ランダム路面入力シミュレーションを用いた 油圧アクティブサスペンションの最適設計手法*

古市 崇^{*1}, 福島直人^{*2}, 萩原一郎^{*3}

Optimal Design of Active Suspension by Simulating with Random Road Surface

Takashi FURUICHI, Naoto FUKUSHIMA and Ichiro HAGIWARA^{*4}

^{*4} Department of Mechanical Sciences and Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1 Ookayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-0033 Japan

This research presents an optimal design of active suspension, simulated on random road surface. In this work damper and spring are considered as sky-hook control gain and mechanical parameters of active suspension. Besides, the 8-DOF vehicle model is used for calculating the simulation. The function of energy consumption and vehicle vibration is defined as the criteria. Hence a research on the design parameters of the above mentioned criteria gives an optimal result on the vehicle vibration and energy consumption.

Key Words: Active Suspension, Optimal Design, Computer Aided Analysis, Hydraulic System, Simulation

1. 緒 論

自動車関連技術は新たな転換期を向かえ、燃料電池自動車などが登場している。燃料電池自動車では動力発生部分からの音および振動は低減され、乗り心地や車内こもり音に新たな性能が求められるようになる。

乗り心地性能の向上技術では、アクティブサスペンションが乗用車で利用されるようになり、最適制御理論など各種の先進的な制御理論の適用が検討されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、アクティブサスペンションを設計するためには制御だけでなく、機構系に対しても設計法を検討する必要がある。また、油圧アクティブサスペンションが一般的に利用されない背景の一つとして、油圧消費による燃費への影響が考えられる。近年では、燃費に対する性能も重視する傾向があるため、油圧消費流量も考慮に入れた乗り心地性能を向上させる最適化手法が必要である。

本研究では、福島らによって開発されたランダム路面入力シミュレーション⁽³⁾を使用することにより、前後輪にアクティブサスペンションを組込んだ状態でシミュレーションを行う。車両モデルは8自由度上下振動モデルを使用し、一輪モデルに比べより実車に近いモデルである。このモデルを使用して乗り心地性能および油圧消費流量性能について同時に最適化を行うことにより油圧アクティブサスペンションの設計手法を提案する。

2. 主 な 記 号

J_a : 乗り心地評価関数

J_c : 消費流量評価関数

x_2 : ボディ中心位置の変位

ϕ_2 : ボディ中心位置の回転角度

C_{sf}, C_{sr} : スカイフックダンパ減衰定数

C_{vf}, C_{vr} : 圧力制御バルブ減衰定数

C_{af}, C_{ar} : アクチュウムレート減衰定数

K_{af}, K_{ar} : アクチュウムレートばね定数

ここで添字 f はフロントサスペンションの、また r はリアサスペンションのパラメータであることを示す。

* 原稿受付 2003年11月18日。

^{*1} 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻 (〒152-8550 東京都目黒区大岡山2-12-1) [現: 本田技術研究所]。

^{*2} 正員, フェロー, シミュレーション技術研究所 (〒248-0011 鎌倉市扇ガ谷2-17-15)。

^{*3} 正員, フェロー, 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理学専攻。

E-mail: hagiwara@mech.titech.ac.jp

3. 車両モデル

本研究では、図1に示す8自由度上下振動モデルを使用する。このモデルでは左右対称性を考慮した片側モデルである。入力は、路面の表示方法としてISO規格⁽⁴⁾を使用し、前後輪で車速に基づく時間遅れを考慮して入力する。

このシミュレーションでは、路面は極良路とし、車速は60 km/h、20秒間の車両の運動を解析する。また、図1に表示しているサスペンション部分は、後に表示するアクティブサスペンションモデルへ変更する。

4. アクティブサスペンションモデル化

4・1 アクティブサスペンションの構成 本研究で使用するアクティブサスペンションは福島らが開発した電磁比例圧力制御バルブ方式⁽⁵⁾のものを使用する

Fig. 1 8-DOS vehicle model

Fig. 2 Electro-hydraulic pressure control unit

る。また、制方方式はスカイフック制御を使用する。このアクティブサスペンションモデルを図2に示す。このモデルでは、ポンプから送られる高压の作動油が、圧力制御バルブに導かれ、スプールが中立時には全閉、右に移動すると油圧シリンダ側に開口され、逆にスプールが左に移動すると、油圧シリンダとリターン側がつながるように連続的に調整される。

4・2 油圧ユニットのモデル化 本研究では、簡略化のため、図2のメインバルブおよび油圧ポンプ部の機構を図3に示すように簡略化する。この変更により、アクチュエータの応答性が実際よりも安定したものとして扱うことになるが、制御系の実際とモデルとのずれは拘束条件として、モデル内に組込むこととする。

4・3 アクティブサスペンションのモデル化 以上を考慮して、モデル化を行うと図4のようになる。

Fig. 3 Hydraulic unit model

Fig. 4 Active suspension model

このモデルを8自由度シミュレーションの前後輪に入れ込み、後のシミュレーションを実行する。この2自由度モデルにおいて、減衰力特性は油圧系全体で発生することになり、 $(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$ に対する F_2 の伝達関数 $H_a(s)$ を求めると次式のようになる。

$$H_a(s) = C_v \frac{C_a s + K_a}{(C_v + C_a)s + K_a} \quad \dots\dots\dots (1)$$

