

非対称摩擦型ダンパーの性能確認実験

武田 篤史¹・佃 有射²

¹正会員 博（工） 株式会社大林組 技術研究所（〒204-8558 東京都清瀬市下清戸4-640）

²正会員 修（工） 株式会社大林組 技術研究所（〒204-8558 東京都清瀬市下清戸4-640）

1. はじめに

橋梁の耐震補強において、ダンパーを用いて制震橋梁とする補強事例が増えつつある。適用方法は、図-1に示すように、桁端部と下部構造の間に取り付ける方法¹⁾（以降、「桁端ダンパー」と呼ぶ）や、トラス橋などの斜材に取り付ける方法²⁾（以降、「ダンパーブレース」と呼ぶ）が中心である。制震橋梁とすることで、ダンパーが地震エネルギーを吸収するため、橋脚やトラス部材の部材性能を向上させることなく地震応答を低減することができる。

一般に新設の制震橋梁におけるダンパーの減衰力容量は、吸収エネルギーが大きくなるように選定し、下部構造の負担を調整することにより耐震性能を確保する³⁾。一方、耐震補強におけるダンパーの減衰力容量は、耐震性能を確保できる最小のものとするのが合理的である。

しかし、橋梁に取り付けうるダンパーの減衰力容

量は、取り付ける構造の耐力に制約される。桁端ダンパーであれば下部構造の、ダンパーブレースであれば母材の、それぞれ耐力を超える減衰力を発揮させることはできない。ダンパーが稼動する前に、下部構造や母材が破壊してしまうためである。耐震性能を確保するために必要なダンパー減衰力容量が取り付ける構造の耐力を超えてしまう場合は、下部構造や母材の補強が必要になったり、別の工法を選定せざるを得ない。

そこで、下部構造や母材の補強なしに取り付けられるダンパー減衰力容量の適用範囲を拡大するために、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。

例えば橋台は、図-1a)に示す通り、背面地盤の土圧（主働土圧、受働土圧）が働くため、ダンパー圧縮力よりダンパー引張力に対する耐力が小さいという特徴を有している。その結果、一般的なダンパー（圧縮引張に対する減衰力容量が同一のダンパー）の減衰力容量は引張に対する橋台の耐力を超えることはできない。一方、減衰力容量が非対称であれば、圧縮側と引張側でそれぞれ最大限の減衰力容量を設定することができる。当然のことながら、橋梁中でこのダンパーを1橋台のみに用いると、残留変位が引張側のみに蓄積していくこととなるため、両端の橋台で対称となるように用いる必要がある。

反対に、図-1b)に示すような斜材の母材は、ダンパー圧縮力に対しては降伏に先立って座屈が発生する場合が多い。従って、非対称摩擦型ダンパーを引張に対する減衰力容量が大きくなるように用いることが合理的である。

このように、減衰力容量が圧縮と引張で非対称であれば、橋梁全体として減衰力を増加することができる。より合理的な設計が可能になると考えられる。

著者はこれまでに、非対称摩擦型ダンパーに対し

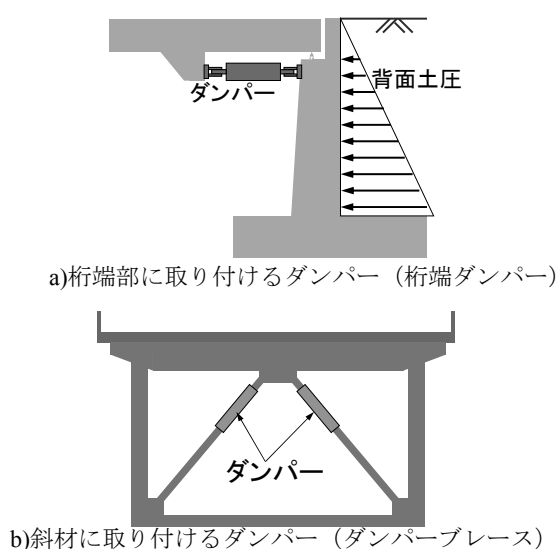


図-1 ダンパーの適用方法

て、構造の成立条件を示し、最小構成で実施した構造成立性確認実験の結果を示している⁴⁾。本論文では、ダンパー実機を用いて行った性能確認実験より、基本性能を把握したうえで、地震時の摩擦性能の評価を行った。

2. 非対称摩擦型ダンパー

本ダンパーは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパー⁵⁾を基本として、摩擦面垂直抗力が変動する機構を取付けたものである。皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーは、図-2に示すように、摩擦材とステンレス材からなる摺動面に対して、高力ボルトで締め付けることにより摩擦面垂直抗力を与えて、摩擦力を発生させるものである。高力ボルトの締め付け力が皿ばねを介して伝わることにより、摩擦面垂直抗力が安定する。橋梁等に用いるときは、この基本構成を複数個組合せるとともに、必要に応じて摩擦面数を増加させて必要な減衰力とする。

