

制振合金を利用した動吸振器の開発

著者	岩田 佳雄, 小松? 俊彦, 浅沼 春彦, 北山 弘樹
著者別表示	Iwata Yoshio, Komatsuzaki Toshihiko, Asanuma Haruhiko, Kitayama Hiroki
雑誌名	日本機械学会論文集
巻	84
号	863
ページ	18-00124
発行年	2018
URL	http://doi.org/10.24517/00052898

doi: 10.1299/transjsme.18-00124



制振合金を利用した動吸振器の開発

岩田 佳雄^{*1}, 小松崎 俊彦^{*2}, 浅沼 春彦^{*2}, 北山 弘樹^{*2}

Development of dynamic damper using damping alloy

Yoshio IWATA^{*1}, Toshihiko KOMATSUZAKI^{*1}, Haruhiko ASANUMA^{*1} and Hiroki KITAYAMA^{*1}

^{*1,*2} Kanazawa Univ., Faculty of Mechanical Engineering
Kakuma-machi, Kanazawa 920-1192 Japan

Received: XXXX; Revised: XXXX; Accepted: XXXX

Abstract

If damping alloy is used as structural material, a structure with high damping performance can be produced and its vibration and noise can be reduced. Damping mechanism of the damping alloy is to convert vibration energy into thermal energy. The damping performance of the damping alloy is not as good as it is used in a dynamic damper. This paper proposes a method of enlarging equivalent loss factor of a damping alloy spring by using a negative spring constant and it is confirmed that the equivalent loss factor of a damping alloy cantilever becomes large by the attraction force of magnet used as the negative spring constant. Optimal design of the dynamic damper which consists of the damping alloy cantilever and a pair of magnets is explained. The vibration suppression effect due to the dynamic damper is demonstrated by means of measuring the compliance and the time history response by impact excitation. The vibration suppression effect depends on the vibrational amplitude due to nonlinearity of the attraction force of magnet but can be sufficiently expected in comparison with the case without the dynamic damper.

Keywords : Damping, Dynamic damper, Damping alloy, Optimal design, Nonlinearity

1. 緒 言

制振合金は一般の金属に比べ減衰能力が高く、構造用材料として使用するならば金属材料よりも減衰性能の大きな構造物を製作することができ、その振動・騒音を低減することが可能となる(前, 1989, 長松, 2008)。制振合金の減衰機構は内部摩擦によって振動エネルギーを熱エネルギーに換えるものである。このため制振合金の減衰モデルとして材料減衰を適用するのが一般的であり、このとき減衰性能は損失係数によって表される(五十嵐, 2001)。この減衰性能は高分子系の制振材料と比べると小さく、また振幅、振動数、温度に依存することが知られている。

本報では大同特殊鋼株式会社製の D2052 を使って動吸振器を製作したことについて報告する。これは双晶型の制振合金で、双晶間の摩擦によって振動エネルギーを吸収するものである。一般に制振合金は動吸振器の減衰要素として用いるには損失係数が小さく、動吸振器への適用は困難と考えられ、実際に動吸振器に用いた例はないようである。そこで本報では制振合金のばねを持つ 1 自由度系の減衰性能を向上させる方法を提案し、これによって制振合金から構成される動吸振器が製作可能になることを実証する。

2. 制振合金の減衰性能

本報では動吸振器のばねダンパ要素として制振合金を使用する。まずは制振合金の減衰性能を調べるため、図

1のように水平面内で振動する片持ちはり系を製作した。後にこれを動吸振器として使用した。厚さ2mmの制振合金の板材から長さ180mm、幅20mmのはりを切り出し、この一端を固定して長さ150mmの片持ちはりを製作、固定端から120mmの位置に質量123gの鋼製の錘を固定する。片持ちはりの先端を弾くことによって自由振動させ、はり先端から5mmの点をレーザー変位計にて測定し、はりの振動変位を測定した。図1中の磁石のない場合の振動変位を図2に示す。この波形の極大値と極小値から得られるp-p振幅を求め、それらの周期毎の比から減衰比を算出した(岩田他, 2017)。なお最初の極小値は加振の影響が出ていたのでこれを除いた。求められた減衰比を2倍したものを損失係数の値とし(長松, 1993), p-p振幅と損失係数の関係を表したものを図3に「磁石なし」の線で示す。図からわかるように振幅が小さくなるにつれて損失係数もわずかに小さくなり、振幅依存性があることが確認できる。

