仮想ダイナミックダンパを用いたサスペンション制御*

竹 原 伸^{*1}, 則 次 俊 郎^{*2}

Suspension Control Using Virtual Dynamic Damper

Shin TAKEHARA and Toshiro NORITSUGU

In this paper we present a suspension control method using a dynamic damper that is virtually fixed to an unsprung mass. The current suspension control system achieves ride comfort in the low-frequency range, but not in the high-frequency range. We propose a suspension control method in order to improve ride comfort in the high-frequency range. From simulation results, it was clarified that control based on a combination of a virtual dynamic damper and a sky-hook damper improves ride comfort in a wide frequency range. We also derive applications for semi-active suspension including time delay.

Key Words: Vibration Control, Ride Comfort, Motion Control, Vehicle Dynamics

1. 緒 言

車両用サスペンションは路面変動に起因する振動を遮断して良好な乗り心地を確保することや、旋回時などに発生する車体姿勢変化を抑制する機能が要求される。サスペンションに要求されるこれらの機能を高める手段として、制御式サスペンションの研究開発が盛んであり市販車にも搭載されるようになった。その多くは、減衰力可変式ダンパにスカイフックダンパ制御を適用したセミアクティブサスペンションで、ばね上共振域の振動改善に効果が大きい。ばね上共振域の振動は、ばね上質量を剛体とする通常1 Hz 付近の振動でフワフワした振動として体感される。

一方、ばね上共振域よりも高い周波数領域は、減衰切換えによるショックや高調波成分の発生により振動特性の悪化が懸念される領域である。特に、ばね下質量を剛体とした10 Hz 付近のばね下共振域の振動はブルブルした振動として感じられ、乗り心地を悪化させる要因となる。このような高い周波数の振動特性を改善することはセミアクティブサスペンションにとつ

て重要な課題となっている⁽¹⁾⁽²⁾。

本論文では、ばね下に仮想のダイナミックダンパを設定した場合に作用する力をサスペンション制御に適用して、ばね下共振域を含む高い周波数領域での乗り心地改善について検討した。この結果、ばね下共振域の振動伝達特性を悪化させることなく高周波域の特性を改善することが可能となった。また制御遅れの影響や対応方法を考慮したうえでセミアクティブサスペンションモデルへの適用について検討し、スカイフックダンパ制御と併用すれば低周波から高周波域まで広い範囲で良好な乗り心地を確保できることがわかった。

2. ばね下振動の抑制

図1は、スカイフックダンパ制御を適用した車両の一輪モデルである。路面変位を X_0 、ばね下、ばね上変

Fig. 1 Vehicle Model

* 原稿受付 1996年3月22日。

^{*1} マツダ(株) (〒730-91 広島県安芸郡府中町新地3-1)。^{*2} 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

Table 1 Vehicle Parameters

Unsprung Mass	M_1	40 kg
Sprung Mass	M_2	420 kg
Tire Spring Rate	K_1	200000 N/m
Suspension Spring Rate	K_2	20000 N/m

Table 2 Damping Value

	C_s	C_2
Model-A	0	3000
Model-B	1000	2000
Passive	1000	0

(Ns/m)

位をそれぞれ X_1 , X_2 とすれば運動は次式となる。

$$M_1 \ddot{X}_1 + C_2(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_2(X_1 - X_2) + K_1(X_1 - X_0) = 0 \quad (1)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_2(X_2 - X_1) + C_s \dot{X}_2 = 0 \quad (2)$$

次に、路面から車体への振動伝達特性を次式とする。

$$H_s = \ddot{X}_2 / \ddot{X}_0 \quad (3)$$

図2は表1の設定値を用いて、サスペンション減衰 C_2 およびスカイフック減衰 C_s を表2に示す値にそれぞれ設定して振動伝達率 $|H_s|$ を比較した結果である。

