

科学研究費助成事業（科学研究費補助金）研究成果報告書

平成24年5月10日現在

機関番号：13301

研究種目：基盤研究（C）

研究期間：2009～2011

課題番号：21560236

研究課題名（和文） 振動子群の相互衝突を利用したダンパの開発

研究課題名（英文） Development of Vibration Damper Using Mutual Collision of Plural Vibrators

研究代表者

岩田 佳雄（IWATA YOSHIO）

金沢大学・機械工学系・教授

研究者番号：90115212

研究成果の概要（和文）：先端に質量を持つ片持ちはり状の振動子の集まり（振動子群）を構造物上に設置し、振動子相互の質量の衝突によって振動エネルギーを吸収するダンパを開発した。振動子が2個の基本的な場合について、振動子間の距離、反発係数、固有振動数がダンパ性能に及ぼす影響を明らかにし、直線的に配置した振動子3個の場合にもほぼ同様であることを示した。次に x - y 二方向に振動する振動子を平面的に設置して面内で振動する構造物の制振を試み、本ダンパが効果的に作用することを実証した。

研究成果の概要（英文）：A vibration damper with plural vibrators which consist of a cantilever beam and a mass of its end has been developed to absorb the main system mechanical energy with their mutual collisions. Influence of a gap between the vibrators, the coefficient of restitution and the natural frequency on the damper performance is made clear in the case of two vibrators. It is shown that the effect for a three vibrators damper is same as the two vibrators. Vibration suppress for a structure with two directional vibrations in plane is tried by the vibrators moving in x - y plane and it is demonstrated that the present damper is also effective to the two directional vibrations.

交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2009年度	2,500,000	750,000	3,250,000
2010年度	500,000	150,000	650,000
2011年度	600,000	180,000	780,000
年度			
年度			
総計	3,600,000	1,080,000	4,680,000

研究分野：振動工学

科研費の分科・細目：機械工学・機械力学・制御

キーワード：振動，制振，ダンパ，衝突，エネルギー散逸

1. 研究開始当初の背景

衝突を利用した制振用ダンパとして、衝突ダンパや粒状体ダンパがよく知られている。これらのダンパは衝突によってエネルギー散逸するものであり、それが設置された主系の振動を抑えるように設計がなされるが、基本的には衝突体同士の衝突を促進すること

がよいと考えられている。従来の衝突ダンパや粒状体ダンパでは衝突体が自由に運動する分、運動が複雑になり、制振の最適条件を見出すことが難しい。そこで、先端に質量を持つ片持ちはり状の振動子の集まり（振動子群）からなり、これらの振動子相互の衝突によって主系の振動エネルギーを吸収する仕

組みのダンパを考案した。振動子質量が片持ちはりによって拘束されているので、振動子の衝突運動を予想することが困難ではない。また、様々な固有振動数を持った振動子を配置することによって振動子の衝突を促進することが期待できる。さらに振動子を平面的に配置することによって2方向の振動の制振にも対応することができると考えた。

2. 研究の目的

先端に質量を持つ片持ちはり状の複数の振動子を制振対称の主系に設置し、振動子相互の衝突によって系全体の振動エネルギーを吸収する仕組みのダンパを開発することを目的としている。振動子の基本的な挙動を調べるため、まずは振動子が2個の場合について主系が衝撃を受けるときの実験を行い、制振効果を確認する。つぎにこの系のモデルを作成し、妥当性の検証後にシミュレーションによって制振効果が最大となる振動子パラメータの探求を行う。さらに振動子が増えた場合の制振効果についても検討する。また、主系が x - y の2方向に振動する場合に振動子を2次元的に配置することによって2方向の振動を同時に制振することを試みる。

3. 研究の方法

主系に振動子2個が設置された系を図1のように製作し実験を行った。主系は水平方向に振動する一層構造物となっており、主系質量のジュラルミン板と、主系ばねのリン青銅製の板ばねから成り立っている。振動子はリン青銅製のほり先端に合成樹脂製の円筒形質量が取り付けられている。制振実験では主系質量に水平方向から衝撃を与えてその後の振動応答を測定した。振動子と主系の応答を高速度ビデオカメラで撮影し、振動変位を測定した。そして振動子の片持ちはりとは円筒形質量を様々に変え、実験を行った。この実験系をモデル化したものを図2、制振実験で使用した各パラメータ値を表1に示す。