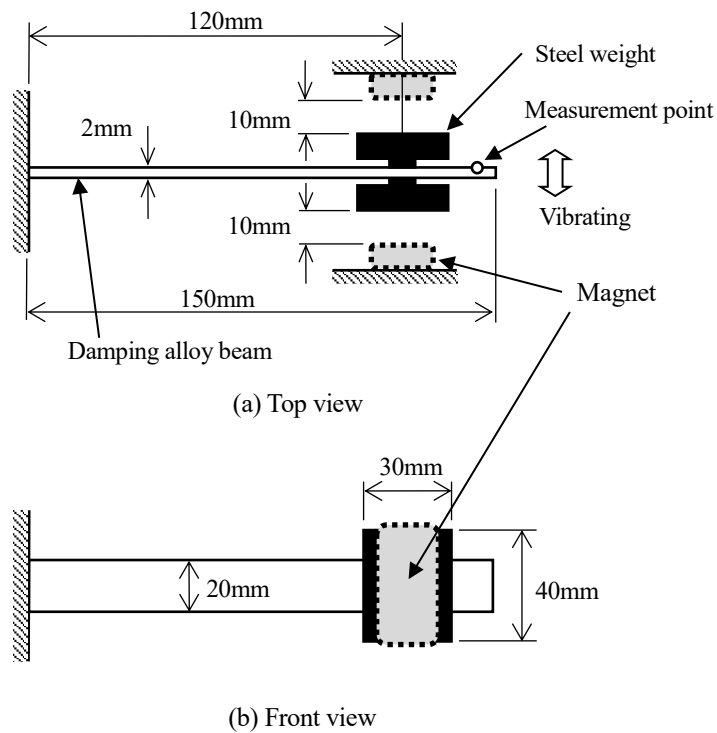


Fig.1 Cantilever consisting of damping alloy beam and steel weight

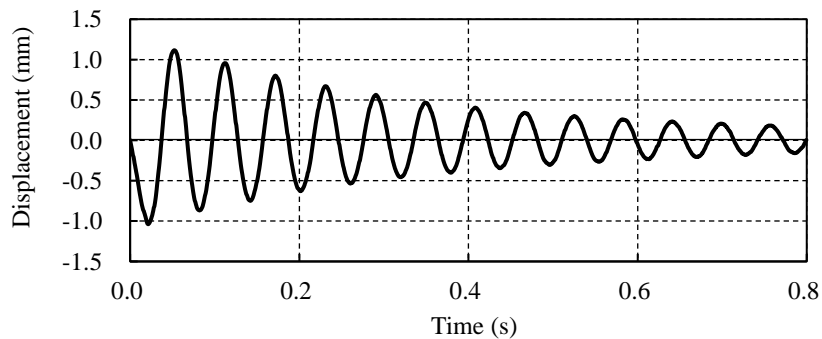


Fig.2 Free vibration wave of damping alloy cantilever

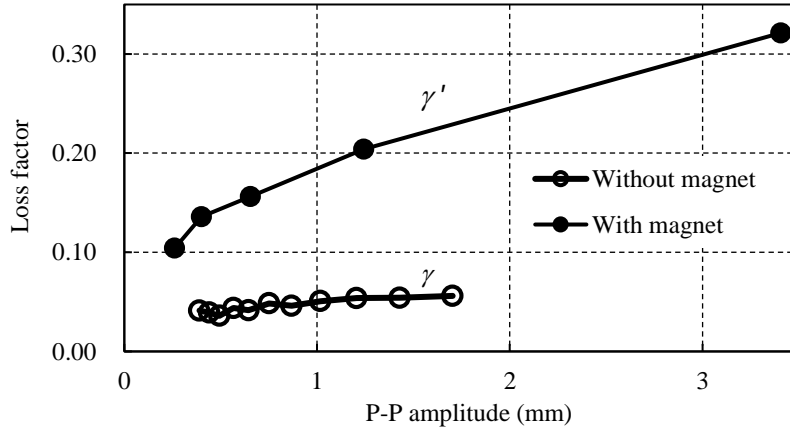


Fig.3 Relationship between loss factor and p-p amplitude. The loss factor of "With magnet" is larger than that of "Without magnet" and the loss factor becomes large with increasing of the p-p amplitude.

