

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 6月 8日現在

機関番号：82723

研究種目：基盤研究(C)

研究期間：2009～2011

課題番号：21560255

研究課題名（和文） 新型比例摩擦ダンパの開発および振動絶縁・抑制装置への応用に関する研究

研究課題名（英文） Development of New Type Linear Friction Damper and Its Application to Vibration Isolation and Reduction System

研究代表者

山口 秀谷 (YAMAGUCHI HIDEYA)

防衛大学校・システム工学群・教授

研究者番号：80143014

研究成果の概要（和文）：ばねと摩擦ダンパで構成された振動絶縁装置は単純な機構で大きな減衰力が得られ保守管理が容易である。しかしながら、摩擦力一定のダンパでは振動が収束した後つり合い位置からずれて止まったり、共振ピークを抑制できないなどの問題がある。このような問題に対処する方法の一つとして、摩擦力を相対変位に応じて変化させるダンパ（本研究では比例摩擦ダンパと呼ぶ）がある。本研究では傾斜レバーと円柱ブロックから構成された単純な構造の新たな比例摩擦ダンパを提案し、基本的に期待された性能を発揮できることを数値シミュレーションおよび実験によって検証した。

研究成果の概要（英文）：For a passive isolation system, a friction damper is often used because it is simple, inexpensive and reliable. However, the ordinary friction damper of constant friction force has performance limitation, because the isolation characteristic declines when the friction force is large, while resonant peak becomes large when the friction force is small. Furthermore, the displacement remains apart from the equilibrium position after the disturbance disappeared. In order to overcome above drawbacks, the new type of friction damper is proposed in this paper. The damper is devised to make the magnitude of the friction force proportional to the relative displacement by contacting the inclined lever with rotational spring to the cylindrical block. The experimental and numerical results verified the effectiveness of the proposed mechanism.

交付決定額

（金額単位：円）

	直接経費	間接経費	合計
2009年度	2,200,000	0	2,200,000
2010年度	1,200,000	0	1,200,000
2011年度	400,000	0	400,000
年度			
年度			
総計	3,800,000	0	3,800,000

研究分野：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：摩擦ダンパ，振動絶縁装置，減衰装置，摩擦力，振動抑制，制振，免震装置

1. 研究開始当初の背景

半導体検査装置のような精密機器においては外部から伝達される振動によって所要の性能を発揮できなくなり，逆にプレス機のように振動を発生する装置は他の機器に悪

影響を及ぼす。このため，従来から各種の振動絶縁対策が講じられてきている。

特に，ばねと摩擦ダンパで構成された振動絶縁装置は単純な機構で大きな減衰力が得られ保守管理が容易であるため，建物などの

大型構造物にも用いられている。しかしながら、摩擦力一定のダンパでは振動が収束した後つり合い位置からずれて止まったり、共振ピークを抑制できないなどの問題がある。このような問題に対処するため、摩擦ダンパを片効き化して残留変位を抑制する研究や摩擦力を相対変位に応じて変化させるダンパ（本報告書では比例摩擦ダンパと呼ぶ）の研究などがなされている。

ところで、研究代表者の先の研究では、振動絶縁対象物を搭載するテーブルを支点まわりに回転可能な2組のレバーと復原ばねを介して基礎に連結する機構を提案した。この機構では、ばねはテーブルに復原力を与えるとともに、レバーの先端をテーブル側の摩擦板に押し付けて、相対変位に比例して押し付け力を変えるため、摩擦力も変化する。数値シミュレーションおよび実験の結果、強制振動においては高振動数域における伝達率を増加させることなく、粘性減衰と同様に共振ピークを抑制し、自由振動においては残留変位を生じないことが確認された。しかしながら、摩擦力変化と復原力が連動しているため、各々を最適に調整するのに難点があった。

2. 研究の目的

円柱ブロックと傾斜レバーを組み合わせ、相対変位に比例して摩擦力を変化させることのできる新たな機構の比例摩擦ダンパを提案し、その特性を数値シミュレーションおよび実験で調べ、期待された特性の得られることを実証するとともに、振動絶縁・抑制装置への応用に向けた設計指針を得る。

