

非対称摩擦型ダンパーの基本性能

(株) 大林組 正会員 ○佃 有射 正会員 武田 篤史

1. はじめに

ダンパーによる補強において、ダンパーの減衰力は補強対象の耐力を上回ってはならない。そのため、図-1に示すような背面土圧の影響を受ける橋台や圧縮に対する座屈を考慮する必要があるトラス部材のように、圧縮側と引張側で耐力が異なる部材に対して、従来の圧縮側と引張側で同等の減衰力容量を有するダンパーによる補強を行う場合、ダンパーの減衰力は、小さい側の耐力が上限となる。

そこで、圧縮側と引張側で減衰力容量が異なる「非対称摩擦型ダンパー」を考案した。本ダンパーを用いることで、圧縮側、引張側それぞれの耐力に合わせて減衰力を選定でき、合理的な設計が可能となる。非対称摩擦型ダンパーは、既報において構造の成立条件と最小構成で構造成立性を確認した実験結果を示した¹⁾。本稿では、実大の非対称摩擦型ダンパーを用いて基本性能の確認を行った結果を示す。

2. 非対称摩擦型ダンパー

非対称摩擦型ダンパーは、皿バネボルトセットを用いた摩擦型ダンパー²⁾を基本として、図-2に示すような傾斜摺動面を含む楔材を用いた機構により摩擦面垂直抗力を変動させることで低減衰力状態と高減衰力状態を作り出すものである。この低減衰力側と高減衰力側は、楔材の向きを変えることで反転させることができ、両者の減衰力の差は厚み変動量 Δv によって決定される。

試験体には、高減衰力側(圧縮側)の減衰力容量約 600kN、設計ストローク $\pm 250\text{mm}$ 、摩擦面数 $n_f=2$ 面、皿バネボルトセット数 $n_u=12$ 個のダンパーを使用した。楔材の傾斜角は、文献²⁾に示す成立条件より $\tan\theta=0.10$ とした。楔材は、表-1に示すとおり水平移動量 $\Delta h=4.0\text{mm}$ 、 6.4mm の2種類を使用した。低減衰力側(引張側)の減衰力容量は、高減衰力側の減衰力容量600kNより減衰力容量変動量 ΔP を減じた値である。表-1に示す減衰力容量変動量の計算値 ΔP_{cal} は、 $\Delta P_{cal}=2\mu_d\Delta vkn_f n_u$ で表される。ここに、 μ_d ：制震用摺動面の設計摩擦係数(=0.34)²⁾、 Δv ：楔材による厚み変動、皿バネのバネ定数 k 。皿バネのバネ定数は、図-3に示す同規格の皿バネの要素試験結果より、本ダンパーで使用する荷重範囲の近似直線の勾配をとって $k_{ex}=41.4\text{kN/mm}$ とした。

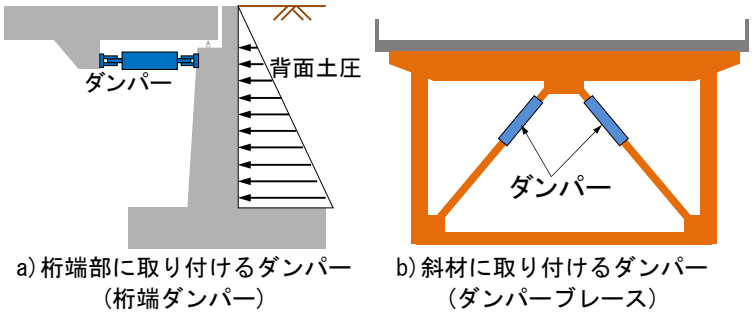


図-1 ダンパーの適用方法

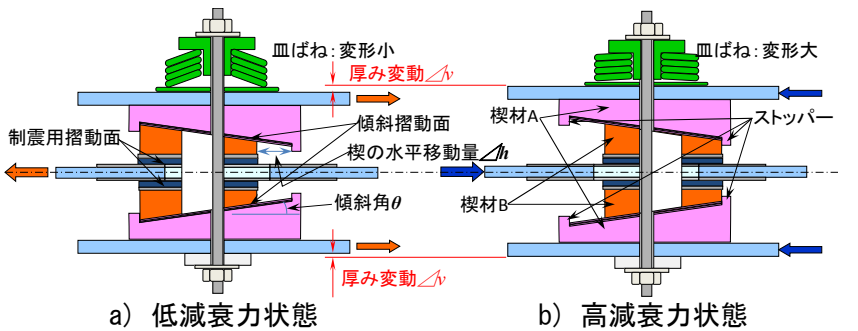


図-2 非対称摩擦型ダンパーの基本構成

表-1 試験体パラメータ

試験体名	楔材			減衰力容量 変動量の 計算値 ΔP_{cal} (kN)
	傾斜角 $\tan\theta$	水平 移動量 Δh (mm)	厚み 変動 Δv (mm)	
A-40	0.10	4.0	0.40	270
A-64	0.10	6.4	0.64	434

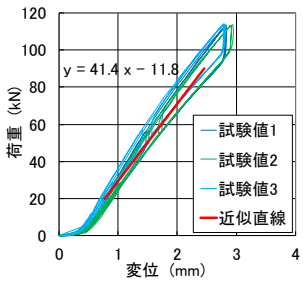


図-3 皿バネの荷重と変位の関係

キーワード 制震橋梁, 摩擦型ダンパー, 非対称減衰力, 制震デバイス

連絡先 〒204-8558 東京都清瀬市下清戸 4-640 (株) 大林組 技術研究所 TEL 042-495-1075

3. 実験方法

実験は、図-4 に示す通り、ダンパーの両端を、それぞれクレビスを介して振動台上および振動台基礎上の反力治具に固定し、振動台に強制変位を与えることにより行った。減衰力は、振動台側の反力治具とダンパーの間に挟み込んだロードセルによって計測した。変位は、ダンパーの全長を計測した。入力波は、振幅 $\pm 250\text{mm}$ 、周期 20 秒、最大速度 7.8kin の正弦波 5 波とした。

