

エネルギー回生が可能な振動ダンパーの考案

Development of vibration damper for energy harvesting

精密工学専攻 22号 国崎 大樹
Taiju Kunisaki

1. はじめに

現在、地球温暖化防止の為に二酸化炭素の排出量削減などの要因から石油資源からの脱却や省エネルギー化が様々な分野に広まっている。振動の分野においても不要な振動を減衰させるにあたり、オイルダンパーなどを用いて熱エネルギーに消散させるのではなく、有効な電気エネルギーに変換させるといった研究が数多く行われている。しかしながらこういったダンパーは一般的に入力の振動に対して共振を起こす必要があるため、振動の周波数が変動する場合、非常に効率が低下してしまい、限られた環境下でしか適用が難しいという問題が存在する。そこで本研究では入力となる周波数が変化する振動においても十分な発電と振動の減衰を行うためのアプローチとして「ダンパー装置自体が持つ共振周波数を可変にする機構を設けること」と「対象物の複数の振動モードに合わせた伝達構造を介してダンパーの設置を行うこと」の二つのアプローチから研究を行う。

まず第2章にてダンパー装置の共振周波数を可変にする機構の説明と実際に装置を作成して性能を試験し、そのデータの評価を行う。次に第3章にて対象物に合わせた伝達構造の作成と汎用性の評価を行う。その後、第4章にてオートバイのハンドルに伝達構造を介してダンパーを設置し、実際にエンジンを稼働させた際の周波数が変動する振動にて、発電と振動の減衰に効果があるか検証を行う。

2. 共振周波数の可変化と発生電力測定

本章ではダンパー装置の持つ共振周波数を可変にする機構を設計し、それにより操作することの出来る共振周波数の範囲とその時の発生電力の測定を行う。

2.1 ダンパー装置の概要と共振周波数可変化のための機構

本研究で用いるダンパー装置はFig.1に示すように2つの磁石の同極を向かい合わせ、シリンダ内に設置することで磁石を反力によって保持し、コイルの中を振動させることで電磁誘導を生じさせ発電と振動の減衰を行う。また、浮遊する上側の磁石のその上に同極を向い合わせにした磁石をさらに配置し、反力の釣り合う位置よりも強制的に押し下げることで反力を大きくし、振動する磁石をより強く保持することで共振周波数を上昇させる。

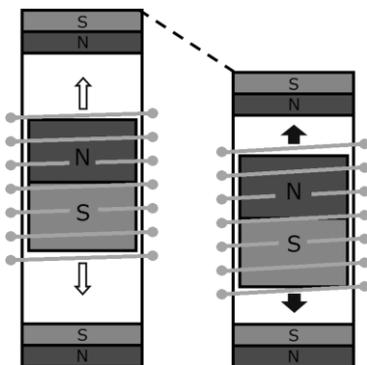


Fig. 1 Principle of damper



Fig. 2 Damper

実際に作成した装置をFig.2に示す。装置の構成を以下に述べる。外径22mm、内径20mm、高さ13cmの亚克力パイプの内部に上から高さ20mm、30mm、8mmの3つのネオジウム磁石（いずれも直径は20mm）を配置する。中心の磁石付近に外側から太さ0.2mmのエナメル線をおよそ200周、40mmの幅で四重、約800周ほど巻きつけてコイルを作成、その両端に炭素皮膜抵抗を接続させ、抵抗に加わる電力を測定する。また共振周波数を可変にする機構として、装置上部にプラスチックのボルトとナット（M12、ピッチ1.5mm）を配置。ボルトを回すことで上側の磁石を押し下げ、中心の磁石に加わる保持力を増加させる。

2.2 ダンパー装置単体での加振実験とその評価

実際に作成したダンパー装置の評価のために、装置単体で加振実験を行う。加振方法としては加振器にチャープサイン信号（増加速度は線形で1[Hz/s]）を入力し、その振動によって抵抗で生じる電力を測定、またその信号に対して1Hz毎（0.5秒に一回）にFFTを行うことでデータを取得する。また計測はボルトの各ストロークごとに9種類（0mm～48mmまで6mmごと）行う。また加振器により入力される力の大きさは入力する周波数によって大きく異なるが、各ストロークにおいて入力力が最大となる周波数の際に、その値がおよそ10N程度になるようにアンプの出力を調節する。

