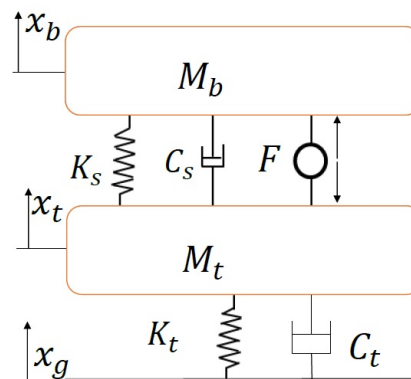


図 1 アクティブサスペンションのモデル図

表 1 パラメータ

記号	名称	単位
$M_b$	車体の質量	[kg]
$M_t$	タイヤの質量	[kg]
$K_s$	サスペンションのばね定数	[N/m]
$C_s$	サスペンションのダンパ係数	[N · s/m]
$K_t$	タイヤのばね定数	[N/m]
$C_t$	タイヤのダンパ係数	[N · s/m]

$$\begin{aligned}
x(t) &= [x_b - x_t \quad x_t - x_g \quad \dot{x}_b \quad \dot{x}_t]^T, \\
u(t) &= F, w(t) = x_g \\
y(t) &= [x_t - x_g \quad \ddot{x}_b]^T \\
\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_1u(t) + B_2w(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \\
A &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} \\ \frac{K_t}{M_t} & -\frac{K_t}{M_t} & \frac{C_s}{M_t} & -\frac{C_s + C_t}{M_t} \end{bmatrix} \\
B_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{C_s}{M_t} \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M_b} \\ -\frac{1}{M_t} \end{bmatrix}, \\
C &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} \end{bmatrix} \\
D &= \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_b} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

### 3 Unscented Kalman Filter

本研究では状態と未知パラメータ, つまりタイヤのばね定数  $K_t$  と車体重量  $M_b$  の同時推定を UKF を用いて行う。そこで状態変数を新たに

$$\tilde{x}(t) = [x(t)^T \quad M_b \quad K_t]^T$$

と置き, 2章の状態空間表現を元に拡大系を構成する。

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}(t) = f(\tilde{x}(t)) + g_1(\tilde{x}(t))w(t) + g_2(\tilde{x}(t))u(t) \\ y(t) = h(\tilde{x}(t)) + Du(t) \end{cases}$$

$$f(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} & 0 & 0 \\ \frac{K_t}{M_t} & -\frac{K_t}{M_t} & \frac{C_s}{M_t} & -\frac{C_s + C_t}{M_t} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{x}(t)$$

$$g_1(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{C_s}{M_t} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, w, g_2(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M_b} \\ -\frac{1}{M_t} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$h(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} & 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{x}(t)$$

非線形状態方程式モデルに UKF を用いることで状態変数に未知パラメータの項が含まれている為, 本来定義した状態に加え未知パラメータも同時に推定することができる。これを Runge-kutta 法を用いて線形化し, UKF に適用する。

## 4 制御系設計

### 4.1 周波数重み設計

本研究では ISO-2631 に基づいて車両の乗り心地の評価を行う。ISO-2631 で規格化されている人間が不快に感じる周波数帯は 4Hz から 8Hz とされている。そこで中心周波数  $f = 6\text{Hz}$  付近をピークとしたバンドパスフィルタを作成する。選択度  $Q$  を 0.9,  $\omega = 2\pi f$  とし, 周波数重みの伝

達関数  $W(s)$  を式 (1) に示す。

$$W(s) = \frac{\frac{\omega}{Q}s}{s^2 + \frac{\omega}{Q}s + \omega^2} \simeq \frac{41.87s}{s^2 + 41.87s + 37.68} \quad (1)$$

式 1 を元に伝達関数  $W(s)$  の状態空間表現を作成する。

$$\begin{cases} \dot{x}_w(t) = A_w x_w(t) + B_w y(t) \\ y_w(t) = C_w x_w(t) + D_w y(t) \end{cases} \quad (2)$$

