磁石ばねを利用した振動絶縁メカニズムとその応用*

中川紀壽**, 藤田悦則***, 小倉由美***, 大下裕樹***, 小島重行***, 杉本栄治***

Mechanism of vibration isolation using a magnet-spring and its application

Noritoshi NAKAGAWA, Etsunori Fujita, Yumi OGURA, Hiroki OHSHITA,
Shigeyuki KOJIMA and Eiji SUGIMOTO

The mechanism of single-degree-of-freedom and six-degree-of-freedom vibration isolation is proposed. For the single-degreere-of-freedom vibration isolator, positive and negative magnet-springs were created by regulating the magnetic fields; a low-damping, passive vibration controller with a blind sector was then created by combining them with metal springs. Overall vibration is absorbed by the blind sector and magnet-spring, which automatically adjust the phases; the magnet-spring's resonance energy and shock vibration are absorbed by an oil damper. These passive vibration controllers were verified by experiments to have even greater vibration-absorbing properties than air-suspension or liquid-mount devices. Furthermore the six-degreere-of-freedom vibration isolator was constructed using magnet-spring and magnetic support device, and indicated the good characteristics of the tansmissibility.

Key Words: Vibration isolation, Vibration control, Magnet-spring, Combination spring, Nonlinear vibration, Quasi-zero spring constant, Vibration transmissibility

1. 緒 言

20世紀に日本が生み出した機能性材料である永久磁石は、外部の空間に磁束を安定して供給し、しかも磁界を発生するための電気エネルギーを必要としない。そのため、永久磁石を組み合わせて、ばねとして利用するとメンテナンスフリーで半永久的なばね構造が作り出せる。さらに近年、希土類永久磁石の高性能化が進み、小型のばね構造も可能となった。しかし、一般的には、高性能永久磁石の起磁力を利用した磁石ばね振動機構は、大きな共振ピークを持っている¹⁾ため、受動制御では振動絶縁が困難である。また、ばね定数の小さいところを利用すると大きな質量を支持することができない。そこで、任意に平衡点が選べる不感帯を有する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を実施し、その有効性と実用性を検証してきた。

この金属ばねを組み合わせた磁石ばね振動制御機構は、任意に平衡点が選べる幅が数十mmとなる不感帯を有し、金属ばねのばね定数と磁石を組み入れたリンク装置により、100kg前後の質量を支持できる機構となった²⁾。ところが、

この受動制御の振動機構は、衝撃性振動または高いマグニチュードの低周波振動に暴露されたとき、大きな動的変位を発生し、底付衝撃を引き起こす。そのため、底付衝撃を低減するためにオイルダンパを付与することとした³⁾。その結果、この磁石ばねを利用した受動制振装置は、人にとって蓄積疲労となり易い1~2Hzの振動に対しては、粘性減衰と固体摩擦力で振動伝達率を1.0近辺に抑え、人が敏感であり疲労を感じ易い3~8Hzの振動に対しては、不感帯とばね定数の小さい磁石ばねで振動伝達率を低く抑え、高周波の衝撃性振動は、オイルダンパにより、加速度を低く抑えることとなった。そのため、定常運動状態と急激な外乱の差を吸収できるようになり、実用化研究の対象も多様化している。しかし、磁石ばねの質量は、まだ数kgであり、コストと質量の低減が必要である。そのためには、充実したデータベースと簡便な計算法により、設計の最適化を図る必要がある。

そこで、ここでは、反発系磁石対による磁石ばねと新たに設計した磁気回路による磁石ばねにより磁石の質量とコ

原稿受付日 2003年1月30日

* ばね技術研究会2002年度秋季講演会にて発表

** 広島大学大学院工学研究科 (Graduate School of Engineering, Hiroshima University)

*** (株) デルタ ツーリング (DELTA TOOLING CO., LTD)

ストの低減を図る。さらに、磁石ばねの振動特性と振動の仕事から磁石ばねの共振による振動エネルギーを検証し、磁石ばねを組み込んだ振動絶縁装置などの応用例について示す。