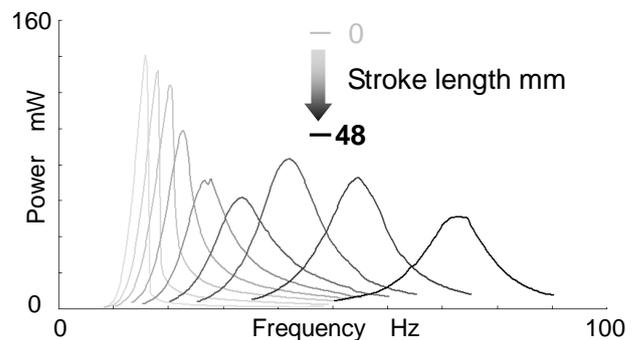


Fig. 3 Generating electric power in each amount of strokes

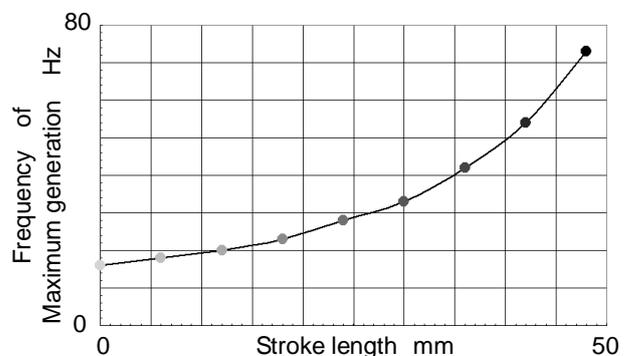


Fig. 4 Relations of amount of stroke and frequency of maximum generation

各ストローク量ごとの電力の実効値を Fig.3 に示す。灰色から黒になるにつれてストローク量を増加させたデータであるが、想定していたようにストローク量が大きくなるにつれて最大電力を生じる周波数が高周波数側にシフトしていく傾向が観測できる。また 20~30Hz 付近で最大電力の低下が見られるが、これは磁石を下方方向に押し下げていく際にコイルの中心部に磁石が位置してしまい、磁束の影響を大きく受けるコイルの両端を振動する際に通過できない為であると考えられる。また高周波になるほど振幅が小さくなるため最大電力が低下するが、いずれのストローク量においても、最大電力を生じている周波数においては他のストローク量よりも大きな電力を生じているので、ストローク量を変化させ、入力される振動の周波数に対応させることでより大きな電力を回収できると考えられる。

3. 対象物に合わせた二つの振動モードを持つ伝達構造

本章では幅を持った周波数で振動を大きく伝えるための伝達構造を考案するにあたって、まず簡易的な箱型形状物を対象に、そのものが持つ二つの振動モードに対して、それぞれ同じ周波数で二つの振動モードを持つことで、その二つの周波数において設置点から振動のエネルギーを吸収し、構造側に大きく伝える伝達構造を作成する。次に対象物の振動モードの腹となる位置に伝達構造を設置することで対象物側の振動レベルが低下するかの確認を行う。最後に一次の振動モード最大振幅点、二次の振動モード最大振幅点の二つと伝達構造上の最大振幅点を比較することで、振動伝達に対して伝達構造を用いることの有用性を確認する。

3.1 対象物の振動モードと伝達構造の設計条件

今回対象とするのは Fig. 5 に示すように側面に切れ込みが入っているアルミ製の直方体（高さ 110mm、横幅 800mm、奥行き 110mm、板厚 2mm）とする。この対象物は加振器を用いた事前の伝達関数測定の結果、Fig. 6 のような二つの振動モードを持ち、この二つの振動モードの周波数はそれぞれ 26Hz と 63Hz となっている。また二つの振動モードの最大振幅の位置は 200mm 程離れている。（一次の振動モードの最大振幅点は中心、二次の振動モードの最大振幅点は中心と端の midpoint に存在するため）

