

乗り心地を向上させるために複数のモデル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

M2018SC004 木村友哉

指導教員：陳幹

1 はじめに

本研究の目的はアクティブサスペンションの H_2 制御器を設計することによって自動車の乗り心地を向上させることである。アクティブサスペンションとは、サスペンションのストローク量を制御することで一般的なサスペンションより乗り心地を向上させることが出来る装置である。

自動車をはじめとする乗り物の乗り心地に関する評価規格には国際規格である ISO2631-1[1] が存在する。ISO では、乗り心地は加速度を用いて評価するとされており、人間の感受特性を表す周波数重み曲線が定義されている。本研究では、これを参考に周波数成形したものを制御系設計時に考慮した。

ISO2631-1[1] では、車体の上下加速度やピッチ角加速度を用いて乗り心地を評価すると定められているため、本研究ではこれらを考慮できる 1/2 車両モデルを用いた。1/2 車両モデルは自動車の前後のサスペンションや前輪と後輪に入る外乱を考慮する事が出来る。また、本研究では 1/2 車両モデルの実験を 2 つの 1/4 車両モデルの実験機を用いて行った。しかしながら、実験機の土台を動かすことが出来ないという幾何学的な拘束があるため、前後の車体を安易に繋げてしまうとピッチ運動が発生した際に、実験機が破壊されることが考えられた。そこで本研究では前後の車体を仮想的に繋がっているとみなした「仮想 1/2 車両モデル」を用いた。前後の車体が繋がっていない車両モデルは非現実的なものに思われるが、この仮想 1/2 車両モデルは多くの研究で用いられている一般的な 1/2 車両モデルに対して、ある特殊なセットアップを用いたときのモデルと等価である。そのため、仮想 1/2 車両モデルによる検証にも一定の価値があると考えられる。

乗り心地を向上させるために、1/2 車両モデルにおいて車体重心の上下加速度が最悪になる場合と、重心周りのピッチ角加速度が最悪になる場合の 2 つの状況を考慮した H_2 制御器を線形行列不等式 (LMI) を用いて設計した。各状況に対して、それぞれ上下加速度とピッチ角加速度を評価するシステムを作成し、この 2 つのシステムを制御器設計時に用いることで複数の外乱を考慮した制御器を設計した。また、これらのシステムを用いて H_2 制御器を設計する際に共通リアプノフ関数を使用してしまうと、設計した制御器に保守性が含まれ、期待した性能が得られないことが分かっている。そこで、本研究では伸張型線形行列不等式 [2] を用いることで、 H_2 制御器の設計時に保守的な制御器が設計される事を回避した。最後に、提案する手法を用いて設計した制御器の有効性についてシミュレーションと実験において確認した。

2 モデリング

本研究では 2 つの独立した 1/4 車両モデルの実験機を用いて 1/2 車両モデルの実験を行うために、1/4 車両モデルの車体が仮想的に繋がっていると見なした「仮想 1/2 車両モデル」を用いた。本研究で用いた仮想 1/2 車両モデルを図 1 に示す。

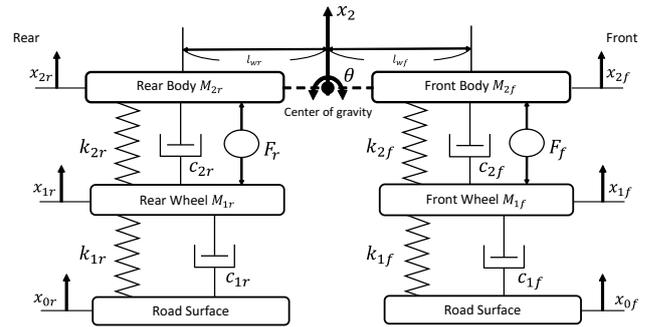


図 1 仮想 1/2 車両モデル

x_2 [m] は車体重心位置の上下変位であり、 θ [rad] は車体重心周りのピッチ角である。 x_{0f} [m]、 x_{0r} [m] は前後の路面の上下変位、 x_{1f} [m]、 x_{1r} [m] は前後車輪の上下変位である。 x_{2f} [m]、 x_{2r} [m] は車体前後のサスペンション位置での上下変位、 F_f [N]、 F_r [N] は前後のアクチュエータが加える力である。