2. 反発系磁石対による磁石ばね特性

残留磁束密度が1T以上の直方体状希土類永久磁石3個で磁気回路を構成し、空隙磁束を高密度に制御した反発系の3極磁石対磁石ばねを作製した。Fig. 1に対向面積が $70 \times 70 \text{ mm}^2$ 、厚さが10mmの3極磁石対磁石ばねと2極磁石対磁石ばねの各場合の静的平衡状態における空隙間磁束分布を示す。3極磁石対及び2極磁石対磁石ばねは、ともに空隙間の中心部に磁束を集中させたX型の強磁場をもつ。このX型の強磁場は、Fig. 1中に濃く表示されている個所である。3極磁石対磁石ばねのX型の強磁場は、2極磁石対のそれに比較して中央部に挿入されている磁石の磁界の影響によりその範囲が大きくなり、磁石間距離の離れた位置の反発力が増す。Fig. 2(a)(b)(c)は使用する磁石対の図式と3極磁石対と2極磁石対の荷重特性比較を示す。これにより、対向面積が $70 \times 70 \text{ mm}^2$ 、厚さが10mmの3極磁石対磁石ばねは、対向面積が $75 \times 75 \text{ mm}^2$ 、厚さが10mmの2極磁石対磁石ばねと実測値で比較して同等以上の反発力を出すことが分かる。すなわち、3極磁石対磁石ばねは、2極磁石対磁石ばねに比べて約13%の質量を低減することになる。

また、この磁石ばねの荷重特性を表す式は、

$$F_{mg} = k_1 x + k_3 x^3 \quad (1)$$

となり、 k_1 、 k_3 を定数とし、磁界と負荷質量との平衡点位置からの変位量 x により与えられる²⁾。Fig. 2(b)に任意の負荷質量に対するそれぞれの磁石間距離における平衡点での3極磁石対の荷重特性を表す。 F_{mg0} 、 F_{mg10} 、 F_{mg20} 、 F_{mg30} 、 F_{mg40} 、それぞれは、3極磁石対の平衡点における磁石間距離が50mm、40mm、30mm、20mm、10mmとなる場合を示す。この時、磁石ばねは、ダフティング型の非線形問題として扱えることになり、これらの式に k_1 、 k_3 を適用して計算することで、それぞれの平衡点における磁石ばねの振動特性を求めることができる。また、2つの磁石が相対運動することで生ずる電磁誘導による力 F_z^{ind} は、

$$F_z^{\text{ind}} = \frac{\nu}{4\pi\rho_0} \int_0^\infty \frac{1}{r} \left[\Phi(r, z_2) \frac{d\Phi(r, z_2)}{dz_2} - \Phi(r, z_1) \frac{d\Phi(r, z_1)}{dz_2} \right] dr \quad (2)$$

より与えられる¹⁾。ここに、 ν ：磁石が接近する速度、 ρ ：抵抗率、 r ：渦電流が流れる範囲の半径、 z_1 ：磁石下面から他方の磁石上面までの距離、 z_2 ：他方の磁石下面までの距離、 $\Phi(r, z)$ は、磁石中を渦電流が流れる半径 r で囲まれた領域内の磁束で、 F_z^{ind} は、磁石の厚さ $z_2 - z_1$ に依存する。

島津製作所製サーボパルサー（型式：EHF-EG50 KN-10L）により、速度が $0 \sim 0.1 \text{ m/s}$ で振幅が $1 \sim 10 \text{ mm}$ の条件下で磁石を励振したときの荷重特性をFig. 3に示す。式(2)あるい

Fig. 1 Flux distributions in static balanced state

(a) Schematics of magnet-spring with low amplitude vibration around the balanced point

(b) Force-displacement diagram

$$F_{mg0} = 3.0 \times 10^3 x + 6.5 \times 10^5 x^3$$

$$F_{mg10} = 6.0 \times 10^3 x + 1.3 \times 10^7 x^3$$

$$F_{mg20} = 1.0 \times 10^4 x + 3.2 \times 10^7 x^3$$

$$F_{mg30} = 2.3 \times 10^4 x + 8.0 \times 10^7 x^3$$

$$F_{mg40} = 5.5 \times 10^4 x + 4.0 \times 10^8 x^3$$

(c) Comparison of various magnet-spring constants

Fig. 2 Nonlinear spring characteristics of several magnet-springs for various numbers of alternate poles