次に伝達構造を設計するにあたって、まず「動吸振器」の概念について説明する。動吸振器とはダイナミックダンパ（dynamic damper）とも呼ばれるもので、振動する系に対してばねと質量（ダンパー）を付加し、系の共振周波数付近においてばねと質量が共振することで系からエネルギーを奪い、振動を抑制するというものである。動吸振器自体の持つべき共振周波数の設計については、実際には理論に基づき計算を行うと、系の共振周波数とは微妙に異なるものとなるが、ここではその説明に関して割愛し「系と同じ共振周波数を持つ」と表現させてもらう。よって今回作成する伝達構造の設計条件として、以下の二つを指針とする。

- ① 26Hz と 63Hz 付近に振動モードを持ち、その振動モードの最大振幅点と同じ
- ② 対象物に接する伝達構造の足部分の間の距離が 200mm

この二つの条件のもと、CAE による解析を行い設計した伝達構造は Fig. 7 に示すように中心部の梁のねじれによる 26Hz の振動モードと橋部分全体が上下に振動する 63Hz の振動モードを有していて、どちらも図中の丸で示す梁の先端部で最大振幅を取っている。またこの二つの振動モードの周波数は梁の長さ、橋の板厚などの要素を調節することでそれぞれをシフトさせることが可能であり、対象とする物体の周波数ごとに合わせ込むことが可能であると考えられる。

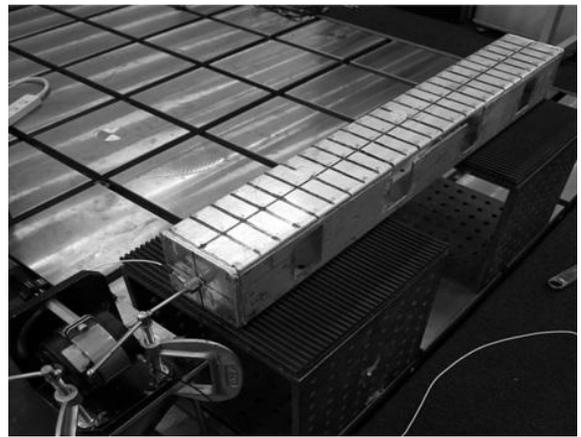


Fig. 5 Test object

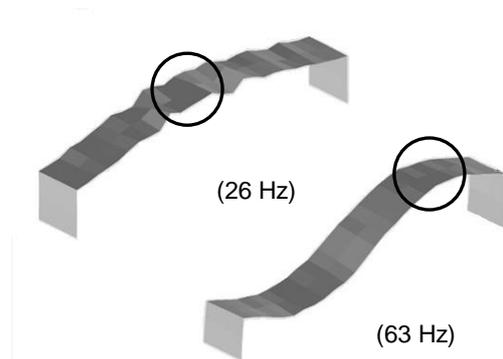


Fig. 6 Mode shapes (Test object)

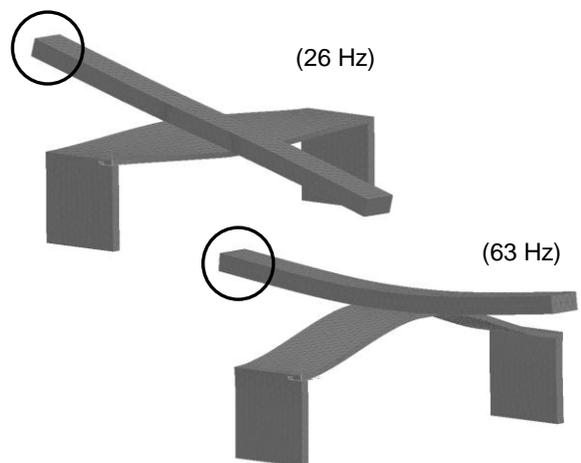


Fig. 7 Mode shapes (Transmitting structure)

3.2 伝達構造設置による対象物の振動低減の確認

3.1 で導いた寸法を元に実際に伝達構造を作成し、その効果を確認する。加振器を用いた伝達関数測定を行い、対象物の一次の振動モード最大振幅点、二次の振動モード最大振幅点の二点において伝達構造の有無でその比較を行う。Fig. 8, Fig. 9 にそれぞれ、対象物の一次の振動モードの最大振幅点における伝達構造の有無の比較、対象物の二次の振動モードの最大振幅点における伝達構造の有無の比較を示す。

