変位の絶対値に比例する摩擦力を生成する 摺動型減衰装置に関する研究

片山 拓朗¹・山尾 敏孝²

¹正会員 崇城大学教授 工学部エコデザイン学科 (〒860-0082 熊本市池田4-22-1)
Email: katayama@eco.sojo-u.ac.jp

²フェロー 熊本大学教授 大学院自然科学研究科 (〒860-8555 熊本市黒髪2-39-1)
Email: tyamao@kumamoto-u.ac.jp

本論文では、構造物のパッシブ振動制御に資する、減衰力としての摩擦力が変位の絶対値に比例して増加する摺動型減衰装置を提案する。提案の装置は凹型・凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりで構成する。凹型・凸型摺動体は、作動方向に僅かに傾いた二組の前方用摺動面とそれらと逆の傾きの一組の後方用摺動面を有し、凹型・凸型摺動体の摺動変位の絶対値に比例して高さが増加する。支持はりとはU型板ばねは凹型・凸型摺動体の高さの変化を利用して摺動面に圧縮力を作用させる。提案の装置はこの圧縮力を利用して変位の絶対値に比例して増加する摩擦力を生成する。提案の装置の基本構造と摩擦力を生成する原理が述べられ、装置を装着した一層ラーメンの静的力学特性が理論的に説明される。その静的力学特性は模型を用いた載荷試験の結果と良く対応した。

Key Words : frictional force, rubbing displacement, rubbing damper device, rubbing pair of concave and convex bars, U-type leaf spring, simple rigid frame

1. はじめに

関東平野、濃尾平野および大阪平野に位置する 2～8 秒の水平固有周期を持つ構造物は、南海地震や東南海地震などの海溝型地震によって引き起こされると予想される、やや長周期の地震動との共振を引き起こす可能性が高い¹⁾。そのような既設・新設の構造物に設置が可能で、長周期と大振幅に対応できる制震効果の高い減衰装置の開発は急務と考えられる。

構造物の振動を抑制するパッシブ型減衰装置を力と変位の履歴曲線の特徴で分類すると、粘性型、塑性型および摩擦型などに分けられる^{2), 3)}。粘性型は、一般に減衰力が対象物の応答速度に比例するので、長周期構造物で所要の減衰定数を得るためには、短周期構造物の場合に比べて減衰装置が大型・高性能化し設置費用が増大する問題がある。高性能の粘性型減衰装置としては、例えば増幅機構付き減衰装置が実用化されている^{4), 5)}。塑性型は、一般に弾性体と塑性体の両方の力学特性を有しているので、減衰装置が弾性体として作動する小振幅時には等価粘性減衰係数が小さく、完全塑性体として作動する大振幅時には振幅増加に対して等価粘性減衰係数が減少する問題がある。塑性型減衰装置としては、例えば屈座

拘束ブレースが中・高層ビルで広く使用されており⁶⁾、また、アーチ橋の耐震性向上策としてその適用が検討されている^{7), 8)}。摩擦型は、一般に摩擦力の大きさが変位に拘わらず一定なので、小振幅時にはすべり面の固着により機能が発揮されず、大振幅時には振幅の増加に対して等価粘性減衰係数が減少するなどの問題がある。摩擦型減衰装置としては、安定で大きな摩擦力を生成する複数摺動面を有する摩擦型ダンパー⁹⁾が開発され、大きな摩擦係数が得られるアルミニウム合金板を用いた摩擦ダンパー^{10), 11)}が提案されている。

ここで、摩擦型減衰装置は対象構造物の固有周期の長周期化に伴う応答速度の低下によって減衰力が低下しないことに着目すると、振幅の増加に対して等価粘性減衰係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、長周期の構造物に対して、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減衰装置を実現できると考えられる。例えば、減衰力としての摩擦力を変位の絶対値に比例して増加させることができれば、Clough and Penzien が示した履歴減衰¹²⁾の特性を有する減衰装置すなわち構造物の振幅の増加に対して等価粘性減衰係数が減少しない摩擦型減衰装置を実現できると考えられる。しかし、文献 12)では、そのよう

な履歴減衰を実現する具体的な装置や力学モデルは言及されていない。

Tadjbakhsh and Lin¹³⁾は、免震建物に対して、建物に連結した摩擦板と基礎に連結した摩擦板からなる減衰装置を提案している。その装置では、建物に固定された摩擦板の内、外側の摩擦板同士をタイで連結し、さらにタイと基礎をケーブルで連結させることにより、変位に比例する摩擦力すなわち減衰力を発生させる。しかし、この装置は免震構造など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一考を要すると考えられる。

若林らは二組の V 型リンク機構を用いた摩擦型減衰装置を提案している¹⁴⁾。この装置は、原点復帰特性を持つ漸硬型摩擦力特性、すなわち線形の復元力に、変位に比例する摩擦力を付加した力学特性を有する。しかし、摩擦力を生成する機構がやや複雑であり、多数の減衰装置を必要とする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。

本論文では、長周期の構造物において、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減衰装置を開発するために、減衰力としての摩擦力が変位の絶対値に比例して増加する力学特性を有し、凹型摺動体、凸型摺動体、U 型板ばねおよび支持はりで構成する摺動型減衰装置を提案する。凹型摺動体と凸型摺動体は、それぞれが減衰装置の作動方向に僅かに傾いた二つの前方用摺動面と、それらと傾きが逆となる一つの後方用摺動面を有し、前方用摺動面同士および後方用摺動面同士が対面かつ接触するように組み立てられる。組み立てられた凹型・凸型摺動体は、作動方向の摺動面の傾きのために、作動方向に平行な凹型摺動体と凸型摺動体の相対変位の絶対値に比例して高さが増加する。本論文ではこの凹型摺動体と凸型摺動体の相対変位を摺動変位と呼ぶ。凸型摺動体を支持し、支持はりを介して構造物に直接的または間接的に固定される U 型板ばねは、凹型・凸型摺動体の高さの変化を利用して、凹型・凸型摺動体に圧縮力を作用させる。提案の減衰装置はこの圧縮力を利用して摺動変位の絶対値に比例して大きさが増加する摩擦力を凹型・凸型摺動体の摺動面に発生させる。この摩擦力が構造物の振動を抑制する減衰力となる。提案の減衰装置における摩擦力を生成する機構は前述の若林らの機構と明らかに異なる。

また、凹型・凸型摺動体の高さの変化が抑制されるように、且つ減衰装置の作動方向が構造物内の相対変位の主たる方向と平行となるように、凹型摺動体と支持はりとは直接にあるいは部材などを介して間接に構造物に固定される。凹型・凸型摺動体の高さの変化を抑制することと、減衰装置の作動方向を構造物内の相対変位の主たる方向と平行にすることが提案の減衰装置の構造物に対す

る装着条件である。これらの装着条件を満たすことができれば、ラーメンやアーチなどの構造形式に拘わらずに、提案の減衰装置はあらゆる構造物に適用できると考えられる。

まず、提案の摺動型減衰装置の基本構造を説明する。次に、摺動変位の絶対値に比例して大きさが増加する摩擦力を生成する原理をローラで支持された減衰装置で説明し、この減衰装置の水平力と摺動変位の関係式および等価粘性減衰係数を理論的に導く。次に、減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の関係式および等価粘性減衰定数を理論的に解明する。また、上述の摩擦力を生成する原理と静的力学特性に関する関係式を模型実験によって検証した結果について述べる。最後に、提案の減衰装置の振動減衰装置としての可能性を述べる。

2. 摺動型減衰装置の基本構造と静的力学モデル

(1) 凹型・凸型摺動体の基本構造

提案の減衰装置を構成する凹型摺動体と凸型摺動体の基本形状を図-1 に示す。凹型摺動体と凸型摺動体はそれぞれ二つの x 軸方向昇り勾配 i の前方用摺動面と、一つの x 軸方向下り勾配 i の後方用摺動面を持つ。後方用摺動面は左右の前方用摺動面の間に配置する。ここで、図では摺動面の下り方向を矢印の向きで示し、勾配の大きさを正の実数 i で示す。 l_d は二つの摺動体の水平長さであり、 b_F と b_B はそれぞれ前方用摺動面と後方用摺動面の幅である。 x 軸方向が減衰装置の作動方向である。凹型摺動体と凸型摺動体は、互いの前方用摺動面同士および後方用摺動面同士が対面かつ接触するように組み立てられる。