3. 研究の方法

まず、新たに提案した機構の比例摩擦ダンパをモデル化し、運動方程式を導出して理論解析を行う。次に、コンピュータによる数値シミュレーションを行い、基本的特性を把握する。これらの結果を元にして実験装置を作製して実験を行い検証する。また、理論解析・シミュレーションでは予想できなかった現象が実験で生じた結果を分析して、理論解析モデルを修正する。その後、再度実験を行い効果を確認する。さらに、より簡便な機構の比例摩擦ダンパについて検討する。このような過程を繰り返して、実現可能な比例摩擦

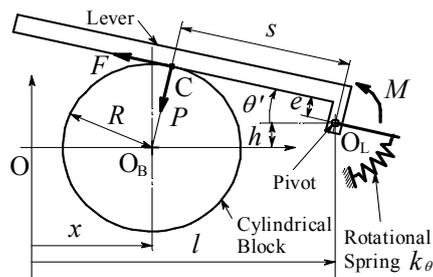


図1 比例摩擦ダンパの初期モデル。

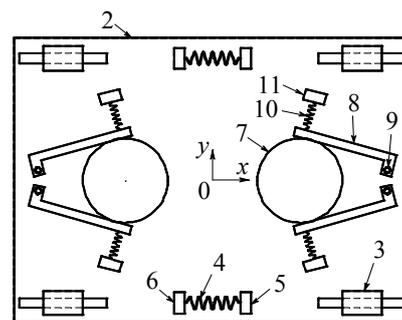
ダンパの設計資料を得る。

4. 研究成果

(1) 回転軸で支持された傾斜レバーと円柱ブロックで構成された比例摩擦ダンパ(基本的特性の検討)

最初に提案した機構のモデルを図1に示す。回転軸 O_L で回転可能な傾斜レバーが点 C で半径 R の円柱ブロックに接触している。円柱ブロックが右に移動してレバーが押し広げられると、回転ばねにより作用する O_L 回りのモーメント M が増加し、接触点 C で円柱ブロックに働く垂直力 P が増加するため、摩擦力 F も増加する。なお、円柱ブロックの中心 O_B が $x=0$ にある場合には垂直力 P が0になるように回転ばねの配置を調整し、この場合のレバーの傾きを基準傾斜角 θ_0 、 O_B と O_L の x 方向距離を基準長さ l とする。また、接触点 C を含むレバー下面(摩擦面)から O_L までの距離を摩擦面オフセット e 、 x 軸から O_L までの距離を軸オフセット h とし、円柱ブロックの中心 O_B が x の位置にある場合の傾斜角を θ' 、接触点 C から軸 O_L までの距離を s とする。

ところで、本摩擦ダンパの趣旨がわかりにくいと思われるため、今後の研究で予定している内容であるが、本摩擦ダンパを振動絶縁装置に組み込んだ例を図2に示す。図2(b)は振動絶縁装置の側面を表し、図2(a)はテーブル1を取り除いて上面から見た図である。テーブル1がリニアガイド3および復原ばね4を介して基礎部2に接続されて x 方向に運動する。また、テーブル下面には円柱ブロック7が取り付けられ、これに接するようにレバー8が配置されている。このレバーは基礎部に固定された軸9の回りに回転できるが、ばね10によって円柱ブロックに押し付けられている。なお、ばね10は図1の回



(a) 上面図。

(b) 側面図。

1: Table, 2: Base, 3: Linear Guide, 4: Restoring Spring, 5,6: Spring Support, 7: Cylindrical Block, 8: Lever, 9: Pivot, 10: Spring, 11: Spring Support

図2 振動絶縁装置の例。

転ばねと同等の作用を行う。また、2つのレバーで円柱ブロックを挟んでいるのは、 y 方向の力を相殺させるためである。さらに、右側にある円柱ブロックとレバーの組は、テーブルが x の正範囲で運動した場合のみ接触して摩擦力を発生するが、 x の負範囲で運動した場合には離れて摩擦力を発生しないため、これらの円柱ブロックとレバーの組を左側に対称に設けてある。

