

オイルダンパーを用いた間柱型制振機構の開発 (その1 実大模型を用いた動的载荷実験)

正会員 ○辻 聖晃*
同 羽生 昇平*
同 竹脇 出*

制振機構 耐震補強 オイルダンパー
動的载荷実験 間柱 減衰

1. 序

本研究の目的は、オイルダンパーを縦型に設置することでコンパクトさと高い減衰性能の両立を図った、新しい制振機構を提案することと、その実大模型に対する動的载荷実験を実施して、提案する制振機構の力学モデルならびに性能評価シミュレーションの妥当性を検証することにある。

まず本報では、提案する制振機構の概要と、実大模型を用いた動的载荷実験結果について報告する。続いて次報で、力学モデルを用いた性能シミュレーションを示す。

2. オイルダンパーを用いた間柱型制振機構の概要

本研究で提案する制振機構の概要を図1に示す。天井梁と床スラブのそれぞれに設置された枕材の間に、カットT鋼(以下CT鋼と称する)を用いて2本の間柱を接合する。この2本の間柱の間に、オイルダンパーを縦型に設置することにより、層間変形をダンパーの伸縮に変換する。

部材間の接合にずれや開きが生じず、CT鋼による接合がピン接合であり、かつ、枕材および間柱が変形しないとすると、層間変形 δ と間柱のずれ d の間係、および、ダンパーに生じている減衰力 P と層間変形に対する減衰力 F の関係は、それぞれ以下のように書ける。

$$d = \frac{D}{H}\delta, \quad F = \left(\frac{D}{H}\right)P \quad (1a,b)$$

ここで、 D は左右2組のCT鋼ウェブ中心間距離、 H は上下2組の枕材間の距離からCT鋼のフランジ厚さ2枚分を引いたものである。したがって、オイルダンパーを減衰係数の合計が c のダッシュポットとすると、本制振機構による層間変形 δ と減衰力 F の関係は、以下のように表すことができる。

$$F = \left(\frac{D}{H}\right)c\dot{\delta} = \left(\frac{D}{H}\right)^2 c\ddot{\delta} \quad (2)$$

ここで $(\dot{\quad})$ は時間に関する微分を表す。

3. 実大模型を用いた動的载荷実験

3-1 実験概要

加力には油圧式のアクチュエータを用い、加振波形は、アクチュエータに内蔵された変位計により制御した正弦

波とした。加力用フレームおよび供試体の寸法および設置状況を図2に示す。なお、図示した以外に、加力用フレームの構面外への倒れを防止するための振れ止めを設置している。

加力梁の水平変位と枕材の水平・鉛直変位、およびダンパーの伸縮の計測は、非接触式のレーザー変位計(分解能0.05mm)により行った。また、接合部の開閉は、パイ型変位計により計測した。

オイルダンパーは、ダンパー1本あたり、最大減衰力が250kN(リリーフ機構作動時の減衰力は225kN)、等価減衰係数の設計値が、0.5Hz 载荷時で2.98kNs/mm、2Hz 载荷時で2.68kNs/mmのものを2本使用した。減衰係数が载荷周波数が大きくなるほど低下するのは、ダンパーピストンの軸方向剛性の影響によるものである。

ダンパーは、機械式のピンを有する取り付け用ブラケットを介して、間柱となるH形鋼に高力ボルトにより接続した。

3-2 実験計画

実験パラメータには、载荷振幅(目標値)と载荷周波数を採用した。载荷周波数は、5~20階程度の中低層建物の1次固有振動を想定して、0.5Hz、1.0Hz、2.0Hzとし、载荷振幅は、最小を1.0mm、最大を40mm(0.5Hz)、20mm(1.0Hz)、10mm(2.0Hz)とした。最大载荷振幅時のアクチュエータの最大速度は、いずれの場合でも125.6mm/sである。なお、载荷サイクル数は、振幅が1.0mmの場合のみ100サイクル、それ以外は10サイクルとした。

