

パッシブ型制振器による振動抑制技術に関する研究

坂本智明・西村通喜・寺澤章裕・中込広幸

Study on Technology of Vibration Suppression by Passive Vibration Suppressor

Chiaki SAKAMOTO, Michiyoshi NISHIMURA, Akihiro TERASAWA and Hiroyuki NAKAGOMI

要 約

様々な分野で製品の軽量化が行われており、最小限の剛性を確保している為、振動が発生し問題となっている。設計段階で振動防止のための制振材料や制振構造が検討されているが、製品の完成後に問題になるケースがある。このため付加的な制振器による制振方法は、大きな構造変更無く取り付け可能であることから、振動による問題発生後の対策として有効である。そこで本研究では、ここ数年で活用が進んでいる3Dプリンタを利用した制振器の設計開発を行い、非接触変位計における測定時の環境振動の低減化のための制振器の設計・製作を行った。金属3Dプリンタによりバネ形状を製造し、制振器として使用したところ制振性能を向上させ、より高精度な測定環境を得ることが可能となった。制振器を利用した振動抑制方法を広く企業へ普及可能な設計方法を提示する。

1. 緒 言

振動を抑えるための制振器の一つである動吸振器は、補助質量をバネとダンパを介して製品に付加し、動吸振器の共振振動数を製品の振動数に一致するように重量・バネを設計することで、対象物が振動しようとする代わりに動吸振器が共振し、本体への振動エネルギーを吸収する。重りとバネの組み合わせ方法は様々あるが、重りとバネの位置を干渉せずにコンパクトに設計するには形状を工夫する必要がある。一方で、アディティブマニュファクチャリング（Additive Manufacturing）技術はここ数年で進歩しており、3Dプリンタの特徴である複雑形状を製造できる能力を利用して、様々な形状の制振器の製造が可能である。

本研究では、3Dプリンタを利用したパッシブ型の制振器の一つである動吸振器の設計開発を行った。出来る限り全体の大きさがコンパクトな形状を考案し、理論式で動吸振器の振動数を求めることで、対象物の固有振動数に合わせた動吸振器の設計方法を示す。対象の一例として非接触変位計による測定時の環境振動の低減化のための動吸振器に関して設計・製作を行い、動吸振器を利用した振動抑制方法を広く企業へ普及出来るような設計方法を提示する。

2. 実験方法

2-1 動吸振器の設計方法

動吸振器の設計方法に関する指針を下記に示す。

- ・ 制振方向は1方向とする

- ・ 動吸振器の振動数を理論式によって予測可能な形状とする
- ・ 全体を出来る限りコンパクトになるように重りやバネの配置を工夫する
- ・ 耐久性を担保するため金属材料を使用する

以上の指針を考慮し、図1のような動吸振器の形状とした。制振方向に対して垂直方向に板バネを配置し、ばね形状は薄板ばねをV字に重ねた形状とした。ばね定数の計算式を後述するが、複雑形状とならないように設計した。重りはばねの間に収まるように配置し、重りの位置をなるべく低くすることで安定性と全体の大きさを抑えるようにした。重りの材質は比重の大きい銅を使用し、制振対象に合わせて重りの数や大きさを変えて振動数を調整可能にした。

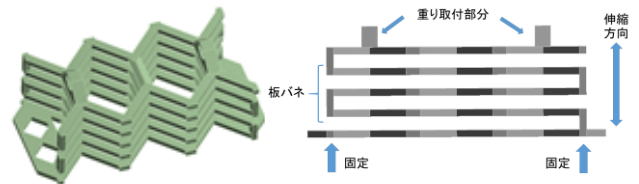


図1 動吸振器のバネ部のモデル（左）と断面図（右）

2-2 動吸振器の理論式

2-2-1 振動数の計算方法

1自由度振動系における固有振動数 F は、等価質量 M と等価ばね定数 K の値によって、次のように定まる。

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K/M} \quad (1)$$

図2のように外部からの強制振動 ($P \cos 2\pi ft$) により F と同じ振動数が入力されると、仮にダンパ (粘性減衰) が無い系では振動が無限大に生じる。1自由度振動系に付加質量 m 、ばね k 、ダンパ c を取付けると2自由度振動系となり、動吸振器の性能はこの部分のパラメータを変化させることで定まる。このときの付加質量単体の固有振動数を f とおくと、 f は