は実験から求められた磁石の動きを妨げる電磁誘導による力は1000N前後の静的な復原力に対して、数十mNの大きさとなり、減衰係数には大きく影響を与えないことがわかる。

Fig. 3 Force-displacement diagram of a magnet-spring (Experimental results)

3. 磁石ばねの振動特性

Fig. 4 (a) ~ (d) は, Fig. 4 (e) (f) に示す荷重特性をもつ磁石ばねを減衰比が0.1であるFig. 4 (g) に示す構造体に組み込み, 変位励振による振動の仕事で磁石ばね一質量系に蓄えられている弾性エネルギーを表す. 尚, 入力条件は, 振幅一定で0.25~5.0mm, また, 弾性エネルギーの計算は3~8Hzまでについて行った. Fig. 4 (a) に示される入力振幅が2mmまでは無共振状態となるが, 入力振幅が2mmを超えると4Hz付近で共振し, さらに入力振幅が3mmを超えると分数調波共振も発生し非線形性が強くなる. Fig. 4 (b) に示される負荷質量17kgで平衡点における磁石間距離が30mm (F_{mg20}) の場合は, 入力振幅が3mmまでは無共振状態となるが, 3mmを超えるとFig. 4 (a) と同じ傾向にな

(a) 20mm (F_{mg30}) of the distance between repelled magnets

(b) 30mm (F_{mg20}) of the distance between repelled magnets

(c) 40mm (F_{mg10}) of the distance between repelled magnets

(d) 40mm (F_{mg10}) of the distance between repelled magnets with a blind sector composed of magnet-spring and metal springs

(e) Force-displacement diagram of magnet-spring

(f) Force-displacement diagram of a blind sector composed of magnet-spring and metal springs

(g) Experimental model

Fig. 4 Comparison of various vibration energies between sinusoidal excitation of 11 different amplitudes and various balanced points

Fig. 5 Typical wave forms of a subharmonic resonance

Fig. 6 Unresonance zone of magnet-springs

ることが分かる。Fig. 4 (c) に示される、負荷質量10kgで平衡点における磁石間距離が40mm (F_{mg10}) の場合は、入力振幅5mmまでの変位励振に対しては、磁石ばねは、負荷質量を小さくし、磁石間距離を広げていき、ばね定数の小さい所を平衡点とすることで、無共振状態を作れることが分かるが、入力振幅5mmを超えると共振の状態に移行していくことが予測される。これらの現象は、ばね定数は小さくなっているが負荷質量も小さくなっているため共振が起きにくくなっていることを示している。Fig. 4 (d) に示される負荷質量94kgで平衡点から負のばね定数となる金属ばねと平衡点における磁石間距離が40mm (F_{mg10}) の磁石ばねの合成ばねで不感帯を作る場合は、入力振幅が大きくなり合成ばねの非線形の範囲が復原力になっても、負荷質量が増大した分、共振周波数を小さくする。すなわち、ランダム波形による変位励振が入力される場合でも、金属ばねと磁石ばねの合成ばねでFig. 4 (f) に示す平衡点廻りのばね定数が0に近い範囲を大きくするように設計するか、あるいは設計の許容範囲を超える変位から減衰が機能する機構を設定するかで、無共振状態は維持できる。

Fig. 5は、平衡点の磁石間距離が20mmの場合で、入力振幅4mmで8.0Hz時の変位の時間的变化を示しているが、分數調波共振の特徴がよくでている。この磁石ばねを使用した制振機構は、減衰の小さい機構であることが分數調波共振

(a) Force-displacement diagram

(b) Relation between external rare earth magnets and internal ferromagnetic substance

Fig. 7 Force-displacement diagram of various positive and negative magnet-springs