つぎに図 4 のように質量 m ，制合金ばね $k_1(1+j\gamma)$ ，および付加ばね k_2 から構成される系を考える．ここで k_1 は制合金ばねのばね定数， γ はその損失係数， k_2 は付加ばねのばね定数である．この系の運動方程式は式(1)のように表される．

$$m\ddot{x} + (k_1 + k_2)(1 + j\gamma')x = 0 \quad (1)$$

ここに，

$$\gamma' = \frac{k_1\gamma}{k_1 + k_2} \quad (2)$$

γ' はこの 1 自由度系の等価損失係数となる． γ' の式から付加ばね k_2 を追加すると等価損失係数は小さくなるので減衰性能も小さくなることがわかる．しかし， k_2 が負であれば，逆に減衰性能が大きくなることがわかる．このことを確かめるため図 1 の錘の両側に 10mm の間隔をあけて表面磁束約 4000G のネオジム磁石を設置し，その吸引力を負のばねとして使用した．片持ちはり先端を弾いて測定した自由振動波形を図 5 に示す．図 2 の波形に比べ振動が早く減衰し，かつ式(2)のばね定数 k_1+k_2 が小さくなるので振動の周期が長くなることがわかる．最初の極小値も含めて p-p 振幅の比から等価損失係数 γ' を求め，p-p 振幅毎の変化を図 3 に「磁石あり」の線で示す．磁石なしの場合に比べて損失係数の値が大きく増えることがわかり，負のばねを設置することによって制合金の減衰性能を向上させることが可能となる．なお，磁石の吸引力の非線形性のために錘の振幅が大きいかほど吸引力が強くなり，このとき γ' も一緒に大きくなるが，振幅が小さくなると急激に小さくなる．したがって「磁石なし」の場合に比べて等価損失係数の振幅依存性が顕著に現れ，図 3 からそのことがわかる．

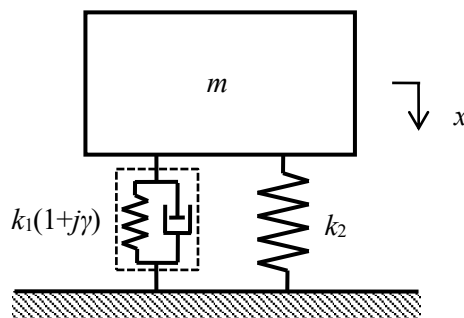


Fig.4 Single degree of freedom system which consists of damping alloy spring $k_1(1+j\gamma)$, additional spring k_2 and mass m

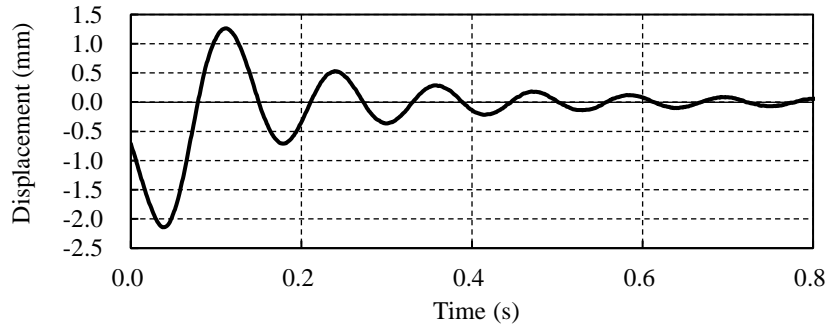


Fig.5 Free vibration wave of cantilever with magnets (Gap 10mm)

後に図1の制振合金片持ちはりを1自由度系にモデル化してシミュレーションするため、図3においてp-p振幅が約1.2mmの測定結果の損失係数 $\gamma=0.0539$ を採用する。このときの周期から固有振動数を16.7Hzとした。この片持ちはりの質量とばね定数を同定するため、1自由度質量感応法(背戸, 松本, 1999)を適用する。これは付加質量を取り付けたときの固有振動数, 付加質量なしの固有振動数の両者から質量とばね定数を推定する方法である。錘に21.8gの付加質量を取り付けて測定した固有振動数15.5Hzを用いると, 質量0.135kgとばね定数1486N/mが決定された。同様に図3から「磁石あり」のp-p振幅1.2mm付近の測定結果の等価損失係数 γ' は0.204, 図5からこのときの固有振動数7.53Hzを決定した。

3. 動吸振器への応用

図4に示す1自由度系を動吸振器として利用したモデルを図6に示す。主振動系の質量を M , ばね定数を K とおく。また図4と同様に動吸振器の質量を m , 制振合金ばねのばね定数を k_1 , その損失係数を γ , 磁石による負のばね定数を k_2 とする。粘性減衰の動吸振器と同じように応答曲線の定点理論を適用し, 最適な動吸振器となる固有振動数比 ω_{n2}/ω_{n1} と等価損失係数 γ'_{opt} を次式から求めることができる(浦田, 竹田, 1995)。 μ は主系と動吸振器系の質量比である。