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m} \quad (2)$$

となる。動吸振器の最適調整条件は定点理論²⁾ によって定まっており、制振対象の質量と付加質量の比を $m/M (= \mu)$ とし、吸振器のばね乗数 k と重量 m は次の条件を満たすことによって最適同調条件が決まる。

$$\frac{1}{1+\mu} = \frac{f}{F} = \frac{\sqrt{k/m}}{\sqrt{K/M}} \quad (3)$$

つまり、制振対象の振動数 F がと付加質量の振動数 f 、制振対象の質量 M 、付加質量の質量 m が (3) 式を満たすように調整することで系の振動抑制が可能である。付加質量は取り付ける際の重りの重量を計測することで確認が可能である。ばね定数は、3Dプリンタで製造したばね定数は計算が必要であり、後述する。また、振動を抑制するダンパは外部からの振動が制振対象の固有振動数以外の振動が入力される際に有効である。今回は経年劣化の小さい磁気ダンパを検討した。

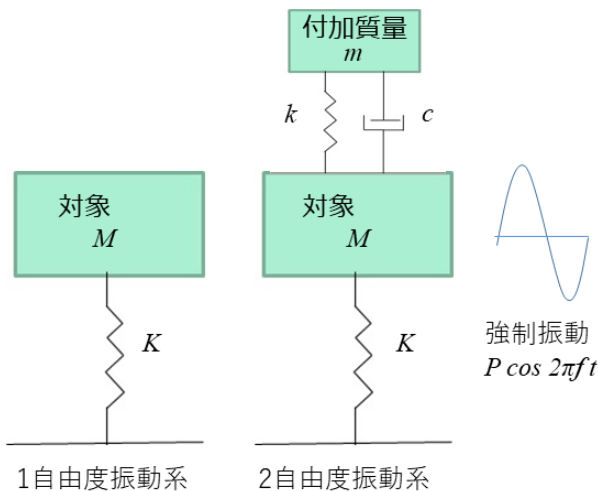


図2 振動系概念図

2-2-2 ばね定数の計算方法

ばね定数の計算方法については、縦弾性係数 E (N/m²) と断面二次モーメント I (mm⁴)、荷重作用線に対する二次モーメント Δ を用いて次のように表せる。

$$k = \frac{E \cdot I}{\Delta} \quad (\text{ばね定数})$$

$$I = \frac{b \cdot t^3}{12} \quad (\text{断面二次モーメント})$$

$$\Delta = \frac{s \cdot L^2}{3} \quad (\text{荷重作用線に対する二次モーメント})$$

ここでバネの1断面の形状を図3に示す。 b は板バネの幅、 t は厚み、 s はバネ長さ、 L は有効バネ長さを表している。バネの角度は45°としているため、

$$s = \sqrt{2} \cdot L, \quad \Delta = \frac{\sqrt{2} \cdot L^3}{3}$$

となる。よって一列分のバネ定数は次のように表せる。

$$K = \frac{b \cdot t^3 \cdot E}{4\sqrt{2} \cdot L^3} \quad (4)$$

また、並列バネ、直列バネのバネ定数の換算式が次の通りである。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad \text{バネ定数 (直列バネ)}$$

$$K = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n \quad \text{バネ定数 (並列バネ)}$$

