

## 磁気ばねを利用した除振装置の開発

## Development of Vibration Control Device using Magneto-spring

小島 重行<sup>\*1</sup>, 桑田 勝義<sup>\*1</sup>, 大下 裕樹<sup>\*1</sup>, 小倉 由美<sup>\*1</sup>, 藤田 悦則<sup>\*1</sup> (正員),  
辻 敏夫<sup>\*2</sup>, 戸高 孝<sup>\*3</sup> (正員), 榎園 正人<sup>\*3</sup> (正員), 金子 成彦<sup>\*4</sup>

Shigeyuki KOJIMA, Katsuyoshi KUWATA, Hiroki OSHIMO, Yumi OGURA, Etsunori FUJITA (Mem.),  
Toshio TSUJI, Takashi TODAKA (Mem.), Masato ENOKIZONO (Mem.), Shigehiko KANEKO

Positive and negative magneto-spring constants were created by regulating the periodic magnetic fields. The vibration isolating structure which combines the non-linear magneto-spring and the linear metal spring with oil damper and magnetic damper has the same effectiveness as a dynamic vibration reducer. The suspension system using magneto-spring can reduce effectively the vibration energy with a small stroke. The vibration control device using new types of magneto-spring and magnetic damper with the optimized aspect ratio is to be developed by analysis.

**Keywords:** Vibration control, Quasi-zero spring constant, Magneto-spring, Magnetic field analysis, Magnetic-damper.

## 1 緒言

従来、除振装置の減衰要素として、オイルダンパが一般的に用いられてきた。オイルダンパは共振点付近で発生する衝撃力の吸収、あるいは低周波の衝撃性振動の吸収のために用いられてきた。しかし、減衰係数を上げることにより、共振点以降の周波数域において振動吸収性が急激に悪化する。そこで振動と衝撃力の吸収性能を両立させるために、入力周波数を加味して振動の衝撃応答性からみて良い加減なところで設定してきた。

そこで、著者達が従来研究[1-5]してきた磁気ばねと磁気ダンパを用いた振動と衝撃力の吸収性能の両立に関する最適解を求める一つの方法について報告する。

## 2 磁気ばね付除振装置の特性

Fig. 1 は二極磁石の磁束分布を示す。Fig. 1 の丸印部分に生じる二極磁石の境界近傍に発生する強い磁力をばね要素として利用することを考えた。そこで、二極磁石を2個用いて対向配置し、二極磁石対とした。さらに単極磁石を中央部に配置し、単極磁石と二極磁石対の間でばね力を作った。そして、単極磁石と二極磁石対のギャップを2mm以下に設定することで、小さい磁石体積でも大きなばね定数を得られる磁気回路

**連絡先:** 小島 重行, 〒739-0038 広島県東広島市田口研究団地 3-1, (株) デルタツールリング開発部開発一課,  
e-mail: skojima@deltatooling.co.jp

<sup>\*1</sup> (株) デルタツールリング <sup>\*2</sup> 広島大学

<sup>\*3</sup> 大分大学 <sup>\*4</sup> 東京大学

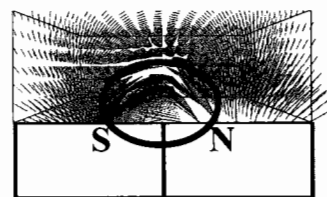
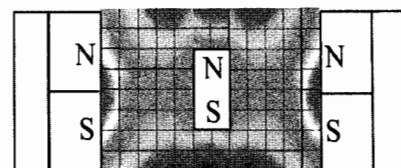
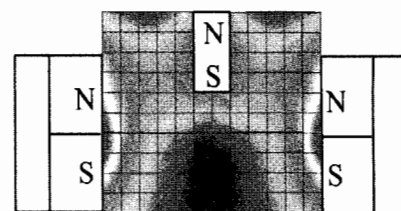


Fig. 1 Magnetic field gradient of leakage permeance.



(a) Neutral position (repulsion system)



(b) Upper and lower end position (aspiration system)

Fig. 2 Flux distributions.