2.1 仮想 1/2 車両モデルと一般的な 1/2 車両モデルとの関係

仮想 1/2 車両モデルは前後の車体が繋がっていないため、現実の自動車モデルと著しくかけ離れたものに思われる。しかしながら、この仮想 1/2 車両モデルは多くの研究で用いられている一般的な 1/2 車両モデルに対して極めて特殊なセットアップを適用したモデルと一致するものである。ここで、一般的な 1/2 車両モデルは車輪間の距離の変化に対する運動が考慮されていないため、厳密に現実の自動車モデルを表しているとは言えないことに注意しなければならない。しかしながら、この車両モデルは数多くの研究でサスペンションの性能解析に用いられているため、十分価値があるモデルであると言える。

一般的な 1/2 車両モデルと図 1 に示すモデルが一致するためには車体の運動が同じ振る舞いをする必要がある。そのため、それぞれの車体の慣性モーメントが一致することが重要となる。

前提条件としてモデルの前後の対称性は常に成り立っているものとする。仮想 1/2 車両モデルの車体は図 2 に示すような集中定数系で表すことができる。

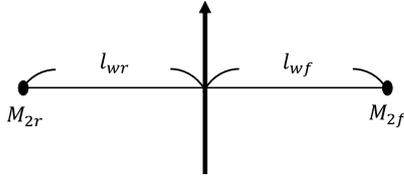


図2 車体モデル (集中定数系)

車体重心位置から前後のサスペンションまでの距離を l_{wf} , l_{wr} , 前後の車体質量を M_{2f} , M_{2r} とすると, 図2に示す車体モデルの慣性モーメント J_l は(1)式となる.

$$J_l = M_{2f}l_{wf}^2 + M_{2r}l_{wr}^2 \quad (1)$$

図2に示す車体と一般的な1/2車両モデルの車体の振り舞いが一致するようにするために, 車体の総重量は同じ状態で(1)式と同じ慣性モーメントを持つ分布定数系の車体モデルを作成した. その車体モデルを図3に示す.

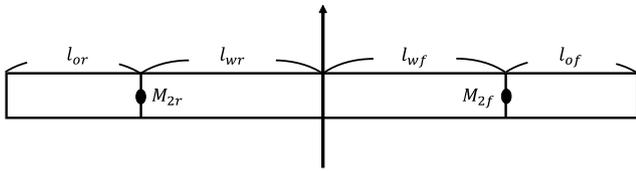


図3 車体モデル (分布定数系)

この車体モデルは車体の質量分布は均一であり, 前後オーバーハング l_{of} , l_{or} の長さだけ車体を延長したものである. 図3に示す車体モデルの慣性モーメント J_d は(2)式となる.

$$\begin{aligned} J_d &= \int_0^{(l_{wf}+l_{of})} x^2 \cdot \frac{M_{2f}}{(l_{wf}+l_{of})} dx \\ &\quad + \int_{-(l_{wr}+l_{or})}^0 (-x)^2 \cdot \frac{M_{2r}}{l_{wr}+l_{or}} dx \\ &= \frac{1}{3} \cdot M_{2f} (l_{wf}+l_{of})^2 + \frac{1}{3} \cdot M_{2r} (l_{wr}+l_{or})^2 \quad (2) \end{aligned}$$

ここで, l_{or} , l_{of} を(3)式のように定めると, 慣性モーメントは(4)式となり(1)式と一致する.

$$\begin{cases} l_{of} = (\sqrt{3}-1)l_{wf} \\ l_{or} = (\sqrt{3}-1)l_{wr} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} J_d &= \frac{1}{3} \cdot M_{2f} (l_{wf} + (\sqrt{3}-1)l_{wf})^2 \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot M_{2r} (l_{wr} + (\sqrt{3}-1)l_{wr})^2 \\ &= M_{2f}l_{wf}^2 + M_{2r}l_{wr}^2 \quad (4) \end{aligned}$$

よって, 仮想1/2車両モデルは(3)式のオーバーハングの長さ分延長された車体を持つ一般的な1/2車両モデルを考慮していると言えるため, 仮想1/2車両モデルによる検証にも一定の価値があるものだと考えられる.

