

アクティブサスペンションのパラメータ同定と制御

2012SE040 林俊貴

指導教員：大石泰章

1 はじめに

本研究では、Quanser社製のアクティブサスペンションの実験機を用い、最適制御によって振動抑制を行う。実験機に適用したときの制御性能が向上するように、実験機の動きから重み行列 Q と R を設定する。同様の研究は文献 [1], [2] でも行われているが、本研究では特に、シミュレーションと実験結果の結果のずれに注目し、それをなくすようパラメータ同定を行う。また、センサの数を減らすため、オブザーバを利用することを考える。

2 モデリング

2.1 制御対象

アクティブサスペンションのモデルとパラメータを以下の図 1, 表 1 に示す。パラメータの値は文献 [3] を参照した。図 1 では、 M_2 の長方形が車体を、 M_1 の長方形が車輪を、下の直線が路面を表している。路面と車輪の間にはバネとダンパ (係数はそれぞれ K_1 と B_1)、車輪と車体の間にも同じくバネとダンパ (係数はそれぞれ K_2 と B_2) があり、車輪と車体の間には外部から力 F を加えられるものとする。また、路面の変位を z_r 、車輪と車体のそれぞれの自然状態からの変位を z_1 , z_2 とする。

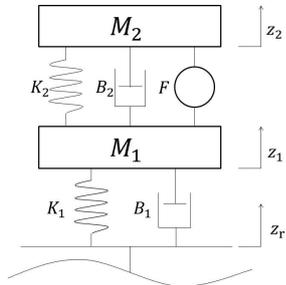


図 1 アクティブサスペンションのモデル

2.2 モデリング

状態変数を $x = [z_2 - z_1 \quad \dot{z}_2 \quad z_1 - z_r \quad \dot{z}_1]^T$, 入力 u , 外乱 $w = z_r$ として状態空間表現 $\dot{x} = Ax + B_w w + B_u u$, $y = Cx + Du$ を導出する。

ここで、係数行列は以下の通りである：

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_2}{M_2} & -\frac{B_2}{M_2} & 0 & \frac{B_2}{M_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_2}{M_1} & \frac{B_2}{M_1} & -\frac{K_1}{M_1} & -\frac{B_2+B_1}{M_1} \end{bmatrix},$$

$$B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{B_1}{M_1} \end{bmatrix}, B_u = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_2} \\ 0 \\ -\frac{1}{M_1} \end{bmatrix},$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_2}{M_2} & -\frac{B_2}{M_2} & 0 & \frac{B_2}{M_2} \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_2} \end{bmatrix}.$$

2.3 パラメータ同定

文献 [3] に記載のパラメータ値を用いて実験すると、実験機実験とシミュレーションの結果にずれが生じる。(図 2) そこで、パラメータの値を変更することで、このずれを解消する。本研究ではまず、車体の質量 M_2 と車輪の質量 M_1 は劣化磨耗のしないパラメータであると考え、文献 [3] の値を用いることにした。アクチュエータの入力 u を加えず外乱 w を与えたとき、車体の位置 z_2 のシミュレーションと実験機実験の結果が一致するよう、 K_1, K_2, B_1, B_2 の値を試行錯誤により変更した。文献 [3] でのパラメータの値と同定で求めた値は表 1 のようになる。

表 1 同定によるパラメータ値の変更

	M_1	M_2	K_1	K_2	B_1	B_2
文献 [3] の値	1.0	2.45	1250	900	5.0	7.5
同定後の値	1.0	2.45	4250	1170	9.5	11.2

制御入力を零にして、車体位置 z_2 の時間変化を実験機実験とシミュレーションで比較する。図 2 は文献 [3] のパラメータ値を使ってシミュレーションした場合、図 3 はパラメータ同定で得た値を使ってシミュレーションした場合である。ただし図の実線は実験機実験を、破線はシミュレーションを表す。

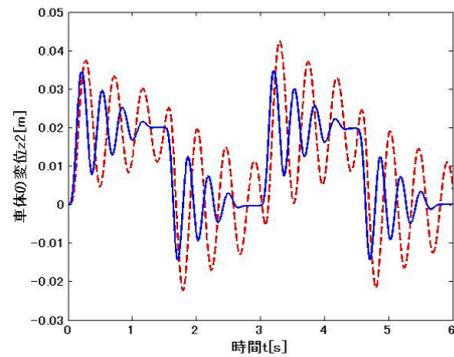


図 2 文献 [3] のパラメータ値を使ったときの実験機実験とシミュレーションの比較 (制御なし)

この結果、同定前のグラフのずれが同定後のグラフで改善されていることが確認できた。

3 状態フィードバックによる制御

3.1 制御系設計

重み行列 Q, R に対して、評価関数

$$J = \int_0^{\infty} x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t) dt \quad (1)$$