3-3 実験結果

図3には、载荷振幅1mmおよび10mmにおける、減衰カーループ(加力梁水平変位-アクチュエータ反力関係)を示す。図には、载荷開始から载荷終了までの全てのデータがプロットされている。図より以下のことが観察される。(1)载荷振幅1mmの減衰カーループにおいては、ブラケット部ピンの機械的ガタに起因すると思われる正側载荷時と負側载荷時の減衰カーループのずれ(約0.7mm)がみられる。(2)载荷周波数が大きくなるほど減衰カーループにおける楕円の傾きが大きくなる。(3)载荷振幅や载荷周波数に関らず、载荷開始直後および载荷終了直前を除き、

ほぼ同一の減衰力ループが描かれている。

図4には、荷重周波数0.5Hzにおける荷重振幅ごとの減衰力ループを示す。図からは、同じ荷重周波数であれば、減衰力ループの形状は荷重振幅に関らずほぼ相似形となっていることが観察される。

減衰力ループを傾斜した楕円であるとみなすと、層間変形ゼロにおける減衰力を荷重速度（＝荷重振幅×荷重周波数× 2π ）で除したものは、制振機構を Kelvin-Voigt 要素とみなしたときの等価減衰係数 C_{eq} となる。図5には、各荷重周波数ごとの、 C_{eq} と荷重振幅の関係を示す。図より、同じ荷重振幅で比較すると荷重周波数が大きくなるほど C_{eq} は小さくなること、および、荷重振幅が大きくなるほど C_{eq} は大きくなり、荷重振幅が10mmを越えればほぼ一定値に収束することが観察される。なお、部材間の接合にずれや開きが生じず、CT鋼による接合がピン接合であり、かつ、枕材と間柱が変形しないとしたときの制振機構の減衰係数は、0.5Hz 荷重時で1.36kNs/mm、2.0Hz 荷重時で1.22kNs/mmとなる。この値と荷重実験により得られた C_{eq} の差は、制振機構構成部材および接合部の変形によるものと予想される。

3-4 接合部の変形

図6に、荷重周波数0.5Hz、荷重振幅40mmのケースにおける、アクチュエータ反力と接合部の開閉量の関係を示す。Pe1 および Pe2 はそれぞれ、上側および下側のCT鋼フランジと枕材フランジの開閉を、Pe3 と Pe4 は、間柱フランジと下側ダンパー取り付け用のブラケットフランジの開閉を表す。横軸は、正側が接合部が開いたことを示す。接合部のプレートが密着していれば接合部の閉じはほとんど生じないはずであるが、枕材および間柱に使用したH形鋼の傘折れにより、H形鋼のフランジと接合相手側のプレートには、所定のボルト張力導入後もすき間が生じていたため、負側にも有意な値が生じている。

4. 結論

本研究で得られた成果は以下のとおりである。

- 1) オイルダンパーを2本の間柱の間に縦型に設置した、間柱型制振機構を提案した。
- 2) 提案した制振機構の実大模型を製作し、正弦波を入力波とする動的荷重実験を実施した。その結果、微小振幅時にはダンパー機械部のガタにより、また、荷重周波数が大きくなれば制振機構構成部材の剛性の影響により、実質的な減衰係数が低下することが観察された。また、荷重回数による動特性の変化はほとんどみられなかった。

謝辞 本研究には、平成18年度科学研究費補助金〔基盤研究A、研究課題名：制震要素を用いた既存鋼構造建築物の統合的耐震性能向上技術の開発（研究代表者：井上一朗）〕の一部を使用した。

