粘弾塑性ダンパーをもつ制振構造の動的挙動に関する研究

STUDY ON DYNAMIC BEHAVIOR OF A PASSIVE CONTROL SYSTEM WITH VISCO-ELASTO-PLASTIC DAMPER

笠井和彦*, 渡邊祐一**, 湊直生***

Kazuhiko KASAI, Yuiti WATANABE and Nao MINATO

Most of the passive control devices currently used for buildings can be categorized into a velocity-dependent (visco-elastic or viscous) device and a displacement-dependent (elasto-plastic or friction) device. A visco-elasto-plastic (VEP) damper that combines in series a visco-elasto device and a friction device shows better performance than either one of the devices. We have conducted dynamic testing of a frame structure having the VEP damper, and have confirmed proper functioning of the structure. A series of analyses were also conducted for this passive control system, by using a fractional time-derivative visco-elastic constitutive rule and a bilinear elasto-plastic constitutive rule, and the results appear to correlate remarkably well with the experiments. Simplified expressions are proposed for deformations of both devices of the damper, as well as effective stiffness and damping of the damper and structure.

Keywords: visco-elasto-plastic (VEP) damper, passive control system, dynamic behavior, visco-elastic device, Elasto-plastic device, series combination
粘弾塑性ダンパー、パッシブ制振構造、動的挙動、粘弾性体、弾塑性体、直列結合

1. はじめに

1. 1 背景

パッシブ制振構造に用いられる装置は、速度依存型と変位依存型に大別することができる^{1,2)}。前者では、中小地震動や風振動の小振幅域から高い減衰性能を有するという有効性の反面、大地震時での装置反力の増大という制約条件がある。後者では、力が降伏により制限されるため取付け部材、基礎部への負担力を抑制できる反面、残留変形、中小地震時での加速度応答の増大という制約条件がある。

これらの制約条件を除くため二種装置を直列につなぐことが考えられる。筆者らは前報で³⁾、粘弾性(VE)部と摩擦材からなる弾塑性(EP)部を直列に配置した粘弾塑性(VEP)ダンパーを提案し、ダンパー単体の詳細な実験と解析に基く考察を行った。小振幅ではVE部がエネルギー吸収を行い、大振幅では装置反力がEP部降伏により制限されるという従来から指摘されていた直列結合効果⁴⁻⁶⁾が、このダンパーにおいても得られ、各ダンパーを単独で用いた場合と比べ、優れた制振効果を発揮した。また、分数微分の粘弾性構成則と弾塑性構成則を用いた時刻歴解析法が、実験履歴を非常に精確に再現しており、その数値実験の手段としての妥当性を実証した。さらに、ダンパー剛性・減衰・各部変形などの簡易な予測・評価式を提案し、その精度を実証した。

しかし、ダンパー単体のみの実験では、建物が地震動を受けたときの架構や接合部とダンパーが一体となって生み出す制振効果までを検討することはできず、よってVEPダンパーを持つ架構(VEPシステム)の詳細な実験が必要である。また、時刻歴解析においても、ダンパーだけでなくシステムとして解析を行い、その精度を確認するとともに、広範な数値実験を行うことで、VEPシステムの特性や挙動を広く把握

する必要がある。一方で、これらに基きダンパー単体の評価法のみでなく、架構を含むシステムとしての簡易な評価法を確立し、その妥当性を検討する必要もある。

1. 2 本論文の目的と構成

以上より、本論文の目的は実大建物の1層1スパンを模擬したフレーム型試験体⁷⁾を用いて、VEPダンパーをブレース型に配した場合におけるシステム性能を詳細な実験により明らかにするとともに、システムの精確な時刻歴解析法や簡易な評価法を確立し、その妥当性を示すことである。また、VEダンパーやEPダンパーを配した架構、すなわちVEシステムやEPシステムに関しても同様の実験を行い、3種システムの性能を比べることでVEPシステムの優れた効果を確認する。

2章では、3種ダンパーの詳細とそれらを架構に接合した制振システムの実験計画を述べる。3章では、システムの実験結果により、3種ダンパーが架構に付加された場合でもシステムとして有効に機能することを確認する。4章では、VE部に分数微分構成則を用いた解析モデルを作成し、システムの実験から得た時刻歴が精確に再現できることを実証する。5章では、前報³⁾で提案したVEPダンパー単体の性能評価法を、架構を含めたVEPシステムにまで拡張し、ダンパー各部の変形分担やシステム最大力、またシステム等価剛性や減衰など、制振設計において必要な応答値と特性値の簡易な評価法を提案する。

2. 三種制振システム実験概要

実大建物の1層1スパンを模擬した架構試験体に、VEPダンパーをブレース型に配したシステム、また同様にVE、EPダンパー単体を配したそれぞれのシステムの挙動や制振性能を確認するための実験を行っ

* 東京工業大学建築物理研究センター 教授・Ph. D.