スカイフック減衰のみ(MODEL-A)では、ばね下共振域(10 Hz 付近)以外での特性は良好であるが、ばね下共振域の特性が悪化する。スカイフック減衰とサスペンション減衰を組合せる(MODEL-B)と、ばね下共振域の特性は改善されるが、ばね上共振とばね下共振の中間の周波数領域と、ばね下共振よりも高い周波数領域での特性が悪化する。比較のため制御なし(Passive)を点線で示した。また f_s , f_u は、制御なしでのばね上、ばね下の共振周波数でそれぞれ 1.05, 11.79 Hz である。

図3は制御なしの仕様で C_2 を変化させた場合の振動伝達率の変化である。実線はばね下共振域付近での $|H_s|$ の極大値と C_2 との関係であり、 C_2 を大きくすれば振動伝達率を小さくできることがわかる。また点線は 50 Hz での $|H_s|$ と C_2 の関係で、高周波域の振動伝達率を小さくするには C_2 を小さくすることが必要であることを示している。

このようにサスペンション減衰 C_2 は周波数領域によって要求特性が異なり、ばね上共振よりも高い領域では、ばね下共振域を高減衰、それ以外の領域を低減衰の特性とすることが望ましい。またスカイフック減衰は、ばね上共振域でのみ高減衰となりそれ以外の周波数領域で低減衰となるサスペンション減衰を実現させている⁽³⁾。

ばね下にダイナミックダンパを設定すれば、ばね下

Fig. 2 Frequency Response of Model-A and B and Passive

 Fig. 3 Relations between $|H_s|$ and C_2

Fig. 4 Model-C

共振域でのみ作用する減衰特性になり、振動伝達率の改善に効果が大きい⁽⁴⁾。したがって、スカイフック減衰とばね下ダイナミックダンパを組合せると、振動伝達率のばね上共振域はスカイフック減衰で低減し、ばね下共振域はダイナミックダンパで低減させ、それ以外の周波数領域では減衰が作用せず、理想的な乗り心地を実現させることが可能となる。

図4は、スカイフックダンパ制御にばね下ダイナミックダンパを配置したモデル(Model-C)で運動は次式で示される。

$$M_1 \ddot{X}_1 + K_1(X_1 - X_0) + K_2(X_1 - X_2) + C_3(\dot{X}_1 - \dot{X}_3) + K_3(X_1 - X_3) = 0 \quad (4)$$

$$M_2 \ddot{X}_2 + K_2(X_2 - X_1) + C_s \dot{X}_2 = 0 \quad (5)$$

$$M_3 \ddot{X}_3 + C_3(\dot{X}_3 - \dot{X}_1) + K_3(X_3 - X_1) = 0 \quad (6)$$

次にダイナミックダンパの設計手順を示す。ダイナミックダンパはばね下に取付けられているため、ばね上振動の影響は小さいことから、図5に示すモデルとして扱い、ばね下変位を減衰させるようにダイナミックダンパを設計する。路面変位に対するばね下変位を

次式とすると,

$$H_U = X_1/X_0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(4)~(6)から, ラプラス演算子 s を用いて表現すると H_U は式(8)で示される.

$$H_U = \frac{K_1(M_3s^2 + C_3s + K_3)}{M_1M_3s^4 + (M_1 + M_3)C_3s^3 + [(M_1 + M_3)K_3 + M_3(K_1 + K_2)]s^2 + (K_1 + K_2)C_3s + (K_1 + K_2)K_3} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(8)に, ダイナミックダンパの設計手法として知られている PQ 点理論を適用する⁽⁵⁾. つまり, 質量 M_3 とばね K_3 が一定であるならば減衰 C_3 はいかなる値を与えても点 P, Q (図6)を通ることと, 二つの定点の $|H_U|$ を等しくするという条件より, 以下の式を導くことができる.

$$K_3 = \frac{M_1M_3(K_1 + K_2)}{(M_1 + M_3)^2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

質量 M_3 を定めれば, ばね K_3 は式(9)より求めることができる. 次に, 点 P, Q 近傍での最大値を小さくするように C_3 を設定する. ここでは, M_3 を M_1 の 1/10 として表3に示す値を設定しており, M_3 と K_3 で決定される共振周波数は 10.73 Hz となる.

