ボイスコイルモータによる車載用防振台のアクティブ制御*

栗田 裕^{*1}, 村岸 恭次^{*1}Active Control of Vibration Isolation System in Vehicle
Using Voice Coil Motors

Yutaka KURITA and Yasushi MURAGISHI

This paper describes active vibration control of a vibration isolation system in a vehicle. The system consists of eight rubber springs which support the deadload of a sprung mass and six voice coil motors for vibration control. In order that control force acts not only in the vertical direction but also in the horizontal direction, voice coil motors have been inclined 30°. To avoid mechanical interference among the motors, rubber springs have been inserted between moving coils and the sprung mass. The spring characteristics of the rubber springs and the moving coil masses produce second-order delays. The feedback control of the acceleration of the sprung mass damps the vibration isolation system. Our controllers function as integrators in a lower-frequency region, and in order to compensate the delays, they function as differentiators in a higher-frequency region.

Key Words: Vibration Control, Vibration Isolation, Damper, Voice Coil Motor, Rubber Spring, Vehicle

1. 緒 言

バッテリーを駆動源とする車載用の防振台には、軽量・コンパクトであることに加えて、電力消費が小さいことも求められる。荷台や積載物の自重をパッシブなばね要素で支えるようにし、振動分だけをアクティブ要素で制御するようにしたハイブリッド方式の防振台^{(1)~(4)}は、比較的小さなアクチュエータでも十分な制振性能が得られる上に、電力消費も小さくなる。前報⁽⁵⁾では、パッシブ要素として防振ゴム、アクティブ要素として電磁石を選び、車載用の防振台を開発した。

防振ゴムは、単に自重を支えるだけでなく、ばね下の高周波振動を効果的に遮断する。そこで、高周波領域では防振ゴムだけのパッシブな防振台でも十分な振動遮断性能が得られる。しかし、固有振動数付近の周波数領域では、共振現象によりばね下の振動を数倍から数十倍にまで拡大増幅してしまう。この共振現象を抑えるために、荷台の絶対速度のフィードバックを行い、電磁石をスカイフックダンパとして機能させた。

電磁石は、荷台に接触することなく、制御力を加えることができる。そこで、制御力方向以外の方向に、荷台や台車が運動しても何の反作用も荷台に及ぼさない。しかし、正負の制御力を発生するためには定常電流が必要なこと、また、電磁石の吸引力には負のばね特性があり、安定化して用いるためには変位のフィードバックが必要なことなどの問題点もある。そこで、今回は、定常電流がなくても正負の制御力を発生することができ、推力特性に変位依存性のないボイスコイルモータを用いて、振動制御することにした。

ボイスコイルモータは、推力方向以外の運動がリニアガイドなどで機械的に拘束されている。このため、この機械接触部を通して振動や衝撃が荷台に伝わってしまう。また、複数のボイスコイルモータを可動方向を変えて荷台に取付けると、荷台と台車の間の相対運動はすべて拘束されて振動遮断ができなくなる。そこで、ボイスコイルモータ可動部と荷台の間に防振ゴムを取付け、推力と直交する方向に逃げが生じる構造にした。しかし、推力方向にもばね作用が働き、このばね特性とボイスコイルモータ可動部の質量とで決まる局部的な共振が発生して、制御に悪影響を及ぼす。

本論文では、防振ゴムで支持した荷台上に生じる共振をボイスコイルモータを用いてアクティブに抑制す

* 原稿受付 平成6年9月16日。

^{*1} 正員, 神鋼電機(株)開発本部研究部 (〒516 伊勢市竹ヶ鼻町100)。

る方法について検討する。まず、防振ゴムとボイスコイルモータとからなり、荷台の剛体モードの振動を制御することができるハイブリッド方式の防振台の機械構造について説明する。また、制御対象である防振台の伝達特性つまりボイスコイルモータのパワーアンプへの指令電圧からセンサ出力までの伝達特性と、コントローラの周波数特性について述べる。次に、荷台側に取付けた加速度センサの信号をフィードバックして振動制御を行ったときの実験結果を示す。さらに、荷台の積載量が変化しばね上質量が変わったときの制振性能についても確かめる。