[1-5]が設計できた。Fig. 2 は、上述の磁気回路の磁束密度分布を示す。Fig. 3 は、上述の磁気回路で作られる磁気ばねのばね特性を示す。ここで生じるばね力はFig. 2 に示した二極磁石対と単極磁石が相対運動によるものである。一組の二極磁石対と単極磁石の間では、ばね力は吸引力(上死点) - 反発力(平衡点) - 吸引力(下死点)が発生する。さらにこの磁気回路を、積層することにより、ばね力は周期的に変化するため、

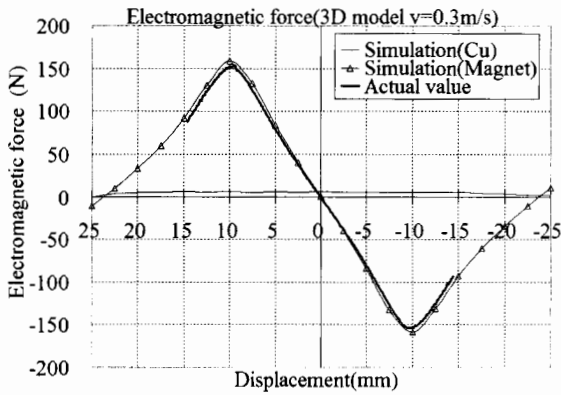


Fig. 3 Characteristics of magneto-spring with magnetic damper.

この一連の磁気回路を周期型磁気回路と呼ぶことにした。また、単極磁石と二極磁石対は不安定状態にあり、平衡点で静止することはない。これはアーンショウの定理[6]による、磁場において静止物体が安定的に浮上することは不可能であることを利用している。この不安定系を利用して、平衡状態で微小運動を常時発生させることを考えた。この微小運動は静止摩擦係数を動摩擦係数に変えるため、摩擦力によって発生する構造減衰による振動吸収性能の悪化を低減することが出来るとした。

2.1 磁気ばね・磁気ダンパ複合ユニット

Fig. 4 は、磁気ばね・磁気ダンパを組合せた複合ユニットを示す。本複合ユニットは、希土類磁石による二極磁石を Fig. 4 に示すように配列し、単極磁石が挿入された磁気ばねを作る磁気回路と、銅板が挿入された磁気ダンパを作る磁気回路の二つで構成される。二極磁石対は 3 つが平行に配置され、Fig. 4 の左側の二極磁石対は中央の二極磁石対に対して反発力が発生するように同極同士を対向させるように配置される（以後、この配置を反発系配置と呼ぶ）。一方、右側の二極磁石対は中央の二極磁石対に対して吸引力が発生するように異極同士を対向させて配置される（以後、この配置を吸引系配置と呼ぶ）。

これら二極磁石対は、除振装置のロアフレームに支持され、単極磁石と銅板は、除振装置のアッパーフレームに支持される。このロアフレームとアッパーフレームの間でフォークトモデルが構成される。単極磁石は反発系配置の中に挿入され、吸引力-反発力-吸引力を発生する磁気ばねとなり、銅板は吸引系配置の中に挿入され、鎖交磁界の中を運動することで減衰力が