この設定値で, 振動伝達率を計算した結果を図7に示す. ばね下にダイナミックダンパを設定しスカイフック制御を適用すれば, 低周波から高周波まで良好な特性となる. また, 図8はばね下変位を出力した結果であり, 制御なしと同等なレベルで変位を抑制している. ばね下変位はタイヤの接地力変動に関係し, 変動が大きいと車両の操縦性が不安定になる.

3. 仮想ダイナミックダンパ制御

3.1 制御ロジックと制御効果 ダイナミックダンパの付加は, 振動伝達率の改善には効果的であるが,

Fig. 5 Dynamic Damper Model

Fig. 6 Optimization of Dynamic Damper

ばね下にダイナミックダンパを配置することはレイアウト上の制約があり, 実用上の問題が大きい. ここでは, ばね下ダイナミックダンパと等価な機能を制御式サスペンションで実現させる仮想ダイナミックダンパ制御と, スカイフックダンパ制御を組合せたモデル (MODEL-D) を検討する (図9). 仮想ダイナミックダンパ制御力とスカイフックダンパ制御力をそれぞれ U_1 , U_2 と置けば以下の式となる.

$$M_1\ddot{X}_1 + K_1(X_1 - X_0) + K_2(X_1 - X_2) = -(U_1 + U_2) \quad \dots\dots\dots (10)$$

Table 3 Data of Dynamic Damper and Sky-hook Damper

M_3	4.0	kg
K_3	18181.2	N/m
C_3	120.0	Ns/m
C_s	3000.0	Ns/m

Fig. 7 Frequency Response of Model-C

Fig. 8 Unsprung Mass Displacement of Model-C

Fig. 9 Model-D

$$M_2 \ddot{X}_2 + K_2(X_2 - X_1) = U_1 + U_2 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$U_1 = -C_3(a\dot{X}_3 - \dot{X}_1) - K_3(X_3 - X_1) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$U_2 = -C_5 \dot{X}_2 \quad \dots\dots\dots (13)$$

式(6)を用いて U_1 を X_1 について整理すれば次式となり、ばね下振動を計測することで U_1 の目標制御力を算出できる。

$$U_1(s) = \frac{(C_3s + K_3)\dot{X}_1(s)}{s^2 + (C_3/M_3)s + (K_3/M_3)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

図 10 に、MODEL-D の振動伝達率を実線で示した。仮想ダイナミックダンパ制御と実際のダイナミックダンパ付加(破線)との相違点は以下のとおりとなる。

第 1 に、ばね下共振域では仮想ダイナミックダンパ制御が劣っており、制御なしと同等レベルになる。これは、実際のダイナミックダンパではマスの慣性力となる力が、仮想ダイナミックダンパ制御ではばね上に入力されるためと考えられる。

第 2 は、10 Hz よりも小さい中間の周波数領域では仮想ダイナミックダンパ制御が若干優れているのに対し、10 Hz 以上の高周波領域ではやや劣る特性を示す。これは、ばね下 (X_1) に対するダイナミックダンパ (X_3) の位相が、ダイナミックダンパの共振周波数を境に変化するため、図 10 のような特性になると推察される。

また、図 11 は MODEL-D のばね下変位を示した。ばね下変位は実際のダイナミックダンパ付加と同等の特性となっている。

一般的にはこのような相違点が見られるが、仮想ダイナミックダンパ制御は、高周波域の特性を改善する

という当初の目標を実現する効果的な制御方法であると考えられる。

3・2 仮想ダイナミックダンパ制御の遅れの影響と補償

車両の状態量をセンサで検知しコントローラで演算して制御する過程には遅れが存在する。遅れ要素は制御効果に悪影響を及ぼすだけでなく振動や異音になって顕在化することがある。遅れ要素の影響とその補償方法を考慮しておくことはシステム成立の必要条件であり、ここでは仮想ダイナミックダンパ制御での遅れの影響と対応について検討する。