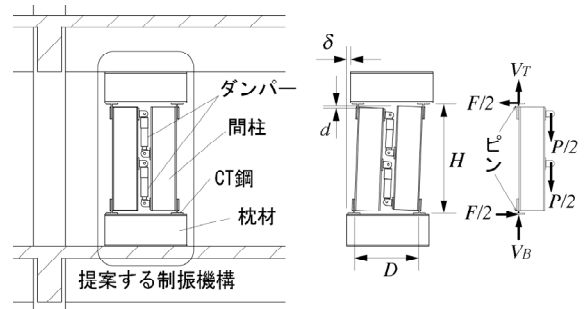


図1 間柱型制振機構の概要

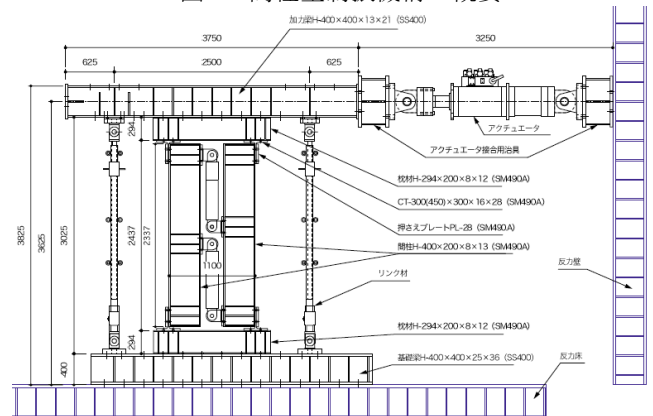


図2 供試体寸法および供試体設置状況

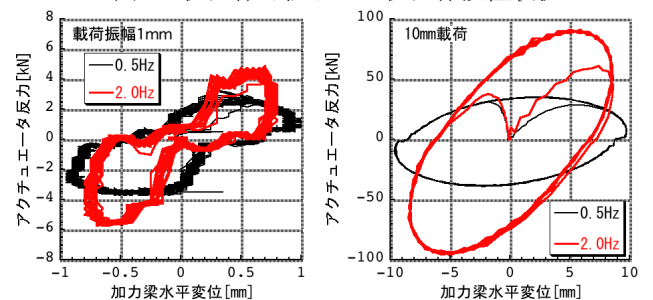


図3 変位 - 減衰力関係 (左: 1mm, 右: 10mm)

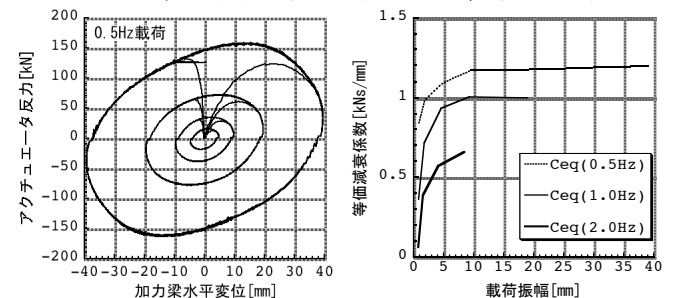


図4 減衰力ループの比較

図5 等価減衰係数

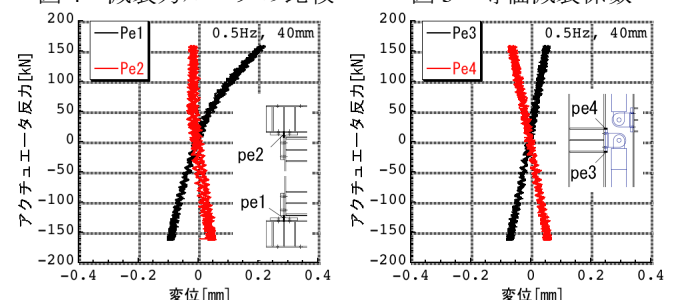


図6 接合部の開閉量 (0.5Hz, 40mm 荷重時)

オイルダンパーを用いた間柱型制振機構の開発 (その2 性能評価シミュレーション)

正会員 ○羽生 昇平*
同 辻 聖晃*
同 竹脇 出*

制振機構 耐震補強 オイルダンパー
等価 Voigt モデル 間柱 Maxwell モデル

1. 序

前報¹⁾では、2本の間柱の間にオイルダンパーを縦に配置した間柱型制振機構について、実大模型に対する動的載荷実験結果を報告した。本報では前報に引き続いて、力学モデルを用いた性能シミュレーションを示す。

