

## 科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 26 年 5 月 22 日現在

機関番号：37401

研究種目：基盤研究(C)

研究期間：2011～2013

課題番号：23560582

研究課題名(和文)軸力部材・変位比例摩擦力型振動減衰装置の実用化と応用に関する研究

研究課題名(英文) Study on applications and developments of an axial seismic damper of which a frictional damping force increases in proportion to an increase in displacement

研究代表者

片山 拓朗 (Katayama, Takuro)

崇城大学・工学部・教授

研究者番号：80310027

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 4,200,000円、(間接経費) 1,260,000円

研究成果の概要(和文)：本研究では、減衰力が変位の絶対値に比例して増加する特性を有する、二つの提案振動減衰装置を試作し、それらの変位と減衰力の関係を調和変位制御・載荷試験により調べた。最大減衰力と最大振幅がそれぞれ100kNと40mmである第一の装置は二つの凹凸摺動機構と二つのばね鋼材製リングを備える。往復回数200回・往復周期6sの載荷試験における変位・減衰力曲線は理論値と良く対応した。最大減衰力と最大振幅がそれぞれ1kNと35mmである第二の装置は、四個の凹凸摺動機構とリングの代替となる超弾性合金フープワイヤーを備える。往復回数150回・往復周期4sの載荷試験における装置の変位・減衰力曲線は理論値と良く対応した。

研究成果の概要(英文)：In this study, two proposed seismic dampers of which the damping forces increased in proportion to an increase in displacement were made on an experimental basis. The first damper with the maximum damping force of 100kN and the amplitude of 40mm has two concave-convex rubbing mechanisms and two rings. By a loading test with the number of reciprocations of 200 times and the period of reciprocation of 6s, it was founded that the experimental hysteresis loops of the first damper were in approximate agreement with a theoretical hysteresis loop. The second damper with the maximum damping force of 1kN and the amplitude of 30mm has four concave-convex rubbing mechanisms and a hoop wire system of Ti-Ni super elastic alloy. By a loading test with the number of reciprocations of 150 cycles and the period of reciprocation of 4s, it was founded that the experimental hysteresis loops of the second damper were in approximate agreement with a theoretical hysteresis loop.

研究分野：工学

科研費の分科・細目：土木工学・構造工学・地震工学・維持管理工学

キーワード：制震 ダンパー 摩擦力 変位 比例 長周期地震動

1. 研究開始当初の背景

2011年3月の東北地方太平洋沖地震で経験したように、南海トラフで予想されているような海溝型大規模地震によって引き起こされる長周期地震動は関東平野・大阪平野・濃尾平野などに位置する超高層ビルや長大橋などの長周期構造物に対する現実的な脅威であり、長周期構造物に適用できる制震効果が高く経済的な振動減衰装置の開発は急務である。大規模地震時は電力インフラの被害も予想されるので、パッシブ型の振動減衰装置が望ましい。振動減衰装置としては粘性型や摩擦型が実用化されている。粘性型では、一般に減衰力が応答速度に比例するので、長周期構造物では応答速度の低下により減衰力が小さくなり、装置が大型化して設置費用が増大する問題がある。また、摩擦型では、一般に速度に拘わらずに減衰力が一定であるので、大振幅時には等価粘性減衰係数が低下するなどの問題がある。

ここで、摩擦型減衰装置は対象構造物の固有周期の長短に拘わらず減衰力は一定であることに着目すると、振幅の増加に対して等価粘性減衰定数が減少しないような機能を摩擦型減衰装置に付加することができれば、長周期構造物に対して、小振幅から大振幅までの振動エネルギーを効率的に吸収できる振動減衰装置を実現できると考えられる。この種の振動減衰装置としては、摩擦力が変位に比例して増加する力学特性を持つ摩擦型減衰装置が、Tadjbakhsh や若林によって提案されている。Tadjbakhsh らの装置は、摩擦板、タイ、ケーブルで構成され、免震構造の大きな変位に対応できるが、建物の階層間の小さな水平相対変位などを対象とする場合は問題がある。若林らの装置は、二組のV型リンク機構から構成されるが、機構が複雑であるので、大型構造物への適用にあたってはコスト面で問題があると考えられる。

