

乗り心地向上のために無駄時間の変動を考慮した アクティブサスペンションのロバスト H_2 制御

2014sc082 高山翔

指導教員：高見勲

1 はじめに

アクティブサスペンションとは自動車や鉄道車両に搭載されている振動抑制装置である。文献 [1] では乗り心地を評価するために 2 つの手法を用いていた。1 つ目は国際標準化機構 ISO2631-1 に基づいていたことである [2]。2 つ目は後輪に加わる路面外乱として含まれる無駄時間をパデ近似をしていたことである [3]。また、車体の上下加速度の周波数応答において、パデ 1 次近似で近似することができないことからパデ 2 次近似の特性を踏まえてパデ 1 次近似を補正するハイパスフィルタを設計していた [1]。ここで文献 [1] では車速を固定としていたが、車速変動させると無駄時間の変動が考えられるため、乗り心地に影響を及ぼす。また、車速変動に対して適用できるハイパスフィルタを設計する必要性が生じる。本研究では、車速変動に対してロバスト性を保証する制御器をポリトープ表現を用いた LMI 条件によって設計し、乗り心地の向上させることが目的である。

2 モデリング

本研究で用いる制御対象の 1/2 車体モデルのアクティブサスペンションを図 1 に示す。路面変位を x_{0i} 、車輪の平衡点からの変位を x_{1i} 、車体重心の平衡点からの変位を x_2 、前後車体における変位を x_{2i} 、車輪の質量を M_{1i} 、前後車体の質量を M_{2i} 、車輪と路面間のバネを K_{1i} 、車輪と車体間のバネを K_{2i} 、車輪と路面間のダンパを C_{1i} 、車輪と車体間のダンパ C_{2i} 、車体のピッチ角 θ 、前後の制御入力 F_i とする。ただし $i = f, r$ とし f は front, r は rear を示す。

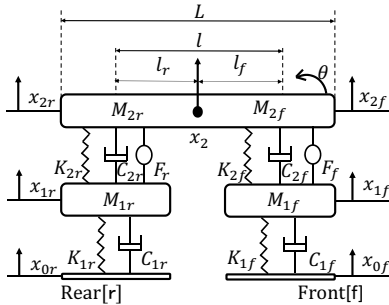


図 1 1/2 車体モデルのアクティブサスペンション

状態変数 $x(t)$ 、出力 $y(t)$ 、路面外乱 $w(t)$ 、制御入力 $u(t)$ を以下に示す。

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_{2f}(t) - x_{1f}(t) & x_{2r}(t) - x_{1r}(t) & x_{1f}(t) - x_{0f}(t) \\ x_{1r}(t) - x_{0r}(t) & \dot{x}_{2f}(t) & \dot{x}_{2r}(t) & \dot{x}_{1f}(t) & \dot{x}_{1r}(t) \end{bmatrix}^T$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} y_1(t) & y_2(t) \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \ddot{x}_2(t) & \dot{\theta}(t) \end{bmatrix}^T$$

$$\omega(t) = \begin{bmatrix} \omega_f(t) & \omega_r(t) \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} \dot{x}_{0f}(t) & \dot{x}_{0r}(t) \end{bmatrix}^T$$

$$u(t) = \begin{bmatrix} F_f(t) & F_r(t) \end{bmatrix}^T$$

図 1 における制御対象のアクティブ・サスペンション $P(s)$ の状態空間表現を以下に示す。

$$P(s) : \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_{1f}w_f(t) + B_{1r}w_r(t) + B_2u(t) \\ y(t) = Cx(t) + D_u(t) \end{cases}$$

前後のサスペンション間の距離 l [m] と車速 V [t] において、後輪に加わる路面外乱として含まれる無駄時間 τ [t] は以下のように計算される。

$$\tau(t) = \frac{l}{V(t) \cdot 1000/3600} \quad (1)$$

3 制御系設計

3.1 車速変動によるハイパスフィルタ $F(s)$

先行研究では、車速固定としたハイパスフィルタ $F(s)$ を

$$F(s) \approx \frac{T_1s + 1}{T_2s + 1} \quad (2)$$

としていた [1]。(2) 式は T_1, T_2 のパラメータをある車速に対し、適切な値として定めていたため、一定車速のみ適用できるハイパスフィルタ $F(s)$ であった。本研究では車速変動させるため、無駄時間 τ [t] の変動が考えられる。車速変動しても適用できるようにするため、変動する無駄時間 τ_i [t] を含んだ車速変動によるハイパスフィルタ $F(s)$ を以下に示す。ただし $i = 0.135 \sim 0.27, T_2 = 1/(150 \cdot 2\pi)$ とする。

$$F(s) \approx \frac{\tau_i s + 0.648\pi}{0.648\pi(T_2s + 1)} \quad (3)$$

(3) 式を用いた車速 40[km/h], 80[km/h] における上下方向加速度の周波数応答をそれぞれ示す。

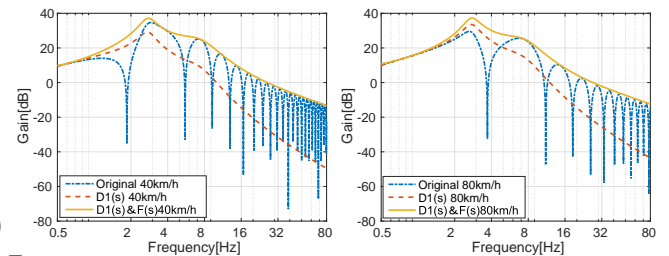


図 2 上下加速度の周波数応答 (車速 40[km/h]) 図 3 上下加速度の周波数応答 (車速 80[km/h])