図3は円柱ブロックを変位 $x=0\sim 55\text{mm}$ の範囲で一定速度(約 55mm/s)で一往復させた場合の変位 x 、円柱ブロックに作用する垂直力 P と擬似摩擦力 Q の時間変化の実験結果および数値シミュレーション結果を示す。なお、垂直力 P と摩擦力 F の合力の x 方向成分 Q は

$$Q = Q_F + Q_P \quad (1)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} Q_F &= F \cos \theta' = \text{sgn}(\dot{x}) \mu P \cos \theta' \\ Q_P &= P \sin \theta' \end{aligned} \right\} (2)$$

となる。 Q_F は本来の摩擦力成分、 Q_P は回転ばね

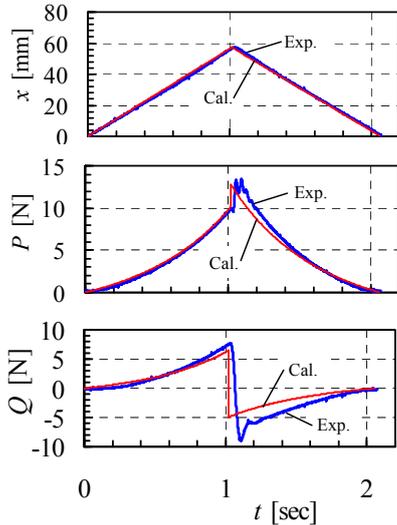


図3 変位 x 、垂直力 P および擬似摩擦力 Q の時刻歴応答 (モデルA)。

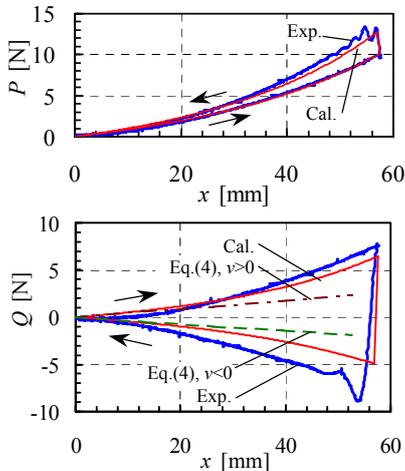


図4 変位 x に対する擬似摩擦力 Q の変化 (モデルA)。

による復原力を含む垂直力成分であるが、実質的にはこの合力が摩擦ダンパの力として働くので、以後 Q を擬似摩擦力と呼ぶ。

図4は図3と同じ内容であるが、垂直力 P 、擬似摩擦力 Q の変位 x に対する変化を示し、図中の矢印は x の変化する方向を表す。変位 x が増加するとともに垂直力 P 、擬似摩擦力 Q とも増加し、 x が減少に転じる瞬間に垂直力 P はステップ状に増加してから減少し、擬似摩擦力 Q は符号が逆転してから大きさが減少する。このように、摩擦力が変位に比例して変化する特性が検証された。図4の擬似摩擦力 Q には

$$C_Q = \left. \frac{dQ}{dx} \right|_{x=0} = \left. \frac{dQ}{d\theta'} \right|_{\theta'=\theta_0} \left. \frac{d\theta'}{dx} \right|_{x=0} \quad (3)$$

で求めた擬似摩擦力 Q の代表変化率 C_Q を傾きとする直線

$$Q_L = C_Q x \quad (4)$$

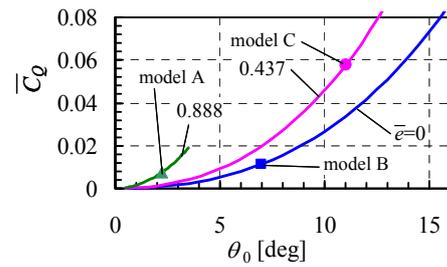
も示す。変位 x が小さい範囲では、擬似摩擦力 Q と変位 x の関係をこの直線で近似できると考えられる。また、図4の曲線で囲まれた面積はダンパで消散されるエネルギーに対応する。したがって、速度 v の符号が正の場合と負の場合との代表変化率 C_Q の差が大きいほど、変位 x が増減する間のエネルギー損失が大きくなるので、代表変化率 C_Q でダンパの性能を評価できる。