2.2 運動方程式

仮想1/2車両モデルの運動方程式を(5)式-(10)式に示す. ピッチ角は十分小さいものとし, $\tan \theta \approx \theta$ と近似した.

$$\begin{aligned} M_{1f}\ddot{x}_{1f} &= -k_{1f}(x_{1f} - x_{0f}) - c_{1f}(\dot{x}_{1f} - \dot{x}_{0f}) \\ &\quad + k_{2f}(x_{2f} - x_{1f}) + c_{2f}(\dot{x}_{2f} - \dot{x}_{1f}) - F_f \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1r}\ddot{x}_{1r} &= -k_{1r}(x_{1r} - x_{0r}) - c_{1r}(\dot{x}_{1r} - \dot{x}_{0r}) \\ &\quad + k_{2r}(x_{2r} - x_{1r}) + c_{2r}(\dot{x}_{2r} - \dot{x}_{1r}) - F_r \quad (6) \end{aligned}$$

$$M_{2f}\ddot{x}_{2f} = -k_{2f}(x_{2f} - x_{1f}) - c_{2f}(\dot{x}_{2f} - \dot{x}_{1f}) + F_f \quad (7)$$

$$M_{2r}\ddot{x}_{2r} = -k_{2r}(x_{2r} - x_{1r}) - c_{2r}(\dot{x}_{2r} - \dot{x}_{1r}) + F_r \quad (8)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{l_{wf}\ddot{x}_{2r} + l_{wr}\ddot{x}_{2f}}{l_{wf} + l_{wr}} \quad (9)$$

$$\ddot{\theta} \approx \frac{\ddot{x}_{2f} - \ddot{x}_{2r}}{l_{wf} + l_{wr}} \quad (10)$$

2.3 状態空間表現

(5)式-(10)式より, 仮想1/2車両モデルにおけるアクティブサスペンションのシステム $P(s)$ の状態空間表現を作成した. 状態変数 $x(t)$ を前後のタイヤのたわみ, 前後のサスペンションストローク, 前後の車輪の上下速度, 前後の車体の上下速度で構成し, それを(11)式に示す.

$$\begin{aligned} x(t) &= \begin{bmatrix} x_{1f} - x_{0f} & x_{1r} - x_{0r} & x_{2f} - x_{1f} \\ x_{2r} - x_{1r} & \dot{x}_{1f} & \dot{x}_{1r} & \dot{x}_{2f} & \dot{x}_{2r} \end{bmatrix}^T \quad (11) \end{aligned}$$

出力 $y(t)$ を制御入力, 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とし, それを(12)式に示す.

$$y(t) = \begin{bmatrix} u(t) & y_1(t) & y_2(t) \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} F_f & F_r & \ddot{x}_2 & \ddot{\theta} \end{bmatrix}^T \quad (12)$$

制御入力 $u(t)$ を前後のアクチュエータが加える力とし, それを(13)式に示す.

$$u(t) = \begin{bmatrix} F_f & F_r \end{bmatrix}^T \quad (13)$$

外乱 $w_f(t)$, $w_r(t)$ をそれぞれ前後の路面の上下変位の一階微分 $w_f(t) = \dot{x}_{0f}$, $w_r(t) = \dot{x}_{0r}$ とすると状態空間表現は(14)式となる. 前輪と後輪の間にはむだ時間 τ が存在するため, 後輪に入る外乱は $w_r(t) = w_f(t - \tau)$ となる.

$$P(s) : \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_{1f}w_f(t) + B_{1r}w_f(t - \tau) + B_2u(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (14)$$

3 制御系設計

3.1 周波数成形

ISO2631-1[1]には上下加速度やピッチ角加速度に対する人間の感受特性を表す周波数重み曲線が定義されている. ISOではこの周波数重み曲線は高次元な伝達関数で定義されているため, ISOを参考に周波数整形を行うことによって低次元化した周波数重み曲線を制御系設計時に用いた. 本研究では, 各加速度振動に対して人が特に不快に感じる周波数帯域を抜き出すような形に設計した.

設計した周波数重み曲線を図 4 に示す.

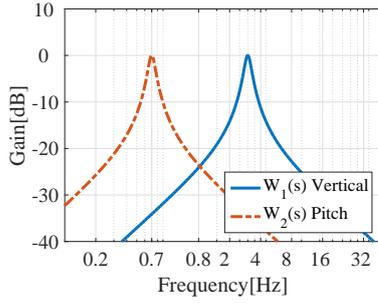


図 4 $W_1(s)$, $W_2(s)$ の周波数重み曲線

3.2 周波数重みを含んだ拡大システム

3.1 章で設計した周波数重み $W_1(s)$, $W_2(s)$ を含んだサスペンションシステム $P(s)$ の拡大系 $P_{w1}(s)$, $P_{w2}(s)$ を作成した. 本研究では, 上下加速度が最悪となる前後同位相の外乱が入る場合に車体の重心位置の上下加速度を評価するシステム $P_{w1}(s)$ とピッチ角加速度が最悪となる前後逆位相の外乱が入る場合に車体の重心周りのピッチ角加速度を評価するシステム $P_{w2}(s)$ を構成した. また, それぞれの評価しない加速度に対する周波数重み $W_{1,0}(s)$, $W_{2,0}(s)$ は, 周波数重み $W_1(s)$, $W_2(s)$ の状態空間表現における B , C , D 行列の要素を 0 にすることで評価を行わないものとした. 拡大システム $P_{w1}(s)$, $P_{w2}(s)$ のブロック図を図 5, 図 6 に示し, 状態空間表現を (15) 式, (16) 式に示す. ISO では上下加速度とピッチ角加速度は 1 : 0.4 の比で評価すると定められているため, 評価出力に掛かる重み行列 W_{pw1} , W_{pw2} においてこの比を考慮して重み付けを行った.