2. 研究の目的

本研究では、超高層ビル、長大橋梁などの長周期構造物の地震時安全性を向上させるために、新設・既設に拘わらず構造物への装着

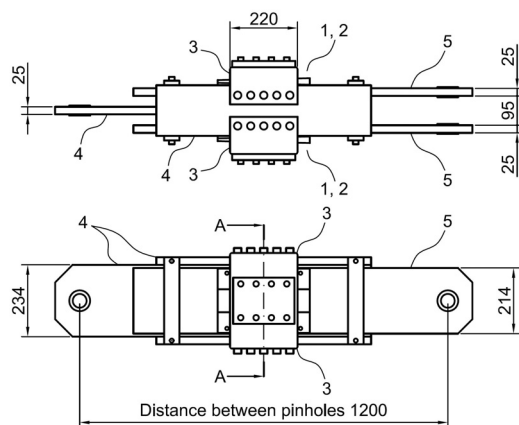


図1 実規模装置の平面図と正面図

と維持管理が容易で、低価格の軸力部材・変位比例摩擦力型振動減衰装置(以下、提案装置と略す)を提案する。提案装置は装置の両端に作用する軸力によって軸方向に伸縮が可能であり、この軸力を減衰力とする。提案装置は伸縮量の増加に比例して減衰力が増加する力学特性を持つ。

提案装置は凹形摺動体と凸形摺動体で構成する凹凸摺動機構とこの凹凸摺動機構を弾性的に拘束する押圧機構を備える。凹凸摺動機構は軸方向に対して逆勾配となる二種類の摺動面を有するので、二つの摺動体の摺動方向相対変位の増加に比例して凹凸摺動機構の高さが増加する。摺動体の摺動方向の相対変位は装置の伸縮量に等しい。押圧機構はこの摺動機構の高さの増加を弾性的に拘束する。摺動機構の高さの変化と押圧機構による押圧作用によって摺動面に相対変位の増加に比例して増加する圧縮力が作用し、摺動変位を妨げる方向に摩擦力が発生する。摩擦力は摺動変位の増加に比例して増加する。提案装置はこの摩擦力を減衰力として利用する。よって、提案装置の減衰力は伸縮量の増加に比例して増加し、装置の等価粘性減衰定数は振幅の大きさに拘わらず一定であると考えられる。小型の凹凸摺動機構と押圧機構を用いた筆者らの研究により、二つの機構により相対変位の増加に比例して増加する摩擦力を生成できることが確認されている。

本研究では、実規模の構造物に適用可能な能力の実規模装置(最大減衰力100kN、最大振幅40mm)を試作し、試作機の伸縮量(変位)と減衰力の関係を調和変位制御・載荷試験で調べ、提案装置の実現性を検証する。また、実規模装置とは構造が異なる振動試験用装置(1kN、最大振幅35mm)を試作し、伸縮量と減衰力の関係を検証する。

3. 研究の方法

(1) 実規模装置の基本構造と減衰力

図1に装置の平面図と正面図を示す。装置は、2組の凹凸摺動機構(1)、2組の定高摺動機構(2)、2組のU型板ばね(3)、H形シリンダー(4)、2組の並列ピストン(5)で構成する。括

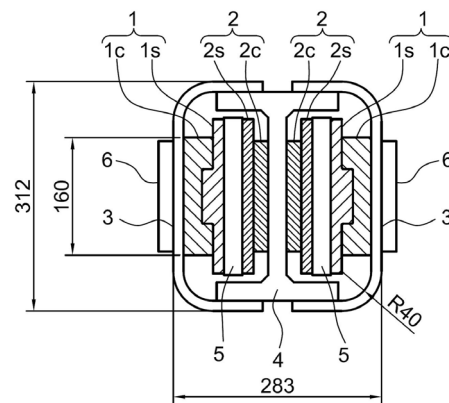


図2 実規模装置の中央断面図(A-A)

弧内の番号は図1に示す符号1~5を示す。図2は、図1に示した矢視 A-A の装置の中央断面図である。装置は、H 形シリンダーを中央とし、凹凸摺動機構、並列シリンダー、定高摺動機構、U 形板ばね、補強板をこの順番で H 形シリンダーの左右に左右対称になるように配置して構成する。凹凸摺動機構(1)は凹形軟質摺動体(1c)と凸形硬質摺動体(1s)で構成され、これらの摺動体は装置の作動方向に対して僅かに傾斜し且つ互いに傾斜が逆となる二種類の傾斜摺動面を備える。この二種類の傾斜摺動面によって、摺動体間の相対変位の増加に比例して凹凸摺動機構の高さが増加する。定高摺動機構(2)は平面軟質摺動体(2c)と平面硬質摺動体(2s)で構成され、二つの摺動体は装置の作動方向と平行な摺動面を備える。定高摺動機構は低コストで減衰力を倍増させるために使用する。