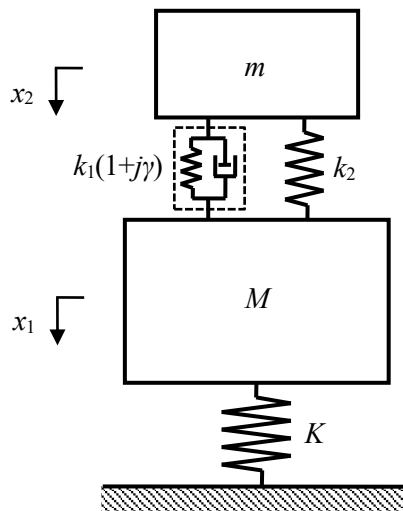


Fig.6 Two degree of freedom system with dynamic damper

$$\frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}} = \frac{1}{1+\mu}, \quad \gamma'_{opt} = \sqrt{\frac{\mu(3+2\mu)}{2+\mu}} \quad (3)$$

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{K}{M}}, \quad \omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m}}, \quad \mu = \frac{m}{M} \quad (4)$$

式(3)と式(4)より，最適な制振合金のばね定数 k_{1opt} と付加ばね定数 k_{2opt} はつぎのようになる。

$$k_{1opt} = \frac{\mu K}{\gamma(1+\mu)^2} \sqrt{\frac{\mu(3+2\mu)}{2+\mu}} \quad (5)$$

$$k_{2opt} = \frac{\mu K}{(1+\mu)^2} \left(1 - \frac{1}{\gamma} \sqrt{\frac{\mu(3+2\mu)}{2+\mu}} \right) \quad (6)$$

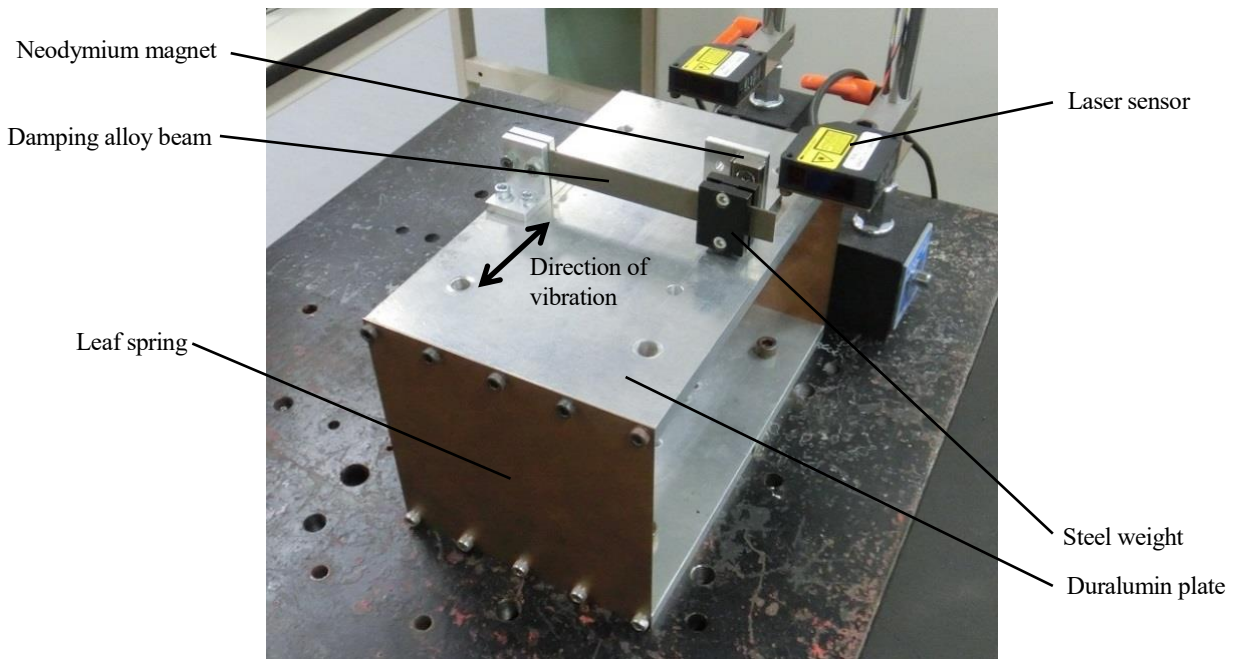


Fig.7 Two degree of freedom system with dynamic damper. Neodymium magnets are installed on both sides of the steel weight (The magnet at the front is removed because the weight can be seen.)

