

# 乗り心地の向上を目的としたローパスフィルタ, ポリトープ表現を用いたアクティブサスペンションの $H_2$ 制御

2014SC009 林 龍志

指導教員：陳 幹

## 1 はじめに

アクティブサスペンションはバネ, ダンパ, アクチュエータを用いて路面からの振動を吸収し, 乗り心地を向上させる自動車部品である. ISO2631-1[1] において人間の乗り心地への定義がなされており, 人間が最も不快に感じる周波数を抑えることで乗り心地の向上を達成している.

本研究の前進となる論文 [2] では前後輪の入力の無駄時間をパデ近似し, 一次近似の上下方向の加速度を正確に近似できるようにするため, パデ近似を補正するフィルタを作成した. また ISO[1] に基づいた重みを作成し, 乗り心地を向上させる制御を行った. しかし実験を行った所, シミュレーションと比べて制御性能が悪化するという結果が出た. この結果を招いた原因としてパデ近似を補正するフィルタが高周波帯域の振動を過敏にし, 実験機に適用することのできない波形を作り出しているという問題, また実験機のパラメータが不正確であることによって端点のみを保証するコントローラでは正確な実験結果を得られていないという問題が挙げられる. そこで本研究では制御入力にローパスフィルタを組み込むこと, ポリトープ表現を用いてパラメータのロバスト性を保証することの二点から以上の問題を解決するコントローラ設計を行い, シミュレーションを行う.

## 2 モデリング

モデルはピッチ角, 上下方向について考慮することができるハーフカーモデルを用いる. ハーフカーモデルのサスペンションモデルを図 1 に示す. ただし  $M_{1i}, M_{2i}$  [kg] はそれぞれ車輪, 車体の質量,  $k_{1i}, k_{2i}$  [N/m] は車輪, 車体のバネ定数,  $c_{1i}, c_{2i}$  [Ns/m] は車輪, 車体のダンパ係数,  $F_i$  [N] はアクチュエータの力,  $l$  [m] はホイールベースを表している. ただし  $i = f, r$  ( $f$  は前車体,  $r$  は後車体) である.

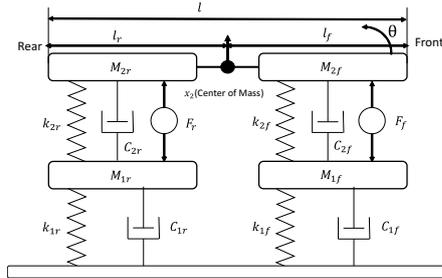


図 1 ハーフカーモデル

地面に対して上向きを正としたときの路面の変位  $x_0$ , 車輪の変位  $x_1$ , 車体の重心の変位  $x_2$ , 重心まわりのピッチ角  $\theta$  より状態変数  $x(t)$  を次のように示す.

$$x(t) = [x_{1f} - x_{0f} \quad x_{1r} - x_{0r} \quad x_{2f} - x_{1f} \quad x_{2r} - x_{1r} \quad \dot{x}_{1f} \quad \dot{x}_{1r} \quad \dot{x}_{2f} \quad \dot{x}_{2r}]^T \quad (1)$$

出力は  $y(t) = [y_1(t) \quad y_2(t)]^T = [\ddot{x}_2 \quad \ddot{\theta}]$ , 外乱は  $w(t) = [w_f(t) \quad w_r(t)]^T = [\dot{x}_{0f} \quad \dot{x}_{0r}]$  である. 制御入力は  $u = [F_f \quad F_r]$  である. 以上よりアクティブサスペンション  $P(s)$  の状態空間表現は

$$P(s) : \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_u u(t) + B_w w(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (2)$$

と表すことができる. また前輪と後輪の路面外乱が入る時間差をむだ時間  $\tau$  [s] と呼び, 車速  $V$  [km/h] を用いて次式で表す.

$$\tau = \frac{l}{V * 1000 / 3600} \quad (3)$$

## 3 制御系設計

### 3.1 パデ近似 $D_1(s)$ [2]

むだ時間要素の伝達関数  $e^{-s\tau}$  を一次のパデ近似  $D_1(s)$  で表現した. 一次のパデ近似はピッチ角方向の加速度を正確に近似できることに対して上下方向の加速度では正確に近似できないという特徴をもつ.

### 3.2 パデ近似を補正するフィルタ $F(s)$ [2]

パデ二次近似が上下方向の加速度を正確に近似できることに着目し, 上下方向の加速度を一次近似から二次近似に補正するフィルタ  $F(s)$  を組み込むことで上下方向, ピッチ角方を同時に近似できるようにした.

### 3.3 周波数重み $W_1(s), W_2(s)$ [2]

ISO2631-1 [1] で上下方向は 4[Hz]-8[Hz], ピッチ角方向は 0.6[Hz]-0.8[Hz] において人間が最も不快であると感じると定義されているため, それぞれ最も不快となる周波数帯に重み付けをするフィルタ  $W_1(s), W_2(s)$  を作成した.

### 3.4 制御入力に組み込むローパスフィルタ $L(s)$

本研究で用いるローパスフィルタは ISO2631-1[1] で評価される周波数帯である 0.5[Hz] から 80[Hz] 以降の周波数帯をカットするフィルタを作成した. 制御入力に組み込んだローパスフィルタ  $L(s)$  を図 2 に示す.