U 形板ばねと H 形シリンダーの上下フランジは互いに高力ボルトで連結され、左右二つの D 形拘束リングを形成する。D 形拘束リングが押圧機構である。D 形拘束リングは、凹凸摺動機構の高さの増加を弾性的に拘束し、凹凸摺動機構と定高摺動機構に圧縮力を作用させる。圧縮力は凹形軟質摺動体と凸形硬質摺動体の相対変位の増加に比例して増加する。図1のピン穴間距離を変化させる方向に H 形シリンダーと並列ピストンが相対的に運動すると、凹型軟質摺動体と凸型硬質摺動体も、且つ平面軟質摺動体と平面硬質摺動体も同方向に相対的に運動するので、各摺動機構の各摺動面には圧縮力に比例する摩擦力が各摺動体の相対運動を妨げる方向に作用する。この摩擦力は H 形シリンダーと並列ピストンの相対変位の増加に比例して増加する。提案装置はこの摩擦力を減衰力とする。

装置の減衰力  $F$  と相対変位  $u$  の関係は式(1)で示される。

$$F = \begin{cases} 2\lambda_a i_a k_a |u - e|, & e < u \\ 0, & -e \leq u \leq e \\ 2\lambda_b i_b k_b |u + e|, & u < -e \end{cases} \quad (1)$$

ここに、 $i_a$  と  $i_b$  は凹凸摺動機構の二種類の傾斜摺動面の勾配であり、 $k_a$  と  $k_b$  とは二種類の摺動面がそれぞれ摺動する場合の D 形拘束リングのばね定数である。 $e$  は減衰力を発生させない範囲を示す振幅とする。 $\lambda_a$  と  $\lambda_b$  はそれぞれ式(2a)と式(2b)で示す運動抵抗係数とする。

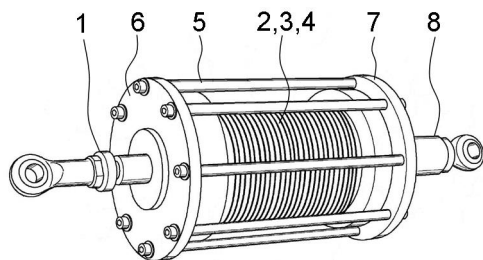


図3 振動試験用装置の鳥瞰図

$$\lambda_a = \begin{cases} \mu + (\mu_a + i_a)(1 - i_a \mu_a)^{-1}, & \dot{u} > 0 \\ -\mu - (\mu_a - i_a)(1 + i_a \mu_a)^{-1}, & \dot{u} < 0 \end{cases} \quad (2a)$$

$$\lambda_b = \begin{cases} \mu + (\mu_b - i_b)(1 + i_b \mu_b)^{-1}, & \dot{u} > 0 \\ -\mu - (\mu_b + i_b)(1 - i_b \mu_b)^{-1}, & \dot{u} < 0 \end{cases} \quad (2b)$$

ここに、 $\mu_a$  と  $\mu_b$  は二種類の傾斜摺動面の動摩擦係数とし、 $\mu$  は定高摺動機構の摺動面の動摩擦係数とする。

業者が大型建造物の制震対策用として販売しているオイルダンパーの最大減衰力の実績(100kN~2000kN)を参考にして、試作機の最大減衰力は 100kN とする。対象物の層高を 4m とし、最大層変形角を 1/100 すなわち最大層間変位を 40mm と考えて、装置の最大振幅を 40mm とする。

## (2) 振動試験用装置の基本構造と減衰力

図3と図4にそれぞれ振動試験用装置の鳥瞰図と中央断面図を示す。装置は主にピストンロッド(1)、支持材(2)、4組の凹凸摺動機構(3)、超弾性合金ワイヤー(4)、8本の外側ロッド(5)、端部支持板(6)、中間支持板(7)、連結材(8)で構成される。凹凸摺動機構(3)は凸型摺動体(3a)と凹型摺動体(3b)で構成される。凹型摺動体の外側外面は円筒面となる。ここに  $r$  と  $d$  はそれぞれ凹形摺動体の半径とワイヤーの直径を示す。凸形摺動体は支持材を介してピストンロッドに固定される。端部支持板、外側ロッド、中間支持板、連結材は相互に連結されて一体となる。凹形摺動体は凸型摺動体と咬み合うように且つ端部支持板と中間支持板に接触するように組み立てられ、凹型摺動体の外側円筒面にワイヤーが巻かれる。