このとき個々のバネ定数がすべて等しい場合、直列バネのバネ定数は k/n 、並列バネのバネ定数は nk となる。今、並列にバネが2つ並んでいること、直列にバネが3または4つ並んでいることからバネ定数は (4) 式を元に次のように表される。

$$K = \frac{b \cdot t^3 \cdot E}{6\sqrt{2} \cdot L^3} \quad (\text{3段バネ})$$

$$K = \frac{b \cdot t^3 \cdot E}{8\sqrt{2} \cdot L^3} \quad (\text{4段バネ})$$

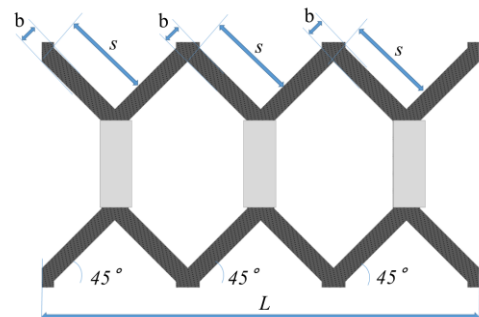


図3 バネ部分の断面

今回造形したバネ部の寸法を表1に示す。 $L = 73$ mm、 $b = 3$ mm、 $t = 2$ mm、 $E = 195000$ N/mm²を前式に代入すると、 K は3段バネの場合1420 N/m、4段バネの場合1060 N/mとなった。

表1 バネ部の寸法・バネ定数

L	73 mm
b	3 mm
t	2 mm
K	1420 N/m (3段バネ), 1060 N/m (4段バネ)

2-3 磁気ダンパの評価方法

動吸振器へ取り付けるダンパ要素は、温度による特性変化が小さく、繰り返し使用しても劣化が小さい磁気ダンパとした。磁気ダンパは磁界の周りで導体を動かすと導体内に渦電流が生じて抵抗力となり振動を抑えることでダンパの役割を果たす。磁気ダンパの減衰比を評価するため幅25 mm、長さ100 mm、厚み1 mmのステンレス片持ち梁の先端に重り10 gを取り付けた形状を作成し、根元部分を振動試験機で掃引させた。先端部分の一つは銅と側面付近にネオジウム磁石を配置した。

2-4 バネ部分の造形方法

動吸振器のばね部分は、金属粉末SUS316Lを使用して積層造形を行った。造形装置は、パウダーベッド方式 (Powder Bed Fusion), SLS方式 (Selective Laser Sintering) による金属造形方法の (株) 松浦機械製作所製 LUMEX Avance-25 を使用した。表1に造形条件の一覧を示す。平らな金属板の上に金属粉末を敷き詰めた層 (粉末床) に、造形物の2次元スライスデータに沿ってレーザーを照射することで金属粉末を熔融させ、1層分の造形が終了すると金属板を1層分降下させ、再び熔融を繰り返すことで造形を行った。造形条件を表2に示す。

表2 造形条件一覧

金属粉末材料	SUS316L
レーザースポット径	0.2 mm
レーザーパワー	320 W
積層ピッチ	0.075 mm
ハッチング	0.12 mm
走査速度 Raster scan	900 mm/sec
輪郭速度 Vector scan	1800 mm/sec

金属粉末の積層方向は、図4に示すようにばねの伸縮する方向に対してモデルを90度回転させた方向とした。これは、造形の際に生じるアンダーカットの角度が下のプレートに対して45度以上となるようにするためである。また、アンダーカット部分が崩れるのを防止するために、サポート材を追加した。サポート材は0.15 mmの積層ピッチで造形を行い、造形後に電動工具等で除去した (図

5)。造形したバネと銅の重りとネオジウム磁石を配置し、図6のような動吸振器を組み立て、 1 m/s^2 の振動を加えて重り上にピックアップセンサを3カ所設置し減衰率と固有振動数を測定した。