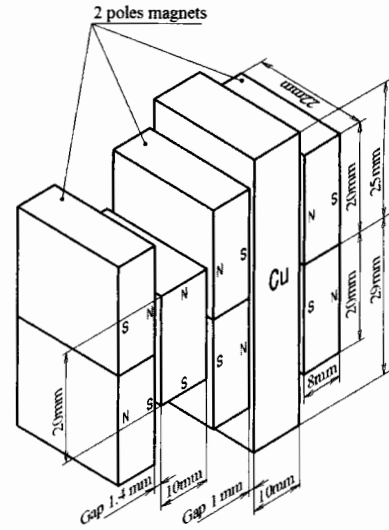


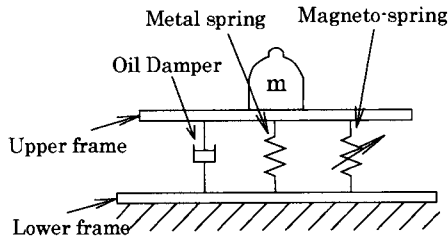
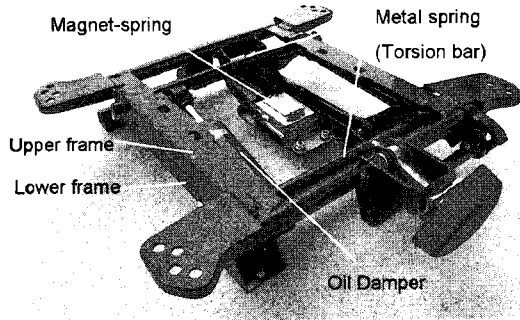
Fig. 4 Magneto-spring and magnetic damper combination model.

発生し、磁気ダンパとして作用する。したがって、本複合ユニットは除振装置のばねと速度依存の粘性ダンパとして機能する。

2.2 磁気ばねと磁気ダンパおよびオイルダンパを組み合わせた除振装置

Fig. 5(a) は、磁気ばねに負荷質量を支える金属ばね（トーションバー）を組み合わせ、ダフティング型のばね特性を作り、オイルダンパを付与した 1 自由度系の除振装置（以後、磁気サスと呼ぶ）である。Fig. 5(b) (c) は磁気サスの荷重-変位特性及び振動伝達率を示す。振動伝達率の計測条件を以下に示す。負荷質量  $m$  は 80kg（負荷質量と一体で動くアッパーフレームを含む可動部の質量は 3.4kg）、加振機によって発生する励振波形は 0.5~10Hz、片振幅 2.5mm 一定の正弦波で、ロアフレーム下部より上下方向加振を行った。加振機台上からの入力加速度に対するアッパーフレームを含む負荷質量の上下方向の加速度を加速度ピックアップによって計測した。

磁気サスは Fig. 5 (c) の丸印にて示すように低周波の共振域で特徴的な共振峰が生じた。一般的な除振装置では共振峰の前後では、ほぼ連続的に伝達率が変化するが、磁気サスは構造減衰によるクーロン摩擦力とオイルダンパの減衰力により、共振周波数に近づくまでは剛体となり、伝達率はほぼ 1 で推移した。そして共振周波数近傍に近づく、クーロン摩擦力と粘性減衰力に打ち勝つばね力の発生により、共振峰が現れた。尚、静的環境下では、中立位置において、正のばね定



(a) suspension system using magneto-spring with oil damper

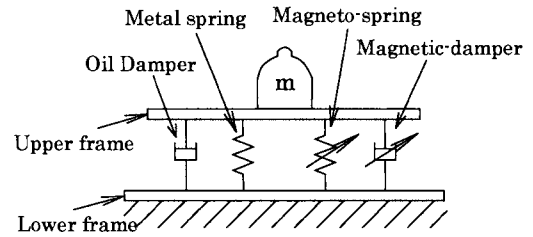
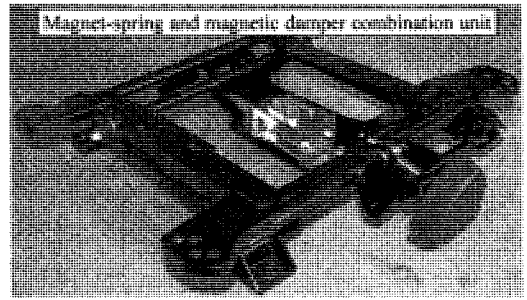
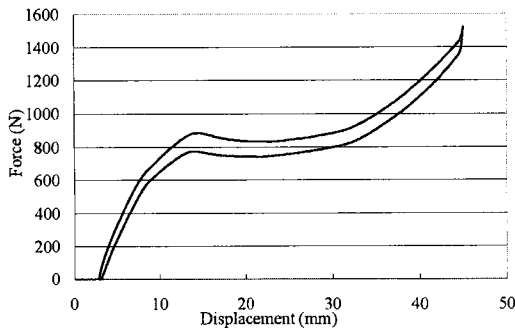
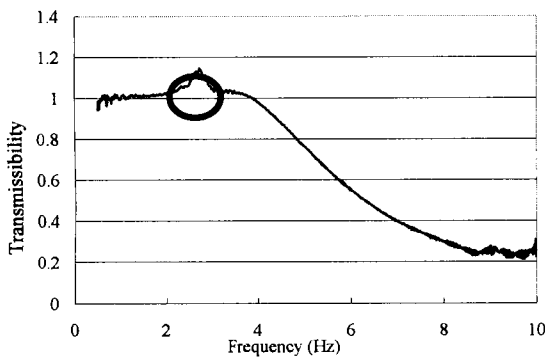