シリンダーロッドと連結材が軸方向に相対に運動すると、凹形摺動体と凸形摺動体に相対変位が生じ、凹凸摺動機構の高さが増加する。例えば、図4の直径  $2r+2d$  が増加する。摺動機構の高さの増加に比例してワイヤー

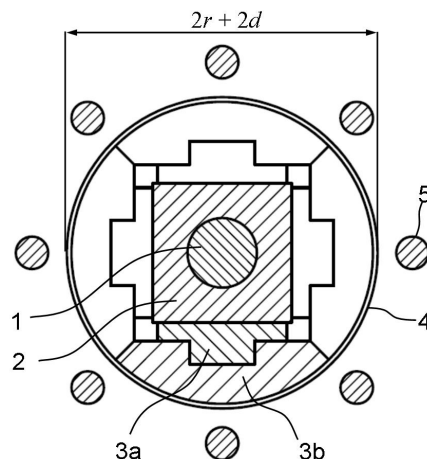


図4 振動試験用装置の中央断面図

の張力が増加し、摺動機構の摺動面の圧縮力が増加する。減衰力  $F$  と、シリンダーロッドと連結材の相対変位  $u$  の関係は次式で表される。

$$F = 4\sqrt{2}n\lambda A \left\{ \sigma_0 + \frac{2\sqrt{2}iE}{\pi(r+d/2)}|u| \right\} \quad (3)$$

ここに、 $n$ 、 $d$ 、 $A$ 、 $E$ 、 $\sigma_0$  はそれぞれワイヤーの巻き数、直径、断面積、ヤング係数および初期応力である。 $i$  は摺動面の勾配であり、 $r$  は凹形摺動体の外側半径である。 $\lambda$  は次式の運動抵抗係数である。

$$\lambda = \begin{cases} (\mu+i)(1-i\mu)^{-1}, & u > 0, \dot{u} > 0 \\ -(\mu-i)(1+i\mu)^{-1}, & u > 0, \dot{u} < 0 \\ -(\mu+i)(1-i\mu)^{-1}, & u < 0, \dot{u} < 0 \\ (\mu-i)(1+i\mu)^{-1}, & u < 0, \dot{u} > 0 \end{cases} \quad (4)$$

ここに、 $\mu$  は摺動機構の動摩擦係数であり、 $\dot{u}$  は相対速度である。

試作機の最大減衰力と最大振幅はそれぞれ 1kN と 35mm とする。

#### 4. 研究成果

##### (1) 実規模装置の試験結果

写真 1 は実規模装置の外観である。二本の並列ピストン(5)、H 形シリンダー(4)、U 形板ばね(3)、漸高型摺動機構(1)が確認できる。定高型摺動機構は並列ピストンと H 形シリンダーの間に位置するため、写真では確認できない。

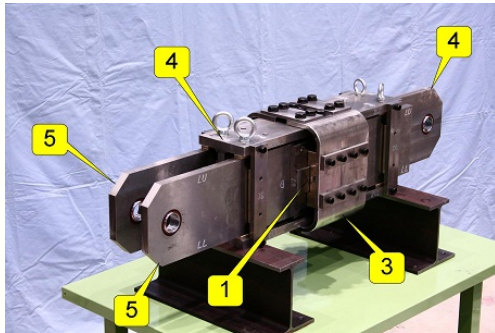


写真 1 実規模装置の外観

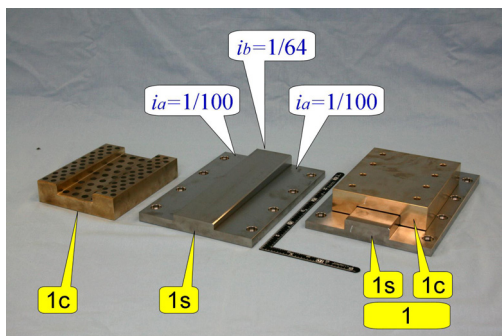


写真 2 実規模装置の凹凸摺動機構の外観

写真 2 は凹型摺動体、凸型摺動体およびこれらを組み立てた凹凸摺動機構の外観である。凹形軟質摺動体と凸形硬質摺動体の材質はそれぞれ高力黄銅 (CAC304+黒鉛系固体潤滑剤) とステンレス鋼 (SUS304) とした。D 形拘束リングの材質はばね鋼 (SUP10) とした。リングは、ばね鋼の棒材を鍛造にて長方形に成形し、切削加工で粗仕上げを行い、焼入れ焼き戻しを行い、そして研削加工で所要寸法に仕上げた。