** 東京工業大学 元大学院生

*** 東京工業大学 大学院生

Prof., Str'l Eng. Research Center, Tokyo Institute of Technology, Ph. D.
Former Graduate Student, Tokyo Institute of Technology
Graduate Student, Tokyo Institute of Technology

た。本章では試験体、荷重・変形の定義を行い、またそれらの計測方法や載荷パラメータを示すこととする。

2. 1 試験体概要

図1には3種の制振システムの試験体と加力方法を示す。高速アクチュエータを用いて試験体の変位を制御した。試験体は脚部をピンで支持され、また面外方向に対し拘束されている。試験体のスケールはおよそ実大の0.4倍程度である。各部材の断面は、左右柱H-150×150×7×10、上梁H-150×100×6×9、下梁H-250×125×6×9であり、全てSS400材を用いている。また、梁・柱接合部は梁フランジのカバープレート、柱パネルゾーンのダブルプレートにより補強されている(2.3節)。

図1 三種制振システムの試験体及び加力方法

2. 2 三種の制振ダンパー

3種ダンパーの全体図を図2に、VEPダンパーの詳細図を図3に示す。図2(a)のようにVE部とEP部を直列結合したものがVEPダンパーである。また、VEダンパーはVEPダンパーと同一だが、EP部可動部のすべりを抑えたものとする。図2(b)のように、EPダンパーはVE部を鋼材に換えたものである。以下に詳細を述べる。

VE部は厚さ16mm、幅95mmの1枚の鋼板を芯材として使用し、その両側に粘弾性体を貼付した。両面合わせた粘弾性体貼り付け面積は $2.12 \times 10^5 \text{ mm}^2$ 、粘弾性体の厚みは5mmとした。また、2本の溝型鋼材(100×50×5×7.5)により粘弾性体を挟み込む形状とし、鋼材どうしを補剛板の溶接により連結することで(図2(a))断面を保持した。使用した鋼材はSS400材、粘弾性材料は前報³⁾と同じくアクリル系である。粘弾性体は振動数のほか温度にも依存するため¹⁰⁾、材料内に熱伝対2本を挿入し、加振開始時の温度計測により正確な初期温度の設定を行うとともに、実験中の温度上昇も計測した。

EP部可動部には、前報^{3),11)}と同様に車のブレーキパッド(80×80×4)を摩擦材として使用し、材料中心部にM20高力ボルトを通すためにφ20の丸穴を設けた。摩擦部機構は長穴を設けた芯材と摩擦材との間で形成し、摩擦材の外側から溝型鋼で摩擦材と芯材を挟み込む形状を採用した(図3)。圧縮力は2本のM20高力ボルトを締付けて発生させ、高力ボルトに挿入されたボルトゲージを用いてボルト軸力を管理した。ボルト軸力の低下を防止するため皿ばねをワッシャーとして使用している。なお、各試験の前にボルト軸力を解放し、試験体内の初期応力が0となるように設定している。摩擦材との接触面である芯材の表面は、前報^{3),11)}と同様、表面膜(黒皮)の付いたままの状態とした。

以上がVEPダンパーの詳細であるが、VEダンパーの実験では、VEPダンパーのEP部可動部のボルト軸力を大きくしてすべりを止めたものをVEダンパーとしている。また、EPダンパーではVEPダンパーのVE部を2本の溝型鋼材に置き換え支持材とし(上述)、面外座屈の防止と断面保持のため溝型鋼材どうしを補剛板に溶接合した(図2(b))。

図2 ダンパー全体図 (a)VEPまたはVEダンパー、(b)EPダンパー

図3 VEPダンパー詳細図

摩擦機構は、VEPダンパーのEP部と同様の構成とした。EPダンパー変形の大部分はEP部のすべりによるため、長穴はVEPダンパーのものより長めである(図2(a),(b))。

