

平成 29 年 6 月 9 日現在

機関番号：17102

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2014～2016

課題番号：26420168

研究課題名(和文) モードの局在化を利用した振動低減のメカニズム解明と設計指針の構築

研究課題名(英文) Mechanism and Parameter Design for Vibration Suppression Using Mode Localization

研究代表者

森 博輝 (Mori, Hiroki)

九州大学・工学研究院・准教授

研究者番号：50451737

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,800,000円

研究成果の概要(和文)：本研究の目的は、振動系に局在化を発生させて系の一部の振幅を大きくした上で、その位置にダンパを設置することによる効率的な振動低減法の構築である。対象として、床から分布剛性で支持された一様な弦の振動を取り扱った。

実験と2種類のモデルによる解析より、局在化によって自由振動における減衰を速やかにし、強制振動における共振振幅を小さくできることを示すとともに、パラメータの影響を明らかにした。さらに、モード解析により自由振動を効率的に低減するための設計指針を示した。

研究成果の概要(英文)：The presence of irregularity in a periodic structure results in the vibration localization which exhibits locally large amplitude. The combination of the vibration localization and a viscous damper can be one way to improve damping performance by intentionally creating a vibration mode which is strongly localized at the damper position. This study investigates the behavior of free and forced vibration of a uniform tensioned string which is coupled to ground through homogeneously distributed stiffness and to a viscous damper, examining the effect of vibration localization on the damping performance. Damping characteristics are evaluated by analyses of two types of the analytical models as well as by experiment. The results show that the added concentrated mass induces vibration mode which is strongly localized at the damper position, demonstrating improvement in damping performance.

研究分野：機械力学，機械振動学

キーワード：制振 局在化 ダンパ

1. 研究開始当初の背景

周期性の強い構造物では、系内のわずかな不均一によって固有モードの局在化が生じ、特定の部位のみが大きく振動するモード形状となることがある。たとえば、タービンブレードの加工・組立誤差により生じるモードの局在化は疲労寿命に深刻な影響を及ぼすことから、1970年頃から国内外で盛んに研究された。その後、回転体以外の基本的な系についても理論的研究がなされ、局在化の発生メカニズムについてはかなりの部分まで明らかになっている。

たとえば、Hodges は、ばねに支持された質点がばらついた間隔で取り付けられた弦の振動について、質量の個数の増加とともに波動の反射が全反射に近くなることでモードの局在化が生じることを示している (“Confinement of Vibration by Structural Irregularity”, Journal of Sound and Vibration, 1982). Pierre らは振り子が結合された系について結合の大きさを摂動とみなした摂動法を用いて強い局在化 (strong localization) が生じる条件式を導出するとともに、局在化したモード形状は不均一性を有する振動子が結合されていない系の固有モード形状に起因していることを示している (“Localization of Vibrations by Structural Irregularity”, Journal of Sound and Vibration, 1987). この他、端部の並進変位が床に拘束された2本のはりを長手方向に剛結合した系をはじめとして (“Localized Vibrations of Disordered Multispan Beams: Theory and Experiment”, AIAA Journal, 1987), 複数のはりが直列あるいは並列に結合された系において生じる局在化の特性も調べられている。

一方で、局在化は振動エネルギーが系の特定部位に集中する現象であることから、この特性を利用すれば新たな振動低減手法が開発できる可能性がある。しかし、局在化を用いた振動絶縁の提案例はあるが (田中ら, 日本機械学会論文集, 2008年), 現状では積極的な利用を試みる例は非常に少ない。

2. 研究の目的

本研究では、意図的に局在化を発生させて振動系の特定部位の振幅を局所的に大きくした上で、その位置にダンパを取り付けることによる効率的な振動低減の可能性を探る。さらに、このような振動低減のメカニズムに関する考察を行い、振動低減効果を最大とする系の設計指針の構築を目指す。考察の対象には、解析と実験の両方が可能であることを考慮して、床との間に分布剛性を有する水平な弦のモデルを用いる。

3. 研究の方法

本研究で対象とする系の解析モデルを図1に示す。曲げ剛性の無視できる長さ l , 線密度 ρ , 張力 T の一様な弦が水平に張られ、弦の両端は壁に固定されている。弦は分布剛性