の例からも分かる。磁石ばねを使用した減衰の小さい制振機構による振動の仕事から、共振のない状態で蓄えられる磁石ばねの弾性エネルギーの範囲を調べ、別の減衰機構により吸収する必要がある振動エネルギー量を求めることができる。そこで、Fig. 6は磁石ばねを使用した減衰の小さい制振機構を用いて、磁石ばねを復原力として使用した場合の減衰を必要としない振動エネルギーの量を振動の仕事 (Fig. 4) より求めたものである。○は共振していない磁石ばねのもつ弾性エネルギーを示し、●は共振している磁石ばねのもつ弾性エネルギーを示す。例えばオイルダンパを減衰要素として使用した場合は、この実験より求められた共振と非共振の境界要件から、オイルダンパの減衰力が設定できる。時刻及び変位の原点は、減衰が作用する瞬間とする。時刻零の時の速度を v_0 とし、負荷質量 M の運動が停止した時の変位を x とすると、負荷質量 M の運動エネルギーは、磁石ばねに蓄えられるエネルギーとオイルダンパにより減衰されるエネルギーの総和に等しくなる。なお、制振機構で吸収されるエネルギーは、制振機構の減衰が小さいため無視する。このとき、磁石ばねのばね力 P_{mg} 、オイルダンパの減衰力 F_d は、

$$\int_0^x F_d dx = - \int_0^x P_m dx + \frac{1}{2} M v_0^2 \dots \dots \dots (3)$$

で与えられる。従って、このオイルダンパの減衰力の設計方法により、本制振機構を共振が存在しない領域に誘導することができる。

4. 周期磁界形磁気回路による磁石ばね特性

Fig. 7は、異なる磁極間に、底面積 $10 \times 60 \text{ mm}^2$ の直方体状希土類永久磁石および同じ底面積をもつ比透磁率1.05の直方体状強磁性体を各々に対し0.1mmの隙でのすべり子による摺動構造で正弦波運動させた場合の荷重特性とばね定数 k_m を示す。なお、Fig. 7の荷重特性には、摺動抵抗により若干のヒステリシス特性があることが分かる。Fig. 7 (a)中に示されたaからgの各点は、Fig. 7 (b)に示す磁石および強磁性体の相対位置に対応する。残留磁束密度が1T以上の直方体状希土類永久磁石対の磁極NS間に残留磁束密度が1T以上の同じ磁石特性をもつ直方体状希土類永久磁石を中央部に挿入した場合（以後、挿入磁石と呼ぶ）、この挿入磁石による磁石ばねの荷重特性は、Fig. 7 (a)中のAで示すように線形近似したばね定数でみたときには不連続となり凸形に変化し、変位が $\pm 10 \text{ mm}$ の範囲で約 60000 N/m の正と負のばね定数の設定が可能となり、この磁石ばねの負のばね定数と金属ばねの正のばね定数を合成して不感帯を作る。また、残留磁束密度が1T以上の直方体状希土類永久磁石対の磁極NS間に直方体状強磁性体（鉄）を中央部に挿入した場合（以後、挿入強磁性体と呼ぶ）、

この挿入強磁性体による磁石ばねの荷重特性は、線形近似したばね定数でみたときには不連続となりFig. 7 (a)中のBで示すように階段状に変化し、Fig. 7中に示したb—c間

(a) Shaking magnet (rare earth magnet)

(b) Shaking ferromagnetic substance (iron)

Fig. 8 Flux distributions in the static balanced state

とe—f間の二カ所に不感帯の設定が可能となる。以下に、この現象を考察する。挿入磁石の磁化の方向は、外部磁界に影響されない。一方、挿入強磁性体の磁化の方向は外部磁界の方向と一致し、Fig. 7 (a)中に示される各相対位置で回転磁化により磁化の方向が変化する。Fig. 8 (a), (b)は、Fig. 7 (b)中に示されたbとfの各点での挿入磁石と挿入強磁性体によるそれぞれの磁石ばねの静的平衡状態における空隙間磁束分布の実測図を示す。この実測図の中で濃くハッチングされている領域は、漏れ磁場を示す。すなわち、磁化の方向が外部磁界の方向と一致し磁気回路が閉回路となる挿入強磁性体は、Fig. 8 (b)に示すように挿入強磁性体の上・下面で磁束の漏れは少ない。従って、磁界の切り替わり点で回転磁化が生じ、Fig. 7中に示すBのような荷重特性になる。これとは対照的に挿入磁石は、挿入磁石の上・下面で外部磁界の方向が異なるため、磁気回路が閉回路となり、磁束の漏れが少ない吸引系になる上面側と磁気回路が開回路となり磁束の漏れが多い反発系になる下面側