表 1 に凹凸摺動機構の傾斜摺動面の勾配、動摩擦係数、荷重試験で計測したばね定数および定高摺動機構の動摩擦係数を示す。動摩

表 1 実規模装置の摺動機構の諸元

名称等	記号	値
傾斜摺動面a	$k_a$	420 kN/mm
	$i_a$	1:100
	$\mu_a$	0.14
傾斜摺動面b	$k_b$	270 kN/mm
	$i_b$	1:64
	$\mu_b$	0.14
摺動面	$\mu$	0.14
小振幅	$e$	5 mm

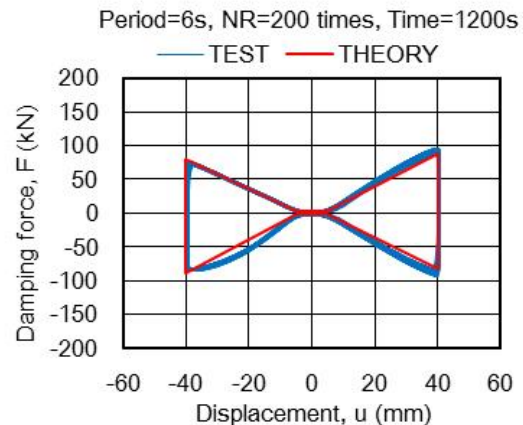


図 5 実規模装置の変位-減衰力曲線

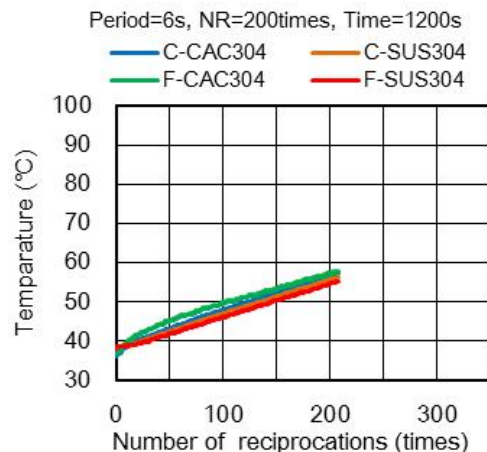


図 6 実規模装置の摺動体の温度変化

擦係数は摺動材メーカーから提供された技術資料に基づく値である。

図5は、往復周期6秒、往復回数200回、継続時間1200秒の調和変位制御・荷重試験で得られた減衰力-変位曲線である。式(1)による計算値(THEORY)を併記する。図より、試験値と計算値が良く対応することが確認される。図では分かりにくい、往復回数の増加に伴って、減衰力が増加する特徴が確認された。

図6は図5で示した試験時の摺動体の温度変化である。図中の記号 C-CAC304、C-SUS304、F-CAC304、F-SUS304はそれぞれ凹型軟質摺動体、凸型硬質摺動体、平面軟質摺動体、平面硬質摺動体を示す。図より、各摺動体の温度上昇は約20°Cであり、反復回数の増加に比例して温度が上昇する特徴が確認される。

以上から実規模装置においては、反復回数の増加に伴う減衰力の増加を考慮しても、減衰力と変位の関係は理論式と良い対応を示していると考えられる。よって、実規模の構造物に適用可能な能力の提案装置は実現可能と考えられる。