2. 3 計測方法および荷重・変形の定義

試験体の変位と歪の測定箇所を図4に示す。矢印は変位計の正方向を示し、Uは変位、Sは歪の測定を意味する。試験体の絶対変位は、地表面に固定した治具より計測している。

層間変形 u は、加力点水平変位(U5)から、脚部水平変位(U1, U3)の平均、および試験体基礎部ピンの浮き沈み(U2, U4)がもたらす剛体回転による水平変位を除いたものと定義した。システムに作用する力 F は、アクチュエータのロードセルにより計測した。また、フレームに作用する力 F_f は、フレーム架構左右柱に貼付した歪ゲージ(S1~S8)から得たせん断力の和として求めた。

図4 試験体フレームの変位および歪測定位置

ダンパーと接合部をまとめて付加系(added component)と定義する。付加系は図1のように傾斜角 θ をもつため、付加系の軸力をダンパーに貼付した歪ゲージ(図2)より算出し、それに $\cos\theta$ を乗じたものを水平方向の付加系力 F_a と定義する。別法として、上述したシステム力 F とフレーム力 F_f の差からも F_a を求め、これらの F_a 値がほぼ一致することを確認した。なお、層間変形 u と水平方向の付加系変形 u_a は同値とみなす。

2. 4 付加系各部の変形分担の計測法に関する注釈

本実験では、付加系の各要素における変形分担を緻密に測定した。表1に3種システムにおける付加系の各要素を定義する。

まず、EPシステムの付加系の要素を図5(a)に示す。EP部①の変形は、図2(b)の位置Bにおける変位計で計測した。また、支持材②の変形は、図2(b)の歪ゲージより求めた。接合部変形③は、付加系変形から①と②の変形を引いたものとした。EPシステム実験を通して、EP部①のすべり前における弾性変形はほぼゼロであり、また支持材②の変形も接合部の変形と比べ微小であったため、付加系におけるEP部すべり前の変形はほぼ③の両端接合部における変形であった。EPシステムではダンパーと接合部全てが同様に変位に依存するので、これら全てを含む付加系全体をまとめ、新たにEP部と再定義する。

次に、VEシステムの付加系の要素を図5(b)に示す。VEダンパーはVEPダンパーのEP部可動部がすべらないようにしたものであり(2.2節)、EP部すべり前における変形分担はVEPダンパーと同様である。EP部①の弾性変形は、図2(a)の位置Bにおける変位計で計測した。VE部②は粘弾性体およびそれが着着されている装置鋼材¹²⁾からなるが、前者の変形は図2(a)の位置Aの変位計で計測した。また、後者の変形は同図の2箇所の断面における歪ゲージより求めたが、具体的には図5(c)が示す溝型鋼材と芯材の歪ゲージから得た値に基き、長さ方向に三角形の歪分布¹²⁾を仮定した積分により求めた。接合部変形③は、付加系変形 u_a から①と②の変形を除いたものとした。VEシステム実験を通して、EP部①の弾性変形はほぼゼロであり、また装置鋼材②の変形も接合部の変形と比べ微小であった。なお、これ以後は、VEシステムにおいて、EP部と接合部を含めた弾性挙動する要素をまとめ、新たにEP部と再定義する。

VEPシステムにおける付加系の要素を図5(b)に示す。上述したよう

表1 三種システムの付加系における各要素と変形の定義

システム	①	②	③
EP	EP部可動部(ほぼ剛塑性)	支持材(ほぼ剛)	接合部(弾性)
VE	EP部固定(ほぼ剛)	VE部(粘弾性)と装置鋼材(ほぼ剛)	接合部(弾性)とEP部弾性部
VEP	EP部可動部(ほぼ剛塑性)	VE部(粘弾性)と装置鋼材(ほぼ剛)	接合部(弾性)とEP部弾性部

図5 (a) EP システム, (b) VEP, VE システムにおける付加系の変形分担, (c)要素②の断面における歪測定位置

に VEP ダンパーでは、EP 部①すべり前における変形分担や各要素の計測方法、計測位置などは VE ダンパーと同様である。EP 部①すべり後の変形は、図2(a)の位置Bにおける変位計で計測した。また、これ以後は、VEP システムにおいては、ダンパーのEP部と接合部を含めた変位に依存する要素をまとめ、新たにEP部と再定義する。