5. 最適設計

以上の検討結果より最適設計問題を定式化する。乗り心地性能はばね上振動加速度 $\ddot{x}_2$ で、また消費流量は $|\dot{x}_b - \dot{x}_2|$ で評価できる。ここで x_b は、図4において、アクチュエータ下部の変位である。それぞれの性能を評価する関数を乗り心地性能については J_a 、消費流量については J_c を評価関数とし次式で定義する。

$$J_a = \sum \{ \ddot{x}_{2f}(n) + \ddot{x}_{2r}(n) \} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$J_c = \sum \{ |\dot{x}_{bf}(n) - \dot{x}_{2f}(n)| + |\dot{x}_{br}(n) - \dot{x}_{2r}(n)| \} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 x_{2f} 、 x_{2r} は前後輪上部のボディの変位であり、8自由度車両モデルのパラメータ x_2 、 ϕ_2 を使用して次のように表される。

$$x_{2f} = x_2 - (L_2 - L_{2f})\phi_2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$x_{2r} = x_2 + (L_2 - L_{2r})\phi_2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

J_a は、入力がランダムであることを考慮し、シミュレーション時間も十分な長さであるため、 $\ddot{x}_{2f}$ および $\ddot{x}_{2r}$ の周波数応答を積分したものに近い。また、 J_c について、消費流量は、値の大きなものに重みがかからず一定の評価を行う必要があると考えたため、値の絶対値をとっている。

また、乗り心地性能と消費流量を同時に最適化するための評価関数を次式で定義する。

$$J = J_a + r J_c \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 r は重み定数である。

5.1 設計パラメータの制約条件 実際のシステム設計では明らかに経験的な制約条件がある。これらの制約条件を定式化するとともに最適化を行うシステムへ制約条件として組込んでおく必要がある。

5.1.1 タイヤ接地性の拘束 ばね下共振周波数近傍でのダンピングが不足すると走行時にタイヤと路面の接地加重変動が増しタイヤのグリップ性能を低下させて走行安定性を損なう。これを防ぐため、ばね下減衰比 ζ_1 を一定量確保する必要がある。本システムのばね下減衰は式(1)で示される周波数依存特性を有しており、ばね下共振周波数近傍の10 Hz付近では下限値 $C_a C_v / (C_a + C_v)$ に近い。よって、必要な減衰比の下限値を $\zeta_1^* = 0.17$ とし、次の不等式拘束条件を課

すことにする。

$$\frac{C_a C_v}{C_a + C_v} \geq 2 \zeta_1^* \sqrt{M_1 K_1} \quad \dots\dots\dots (7)$$

5.1.2 スカイフックダンパゲインの拘束 スカイフックダンパ制御ではばね上質量に加速度センサを設置してこの信号を積分して速度信号を得ている。積分による定常オフセットの発生を防止するためフィルタを用いて対策しているが、ゲインをあげすぎるとばね上共振を抑えても高周波域で逆に振動が増す傾向になる。フィルタ性能にもよるが、スカイフックダンパの減衰比にも上限値 ζ_s^* を設けざるを得ないのが現状である。したがって C_s に関して次の拘束条件を課す。

$$C_s \leq 2 \zeta_s^* \sqrt{M_2 K_2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで $\zeta_s^* = 0.42$ とする。この制約条件は図4で示される2自由度モデルであるので、これを8自由度のモデルに組込むために M_2 を変更する必要がある。前後輪それぞれサスペンションにかかる静的な分配力をそれぞれ M_{2f} 、 M_{2r} として M_2 の代わりとして扱うこととする。

5.1.3 制御応答性の拘束 制御を確実なものとするため制御系の応答性の下限値を指定する必要がある。アクチュエータ系のカットオフ周波数の下限値を ω^* とすると次の不等式拘束条件を得る。

$$\frac{K_a}{C_a + C_v} \geq \omega^* \quad \dots\dots\dots (9)$$

ω^* は車両の代表的な固有値例えばヨー共振周波数程度に選ぶ。本研究では $\omega^* = 2\pi \times 1.3$ とする。

5.2 パラメータ最適化 本研究では最適化を以下のステップで行う。

1. 不等式拘束条件を等式拘束条件とみなしてシステムに組み込み評価関数を最小とする最適パラメータを求める。
2. 等式拘束条件とみなしたことの妥当性を確認する。

式(8)を等式とすることにより C_s が確定し、式(9)を等式とすることにより K_a が C_a と C_v の値で確定する。さらに式(7)を等式とすることにより C_a は次式で表される。

$$C_a = \frac{2 C_v \zeta_1^* \sqrt{M_1 K_1}}{C_v - 2 \zeta_1^* \sqrt{M_1 K_1}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

よって、設計変数となるのは C_v のみとなり、本研究では前後輪を考慮するため C_{vf} および C_{vr} の2設計変数の最適化となる。つまり、前後輪別々にパラメータの最適化を行う。 $r = 1.6$ における最適化の結果を図5に示す。図5から最適化の結果を読み取るとは