図1の片持ちはりとは2個の磁石を動吸振器として設置した2自由度系を製作し，その効果を確認した．図7にその写真を示す．実際には片持ちはりの錘の両側に磁石を配置したが，錘と磁石の状態を見ることができるよう写真では手前側の磁石を取り外してある．主系は寸法 300mm×180mm，厚さ 12mm のジュラルミン板を，寸法 180mm×172mm，厚さ 0.8mm の2枚のリン青銅板ばねで支えたもので，写真中の矢印の方向に振動する．動吸振器の場合と同様に1自由度質量感応法を利用して主系質量 M (片持ちはり固定部と磁石2個を含む．) とばね定数 K を求め， $M=2.33\text{kg}$ ， $K=6090\text{N/m}$ とした．片持ちはりの錘と磁石の間のギャップを 9mm，10mm，11mm と変え，主系をインパクト加振してコンプライアンスを測定したところ 10mm のときが最も振幅のピークが小さくなった．このときのコンプライアンスを，磁石を遠ざけたもの (以後，「磁石なし」と呼ぶ．) と比較して図8に示す．測定の都合で，「磁石なし」の場合には 10% のエクスポネンシャルの窓関数を使用し，ギャップ 10mm の動吸振器設置の場合には窓関数なしとした．したがって「磁石なし」のコンプライアンスのピークは実際にはもっと高いものとなっている．「磁石なし」の場合は図6において $k_2=0$ とした2自由度系となり，8Hz 付近に1次共振，18Hz 付近に2次共振のピークが現れる．主系質量 $M=2.33\text{kg}$ に対し動吸振器質量は $m=0.135\text{kg}$ と小さいので，主系だけの応答曲線は図8(a)の「磁石なし」のものとはほとんど変わらず，ピークの振動数がわずかに大きくなる

程度である。磁石を配置して動吸振器を構成した場合には 8Hz 付近に近接して 2 つのピークが現れ、これが 1 次と 2 次の共振を示す。主系のコンプライアンスの図 8(a) から動吸振器によってピークが十分に小さくなること、動吸振器のコンプライアンスの図 8(b) から動吸振器が大きく振動して振動エネルギーの吸収が行われることがわかる。なお、動吸振器を設置した場合の 2 次のピークの形が丸くなっているのは、2 次モードでは主系と動吸振器が逆位相となって振動するためその相対変位が大きくなり、磁石の吸引力の非線形性の影響が大きくなり現れたためと考えられる。図 8 のコンプライアンス測定時と同程度のインパクトを主系に与えた後の主系と動吸振器の振動応答を図 9 に示す。「磁石なし」と「磁石あり」の場合の比較から、動吸振器を付けることによって主系振動が早く収束することがわかる。一方、動吸振器は加振直後においては「磁石なし」以上に大きく振動するが、その後急速に振動が収束する。