(a) Shaking magnet (rare earth magnet)

(b) Shaking ferromagnetic substance (iron)

Fig. 9 Force-displacement diagrams (experimental results) as a function of the distance

の2つの形態をもつのが分かる。そして、挿入磁石の側面部のa-d-g間の挿入方向の荷重特性は反発系となる。従って、挿入磁石は、Fig. 7中に示すAのような荷重特性を示す。また、Fig. 9 (a) (b) は、外部磁界を構成する空隙をもつ2極磁石の空隙間距離を変化させ、空隙の磁界分布を変えたときの荷重特性を示す。Fig. 9 (a) は、挿入磁石の場合を示し、磁石ばね定数は21404N/mから55100N/mまで、Fig. 9 (b) は挿入強磁性体の場合を示し、磁石ばね定数は、1273N/mから14707N/mまでの設定が可能となる。すなわち、この周期磁界形磁気回路の特徴は、非線形の荷重特性をもつ反発系の磁石対に対して線形性の荷重特性を作ることである。

5. 不感帯と磁石ばねを利用した制振モデル

磁石ばねは、力を非接触で伝達し、加えて磁場勾配の小さい方向で磁石の磁石間距離や対向面積を変えると効率の良い静磁エネルギーの力への変換が可能となるという特徴をもつ。磁石ばねを組み込んだ制振機構は減衰比が0.1の時、

(a) Analysis model of a parallel crank mechanism

(b) Experimental apparatus (EA1)

(c) Force-displacement diagram

Fig. 10 Experimental apparatus of a parallel crank mechanism and force-displacement diagram

振幅5mmの正弦波による変位励振で2Hz前後まではほぼ位相遅れが無く力を伝達し、復原性が高く、大きな共振ピークをもつが、高周波の変位励振ではすぐに逆位相となり制振性が高いという特徴をもつ。そこで、磁石ばねの共振ピークの出現を抑える不感帯をもつ磁石ばね制振機構を考案した。そして、異なる2つの減衰比をもつ実験装置により不感帯をもつ磁石ばね制振機構の振動絶縁性を検証する。Fig. 10は、不感帯と反発系3極磁石対磁石ばねを利用した制振機構（以後、EA1と呼ぶ）の振動モデル (a) と実験装置 (b) 及び負荷質量94kgで平衡点となる実験装置の静的荷重特性 (c) を示す。EA1は、同極の永久磁石対を平行クランク機構で拘束し、上下方向のみに移動できるようにしたモデルで、実験により求めた減衰比は0.1である。金属ばねは、不感帯を作るために平衡点から負のばね定数を作る。オイルダンパは、平行クランク機構の下側のクランクにトーションバースプリングを介して取り付けられており、平衡点付近

(a) Analysis model of a ball and roller bearing mechanism

(b) Experimental apparatus (EA2)

(c) Force-displacement diagram

Fig. 11 Experimental apparatus of a ball and roller bearing mechanism and force-displacement