難しいので、最適値を中心に C_{vf} および C_{vr} に平行な面に投影し、最適値を J_{opt} とした場合に $(J - J_{opt})/J_{opt}$ で正規化したものを図6に示す。ここで、重み r を変化させることで乗り心地性能を重視した最適化や消費流量低減を重視した最適化を行うことができる。

本研究では、重み r について、1.0, 1.6, 2.4 の三つのパターンについて計算を行う。 $r=1.6$ の場合は、実際のサスペンション開発において試行錯誤的に求められた最適解に近いので、本研究ではこれを基準値とした。またそれぞれの場合の詳細な結果を表1に示

す。

さらに、 r と最適値 J_a と J_c との関係を図7に示す。この結果より、 r を変更した場合に、乗り心地性能と消費流量性能が単調に変化していることがわかる。

またこれらの数値結果に対して、等式拘束条件を適用したことについての妥当性を検討する。図8に $r=1.6$ の場合の最適パラメータを適用し、一つのパラメータを最適解の α 倍したときの評価関数 J の値の変化を示す。 C_{sf} , C_{sr} は $\alpha \leq 1$ の領域で、またそれ以外のパラメータについては $\alpha \geq 1$ の領域で単調であり、

Fig. 5 Result of optimization

(a) Front parameters

(b) Rear parameters

Fig. 6 Calculated results of criteria J

Table 1 Optimum parameter

r	C_{sf}	C_{sr}	C_{vf}	C_{vr}	C_{af}	C_{ar}	K_{af}	K_{ar}
1.0	1.74	1.76	1.97	2.62	2.46	1.88	36.20	36.75
1.6	1.74	1.76	2.51	3.15	1.94	1.68	36.35	39.43
2.4	1.74	1.76	2.98	3.68	1.73	1.56	38.47	42.78

attenuation constant : $kNsec/m$, spring constant : kN/m

Fig. 7 Relation between r and J_a, J_c

Fig. 8 Relation between J and design parameters

Fig. 9 Relation of r and ride feeling Fig. 10 Relation of r and energy consumption

等式拘束条件により求められた解が最適解であることが確認できる。このことより不等式拘束条件を等式拘束条件とみなしたことの妥当性が確認できた。

5・3 最適パラメータの特性 表1のパラメータを用いてランダム路面入力シミュレーションを行い、得られた結果をパワースペクトル解析することによってパワースペクトル密度を求めることができる。乗り心地性能と消費流量性能について、パワースペクトル密度を求める。

図9は、乗り心地性能について示しており、縦軸は前後サスペンション上部のボディ位置での上下加速度を足し合わせたもののパワースペクトル密度である。 r の変化と乗り心地性能は、5 Hz、10 Hzおよび20 Hz付近で関係性があるといえる。1 Hz付近の車両のばね上共振付近では、 r の変化に対して変化が小さい。

また、図10は、消費流量性能について示しており、縦軸は、前後サスペンションの $|\dot{x}_2 - \dot{x}_b|$ を足し合わせたもののパワースペクトル密度である。 r の変化に対して、すべての周波数領域ではほぼ同じレベルで変化していることがわかる。

6. 結 論

ランダム路面入力シミュレーションを用いてアクティブサスペンションの機構パラメータおよび制御パラメータについて最適化を行い以下の結論を得た。

(1) 8自由度ランダム路面入力シミュレーションを利用することにより、前後輪を同時に最適化するこ

とができ、より実物に近い設計を行うことができた。

(2) 機構系と制御系の計8変数に対して、適切な不等式拘束条件を用いることにより、設計変数の自由度を下げ、2変数の最適化により最適設計を行うことができた。

(3) 前後輪別々にパラメータの最適化を行うことによって、前輪ではパラメータの変化によって評価値が大きく変化するが、後輪では前輪に比べパラメータの変化による評価値の影響が小さいことがわかった。

(4) 評価関数で使用した重み変数の変化に対して、乗り心地性能では、一部の周波数領域において変化が見られ、消費流量性能では、すべての周波数領域においてほぼ同じレベルの変化が見られることが確認できた。

文 献

- (1) 浜平大・花村良太・荒木嘉昭・大屋勝敬, H_∞ 制御を用いた自動車のアクティブサスペンション接地荷重制御, 日本機械学会第6回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, (1999-3, 18, 19, 千葉).
- (2) Kim, W. and Won, S., Parameter Adaptive Gain Scheduling Control of an Active Suspension System, *Proc. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, (1998), 51-55.
- (3) 福島直人, ランダム路面入力シミュレーション手法による車両振動設計, 計算工学講演会論文集, 8-2 (2003), 463-466.
- (4) 山川新二, ISO/TC 108 自動車振動規格の動向—路面凹凸表示に関する規格を中心として—, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 851 (1985-5), 135-138.
- (5) 福島直人・入江南海雄・赤津洋介・佐藤正春・高橋俊春, 油圧アクティブサスペンションによる車両の振動制御, 機論, 57-535, C (1991), 76-80.