4. 実験結果

実験によって得られた減衰力-変位関係を図-5 に示す。両者とも安定した挙動を示しており、減衰力は圧縮側と比べて引張側が小さく、非対称を実現できている。この減衰力を図-6 に示すように履歴吸収エネルギーを用いて平均減衰力容量 P_{ave} で整理すると、表-2 に示す値となる。減衰力容量変動量 ΔP は実験値と計算値で同等の値を示している。

本ダンパーの履歴形状について、その仕組みとの整合性について検証するために、A-64 試験体の 2 波目に関して、挙動モデルとの比較を図-7 に示す。モデルは、図中の点で示される傾斜摺動面の摺動開始点 (①, ⑤), 図-2 a) の状態となる点 (②), 図-2 b) の状態となる点 (⑥), 制震用摺動面の摺動開始点 (③, ⑦), および除荷開始点 (④, ⑧) からなる。③, ④, ⑦, ⑧の減衰力は、実験から得た平均減衰力容量とし、その他の点の減衰力は楔材の力の釣り合いより算定した。④, ⑧の変位は、実験最大値とし、その他の点の変位は楔材の水平移動量 Δh 、弾性変位、クレビスのガタを考慮して算定した。傾斜摺動面の最大摩擦係数 μ_0 は、モデルと実験値が最も整合する値 ($\mu_0=0.13$) とした。制震用摺動面の摩擦係数 μ_1 は、減衰力容量とボルト締付力から算定した値 ($\mu_1=0.38$) とした。実験結果とモデルはよく整合しており、想定通りの挙動であることが確認された。実験結果とモデルの整合性は、A-40 試験体でも同様に確認できた。

5. まとめ

圧縮側と引張側で減衰力容量が異なる「非対称摩擦型ダンパー」の挙動確認実験を実大試験体で行った。実大ダンパーにおいても非対称摩擦ダンパーとして想定通りの挙動を確認できた。

参考文献

- 1) 武田篤史：減衰力が非対称である摩擦型ダンパーの基礎的検討、性能に基づく橋梁等の耐震設計に関するシンポジウム講演論文集、第 19 回、pp.9-14、2016.7
- 2) 武田篤史ら：皿バネボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの性能評価、構造工学論文集、Vol.58A、pp.492-503、2012.

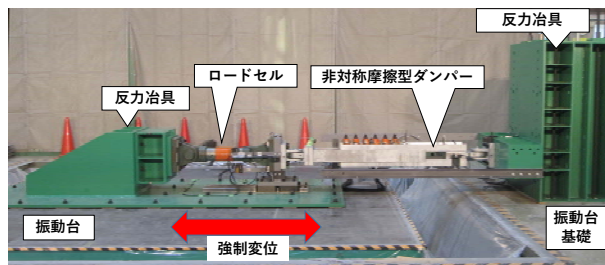
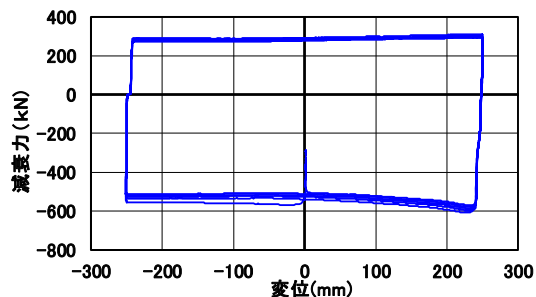
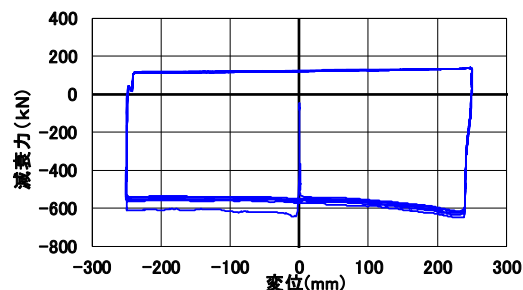


図-4 実験方法



a) A-40 試験体



b) A-64 試験体

図-5 減衰力-変位関係

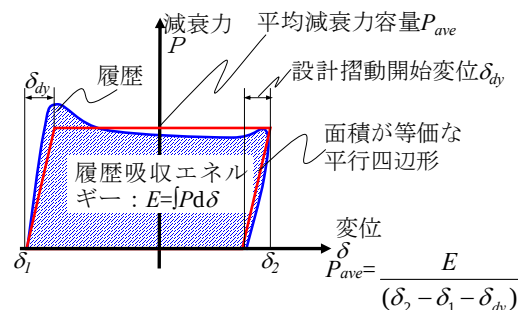


図-6 平均減衰力容量

表-2 減衰力容量

試験体名	平均減衰力容量 P_{ave} (kN)		減衰力容量変動量 ΔP (kN)	
	圧縮側	引張側	実験値	計算値
A-40	554	297	256	270
A-64	583	124	459	434

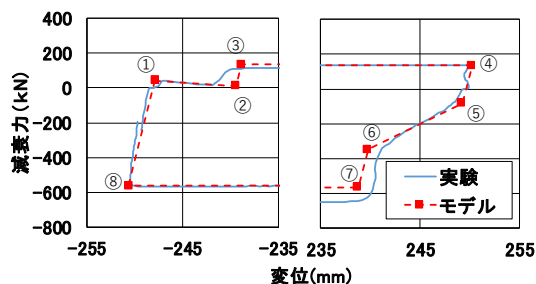


図-7 減衰力-変位関係のモデル (A-64)