Fig. 8 では対象とする一次の振動モードが存在する 26Hz 付近において伝達構造を設置することにより応答が減少していることが確認できる、Fig. 9 においても同様に二次の振動モードが存在する 63Hz 付近の応答の減少が確認できる。

このことから今回作成した伝達構造は26Hz付近と63Hz付近において効率良く対象物から振動を吸収していると考えられる。

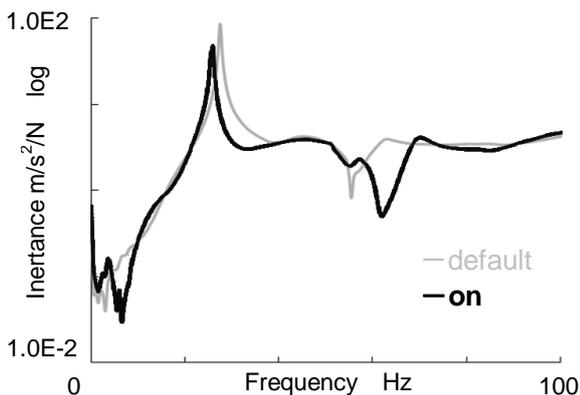


Fig. 8 FRF at the point of maximum amplitude of first mode

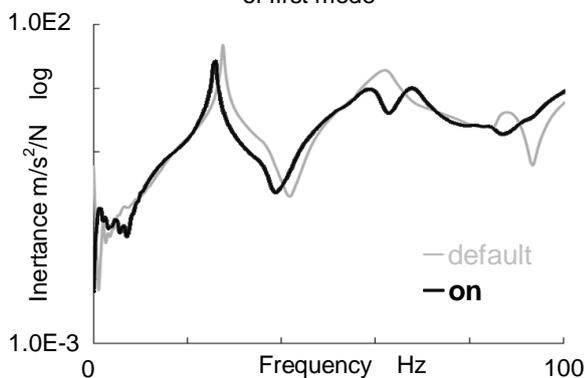


Fig. 9 FRF at the point of maximum amplitude of second mode

4.3 伝達構造上と対象物側の応答の比較

次に伝達構造上の最大振幅点が対象物の一次の振動モード最大振幅点、二次の振動モード最大振幅点（いずれも伝達構造を行っていない場合）と比べて、大きく振動を伝達できているのかの確認を行う。Fig. 9に伝達構造上の最大振幅点、一次の振動モード最大振幅点、二次の振動モード最大振幅点の三つの伝達関数の比較を示す。

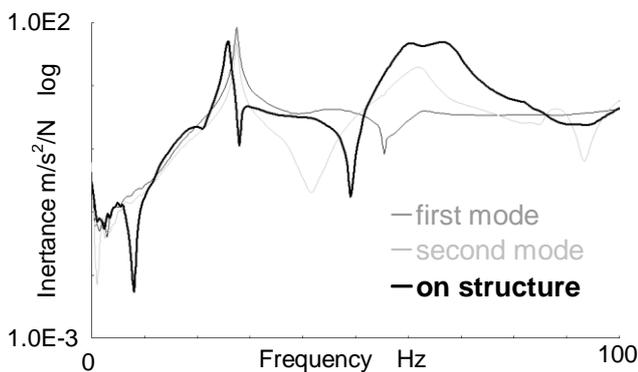


Fig. 10 Comparison of FRF

まず伝達構造上の最大振幅点と一次の振動モード最大振幅点の比較を行うと、伝達構造上の最大振幅点は26Hz（一次の振動モードの周波数）付近では一次の振動モード最大振幅点での応答と比較して最大量の低下は見られるが、63Hz（二次の振動モードの周波数）付近では圧倒的に大きな値を取って

いることが見て取れる。次に伝達構造上の最大振幅点と二次の振動モード最大振幅点の比較を行うと、伝達構造上の最大振幅点は26Hz（一次の振動モードの周波数）付近と63Hz（二次の振動モードの周波数）付近のどちらにおいても同量かそれ以上の値を取っていることが見て取れる。このことから伝達構造を介することで振動を幅の広い周波数で大きく伝えることができていると考えられる。