## (2) 振動試験用装置の試験結果

写真3は振動試験用装置の外観である。ピストンロッド(1)、凹凸摺動機構(3)、超弾性

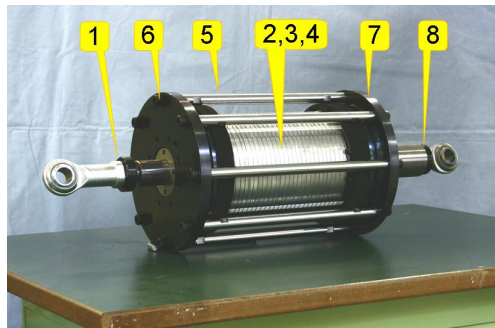


写真3 振動試験用装置の外観

表2 振動試験用装置の凹凸摺動機構とワイヤーの諸元

名称	材料	寸法など
凸形摺動体	高力黄銅 (CAC304) 黒鉛系固体潤滑剤	摺動面寸法 (mm) 中央 28×100 外側 14×100 勾配 $i=1/100$ 動摩擦係数 $\mu=0.14$
凹形摺動体	機械構造用炭素鋼 (S50C)	摺動面寸法 (mm) 中央 28×100 外側 14×100 半径 $r=65$ mm
ワイヤー	Ti-Ni系超弾性合金	ヤング係数 $E=4.01 \times 10^4$ N/mm <sup>2</sup> 線径 $d=0.475$ mm 初期応力 $\sigma_0=47$ N/mm <sup>2</sup>

合金ワイヤー(4)、外側ロッド(5)、端部支持板(6)、中間支持板(7)、連結材(8)が確認される。支持材(2)は凹凸摺動機構(3)の内部にあるため見ることはできない。写真4は凸型摺動体(3a)と凹形摺動体(3b)およびこれらを組み立てた凹凸摺動機構(3)の外観である。表2に各摺動体とワイヤーの諸元を示す。凸形摺動体の材料は高力黄銅(CAC304)とし、摺動面には黒鉛系固体潤滑剤を埋め込んだ。凹型摺動体の材料は機械構造用炭素鋼(S50C)とし、摺動体外面の半径は $r=65$ mmとした。摺動面の勾配は $i=1/100$ とし、動摩擦係数は0.14である。

ワイヤーは線径 $d=0.475$ mmのTi-Ni系超合金ワイヤーとした。引張試験で確認したワイ

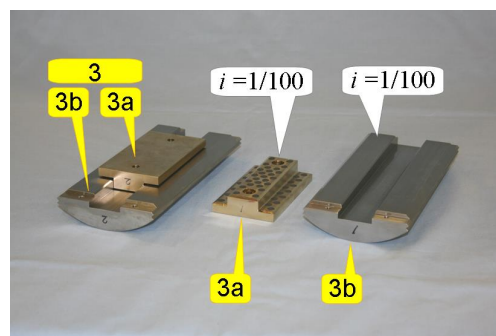


写真4 振動試験用装置の凹凸摺動機構の外観

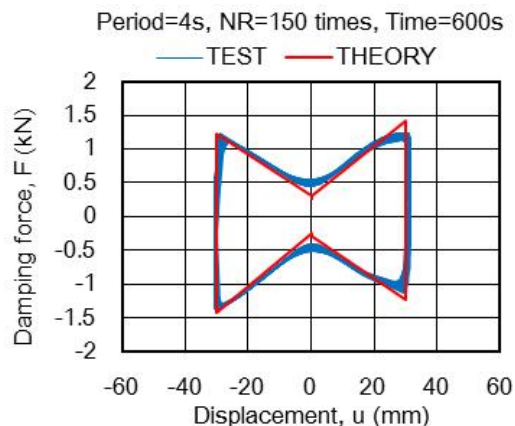


図7 振動試験用装置の変位-減衰力曲線

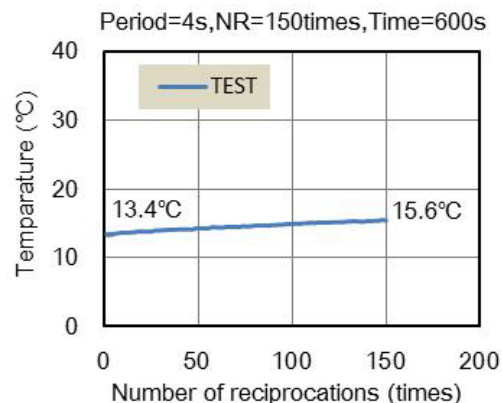


図8 振動試験用装置の摺動機構の温度変化

ヤーのヤング率は  $E=4.01 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$  であった。また、ワイヤーは約 8.3N の初期張力を与えながら摺動体に巻きつけた。初期張力によって導入された初期応力は約  $\sigma_0=47 \text{ N/mm}^2$  と推定される。

なお、凹形摺動体は 4 個の軸受用ローラー（直径×長さ=φ10mm×10mm、SUJ2）を介して端部支持板および中間支持板に接触させた。ローラーは摺動機構の高さ変化方向の凹形摺動体の移動を容易にし、凹形摺動体に作用する摩擦力を各支持板に伝達させる。