2. 間柱型制振機構の力学モデル

2-1 モデル化の方針

間柱は、曲げ変形のみを考慮した弾性梁で表現する。ダンパー取り付け用ブラケットは、ウェブプレートを弾性 Timoshenko 梁で表現し、間柱との接合部の開閉による全体回転を表現するために、フランジプレート基部に相当する位置に弾性回転バネを挿入する。枕材は、カット T 鋼（以下 CT 鋼と称する）からのせん断力に関しては剛体とみなし、支圧力に関しては弾性バネで表現する。CT 鋼のフランジと枕材フランジとの接合部の開閉による間柱のみかけの伸縮を表現するために、間柱の上下端に相当する部分に弾性バネを挿入する。オイルダンパーは Maxwell モデルとする。以上の方針に基づいて構築した力学モデルを図 1(a)に示す。

2-2 各要素のモデル化

(1)ダンパー 等価減衰係数の設計値に適合するように Maxwell モデルとしての減衰係数 C_D とバネ剛性 K_D を計算すると次の値を得た： $C_D = 3.0 \text{ kNs/mm}$ 、 $K_D = 110 \text{ kN/mm}$ 。

(2)間柱 寸法と作用する荷重および変形状態を図 2 に示す。ただし、 $l=2337 \text{ mm}$ 、 $b=400 \text{ mm}$ 、 $e=150 \text{ mm}$ 、 $l_f=140 \text{ mm}$ 、 $l_b=1060 \text{ mm}$ である。梁理論に基づき、ダンパー取り付け用ブラケット先端のピン位置における鉛直変位 d_T および d_B - ダンパー減衰力 p 関係を算出すると以下の値を得た。

$$p/d_T = 377 \text{ kN/mm} \equiv K_{ST}, \quad p/d_B = -4660 \text{ kN/mm} \equiv K_{SB} \quad (1a,b)$$

(3)ダンパー取り付け用ブラケット 寸法と作用する荷重および変形状態を図 3 に示す。ウェブプレートの曲げ変形とせん断変形を考慮して、ダンパー取り付け用ブラケット先端のピン位置における鉛直変位 d - 減衰力 p 関係を算出すると以下のようになる。

$$p/d = 2010 \text{ kN/mm} \equiv K_{BS} \quad (2)$$

(4)枕材 CT 鋼からの支圧力 p (=減衰力 p) による枕材

材軸直交方向の変形に対する剛性 K_p を定量的に評価することは困難であるので、前報の載荷実験で計測された、下側枕材上側フランジ鉛直変位 - アクチュエータ反力関係に基づいて、 K_p を評価することとする。以下のシミュレーションでは、実験結果から算出した平均的な値として、 $K_p = 800 \text{ kN/mm}$ とした。

(5)接合部 接合部の開閉剛性も定量的な評価が困難であるために、実験で計測されたデータを基にして剛性を算出することとする。

CT 鋼フランジ - 枕材フランジ接合部の開閉剛性 K_{CT} については、支圧力 p の全振幅を開閉の全振幅で除したものを、接合部の支圧力に対する平均開閉剛性 K_{CT} とみなすこととする。実験より、支圧力 p が大きくなるにつれて K_{CT} は減少する傾向にあることが観察された。これを直線式で補完し、次式を得た。

$$K_{CT} = 1740 - 3.86p [\text{kN/mm}] \quad (3)$$

ダンパー取り付け用ブラケット基部の回転剛性 R_B については、実験結果より $R_B = 5.5 \times 10^7 \text{ kNmm}$ とした。基部の回転により生じるブラケット先端ピン位置における鉛直変位 d とダンパー減衰力 p の関係は、 R_B を用いて以下のように表せる。

$$p/d = R_B / 150^2 = 2400 \text{ kN/mm} \equiv K_{BR} \quad (4)$$

2-3 全体の組み合わせによる力学モデル

間柱のずれ d に対する剛性 K_T は、図 1(b)に示すように制振機構を構成する各要素剛性の直列結合で表せるから、

$$K_T = 2 \left(\frac{2}{K_P} + \frac{2}{K_{CT}} + \frac{1}{K_{ST}} + \frac{1}{K_{SB}} + \frac{2}{K_{BR}} + \frac{2}{K_{BS}} \right)^{-1} \quad (5)$$