Fig. 12 Comparison of several vibration transmissibilities

ではオイルダンパの作動量が小さく減衰が働かず、上死点及び下死点付近でオイルダンパの作動量が大きくなり減衰が始まるように設計されている。従って、衝撃性振動が入力すると、EA1の平行クランク機構が大きく上下運動し、式(3)より誘導される減衰力 $1000\text{N}\cdot\text{s/m}$ のオイルダンパがEA1の上下振動の運動エネルギーを低減する。すると、EA1は、運動エネルギーの低い状態となり、磁石ばねのばね定数の小さい線形部分のばね力と不感帯により振動絶縁する。さらに、Fig. 11は、同一の磁石特性で構成される固定磁石と挿入磁石からなる磁石ばねをころがり軸受で拘束し、金属ばねとの合成で不感帯を作った制振機構（以後、EA2と呼ぶ）の振動モデル(a)と実験装置(b)及び負荷質量 140kg で平衡点となる実験装置の静的荷重特性(c)を示す。実験により求めたEA2の減衰比は 0.04 である。Fig. 12は、各モデルの振動伝達率の実験値と計算値を示す。尚、実験値は、EA1の下端に振幅一定 0.25 , 0.5 , 1.5 および 2.5mm の正弦波で強制変位を与えた場合とEA2の下端に振幅一定 0.5 および 1.0mm の正弦波で変位励振を与えた場合の周波数特性であり、線形近似による解析値とよく一致している。また、質量 140kg で振幅一定 0.5mm と 1.0mm の正弦波による変位励振を与えた場合の液封エンジンマウントと負荷質量 94kg で振幅一定 2.5mm の正弦波による変位励振を与えた場合の従来のシート用エアサスペンションユニットの振動実験値も併せて示す。入力振幅が小さい場合は、摩擦力の影響で振動伝達率が高くなっているが、同一の入力条件下ではEA1, EA2共エアサスペンションユニットを超える振動絶縁性を持つ。また、EA1に比べて機構の減衰比が小さいEA2は、さらに高い振動絶縁性を持つことがわかる。尚、Fig. 13は、機構の減衰比が 0.04 であるEA2に負荷質量 140kg で振幅一定 1.0mm の正弦波による変位励振を与えた場合の荷重特性を示す。Fig. 12から不感帯を利用した磁石ばねによる制振装置は、減衰比を 0.1 から 0.04 にし、ばね定数

Fig. 13 Force and displacement diagrams of a ball and roller bearing mechanism (experimental results) Excitation by a sinusoidal wave with 1.0 mm of displacement amplitude

を小さくすることで、 1Hz から相対変位が発生し、さらに振動絶縁性を向上できることが分かる。そして、Fig. 11に使用した質量が 0.368kg となる挿入磁石による磁石ばねは、Fig. 10に使用した質量が 0.735kg となる2極磁石対に対して

Fig. 14 Force-displacement diagram of a parallel crank mechanism (experimental results)

(a) Analysis model of a soft spring (EA3)

(b) Force-displacement diagram (Experimental results)

Fig. 15 Experimental apparatus (EA3) of a soft spring model and force-displacement diagram

使用する永久磁石の質量が半減し、さらに効果は小さくなっている。

Fig. 14は、サーボバルサに組付けた機構の減衰比が0.1であるEA1の下端に、周波数1Hzで振幅が1.0mmから25.0mmの正弦波で強制変位を与えたときの荷重特性を示す。そして、粘性減衰と固体摩擦の影響を検証するために周波数15Hzで振幅一定1.0mmの正弦波により強制変位を与えた場合の荷重特性も示す。周波数が15Hzの場合、粘性減衰が励振速度の上昇と共に上昇しているのがわかる。

6. 回転磁化を利用した磁石ばねの制振モデル

Fig. 15は、回転磁化を利用した磁石ばねで作られた不感

Fig. 16 Comparison of vibration transmissibilities of a soft spring model and a engine mount contating liquid by several inputs (experimental results)

Fig. 17 Mechanism of spring model

帯をもつ軟性ばねによる制振機構のモデル（以後、EA3と呼ぶ）と荷重特性を示す。Fig. 16は、EA3と液封エンジンマウントの制振モデルの下端に負荷質量140kgで振幅一定0.5, 1.0, 1.5mmおよび2.5mmの正弦波による変位励振を与えた場合の振動伝達率の実験値を示す。これより、Fig. 15 (b) 中に示すP1, P3の二カ所の不感帯を持つEA3は、平衡点がP1, P3にある場合は無共振状態となるが、P2に平衡点がある場合でも入力振幅がP2部のばね定数が作用する範囲を超え、不感帯を利用できると、Fig. 16中に矢印で示すように共振点廻りの振動伝達率を低減でき、液封エンジンマウントと比較して、良好な振動伝達率を達成していることがわかる。

7. 永久磁石ばねを用いた6自由度振動絶縁装置の振動特性

ばねモデルの構造をFig. 17に示す。ばねモデルは、磁石ばね①と金属ばね②を、並列に組み合わせた構造をしている。磁石ばねの磁石は、ネオジウム・鉄・ボロン磁石を使用している。磁石ばね①は、外側磁石③と、内側磁石④か