これを含んだ拡大系システムが次の様に得られる。

$$\begin{aligned}
\bar{x}(t) &= [x(t) \quad x_w(t)] \\
\begin{cases} \dot{\bar{x}}_w(t) = \bar{A}\bar{x}(t) + \bar{B}_w\omega(t) + \bar{B}_u u(t) \\ \bar{y}(t) = \bar{C}\bar{x}(t) + \bar{D}u(t) \end{cases} \\
\bar{A} &= \begin{bmatrix} A & O_{4 \times 1} \\ B_w C & A_w \end{bmatrix} \\
\bar{B}_w &= \begin{bmatrix} B_w \\ O \end{bmatrix}, \bar{B}_u = \begin{bmatrix} B_u \\ B_w D \end{bmatrix} \\
\bar{C} &= [D_w C \quad C_w], \bar{D} = D_w D
\end{aligned} \quad (3)$$

### 4.2 ディスクリプタ表現

行列  $\bar{B}_u$  に変動パラメータが含まれているため, 本研究ではゲインスケジューリング制御器を設計する際にディスクリプタ表現を用いることで変動パラメータ  $M_b, K_t$  を一つの行列に集約させた。ディスクリプタ変数を  $\hat{x}(t) = [\bar{x}(t)^T \quad u(t)^T]^T$  とすることで以下のディスクリプタ方程式 (4) を得る。

$$\begin{aligned}
E_d \dot{\hat{x}}(t) &= A_d \hat{x}(t) + B_{\omega d} \omega(t) + B_{ud} u(t) \\
E_d &= \begin{bmatrix} I_{5 \times 5} & O_{6 \times 1} \\ O_{1 \times 6} & O \end{bmatrix} \\
A_d &= \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B}_u \\ O_{1 \times 6} & I \end{bmatrix} \\
B_{\omega d} &= \begin{bmatrix} \bar{B}_w \\ O \end{bmatrix}, B_{ud} = \begin{bmatrix} O_{6 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned} \quad (4)$$

### 4.3 ポリトープ表現

変動パラメータ  $M_b, K_t$  の上限と下限のパラメータボックス  $\Theta$  を  $\Theta: \theta(t) = [\theta_1 \quad \theta_2]^T$  のように与え, パラメータボックスの端点を保証する。

$$\begin{aligned}
\theta_i &\in [\underline{\theta}_i, \bar{\theta}_i] (i = 1, 2) \\
\theta_1 &= M_b, \theta_2 = K_t
\end{aligned}$$

式 (4) の行列  $A_d$  をポリトープ表現で以下のように表すことができる。

$$A_d(\Theta) = \lambda_i A(\underline{\theta}_i) + (1 - \lambda_i) A(\bar{\theta}_i) \quad (0 \leq \lambda_i \leq 1) \quad (i = 1, 2) \quad (5)$$

### 4.4 ゲインスケジューリング系設計

4.1 章, 4.2 章, 4.3 章よりディスクリプタシステムを

$$\begin{cases} E_d \dot{x}_d(t) = A_d(\theta(t)) x_d(t) + B_{ud} u(t) \\ u(t) = K(\theta(t)) x_d(t) \end{cases} \quad (6)$$

と表す。また, リアプノフ関数を下式で定義する。

$$V(x_d(t)) = x_d(t)^T E_d P_d(\theta(t)) x_d(t) \quad (7)$$



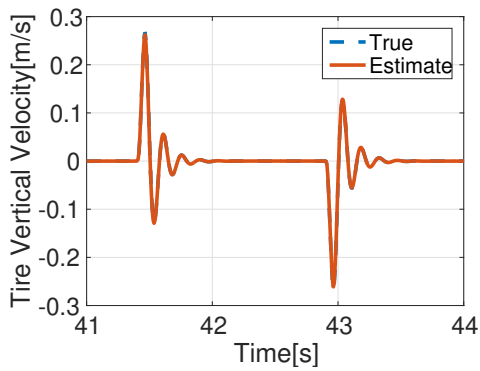


図5 タイヤの上下方向の速度 (推定値)