図 7 は、往復周期 4 秒、往復回数 150 回、継続時間 600 秒の調和変位制御・载荷試験で得られた減衰力 - 変位曲線である。式(3) による計算値(THEORY)を併記する。図より、試験値と計算値が良く対応することが確認される。

図 6 は図 7 で示した試験時の摺動体の温度変化の記録である。温度は凹型摺動体外面で計測した。摺動体の温度上昇は約 2°C であり、反復回数の増加に比例して温度が上昇する特徴が確認される。

以上から振動試験用装置は変位の増加に比例して増加する減衰力を安定的に生成できると考えられる。

### (3) まとめ

本研究では、筆者らが提案する変位の増加に比例して減衰力が増加する特徴を有する振動減衰装置について、実規模の構造物に適用可能な能力の実規模装置（最大減衰力 100kN、最大振幅 40mm）を試作し、その減衰力と変位の関係を調和変位制御・载荷試験（往復周期 6 秒、往復回数 200 回、継続時間 1200 秒）で調べた。また、実規模とは構造が異なる振動試験用装置（1kN、最大振幅 35mm）を試作し、その減衰力と変位の関係を調和変位制御・载荷試験（往復周期 4 秒、往復回数 150 回、継続時間 600 秒）調べた。

実規模装置の変位 - 減衰力曲線は反復回数に対して安定し、理論曲線と良い対応を示した。摺動体の温度上昇は約 20°C であり、作動時の装置の温度上昇は常温レベルと考えられる。これより、提案装置は実構造物に適用できる振動減衰装置として実現が可能と考えられる。

振動試験用装置の変位 - 減衰力曲線は反復回数に対して安定し、理論曲線と良い対応を示した。ここでは詳細な報告は省略したが、この装置は、ワイヤーの巻き数を変化させることによって、減衰力を容易に調整できることを確認した。

## 5. 主な発表論文等

〔学会発表〕（計 8 件）

- ① 高山祐太郎、蒲池彰人、坂本純一、東康二、片山拓朗、フープワイヤー式摩擦振動減衰装置の試作と往復作動試験、土木学会西部支部、2014 年 3 月 8 日、福岡市

- ② 蒲池彰人、高山祐太郎、坂本純一、片山拓朗、フープワイヤー式摩擦振動減衰装置の基本構造と静的载荷試験、土木学会西部支部、2014 年 3 月 8 日、福岡市
- ③ 片山拓朗、東康二、変位比例摩擦力型振動減衰装置の往復载荷試験、日本建築学会、2013 年 9 月 5 日、習志野市
- ④ 片山拓朗、東康二、変位比例摩擦力型振動減衰装置に用いる板ばねの試作と载荷試験、土木学会、2012 年 9 月 5 日、名古屋市
- ⑤ 和田秀明、上原裕太、片山拓朗、変位比例摩擦力型振動減衰装置に用いる大型 U 型板ばねの载荷試験、土木学会西部支部、2012 年 3 月 10 日、鹿児島市
- ⑥ 上原裕太、和田秀明、片山拓朗：変位比例摩擦力型振動減衰装置の 1000 回繰り返し往復载荷試験、土木学会西部支部、2012 年 3 月 10 日、鹿児島市
- ⑦ 片山拓朗、東康二、変位の絶対値に比例する摩擦力を生成する軸力部材型振動減衰装置の実験、土木学会、2011 年 9 月 9 日、松山市
- ⑧ 片山拓朗、東康二、変位比例摩擦力を生成する軸力部材型振動減衰装置の提案、日本建築学会、2011 年 8 月 24 日、東京都

〔産業財産権〕

○出願状況（計 1 件）

名称：振動減衰装置  
発明者：片山拓朗  
権利者：学校法人君が淵学園  
種類：特許  
番号：特願 2013-236081  
出願年月日：2013 年 11 月 14 日  
国内外の別：国内

○取得状況（計 1 件）

名称：振動減衰装置  
発明者：山尾敏孝、片山拓朗  
権利者：国立学校法人 熊本大学  
君が淵学園  
種類：特許  
番号：特許第 5286487 号  
取得年月日：2013 年 6 月 14 日  
国内外の別：国内

## 6. 研究組織

(1)研究代表者

片山拓朗 (KATAYAMA, Takuro)  
崇城大学・工学部・教授  
研究者番号：80310027