2. 5 载荷パラメータ

载荷には正弦波及びランダム波の変位を用い、層間変位振幅を1.5, 3.0, 5.0, 7.5, 10 mm, すなわち層間変形角1/1000から1/150の範囲を考慮する。正弦波の場合は、振動数依存性の検討のため0.1~2 Hzまで用い、三種システムにおいて検討を行った。また、EPシステムとVEPシステムにおいては、摩擦機構締付軸力に対する依存性の検討のため、すべり荷重を60 kN, 80 kNの2種類に設定し実験を行った。ランダム波の場合は、3, 12, 24層建物の、エルセントロ波および神戸波を用いた時刻歴解析より得られた1層変位時刻歴を入力とした。これらの入力を用い、ランダム波における振動数依存性と地震波に対する依存性の検討を3種システムにおいて行った。なお、室温は19℃~26℃程度であり、粘弾性体の初期温度は全試験を通して20℃と設定した。

3. 三種システムの正弦波およびランダム波実験

3. 1 EPシステムの正弦波およびランダム波実験

図6(a)に3種振幅の正弦波変位を与えたときのEPシステム履歴曲線を示す。これ以後、特記なき場合は、正弦波を10サイクル与えたうちの1サイクル目の履歴のみを示すが、EPシステムの場合、各サイクルの履歴曲線は、ほぼ一致していた。ダンパー軸方向のすべり荷重は60 kNであり、振動数は0.5 Hzである。図6(a)のシステム力 F と層間変形 u の関係は、理想的なバイリニア曲線を示している。また、水平方向の付加系力 F_a とフレーム力 F_f の層間変形 u に対する関係も示すが、すべり荷重の変動は小さく、振幅に依存せず安定している。なお、水平方向の付加系弾性剛性 $K_a = K_p = 83.8 \text{ kN/mm}$ 、フレーム弾性剛性 $K_f = 10.8 \text{ kN/mm}$ であり、 $K_a = 7.8 K_f$ となった。また、正弦波加振の全ケースについて、摩擦機構のすべり荷重、摩擦係数を検討したが、ばらつきは僅かで平均摩擦係数は0.23であった。

振動数依存性の検証も行った。図示しないが、前報³⁾のEPダンパー単体実験より得た知見どおり、振動数の履歴への影響はVEシステムに比べ非常に小さく、矩形の履歴形状は安定していた。

図7(a)にエルセントロ波における12層建物の1層部分の変位時刻歴を入力したEPシステムのランダム波実験結果を示す。入力波の卓越振動数は0.76 Hzである。正弦波実験と同様、ランダム波実験においてもすべり荷重は安定しており、振幅による依存性は見られない。また、このように不規則な動きに対しても、システムおよび付加系の履歴形状は理想的なバイリニア型であった。

3. 2 VEシステムの正弦波およびランダム波実験

図6(b)に3種振幅の正弦波変位を与えたときのVEシステム履歴曲線を示す。粘弾性体の初期温度は20℃で振動数は1 Hzである。図6(b)の水平方向の付加系力 F_a と層間変形 u の関係から、振幅に対し力が比例的に増大する線形挙動が認められる。フレームも弾性であるため、システム力 F と層間変形 u の関係も同様に、振幅に対し力が相似的に上昇する特徴が表れている。なお、フレーム力 F_f と層間変形 u の関係より、VEシステムのフレーム剛性 K_f は上述したEPシステムの K_f とほぼ等しいことが分かる(図6(a),(b))。

振動数依存性の検証実験も行った。図示しないが、用いた粘弾性体は振動数によりその特性が変化し、本VEダンパーの試験結果にもその特徴が現れた。すなわち、VEシステムの履歴形状は高振動数のも

(a) EP システムの実験と解析

(b) VE システムの実験と解析

(c) VEP システムの実験と解析

図6 三種制振システム正弦波実験結果と解析比較図
(層間変形 5, 7.5, 10mm 実験、解析結果)

のほどエネルギー吸収面積が大きく、剛性も高い結果となった。また、VE システムではサイクル数を重ねるごとに粘弾性体温度が上昇し、その結果、剛性が低下し、エネルギー吸収量は減少した(4.2 節)。

