

乗り心地を向上させるために複数仕様問題を考慮したアクティブサスペンションにおける H_2 制御器の設計

2014SC034 木村 友哉

指導教員：陳 幹

1 はじめに

本研究は、1/2 車両モデルにおけるアクティブサスペンションにおいて、外乱の入り方を考慮することで乗り心地を向上させる H_2 制御器を設計することを目的とする。乗り心地は ISO2631-1[1] に基づいて評価を行う。ISO2631-1 では上下加速度とピッチ角加速度が乗り心地に影響を与えるとされている。本研究では、前後の対称性が成り立っている 1/2 車両モデルにおいて、車体の重心の上下加速度が最悪になる状況と、重心周りのピッチ角加速度が最悪になる状況を同時に考えた複数仕様問題として H_2 制御器を設計することで、乗り心地を向上させることを目的とする。具体的には、前後に同位相の外乱が入るとき、上下加速度が最大になり、前後に逆位相の外乱が入るとき、ピッチ角加速度は最大になるという二つの状況を考慮する。

2 モデリング

図 1 に 1/2 車両モデルの簡略図を示す。

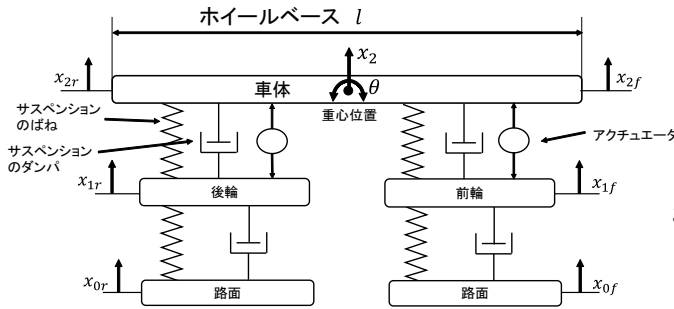


図 1 1/2 車両モデルの簡略図

車体の重心の上下の変位を $x_2[\text{m}]$ とし、車体の重心周りのピッチ角を $\theta[\text{rad}]$ とする。

2.1 状態空間表現

式 (1) に 1/2 車両モデルの状態空間表現を示す。

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

$$y(t) = [y_1(t) \ y_2(t)]^T = [\ddot{x}_2 \ \ddot{\theta}]^T \quad (2)$$

ここで、制御入力 $u(t)$ は前後のアクチュエータがそれぞれ加える力 F_f, F_r である。また、 $w_f(t), w_r(t)$ は前後の車輪に入る外乱であり、それぞれ路面の変位の一階微分である。

3 制御系設計

3.1 周波数重み曲線

ISO2631-1[1] では、上下加速度に対して $4 \sim 8[\text{Hz}]$ 、ピッチ角加速度に対して $0.6 \sim 0.8[\text{Hz}]$ にピークをもつ人間の

感受特性に対する周波数重みがそれぞれ定義されている。本研究では、ISO2631-1 で定義されている周波数重みを 2 次のバンドパスフィルタを用いて表現し、周波数整形を行うことで乗り心地を考慮する。周波数整形で用いた周波数重みを図 2 に示し、その状態空間表現 $W_1(s), W_2(s)$ を (3) 式, (4) 式に示す。

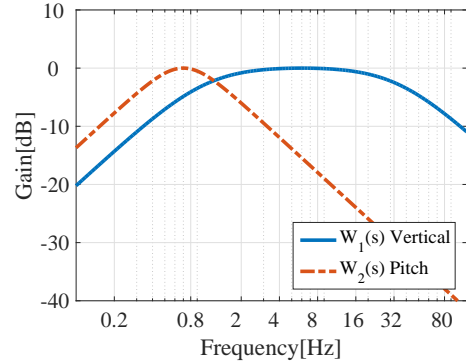


図 2 周波数重み曲線

$$W_1(s) : \begin{cases} \dot{x}_{w1}(t) = A_{w1}x_{w1}(t) + B_{w1}y_1(t) \\ y_{w1}(t) = C_{w1}x_{w1}(t) + D_{w1}y_1(t) \end{cases} \quad (3)$$

$$W_2(s) : \begin{cases} \dot{x}_{w2}(t) = A_{w2}x_{w2}(t) + B_{w2}y_2(t) \\ y_{w2}(t) = C_{w2}x_{w2}(t) + D_{w2}y_2(t) \end{cases} \quad (4)$$