と分布減衰で床と結合されており、それぞれの単位長さあたりの剛性および減衰係数を k_d および c_d とする。弦の一点には質量 Δm の付加質量と減衰係数 c_p のダンパを取り付けることができ、その取り付け位置を $x = x_p$ とする。さらに、強制振動の解析では、 $x = x_F$ の位置において弦に $F \sin \omega t$ の周期外力が作用するものとする。

弦を長さ方向に n 分割し、分布質量の影響を各分割位置に離散化された $\rho l/n$ の質量として扱う。分布減衰および分布剛性の影響についても離散化された減衰係数 $c_d l/n$ の減衰器および剛性 $k_d l/n$ のばねとして扱い、図1の系を $n-1$ 自由度系に変換する。ただし、付加質量とダンパは p 番目の質点の位置に取り付けられるものとする。

このような離散モデルの運動方程式を導出して無次元化すると、 $i (\neq p)$ 番目の質点について次式が得られる。

$$\frac{1}{n} \bar{u}_i^{(2)} + \frac{2\zeta_d \bar{\omega}_k}{n} \bar{u}_i^{(1)} - \frac{n}{\pi^2} \bar{u}_{i-1} + \left(\frac{2n}{\pi^2} + \frac{\kappa^2}{n} \right) \bar{u}_i - \frac{n}{\pi^2} \bar{u}_{i+1} = 0 \quad (1)$$

ただし、強制振動の解析においては、周期外力が作用する質点についてのみ右辺を零から $\bar{F} \sin \omega t$ に変更する。また、弦の両端における変位は次式を満たすものとする。

$$\bar{u}_0 = \bar{u}_n = 0 \quad (2)$$

付加質量とダンパが取り付けられた p 番目の質点に関する運動方程式は次式となる。

$$\left(\frac{1}{n} + \mu \right) \bar{u}_p^{(2)} + \left(\frac{2\zeta_d \bar{\omega}_k}{n} + \zeta_p \bar{\omega}_k \right) \bar{u}_p^{(1)} - \frac{n}{\pi^2} \bar{u}_{p-1} + \left(\frac{2n}{\pi^2} + \frac{\kappa^2}{n} \right) \bar{u}_p - \frac{n}{\pi^2} \bar{u}_{p+1} = 0 \quad (3)$$

ここに、

$$\bar{u}_i = \frac{u_i}{l}, \quad {}^{(i)}n = d^i / d\bar{t}^i, \quad \bar{t} = \omega_0 t \quad (4)$$

であり、以下のパラメータを導入した。

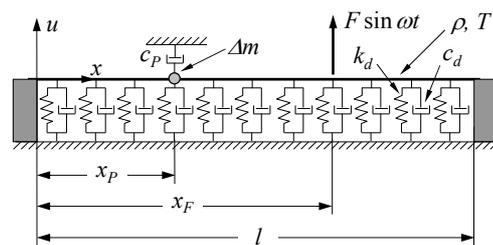


図1 解析モデル

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_p &= \frac{x_p}{l}, \bar{x}_F = \frac{x_F}{l}, \mu = \frac{\Delta m}{\rho l} \\ \zeta_d &= \frac{c_d}{2\rho\omega_\kappa}, \zeta_p = \frac{c_p}{\rho l\omega_\kappa}, \bar{\omega}_\kappa = \sqrt{1+\kappa^2} \\ \bar{\omega} &= \frac{\omega}{\omega_0}, \kappa = \frac{l}{\pi} \sqrt{\frac{k_d}{T}}, \omega_\kappa = \sqrt{1+\kappa^2}\omega_0 \\ \omega_0 &= \frac{\pi c_0}{l}, c_0 = \sqrt{\frac{T}{\rho}}, \bar{F} = \frac{F}{\pi^2 T} \end{aligned} \right\} (5)$$

表 1 パラメータ

$\kappa[-]$	4.3
$\zeta_d[-]$	0.006
$\zeta_p[-]$	0.011
$\bar{F}[-]$	6.5×10^{-5}

式(5)における μ は弦の質量で無次元化された付加質量, ζ_d および ζ_p はそれぞれ分布減衰およびダンパに起因する減衰比である. κ は分布剛性 k_d の大きさを表すパラメータであり, 分布剛性と張力の比で決まる. また, ω_κ は付加質量がない場合の 1 次の固有角振動数, ω_0 は付加質量と分布剛性がない場合の 1 次の固有角振動数を表す. なお, 弦の張力を無視して分布剛性のみを考慮した系の固有角振動数を $\Omega_0 (= \sqrt{k/\rho})$ とすれば, κ, ω_0 および Ω_0 の間には $\kappa = \Omega_0 / \omega_0$ の関係がある.