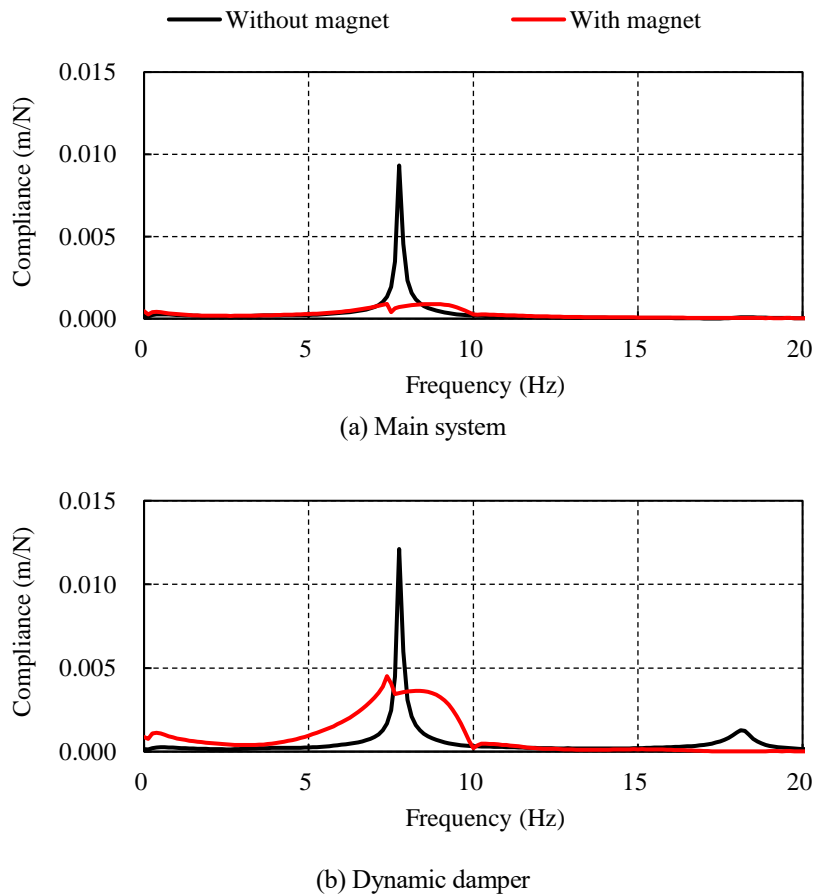


Fig.8 Compliance by impact excitation. There are two peaks in the two degree of freedom system without the magnets. The compliance of the main system almost coincides with that of a single degree of freedom system without the dynamic damper. The peak height of main system decreases due to the dynamic damper in figure (a). It is found in figure (b) that the dynamic damper absorbs vibration energy.

図 5 にこの動吸振器単体の自由振動波形を示したが、この図の p-p 振幅 1.2mm 付近の振動数 7.53Hz とその質量 0.135kg からばね定数 $k_1+k_2=302\text{N/m}$ を求めることができる。これより p-p 振幅 1.2mm 付近の磁石の吸引力によるばね定数 $k_2=-1184\text{N/m}$ が求められる。以上より磁石のギャップが 10mm のときの 2 自由度系のパラメータ値は表 1 のようになる。また、主系のパラメータと質量比 $\mu=0.0579$ を用いて式(3)、式(5)、式(6)から算出された最適な等価損失係数 γ'_{opt} と最適ばね定数 k_{1opt} , k_{2opt} を表 1 に示す。

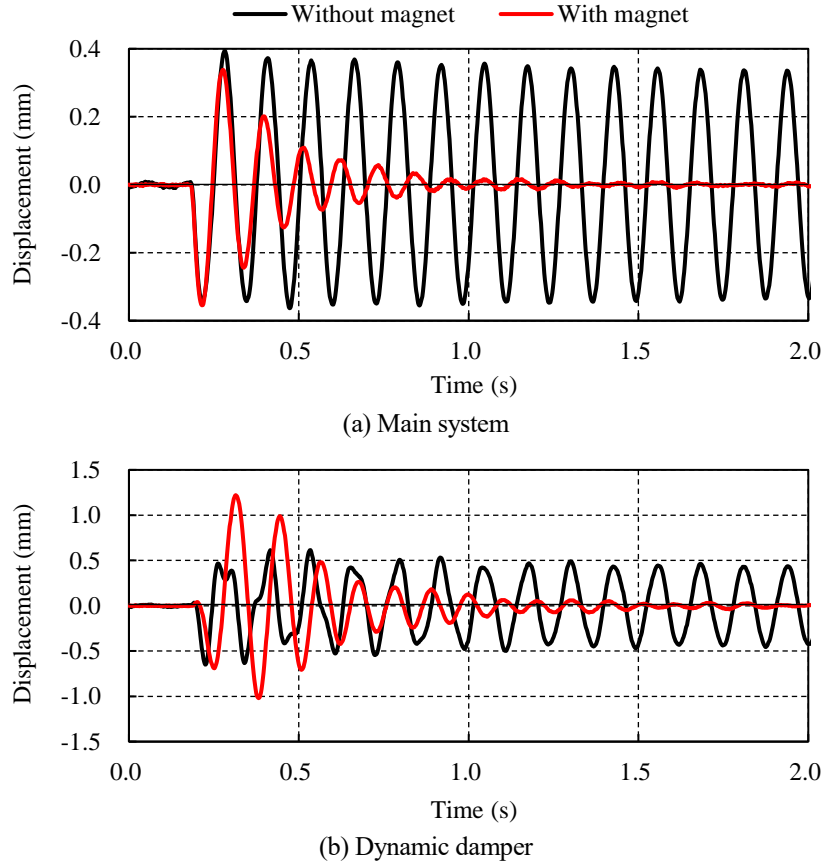


Fig.9 Impact response. The vibration of main system with magnet is damped quicker than that without magnet in figure (a). Then the dynamic damper vibrates greatly as shown in figure (b).