3.2 拡大系

本研究では、図 2 の周波数重みを含んだ拡大系を構成する。外乱が前後同位相に入るときの上下加速度と制御入力を評価するシステム (5) 式と、外乱が前後逆位相に入るときのピッチ角加速度と制御入力を評価するシステム (6) 式を同時に満たす複数仕様問題を扱う。

1. 前後に同位相の外乱が入る場合の拡大系

$$P_{w1}(s) \begin{cases} \dot{x}_{pw1}(t) = A_{pw1}x_{pw1}(t) + B_{1w1}w_f(t) + B_{2w1}u(t) \\ \tilde{z}_{pw1}(t) = W_{pw1}\{C_{pw1}x_{pw1}(t) + D_{pw1}u(t)\} \end{cases} \quad (5)$$

2. 前後に逆位相の外乱が入る場合の拡大系

$$P_{w2}(s) \begin{cases} \dot{x}_{pw2}(t) = A_{pw2}x_{pw2}(t) + B_{1w2}w_f(t) + B_{2w2}u(t) \\ \tilde{z}_{pw2}(t) = W_{pw2}\{C_{pw2}x_{pw2}(t) + D_{pw2}u(t)\} \end{cases} \quad (6)$$

$$\tilde{z}_{pw1}(t) = W_{pw1}z_{pw1}(t), \quad \tilde{z}_{pw2}(t) = W_{pw2}z_{pw2}(t)$$

$$z_{pw1}(t) = [u(t) \ y_{w1}(t) \ y_{w2.0}]^T$$

$$z_{pw2}(t) = [u(t) \ y_{w1.0}(t) \ y_{w2}]^T$$

$$W_{pw1} = \text{diag}(W_f \ W_f \ W_y \ 0.0)$$

$$W_{pw2} = \text{diag}(W_f \ W_f \ 0.0 \ 0.4W_y)$$

ここで、外乱 $w_f(t)$ の項は、(1) 式の外乱 $w_r(t)$ を同位相の場合は $w_r(t) = w_f(t)$ とし、逆位相の場合は $w_r(t) = -w_f(t)$ として考えた。 $y_{w1.0}$, $y_{w2.0}$ は (3) 式, (4) 式の各 B , C , D 行列の要素を 0 とすることで出力を 0 としたものである。また、ISO2631-1[1] では上下加速度とピッチ角加速度は 1 : 0.4 の比で評価する必要があると定義されているため、これに基づいて重み行列 W_{pw1} , W_{pw2} を設定した。

3.3 LMI 条件

本研究では、文献 [2] に記載されている伸張型線形行列不等式を用いることで、複数仕様を満たす状態フィードバック H_2 コントローラを設計した。以下に、今回用いた状態フィードバック H_2 コントローラの LMI 条件を示す。

minimize γ_t
subject to

$$\gamma_t = \gamma_1^2 + \gamma_2^2$$

$$G + G^T > 0$$

1. 上下加速度を評価する条件 ($P_{w1}(s)$)

$$\begin{bmatrix} E_1 & B_{1w1}^T \\ B_{1w1} & X_1 \end{bmatrix} > 0$$

$$\begin{bmatrix} O & -X_1 & O \\ -X_1 & O & O \\ O & O & -I \end{bmatrix}$$

$$+\text{He} \left\{ \begin{bmatrix} A_{pw1}G + B_{2w1}W \\ G \\ W_{pw1}(C_{pw1}G + D_{pw1}W) \end{bmatrix} [I \quad -b_1I \quad O] \right\} < 0$$