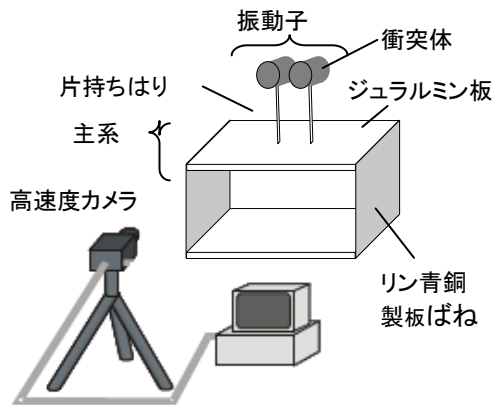


図1 制振実験の様子

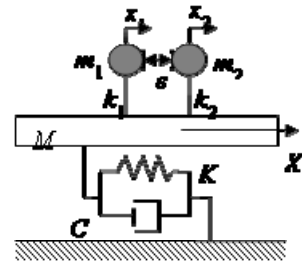


図2 主系に振動子2個のモデル

表1 実験系のパラメータ

振動子質量	m_1, m_2	0.03kg
振動子ばね定数	k_1, k_2	10~184N/m
振動子反発係数	e	0.55
振動子間距離	s	0~1mm
主系質量	M	2.26kg
主系粘性減衰係数	C	0.47Nm/s
主系ばね定数	K	6005N/m

図2の系の運動方程式を無次元化するとつぎのようになる。

$$\begin{cases} \ddot{\xi}_1 + \omega_1^2(\xi_1 - \Xi) = 0 \\ \ddot{\xi}_2 + \omega_2^2(\xi_2 - \Xi) = 0 \\ \ddot{\Xi} + 2\zeta\dot{\Xi} + \Xi - \mu_1\omega_1^2(\xi_1 - \Xi) - \mu_2\omega_2^2(\xi_2 - \Xi) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\Omega = \sqrt{K/M}, \quad \tau = \Omega t, \quad \zeta = C/(2\sqrt{MK}), \quad \delta = s/(V_0/\Omega)$$

$$\xi_1 = x_1/(V_0/\Omega), \quad \xi_2 = x_2/(V_0/\Omega), \quad \Xi = X/(V_0/\Omega)$$

$$\omega_1 = \sqrt{k_1/m_1}/\Omega, \quad \omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}/\Omega$$

$$\mu_1 = m_1/M, \quad \mu_2 = m_2/M$$

シミュレーションでは式(1)を数値積分法で解き、振動子の衝突の度に運動量保存則と反発係数の式から衝突直後の振動子速度を求めて計算を続け、シミュレーション結果が実験と等しくなることを確認した。制振効果を評価するため、系全体のエネルギーの減少率を基準とし、制振性能を最大にする振動子パラメータを決定した。さらに振動子が3個以上の場合について制振効果の動向を調べた。

つぎに x - y の2方向に振動する主系を制振するため、平面的に振動子を配置して実験を行った。図3に示すように正三角形の頂点にそれぞれ振動子を配置した系を製作し、主系のインパクト加振の方向を変えて実験した。振動子も2方向に振動するため、合成樹脂製の丸棒の先端に合成樹脂製の質量を取り付けた振動子を製作した。このときには上方から高速度ビデオカメラで撮影して振動子と主系の応答を測定した。実験系のパラメータを表2に示す。 x - y の2方向の運動方程式を作成し、同様に運動量保存則と反発係数の関係式から衝突の度に衝突直後の速度を求

めてシミュレーションを行った。

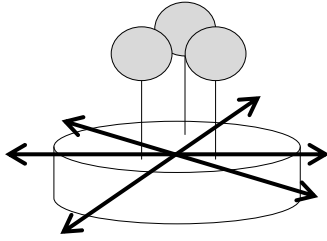


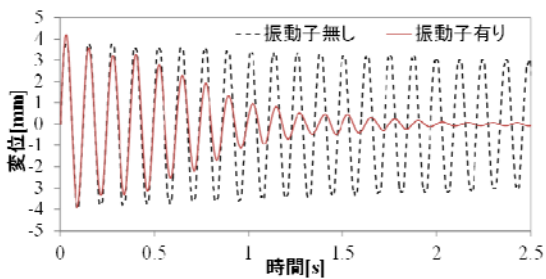
図3 2方向に振動する場合の振動子

表2 2方向の実験系パラメータ

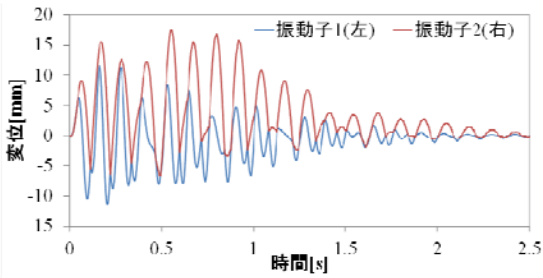
m_1	0.015kg	k_1	189.8N/m
m_2	0.015kg	k_2	85.30N/m
m_3	0.015kg	k_3	49.80N/m
M	1.66kg	c_1	0.10Nm/s
K	6423N/m	c_2	0.05Nm/s
C	0.62N·m/s	c_3	0.04Nm/s