図5は、基準傾斜角 θ_0 および摩擦面オフセット \bar{e} を変化させた場合の無次元代表変化率 \bar{C}_Q を数値シミュレーションで調べた結果である。なお、本研究で提案する摩擦ダンパの特性を全体的に把握するために無次元パラメータ

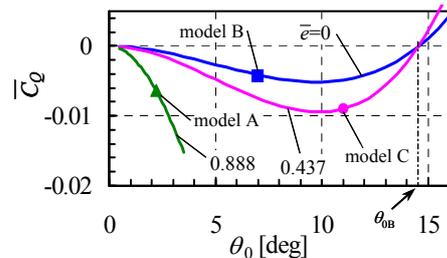
$$\bar{x} = \frac{x}{R}, \quad \bar{e} = \frac{e}{R}, \quad \bar{h} = \frac{h}{R}, \quad \bar{l} = \frac{l}{R} \quad (5)$$

$$\bar{P} = \frac{P}{P_R}, \quad \bar{Q} = \frac{Q}{P_R} \quad (6)$$

を導入している。また、摩擦係数 $\mu=0.26$ 、軸オ



(a) 速度正の場合、 $\dot{x} > 0$ 。



(b) 負速度の場合、 $\dot{x} < 0$ 。

図5 θ_0 に対する \bar{C}_Q の変化。

フセット $\bar{h}=0$ としている。速度正の場合、常に $\bar{C}_Q > 0$ で、 θ_0 とともに増加し、増加の割合は \bar{e} が大きいほど大きくなる。一方、速度負の場合、 θ_0 が小さい範囲では \bar{C}_Q が負で θ_0 とともに減少するが、 $\theta_0=10 \text{ deg}$ 付近から増加し、 $\theta_0=14.57 \text{ deg}$ では \bar{e} の値に係わらず $\bar{C}_Q=0$ となり、以降 θ_0 とともに増加している。なお、 $\bar{C}_Q=0$ となるのは

$$\text{sgn}(\dot{x})\mu \cos \theta_0 + \sin \theta_0 = 0, \dot{x} < 0 \quad (7)$$

の場合である。この場合の角度 θ_0 を境界傾斜角 θ_{0B} とすると

$$\theta_{0B} = \tan^{-1} \mu \quad (8)$$

となり、 $\mu=0.26$ の場合には $\theta_{0B}=14.57 \text{ deg}$ である。式(7)の第1, 2項目はそれぞれ式(2)の Q_F, Q_P に対応し、 $\theta_0 > \theta_{0B}$ の範囲では本来の摩擦力成分よ

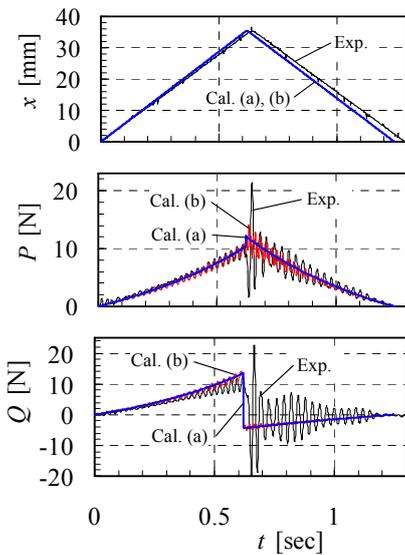
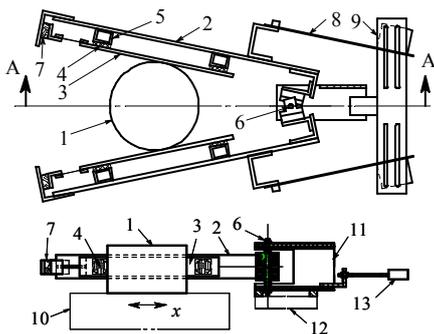


図6 円柱ブロックが一定速度 $v=57 \text{ mm/s}$ で往復した場合の初期モデルの時刻歴応答。



1:Cylindrical Block, 2:Lever Frame, 3:Friction Plate, 4:Force Sensor, 5:Spacer, 6:Pivot, 7:Linear Guide, 8:Leaf Spring, 9:Spring Holder, 10:Shaking Table, 11:Pivot Support Frame, 12:Linear Guide, 13:Force Sensor