3.2 周波数重み $W_1(s), W_2(s)$

図 4, 図 5 に上下加速度の周波数重み $W_1(s)$ とピッチ角加速度の周波数重み $W_2(s)$ をそれぞれを示す。ただし, 図 4, 図 5 に ISO2631-1 による上下加速度の周波数重み $H_1(s)$, ピッチ角加速度の周波数重み $H_2(s)$ をそれぞれ対比させる。

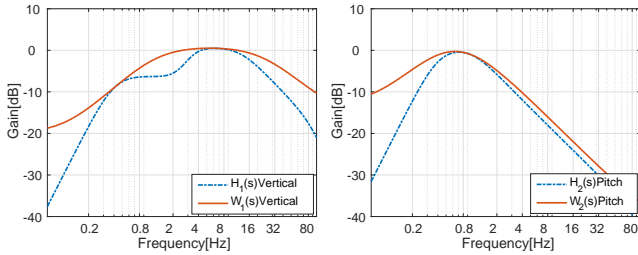


図 4 $H_1(s), W_1(s)$ の周波数 図 5 $H_2(s), W_2(s)$ の周波数
応答 応答

3.3 拡大系 $G(s)$ と重み行列 W

制御対象とするアクティブサスペンション $P(s)$, 無駄時間要素 $e^{-s\tau(t)}$ を近似したパデ 1 次近似 $D_1(s)$, 車速変動によるハイパスフィルタ $F(s)$, 上下加速度とピッチ角加速度の周波数重み $W_1(s), W_2(s)$ を用いて拡大系 $G(s)$ を設計する。状態空間表現 $G(s)$ を以下に示す。

$$G(s) : \begin{cases} \dot{x}_g(t) = A_g x_g(t) + B_{1g} \omega_f(t) + B_{2g} u(t) \\ z(t) = C_g x(t) + D_g u(t) \end{cases}$$

また, ISO2631-1 では, 車体の上下加速度とピッチ角加速度の重みを 1 : 0.4 で評価すると定義されている [2]。重み行列 W を以下に示す [1]。

$$W = \text{diag} (W_1 \quad W_1 \quad W_2 \quad 0.4W_2) \quad (4)$$

この重み行列 W を用いた新たな評価出力 $\tilde{z}(t)$ を以下に示す。

$$\tilde{z}(t) = Wz(t) = \tilde{C}x(t) + \tilde{D}u(t)$$

3.4 行列ポリトープ表現

本研究では, 無駄時間 $\tau[t]$ の変動をポリトープ表現を用いて考慮する。車速変動により, 無駄時間 $\tau[t]$ の変動範囲を下界 τ_{min} と上界 τ_{max} とすると以下ようになる。

$$\tau \in [\tau_{min}, \tau_{max}] \quad (5)$$

3.5 LMI の定式化

本研究では, サスペンションの役割から H_2 制御を用いる。下界 τ_{min} , 上界 τ_{max} を含んだ拡大系システムに対して閉ループ系を安定化させ, LMI 条件によってロバスト性を保証する状態フィードバックコントローラ K_g を導出す

る。ただし, $j = min, max$ はそれぞれ下界 τ_{min} , 上界 τ_{max} と関係している。

$$\begin{aligned} & \text{minimize } \gamma^2 \quad \text{subject to} \\ & \begin{bmatrix} He\{A_{gj}X + B_{2gj}Y\} & M_j^T \\ & M_j \\ & & -I \end{bmatrix} < 0 \quad (6) \\ & (M_j = \tilde{C}_j X + \tilde{D}_j Y) \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} Z & B_{1g}^T \\ B_{1g} & X \end{bmatrix} > 0, \quad \gamma^2 - \text{trace}(Z) > 0 \quad (j = min, max)$$

この LMI 条件を満足する X, Y, Z が存在するとき, 閉ループは漸近安定である。状態フィードバックゲインは $K_g = X^{-1}Y$ で求められる。

4 シミュレーション結果

本研究では, 振幅 0.01[m] の路面外乱入力を与え, 車速 40[km/h] で走行していることを想定してシミュレーションを行う。図 6, 図 7 はロバスト制御器 (提案手法), 車速 80[km/h] 固定とした制御器 (従来法), 制御入力なし (パッシブ) の上下方向加速度の時間応答, ピッチ角加速度の時間応答をそれぞれ示す。無駄時間 τ の変動範囲を $\tau \in [0.135, 0.27]$ とする。

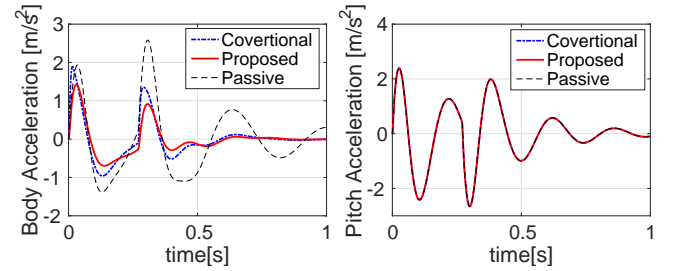


図 6 車速 40[km/h] による 図 7 車速 40[km/h] による
上下加速度の時間応答 ピッチ角加速度の時間応答

5 まとめ

車速変動によるハイパスフィルタ $F(s)$ を設計し, 近似精度が良いことが得られた。提案手法のロバスト制御器を設計し, ロバスト性を保証した。

参考文献

- [1] Kohei Suzuki, Iso Takami, H_2 Control for Active Suspension to Improve Ride Comfort based on ISO 2631, MASTER THESIS, Graduate School of Science and Engineering Nanzan University, (2017)
- [2] ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1 : General requirements, (1997)
- [3] 鈴木 卓馬, 高橋 正樹, 車速による車両ダイナミクスの変化を考慮した自動車用アクティブサスペンションの制御系設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.786, P446-461, (2012)