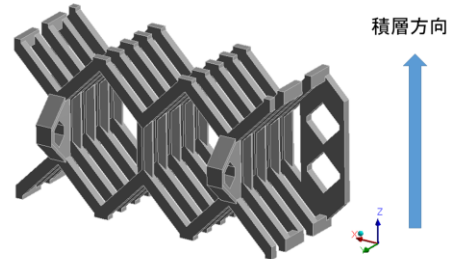


図4 金属3Dプリンタによる造形モデル

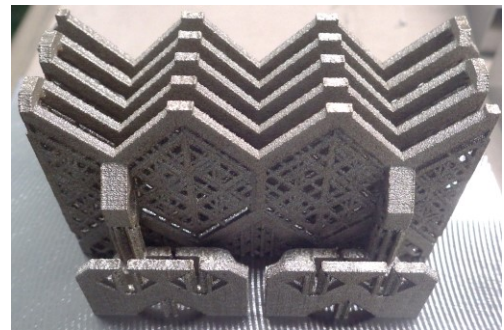


図5 金属3Dプリンタによる造形直後のバネ

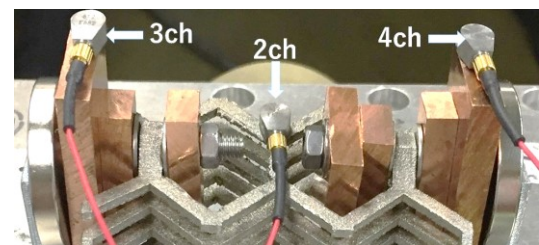
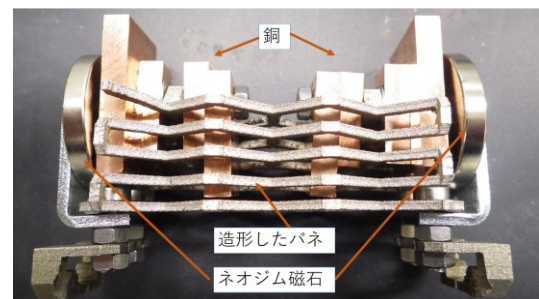


図6 磁気ダンパと組み合わせた際の制振器 (上) 加速度ピックアップセンサの配置 (下)

2-5 動吸振器の特性測定と有限要素解析

設計した動吸振器のばね定数を理論式で導出したが、理論式の結果がどの程度正しいか検証するため、動吸振器の特性測定と有限要素法による周波数応答解析を行った。使用したソフトウェアは汎用有限要素解析ソフトA

NSYS 19.1を使用した。パラメータはSUS316L相当の縦弾性係数 $1.95 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ とポアソン比0.3を使用した。重り部分は質点により重量を設定し、0.1 Hz刻みで周波数を変化させ解析を行った。

2-6 非接触変位計における測定時の評価

制振対象となる構造を図8に示す。長さ1.5 mのアルミフレームの両端を支持し、中央にレーザー変位計および取付治具を配置した（総重量：1.7 kg）。加振はインパルスハンマーを使用し、アルミフレームの中央部分を加振した。レーザー変位計から出た信号をFFTアナライザで分析し、振動を計測した。まず、動吸振器が無い状態でアルミフレームの中央を加振し、変位計の値をFFTアナライザで解析したところ、約21.2 Hzの振動数となった。（3）式から最適同調条件となる動吸振器の振動数および重りの質量を算出したところ、振動数は19 Hz、質量は0.2 kgとなった。

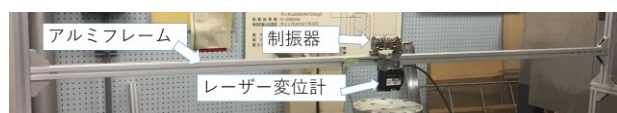


図7 非接触変位計による測定の様子

3. 結果と考察

3-1 磁気ダンパの減衰比

図8に磁気ダンパ取付け時の振動伝達率の結果を示す。入力加速度を 0.5 m/s^2 から 4 m/s^2 まで変化させて振動伝達率を計測したところ、ダンパなしに比べ共振時の振動伝達率が10 dB程度下がった。また、共振時の減衰比を表3に示す。減衰比は半値幅法により求めた。加速度 2 m/s^2 以下では入力加速度によらずほぼ一定の減衰比となった。減衰比の値は0.028が最大であったが、動吸振器における実用的な目標磁力はより大きいことが想定される。このため以後、磁力を高めるために複数の磁石を配置した動吸振器を作製した。