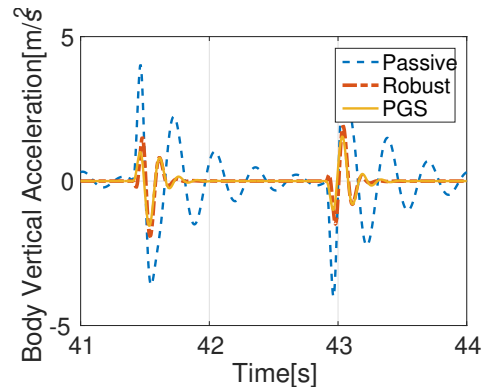


図8 車体の上下方向の加速度 (制御性能)

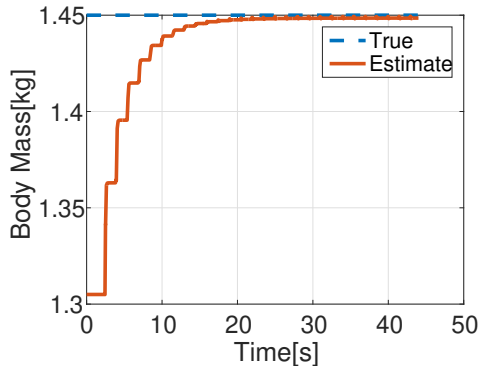


図6 車体重量 (推定値)

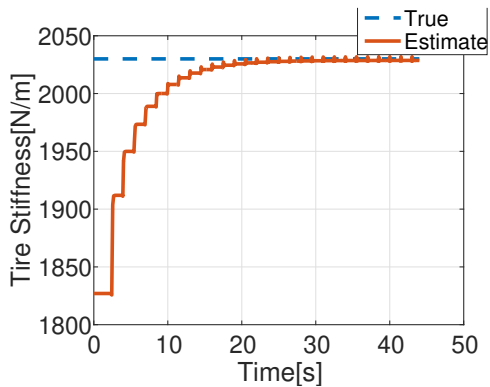


図7 タイヤのばね定数 (推定値)

## 7 まとめと今後の課題

本研究の成果として、UKF による推定したパラメータを用いたゲインスケジューリング制御を行った。図8のシミュレーション結果の比較から、変動パラメータに合わせた適切なコントローラ設計をする UKF とゲインスケジューリングを組み合わせた提案手法がロバスト LQ による制御手法よりも上下方向加速度を抑えることができ、より良い乗り心地を実現できていることがわかる。

## 参考文献

[1] 日経ビジネス: 『完全自動運転の元年は 2021 年』, 2017

- [2] ISO 2631-1: *Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration Part1*, 1997
- [3] 安部正人: 『自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用』, 東京電機大学出版局, 2008
- [4] 一般社会法人日本自動車タイヤ協会: 『JATMA ニュース No.1182』, 2014
- [5] 梅野考治 浅野勝宏 岩間紀男: 『外乱オブザーバに基づくパラメータ変動の推定 -タイヤ空気圧推定への応用-』, 電気学会論文誌 D 114 巻 3 号, 1994
- [6] QUANSER: *USER MANUAL -Active Suspension Experiment- -Set Up and Configuration-*, 2012
- [7] 足立修一 丸田一郎: 『カルマンフィルタの基礎』, 東京電機大学出版局, 2012
- [8] 片山徹: 『非線形カルマンフィルタの基礎』, 計測と制御 第 56 巻 第 9 号, 2017
- [9] Sung-Soon Yim Joon-Hong Seok Ju-Jang Lee: *State Estimation of the Nonlinear System based on Nonlinear Kalman Filter*, International Conference on Control -Automation and Systems-, 2012
- [10] 高橋克也 宇野達貴: 『アクティブサスペンションの混合  $H_2/H_\infty$  制御-時間応答と周波数応答の最適化アプローチ-』, 南山大学 卒業論文, 2016
- [11] 成田将規 後呂拓司: 『ロープ長の速度, 加速度を考慮したジブクレーンのロバスト制御』, 南山大学 卒業論文, 2014
- [12] 鈴木康平 戸田龍生: 『ピッチングを考慮したアクティブ・サスペンションの乗り心地評価』, 南山大学 卒業論文, 2014