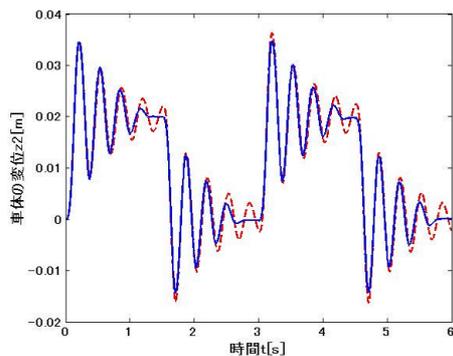


図3 パラメータ同定で得られた値を使ったときの実機実験とシミュレーションの比較(制御なし)

を最小にするような状態フィードバックゲイン K を決定する。シミュレーションの結果に基づいて Q , R の値を試行錯誤で調整した結果,

$$Q = \text{diag}(386, 42, 5, 0.004), \quad (2)$$

$$R = 0.014 \quad (3)$$

となった。このとき、状態フィードバックゲインは,

$$K = [-11.7239 \quad -45.7935 \quad 47.9781 \quad -3.6783] \quad (4)$$

となる。

3.2 シミュレーションと実機実験

外乱 z_r を 0 と 0.02 の間の周期 3 秒の方形波として加える。式 (4) の状態フィードバックゲイン K を適用したときの車体の変位 z_2 の時間変化を実機実験の場合とシミュレーションの場合について図 4 に示す。図の実線は実機実験を、破線はシミュレーションを表す。

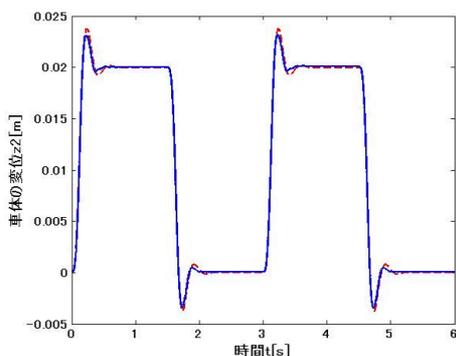


図4 車体の変位(制御あり)

制御をしないときの図 3 の動きと比べて、制御を行ったときは、振動をより早く収束させられることがわかる。

4 出力フィードバックによる制御

3 節では車体および車輪の速度が測定できるとして制御を考えていたが、車体位置と車輪位置の偏差 $z_2 - z_1$ の値のみを用いて制御ができるとセンサの数を減らせるので都合である。観測量 y を $y = z_2 - z_1$ となるように、 $y = (1 \ 0 \ 0 \ 0)x$ と設定する。同一次元オブザーバにより推

定された \hat{x} と制御入力 u は

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + B_u u - L(y - \hat{y}), \quad (5)$$

$$u = K\hat{x} \quad (6)$$

となる。状態フィードバックゲイン K は最適レギュレータで得られたゲインの値を使用する。オブザーバゲイン L は極配置法で設計することにし、推定値 \hat{x} が目標値に収束する極を試行錯誤で決定した。極を $-100 \pm 4j$, $-100 \pm 2j$ としたとき、オブザーバゲイン L は

$$L = [-134.6333 \ 505.8915 \ 80.0515 \ 758.8593]^T \quad (7)$$

となる。このとき、車体位置 z_2 の時間変化をシミュレーションしたグラフは図 5 のようになる。

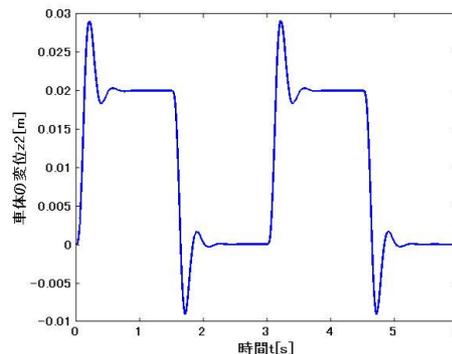


図5 出力フィードバックの場合の車体の変位

図 5 より、車体位置 z_2 は図 4 に比べ最大振幅が大きくなるが、収束することが確認できた。この結果から、車体位置と車輪位置の偏差 $z_2 - z_1$ のみ計測することができる場合は、状態フィードバックに比べ性能が劣化するが、制御が可能であることが確認できた。

5 おわりに

アクティブサスペンションの振動抑制のための制御系設計を行い、シミュレーションと実験機の結果から、重み行列 Q , R を決定した。また、パラメータ同定を行ったことで、実験機のパラメータを調べ、シミュレーションと実機実験の結果のずれを解消することができた。あわせて、速度の測定を必要としない出力フィードバックに基づく制御も行った。今後の課題は、シミュレーションしか行っていない出力フィードバックを、実験機に実装しその効果を確認することである。

6 参考文献

- [1] 河合一輝：アクティブサスペンションの最適制御，南山大学情報理工学部卒業論文，2015
- [2] 神山伸：乗り心地改善のための周波数重みを用いたアクティブサスペンションの制御系設計，南山大学情報理工学部卒業論文，2015
- [3] Quanser: *Active Suspension Laboratory Guide*