組み立てられた凹型・凸型摺動体とその摺動変形を図-2 に示す。図(a)は、前方移動時の凹型・凸型摺動体の摺動変形と、作動方向に平行な凹型摺動体と凸型摺動体の正の相対変位すなわち摺動変位 u_d を表す。前方移動時には二つの摺動体の前方用摺動面同士が接触し、後方用摺動面は接触しない。図(b)は後方移動時の摺動変形と負の摺動変位を表す。後方移動時には後方用摺動面同士が接触し、前方用摺動面は接触しない。中立時は、摺動変位が $u_d = 0$ であり、前方用摺動面と後方用摺動面が共に接触する状態と定義する。中立時の凹型・凸型摺動体の高さを h_d とする。二つの前方用摺動面の間に後方用摺動面を配置しているので、摺動時の凹型・凸型摺動体は、前方移動時と後方移動時に拘わらず、作動方向に直角な横断方向（図-1 の z 軸方向）の偏心が発生しない。

凹型・凸型摺動体に摺動変位 u_d が生じると、凹型・凸型摺動体の高さは h_d から $h_d + v_d$ に変化する。ここに、

図-1 凹型摺動体と凸型摺動体の基本形状

図-2 組み立てられた凹型・凸型摺動体と摺動変形

図-3 ローラで支持された摺動型減衰装置の力学モデル

v_d は凹型・凸型摺動体の高さの変化であり、次式で表される。

$$v_d = i|u_d| \quad (1)$$

高さの変化 v_d は摺動変位 u_d の絶対値に比例するので、この特性を利用して摺動面に摺動変位の絶対値に比例して増加する圧縮力を発生させることを考える。

(2) 摺動型減衰装置の静的力学モデル

図-3は、凹型摺動体、凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりで構成する摺動型減衰装置をローラで支持した力学モデルである。図に示すように、凹型摺動体を下側壁に固定し、凸型摺動体の上側にU型板ばねと支持はりを設置する。支持はりと上側壁の間にローラを設置し、支持はりを水平方向(x 軸方向)に可動となり、鉛直方向(y 軸方向)に固定となるようにローラで支持する。ローラは減衰装置の力学特性を説明するために用いるが、減衰装置の構成に必須の条件ではない。上側壁と下側壁の鉛直方向の間隔は一定であり、これらは上下左右に動かない。なお、減衰装置の弾性変形としては、U型板ばねの弾性変形のみを考慮し、凹型摺動体と凸型摺動体および支持はりの弾性変形は無視する。また、中立

時の支持はりとU型板ばねの合計高さを h_s とする。

図(a)は、支持はりに水平力 H が作用し、凹型・凸型摺動体に正の摺動変位($u_d > 0$)が生じ、前方用摺動面のみが接触する前方移動時を示す。図(b)は、支持はりに水平力 H が作用し、負の摺動変位($u_d < 0$)が生じ、後方用摺動面のみが接触する後方移動時を示す。前方移動時と後方移動時に拘わらず、摺動変位 u_d が生じると、凹型・凸型摺動体の高さは v_d だけ増加し、U型板ばねと支持はりの合計高さは v_d だけ減少する。高さの変化 v_d はU型板ばねの縮みに等しく、高さの変化 v_d と摺動変位 u_d の関係は式(1)で示されるので、凹型・凸型摺動体には摺動変位の絶対値に比例して増加する圧縮力が作用する。

支持はりに水平力 H が作用すると、U型板ばねは水平方向にも変形する。減衰装置としての機能を考えると、凹型・凸型摺動体の摺動変位で成される仕事と水平力 H が成す仕事の差が小さくなるほど効率が良いので、U型板ばねの水平方向の弾性変形は作動方向の凹型・凸型摺動体の摺動変形に比べて小さいほうが望ましい。なお、U型板ばねの詳細は後述する。

図-4は、図-3(a)に示した前方移動時($u_d > 0$)において、凹型・凸型摺動体の摺動速度 $\dot{u}_d$ が正となる前進

図-4 前方移動・前進時の凹型摺動体と凸型摺動体の自由物体図($u_d > 0, \dot{u}_d > 0$)

時($\dot{u}_d > 0$)の凹型摺動体と凸型摺動体の自由物体図である。ここに、 V はばねによる圧縮力、 V_0 は凸型摺動体と U 型板ばねおよび支持はりの自重などの初期圧縮力、 H は図-3(a)に示す支持はりに作用する水平力、 P は摺動面に垂直に作用する垂直抗力、 F は摺動面に平行に作用するクーロン摩擦力とする。初期圧縮力としてばねの圧縮力も利用できる。 j は摺動面が x 軸となす角度とし、 $i = \tan j$ が成り立つ。なお、ローラの摩擦は無視する。

前方用摺動面の動摩擦係数を μ_F とすると、摩擦力 F と垂直抗力 P の関係は次式で表わされる。

$$F = \mu_F P \quad (2)$$

減衰装置の鉛直ばね定数 (y 軸方向) を S_y とすると、圧縮力 V は次式で表わされる。

$$V = S_y v_d \quad (3a)$$

式(3a)に式(1)の関係をを用いると次式を得る。

$$V = S_y i |u_d| \quad (3b)$$

図-4 の凸型摺動体の水平方向と鉛直方向の力のつり合い式はそれぞれ次式となる。

$$\left. \begin{aligned} H - F \cos j - P \sin j &= 0 \\ -V - V_0 - F \sin j + P \cos j &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(2)、式(3b)および式(4)より、垂直抗力 P 、摩擦力 F および圧縮力 V を消去すると、次の水平力 H と摺動変位 u_d の関係式を得る。

$$H = \lambda (S_y i |u_d| + V_0) \quad (5)$$

ここに、 λ は前方用摺動面の動摩擦係数と勾配によって決まる次式の運動抵抗係数である。

$$\lambda = (\mu_F + i)(1 - \mu_F i)^{-1}, \quad u_d > 0, \dot{u}_d > 0 \quad (6a)$$

同様にして、前方移動・後進時($u_d > 0, \dot{u}_d < 0$)、後方移動・後進時($u_d < 0, \dot{u}_d < 0$) および後方移動・前進時($u_d < 0, \dot{u}_d > 0$) のそれぞれの水平力と摺動変位の関係も式(5)で示される。ただし、運動抵抗係数は下式とする。

$$\lambda = \begin{cases} -(\mu_F - i)(1 + i\mu_F)^{-1}, & u_d > 0, \dot{u}_d < 0 \\ (\mu_B - i)(1 + i\mu_B)^{-1}, & u_d < 0, \dot{u}_d > 0 \\ -(\mu_B + i)(1 - i\mu_B)^{-1}, & u_d < 0, \dot{u}_d < 0 \end{cases} \quad (6b)$$

ここに、 μ_B は後方用摺動面の動摩擦係数である。また、水平力 H が作用しない状態で、圧縮力 V と初期圧縮力 V_0 の作用で凹型・凸型摺動体が中立状態に戻らないように、動摩擦係数と摺動面の勾配には $\mu_F > i$ および $\mu_B > i$ の関係を仮定する。

摺動面の動摩擦係数は面圧、摺動速度および摺動振幅などによって変化すると考えられるが、適切な材料を組み合わせることで動摩擦係数の変化を小さくすることも可能である⁹⁾。よって、本論文では、動摩擦係数は摺動面の面圧、摺動速度および摺動振幅によって変化しないと仮定する。また、摺動面が固着を脱し、減衰装置が作動を開始する状態は、静止摩擦力を考慮した動力学的手法により説明する必要がある。本論文では、静力学的手法により作動中の減衰装置の力学特性を説明し、静止摩擦力の影響の解明は今後の課題とする。