図7 実験装置の概略。

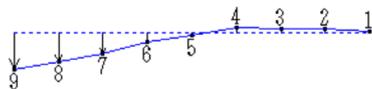


図8 フレーム2のモード形。

り垂直力成分が大きくなりダンパとしての効果は小さくなると考えられる。また、 θ_0 が同じ場合、速度が正の場合と負の場合の \bar{C}_Q の差は \bar{e} が大きいほど大きくなる。

(2) 回転軸で支持された傾斜レバーと円柱ブロックで構成された比例摩擦ダンパ(スプラグ・スリップの検討)

前節では、提案した構造について期待された特性の得られることが検証された。しかしながら、実験装置の設定によっては図6に示すように振動が発生し、十分な性能を発揮できない虞もあることがわかった。図6の実験結果で、変位 x が増加する際に発生する振動の振動数は約 43 Hz であり、円柱ブロックの移動速度、オフセットや基準傾斜角などの諸元を種々に変更しても振動数はほとんど変化しなかった。そこで、図7に示す実験装置各部の局所的な振動を調べたところ、レバー枠2の実験モード解析結果が図8のようになり、たわみ振動が関係していると推定される。また、レバー枠2あるいは板ばね結合部9に質量を付加すると、円柱ブロックの移動方向が反転した以降の振動数が低下した。したがって、この振動には摩擦力の作用方向が急変したことに起因する剛体モード(レバーの変形がない場合)の自由振動が含まれ、レバー枠2および板ばね結合部の慣性の影響が大きいと考えられる。推定した振動発生の要因を検証するため、レバーのたわみ変形とともに摩擦係数調整用シートの圧縮変形を考慮した解析モデルを図9に示す。破線は変形前の摩擦係数調整用シートおよびレバーの位置関係を表す。この解析モデルについてラグランジェの方程式より運動方程式を導出した。図6における Cal.(b)は導出した式による数値シミュレーション結果である。 x とともに P, Q の振動が増減の様子は実験を再現していると考えられる。なお、Cal.(a)は図1の初期モデルで慣性力を無視した準静的な解析結果である。

次に、前述した検討結果を考慮して改良した実験装置の概略を図10に示す。構造変更の要点は、レバー枠の剛性を増し、慣性モーメントを小さくしたことである。

図11は円柱ブロックを $x=0 \sim 68 \text{ mm}$ の範囲で一定速度 $v=56 \text{ mm/s}$ で一往復させた場合の変位 x ,

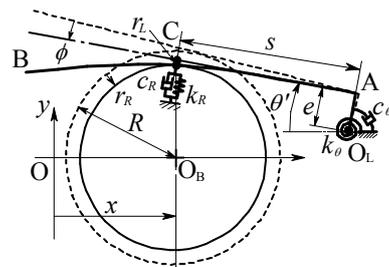


図9 レバーと摩擦シートの変形を考慮した比例摩擦ダンパのモデル。

垂直力 P 、擬似摩擦力 Q の時間変化の実験および数値シミュレーション結果を示す。図 6 の結果と比較すると、移動方向が反転した直後を除いて振動が発生しないため、改良の効果があったと考えられる。

(3) 板ばねで支持された傾斜レバーと円柱ブロックで構成された比例摩擦ダンパ

これまでは、傾斜レバーを回転軸で支持する構造の摩擦ダンパを検討し、目的とした性能を発揮できることを実験および数値シミュレーションにより確認したが、図 12 に示すように、傾斜レバーを板ばね $A_S B_S$ で支持することにより、更に簡便でコンパクトな構造の摩擦ダンパで同等以上の性能を発揮できることが期待される。なお、図 12 において板ばねはレバーの長手方向に配置されて