Table 1 Parameter of experimental system with gap 10mm and optimal system

Experimental system with Gap 10mm	Optimal system
$M = 2.33 \text{ kg}$	
$K = 6090 \text{ N/m}$	
$m = 0.135 \text{ kg}$	
$\mu = 0.0579$	
$\gamma = 0.0539$	
$k_1 = 1486 \text{ N/m}$	$k_{1opt} = 1731 \text{ N/m}$
$k_2 = -1184 \text{ N/m}$	$k_{2opt} = -1416 \text{ N/m}$
$k_1 + k_2 = 302 \text{ N/m}$	$k_{1opt} + k_{2opt} = 315 \text{ N/m}$
$\gamma' = 0.204$	$\gamma'_{opt} = 0.296$

表1のパラメータ値を元に主系のコンプライアンスを数値シミュレーションによって求め、最適動吸振器の場合、ギャップ10mmの動吸振器の場合を実験結果と比較して図10に示す。最適動吸振器のシミュレーションでは2つのピーク値がほぼ等しくなるが、ギャップ10mmのシミュレーションでは2次のピークが大きくなる。表1において最適動吸振器単体の固有振動数 $\sqrt{(k_1 + k_2)/m}$ が7.69Hzに対しギャップ10mmでは7.53Hzと若干小さいため、1次と2次ピーク間の反共振点が低振動数側に移動したことが主な原因である。磁石の吸引力の非線形性および動吸振器の等価損失係数の非線形性のために実験はギャップ10mmのシミュレーションとは大きく異

なる結果となったが、偶然にも1次と2次のピークがほぼ等しく、かつ全体的に振幅が小さくなったものと考えている。

磁石の吸引力や等価損失係数の非線形性についての影響を調べるため、インパクト加振の大きさを変えて測定した主系のコンプライアンスを図11に示す。加振力6.6Nのときが図10の実験結果に対応し、動吸振器の効果が十分に現れている。これに対し、加振力が4.1Nと小さくなると動吸振器の振幅が小さくなるため動吸振器のばね定数が大きくなって反共振点が高振動数側に移動し、かつ等価損失係数が小さくなるため1次のピークが大きくなったと考えられる。逆に加振力が9.8Nと大きくなると動吸振器の振幅も大きくなり、結果として動吸振器のばね定数が小さくなって2次のピークが大きくなる。さらに等価損失係数が増えるために2次ピークの裾野が広くなり、1次のピークがそれに吸収されたようである。しかしながら図8の「磁石なし」の場合に比べると十分に制振されているといえ、加振力の大きさが大幅に増大しないならば、通常状態における振幅を基準として設計した動吸振器は大きな制振効果を示すと考えられる。

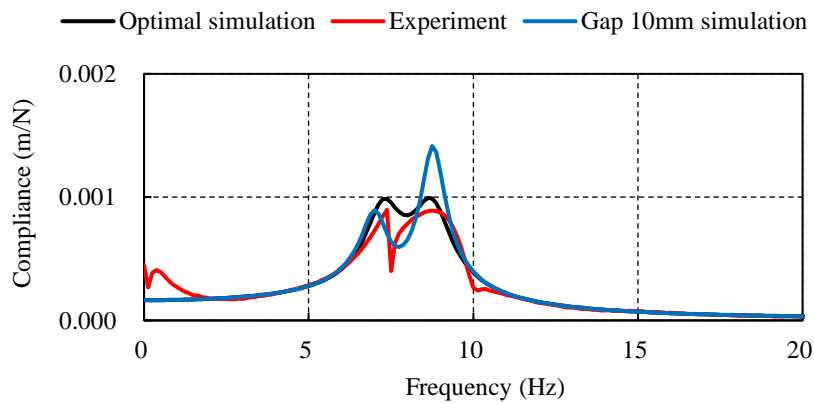


Fig.10 Simulation result of compliance in main system. The experiment and the simulation are almost in agreement.

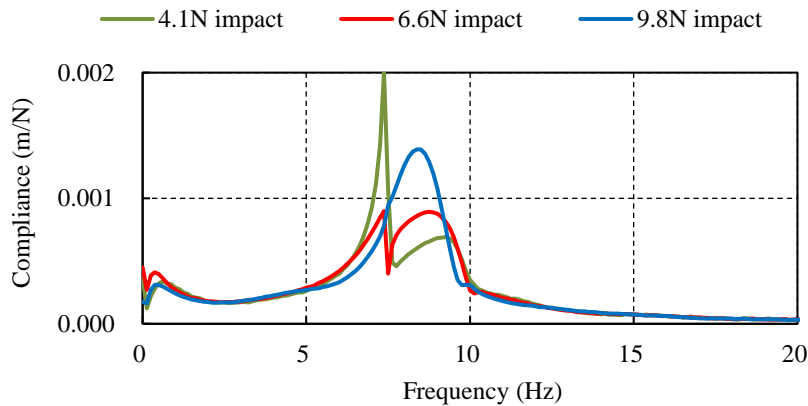


Fig.11 Experimental compliance for various impact force in main system. The compliance is affected by nonlinearity of the magnetic attraction force but the dynamic damper is sufficiently effective.