本ダンパーは、図-3に示す通り、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーに、傾斜摺動面を含む楔材A,Bを挟み込んだものである。図-3a)の状態から、b)に示す矢印方向の変形を与えると、楔材Bが右側ストッパーに当たるまで傾斜摺動面で摺動が発生して、b)の状態となる。その結果、全体の厚みが増えて皿ばねが縮むことで摩擦面垂直抗力が増加す

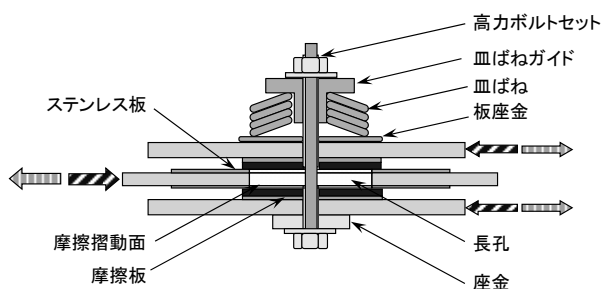


図-2 摩擦型ダンパーの基本構成

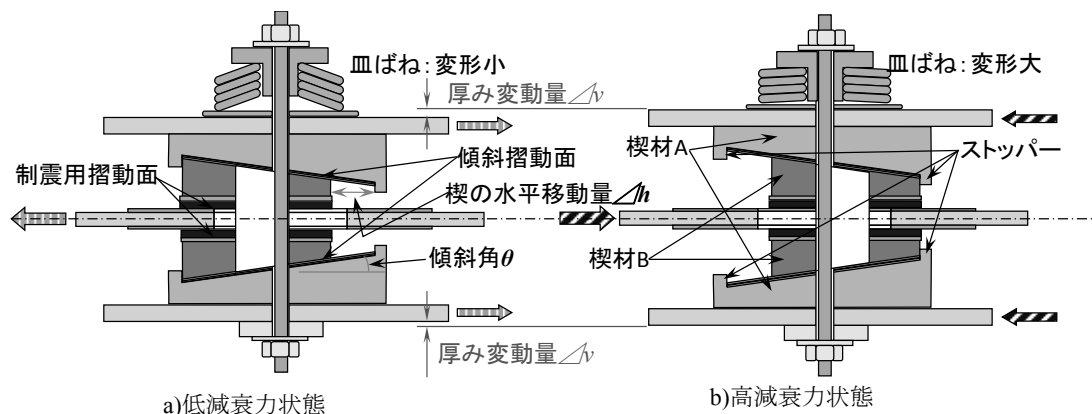


図-3 非対称摩擦型ダンパーの基本構成

る。なおも変形を与えると、制震用摺動面における摺動が発生し、増加した摩擦面垂直抗力に対応する摩擦減衰力が発生する。次にa)に示す矢印方向の変形を与えると、同様に、楔材Bが左側ストッパーに当たるまで傾斜摺動面で摺動が発生して、a)の状態となる。この時は、皿ばねが緩むので、摩擦面垂直抗力が減少する。なおも変形を与えると、制震用摺動面における摺動が発生し、減少した摩擦面垂直抗力に対応する摩擦減衰力が発生する。

図-3は、圧縮時に高減衰力、引張時に低減衰力となる構成を示しているが、荷重の向きを反転することにより、圧縮時に高減衰力、引張時に低減衰力となるようにすることも可能である。

制震用摺動面に先立って傾斜摺動面でのすべりが発生するためには、条件式として、

$$\tan\theta < (\mu_1 - \mu_0) / (1 + \mu_0\mu_1) \quad (1)$$

ここに、

θ : 傾斜摺動面の傾斜角度

μ_0 : 傾斜摺動面における最大摩擦係数

μ_1 : 制震用摺動面における最大摩擦係数

を満たさなければならない⁴⁾。

式(1)で示す条件式の $\tan\theta$ は、厚み変動量 Δv と楔材の相対変形量 Δh の比となる。 Δh は減衰力変形関係におけるスリップとなり、エネルギーを吸収できないため小さいほうが望ましい。一方、一面あたりの正負減衰力容量の差は $2\mu_1 k \Delta v$ （ここに、 k : 皿ばねのばね定数）となるため、 $\tan\theta$ を大きくすることで、小さなスリップで大きな減衰力変動を発揮することが可能となる。ただし、制震用摺動面における最大摩擦係数 μ_1 は速度や繰り返し数に対する依存性を有しており、高速時や多繰り返し時に低下する⁵⁾ため注意が必要である。

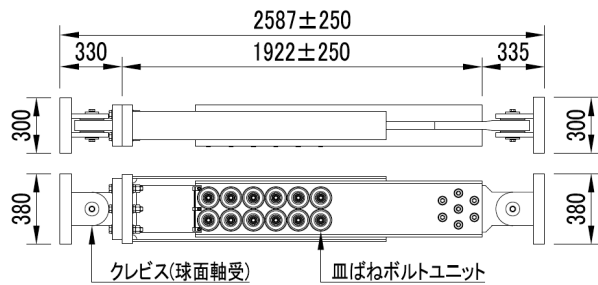


図-4 実験に用いたダンパー

表-1 実験に用いた楔材

ケース番号	ケース名	傾斜角	楔の厚み変動量	楔の水平移動量
		$\tan\theta$	Δv (mm)	Δh (mm)
1	ABD10-40	0.100	0.400	4.0
2	ABD10-64	0.100	0.640	6.4
3	ABD14-64	0.140	0.640	4.6