3・2・1 遅れ要素の影響 遅れ要素を無駄時間 (T) と一次遅れ(時定数 τ) で表現すれば s 領域では次式で示される。

$$D_T(s) = \frac{e^{-Ts}}{1 + \tau s} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ここでは仮想ダイナミックダンパ制御に遅れ要素を加え以下のように設定した。

$$U_a(s) = U_1(s)D_T(s) \quad \dots\dots\dots (16)$$

U_1 を U_a に置き換え仮想ダイナミックダンパモデルに適用した場合の振動伝達率を図 12 の細線(Time Delay)で示す。ここでは、遅れ要素として無駄時間 T を 5 ms、一次遅れ時定数 τ を 10 ms に設定した。遅れ要素を含む場合の振動伝達率は特にばね下共振域の悪化が顕著になる。

3・2・2 制御遅れ補償 制御遅れへの対応にはさまざまな方法が考えられるが、ここでは対応を簡便にするためダイナミックダンパで適用したばね K_3 と減衰 C_3 の 2 個のパラメータのみを変更して遅れ補償を行う方法について検討する。

遅れ要素 D_T を補償するため K_3 および C_3 をそれぞれ K_a , C_a に変更したとき、算出される制御力を U_c とする。

$$U_c(s) = \frac{(C_a s + K_a)\dot{X}_1(s)}{s^2 + (C_a/M_3)s + (K_a/M_3)} \quad \dots\dots\dots (17)$$

式(14)、(17)より以下の関係が成立すれば遅れ要素 (D_T) を補償することができる。

$$U_c(s)D_T(s) = U_1(s) \quad \dots\dots\dots (18)$$

Fig. 10 Frequency Response of Model-D

Fig. 11 Unsprung Mass Displacement of Model-D

Fig. 12 Frequency Response of Model-E

式(18)を K_a , C_a について次式のように整理する。

$$L_1(s) = [D_T(s) - U_1(s)/M_3]s \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$L_2(s) = D_T(s) - U_1(s)/M_3 \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$[L_1(s) L_2(s)] (C_a K_a)^T = U_1(s)s^2 \quad \dots\dots\dots (21)$$

ω を角振動数, $j=\sqrt{-1}$ として, 式(21)に $s=j\omega$ を代入する。次に, n 個の周波数を選び実数部と虚数部に分けると次式に変形できる。

$$A_L (C_a K_a)^T = B_L \quad \dots\dots\dots (22)$$

A_L , B_L は以下のとおりである。ただし, Re , Im はそれぞれ実数部, 虚数部を表す。

$$A_L = \begin{bmatrix} \text{Re}[L_1(\omega_1)] & \text{Re}[L_2(\omega_1)] \\ \text{Re}[L_1(\omega_2)] & \text{Re}[L_2(\omega_2)] \\ \vdots & \vdots \\ \text{Re}[L_1(\omega_n)] & \text{Re}[L_2(\omega_n)] \\ \text{Im}[L_1(\omega_1)] & \text{Im}[L_2(\omega_1)] \\ \text{Im}[L_1(\omega_2)] & \text{Im}[L_2(\omega_2)] \\ \vdots & \vdots \\ \text{Im}[L_1(\omega_n)] & \text{Im}[L_2(\omega_n)] \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$B_L = \begin{bmatrix} \text{Re}[-U_1(\omega_1)\omega_1^2] \\ \text{Re}[-U_1(\omega_2)\omega_2^2] \\ \vdots \\ \text{Re}[-U_1(\omega_n)\omega_n^2] \\ \text{Im}[-U_1(\omega_1)\omega_1^2] \\ \text{Im}[-U_1(\omega_2)\omega_2^2] \\ \vdots \\ \text{Im}[-U_1(\omega_n)\omega_n^2] \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (24)$$