凹型・凸型摺動体の摺動振幅を a_d とすると、減衰装置の U 型板ばねに縮み a_d を発生させる力は $S_y a_d$ となる。式(5)の両辺を $S_y a_d$ で割ると次式を得る。

$$\frac{H}{S_y a_d} = \lambda \left(\frac{V_0}{S_y a_d} + \frac{i |u_d|}{a_d} \right) \quad (7)$$

図-5 は式(7)で計算した水平力と摺動変位の履歴曲線の一例である。横軸と縦軸はそれぞれ無次元化した摺動変位 u_d/a_d と無次元化した水平力 $H/S_y a_d$ を表わす。図(a)は摺動面の勾配が $i = 0.01$ と $i = 0.04$ の場合の履歴曲線の比較であり、無次元化された初期圧縮力は $V_0/S_y a_d = 0.01$ であり、摺動面の動摩擦係数は 0.2 である。図(b)は初期圧縮力が $V_0/S_y a_d = 0.005$ と 0.020 の場合の履歴曲線の比較であり、摺動面の動摩擦係数と勾配はそれぞれ 0.2 と 0.02 である。何れの条件の履歴曲線も蝶が羽を広げた形になると予想される。

図(a)より、摺動面の勾配を大きくすると、前方移動、後方移動、前進および後進のそれぞれに拘わらずに履歴曲線の傾きが増加し、曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。図(b)より、初期圧縮力を大きくすると、曲線の傾きは変化しないが、縦軸の切片の値が大きくな

図-5 ローラで支持された摺動型減衰装置の水平力と撓動変位の履歴曲線

り、曲線が上下に膨らむことにより、全体として曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。また、図-5の縦軸は鉛直ばね定数 S_y で無次元化されているので、鉛直ばね定数 S_y のみを大きくすると、履歴曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。動摩擦係数のみを大きくすると図(a)と図(b)の特徴が同時に現れて、履歴曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。履歴曲線が囲む面積が摩擦力によって消費される力学エネルギーを示すので、摺動面の動摩擦係数、摺動面の勾配、鉛直ばね定数および初期圧縮力を適宜組み合わせることにより、所要のエネルギー吸収能力を持つ振動減衰装置を実現できると考えられる。

また、図-5(b)に示すように、初期圧縮力を小さくすることにより、縦軸の切片の値すなわち中立時の摩擦力を小さくし、摺動面が固着を脱し減衰装置が作動を開始する作動力の限界を小さくできると考えられる。例えば、凸型摺動体、板ばねおよび支持はりを構造物に吊り下げることにより自重による初期圧縮力を小さくできると考えられる。初期圧縮力を小さくすると、履歴曲線が囲む面積は小さくなるが、図-5(a)に示すように、摺動面の勾配または減衰装置の鉛直ばね定数を大きくすることにより、面積の減少を補えると考えられる。

式(7)において初期圧縮力をゼロとし、式(6a)と式(6b)において摺動面の勾配 i を無視すると、提案の摺動型減衰装置が描く履歴曲線はClough and Penzienが示した履歴減衰の曲線¹²⁾および若林らの減衰装置が描く履歴曲線¹⁴⁾と同等となると考えられる。

また、図-5と類似の履歴曲線を持つエネルギー吸収装置として輪ばねが実用化されている。輪ばねは、内側に円すい面を有する外輪と外側に円すい面を有する内輪を、円すい面で互いに接触するよう組み立てて積み上げたものである。輪ばねの個数を増減させることにより

摩擦力の大きさを調整できる。大きな摩擦力を得ることができるため、機械部品の緩衝装置などに用いられている¹⁵⁾。輪ばねを用いた構造物の振動を抑制する減衰装置が考案されているが¹⁶⁾、筆者らの文献調査の範囲内では、その減衰装置の具体的な力学特性や実構造物への適用に関する報告等は確認できなかった。

(3) 摺動型減衰装置の等価粘性減衰係数

図-3の力学モデルにおいて、1サイクルで消費される力学エネルギーは、図-5で示した履歴曲線が囲む面積に等しい。実用的には動摩擦係数は0.3未満、摺動面の勾配は数%程度と考えられるので、式(6a)と式(6b)の分母は $1 \pm \mu_F i \approx 1$ および $1 \pm \mu_B i \approx 1$ と考えて良い。前方用摺動面と後方用摺動面の動摩擦係数を $\mu_F = \mu_B = \bar{\mu}$ とし、ローラで支持された減衰装置の1サイクルの散逸エネルギーを Δ_{fri} とすると、この散逸エネルギーは次式で表わされる。

$$\Delta_{fri} \approx \bar{\mu} a_d (2i S_y a_d + 4V_0) \quad (8)$$

式(8)より、減衰装置が散逸するエネルギーは撓動振幅の二次関数となるが、振動数とは無関係であると考えられる。一方、粘性減衰係数 c_e の減衰装置が円振動数 θ と振幅 a_d で振動する時の1サイクルの散逸エネルギーを Δ_{vis} とすると、この散逸エネルギーは次式で表わされる。

$$\Delta_{vis} = \pi c_e \theta a_d^2 \quad (9)$$

式(8)と式(9)の互いの右辺を等値すると、次の等価粘性減衰係数 c_e を得る。

$$c_e = \frac{\bar{\mu}}{\pi \theta} \left(2i S_y + \frac{4V_0}{a_d} \right) \quad (10)$$

式(10)は分母に円振動数 θ を変数として含むので、 θ が小さくなるとすなわち周期が長くなると等価粘性減衰係数は増加する。これは提案の減衰装置に限らず摩擦型減衰装置に共通の特徴である。これより、摩擦型減衰装置と同様に、提案の減衰装置は長周期の構造物に適していると考えられる。

式(10)の右边第2項の $4V_0/a_d$ は分母に撓動振幅 a_d を変数として含むので、撓動振幅が大きくなると、この項の等価粘性減衰係数への寄与は減少する。これは振幅が大きくなると等価粘性減衰係数が減少する摩擦力一定の摩擦型減衰装置と共通の特徴と考えられる。しかし、大振幅の振動を対象とする減衰装置では、振幅の増加に対して等価粘性減衰係数が減少しないことが望ましい。また、この項は分子に初期圧縮力 V_0 を変数として含むので、初期圧縮力を大きくするとこの項の等価粘性減衰係数への寄与は大きくなるが、中立時の静止摩擦力も大きくなるので、減衰装置が作動を開始する作動力の限界が大きくなる。前項で述べたように、提案の減衰装置では初期圧縮力を小さくすることにより、減衰装置が作動を開始する作動力の限界を小さくできると考えられる。

式(10)の右边第1項の $2iS_y$ は撓動振幅 a_d を変数として含まないので、撓動振幅が無限大に大きくなると、式(10)の c_e は一定値 $c_{e0} = 2\bar{\mu}iS_y/\pi\theta$ に漸近する。よって、提案の減衰装置は、振幅の大小に拘わらずに、最低でも c_{e0} で示される等価粘性減衰係数を確保できると考えられる。つまり、初期圧縮力を小さくして等価粘性減衰係数の振幅依存性を小さくしながら、動摩擦係数、勾配および鉛直ばね定数を適宜組み合わせることにより、必要減衰性能を c_{e0} として確保できると考えられる。これは、摩擦力が変位の絶対値に比例して増加する提案の減衰装置に特有の特徴であると考えられる。

以上より、撓動面の動摩擦係数、撓動面の勾配、鉛直ばね定数および初期圧縮力を適宜組み合わせることにより、提案の減衰装置は、長周期の構造物に対して、小振

幅から大振幅まで所定の等価粘性減衰係数で示される減衰性能を確保できると考えられる。

(4) U型板ばね

図-6にU型板ばねの基本形状を示す。ばねは、鉛直方向(y軸方向)の復元力を発生するU形状の板ばね部と、ばねを対象物に固定するための平板状の上下の固定部で構成する。固定部には固定用のボルト孔を設置する。ここに、記号 $\alpha, \beta, \gamma, \phi, E, G$ はそれぞれ直線部長さ、曲げ半径、長さ、板厚、ヤング率およびせん断弾性係数である。減衰装置の作動方向はx軸方向である。