となる。このような剛性 K_T を有するバネに、バネ剛性 $2K_D$ 、減衰係数 $2C_D$ の Maxwell 要素が直列に結合され、間柱のずれに対して減衰力を発揮することとなる (図 1(c))。

本制振機構による層間変形 δ に対するバネ剛性 K_δ および減衰係数 C_δ は、間柱のずれ d に対するバネ剛性 K_T 、 K_D および減衰係数 C_D を用いて以下のように表される。

$$C_\delta = 2 \left(\frac{D}{H} \right)^2 C_D, \quad K_\delta = \left(\frac{D}{H} \right)^2 \left(\frac{1}{K_T} + \frac{1}{2K_D} \right)^{-1} \quad (6a,b)$$

図 1(d)に、最終的な力学モデルを示す。

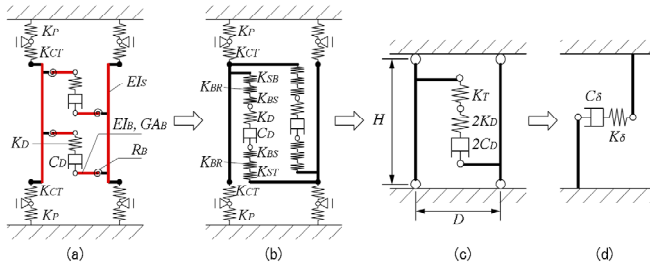


図1 制振機構とそのモデル化

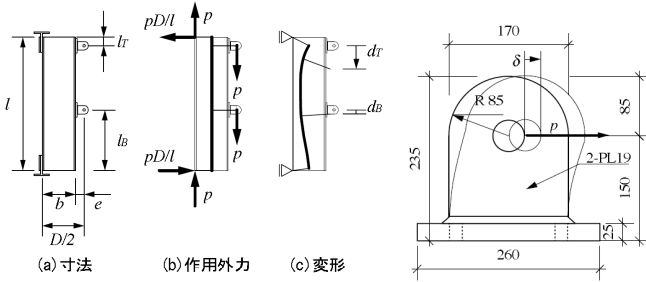


図2 間柱の寸法と変形

図3 ブラケット

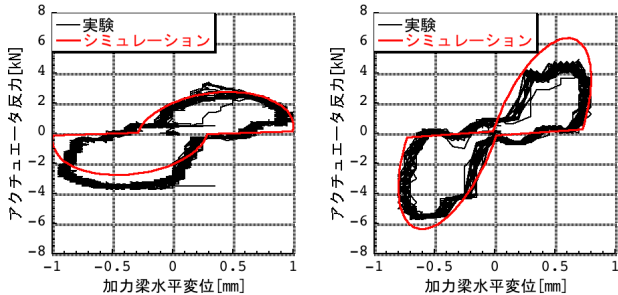


図4 振幅1mm (左: 0.5Hz 荷重, 右: 2.0Hz 荷重)

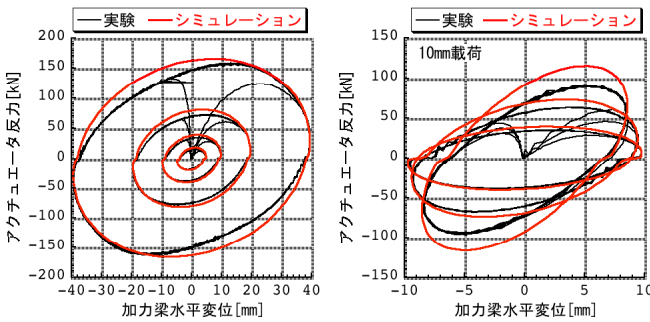


図5 左: 荷重周波数 0.5Hz, 右: 荷重振幅 10mm

3. 実験とシミュレーションの比較

前報で示したように、アクチュエータによる荷重の反転時に、減衰ループのずれが観察された。そこで、シミュレーションにおける強制変位振幅としては、変位計で計測された振幅 Δ からずれ量の半分 Δ_g を引いたものを実効振幅 Δ_e として用いることとする。