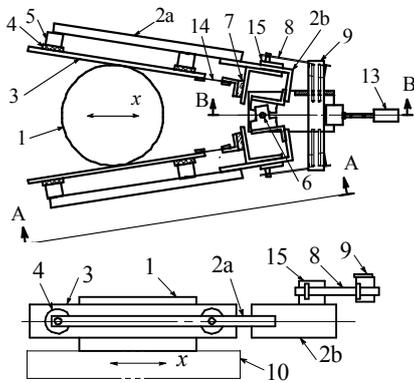


図 10 改良された実験装置。

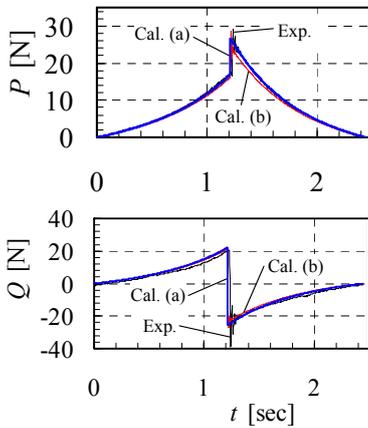


図 11 円柱ブロックが一定速度 $v=56\text{mm/s}$ で往復した場合の改良モデルの時刻歴応答。

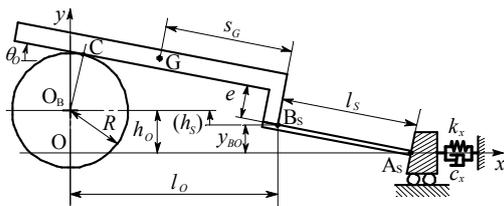


図 12 縦方向板ばねで支持された比例摩擦ダンパ。

おり、後述する横方向に配置された構造と区別するために、「縦方向板ばね支持型比例摩擦ダンパ」と呼ぶ。また、図 1 のように、前項まで説明してきた構造を「回転軸支持型比例摩擦ダンパ」と呼ぶ。

図 13, 14 は、縦方向板ばね支持型比例摩擦ダンパの実験および数値シミュレーションの一例である。図 3 および 4 と比較すると、変位 x が原点に復帰する範囲の擬似摩擦力 Q が小さめであるものの、回転軸支持型と同様の特性を有することが確認された。

図 15 は、基準傾斜角 θ_0 および摩擦面オフセット \bar{e} を変化させた場合の無次元代表変化率 \bar{C}_0 を数値シミュレーションで調べた結果である。 \bar{C}_0 は、 $\dot{x} > 0$ の場合には正で θ_0 が大きいほど大きくなるが、 $\dot{x} < 0$ の場合には負で $\theta_0=15\text{-}20$ 度付近で最小に設定できることが分かる。

なお、円柱ブロックの移動速度が大きい場合やレバーの傾斜角 θ_0 、オフセット e の設定によっては振動が発生した。振動発生は、回転軸支持型の場合には、前項 (2) で述べたように、レバーのたわみ変形によるスプラグ・スリップと考えられたが、縦板ばね支持型の場合には板ばね端部 B_S の横振動によって円柱ブロックとの接触部に作用する垂直力 P が変動するためと考えられ、振動を抑えるためには板ばね長さ l_s をできるだけ短くする必要がある。

図 16 は、傾斜レバーを横方向に板ばね $A_S B_S$

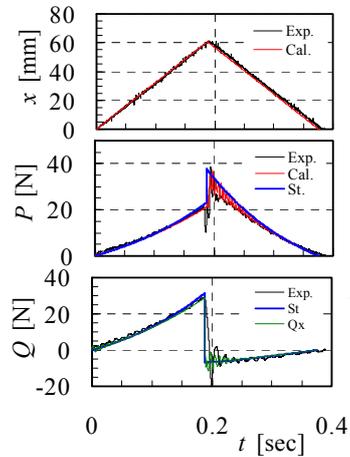


図 13 変位 x 、垂直力 P および擬似摩擦力 Q の時刻歴応答。

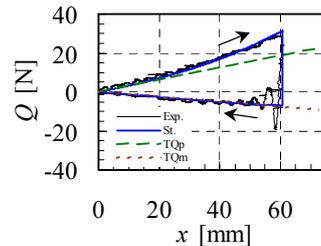


図 14 変位 x に対する擬似摩擦力 Q の変化。

で支持する構造の比例摩擦ダンパを示す。前節で述べたように、図 12 の構造では板ばね端部 B_s の横振動が直接垂直力 P の変動を引き起こすと考えられたが、図 16 の構造にすることによってこれを避けることができると思われたためである。しかしながら、実験を行ったところ、摩擦力 F の変動を直接引き起こすようで、さらに振動が生じやすくなった。現在、引き続き振動発生状況を詳細に調べているところである。