図-7はU型板ばねの力学モデルであり、圧縮力 p が作用して鉛直変位 v_s を生じた状態を示す。図に示すようにU型板ばねを両端の曲げ変形が拘束されたU型の曲がり梁と考えると、曲げ変形のみを考慮した鉛直ばね定数 s_y は次式で見積もられる¹⁷⁾。

$$s_y = \frac{\sigma \gamma E}{2} \times \left(\frac{\phi}{\beta} \right)^3 \quad (11a)$$

$$\sigma = \frac{1}{4\xi^3 + 3\pi - \frac{6(2-\xi^2)^2}{2\xi + \pi}} \quad (11b)$$

ここに、式(11b)の σ は、直線部の長さ α と半径 β の比 $\xi = \alpha/\beta$ を変数とする係数である。式(11a)と式(11b)より、板厚と半径の比、直線部の長さ α と半径 β の比、および材料を適切に選ぶことにより、所要の鉛直ばね定数を持つU型板ばねが得られると考えられる。

一方、U型板ばねを二辺が固定された幅 $\times$ 高 $\times$ 厚 $= \gamma \times (2\alpha + \pi\beta) \times \phi$ の矩形板と見なし、水平方向(図-6のx軸方向)の変形を両端固定梁の曲げ変形と矩形板のせん断変形の和として近似すると、x軸方向の水平ばね定数 s_x は次式で表わされる。

図-6 U型板ばねの基本形状

図-7 U型板ばねの力学モデル

$$s_x \approx \frac{\gamma E}{2\xi + \pi} \times \frac{\left(\frac{\phi}{\beta}\right)}{\frac{\tau E}{G} + (2\xi + \pi)^2 \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^2} \quad (12)$$

ここに、 τ はせん断応力度の分布を表わす係数である。 $\xi=1$, $\tau=3/2$, $G/E=0.385$ (ポアソン比 0.3 の等方性材料と仮定する) の条件で、式(12)の水平ばね定数と式(11a)の鉛直ばね定数の比を試算すると次式を得る。

$$\frac{s_x}{s_y} \approx \frac{4.77}{\left(\frac{\phi}{\beta}\right)^2 \left\{ 3.90 + 26.4 \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^2 \right\}} \quad (13)$$

ここで、ばねの板厚と半径の比を $\phi/\beta=1/20$ 、半径と長さの比を $\beta/\gamma=1/10$ とすると、ばね定数比は $s_x/s_y \approx 458$ となる。よって、 ϕ/β と β/γ を適切に設定することにより、 $s_x \gg s_y$ となる U 型板ばねを作ることができると考えられる。

U 型板ばねの固定部の一方を凸型摺動体にボルトなどで固定し、反対側の固定部を支持はりにボルトなどで固定する。ばねの個数を n とすると、減衰装置の鉛直ばね定数 S_y は次式で表される。

$$S_y = \psi n s_y \quad (14)$$

ここに、 ψ はばねの取り付け方法や各ばねに作用する力のばらつきなどを考慮する補正係数とし、実験により定める。減衰装置の水平ばね定数も同様にして決定できるが、ここでは記述を省略する。

3. 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの静力学特性

(1) 摺動型減衰装置の配置

図-3 に示したように、提案の減衰装置に水平力が作用すると、減衰装置では凹型摺動体と凸型摺動体が水平方向にずれる摺動変位が生じる。この摺動変位は水平力が作用するラーメンで生じる上下間の層間水平変位と類似していると考えられる。摺動変位の方角と層間水平変位の方角が平行になるように減衰装置をラーメンに装着することにより、ラーメンの減衰を増加させることができると考えられる。ここでは、提案の減衰装置の実用性を検討するために、減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の関係式および等価粘性減衰定数を理論的に明らかにする。水平力と水平変位の関係式の妥当性は次章で述べる模型実験で具体的に検証される。

図-8 は、一層ラーメンにおける減衰装置の配置を説明する力学モデルである。上側壁を梁の下側に柱と衝突しない適切な間隔 e を設けて設置し、下側壁を基礎の上側に柱と衝突しない適切な間隔 e を設けて設置する。減衰装置は下側壁と上側壁の間に設置し、支持はりは上側壁に固定し、凹型摺動体は下側壁に固定する。U 型板ばねは凸型摺動体と支持はりを挟むようにそれらの側面に固定する。ここに、 l と l_d はそれぞれ梁および上側壁と下側壁の長さとし、 h , h_u および h_l は柱の高さ、上側壁の高さおよび下側壁の高さとする。 A_b , I_b および E_b はそれぞれ梁の断面積、断面二次モーメントおよびヤング率とし、 A_c , I_c および E_c はそれぞれ柱の断面積、断面二次モーメントおよびヤング率とする。また、ラーメンの梁の曲げ剛性は柱のそれに比べて大きく、す

図-8 一層ラーメンにおける摺動型減衰装置の配置と力学モデル

なわち、 $E_b I_b / l \gg E_c I_c / h$ が成り立ち、梁の曲げ変形を無視する。上側壁と下側壁のそれぞれの水平方向（ x 軸方向）と鉛直方向（ y 軸方向）の剛性は、減衰装置の鉛直ばね定数と水平ばね定数に比べて十分に大きいと仮定し、上側壁と下側壁の変形は無視する。よって、梁の水平変位と凹型・凸型摺動体の摺動変位の差は無視できる程度に小さいと仮定し、 $u \approx u_d$ とする。

(2) ラーメン水平変位の履歴曲線

図-9 はラーメンの梁に水平力 Q が作用した時のラーメンと提案の減衰装置の変形を説明する図である。図(a)は前方移動時の代表的な変形である。ラーメンの柱には曲げ変形と軸変形が生じ、柱の上端に水平変位 u と鉛直変位 v を生じる。凹型・凸型摺動体は、正の摺動変位 u_d を生じ、前方用摺動面で接触し、高さ変化 v_d を生じる。図(b)は後方移動時の代表的な変形である。前方移動と同様に、柱には曲げ変形と軸変形が生じ、柱の上端に水平変位と鉛直変位を生じる。凹型・凸型摺動体は、負の摺動変位 u_d が生じ、後方用摺動面で接触し、高さ変化 v_d を生じる。前方移動時と後方移動時共に、 v_d と u_d には式(1)の関係が成立する。凹型・凸型摺動体の高さの変化と柱の高さの変化の差($v_d - v$)は、U型板ばねの弾性変形で吸収される。U型板ばねの弾性変形に比例して減衰装置に圧縮力が生じ、その圧縮力によりラーメンの梁の水平移動に抵抗する摩擦力が減衰装置に発生すると考えられる。

図-10 は、図-9(a)の前方移動時の状態で、ラーメンと減衰装置を切り離して、上側壁と支持はりに作用する水平力 $\bar{H}$ と鉛直力 $\bar{V}$ を明示した自由物体図である。提案の減衰装置は凹型・凸型摺動体の高さの変化を利用して圧縮力を生成するので、柱の高さの変化は減衰装置が生成する圧縮力に大きく影響すると考えられる。よっ