図 1(d) に示す力学モデルが、周波数が f で振幅が $\Delta_e = \Delta - \Delta_g$ の強制正弦変位外乱を受けるときの反力 $F(t)$ は、Maxwell モデルと Kelvin-Voigt モデルの等価性²⁾ を利用して次式で表せる。

$$F(t) = \Delta_e \left(2\pi f \frac{C_\delta}{\gamma^2 + 1} \cos 2\pi ft + \frac{\gamma^2 K_\delta}{\gamma^2 + 1} \sin 2\pi ft \right) \quad (7)$$

ここで $\gamma = 2\pi f C_\delta / K_\delta$ である。

図 4 には荷重振幅 1mm の場合の減衰ループの実験とシミュレーションの比較を、図 5 には荷重周波数 0.5Hz における各荷重振幅での同比較および荷重振幅 10mm における各荷重周波数での同比較を示す。荷重反転時における減衰ループのずれは 0.7mm とした ($\Delta_g = 0.35\text{mm}$)。シミュレーション結果は、反力 $F(t)$ の正負により、変位 $\delta(t)$ を Δ_g だけずらしてプロットした。

図 4 より、実効振幅 Δ_e の導入により、極小振幅時の復元ループが良好にシミュレートできているといえる。また、図 5 より、荷重周波数が 0.5Hz~1.0Hz 程度と小さい場合には、小振幅から大振幅にわたって復元ループが良好にシミュレートできているものの、荷重周波数が大きい場合には、上記のシミュレーションではエネルギー吸収量を多めに評価しているといえる。このことの原因は、制振機構構成部材ならびに接合部の剛性の評価が未だ十分ではないことにあるものと思われる。

制振機構の性能評価のために、層間変形の最大値 Δ に対する実効減衰係数 C_{eff} を次式により定義する。

$$C_{eff} = (\Delta_e / \Delta) C_{eq} = \left\{ (\Delta - \Delta_g) / \Delta \right\} C_{eq} \quad (8)$$

図 6 に、振動の周波数が 0.5Hz, 1.0Hz, 2.0Hz の場合について、 Δ の変化に対する C_{eff} の変化を示す。ただし $\Delta_g = 0.35\text{mm}$ とした。図より、 Δ が 5mm 程度以上であれば、層間変形に依存しないほぼ一般的な減衰係数が得られるものの、 Δ が 2mm を下回ると急激に減衰係数が低下することが観察される。

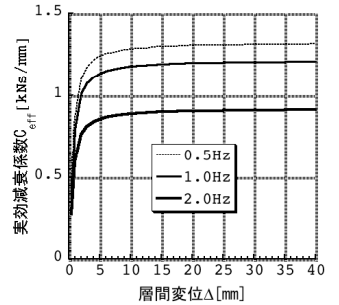


図6 実効減衰係数

4. 結論

- 1) オイルダンパーを 2 本の間柱の間に縦型に設置した間柱型制振機構について、間柱の曲げ変形や接合部の局所変形を考慮した力学モデルを構築した。実験とシミュレーションを比較し、構築した力学モデルが十分な精度を有するものであることを確認した。
- 2) 本制振機構の動的特性として以下のことを明らかにした。
 - 荷重周波数が大きいほど、また、制振機構構成部材の剛性が低いほど、等価剛性は増加し、等価減衰係数は減少する。
 - 層間変形が 2mm を下回ると、オイルダンパーの機械的ガタの影響により急激に実効減衰係数が低下する。層間変形が 5mm 程度以上になると、変形に依存しないほぼ一般的な実効減衰係数が得られる。

文献 1) 辻ほか、オイルダンパーを用いた間柱型制振機構の開発(その 1 実大模型を用いた動的荷重実験)、大会梗概集(2006) 2) 曾田ほか、繰返加力実験に基づく粘弾性ダンパーの力学モデルの構築、構造系論文報告集, 457, 29-36 (1994)