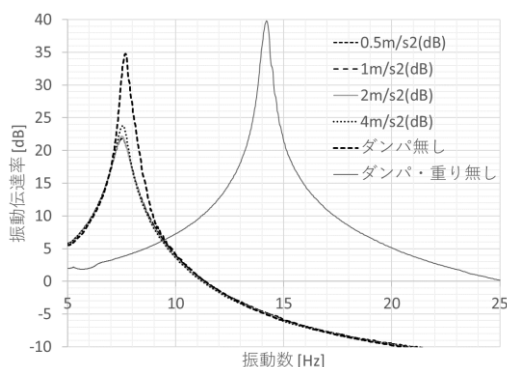


図8 振動伝達率と周波数の関係

表3 加速度ごとの減衰比の測定結果

	0.5 m/s ²	1 m/s ²	2 m/s ²	4 m/s ²	no damp
減衰比	0.028	0.024	0.022	0.016	0.0072

3-2 3Dプリンタで造形したバネと解析結果の比較

3Dプリンタで造形したバネと銅の重り0.24 kgをボルト締め固定し、振動試験機により固定部を加速度 1 m/s^2 で振動させた。振動数の範囲を10 Hzから40 Hzまで掃引させた際の重り上部における振動伝達率の測定結果を図10に示す。各部分の振動数が19.5 Hz付近で振動伝達率が最大となり、その際の減衰比が0.039~0.043となった（表4）。ネオジム磁石を2個配置したことで減衰比が向上したと考えられる。

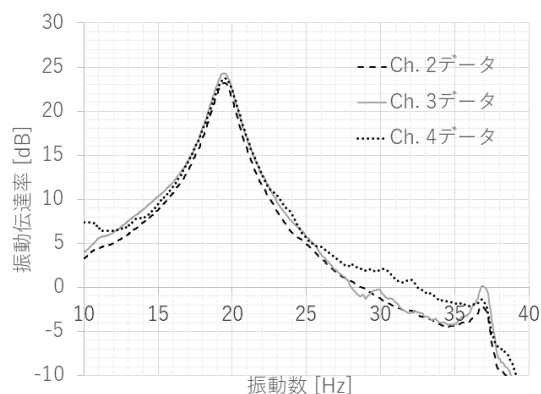


図9 振動伝達率と周波数の関係

表4 各減衰比の値とダンパ無しの減衰比の測定結果

	Ch. 2	Ch. 3	Ch. 4
減衰比	0.039	0.040	0.043
振動数 [Hz]	19.5	19.5	19.5

次に15 Hzから25 Hzまで周波数応答解析を行った際のバネ上部中央付近の固定面に対する振動伝達率を図11に示す。また、表5に解析の減衰比とピーク値の振動数の値を示す。減衰率を0.03とした場合、18.6 Hzと20.4 Hzに振動のピークが生じたが、減衰率0.07と0.1の場合は振動のピークが1つとなった。これはバネの形状によって減衰率が低い場合には2つの振動モードが生じ、減衰率が高い場合には1つの振動モードが生じることが考えられる。図11、図12に減衰率0.03、0.07の時の5倍に変形量を拡大した解析結果を示す。減衰率0.03の時は、18.6 Hzの時に左の重りが、20.4 Hzの時に右の重りが大きく振れるが、減衰比0.07の時は、左右の重りが同時に上下に振れた。減衰比の値により動吸振器の運動方向が変化すると考えられる。