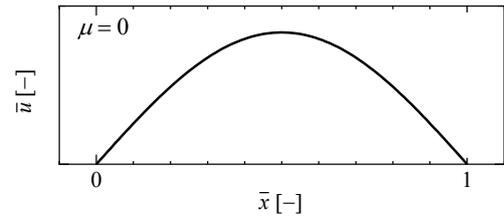
さらに, 本研究では作製した装置を用いた実験的な検討も行った. 実験装置では, 分布剛性に対応する多数の片持ちばりを並列に配置し, その先端に張力を付加した金属製の弦を結合させた. 付加質量およびダンパは弦の一点におもりとオイルダンパを取り付けることで付加し, 周期外力は電磁石を用いて弦の一点を加振することにより作用させた.

本報告書に示す解析においては, 弦の分割数を $n = 100$ に設定した. 計算に用いたパラメータを表 1 に示す. これらは実験装置の特性を元に決定した. なお, 本研究の解析では図 1 の離散モデルに加えて連続体モデルによる計算も実施した. 本報告書で示すすべての結果について, 連続体モデルによる解析結果は離散モデルから得られた結果と一致した.

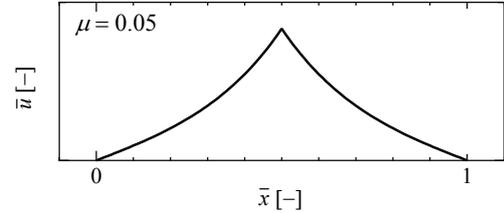
4. 研究成果

まず, $\bar{F} = 0$ とおいた場合を考え, 自由振動の減衰に対する局在化の影響について述べる. 付加質量を取り付けていない $\mu = 0$ の場合と, $\mu = 0.05$ の付加質量を取り付けた場合について, $\zeta_d = \zeta_p = 0$ と設定して得られた 1 次の不減衰固有モードを求めた結果を図 2 に示す. 図より, 付加質量がない場合のモード形状は正弦波の半波長となるが, 付加質量がある場合にはその位置で変位が局所的に大きくなっており, 局在化が生じている.

図 3 は, $\mu = 0.009$ および $\mu = 0.067$ の 2 通

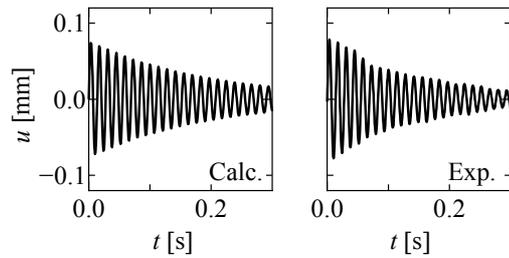


(a) 付加質量がない場合

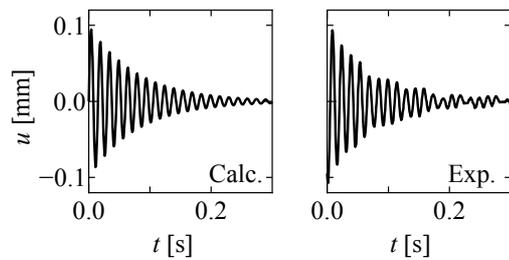


(b) 中央に $\mu = 0.05$ の付加質量がある場合

図 2 弦の振動モード



(a) $\mu = 0.009$



(b) $\mu = 0.067$

図 3 自由振動の減衰に及ぼす付加質量の影響 ($\bar{x}_p = 0.8$)

りについて, 計算および実験によって得られた減衰自由振動波形を描いたものである. ダンパ位置は $\bar{x}_p = 0.8$ とした. 図のように, 付加質量が非常に小さく殆ど局在化の生じていない $\mu = 0.009$ の場合には自由振動が緩やかに減衰しているが, 付加質量を $\mu = 0.05$ として局在化を発生させると, 自由振動の減衰が速くなることが確認できる. これは, 局在化により系の自由振動に関する減衰性能が向上していることを示している.