4. 研究成果

振動子が2個の実験において最も制振効果が大きかった場合を図4に示す。図4(a)は主系の振動応答で、振動子の有無の状態を比較している。この図から振動子の設置による制振効果を確認することができる。図4(b)は振動子の応答であり、振動子の衝突が制振効果に影響していることがわかる。図5にこの実験系に等しいシミュレーションの結果を示す。図5(a)は主系の応答であり、図4(a)の実験結果とほぼ等しいことがわかる。図5(b)は振動子の応答であるが、主系の振動と同期して衝突が起きており、振動子衝突の同期が重要であることが考察された。

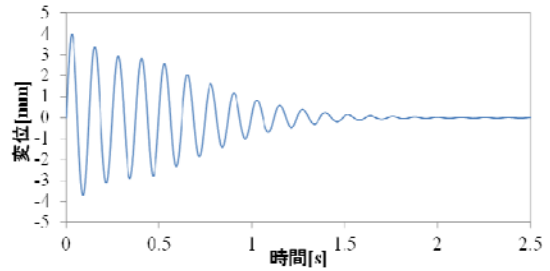


(a) 主系振動

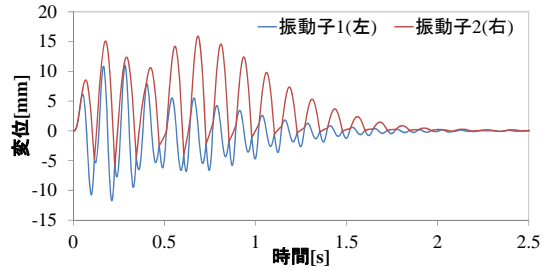


(b) 振動子振動

図4 振動子2個の実験結果



(a) 主系振動



(b) 振動子振動

図5 振動子2個のシミュレーション結果

シミュレーションの妥当性が得られたので、シミュレーションによって制振効果が最大になる振動子パラメータを求めた。振動子の固有振動数を様々に変え、系のエネルギー減少速度が速くなるものを探索した。図6に2つの振動子の固有振動数 ω_1 と ω_2 のそれぞれを横軸と縦軸に取り、エネルギー減少の速度を色分けしたものを示す。青色の部分エネルギーが減少する時間が短い場合を示している。 $\omega_1=1.31\text{rad/s}$ 、 $\omega_2=0.60\text{rad/s}$ のとき(図6中の白丸)が最もエネルギー減少の時間が短く、制振効果が最も大きくなる。また図6から、一方の振動子が主系の固有振動数 1rad/s より大きく、他方が小さい場合に制振効果が大きくなることがわかる。振動子の反発係数が0.5付近が制振効果がよいこと、振動子の間隔はある程度小さければ制振効果は変わらないことがシミュレーションから得られた。このことから振動子の間隔は微小であればよいことがわかった。

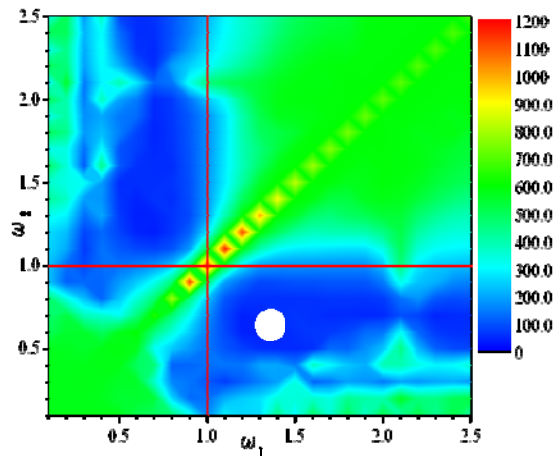


図6 エネルギー減少率

振動子の個数を増やしたときの効果について調べた結果、3個、4個、5個と増やすにつれて主系の振動が早く減衰し、制振効果が大きくなることが得られた。図7に5個の場合を示す。振動子個数が増加すると衝突回数が増えるためであると考えられる。