2. 実験装置

2.1 装置の概要 実験装置の概略を図1に示す。荷台および積載物の自重分を防振ゴムで支えるようにし、ボイスコイルモータでは振動制御力だけを与えるようにした。荷台と積載物の合計に相当するものとして、長さ420 mm、幅320 mm、板厚34 mmのステンレス製の厚板を用いた。ばね上質量は、ボイスコイルモータの可動部と取付ジグを含めて44.5 kgである。台車に相当するものにも、長さ500 mm、幅400 mm、板厚18 mmのステンレス製の厚板を用いた。この台車に相当する厚板の四隅に支柱を立て、その上に2個ずつ計8個の防振ゴムを取付けて、荷台を支えるようにした。

振動制御用のボイスコイルモータを6組、支柱と支柱の間に配置した。図1中の斜線部がボイスコイルモータを表している。推力が垂直方向だけでなく、水平方向にも働くように、鉛直軸に対して30°傾けて取付けた。図1に示した位置にボイスコイルモータを傾けて取付けると、水平面内の回転運動であるヨーイングモードの振動も含めて荷台の剛体モードの振動を6自

由度ともすべて制御することができる。しかし、複数のボイスコイルモータを可動方向を変えて荷台に取付けると、荷台と台車の間の相対運動はすべて拘束されて振動遮断ができなくなる。そこで、ボイスコイルモータの可動部と荷台との間に防振ゴムを取付け、推力と直交する方向に逃げが生じる構造にした。このとき、推力と直交する方向のばね特性は弱いほうがよいが、推力方向には十分に剛であることが望ましい。しかし、今回用いた防振ゴムでは推力方向のばね定数はあまり大きくなく、のちほど述べるようにこのばね特性によって局所的な共振が発生する。

このように取付けた6組のボイスコイルモータをそれぞれ独立に制御した。それぞれのボイスコイルモータに対応して、推力方向の加速度を検出するための加速度センサを荷台側に取付けた。加速度センサの信号をボイスコイルモータにフィードバックして、絶対速度に比例した制御力が荷台に働くように制御を行った。このフィードバック制御により、それぞれのボイスコイルモータは独立したスカイフックダンパとして働く。

今回の実験に用いたボイスコイルモータの諸元を表1に示す。ヨーク形状はE字形とし、中央の磁極にリニアガイドで可動コイルを取付けた。このボイスコイルモータは、前報で用いた電磁石とほぼ同等の制御力を発生する。電磁石を制御用のアクチュエータとして用いるには、0.5 Aの定常電流を必要としたが、ボイスコイルモータでは定常電流を流す必要がない。また、取付ジグも含めた制御装置としての質量は、1チャンネルあたり0.8 kgと前報で用いた電磁石の質量の約3分の1にすることができた。

2.2 制御対象の伝達特性 コントローラを設計するために、制御対象の伝達特性を測定した。パワーアンプへの指令電圧としてランダムノイズを入力し、1個のボイスコイルモータだけで荷台部を加振した。

図1 実験装置

表1 ボイスコイルモータの諸元

Thrust / current ratio	17.4N/A
Stroke	6mm
Time constant	0.85ms
Number of coil turns	296 (gross) 242 (net)
Coil resistance	10.4Ω
Pole size	75mm×25mm×2
Magnetic flux density	0.5T

このときのパワーアンプへの指令電圧から制御用の加速度センサの出力までの伝達関数を図2に示す。

図2のゲイン特性から、7~23 Hzの間と80 Hz付近、760 Hzに共振のピークがあることがわかる。このうち、7~23 Hzの間のピークは、荷台支持用の防振ゴムがばねとなり荷台部が剛体的に動く振動モードである。また、80 Hz付近の鈍ったピークは、ボイスコイルモータの可動部の質量とこれを荷台に取付けている防振ゴムのばね特性とで決まる局所的な振動モードである。推力方向のばね特性は本来十分に剛にする必要がある。しかし、今回用いた防振ゴムでは推力と直交する方向のばね定数を小さいものにするると推力方向のばね定数も小さくなり、このような局所的な振動を発生してしまう。また、高い周波数領域にある760 Hzのピークは、荷台部厚板の曲げ振動によるものである。