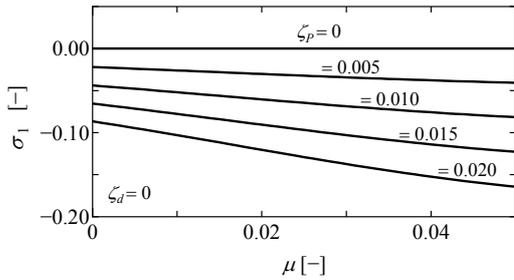


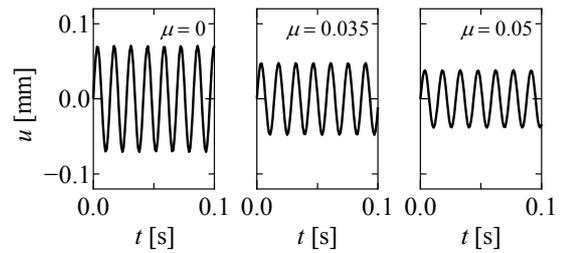
図4 1次モード固有値の実部

図4は、局在化の発生がダンパ性能に及ぼす影響について詳しく調べるために、 $\zeta_d = 0$ として分布減衰を無視した場合について、付加質量を変化させながら無次元固有値の実部を計算した結果である。図の横軸は付加質量 μ 、縦軸は1次モードの無次元固有値の実部 σ_1 であり、いくつかの ζ_p に関して計算を行った。図に示すように、 $\zeta_p = 0$ の場合には完全な不減衰系となるため、 μ の値によらず $\sigma_1 = 0$ となっている。 $\zeta_p \neq 0$ の場合にはいずれの計算結果においても、図に示した範囲において σ_1 の値は付加質量 μ の増加とともに減少している。これは μ を増加させてより強い局在化を発生させることにより、自由振動の減衰に対するダンパ性能を向上させることが可能であることを意味する。

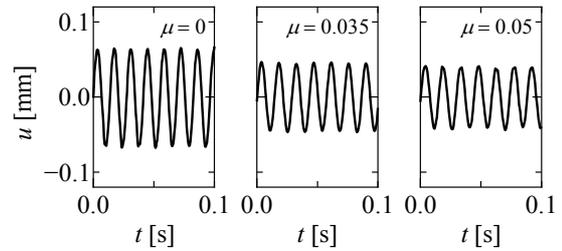
次に、局在化の発生が強制振動の低減に及ぼす影響について調べるために、付加質量 μ の値が異なる3通りについて実験と計算から共振状態における弦の振動の大きさを調べた。付加質量およびダンパを $\bar{x}_p = 0.5$ の位置に設置してこの位置を測定点とし、周期外力による加振位置は $\bar{x}_F = 0.8$ とした。計算結果を図5(a)、実験結果を図5(b)に示す。

図5のように、計算結果と実験結果はよく一致しており、付加質量を取り付けて局在化を発生させた $\mu \neq 0$ の結果は付加質量の無い $\mu = 0$ の結果に比べて振幅が低減されている。さらに、 $\mu = 0.035$ に比べて付加質量の大きな $\mu = 0.05$ の場合における振幅がより小さい。このことから、局在化を発生させると強制振動の低減にも効果があることがわかる。

最後に、局在化の発生による振動低減のメカニズムについて検討するために、自由振動における減衰性能の向上に関してモード解析を実施した。式(1)~(3)を行列表示した上で減衰項を無視して得られる実固有モードによりモード行列を構成する。それをを用いて変数をモード座標に変換した上で左からモード行列の転置を乗じ、減衰行列の非対角項を無視すると、モード分離された運動方程式が得られる。1次モードの運動方程式の係数であるモード質量 m_1 およびモード減衰係数 c_1 を求めると、1次モードの固有値の実部の近似値は $\sigma_1 = -c_1 / (2m_1)$ で与えられる。一方、上記の計算では c_1 をダンパの減衰 ζ_p に起因する項 c_p と分布減衰 ζ_d に起因する項 c_d の和