1. 上下加速度と制御入力を評価する拡大システム

$$P_{w1}(s) \begin{cases} \dot{x}_{pw1}(t) = A_{pw1}x_{pw1}(t) + B_{1w1}w_f(t) + B_{2w1}u(t) \\ \tilde{z}_{pw1}(t) = W_{pw1}(C_{pw1}x_{pw1}(t) + D_{pw1}u(t)) \end{cases} \quad (15)$$

2. ピッチ角加速度と制御入力を評価する拡大システム

$$P_{w2}(s) \begin{cases} \dot{x}_{pw2}(t) = A_{pw2}x_{pw2}(t) + B_{1w2}w_f(t) + B_{2w2}u(t) \\ \tilde{z}_{pw2}(t) = W_{pw2}(C_{pw2}x_{pw2}(t) + D_{pw2}u(t)) \end{cases} \quad (16)$$

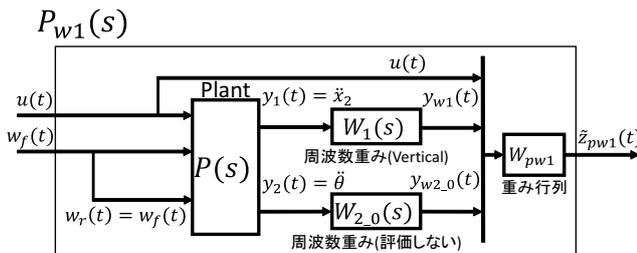


図 5 拡大システム $P_{w1}(s)$ のブロック図

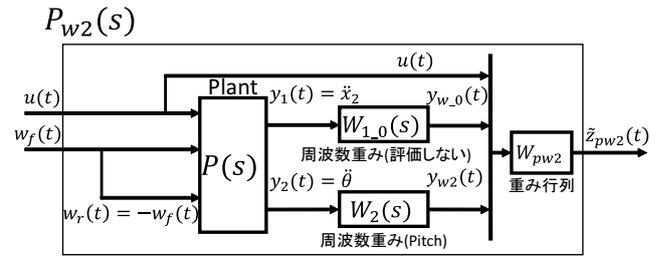


図 6 拡大システム $P_{w2}(s)$ のブロック図

3.3 H_2 制御器設計における LMI 条件

本研究では, 伸張型線形行列不等式 [2] を用いることで, 複数の仕様を満たす H_2 制御器を設計した. 以下に, その H_2 制御器設計の LMI 条件を示す.

$$\text{minimize } \gamma_t$$

$$\text{subject to}$$

$$\gamma_t = \gamma_1^2 + \gamma_2^2 \quad (17)$$

$$G + G^T > 0 \quad (18)$$

1. $P_{w1}(s)$ に関する LMI 条件 (上下加速度を評価)

$$\begin{bmatrix} E_1 & B_{1w1}^T \\ B_{1w1} & X_1 \end{bmatrix} > 0 \quad (19)$$

$$\begin{bmatrix} O & -X_1 & O \\ -X_1 & O & O \\ O & O & -I \end{bmatrix} \quad (20)$$

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

$$\text{trace}[E_1] < \gamma_1^2 \quad (21)$$

2. $P_{w2}(s)$ に関する LMI 条件 (ピッチ角加速度を評価)

$$\begin{bmatrix} E_2 & B_{1w2}^T \\ B_{1w2} & X_2 \end{bmatrix} > 0 \quad (22)$$

$$\begin{bmatrix} O & -X_2 & O \\ -X_2 & O & O \\ O & O & -I \end{bmatrix} \quad (23)$$

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

$$\text{trace}[E_2] < \gamma_2^2 \quad (24)$$

状態フィードバックゲイン K は補助変数 G と変換行列 W より, $K = WG^{-1}$ 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