図2の位相特性をみると、7~23 Hzの周波数領域では、それぞれの固有振動数で位相遅れが生じているものの、反共振点で位相がまた回復していることがわかる。このことは、荷台部に取付けた制御用の加速度センサとボイスコイルモータの可動部との間にある防振ゴムが、この周波数領域では十分に硬く、センサとアクチュエータとがコロケート配置となっていることを表している。しかし、ボイスコイルモータの可動部が共振を起こす80 Hz付近の固有振動数では、位相がさらに180°遅れ、位相の回復もみられない。このことは、この周波数領域では防振ゴムのばね特性が無視できなくなり、センサとアクチュエータとがコロケート配置とみなしえないことを表している。また、100 Hzを超えた周波数領域で、位相はさらに遅れていく。表1に示したように、このボイスコイルモータの時定数は0.85 msであり、電気的な遅れの影響がこのあたりから始めている。

2.3 コントローラ特性 制御に用いたコントローラの周波数特性を図3に示す。ボイスコイルモータ可動部が共振を起こす80 Hzの固有振動数よりも低

い周波数領域では、コントローラに積分器としての特性を与えた。フィードバック信号である加速度センサの出力を積分することで、絶対速度に比例した指令値をパワーアンプに与えることとなる。また、重力加速度を積分するのを避けるために、このコントローラにDCカット機能をもたせた。そのために、3 Hz以下の低い周波数領域では積分器としての働きは失われている。ボイスコイルモータ可動部の共振周波数以上の領域では、荷台に加わる制御力はボイスコイルモータの推力から180°遅れてしまう。そこで、80 Hz以上の領域ではコントローラに微分特性を与えて、この180°の位相遅れを補償するようにした。また、この微分器の影響で、高周波領域でコントローラのゲインが大きくなっている。このため、フィードバックループを閉じたときに、荷台部の曲げ振動モードで発振した。この対策として、コントローラに760 Hzのノッチフィルタを付け加えた。また、積分特性領域と微分特性領域の境界付近では、比例特性を与えた。したがって、このコントローラの基本特性は加速度センサの出力をDCカットしてPID制御するものである。

このような特性をもつコントローラを用いた場合の開ループ伝達関数を図4に示す。荷台の剛体モードの固有振動数が現れている7~23 Hzの領域から100 Hzぐらいの領域まで、位相余裕は約90°である。した

図3 コントローラの周波数特性

図2 制御対象の周波数特性

図4 開ループ伝達特性

がって、この領域内で0 dBをよぎるようにゲインを調整すれば、ループを閉じたときもこのシステムは安定であり、各振動モードも大きな減衰をもつ。また、位相遅れが 180° となる周波数は200 Hzである。

3. 振動制御実験

3.1 加振方法と振動波形 台車をインパルス加

振し、台車と荷台の振動を測定した。垂直方向の振動特性を調べるときには、台車に相当するばね下のベース部分の一方をもち上げ、自由落下させて床面に衝突させインパルス状の外乱を加えた。ばね上とばね下の同じ位置に、加速度センサを上下方向に向けて取付け、振動加速度を検出した。また、水平方向の振動特性を調べるときには、台車部をハンマで水平方向に打撃し、

図5 ばね上とばね下の振動

図6 ばね上質量44.5 kgのときの振動伝達率

インパルス加振した。

このようにして測定したばね上およびばね下の振動の一例を図5に示す。加速度センサは長方形形状の荷台と台車の短辺の中央に、上下方向に向けて取付けた。このセンサ位置は、左右回転モードの節の位置にあたり、上下モードと前後回転モードの振動だけが現れる。図5(a)は、制御していないパッシブ防振台の振動を、図5(b)はスカイフックダンパによるアクティブ制御を付け加えたときの振動波形を表している。図5からわかるように、ばね下の台車部にはインパルス状の加速度が生じている。制御がないとき、ばね上の荷台部には固有振動数成分だけが伝わり、その周波数の振動が長く持続している。アクティブ制御をかけると、荷台部の減衰が大きくなり荷台の振動の整定時間は短くなっている。ばね下にインパルス状の加速度が加わった直後に、ばね上の振動加速度も最大値をと

るが、この振動は持続せずすぐに収束している。また、衝撃直後に生じている加速度の最大値も、アクティブ制御をかけると小さくなり、約5分の1になっている。

3・2 パッシブ制振性能 防振ゴムだけのときの

表2 固有振動数

Mode	Natural frequency	
	Sprung mass 44.5kg	Sprung mass 79kg
Bouncing	14.1Hz	11.4Hz
Pitching	20.8Hz	16.6Hz
Rolling	22.6Hz	17.9Hz
Longitudinal	7.4Hz	5.4Hz
Lateral	7.3Hz	5.3Hz
Yawing	10.0Hz	7.3Hz