図 7(b)に EP システムの場合と同じランダムな変位時刻歴を入力した VE システムの履歴曲線を示す。上述したように、ランダム波の卓越振動数は 0.76Hz である。文献 13,14 に基き、最小二乗法で正弦波実験およびランダム波実験の付加系の水平剛性 K'_a を求めた。ランダム波実験において、付加系の水平剛性 $K'_a = 5.19 \text{ kN/mm}$ 、1 Hz の正弦波実験においては $K'_a = 6.66 \text{ kN/mm}$ であり、ランダム波実験においても、正弦波実験から得られた知見同様、振動数依存性を確認した。

3. 3 VEP システムの正弦波およびランダム波実験

図 6(c)に 3 種振幅の正弦波変位を与えたときの VEP システム履歴曲線を示す。粘弾性体初期温度は 20℃であり、ダンパー軸方向のすべり荷重は 60kN、振動数は 1Hz である。

(a) EP システムの実験と解析

(b) VE システムの実験と解析

(c) VEP システムの実験と解析

図7 三種制振システムランダム波実験結果と解析比較図
(12 層建物のエルセントロ波における 1 層変位時刻歴を入力)

図 6(c)から、フレーム剛性は EP および VE システムのものとほぼ等しいことが分かる。また、付加系力 F_a と層間変形 u の関係は、EP 部すべり前で、VE システムのもの(図 6(b))とほぼ同じである。すべり後では、EP システムと同様(図 6(a))、安定したすべり荷重を保っている。このため、例えば層間変形で 10mm の付加系最大力は同振動数の VE システムのものの約 0.6 倍であり、ダンパー力上昇を防ぐという VEP システムの効果が明確に現れた。このように VEP システムは、小振幅から高い減衰性能を有しエネルギー吸収を行い、大振幅では力やすべりにより制限され、接合部への負担力を抑制できるという VE システムと EP システムのもつ長所を兼ね備えることが確認できた。

VEP システムと EP システムを比べると、後者の実験終了時には残留応力が発生したのに対し、前者の残留応力はほぼゼロであった。図 8 に正弦波実験後に変位ゼロとしたときの両システムの反力の時刻歴を示す。時間経過とともに VEP システムの反力が減少していくのは、

図8 VEP・EP システム正弦波実験後の残留応力

図9 VEP システム連続正弦波実験後の残留変形の推移

VEPダンパーの各部に残留変形が発生するものの、粘弾性体のクリープおよび小さな静的剛性のため、ダンパー全体としての残留応力が消滅するからである。ただし、残留変形は依然として残るので、そのシステムへの影響を検討するため、上述した10サイクル(振幅7.5mm)の正弦波試験を連続的に10回行った。各試験で開始時の載荷方向を常に同じとしたので、残留変形が最も出易い条件であったと言える。図9に各試験終了ごとのEP部残留変形を示す。粘弾性体の原点指向能力により試験ごとの残留変形が減るため、その累積量は限られている。また、残留変形のダンパー各部、付加系、システム全体の履歴への影響は殆ど見られなかった。

以上、正弦波下での3システムの挙動を述べたが、ここでランダム波の場合(図7(c))も検討する。その卓越振動数は正弦波の振動数とは異なるが(前述)、VEPシステムと付加系ではEP部がすべるため最大力はEPシステムのそれらにほぼ等しく、振動数依存性が緩和されている。振動数・温度等価則^{9),10)}から考慮すると、このことはVEPシステムの温度依存性の緩和³⁾も意味する。これを示すため、図10に正弦波実験の全サイクルを表わす。VEシステムは図示しないが、それに比べサイクルを重ねても温度上昇による履歴の減少が抑えられ、等価剛性も安定している。また、これは初期温度の変化に対しても有効な特性だと言える。

なお、3種システムを通して、付加系に生じる曲げモーメントをダンパーに貼付した歪ゲージ(図2、図5)で計測したが、最も大きな曲げ応力が発生したEPシステムでも、軸方向力60kN程に対しダンパー部せん断力は1kN以下であった。VEPシステムでは粘弾性体が曲げに柔軟に対応できるため、さらに曲げの影響が小さいことが確認された。

4. 実験と時刻歴解析

4.1 時刻歴解析モデル

フレーム解析モデルは、図11のように梁・柱を線材要素に置換し、パネルゾーンや試験体固定部には剛域、梁フランジ補剛部には断面増加を考慮する。下梁中立軸からピン支持部中央までの距離も考慮した。