4. 実際の工業製品を用いた有用性の検証

本章では第2章で作成した共振周波数が可変であるダンパー装置と第3章で考案した2つの振動モードを有する伝達構造の概念を用いて、実際の工業製品として振動が問題となるオートバイのハンドルを対象に本研究の有用性を検証する。

4.1 ハンドルの振動モードと伝達構造の設計条件

対象とするオートバイのハンドルを Fig. 11 に示す。このハンドルは事前の伝達関数測定の結果、ダンパの共振周波数の可変幅において幾つかの振動モードを持つが、今回は Fig. 12 に示すような29Hzと45Hzの二つの振動モードを対象とする。またこの二つの振動モードの最大振幅点は図中に丸で示した位置となっていて、この二点は400mm程離れている。このことから第3章と同様に伝達構造の設計条件として以下の二つを指針とする。

- ①29Hzと45Hz付近に振動モードを持ち、その振動モードの最大振幅点と同じ
- ②ハンドルに接する伝達構造の足部分の間の距離が400mm



Fig. 11 Test object:2

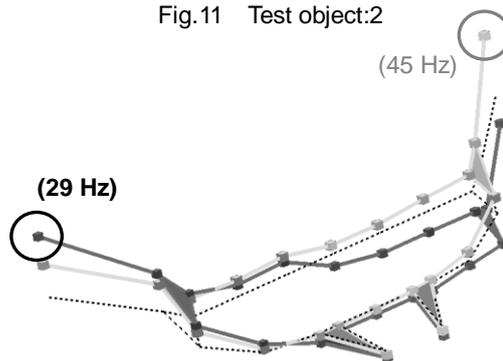


Fig. 12 Mode shapes (Test object:2)

また今回は実際に第2章で作成したダンパーを伝達構造の最大振幅点に設置した状態で上記の条件を満たす必要がある。これらのことを考慮の上、CAEによる解析を参考に実際に作成した伝達構造とダンパーの一体物を Fig. 13 に示す。この伝達構造とダンパーの一体物は第3章と同様に中心部の梁のねじれによる29Hzの振動モードと、橋部分全体が上下動する45Hzの振動モードを有する。

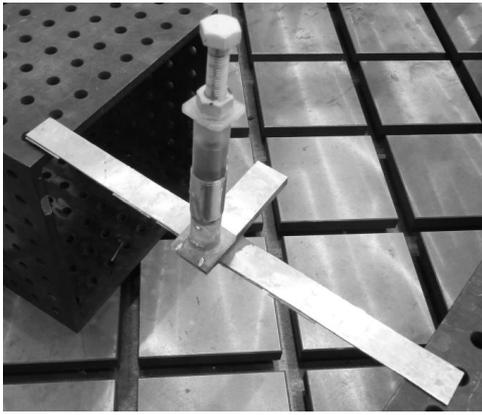


Fig. 13 Damper system

4.2 ハンドルの振動低減と発生電力の確認

Fig. 14 に示すように伝達構造とダンパーの一体物を二つの振動モードの最大振幅点に設置することで、実際にその対象とする二つの振動モードの周波数帯で振動低減と効率的なエネルギー回生が行われるか確認を行う。試験方法としてはエンジンを実際に稼働させることによって生じるハンドルの振動とダンパの電圧を計測、エンジンの回転数を 1000rpm から 4500rpm まで上げていき、その信号に対して 60rpm ごとに FFT を行うことでデータを取得する。またボルトのストローク量を第 3 章で求めたデータにより、ダンパーの共振周波数が 29Hz になるように設定する場合と 45Hz になるように設定する場合に分けて測定を行う。取得した振動のデータはエンジンの基本振動である回転一次成分のみを切り出して、電力のデータは毎回転数時でオーバーオール値を計算し、回転数を周波数 (60rpm=1Hz) に表示して評価を行う。