て、柱の曲げ変形に起因する二次鉛直変位を考慮して、柱上端の鉛直変位 v は下式で表わす。

$$v = v_1 + v_2 \quad (15)$$

ここに、 v_1 は柱の軸変形による一次鉛直変位であり、 v_2 は柱の曲げ変形による二次鉛直変位とする。柱の軸変形に着目したラーメンの鉛直ばね定数を K_y とすると、一次鉛直変位は次式で表わされる。

$$v_1 = \frac{\bar{V}}{K_y} \quad (16)$$

柱の本数は左右の二本なので、鉛直ばね定数 K_y は次式で表わされる。

$$K_y = \frac{2A_c E_c}{h} \quad (17)$$

柱の曲げ変形を支点変位 u が生じる両端固定梁の曲げ変形と等価と仮定し、柱の二次鉛直変位を両端固定梁の元の長さと同端固定梁のたわみ曲線の曲線長の差と考えて、二次鉛直変位を次式で表わす。

$$v_2 = -\frac{3}{5h} u^2 \quad (18)$$

式(18)は支点変位が生じる両端固定梁のたわみ曲線を積分することにより簡単に求められるので、ここでは式(18)の誘導の過程は省略する。

U型板ばねの縮みは($v_d - v$)なので、減衰装置に作用する鉛直力は次式で表わされる。

$$\bar{V} = S_y (v_d - v) \quad (19)$$

式(19)に式(1)、式(15)、式(16)、式(18)および $u_d \approx u$ を適用すると次式を得る。

$$\bar{V} = \bar{S}_y \left(i|u| + \frac{3}{5h} u^2 \right) \quad (20a)$$

図-9 ラーメンと摺動型減衰装置の変形

図-10 前方移動時($u > 0, u_d > 0$)のラーメンと摺動型減衰装置の接続部に作用する力

$$\bar{S}_y = \frac{S_y}{1 + S_y/K_y} \quad (20b)$$

ここに、 $\bar{S}_y$ はラーメンと減衰装置の合成鉛直ばね定数である。式(20a)で表わされる鉛直力 $\bar{V}$ と図-10の水平力 $\bar{H}$ を、式(4)の V と H に置き換えると、水平力 $\bar{H}$ は次式で表わされる。

$$\bar{H} = \lambda \left\{ \bar{S}_y \left(i|u| + \frac{3}{5h}u^2 \right) + V_0 \right\} \quad (21)$$

梁の水平変位に着目したラーメンの水平ばね定数を K_x とすると、水平力 $Q, \bar{H}$ および水平変位 u の関係は次式で表わされる。

$$Q - \bar{H} = K_x u \quad (22)$$

柱の変形は支点変位を生じる両端固定梁の変形と等価と考えているので、ラーメンの水平ばね定数は次式で表わされる。

$$K_x = \frac{24E_c I_c}{h^3} \quad (23)$$

式(22)に式(21)を代入し整理すると、次の減衰装置を装着したラーメンの水平力 Q と水平変位 u の関係式を得る。

$$\frac{Q}{h\bar{S}_y} = \frac{K_x}{\bar{S}_y} \left(\frac{u}{h} \right) + \lambda \left\{ \frac{V_0}{h\bar{S}_y} + i \left| \frac{u}{h} \right| + \frac{3}{5} \left(\frac{u}{h} \right)^2 \right\} \quad (24)$$

図-11は式(24)で計算した減衰装置を装着したラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線である。図(a)と図(b)はそれぞれ初期圧縮力と摺動面の勾配による履歴曲線の変化を示す。図(a)より、初期圧縮力のみを大きくすると、前進時または後進時の曲線の傾きは変わらないが、縦軸の切片が大きくなることにより曲線が上下に膨らみ、

全体として曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。図(b)より、摺動面の勾配のみを大きくすると、縦軸の切片は変わらないが、前方移動・前進時と後方移動・後進時の曲線の傾きが大きくなり、前方移動・後進時と後方移動・前進時の曲線の傾きが小さくなることにより、全体として曲線が囲む面積が大きくなると考えられる。また、これらの図より、いずれの履歴曲線の形状も蝶が羽を広げた時の羽の形状に似ると予想される。

式(24)の左辺は、ラーメンと減衰装置の合成鉛直ばね定数 $\bar{S}_y$ を含んでいる。ラーメンの鉛直ばね定数と減衰装置の鉛直ばね定数の関係を $K_y \gg S_y$ と仮定すると、 $\bar{S}_y \approx S_y$ と見なせる。この仮定の下で S_y のみを大きくすると、式(24)の左辺の水平力 Q は大きくなるので、履歴曲線が囲む面積は大きくなる。よって、摺動面の動摩擦係数、摺動面の勾配、初期圧縮力および鉛直ばね定数を大きくすることにより、ラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線が囲む面積を大きくすることができると考えられる。

以上より、これらの4つのパラメータを適宜組み合わせることにより、提案の減衰装置はラーメンに所定の減衰を付加できると考えられる。ただし、式(6a)と式(6b)の運動抵抗係数が正負の値となることから、減衰装置を装着したラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線の勾配が負とならないように、4つのパラメータを決定する必要があると考えられる。例えば、式(24)の初期圧縮力と二次鉛直変位を無視できる場合は、 $K_x + i\lambda\bar{S}_y > 0$ が常に成立するように摺動面の動摩擦係数、摺動面の勾配および鉛直ばね定数を決定する必要があると考えられる。

(3) 等価粘性減衰定数

ラーメンの二次鉛直変位を無視すると、式(21)で示す減衰装置に作用する水平力 $\bar{H}$ は、式(5)で示す水平力 H

(a) 初期圧縮力による変化

(b) 摺動面の勾配による変化

図-11 摺動型減衰装置を装着したラメンの水平力と水平変位の履歴曲線

(a) ばね定数比による変化

(b) 初期圧縮力による変化

図-12 摺動装置を装着したラメンの等価粘性減衰定数

と一致する。ラメンの二次鉛直変位を無視し、 $K_y \gg S_y$, $1 \pm \mu_F i \approx 1$, $1 \pm \mu_B i \approx 1$, $\mu_F = \mu_B = \bar{\mu}$ の条件を仮定すると、減衰装置を装着したラメンの等価粘性減衰定数 ζ_e は、式(10)の等価粘性減衰係数 c_e とラメンの臨界減衰係数 $2\sqrt{MK_x}$ との比として次式で定義される。

$$\zeta_e \equiv \frac{c_e}{2\sqrt{MK_x}} \quad (25)$$

ここに、 M は梁、柱の 1/2、上側壁、支持はり、U 型板ばねおよび凸型摺動体のそれぞれの質量の合計とする。減衰性能としては共振時の等価粘性減衰定数が重要であるので、式(10)の円振動数 θ は次式のラメンの固有円振動数 ω に置き換える。

$$\omega = \sqrt{\frac{K_x}{M}} \quad (26)$$

ラメンの水平変位と凹型・凸型摺動体の摺動変位の差は無視できる程度に小さいと考えているので、ラメンの振幅を a とすると、 $a_d \approx a$ である。よって、式(25)の等価粘性減衰定数は次式となる。

$$\zeta_e = \frac{\bar{\mu}}{\pi} \left(i \frac{S_y}{K_x} + \frac{2V_0}{aK_x} \right) \quad (27)$$

式(27)より、減衰装置を装着したラメンの等価粘性減衰定数は、摺動面の動摩擦係数と勾配、減衰装置の鉛直ばね定数とラメンの水平ばね定数、初期圧縮力およびラメンの振幅によって決まると考えられる。また、振幅が大きくなると初期圧縮力の影響は小さくなると考えられる。

図-12 は式(27)で計算した等価粘性減衰定数の一例である。図(a)と図(b)は、それぞれ摺動面の勾配と動摩擦係数を一定とし、ばね定数比 S_y/K_x と振幅 a をパラ

写真-1 摺動型減衰装置の外観

写真-2 摩擦実験装置の外観

メータとする場合と、初期圧縮力にかかわる $2V_0/K_x$ と振幅 a をパラメータとする場合の ζ_e の変化を示す。図(a)より、 S_y/K_x を大きくすることにより、減衰定数を大きくできると考えられる。図(b)より、 $2V_0/K_x$ を小さくすることにより、振幅の変化に伴う減衰定数の変化を小さくできると考えられる。これらの図より、振幅が大きくなると減衰定数は一定値 $\zeta_{e0} = i\bar{\mu} S_y / \pi K_x$ に漸近すると考えられる。また、式(27)より、動摩擦係数と勾配を大きくすると減衰定数が大きくなると考えられる。