VEPダンパーの解析モデルは、文献3を基に作成した。フレームと

図11 骨組解析モデル

の接合を両端ピンとし、VE部、EP部解析要素の直列結合とした。EP部すべり荷重は、ボルト軸力に平均摩擦係数(3.1節)をかけた値に設定した。また、2.4節で再定義した、3種システムにおけるEP部の水平方向の弾性剛性 K_{ep} を用いた。すなわち、EP、VE、VEPシステムの順に

$K_{ep} = 83.8, 84.2, 84.2$ kN/mmである。なお、図12にVEシステムの実験から得た付加系各部の荷重変形関係を示すが、EP部変形が付加系全体の変形の約11%を占めていることが分かる。

ダンパーのVE部には笠井らの分数微分構成則^{10),15)}を用いる。これは、任意の外乱に対し、温度・振動数依存を精確に再現しながら、各ステップで粘弾性体の温度上昇を計算し、剛性・粘性を逐次変化させ、振幅依存も再現するモデルである。また、EP部には弾塑性バイリニアモデルを用いる。

4.2 実験と時刻歴解析の比較

先に実験結果を示した図6、図7には、3種制振システムの解析結果も含まれている。実験から得たシステム力を解析モデルに入力した。この様々な正弦波、ランダム波の載荷において、システムの履歴はもとより、付加系そしてフレームに関しても解析が実験とほぼ合致している。またブレース部の曲げ効果が小さいこともあり(3.3節)、それを無視して3種システムの挙動が模擬可能であると言える。

さらに、温度上昇の影響なども含め詳細な検討を行うため、全10サイクルの正弦波を入力した場合のシステム、フレーム、付加系、そして付加系内のVE部、EP部それぞれの履歴曲線を図10に示す。多数のサイクルで粘弾性体の温度上昇・軟化がおり、上記の各要素の挙動に影響するが、図10のように、本解析手法はそれらを非常に精確に再現し、これらから、次章で展開するVEPシステムの簡易評価式の検証に、本解析モデルを用いることにする。

図10 VEPシステム実験と解析の詳細検討

なお、図6、図7、図10(b)において、フレームの力と層間変形の関係が、フレーム弾性範囲にあっても線形とならないことに関して注釈する。この影響が最も顕著であったEPシステムについて、図13に履歴曲線の拡大図、またフレーム部材のモーメント図を示す。ダンパーすべり前では、ピン支持点から局部的にフレーム下部に伝達されるモーメントや、それに対し剛に挙動しているブレースの影響により、架構は図13(a)のように変形し、左右柱のせん断力やモーメントの分布が通常仮定されるものと異なり、また逆方向に発生することもあるが、それらの値はほぼゼロに近い。この理由により、システム初期剛性はフレームの寄与が少なく、ほぼ付加系剛性と等しくなる。すべり以後は、架構が図13(b)のように変形していくため、左右柱に同方向せん断力が発生しフレーム力は上昇していく。試験体と治具の制約上、柱・下梁の節点からピン支持点までの距離を設けざるを得ず、そのために生じた現象である。ただし図6、図7などが示すように、そのシステムに対する影響は小さいため、これ以後はこの距離をゼロとした理想的なフレームを仮定して、理論展開を行うことにする。

図13 EPシステムのシステム、フレーム、付加系の荷重変形関係、およびダンパーすべり前後における架構変形とモーメント図

5. VEPシステム特性の簡易評価法

5.1 VEPシステムの基準振幅

VE部、EP部、フレームの水平剛性をそれぞれ $K'_{ve}(\omega)$, K_{ep} , K_f とすると、本制振システムは図14のように、VE部とEP部の直列結合体である付加系に、フレームを並列に結合したもので表せる。このモデルにより簡易式を展開するため、以後はダンパー変形、荷重、剛性などを水平方向で定義する。前報³⁾において、付加系の特性の簡易評価式を提案しており、実験や数値解析との比較から良好な精度を確認している。本章ではこれに加え、付加系の力の傾向なども明確にし、さらにシステムの評価法にまで展開する。

まず、VE部の貯蔵剛性 $K'_{ve}(\omega)$ と損失係数 $\eta_{ve}(\omega)$ は、外乱振動数 ω の関数として表され、

$$K'_{ve}(\omega) = G \frac{1 + ab\omega^{2a} + (a+b)\omega^a \cos(\alpha\pi/2)}{1 + a^2\omega^{2a} + 2a\omega^a \cos(\alpha\pi/2)} \frac{A_s}{d} \quad (1a)$$

$$\eta_{ve}(\omega) = \frac{(-a+b)\omega^a \sin(\alpha\pi/2)}{1 + ab\omega^{2a} + (a+b)\omega^a \cos(\alpha\pi/2)} \quad (1b)$$