3. 実験方法

(1) 試験体

試験体は、図-4に示す、高減衰力側の設計減衰力約600kN、設計ストローク±250mmのダンパーを用いた。摩擦面数 n_f は2面、皿ばねボルトセット数 n_u は12個である。

楔材は表-1に示す3通りとした。パラメーターは、傾斜摺動面の傾斜角度 θ と、厚み変動量 Δv とした。傾斜摺動面の傾斜角度 θ は、 $\tan\theta=0.10$ と $\tan\theta=0.14$ の2通りとした。後述する摩擦係数($\mu_f=0.38$, $\mu_o=0.13$)を用いて式(1)の成立条件を計算した場合、傾斜角 $\tan\theta$ の限界値は0.238であり、いずれのケースも式(1)の条件式を満たしている。厚み変動量 Δv は低減衰力側と高減衰力側の減衰力容量比が1/2および1/5程度となるような2通りとした。

制震用摺動面の摩擦材は、文献5)で用いたものと同じ規格とした。

ダンパーのフレームは1体のみを製作し、3通りの楔材を順次交換して実験した。制震用摺動面の摩擦材については、全ケースを通して交換していない。楔材の取り付けの向きは、図-3と同様に、圧縮時に高減衰力側、引張時に低減衰力側となるようにした。

(2) 載荷方法

載荷は、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て、振動台に入力波形を強制変位で与えることにより行なった。加力状況を図-5に示す。

計測項目は、減衰力、変位および皿ばねボルトユニットの軸力とした。減衰力はロードセルにより計測したが、ロードセル取付治具などの慣性力が働く

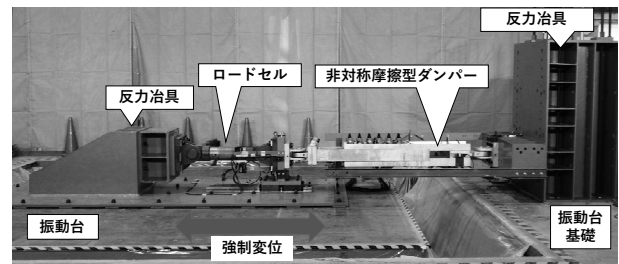
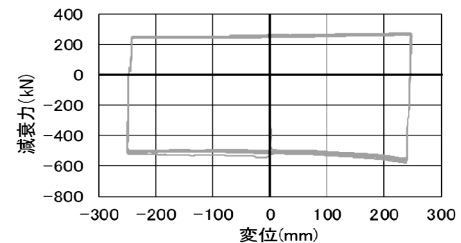
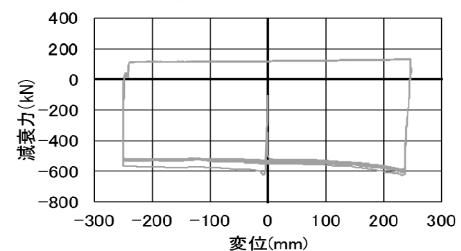


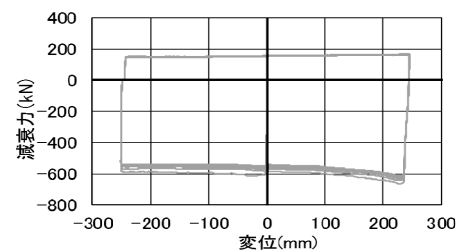
図-5 実験状況



a) ABD 10-40



b) ABD 10-64



c) ABD 14-64

図-6 減衰力-変位関係

ため、加速度計で計測した加速度を用いて補正を行った。ただし、その影響は減衰力容量の1%程度であり、ほとんど影響はない。変位はクレビスも含んだ全体変位として、反力治具間の相対変位を計測した。皿ばねボルトユニットのボルト軸力は、ボルトにロードセルを挟み込むことにより計測した。

4. 静的特性

(1) 減衰力-変位関係

入力波形は、振幅±250mm、周期20秒の正弦波5波とした。この時の最大速度は7.8kineである。

図-6に、各ケースの減衰力-変位関係を示す。いずれのケースも、平行四辺形に近い安定した履歴を示している。また、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。

この履歴形状のうち、傾斜摺動面で摺動が発生し

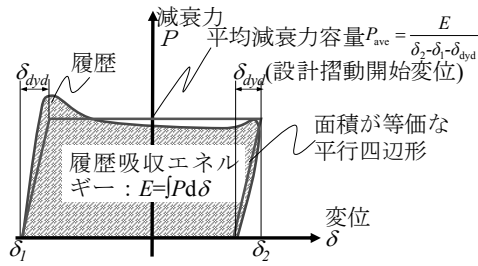


図-7 平均減衰力容量の算定方法

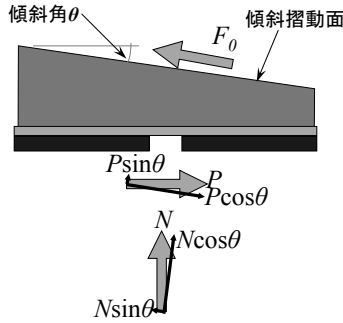


図-8 楔材 B の力のつり合い

て図-3に示すa)の状態（低減衰力状態）とb)の状態（高減衰力状態）のそれぞれに移行する際の挙動に関して、仕組みとの整合性を確認するため、理論的な減衰力-変位関係の挙動モデルによって比較した。