Fig. 6 Suspension system with oil damper using magneto-spring and magnetic damper.



(b) Characteristic of displacement-force



(c) Vibration transmissibility

Fig. 5 Characteristic of suspension system using magneto-spring with oil damper.

数を持つトーションバーと負のばね定数を持つ磁気ばねを重ねたばね定数は、その絶対値が等しいため、ゼロに近づく。一方、動的環境下では、外部振動入力、周期型磁気回路を介してばね力に変換され、負荷質量に微小振動が生じ、除振装置のクーロン摩擦によ

る摩擦力を減少させる。すなわち、リンク部に生じ構に内在するクーロン摩擦力を小さくし、共振点を過ぎたところでの振動特性が改善される。いわゆる周期型磁気回路は、外乱による振動エネルギーをトリガーにした静磁エネルギーを利用した自律型センサー・アクチュエータ機構を実現していると言える。

この減衰要素として用いられているオイルダンパは、衝撃力を減衰させるには効果的であるが、低周波から高周波にかけて、位相特性により振動吸収性を劣化させる。そのため、オイルダンパの減衰力を大きくして、振動と衝撃力の吸収性の両立を目指す場合、除振装置の適値である減衰比 0.2~0.4[7]の範囲より大きくすると、4Hz以上の振動吸収性能が悪くなり4Hz以上ゲインが1に近づいていく。そこで、振動吸収性能の更なる改善のために Fig. 6 に示す、トーションバースプリングとオイルダンパそして磁気ばね・磁気ダンパ複合ユニットを搭載した除振装置(以後、複合磁気サスと呼ぶ)の振動モデルを考案した。