となる。貯蔵剛性 $K'_{ve}(\omega)$ は履歴の割線剛性であり、楕円の傾きを表す。損失係数 $\eta_{ve}(\omega)$ は最大粘性力と最大弾性力の比、つまり楕円の太さの程度を表す。ここに、 A_s, d = 粘弾性体のせん断総面積 ($2.12 \times 10^5 \text{ mm}^2$) と厚さ (5mm) である。本論で用いた振動数、温度、振幅では粘弾性体は

ほぼ線形性を保つため、式(1)に $G, a, b, \alpha = 3.92 \text{ N/cm}^2, 5.6 \times 10^{-5}, 2.10, 0.558$ を用いる。式(1)は少なくとも $0.01 \text{ Hz} \sim 300 \text{ Hz}$ の範囲で精確である¹⁰⁾。

$K'_{ve}(\omega)$, $\eta_{ve}(\omega)$ と同様に、付加系においても楕円の傾きを表す貯蔵剛性 $K'_a(\omega)$ 、楕円の太さの程度を表す損失係数 $\eta_a(\omega)$ が定義できる。支持部材、接合部の変形を考慮しているため、 $K'_a(\omega)$, $\eta_a(\omega)$ は $K'_{ve}(\omega)$, $\eta_{ve}(\omega)$ とは異なり¹³⁾、以下のように求まる。

$$K'_a(\omega) = \frac{K'_{ve}(\omega)K_{ep}}{K'_{ve}(\omega) + K_{ep}/\Gamma(\omega)}, \quad \Gamma(\omega) = 1 + \frac{\eta_{ve}^2(\omega)}{1 + K_{ep}/K'_{ve}(\omega)}$$

$$\eta_a(\omega) = \frac{\eta_{ve}(\omega)}{1 + (1 + \eta_{ve}^2(\omega))K'_{ve}(\omega)/K_{ep}} \quad (2a-c)$$

前報³⁾で提案した付加系の評価法は、入力される変形を、図15に示す2つの基準振幅と比べることにより、ダンパーを3状態に判別して、付加系の特性を評価するものであった。基準振幅 $u^{(1)}$ ではEP部はすべらず、VEシステムとして機能する。基準振幅 $u^{(2)}$ ではEP部がすべり、付加系力は頭打ちとなる(図15)。図16に正弦波変形が与えられたときの、システム層間変形振幅とシステムおよび付加系の最大力を示す。ここで層間変形振幅、VE・EP部振幅を u, u_{ve}, u_{ep} 、また付加系のすべり力を F_a とする。基準振幅の式を以下に示す。

基準振幅 $u^{(1)}$ 、つまりEP部がすべりするための最小の層間変形振幅は、次式で表される。

$$u^{(1)} = \frac{F_{ay}}{K'_a(\omega)\sqrt{1 + \eta_a^2(\omega)}}, \quad u_{ve}^{(1)} = \frac{F_{ay}}{K'_{ve}(\omega)\sqrt{1 + \eta_{ve}^2(\omega)}}, \quad u_{ep}^{(1)} = \frac{F_{ay}}{K_{ep}} \quad (3a-c)$$

基準振幅 $u^{(2)}$ 、つまりVE部振幅が停留値 $u_{ve}^{(2)}$ に達する³⁾ための最小の層間変形振幅は、次式で表される。

$$u^{(2)} = u^{(1)}(1 + \eta_a^2(\omega)), \quad u_{ve}^{(2)} = \frac{F_{ay}}{K'_{ve}(\omega)}, \quad u_{ep}^{(2)} = u^{(2)} - \frac{F_{ay}}{K'_{ve}(\omega)} \quad (4a-c)$$

図15 基準振幅 $u^{(1)}, u^{(2)}$ における付加系・システムの挙動

図16 任意の u における付加系・システムの最大力

5.2 VEP付加系応答および動的特性の簡易評価法

上記の基準振幅 $u^{(1)}, u^{(2)}$ を判別に用い、付加系の特性や最大応答の評価を行う。与えられたシステム変位振幅 u は、水平方向の付加系変形振幅(図14)でもあり、そのVE部・EP部の変形分担を評価した後、付加系の等価剛性、減衰定数、エネルギー吸収、最大力を評価する。