挙動モデルは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの履歴⁶⁾を基本として楔材の挙動を加えて、①～⑧の折れ点を直線で結んだポリリニアで表現した。皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの履歴⁶⁾は減衰力容量および摺動開始変位をパラメーターとして平行四辺形で表される。傾斜摺動面の挙動は、最大摩擦係数と摩擦面垂直抗力で定義される完全剛塑性型のバイリニアとした。各折れ点の荷重は、図-7に示す方法により求めた平均減衰力容量の実験値を基準として、図-8に示す力の釣り合いを基に傾斜摺動面の摺動開始時減衰力および摺動終了時減衰力を算定した。なお、図-7に示す設計摺動開始変位は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの設計摺動開始変位に、楔の水平移動量 Δh を足したものである。各折れ点の変位は、実験における最大・最小変位を基本として、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの剛性と楔の水平移動量 Δh を用いて算定した。各折れ点の状態と算定方法を表-2にまとめる。

傾斜摺動面の最大摩擦係数 μ_0 は、挙動モデルと実験値が最も整合する摩擦係数($\mu_0=0.13$)とした。制震用摺動面の摩擦係数 μ_1 は、圧縮側及び引張側の平均減衰力容量とボルト締付力の計測値から算定し、3ケースの平均値を用いた($\mu_1=0.38$)。

図-9に、傾斜摺動面で摺動が発生して低減衰力状

表-2 挙動モデルの折れ点

番号	状況	変形	減衰力
①	状態aで除荷開始点	$\delta_{\min}$	$-P_2$
②	状態aで傾斜摺動面の摺動開始点	$\delta_{\min} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_2 - P_{\textcircled{2}}}{P_{dy}}$	$\frac{\sin \theta + \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta - \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_2}{\mu_1}$
③	状態bとなった時点	$\delta_{\min} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_2 - P_{\textcircled{3}}}{P_{dy}} + \Delta h$	$\frac{\sin \theta + \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta - \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_1}{\mu_1}$
④	状態bで制震用摺動面の摺動開始点	$\delta_{\min} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_2 - P_{\textcircled{4}}}{P_{dy}} + \Delta h$	P_1
⑤	状態bで除荷開始点	$\delta_{\max}$	P_1
⑥	状態bで傾斜摺動面の摺動開始点	$\delta_{\max} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_1 - P_{\textcircled{6}}}{P_{dy}}$	$\frac{\sin \theta - \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta + \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_1}{\mu_1}$
⑦	状態aとなった時点	$\delta_{\max} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_1 - P_{\textcircled{7}}}{P_{dy}} + \Delta h$	$\frac{\sin \theta - \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta + \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_2}{\mu_1}$
⑧	状態aで制震用摺動面の摺動開始点	$\delta_{\max} + \delta_{dy} \cdot \frac{P_1 - P_{\textcircled{8}}}{P_{dy}} + \Delta h$	$-P_2$

※「状態a」、「状態b」はそれぞれ図-3a), b)の状態

※ $\delta_{\max}$, $\delta_{\min}$ はそれぞれ最大変位, 最小変位の実験値

※ P_1 , P_2 はそれぞれ正側, 負側の平均減衰力容量の実験値

※ $P_{\textcircled{O}}$ は番号○の際の減衰力の計算値

※ P_{dy} は、規格減衰力で600kN

※ δ_{dy} は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーにおける摺動開始変位で、弾性変形およびクレビス遊びに対する設計値の和

※ Δh は、楔の水平移動量

態、高減衰力状態のそれぞれに移行する際の履歴について、挙動モデルとの比較を示す。

いずれのケースも、特に①～②間の傾きが実験結果よりもモデルの方が大きい。この部分は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーにおける履歴の1次剛性に当たる部分であり、安全側にモデル化しているためである。減衰力は、最大減衰力に平均減衰力容量を用いているため、最大減衰力時では実験値の方が大きい値を示している。

傾斜摺動面の摺動開始点や状態aおよび状態bとなった点の減衰力、傾斜摺動面が摺動する際の変位増分は、実験結果とモデルがよく整合している。従って、本ダンパーは想定通りに挙動することが確認された。