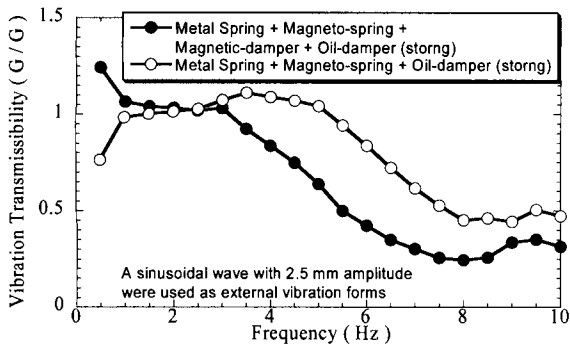
### 3 実験方法

オイルダンパの強弱・磁気ダンパの有無で減衰特性に差を設け、減衰力の大小による振動・衝撃性振動の吸収性の評価を行った。

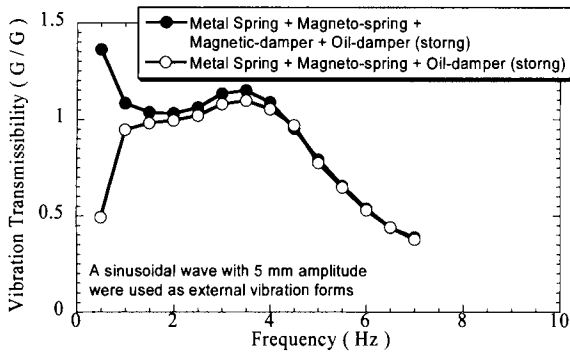
#### 3.1 振動吸収性の評価

##### 3.1.1 振動伝達率の計測方法

磁気サスあるいは、複合磁気サスを加振機上に取り

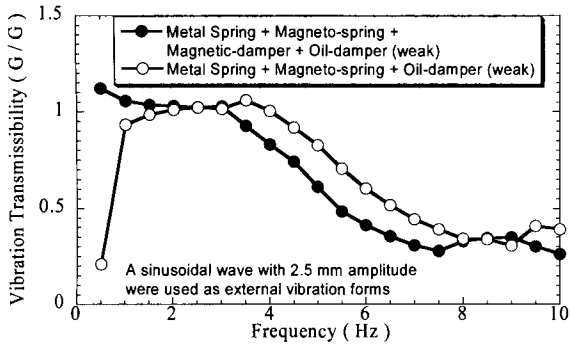


(a) 2.5mm amplitude

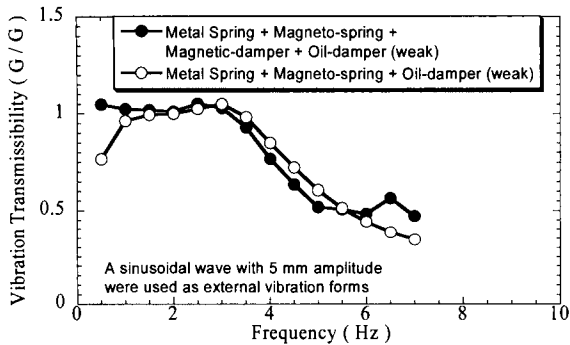


(b) 5.0mm amplitude

Fig. 7 Vibration characteristics of suspension system with magneto-spring, magnetic-damper and oil-damper.(strong)



(a) 2.5mm amplitude



(b) 5.0mm amplitude

Fig. 8 Vibration characteristics of suspension system with magneto-spring, magnetic-damper and oil-damper. (weak)

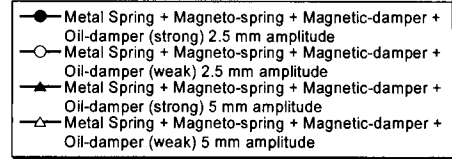
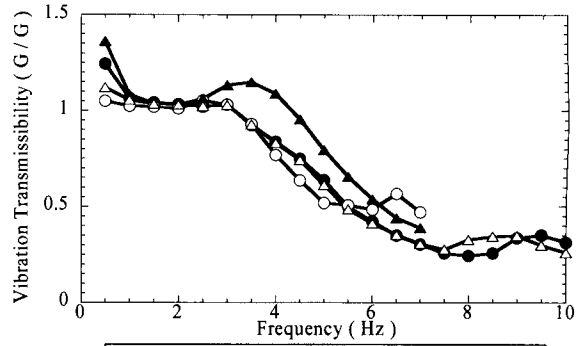
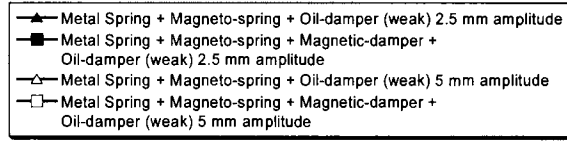
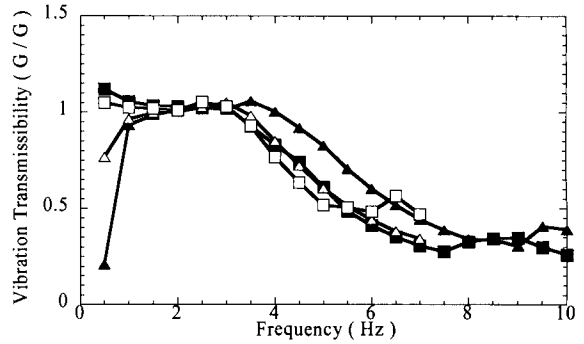
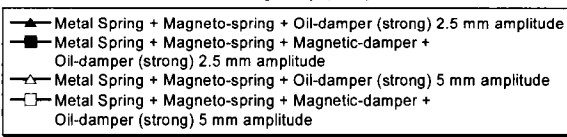
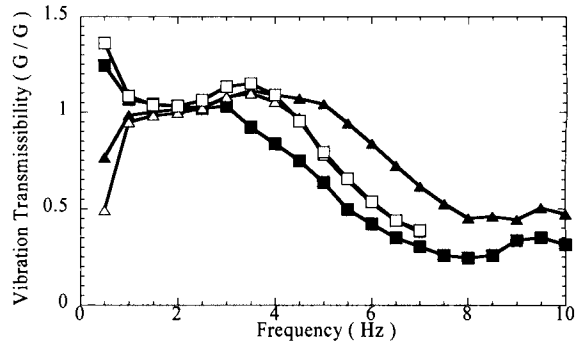


Fig. 9 Vibration characteristics of suspension system with magneto-spring, magnetic-damper and oil-damper.