(a) 計算結果



(b) 実験結果

図5 共振振幅に対する付加質量の影響
($\bar{x}_p = 0.5, \bar{x}_F = 0.8$)

表2 1次モード固有値の実部

μ [-]	σ_1 [-]	σ_{1P} [-]	σ_{1d} [-]
0	-0.075	-0.049	-0.026
0.05	-0.111	-0.090	-0.022

表3 1次モードのモード質量

μ [-]	m_1 [-]	m_{1P} [-]	m_{1d} [-]
0	0.50	0	0.50
0.05	0.27	0.05	0.22

$c_1 = c_p + c_d$ で表すことができるため、 $\sigma_{1P} = -c_{1P} / (2m_1)$ および $\sigma_{1d} = -c_{1d} / (2m_1)$ とおけば、 $\sigma_1 = \sigma_{1P} + \sigma_{1d}$ の関係が成立する。なお、実固有モードの計算においては、ダンパ設置位置(付加質量の取り付け位置)における振幅が1となるように正規化を行った。

表2はこのようにして得られた σ_1 、 σ_{1P} および σ_{1d} の値を $\mu = 0$ および $\mu = 0.05$ のそれぞれの場合について示したものである。付加質量およびダンパの位置は $\bar{x}_p = 0.5$ とした。なお、表2に示した数値の桁数の範囲内で、モード解析で得られた σ_1 の値は減衰行列の非対角項を無視せずに求めた厳密値と一致した。表より、 $\mu = 0.05$ の付加質量を取り付けると σ_{1d} の値は増加、 σ_{1P} の値は減少しており、後者の変化の方が大きいため σ_1 は減少することがわかる。したがって、付加質量による減衰性能の向上は、ダンパによる減衰の効果が高くなることで生じているといえる。

上述のように実固有モードの値はダンパ設置位置の振幅が1となるように正規化していることから、 c_{1P} の値は付加質量の有無によらず一定となる。したがって、 σ_{1P} の変化はモード質量 m_1 の変化によって生じ、 σ_{1P} が減少するためには m_1 が小さくならなければならない。

モード質量 m_1 は付加質量 μ に起因する項 m_{1P} と分布質量に起因する項 m_{1d} の和 $m_1 = m_{1P} + m_{1d}$ の形で表すことができる。これら m_1 、 m_{1P} および m_{1d} の値を $\mu = 0$ および $\mu = 0.05$ の場合について求めた結果を表3に示す。上述したような実固有モードの正規化によって m_{1P} は μ と一致することから、表に示すように m_{1P} の値は μ とともに増加する。一方、 m_{1d} は $\mu = 0.05$ のときの値が $\mu = 0$ のときに比べて大きく減少しており、その結果、モード質量 m_1 の値が減少することがわかる。

このように、モードの局在化による減衰性能の向上は、分布質量に起因するモード質量の減少に起因するものと考えられる。言い換えれば、制振対象とする振動モードのモード質量が最も小さくなるように付加質量の値と取り付け位置を決定することで、自由振動を効率的に低減できるものと考えられる。

5. 主な発表論文等

[雑誌論文] (計1件)

- ① Hiroki Mori, Takuo Nagamine, Yuichi Sato, The Effect of Vibration Localization on the Performance of a Viscous Damper, Proceedings of the 24th International Congress on Sound and Vibration, 2017, in press.

[学会発表] (計1件)

- ① 森 博輝, 長嶺拓夫, 佐藤勇一, 減衰特性に対する振動モードの局在化の影響, 日本機械学会九州支部第70期 総会・講演会, 講演論文集, No.178-1, pp.365-366, 2017年3月14日, 佐賀大学理工学部.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

森 博輝 (MORI, Hiroki)
九州大学・大学院工学研究院・准教授
研究者番号：50451737

(2) 研究分担者

長嶺 拓夫 (NAGAMINE, Takuo)
埼玉大学・大学院理工学研究科・教授
研究者番号：00323379

佐藤 勇一 (SATO, Yuichi)
埼玉大学・その他部局等・理事
研究者番号：30134828