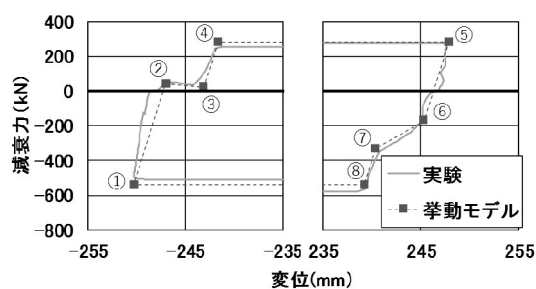
(2) 減衰力容量の変動量

圧縮側と引張側での減衰力容量の変動量 ΔP について、表-3に示す。減衰力容量には、最大減衰力を用いた。計算値 ΔP^{cal} は、式(2)によって算定した。

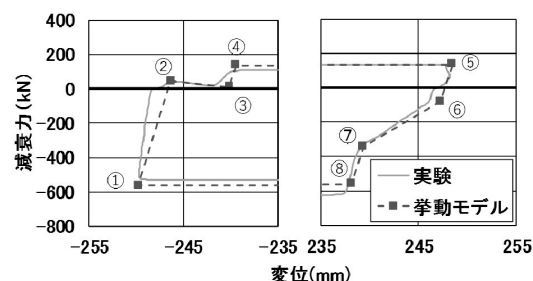
$$\Delta P^{\text{cal}} = 2\mu_1 \cdot \Delta v \cdot k \cdot n_f \cdot n_u \quad (2)$$

ここに、

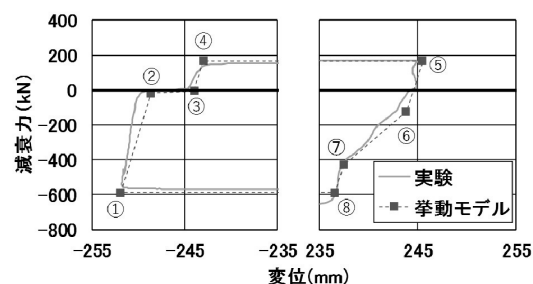
μ_1 : 制震用摺動面における摩擦係数



a)ABD10-40



b) ABD 10-64



c) ABD 14-64

図-9 挙動モデルとの比較

で、(1)節と同様に $\mu_1=0.38$ とした

Δv : 楔の厚み変動量 (図-3参照)

k : 皿ばねのバネ定数で、規格より $k=45.6\text{kN/m}$ とした

n_f : 制震用摺動面の面数で、 $n_f=2$

n_u : 皿ばねボルトセット数で、 $n_u=12$

表-3より、減衰力容量の変動量は、ABD10-40のケースにおいて実験値が計算値より1割程度小さいが、他の2ケースは、実験値と計算値がほぼ一致している。ABD10-40のケースにおいて一致しなかった理由として、皿ばねが非線形性を有している⁷⁾ことや、摩擦係数が面圧依存性を有していることなどが考えられるが、実用的には適切な管理値を設けることで対応可能である。

5. 動的特性

(1)概要

皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーは速度依存性や繰り返し数依存性を有する。これは、摩擦面の温度が上昇することで、摩擦材の特性が変化していることが原因である⁹⁾。そのため、同様の原理を有する本ダンパーも、動的特性を把握し、速度

表-3 減衰力容量の変動量

ケース名	実験値		計算値	
	減衰力容量		減衰力容量の変動量	減衰力容量の変動量
	圧縮側	引張側		
	$ P_{\min} $	$P_{\max}$	ΔP^{exp}	ΔP^{cal}
ABD10-40	579	275	304	333
ABD10-64	625	135	490	486
ABD14-64	644	169	475	486

(unit : kN)

表-4 入力波形 (正弦波)

载荷名	変位振幅 (mm)	振動数 (Hz)	最大速度 (kine)
DS03	± 100	0.50	31.4
DS06		1.00	62.8
DS09		1.50	94.2
DS13		2.00	126
DS16		2.50	157
DL03	± 200	0.25	31.4
DL06		0.50	62.8
DL13		1.00	126
DL19		1.50	188

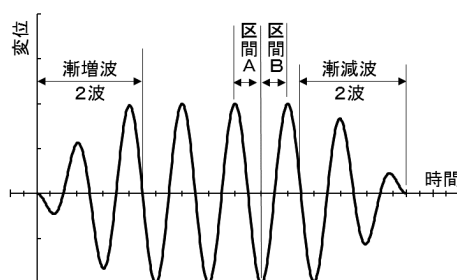


図-10 载荷パターン

依存性や繰り返し数依存性について検討することが必要である。

そこで、正弦波を入力し、動的特性を検討した。入力波形の種類は表-4に示す通りであり、波数は3波とし、漸増波と漸減波各2波を加えた図-10に示す载荷パターンとした。なお、変位振幅 $\pm 200\text{mm}$ は、ABD10-64に対してのみ入力した。

(2) 速度依存性と繰り返し数依存性

図-11に、減衰力-変位関係の例を示す。速度が速くなるにつれて、履歴形状が平行四辺形から鼓型に移行することがわかる。また、繰り返し数の進展とともに、減衰力が低下している。これらの特徴は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーと同様であり、速度依存性等を適切に設計に取り込む必要性が示唆される。