(a) Oil-damper(weak)



(b) Oil-damper(strong)

Fig. 10 Vibration characteristics of suspension system with magneto-spring, magnetic-damper and oil-damper.

付け、負荷質量として 80kg を負荷し、0.5~10Hz、片振幅 2.5mm と 0.5~7Hz、片振幅 5mm の振幅一定の正弦波で 0.5Hz 刻みで励振した。アッパーフレーム上の加速度とロアフレーム上の加速度は、加速度ピックアップによって計測し、加速度伝達率を求めた。

3.1.2 リサージュ図形の計測による骨盤運動の評価

磁気サスあるいは、複合磁気サスにシートを取り付けた状態で加振機上に取り付け、シート上に被験者を着座させ、骨盤近傍に取り付けた加速度ピックアップから、上下方向正弦波加振を行った場合の骨盤の前後(横軸)・上下(縦軸)方向加速度を計測した。計測した各加速度値を用いてリサージュ図形を作成した。ここで加振機の励振波形は、4~8Hz、片振幅 2.5mm の振幅一定の正弦波である。また、オイルダンパを取り外した状態においても同様の計測を行った。

3.2 衝撃性振動吸収性の評価

衝撃性振動吸収性の測定は、ワンボックスカーの後部に磁気サスと複合磁気サスを取り付け、負荷質量 80kg とし、凹凸の多い一般道を時速 50km/h で走行を行い、アッパーフレーム上の加速度とロアフレーム上の加速度を加速度ピックアップによって計測した。尚、オイルダンパを取り外した状態においても測定を行った。

4 実験結果と考察

4.1 振動吸収性の評価結果

4.1.1 振動伝達率の評価結果

Fig. 7, 8 は、複合磁気サスと磁気サスのオイルダンパの強弱の差における振動伝達特性の差を示したものである。Fig. 7, 8 で示すように磁気ダンパが設けられた複合磁気サスの振動伝達特性からオイルダンパの強弱に係わらず、励振入力振幅 2.5mm 一定条件下の元で振動特性の改善に有効であることがわかった。一方、励振入力振幅 5mm 一定条件下では有意な差を示さなかった。また、Fig. 9 は、Fig. 7, 8 の励振入力振幅が 2.5mm 一定の時の複合磁気サスの振動特性は、オイルダンパ強弱に係わらず、同一の振動吸収特性を示した。一方、励振入力 5mm 一定の時の複合磁気サスの振動特性は、オイルダンパ強弱による差が認められた。