以上より、一層ラメンに提案の減衰装置を装着する場合は、初期圧縮力を小さくすることにより等価粘性減衰定数の振幅依存性を小さくしながら、摺動面の動摩擦係数、摺動面の勾配および減衰装置の鉛直ばね定数を適宜組み合わせることにより、ラメンに所定の等価粘性減衰定数で示される減衰を付加できると考えられる。

4. 静的力学特性の確認実験

(1) 実験の目的

提案の減衰装置の機能を確認するために、式(5)と式(6a)および式(6b)で示されるローラで支持された減衰装置の水平力と摺動変位の関係式の妥当性と、式(24)で示される減衰装置を装着した一層ラメンの水平力と水平変位の関係式の妥当性を模型実験で検証する。

(2) ローラで支持された摺動型減衰装置の実験

a) 摺動型減衰装置の諸元

写真-1 は凹型摺動体、凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりで構成する提案の減衰装置の外観である。凸型摺動体と凹型摺動体の材料はそれぞれ快削黄銅(C3604)とステンレス鋼(SUS304)である。摺動面の勾配と水平長さはそれぞれ $i=0.02$ と $l_d=400\text{mm}$ である。組み立てられた凹型・凸型摺動体の中立時の高さ

は $h_d=51\text{mm}$ である。凹型摺動体の前方用摺動面と後方用摺動面の幅はそれぞれ $b_F=5.9\text{mm}$ と $b_B=8.2\text{mm}$ である。凸型摺動体の前方用摺動面と後方用摺動面の幅はそれぞれ $b_F=6.1\text{mm}$ と $b_B=7.8\text{mm}$ である。摺動面の機械仕上げの設計値は表面粗さ $1.6\mu\text{m}$ R_a 以下としたが、仮組立の段階で前方用摺動面同士のみを擦り合わせて、凹型・凸型摺動体の中立位置と高さの変化を微調整した。よって、前方用摺動面と後方用摺動面の表面粗さは異なると考えられたが、計測器具の問題から実際の表面粗さは計測していない。摺動面には動摩擦係数と静止摩擦係数の差を小さくするためにトリクロルエタン系の潤滑材を塗布する。摺動面の動摩擦係数は後述する。

U型板ばねの総数は8個とし、ばねは摺動体の両側面にそれぞれ4個を配置し、ばねは凸型摺動体と支持はりを一体化する。ばねの材質はばね用ステンレス鋼帯(SUS304-CSP)であり、各部の設計寸法は、 $\phi=0.3\text{mm}$, $\alpha=5\text{mm}$, $\beta=5.15\text{mm}$, $\gamma=42\text{mm}$ である。ばねは1個当たり6個のM3ボルトで支持はりと凸型摺動体の側面に固定する。減衰装置の鉛直ばね定数は後述する。支持はりは、高さ×幅×長さ = $25 \times 20 \times 400\text{mm}$ のアルミニウム合金(A6063)とした。凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりの合計質量は 2.57kg である。

b) 摺動型減衰装置の動摩擦係数と高さの変化

写真-2 は、凹型・凸型摺動体の前方用摺動面と後方用摺動面の動摩擦係数を計測する摩擦実験装置の外観である。アルミニウム合金製壁(A5052, $t=3\text{mm} \times 2$ 枚)の上に凹型摺動体をボルトで固定し、支持はりの上に重りを載せる。支持はりとアクチュエータを荷重計を介して水平方向に連結し、アクチュエータを水平方向に駆動させ、減衰装置の作動に必要な水平力を荷重計で計測する。荷重計の定格容量は 200N である。アクチュエータの駆動速度は 0.048mm/s である。また、凸型摺動体の水平変位と支持はりの高さの変化をレーザー変位計で計測する。レーザー変位計の分解能は 0.002mm である。重りの質量は 4kg , 8kg , 12kg , 16kg の4ケースとした。

(a) 高さの変化と撓動変位

(b) 水平力と撓動変位の履歴曲線

図-13 摺動型減衰装置の高さと水平力の変化

なお、写真中の鉛直方向の黒く細い数本の物体は、後述するラーメンの柱である。

図-13(a)は質量 16kg の重りを搭載した減衰装置の高さと撓動変位の関係である。図より、減衰装置は撓動変位 10mm で 0.2mm の高さの変化を生じるので、撓動面の勾配が 2%であることが確認できる。高さの変化に $\pm 0.05\text{mm}$ 程度の幅が見られるが、これはアクチュエータ（分解能 0.004mm/step）の駆動に合わせて減衰装置が鉛直方向に振動することと、レーザー光の反射面が水平方向に移動することにより、反射面の凹凸が測定値に影響を及ぼしたと考えられる。

図-13(b)は質量 16kg の重りを搭載した減衰装置の水平力と撓動変位の履歴曲線である。水平力 H は重りによる鉛直力と初期圧縮力の合計鉛直力($W=182\text{N}$)で除して無次元化している。水平力と鉛直力の比 H/W は式(6a)と式(6b)の運動抵抗係数に相当する。図では、撓動面の動摩擦係数を $\mu_F = 0.16$ 、 $\mu_B = 0.18$ とし、撓動面の勾配を $i = 0.02$ とした式(6a)と式(6b)の運動抵抗係数 λ (Theory と表記する)を併記する。図より、実験で得られた水平力と鉛直力の比 H/W は運動抵抗係数 λ と良く対応することが確認される。他の重りを軽くした場合についても、水平力と鉛直力の比は運動抵抗係数と良く対応することが確認された。前方用撓動面の動摩擦係数が後方用撓動面のそれに比べてやや小さいが、これは前述した仮組立時の前方用撓動面の擦り合わせ調整に関係していると考えられる。よって、後述の実験結果の検証に用いる前方用撓動面と後方用撓動面の動摩擦係数の実験値はそれぞれ $\mu_F = 0.16$ と $\mu_B = 0.18$ とする。

c) 摺動型減衰装置の鉛直ばね定数

図-14 は、写真-2 の実験装置においてアクチュエータを取り外した状態における、重りによる鉛直力と支持はりの鉛直変位の関係である。図より、減衰装置の鉛直力と鉛直変位の関係は載荷時と除荷時共に線形である

図-14 摺動型減衰装置の鉛直力と鉛直変位

ことが確認される。実験結果から、減衰装置の鉛直ばね定数として、 $S_y = 400\text{ N/mm}$ が得られた。一方、式(11a)と式(11b)を用いて U 型板ばね 1 個の鉛直ばね定数を見積もると、 $s_y = 61.8\text{ N/mm}$ となる。ただし、JIS G 4313 に参考値として記載されているばね用ステンレス鋼帯 (SUS304-CSP) のたわみ係数¹⁸⁾をヤング係数 $E = 167000\text{ N/mm}^2$ とし、 G/E は 0.385 とした。上記のばね定数の理論値を用いて、減衰装置の鉛直ばね定数を見積もると、 494 N/mm となる。これを実験値 $S_y = 400\text{ N/mm}$ と比較すると、式(14)に用いる補正係数は $\nu = 0.81$ となる。

d) 履歴曲線

写真-3 は、図-3 の力学モデルに対応するローラで支持された減衰装置の実験装置の外観である。写真-2 で示した減衰装置の支持はりの上部にローラを設置し、ローラを水平方向と鉛直方向に固定された梁で鉛直方向に支持し、変位計を介して支持はりをアクチュエータに連結した実験装置である。ローラは直径 20mm のアル

写真-3 ローラで支持された摺動型減衰装置の外観

写真-4 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの外観

図-15 ローラで支持された摺動型減衰装置の水平力と摺動変位の履歴曲線の比較

図-16 ラーメン単体の水平力と水平変位の履歴曲線

ミ製ローラとし、ローラの個数は4個である。梁は4本の柱で架台に連結されると共に水平方向には水平固定金具で架台に固定されている。柱は呼び径 M6 の鋼製ボルト(SS400)とし、梁は断面寸法が幅×高=100×19のみがき平角鋼(SS400)とした。アクチュエータを水平方向に駆動させ、その時の減衰装置に作用する水平力を荷重計で計測し、凸型摺動体の水平変位を変位計で計測する。