Fig. 14 Setup

29Hz の振動モードの最大振幅点におけるダンパー装置の有無の比較とその際の発生電力 (ダンパーの共振周波数も 29Hz) を Fig. 15, 45Hz の振動モードの最大振幅点におけるダンパ装置の有無の比較とその際の発生電力 (ダンパーの共振周波数も 45Hz) を Fig. 16 にそれぞれ示す。Fig. 15 ではダンパーを設置することにより、対象とする 29Hz 付近 (図中に丸で示す部分) において最大で 4dB 程度の振動低減が出来ている。Fig. 16 においては対象とする 45Hz 付近 (図中に丸で示す部分) において最大で 20dB 程度もの振動低減が出来ている。また最大発生電力も振動低減に対応して、Fig. 15 では 29Hz, Fig. 16 では 45Hz となっている。このことから対象とする振動モードに合わせた伝達構造を介して、共振周波数を可変とするダンパーを設置することで二つの振動モー

ド周波数において振動の減衰と効率的なエネルギー回生が可能であると考えられる。

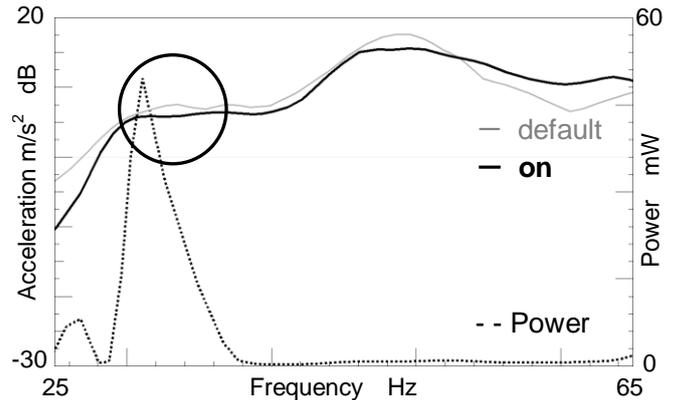


Fig. 15 Comparison of response (29Hz) and Generating electric power

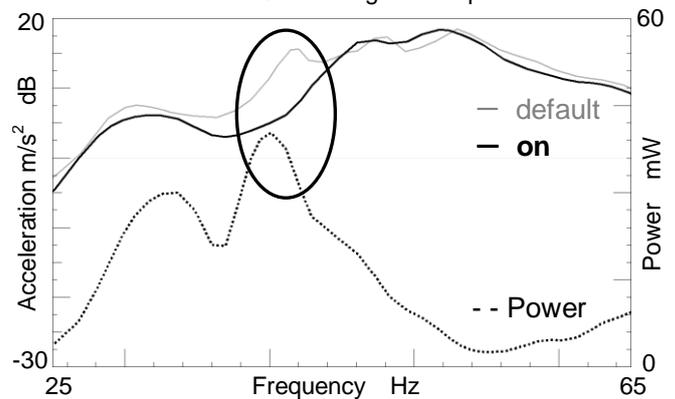


Fig. 16 Comparison of response (45Hz) and Generating electric power

5. 研究成果

- (1) 共振周波数が可変となるエネルギー回生ダンパーを作成しエネルギー回生効率の高い周波数をシフトさせることが出来た。
- (2) 対象物に合わせた伝達構造を作成し、二つの振動モードの周波数において対象物の振動低減を行い、かつ伝達構造側に大きく振動伝達を行うことが出来た。
- (3) 実際の工業製品であるオートバイのハンドルを対象にエネルギー回生ダンパーと伝達構造を用いることで、ハンドルの持つ二つの振動モードの周波数において、エンジンからの振動を低減させることと効率の良いエネルギー回生を行うことが出来た。

参考文献

- (1) 大久保信行, “機械のモーダル・アナリシス”, 中央大学出版部, (1982).
- (2) 背戸一登, “動吸振器とその応用”, コロナ社, (2010).
- (3) Ferdinando Mapelli, Edoardo Sabbioni, Davide Tarsitano, “ENERGY RECOVERING FORM VIBRATIONS IN ROAD VEHICLE” IMAC- XXVIII, pp.223-231,(2010).
- (4) Stefano Tornincasa, Elvio Bonisoli, Francesco Di Monaco, Sandro Moos, Maurizio Repetto, Fabio Freschi “Nonlinear Dynamics of an Electro-Mechanical Energy Scavenger” IMAC- XXIX, pp.171-181,(2011).
- (5) P L Green, K Worden, K Atallah, N D Sims, “Performance of linear and nonlinear resonant frequency energy harvesters under uncertain loading conditions” ISMA-2010, pp.4775-4790,(2010).