以上の研究より、摩擦力が変位に比例して変化するダンパの基本的特性が確認され、振動絶縁装置へ応用するための指針が得られた。一方、スプラグ・スリップ振動が生じやすいため、この対策に注意する必要があることが分かった。また、当初の計画では図 2 に示す振動絶縁装置を作製して、その性能も検証する予定であったが、板ばね支持方式など当初の計画では考えていなかった構造の検討や、スプラグ・スリップの検討などに手間がかかったため、振動絶縁装置の検証は実施できなかった。今後、引き続き研究を進めてゆく予定である。

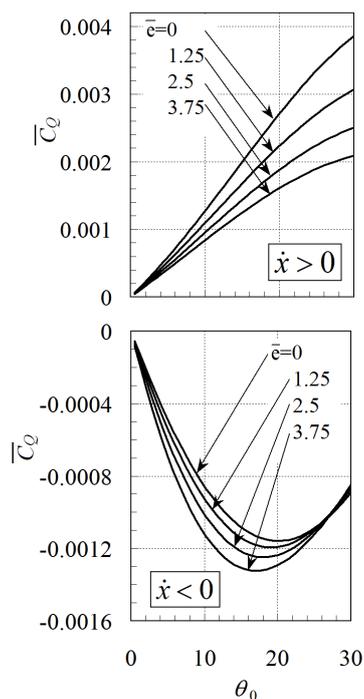


図 15 θ_0 と \bar{c} に対する \bar{c}_e の変化.

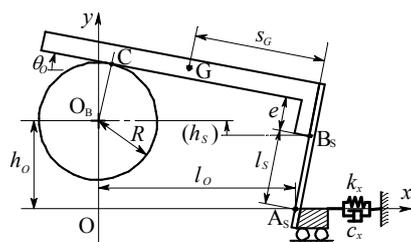


図 16 縦方向板ばねで支持された比例摩擦ダンパ.

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕(計 2 件)

- ① 山口秀谷, 吉田秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究(基本的特性の検討), 日本機械学会論文集 C 編, 査読有, 76 巻, 765 号, 2010, 1178-1184.
- ② 山口秀谷, 吉田秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究(スプラグ・スリップの検討), 日本機械学会論文集 C 編, 査読有, 77 巻, 776 号, 2011, 1213-1222.

〔学会発表〕(計 4 件)

- ① 山口秀谷, 吉田秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究, 日本機械学会 機械力学・計測制御部門講演会 Dynamics and Design Conference 2009, (2009.8.7), 北海道大学(北海道).
- ② 山口秀谷, 吉田秀久, 円柱形摩擦ブロックと傾斜レバーで構成された比例摩擦ダンパに関する研究(スプラグ・スリップ問題の検討), 日本機械学会 関東支部 第 16 期総会講演会, (2010.3.10), 明治大学(東京都).
- ③ Hideya Yamaguchi, Hidehisa Yoshida, Linear friction damper consisting of cylindrical friction block and inclined lever (Investigation of fundamental property), ISMA2010, International Conference on Noise and Vibration Engineering, (2010.9.20), Leuven, Belgium.
- ④ Hideya Yamaguchi, Hidehisa Yoshida, Linear friction damper consisting of cylindrical friction block and inclined lever (Improvement to avoid sprag-slip problem and analytical model to verify cause), (2011.7.21), Baltimore, USA.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

山口 秀谷 (YAMAGUCHI HIDEYA)
防衛大学校・システム工学群・教授
研究者番号: 80143014

(2) 研究分担者

吉田 秀久 (YOSHIDA HIDEHISA)
防衛大学校・システム工学群・准教授
研究者番号: 00332635