3.3 章の LMI 条件によって設計した制御器を用いて, 自動車振幅 0.005[m] の台形状の段差を時速 40[km/h] で

乗り越えるという条件で時間応答のシミュレーションを行った。車体重心位置の上下加速度と車体重心周りのピッチ角加速度のシミュレーション結果を図 7, 図 8 に示す。制御なしの場合を Passive, 前後の外乱を 2 入力として設計した H_2 制御器を用いた場合を Conventional, 提案法によって設計した制御器を用いた場合を Proposed とした。

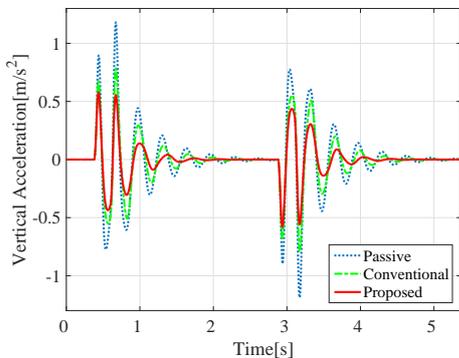


図 7 車体重心位置の上下加速度の時間応答

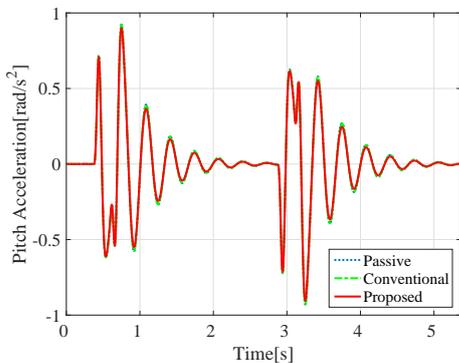


図 8 車体重心周りのピッチ角加速度の時間応答

5 実験

2 つの独立した 1/4 車両モデルの実験機を用いて、シミュレーションと同じセットアップで実験を行った。車体重心位置の上下加速度と車体重心周りのピッチ角加速度の実験結果を図 9, 図 10 に示す。

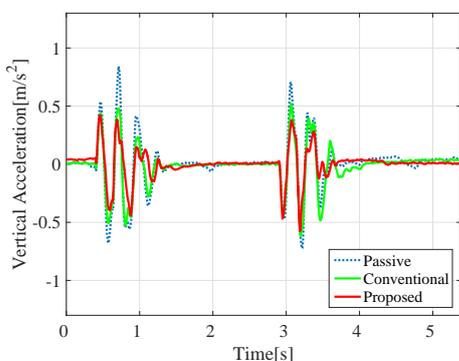


図 9 車体重心位置の上下加速度の時間応答

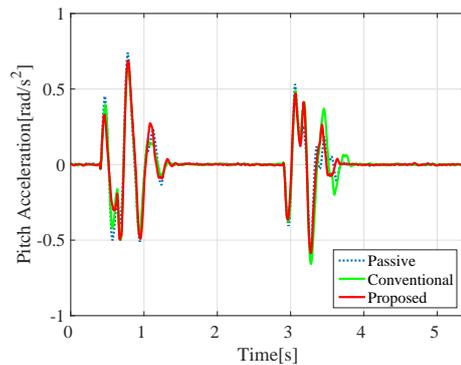


図 10 車体重心周りのピッチ角加速度の時間応答

シミュレーションと実験の結果を用いて ISO に基づいた RMS 解析を行った。その結果を表 1 に示す。

表 1 RMS 解析結果

	Simulation	Experiment
Passive	0.267	0.202
Conventional	0.194	0.156
Proposed	0.144	0.115

6 おわりに

本研究では、自動車の乗り心地を向上させるために 1/2 車両モデルにおけるアクティブサスペンションの H_2 制御器を設計した。2 つの 1/4 車両モデルの実験機を用いて 1/2 車両モデルの実験を行うために、前後の車体が繋がっていない仮想 1/2 車両モデルを用いた。制御系設計においては、外乱の異なる 2 つのシステムを作成し、それらに対して伸張型線形行列不等式を用いて H_2 制御器設計の LMI 条件を導出した。そして、導出した LMI 条件に対してラインサーチを行うことで、最適な H_2 制御器を設計した。提案法の有効性について検証するために、設計した制御器を用いてシミュレーションと実験において時間応答を出力した。また、これらの時間応答から ISO に基づいた RMS 解析を行った。その結果、提案法によって設計した制御器が従来法を用いた制御器よりも上下加速度が抑えられていることが確認出来た。また、RMS 解析の結果より、提案法を用いた制御器が比較対象の中で最も乗り心地を向上させることが確認出来た。

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)