したがって、Fig. 10(b)に示されるように励振入力 5mm 一定の条件より大きな加速度が入力されるとき

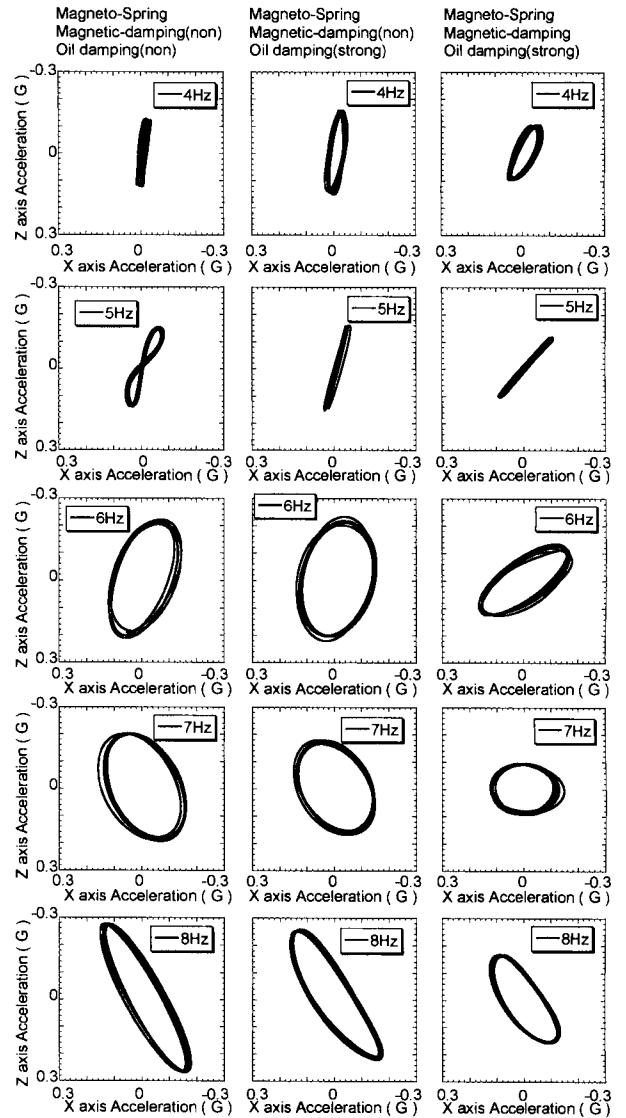


Fig.11 Lissajous figure of pelvis.

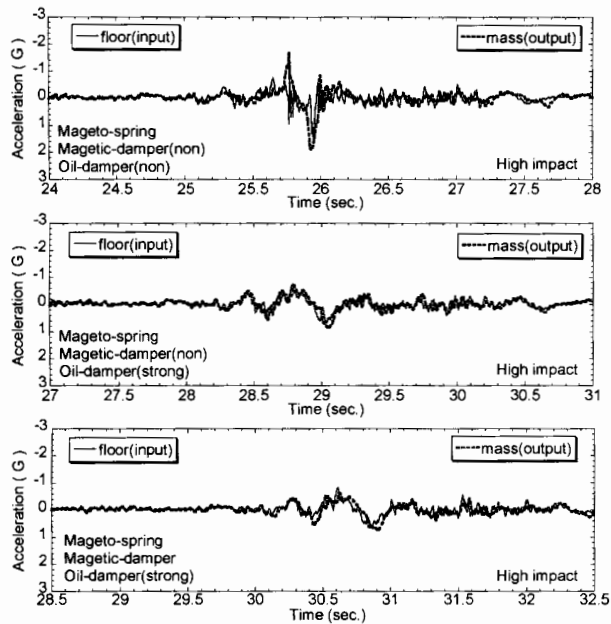
には、オイルダンパ強の場合は磁気ダンパの効果は認められず、2.5mm より小さい加速度が入力される時は振動吸収性能を向上させるのに役立つ。一方、Fig. 10(a)に示すようにオイルダンパ弱の場合には磁気ダンパが設定されると励振入力 2.5mm の場合、振動特性を悪くするが、5mm の場合ではその振動吸収性に差が認められない。したがって、複合磁気サスはオイルダンパ強にし、低周波の減衰には磁気ダンパの特性を利用した方が、その性能に有意な差が出ることを示唆された。これらは磁気ダンパによる速度制御の効果が表れたためであると考えられる。

また、振動吸収性の改善は磁気ダンパによる磁気サスの持つ共振点廻りの微小振動の速度制御性と関係があると思われる。磁気ダンパが微小振動の運動速度を低下させ、オイルダンパ取付部に存在するガタにより、