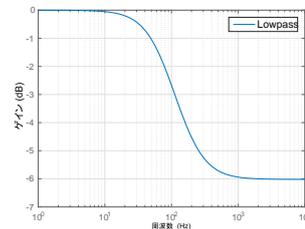


図 2 ローパスフィルタ

無駄時間のパデ近似  $D_1(s)$ , パデ近似を補正するフィルタ  $F(s)$ , 周波数重み  $W_1(s), W_2(s)$ , ローパスフィルタ  $L(s)$  を, 一つの拡大系  $G_1(s)$  としてまとめた。拡大系  $G_1(s)$  を以下のように示す。

$$G_1(s) : \begin{cases} \dot{x}_{g1}(t) = A_{g1}x_{g1}(t) + B_{g11}w(t) + B_{g12}u(t) \\ z1(t) = C_{g1}x_{g1}(t) + D_{g1}u(t) \end{cases} (4)$$

#### 4 ポリトープ表現を用いた LMI 条件について

本研究では評価出力を車体の重心の上下方向の加速度、車体の重心まわりのピッチ角加速度に重み行列  $W$  をかけたものとする。またポリトープ表現の変動パラメータを前後輪のサスペンションのバネ定数, ダンパ係数の 4 変数とし, それぞれの最大値, 最小値を考慮した 16 通りの LMI 条件を作成する。この  $H_2$  制御の LMI 条件を満たす最小の  $\gamma$  を求めて状態フィードバックゲインを導出すると LMI 条件は以下ようになる。

minimize  $\gamma^2$  subject to

$$\begin{bmatrix} He(A_{gj}X + B_{ug}Y) & (WC_{gj}X + WD_gY)^T \\ (WC_{gj}X + WD_gY) & -I \end{bmatrix} < 0$$

$$\begin{bmatrix} Z & B_{wg}^T \\ B_{wg} & X \end{bmatrix} > 0, \gamma^2 - trace(Z) > 0 (j = 1 \sim 16) \quad (5)$$

また状態フィードバックゲイン  $K$  は  $K = Y/X$  によって求めることができる。

#### 5 シミュレーション

振幅 0.01[m] の段差に車両が乗り上げた時を考慮する。ただしシミュレーションは実験機と同じステップサイズの 0.001[s] でシミュレーションをする。重み行列  $W$  を  $diag(1, 1, 1, 0.4)$  とし, ローパスフィルタを組み込みポリトープ表現を用いてロバスト性を保証したコントローラのシミュレーションを行う。シミュレーションのセットアップとしてバネ定数とダンパ係数がどちらも最大, バネ定数が最大でダンパ係数が最小, バネ定数が最小でダンパ係数が最大, バネ定数とダンパ係数がそれぞれ最小の時の 4 つの状況下でシミュレーションを行う。

##### 5.1 ポリトープ表現を用いたシミュレーション

制御入力にローパスフィルタを組み込んだときの重心の上下方向, ピッチ角の加速度のシミュレーション結果を図 3, 図 4, 図 5, 図 6 に示す。

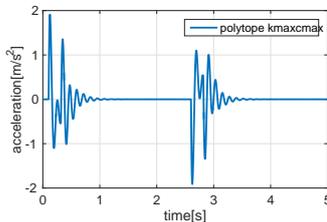


図 3 バネ定数とダンパ係数が最大のとき

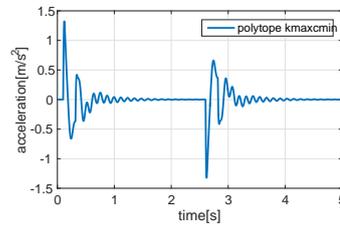


図 4 バネ定数が最大でダンパ係数が最小のとき

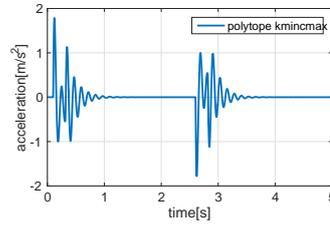


図 5 バネ定数が最小でダンパ係数が最大のとき

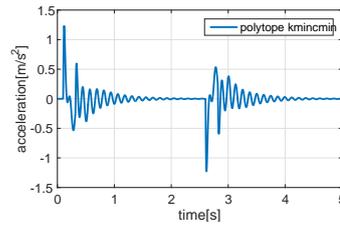


図 6 バネ定数, ダンパ係数が最小のとき

バネ定数, ダンパ係数が最大, 最小の場合の四端点を取って制御性能を比較したが, どの端点においてもロバスト性が保証されたコントローラを設計することができた。

#### 6 おわりに

ローパスフィルタを制御入力に組み込み, ポリトープ表現を用いたコントローラを作成してシミュレーションを行った。今後の課題として実験によるコントローラの有用性の検証が挙げられる。

#### 参考文献

- [1] International Standard, ISO2631-1, Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1: General requirements, (1997)
- [2] K.SUZUKI, H2 Control for Active Suspension to Improve Ride Comfort based on ISO 2631, Master Thesis, Graduate School of Science and Engineering Nanzan University, (2017)