図-15 は、式(5)、式(6a)および式(6b)で示した水平力と摺動変位の関係式で計算した履歴曲線と、実験により得られたその比較である。初期圧縮力、鉛直ばね定数、および摺動面の勾配と摺動面の動摩擦係数はそれぞれ $V_0 = 25.2\text{ N}$, $S_y = 400\text{ N/mm}$, $i = 0.02$, $\mu_F = 0.16$, $\mu_B = 0.18$ である。初期圧縮力は、凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりの合計質量 2.57kg と、重力加速度 $g = 9.8\text{ m/s}^2$ より計算した。図より、実験値が理論値と良く対応し、履歴曲線は蝶が羽を広げた形となることが確認される。また、実験値の履歴曲線の傾きは理論値のそれに比べて僅かに小さくなった。これは、実験値にはローラの転がり摩擦の影響が含まれるが、理論値では

ローラの転がり摩擦を無視しているからと考えられる。なお、実験時の U 型板ばねの水平方向の変形量は小さく、支持はりの水平変位と凹型・凸型摺動体の摺動変位の差は無視できる程度に小さかった。

(3) 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの実験

a) ラーメン単体の水平力と水平変位の履歴曲線

写真-4 は、図-8 の力学モデルに対応する減衰装置を装着した一層ラーメンの実験装置の外観である。写真-3 で示した実験装置において、梁を上方に移動させ、ローラをアルミニウム合金製壁 (A5052, $t = 3\text{ mm} \times 2$ 枚) に置き換えた装置である。柱の高さと間隔はそれぞれ $h = 400\text{ mm}$ と $l = 500\text{ mm}$ である。柱と上側壁および下側壁の隙間は $e = 50\text{ mm}$ である。アルミニウム合金製壁はボルトで支持はりと梁に固定した。中立時の凹型・凸型摺動体の摺動面に凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりの自重のみが初期圧縮力として働くように、上側壁と支持はりをボルトで連結した。よって、減衰装置にはラーメンの梁、柱および上側壁の自重は鉛直力として

図-17 ラーメン単体の水平変位と鉛直変位

図-18 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線

作用しない。荷重計を介して梁とアクチュエータを連結し、アクチュエータを水平方向に駆動させて、梁に作用する水平力と梁の水平変位をそれぞれ荷重計と変位計で計測した。減衰装置の支持はりとは凸型摺動体の水平変位も計測したが、それらと梁の水平変位との差は小さく、アルミニウム合金製壁と U 型板ばねの水平方向の弾性変形は、摺動変位 u_d に比べて無視できる程度に小さかった。

図-16 は、減衰装置を取り外したラーメンの 1 サイクルの水平力と水平変位の履歴曲線である。履歴曲線の载荷と除荷の経路は重なり、水平力と水平変位の関係は線形であることが確認される。図に示す実験結果より得られたラーメンの水平ばね定数は $K_x = 3.4 \text{ N/mm}$ である。別途に実施した曲げ試験で得られた柱の曲げ剛性は $E_c I_c \approx 1.1 \times 10^7 \text{ Nmm}^2$ であった。これを用いて式(23)で計算したラーメンの水平ばね定数は 4.2 N/mm である。式(23)では、柱は梁と基部に完全に固定されていると仮定しているが、柱の取付け部の弾性変形により柱の取付け部に回転が生じ、実際の水平ばね定数は理論値より小さくなったと考えられる。

図-17 は、式(18)で計算したラーメンの水平変位と鉛直変位の関係を実験値と比較したものである。図より、鉛直変位は水平変位に対して放物線状に変化し、実験値は理論値と良く対応していることが確認される。

b) 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線

図-18 は、実験で得られた減衰装置を装着した一層ラーメンの 1 サイクルの水平力と水平変位の履歴曲線と、式(24)で計算した履歴曲線 (Eq.24) および式(24)でラーメンの鉛直方向の二次鉛直変位を無視して計算した履歴曲線 (Eq.24') の比較である。式(24)の計算条件は $i = 0.02$, $V_0 = 25.2 \text{ N}$, $\mu_F = 0.16$, $\mu_B = 0.18$, $K_x =$

3.4 N/mm , および $S_y = 400 \text{ N/mm}$ である。また、柱の断面定数からラーメンの鉛直方向ばね定数を試算すると $K_y \approx 39000 \text{ N/mm}$ であり, $K_y \gg S_y$ となることから, $\bar{S}_y \approx S_y$ とした。

図-18 より、水平変位が $u/h < 0.01$ の範囲では、ラーメンの鉛直方向の二次鉛直変位の影響は小さく、二次鉛直変位を無視した理論値と実験値は良く対応することが確認される。水平変位が $u/h \geq 0.01$ の範囲では、前方移動・前進時と後方移動・後進時では実験値と二次鉛直変位を考慮した理論値が良く対応しているが、前方移動・後進時と後方移動・前進時では誤差が大きいことが確認される。

図-10 に示すようにラーメンと減衰装置には鉛直力 $\bar{V}$ が作用するため、この鉛直力と水平力 $(Q - \bar{H})$ により生じる水平変位 u によって、ラーメンの柱には二次曲げ変形が発生する。この二次曲げ変形は、水平力による柱の曲げ変形を減少させるので、ラーメンの水平変位を減少させると考えられる。すなわち、この二次曲げ変形を考慮すると、減衰装置を装着したラーメンの水平ばね定数は式(23)のそれよりも大きくなると考えられる。しかし、式(24)ではこの柱の二次曲げ変形の影響は考慮していないので、式(24)はラーメンの水平ばね定数 K_x を実際より小さく評価した水平力と水平変位の関係を示すと考えられる。

一方、式(18)のラーメンの二次鉛直変位は上記の柱の二次曲げ変形の影響を考慮していないので、式(18)は柱上端の二次鉛直変位を実際より大きく評価すると考えられる。結果として、式(24)は柱上端の二次鉛直変位による減衰装置の摩擦力の増分を実際より大きく評価した水平力と水平変位の関係を示すと考えられる。

以上をまとめると、式(24)は、ラーメンの水平ばね定数に関しては履歴曲線の傾きを小さく評価し、減衰装置

の摩擦力に関しては前方移動・前進時と後方移動・後進時には曲線の傾きを大きく評価すると共に前方移動・後進時と後方移動・前進時には曲線の傾きを小さく評価すると考えられる。従って、図-18 に示す実験結果のように、振幅が大きくなる領域において、前方移動・前進時と後方移動・後進時では式(24)と実験値の差が小さく、前方移動・後進時と後方移動・前進時ではそれらの差が大きくなったと考えられる。

実用的なラーメンの水平変位は $u/h < 0.01$ と考えられるので、実用上は、二次曲げ変形を無視した式(24)において、柱上端の二次鉛直変位を無視しても良いと考えられる。

また、図-18 より、二次鉛直変位および二次曲げ変形を考慮しなければならない水平変位の領域を考慮しても、式(24)で二次鉛直変位を無視して計算した履歴曲線は実験で得られた履歴曲線の内側にあり、前者の履歴曲線が囲む面積は後者の履歴曲線が囲む面積より小さいことに気づく。図の二次鉛直変位を無視した履歴曲線が囲む面積は式(8)の散逸エネルギーに相当するので、提案の減衰装置は式(27)で示す等価粘性減衰定数を確保できる可能性があると考えられる。

前方用摺動面と後方用摺動面の動摩擦係数を実験で得られた値の平均値の $\bar{\mu} = 0.17$ とし、先に示したラーメンと減衰装置の諸定数を式(27)に適用すると、次の等価粘性減衰定数を得る。

$$\zeta_e = 0.127 + \frac{0.802}{a} \quad (28)$$

ここに、振幅 a の単位は mm である。これより、実験に用いた減衰装置を装着した一層ラーメンの共振時の等価粘性減衰定数は、振幅が 10mm 程度の場合は 0.2 程度であり、振幅がそれよりも大きくなる場合は 0.127 に漸近すると予想される。