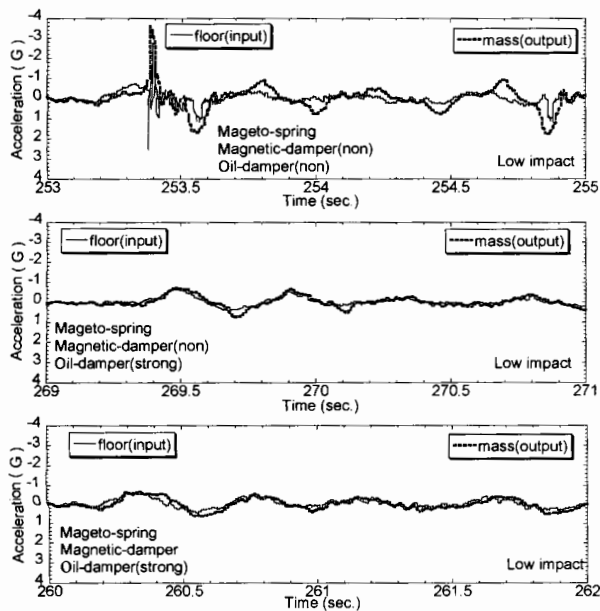
減衰力の上昇を抑えている可能性が示唆された。

#### 4.1.2 骨盤運動の評価結果

Fig. 11 は、得られた骨盤のリサージュ図形を示す。磁気サス・オイルダンパ無、磁気サス・オイルダンパ有と比較して、複合磁気サス・オイルダンパ(強)は、リサージュの膨らみが減少し、全域にわたって振動伝達特性の改善が図られている。



(a) High impact (1.5G)



(b) Low impact (1G)

Fig.12 Impact characteristics of suspension system (Actual car)

#### 4.2 衝撃性振動吸収性の評価結果

Fig. 12 は、衝撃性振動が入力された場合の磁気サス・オイルダンパ強の有無、複合磁気サス・オイルダンパ強の加速度時系列波形を示す。入力となる衝撃性振動は、高周波高加速度の最大加速度約 1.5G と低周波低加速度の約 1G の 2 種類の加速度条件を用いて比較を行った。高周波高加速度では、複合磁気サス・オイルダンパ強は磁気サス・オイルダンパ強と同等の高い衝撃性振動吸収を示した。また低周波低加速度の衝撃性振動環境下でも複合磁気サス・オイルダンパ強は同等の衝撃性振動吸収を示した。したがって、複合磁気サス・オイルダンパ強は高いレベルで振動吸収性と衝撃性振動吸収性の両立がなされていることがわかった。

#### 5 結言

磁気ダンパは、ダフティング型の非線形特性を持つ磁気サスの弱点である高周波高加速度の衝撃性振動の吸収性能をオイルダンパの減衰力を強くすることで改善し、また全身振動環境下における振動吸収性を損わずに、向上できることがわかった。

今後は、磁気サスおよび複合磁気サスの振動吸収性および衝撃吸収性に関する解析を実施し、設計パラメータの最適化を行う予定である。

(2010年7月12日受付)

#### 参考文献

- [1] Fujita E., Nakagawa N., Ogura Y., Kojima S., Vibration Characteristics of Vertical Suspension Using Magneto-Spring, *SAE Trans. J. Passenger Cars*, Vol.108, No.6, pp.2893-2908, 1999.
- [2] 藤田悦則, 中川紀壽, 小倉由美, 小島重行, 磁石ばねを利用した組合せ非線形ばねに関する実験的研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.645, pp.1445-1452, 2000.
- [3] Fujita E., Nakagawa N., Ogura Y., Kojima S., An Experimental Study for the Passive Control of Non-Linear Vibration Systems Using Magneto-Spring, *A-PVC'99*, Vol.1, pp.117-122, 1999.
- [4] 藤田悦則, 中川紀壽, 小倉由美, 小島重行: 救急車用防振架台の乗り心地と設計, 設計工学, Vol.35, No.12, pp.478-486, 2000
- [5] 藤田悦則, 中川紀壽, 小倉由美, 大下裕樹, 杉本栄治, 小島重行, 磁石ばねを利用した振動絶縁機構に関する実験的研究, 設計工学, Vol.36, No.3, pp.126-135, 2001.
- [6] S. Earnshaw, On the nature of the molecular forces which regulate the constitution of the luminiferous ether, *Trans. Camb. Phil. Soc.*, Vol.7 pp.97-112, 1842.
- [7] 國枝正春, 実用機械振動学, 理工学社, 1984.