一方、図-11c)およびd)においては、第4象限で履歴の乱れが観察される。これは、図-3に示すa)低減衰力状態からb)高減衰力状態に移行できなかった現

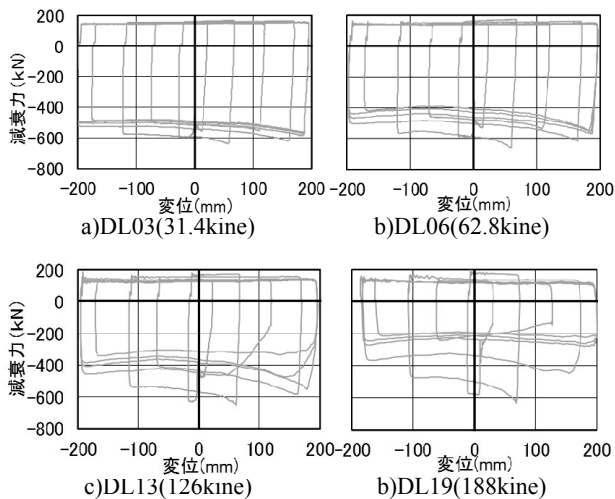


図-11 減衰力変位関係 (ABD14-64)

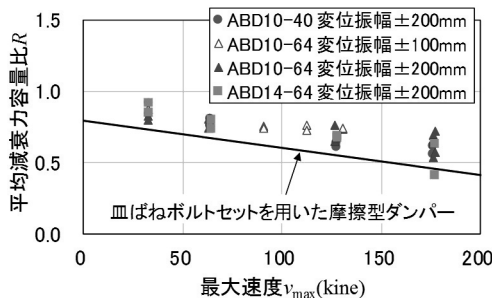


図-12 最大速度と平均減衰力比の関係

象である。a)低減衰力状態からb)高減衰力状態への移行は、式(1)を満たすときになされるが、摩擦熱によって制震用摺動面における最大摩擦係数 μ_i が低下して、式(1)が成立しなくなったため生じた。この、式(1)の不成立は、他のABD10-40やABD10-64においても同様の載荷波形に対して若干見られたが非常に軽微であり、本節で後述する通り吸収エネルギー的には大きなロスとはならなかった。傾斜摺動面の傾斜角度が大きいABD14-64は他のケースに比して式(1)が成立しにくいからである。

速度と平均減衰力容量比の関係を図-13に示す。平均減衰力容量比は、正負それぞれの平均減衰力容量を、静的載荷に対する最大最小減衰力で除して無次元化したものである。平均減衰力容量の算定は、図-10に示す区間A、Bに対して行った。図中の直線は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーに対する近似曲線⁵⁾である。

図より、非対象摩擦型ダンパーは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーに比して、速度増加による減衰力容量低下が少ないことがわかる。これは、本ダンパーは引張側での発熱が小さいため、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーと比べて減衰力の低下が小さくなったものと考えられる。

また、ABD14-64のケースに関しては、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの近似曲線から

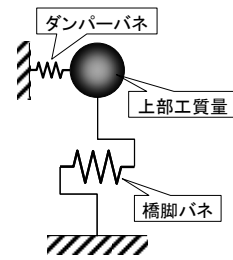


図-13 1質点系地震応答解析モデル

下方に外れた点があるが、これは前述の式(1)が成立しなかった場合である。一方で、他のケースについては、式(1)が成立しなかった場合であっても吸収エネルギーのロスは軽微であり、概ね、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの近似曲線上にプロットされていることがわかる。

6. 地震時減衰力の評価

(1) 概要

前章において本ダンパーが速度依存性および繰り返し数依存性を有していることが明らかとなり、これらの依存性を考慮した地震時減衰力評価法の必要性が示唆された。一般に、地震時の減衰力容量を大きくすると橋梁の応答変位は小さくなるため、安全側の評価とするためには、減衰力容量を小さい側で評価することが基本となる。

皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーでは、地震応答波入力に対する最大変位前後の平均減衰力容量から、地震時減衰力容量評価式を導くとともに、設計用地震時減衰力容量を提案している⁵⁾。これらを、静的載荷に対する最大最小減衰力で除して無次元化して平均減衰力容量比に変換すると、式(3)(4)となる。

$$R_{cal} = \begin{cases} -0.047v_{max} + 1.165 & (v_{max} \leq 107) \\ 0.662 & (v_{max} > 107) \end{cases} \quad (3)$$

$$R_d = \begin{cases} -0.034v_{max} + 1.000 & (v_{max} \leq 87.5) \\ 0.588 & (v_{max} > 87.5) \end{cases} \quad (4)$$

ここに、

R_{cal} : 地震時平均減衰力容量比
 R_d : 設計地震時平均減衰力容量比
 v_{max} : 最大速度(kine)

本論文では、文献5)と同様に地震応答波入力を行い、その結果を式(3)(4)と比較検討した。

(2) 地震応答波

地震応答波は、ダンパーを上部構造と橋台の間に挿入することを想定して、図-13に示す1質点系に

表-5 地震応答解析パラメーター

入力地震動 ⁸⁾	L2地震動タイプⅠ，L2地震動タイプⅡ
地盤種別 ⁸⁾	Ⅰ種，Ⅱ種，Ⅲ種
波形 ⁸⁾	各3波形
橋脚固有振動数	0.7Hz，1.0Hz，1.5Hz
橋脚降伏震度	0.3，0.5，0.8