最後に制振合金以外の普通の金属を動吸振器のばねとして使用する場合を考える。今回は表1のパラメータ値を持つ系について考えたが、文献(五十嵐, 2001)から炭素鋼の損失係数は制振合金の1/10以下になることを参考に、ここで用いた制振合金の損失係数を1/10に小さくし、 $\gamma = 0.00539$ として動吸振器の最適ばね定数を求めてみる。動吸振器の最適条件から $k_{1opt}+k_{2opt}=315\text{N/m}$ かつ $\gamma'_{opt}=0.296$ になる必要があるので、 $k_{1opt}=17307\text{N/m}$ 、 $k_{2opt}=-16992\text{N/m}$ が決定される。 k_{1opt} と k_{2opt} の値および $k_{1opt}+k_{2opt}$ の値を比較すると1/100以下の精度で k_{1opt} と k_{2opt} のばねを製作する必要があり、これは簡単ではないことがわかる。かつ、磁石の吸引力の非線形性を考えると錘の

少しの変位でも負のばね定数 k_{2opt} は益々強くなり、 k_{1opt} と $|k_{2opt}|$ の値が近いことから錘が磁石に吸い寄せられることが十分に考えられる。したがって実用的にはある程度の損失係数が必要になり、制振合金を使用することによってここに提案する動吸振器が容易に達成される。

4. 結 言

減衰の比較的大きな金属として制振合金が開発されているが、動吸振器のダンパとして用いるには減衰性能がそれほど大きくない。本報では負のばね定数を利用することによって制振合金ばねの損失係数を等価的に大きくする方法を提案した。そして負のばねとして磁石の吸引力を利用した動吸振器を製作し、その制振効果を実証した。磁石の吸引力の非線形性のために動吸振器の制振効果はその振幅に依存するが、動吸振器を設置しない場合と比べると十分な制振効果が期待できる。また、動吸振器の場合に限らず、制振合金からなる構造物の減衰性能を高めることにも応用でき、ダッシュポットのように油を使わないクリーンなダンパとしての利用も考えられる。

文 献

- 五十嵐寿一編，騒音制御工学ハンドブック（資料編），技報堂出版（2001），pp.41-43.
岩田佳雄，佐伯暢人，小松崎俊彦，機械振動学，数理工学社（2017），pp.47-48.
前 義治，制振合金の減衰機構と制振特性，精密工学会誌，Vol.55, No.12（1989），pp.2123-2126.
長松昭男編，ダイナミクスハンドブック，朝倉書店（1993），p.150.
長松昭男編，制振工学ハンドブック，コロナ社（2008），pp.31-33.
背戸一登，松本幸一，パソコンで解く振動の制御，丸善株式会社（1999），pp.113-115.
浦田喜彦，竹田生也，粘弾性ばねを用いた動吸振器の設計法，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 61, No. 583（1995），pp. 245-250.

References

- Igarashi, J. ed., Handbook of Noise Control Engineering (Data book), Gihodo Shuppan Co., Ltd. (2001), pp.41-43 (in Japanese).
Iwata, Y., Sacki, M. and Komatsuzaki, T., Mechanical vibration, Suurikougaku-sha (2017), pp.47-48 (in Japanese).
Mae, Y., Damping mechanism and its characteristics of damping alloys, Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol.55, No.12 (1989), pp.2123-2126 (in Japanese).
Nagamatsu, A. ed., Dynamics Handbook, Asakura Publishing Co., Ltd. (1993), p.150 (in Japanese).
Nagamatsu, A. ed., Handbook of Damping Technology, Corona Publishing Co., Ltd. (2008), pp.31-33 (in Japanese).
Seto, K. and Matsumoto, Y., Vibration control, Maruzen Publishing Co., Ltd. (1999), pp.113-115 (in Japanese).
Urata, Y. and Takeda, I., Method for design of dynamic vibration absorbers with viscoelastic springs, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.61, No.583 (1995), pp.245-250 (in Japanese).