図7 ばね上質量79 kgのときの振動伝達率

ばね下の振動からばね上の振動までの振動伝達率を図6に点線で示す。加振位置とセンサ取付位置を適切に選び、各方向の固有振動数がはっきりと現れるようにした。これらの図から読み取った固有振動数の値を表2に示す。ばね上質量が44.5 kgのとき、垂直方向の固有振動数は14 Hzから23 Hzぐらいまでの範囲内にあり、水平面内の並進や回転方向の固有振動数はさらに低くて7 Hzから10 Hzぐらいまでの範囲にある。ここでは、台車の長手方向を前後方向として表現した。

図6から、防振ゴムだけのパッシブな防振台でも、100 Hz付近の高い周波数領域では、十分な振動遮断性能をもっていることがわかる。振動伝達率は、固有振動数のピークを超えてから40 dB/decの傾きで低下していき、100 Hzでは-40~-30 dBとなっている。しかし、固有振動数付近では、振動伝達率はピークとなり、ばね下の振動を、5~10倍に増幅してばね上に伝えている。またDCに近い低い周波数領域ではゲインはほぼ0 dBであり、ばね下の振動はそのままばね上に伝わっている。

3・3 アクティブ制振性能 アクティブ制御をかけたときの振動伝達率を図6に実線で示す。防振ゴムだけのときには、振動伝達率は固有振動数でピークとなっていたが、アクティブ制御をかけることによりこのピークを20~30 dB低下させることができた。このことは、アクティブ制振装置の付加により、共振による過大な振動の発生を抑えることができることを表している。固有振動数付近以外の周波数では、アクティブ制振を付け加えても振動遮断性能はパッシブ防振台とほとんど変わっていない。基本的な振動遮断性能はパッシブな防振装置で得られ、パッシブな装置に発生する共振現象だけをアクティブ制振装置が抑えているといえる。図6から荷台の垂直方向の振動である上下方向、前後回転方向、左右回転方向の振動ばかりでなく、水平面内の振動である前後方向、左右方向および水平面内回転方向の振動も抑制されていることがわかる。

積載量が変わったときに、制振性能がどのように変化するかを調べるために、34.5 kgのおもりを荷台に追加した。このとき、ばね上質量は44.5 kgから79

kgと約1.8倍になっている。ばね上質量79 kgのときの振動伝達率を図7に、固有振動数の値を表2に示す。図7および表2からわかるように、ばね上の質量を1.8倍に増加させると、固有振動数は20~27%ほど低下する。しかし、このとき振動伝達率のピークの高さつまり共振倍率はほとんど変わっていない。振動伝達率の傾向は図6に示したばね上質量44.5 kgのときと同じような結果が得られた。おもりを載せたときもアクティブ制振により固有振動数における振動伝達率のピークはなくなり、共振現象を抑えることができた。

4. 結 論

本論文では、防振ゴムで支持した荷台上に生じる共振を、ボイスコイルモータを用いてアクティブに抑制する方法について検討し、次の結果を得た。

(1) 鉛直軸に対して30°傾けて荷台に取付けた6組のボイスコイルモータをそれぞれ独立のスカイフックダンパとして機能させることにより、荷台の剛体モードの共振を6自由度ともすべて抑制することができた。

(2) 荷台側に取付けた加速度センサの出力をフィードバック信号として制御に用いた。ボイスコイルモータ可動部の共振周波数以下の領域ではコントローラに積分特性を、共振周波数以上の領域では微分特性を与えることにより、荷台の絶対速度に比例した振動制御力を作り出すことができた。

(3) 荷台の積載量が増加し、ばね上質量が44.5 kgから79 kgと約1.8倍に変化しても、十分な制振性能が得られた。

(4) 定常電流を必要としないボイスコイルモータを用いて、定常電流0.5 Aの電磁石とほぼ同等の制振性能が得られた。また、制振装置の質量を、電磁石の場合と比べて約3分の1にすることができた。

文 献

- (1) 藤田・ほか4名, 機論, 56-523, C(1990), 628.
- (2) 岩田・内田, 機論, 57-534, C(1991), 382.
- (3) 鎌田・ほか3名, 精密工学会誌, 58-7(1992), 1155.
- (4) 崔・ほか3名, 機講論, No. 940-10(1994-3), 534.
- (5) 栗田・村岸, 機論, 60-569, C(1994), 57.