A_L の疑似逆行列 (A_L^+) を求めれば C_a , K_a を算出することができる。

$$A_L^+ = A_L (A_L^T A_L)^{-1} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$(C_a K_a)^T = A_L^+ B_L \quad \dots\dots\dots (26)$$

ここでは, 5 Hz から 15 Hz の周波数域を 20 等分した周波数を用いて計算した。表 3 のダイナミックダンパ設定値に対して遅れ要素 ($T=5$ ms, $\tau=10$ ms) に対応させた値は表 4 となる。

この遅れ要素を含む車両制御モデルに表 4 の値を用いて振動伝達率を計算すると図 12 の実線 (MODEL

-E) となり, 遅れによるばね下振動域の振動伝達特性の悪化を改善していることがわかる。

4. 可変ダンパ制御への適用

図 13 は, 仮想ダイナミックダンパ制御とスカイフックダンパ制御の併合制御をセミアクティブサスペンションに適用した場合のモデルである。3 章で示した制御力 U_1 , U_2 を演算により求め可変ダンパの減衰バ

ルブを制御することにより同等の効果を得ようとするものである。

以下に示す条件式のように目標制御力とサスペンション相対速度の符号を考慮しながら減衰係数 C_2 を逐次変更する。

$$(U_c + U_2)(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) > 0 \text{ の場合,} \\ C_2 = (U_c + U_2) / (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \quad \dots\dots\dots (27)$$

$$(U_c + U_2)(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) \leq 0 \text{ の場合,} \\ C_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (28)$$

図 14 はばね上固有減衰振動数 (1.1 Hz) で, 一定振幅 (1×10^{-3} m) の正弦波を入力 (X_0) としたときのば

Fig. 13 Virtual Dynamic Damper and Sky-hook Damper Model

Fig. 14 Semiactive Damper Model (1.1 Hz)

Fig. 15 Semiactive Damper Model (11.8 Hz)

Table 4 Data of Virtual Dynamic Damper (with Time Delay)

M_s	4.0 Kg
K_s	25265.2 N/m
C_s	487.5 Ns/m

Fig. 16 Semiactive Damper Model
(50 Hz)

ね上加速度 ($\ddot{X}_2$) である。破線で示した制御なしと比べ、実線で示した制御ありは、スカイフックダンパ制御の効果により振幅を抑制している。図 15 はばね下減衰固有振動数 (11.8 Hz) で同様の入力を与えた場合のばね上加速度である。ばね下振動の影響は制御なしと同等であり、振動レベルは十分に抑制されている。図 16 は同様に 50 Hz で同様の入力を与えたときのばね上加速度で、制御なしに比べ振動が改善されている。

このように、スカイフックダンパ制御と仮想ダイナミックダンパ制御を併用するとばね下振動の影響を悪化させることなく低周波から高周波域に至るまで、ばね上の振動特性を改善することが可能になる。

5. 結 論

仮想ダイナミックダンパ制御はばね下振動の影響を悪化させることなく高周波域の振動伝達率を改善する制御方法であり、スカイフックダンパ制御と組合せると優れた制御効果を実現する。制御遅れの影響はばね下振動域の振動伝達率の悪化として顕在化するが遅れの程度が所定範囲であればパラメータの設定値変更により遅れを補償することができ、圧電素子など高速アクチュエータの適用により実用化が可能であると思われる。

文 献

- (1) 堤康裕, 中野次郎, 林真琴, セミアクティブサスペンションの開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, 901, 901039, (1995-5), 169-172.
- (2) 竹原伸, 則次俊郎, シート制御による車両の乗り心地改善の研究, 機論, 61-589, C(1995), 3601.
- (3) Tagawa, Y., Komatsu, S. and Nagai, M., Suspension Control System Design by Model Matching Method, AVEC'94, 9438510 (1994-10).
- (4) 自動車技術会, 自動車工学ハンドブック, 設計編, (1991), 491-496, 自動車技術会.
- (5) 振動工学ハンドブック編集委員会, 振動工学ハンドブック, (1976), 145-148, 858-861, 養賢堂.