ら構成されており、外側磁石③はモデルに固定され、また内側磁石④は可動軸⑤に連結されている。内側磁石④が外側磁石③の間を移動するとき生じる反発力と吸引力を利用して、ばね特性を作り上げている。外側磁石は可動軸に垂直な方向に磁化していて、2極構造となっている（以後、この磁気回路を周期磁界形磁気回路と呼ぶ）。Fig. 18は、本研究で用いたばねモデル、磁石ばね、金属ばねの荷重-変位特性をそれぞれ示す。磁石ばねの内側磁石（ $40 \times 20 \times 10 \text{ mm}$ ）と外側磁石対（ $50 \times 40 \times 15 \text{ mm}$ ）の、それぞれの可動軸方向長さの中心が合った位置を0mmと設定した。非線形な荷重-変位特性の磁石ばねと、線形な荷重-変位特性の金属ばねを並列に組み合わせることにより、ばねモデルに、任意の変位部分（使用領域）でのみ、ばね定数が零に近づき、それ以外の変位領域では正のばね定数を有して外力の支持を行い、振動制御には最適と思われる荷重-変位特性を持たせることができた。

Fig. 19は本研究で開発中の、6自由度振動絶縁装置である。緒言で述べた通り、本装置は、受動制御と能動制御をハイブリッドに組み合わせた構造となっており、架台①とばねモデル②、磁石式支持装置③の他、ボイスコイルモータから成る。

Fig. 20は受動制御部のみでの除振実験を行った場合の結果である。入力振幅を1.5mmとして、測定を行った場合の振動伝達率-周波数特性である。約1.4Hz付近で共振ピークが生じているが、約2Hzより上の周波数帯域の振動に対しては、振動伝達率が1以下となり、図には示していないが、

Fig. 18 Force-displacement characteristics

Fig. 19 Vibration isolator of six-degree-of-freedom

Fig. 20 Vibration characteristic

10Hzまでの周波数範囲で良好な振動特性となることがわかった。

8. 結 論

磁石ばねを利用した1自由度および6自由度振動絶縁の開発研究を行った。磁場を制御することで正と負の磁石ばねを作り、その正・負の磁石ばねと金属ばねを組み合わせることで不感帯をもつ減衰比の小さい受動制振装置を作った。得られた結果を要約すると次のとおりである。

1. 反発系の3磁石対磁石ばねは、中央部に組み込まれた直方体状磁石によりX型の強磁場の範囲が広がり、永久磁石の質量が反発系の2極磁石対に比べて約13%軽減した。
2. 挿入磁石及び挿入強磁性体と空隙のある2極磁石による磁石ばねは、永久磁石の質量が反発系の2極磁石対に比べて半減した。
3. 中央部に空隙のある残留磁束密度が1T以上の2極磁石に直方体状強磁性材料（鉄）を挿入する回転磁化を利用した磁石ばねの荷重特性は、線形近似したばね定数でみたときには不連続となり階段状に変化した。そして、2極磁石の空隙寸法を変えて、1273N/mから14707N/mまでの正と負のばね定数が設計できた。そして、二カ所の不感帯の設定が可能となり、軟性ばねを作ることが出来た。

周期磁界形磁気回路を用いた、6自由度振動絶縁装置において

4. 受動制御部のみ作動した場合において、共振ピークは発生するが、約2Hz以上の周波数帯域の振動に対しては、良好な除振効果を得ることができることがわかり、アクチュエータを用いた能動制御を組み合わせることにより良好な制御効果が期待できる。

参考文献

- 1) Fujita, E., Ogura Y., Sakamoto Y., Honda S., New Vibration System Using Magneto-Spring, SAE Trans. J. Passenger Cars, 106, (1997), 2622.
- 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, 66, 645 (2000).

- 1445.
- 3) Fujita E., Nakagawa N., Ogura Y. and Kojima S., Vibration Characteristics of Vertical Suspension Using Magneto-Spring, SAE paper1999-01-1781, (1999), 1003.
- 4) 防振ゴム研究会編, 新版防振ゴム, 現代工学社, (1998), 405.