表-6 実験で用いた地震応答波

No.	解析条件					解析結果	
	地震動	地盤種別	波形No.	橋脚固有振動数(Hz)	橋脚降伏震度	最大変位(mm)	最大速度(kine)
W1	L2-Ⅰ	Ⅰ種	2	1.5	0.8	54.2	60.9
W2	L2-Ⅰ	Ⅱ種	1	0.7	0.5	143.1	71.3
W3	L2-Ⅰ	Ⅲ種	2	0.7	0.8	132.6	56.0
W4	L2-Ⅱ	Ⅰ種	2	0.7	0.5	129.8	108.6
W5	L2-Ⅱ	Ⅱ種	2	0.7	0.8	192.6	110.4
W6	L2-Ⅱ	Ⅲ種	3	0.7	0.3	236.8	98.4
W7	L2-Ⅰ	Ⅰ種	2	0.7	0.3	108.8	57.0
W8	L2-Ⅰ	Ⅱ種	1	1	0.8	105.4	55.4
W9	L2-Ⅰ	Ⅲ種	3	1	0.3	69.5	48.5
W10	L2-Ⅱ	Ⅰ種	2	1	0.8	157.9	102.3
W11	L2-Ⅱ	Ⅱ種	3	1.5	0.5	123.3	66.7
W12	L2-Ⅱ	Ⅲ種	1	1	0.5	144.5	79.3

※W1～W6：全ケースで実施。ABD10-64では，正負反転も実施。

※W7～W12：ABD10-64でのみ実施。

より地震応答解析を行い作成した。

橋脚バネはひび割れ荷重を0としたTakedaモデル⁹⁾により，ダンパーバネは完全弾塑性型のバイリニアモデルにより非線形性を考慮した。なお，非対称ダンパーを用いたとしても，橋梁全体では対称とすることから，ダンパーバネは圧縮引張対称のモデルとした。

地震応答解析の入力条件は表-5に示すパラメーターの組み合わせとした。

ダンパーバネの撓動時減衰力は，上部構造重量の0.2倍となるダンパーを設定した。

粘性減衰は，ダンパーバネに関しては考慮せず，橋脚バネに関してのみ，鉄道構造物等設計標準・同解説¹⁰⁾を参考として，Ⅰ種地盤およびⅡ種地盤では $h=0.1$ ，Ⅲ種地盤では $h=0.15$ とした。これは，地盤への逸散減衰を考慮した値である。

実際に実験に用いたのは，全162ケースのうち，ADB10-64に対しては12波形，ADB10-40およびABD14-64に対しては6波形であり，解析パラメータが偏らないように選定した。なおABD10-64に対しては12波形のうちの6波形に関して，圧縮と引張を反転させた波も入力した。表-6に入力地震波のパラメーターおよび最大変位・最大速度をまとめる。

(3) 地震応答波実験結果

図-14に，減衰力－変位関係の例を示す。5章に示

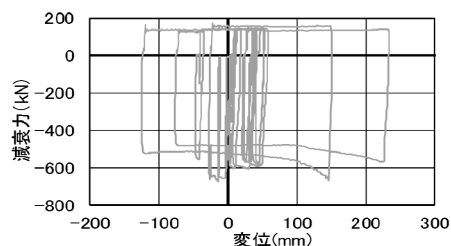


図-14 減衰力－変位関係の例(ABD14-64, W6)

す正弦波に対する動的特性の試験と同様に，履歴形状が鼓型となっているが，正負の減衰力容量が異なる非対称性を実現できていることがわかる。

ABD14-64は，5章に示す正弦波に対する動的特性の試験において，最大速度が126kine以上の入力時に式(1)の不成立による履歴の乱れが第4象限で発生していたケースである。しかし，図-14は，最大速度が236.8kineの入力であるにもかかわらず，第4象限に乱れはない。これは，正弦波入力においては3回目の最大振幅の前後で摩擦係数を評価しているのに対し，地震応答波入力においては最大振幅と同レベルの振幅が複数回繰り返されることが無かったため，発生する熱量が小さく，制震用摺動面における最大摩擦係数 μ_1 の低下も小さかったためである。地震応答波に対する全ての実験において，第4象限における履歴の乱れは見られなかったことから，傾斜摺動面の傾斜角度が $\tan\theta=0.14$ でも式(1)は成立する可能性があることがわかる。

図-15に，最大変位の直前および直後における1/2周期（減衰力が0から0まで）における平均減衰力容量比と最大速度の関係を示す。最大速度は，実験において計測された値のうち載荷時間全体を通しての最大値である。実験結果には平均減衰力比が1.0を上回るものが見られるが，これは設計撓動開始変位 δ_{dyd} が実際の撓動開始変位よりも大きいことの影響であり，振幅が小さい時に顕著となる。なお，設計撓動開始変位 δ_{dyd} が実際の撓動開始変位よりも大きいのは，設計時に安全側の評価とするためである。図には，皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの評価式および設計式として式(3)(4)も示す。