$$\text{trace}[E_1] < \gamma_1^2$$

2. ピッチ角加速度を評価する条件 ($P_{w2}(s)$)

$$\begin{bmatrix} E_2 & B_{1w2}^T \\ B_{1w2} & X_2 \end{bmatrix} > 0$$

$$\begin{bmatrix} O & -X_2 & O \\ -X_2 & O & O \\ O & O & -I \end{bmatrix}$$

$$+\text{He} \left\{ \begin{bmatrix} A_{pw2}G + B_{2w2}W \\ G \\ W_{pw2}(C_{pw2}G + D_{pw2}W) \end{bmatrix} [I \quad -b_2I \quad O] \right\} < 0$$

$$\text{trace}[E_2] < \gamma_2^2$$

ここで、状態フィードバックゲイン K は補助変数 G を用いて、 $K = WG^{-1}$ と設計される。また、 $b_1 > 0$, $b_2 > 0$ はラインサーチを行い適切な値を与える必要がある。

4 シミュレーション

4.1 時間応答

3.3 章で示した LMI 条件に対してラインサーチを行い、適切な b_1 , b_2 を用いて設計したコントローラを用いて、振幅 0.01[m] のステップ状の段差を時速 50[km/h] で車体が乗り越えるとしてシミュレーションを行った。図 3, 図 4 に車体の重心の上下加速度、車体の重心周りのピッチ角加速度の時間応答を示す。ここで、制御なしの場合を Passive とし、路面外乱を 2 入力として設計した H_2 コントローラを用いた場合を従来法 (Conventional) とした。

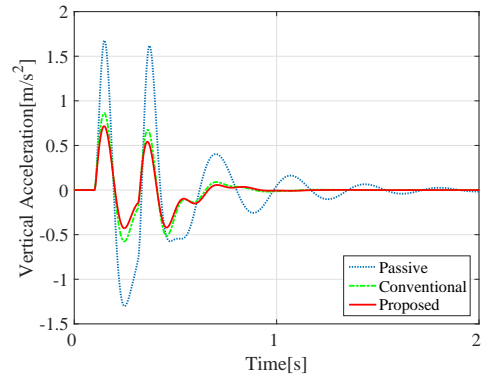


図 3 車体の重心の上下加速度の時間応答

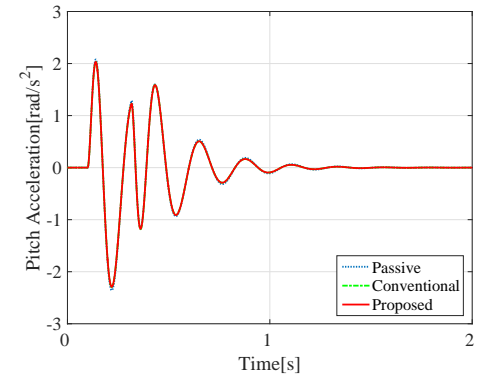


図 4 車体の重心周りのピッチ角加速度の時間応答

4.2 RMS 解析

表 1 に ISO2631-1[1] に基づいた 1/3 オクターブバンドによる RMS 解析の結果を示す。

表 1 RMS 解析結果

	Vertical	Pitch	Total
Passive	1.9779	0.5566	1.9904
Conventional	0.9493	0.5430	0.9739
Proposed	0.7608	0.5430	0.7912

5 おわりに

1/2 車両モデルにおける複数仕様問題に対して伸張型線形行列不等式を用いて H_2 制御器を設計し、時間応答、RMS 解析のシミュレーションを行うことで、提案法が従来法よりも車体の重心の上下加速度を抑えることができ、乗り心地を向上させることが出来ることを確認した。

参考文献

- [1] International Organization for Standardization, ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1:General requirements, (1997)
- [2] Y. Ebihara, LMI-Based Multiobjective Controller Design with Non-Common Lyapunov Variables, A Dissertation Submitted to Kyoto University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Engineering, (2001)