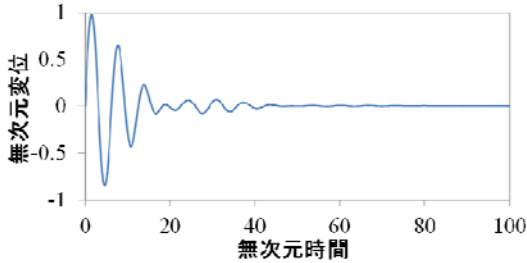
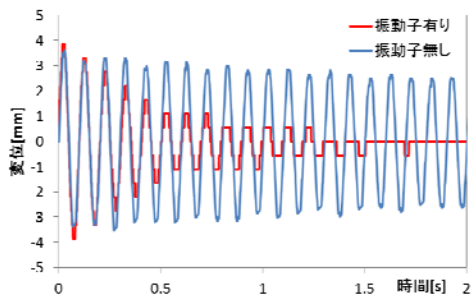
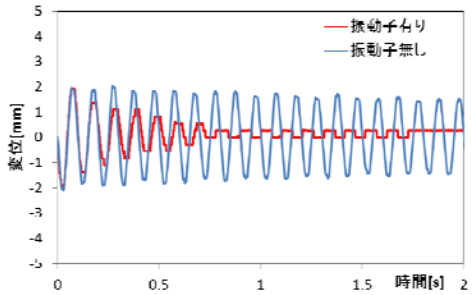


図7 振動子5個の場合

図3に示すように振動子を平面的に配置した場合について実験を行った。x軸に対し30度の方向から主系をインパクト加振した場合の主系応答を図8に示す。振動子が無い場合に比べx方向、y方向共に振動の減衰が早いことがわかる。振動子1のx-y面内の振動軌跡を図9に示す。図9(a)は実験において測定されたもの、図9(b)はシミュレーションから求められたものである。シミュレーションでは振動子の衝突体重心の軌跡を描いているのに対し、実験では振動子先端の軌跡を描いているので、実験の軌跡の方が大きくなっている。しかし軌跡としては両者の軌道がほぼ一致していることがわかる。振動子を平面的に配置するとx-yの2方向の制振が可能になることが得られた。

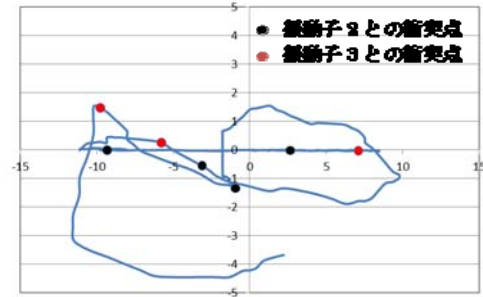


(a) x方向の応答

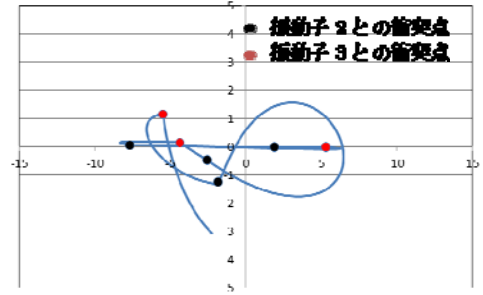


(b) y方向の応答

図8 x-yの2方向に振動する主系の応答



(a) 実験



(b) シミュレーション

図9 x-y面内における振動子の応答

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[学会発表] (計3件)

- ① 小林岳洋, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 振動子の衝突を利用した制振装置, 日本機械学会北陸信越支部第49期総会・講演会, 2012年3月10日, 金沢工業大学(石川県)
- ② 高崎達也, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 小林岳洋, 振動子の衝突を利用した制振装置の基礎的検討, 日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会, 2011年9月8日, 高知工科大学(高知県)
- ③ 小林岳洋, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 小川孝吉, 複数振動子の衝突を利用した制振装置の開発, 日本機械学会機械力学・計測制御部門講演会, 2010年9月15日, 同志社大学(京都府)

6. 研究組織

(1) 研究代表者

岩田 佳雄 (IWATA YOSHIO)
 金沢大学・機械工学系・教授
 研究者番号: 90115212

(2) 研究分担者

小松崎 俊彦 (KOMATSUZAKI TOSHIHIKO)
 金沢大学・機械工学系・准教授
 研究者番号: 80293372

(3) 連携研究者

なし