いずれのケースにおいても，最大速度が大きくなるにつれて平均減衰力比が低下する傾向にあり，皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの評価式である式(3)と比較すると，概ね上回っていることがわかる。これは，5章と同様に，本ダンパーの引張側での発熱が小さいためと考えられる。従って，本ダンパーに対しても，皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーと同様の式(4)を用いることで安全性を確保できることがわかる。

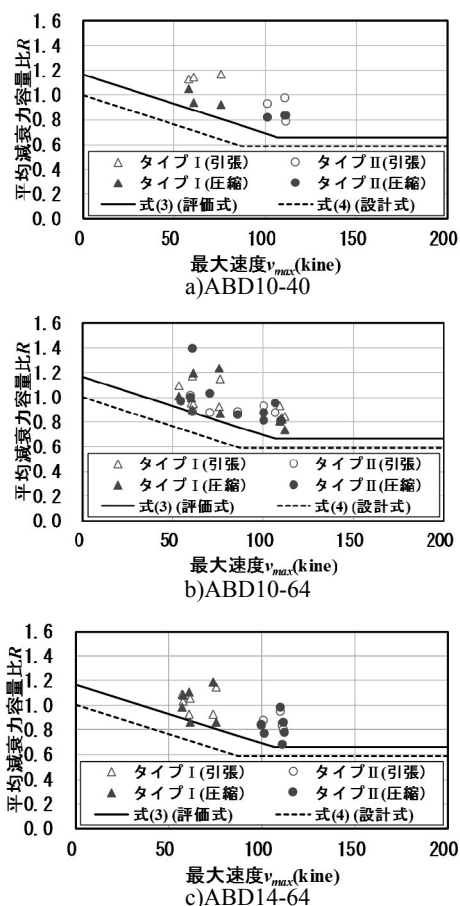


図-15 平均減衰力容量比—最大速度関係

7. まとめ

耐震補強にダンパーを用いる際、より合理的な制震構造を可能とすることを目的として、圧縮と引張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。非対称摩擦型ダンパーは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーを基本として、摺動機構を有する楔材を内蔵させることにより、摩擦面垂直抗力を変動させるものである。

本論文では、ダンパー実機を用いて性能確認実験を行い、その結果から基本特性を把握したうえで、地震時減衰力容量を評価した。本論文の結論を以下にまとめる。

- 1) 静的載荷に対する減衰力—変位関係の履歴は、平行四辺形に近い安定した形状であり非対称を実現できた。
- 2) 低減衰力状態と高減衰力状態のそれぞれに移行する際の挙動は、理論的な挙動モデルとよく整合しており、想定通りの挙動が確認された。
- 3) 減衰力容量の変動量は、概ね計算可能であり、実験値と計算値の差異は1割程度にとどまった。
- 4) 摺動速度の上昇とともに、減衰力—変位関係の履歴形状は平行四辺形から鼓型に移行する。また、繰り返し数の進展とともに減衰力が低下

する。これらは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーと同様の挙動である。

- 5) 地震応答波入力に対する平均減衰力容量は、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーより大きい。従って、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーに対する地震時設計減衰力容量を適用することが可能である。
- 6) 傾斜摺動面の傾斜角度が $\tan\theta=0.14$ の試験体に正弦波を入力した場合は、摩擦熱の影響により、非対称とするメカニズムが成立しない場合がある。ただし、地震応答波入力に対しては成立したため、必ずしも $\tan\theta=0.14$ とできないわけではない。

本ダンパーにより、橋梁耐震補強の設計において新たな選択肢を提供することとなり、設計の自由度が向上したものとする。

参考文献

- 1) 岩田 秀治, 鈴木 亨, 上西寿康, 佐野 淳: レンガ造の鉄道橋脚の制震構造化による耐震補強, 土木学会第71回年次学術講演会, I-269, pp.537-538, 2016.
- 2) 鈴木雄吾, 金田和男, 武田篤史, 早川智浩: 鋼トラス上部工への新たな制震装置の導入について (関越自動車道 片品川橋), 土木学会第70回年次学術講演会, I-104, pp.207-208, 2016.
- 3) 武田篤史, 尹元彪, 鈴木基行: 履歴型ダンパーを用いた橋梁の設計におけるダンパー減衰力の選定に関する解析的検討, 土木学会構造工学論文集Vol.60A, pp.350-359, 2014.
- 4) 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, 第19回性能に基づく橋梁等の耐震設計に関するシンポジウム, pp.9-14, 2016.
- 5) 武田篤史, 佐野剛: 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.
- 6) 先端建設技術センター: 先端建設技術・技術審査証明 報告書 橋梁用プレーキダンパー, 第2401号, 2012.
- 7) 日本工業規格, JIS B2706 皿ばね, 2013.
- 8) 日本道路協会: 道路橋示方書・同解説 V 耐震設計編, 2012.
- 9) T. Takeda, M. A. Sozen, N. N. Nielsen: Reinforced Concrete Response to Simulated Earthquakes, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol.96, No.ST12, pp. 2557-2573, 1970.12.
- 10) 鉄道構造物等設計標準・同解説 耐震設計, 鉄道総合技術研究所 編, 丸善株式会社, 1999.