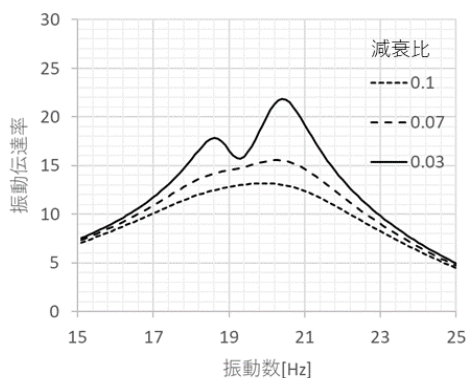


図 10 振動伝達率と周波数の関係

表 5 減衰比値と振動数と振動伝達率の解析結果

減衰比	0.03	0.07	0.1
振動数 [Hz]	20.4	20.3	20.0
振動伝達率 [dB]	21.9	15.6	13.2

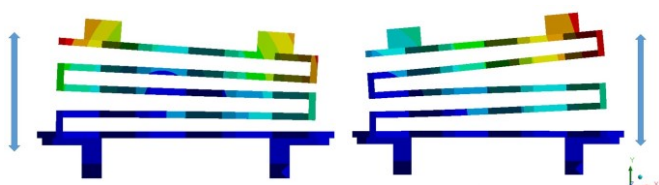


図 11 減衰比 0.03 の時の周波数応答解析結果
(左) 振動数 : 18.6 Hz , (右) 振動数 : 20.4 Hz

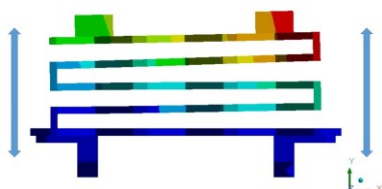


図 12 減衰比 0.07 の時の周波数応答解析結果
振動数 : 20.3 Hz

理論値について重りとバネ定数から振動数を計算する。重りはバネの上部に 0.12 g ずつ、合計 0.24 kg 配置されている。今回の重りの位置が板バネの端面から 12.5 mm 内側に重りが配置されていることから、板バネの振動へ影響する等価質量は重りの 82.8%と計算される ($(73 \text{ mm} - 12.5 \text{ mm}) / 73 \text{ mm}$)。このため、等価質量は、約 0.1 kg となり、バネ定数 K は 3 段バネの場合 1420 N/m、4 段バネの場合 1060 N/m であることから、3 段、4 段の時の振動数は (2) 式より、19.0 Hz、16.5 Hz となった。4 段バネを無視し、3 段バネのみにて予測する場合は、実際の解析値と実験結果に近い値となった。

3-3 非接触変位計における測定結果

実際の測定環境を想定し、インパルスハンマーにより約 6 N の力で加振させ、レーザー変位計の振動を計測した。図 13 に制振器無しの場合と有りの場合の変位計の値と加振後の時間の関係を示す。動吸振器無しの場合、変位計の全振幅が 10 μm 以内に収まるまでにかかる時間は 15 秒程であったのに対し、動吸振器を設置した場合は 3 秒内に収まった。

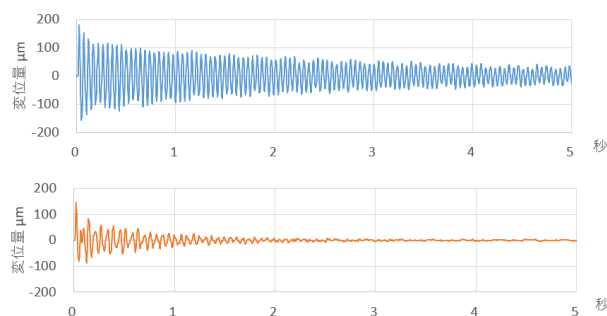


図 13 変位量の測定結果

(上 : 動吸振器無し 下 : 動吸振器有り)

4. 結 言

本報告では、金属 3D プリンタにより製造したバネと磁気ダンパを組み合わせた動吸振器を考案し、設計方法の提示と非接触変位計の制振性能評価を行った。

- (1) 動吸振器の固有振動数測定結果と理論値は近い値となった。有限要素解析では、減衰比が 0.07 以上の時に測定結果に近い挙動を示した。解析結果から減衰比を変化させると、減衰比が小さいときは複数の振動数で上下方向に振動し、減衰比を大きくすることで 1 つのモードで上下方向に振動することが分かった。
- (2) 最適同調条件による動吸振器をアルミフレームの非接触変位計に取り付けたところ、振動が抑制された。制振性能を向上させることでより高精度な測定環境を得ることが可能となった。

今後は、動吸振器の設計・製造方法を更に実製品へ展開し、3D プリンタによって製造可能な動吸振器による振動抑制方法の普及を行うために、今回の動吸振器の形状を応用させたい。

参考文献

- 1) 京極秀樹, 池庄司敏孝 : 図解金属 3D 積層造形のきそ (日刊工業新聞社), pp.61 (2017)
- 2) 背戸一登 : 動吸振器とその応用 (コロナ社), pp.41 (2010)