5. まとめ

本論文では、長周期の構造物に対して、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減衰装置の開発を目的として、減衰力としての摩擦力が変位の絶対値に比例して増加する摺動型減衰装置を提案した。提案の減衰装置は凹型摺動体、凸型摺動体、U型板ばねおよび支持はりで構成する。先ず、提案の減衰装置の基本構造を説明し、ローラで支持された減衰装置の力学モデルを用いて摺動変位の絶対値に比例して増加する摩擦力を生成する原理を説明し、減衰装置の水平力と摺動変位の関係式、およびその等価粘性減衰係数を導いた。次に、減衰装置の摺動変位が水平力が作用するラーメンの上下間の層間水平変位と類似することに着目し、提案の

減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の関係式、およびその等価粘性減衰定数を理論的に導いた。最後に、減衰装置の動摩擦特性と、ローラで支持された減衰装置の水平力と摺動変位の履歴曲線、および減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線の妥当性を具体的な模型実験で検証を行った。本研究で得られた知見を以下にまとめる。

- a) 提案の摺動型減衰装置は、その装置の摺動変位に伴う高さの変化を構造物内の部材などで抑制することにより、摺動変位の絶対値に比例して増加する摩擦力を生成することができる。
- b) ローラで支持された摺動型減衰装置の水平力と摺動変位の履歴曲線は理論値と実験値が良く対応し、その曲線の形状は蝶が羽を広げた形となる。
- c) 摺動型減衰装置を装着した一層ラーメンの水平力と水平変位の履歴曲線は理論値と実験値が良く対応し、その曲線の形状は蝶が羽を広げた形に似る。
- d) 摺動面の勾配、摺動面の動摩擦係数、減衰装置の鉛直ばね定数および初期圧縮力を適宜組み合わせることにより、摺動型減衰装置の水平力と摺動変位の履歴曲線が囲む面積を変化させることができると考えられる。
- e) ローラで支持された摺動型減衰装置の水平力と摺動変位の履歴曲線の特徴から、摺動型減衰装置の等価粘性減衰係数は振動数に反比例し、振動数が小さくなると等価粘性減衰係数は大きくなると考えられる。
- f) 摺動型減衰装置の初期圧縮力を小さくし、減衰装置が作動を開始する作動力の限界を小さくすることにより、小振幅から大振幅まで等価粘性減衰係数をほぼ一定にすることが可能と考えられる。

以上より、限られた条件の小規模な模型実験の範囲内であるが、提案の減衰装置を装着した一層ラーメンの静的力学特性は理論値と実験値が良く対応していることから、提案の減衰装置は構造物の振動を抑制する減衰装置として機能する可能性があると考えられる。提案の減衰装置では減衰力が摺動変位の絶対値に比例して増加するので、減衰装置による振幅低減効果および減衰力の作用を考慮して、構造物の構造設計を行う必要があると考えられる。減衰装置の U 型板ばねが塑性を示す作動限界および減衰装置の最大作動変位は、構造物の塑性変形性能を考慮した耐震設計で決定する必要があると考えられる。

また、減衰装置の外力の作用に対する変形様式から、提案の減衰装置はせん断力部材型の減衰装置と考えられるが、凹型摺動体、凸型摺動体、U 型板ばねおよび支持はりの個数や配置を工夫することにより、軸力部材型の減衰装置への拡張も可能と考えられる。

なお、提案の減衰装置の有効性については、振動実験

などにより具体的に減衰性能を検証する必要があると考えられる。

参考文献

- 1) 土木学会・日本建築学会：海溝型巨大地震による長周期地震動と土木・建築構造物の耐震性向上に関する共同提言，2006.
- 2) Soong, T. T. and Constantinou, M. C.: *Passive and Active Structural Vibration Control in Civil Engineering*, Springer-Verlag Wien-New York, Italy, pp.209-221, 1994.
- 3) 鈴木浩平：ダンピングと制振の技術－制振材料と新しいダンパの開発－，計測と制御，第37巻，第8号，pp.531-540, 1998.
- 4) 有馬文昭，井上豊，馬場研介，黒田英二：増幅機構付き減衰装置の開発（その1．ボールねじを用いた制震チューブの減衰特性），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.825-826, 1998.9.
- 5) 中南滋樹，鈴木亨，古橋剛，光阪勇治，田中久也：増幅機構付き減衰装置の動的高速試験，三井住友建設技術研究所報告，第1号，pp.89-94, 2003.
- 6) 日本鋼構造協会：履歴型ダンパー付骨組みの地震応答性状と耐震設計法，日本鋼構造協会，1998.
- 7) 宇佐美勉，加藤基規，葛西明：制震ダンパーとしての座屈拘束ブレースの要求性能，構造工学論文集，Vol.50A，pp.527-538, 2004.
- 8) 宇佐美勉，葛漢彬，日沖堅治，路志浩，河野豪：制震ダンパーによる鋼アーチ橋の耐震性向上－橋軸直角方向地震動に対する検討，土木学会論文集，No.766/I-68，pp.245-261, 2004.
- 9) 森下邦宏，平井潤，本田誠，井上幸一：複数摺動面を有する摩擦型ダンパーの実験的研究，日本建築学会構造系論文集，第574号，pp.61-68, 2003.
- 10) 寺井雅和，佐藤孝典，吉岡智和，南宏一：ゴムワッシャーを用いた高力ボルト摩擦すべりダンパーに関する研究，日本建築学会構造系論文集，第614号，pp.107-114, 2007.
- 11) 寺井雅和，佐藤孝典，吉岡智和，南宏一：アルミを挟んだ風地震ハイブリット摩擦ダンパーに関する研究，日本建築学会構造系論文集，第633号，pp.2037-2044, 2008.
- 12) Clough, R. W. and Penzien, J.: *Dynamics of Structures*, McGraw-Hill, Inc., USA, pp.76-77, 1975.
- 13) Tradjbakhsh, I. and Lin, B. C.: Displacement-Proportional Friction (DPF) in Base Isolation, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 15, John Wiley & Sons, Ltd., pp.799-813, 1987.
- 14) 若林信宏，大亦絢一郎，斎藤宏和：漸硬形抵抗力特性を有する摩擦ダンパの研究，日本機械学会論文集（C編），73巻732号，pp.15-22, 2007.
- 15) ばね技術研究会：ばね，pp.253-256，丸善，1970.
- 16) 倉持道夫：輪ばねを用いた建造物の耐振補強装置，特許第2784888号，1998.
- 17) 中原一郎：材料力学（上巻），pp.213-214，養賢堂，1965.
- 18) 日本工業規格：ばね用ステンレス鋼帯，JIS G 4313，1996.

(2010. 4. 19 受付)

ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES OF A RUBBING DAMPER DEVICE WHICH GENERATES FRICTIONAL FORCE IN PROPORTION TO ABSOLUTE RUBBING DISPLACEMENT

Takuro KATAYAMA and Toshitaka YAMAO

In this paper, a rubbing damper device, generating frictional force in proportion to absolute rubbing displacement, is proposed in order to aid passive vibration control of frame structures. The proposed rubbing damper device is composed of a rubbing pair of concave bar and convex bar which is connected to a supported beam (which is usually fixed to object) by U-type leaf springs. Two parallel ascent interfaces and a descent interface of the rubbing pair increase assembled height of the rubbing pair in proportion to the absolute rubbing displacement of the rubbing damper device respectively. The U-type leaf springs are compressed by the rubbing pair and the supported beam, and apply compression force to the rubbing pair. Therefore, the rubbing damper device generates frictional force as damping force on the two parallel ascent interfaces or the descent interface due to the above compression force. Firstly, a basic function of the rubbing damper device and its mechanical principle are described theoretically. Then force versus displacement hysteretic curves of the rubbing damper device and a simple rigid test frame with the rubbing damper device are obtained. Finally, the hysteretic curves of the rubbing damper device and the simple rigid test frame are investigated experimentally.