$u < u^{(1)}$ の場合: EP 部はすべらず、ダンパーは VE ダンパーとして線形的に応答している状態である。ダンパー各部の変形および 1 サイクルのエネルギー吸収量 E_{ve} , E_{ep} を下式より求める。

$$u_{ve} = u_{ve}^{(1)} \left(\frac{u}{u^{(1)}} \right), \quad E_{ve} = \pi \eta_{ve}(\omega) K'_{ve}(\omega) u_{ve}^2 \quad (5a,b)$$

$$u_{ep} = u_{ep}^{(1)} \left(\frac{u}{u^{(1)}} \right), \quad E_{ep} = 0 \quad (6a,b)$$

付加系の最大力 $F_{a,max}$ と付加系等価剛性 $K_{a,eq}$ を評価する。EP 部はすべらず、VE ダンパーと同様に機能するため、付加系の最大力は最大変位と位相が異なり、よって最大変形時の力 $K_{a,eq} u$ とは異なる値をもち(図 15 左段)、下式より求めることができる。

$$F_{a,max} = K_{a,eq} u \sqrt{1 + \eta_a^2(\omega)}, \quad K_{a,eq} = K'_a(\omega) \quad (7a,b)$$

$u^{(1)} < u < u^{(2)}$ の場合: EP 部が僅かにすべるが、VE 部振幅が停留値まで達せず、まだ変形と力に位相差がある状態である。ダンパー各部の変形および E_{ve} , E_{ep} を下式より算出する。

$$u_{ve} = u_{ve}^{(1)} + \frac{(u_{ve}^{(2)} - u_{ve}^{(1)})(u - u^{(1)})}{u^{(2)} - u^{(1)}}, \quad E_{ve} = \pi \eta_{ve}(\omega) K'_{ve}(\omega) u_{ve}^2 \quad (8a,b)$$

$$u_{ep} = u_{ep}^{(1)} + \frac{(u_{ep}^{(2)} - u_{ep}^{(1)})(u - u^{(1)})}{u^{(2)} - u^{(1)}}, \quad E_{ep} = 4F_{ay} \left(u_{ep} - \frac{F_{ay}}{K_{ep}} \right) \quad (9a,b)$$

EP 部はすべっているため、 $F_{a,max}$ は式(10a)のように表される。また、 $K_{a,eq}$ は、位相差を考慮して式(10b)より算出する。後者は前報³⁾の式(19b)を展開したものである。

$$F_{a,max} = F_{ay}, \quad K_{a,eq} = F_{ay} \left(\frac{u_{ve}^{(2)}}{u \cdot u^{(2)}} + \frac{u_{ep}}{u^2} \right) \quad (10a,b)$$

$u^{(2)} < u$ の場合: EP 部が大きくすべり、VE 部振幅は停留値に達し、変形と力に位相差が無い状態である。よって、付加系のダンパー各部の変形および E_{ve} , E_{ep} を下式より算出する。

$$u_{ve} = \frac{F_{ay}}{K'_{ve}(\omega)}, \quad E_{ve} = \pi \eta_{ve}(\omega) K'_{ve}(\omega) u_{ve}^2 \quad (11a,b)$$

$$u_{ep} = u - u_{ve}, \quad E_{ep} = 4F_{ay} \left(u_{ep} - \frac{F_{ay}}{K_{ep}} \right) \quad (12a,b)$$

付加系の最大力と最大変形時の力が等しくなるため(図 16 右段)、 $F_{a,max}$ および $K_{a,eq}$ は以下のごとくである。

$$F_{a,max} = F_{ay}, \quad K_{a,eq} = \frac{F_{ay}}{u} \quad (13a,b)$$

5. 3 VEP システム応答と動的特性の簡易評価法

システム等価剛性・減衰定数は、前節で述べた 3 つの場合に共通に、

$$K_{eq} = K_{a,eq} + K_f, \quad h_{eq} = \frac{E_{ve} + E_{ep}}{2\pi K_{eq} u^2} \quad (14a,b)$$

と評価される。システム最大力は、図 16 左段の線形領域 ($u < u^{(1)}$) や、位相差がない領域 ($u^{(2)} < u$) では簡易に求まるが、 u が $u^{(1)}$ と $u^{(2)}$ の間にある場合は理論的に陽な解を求めることは難しい。よって、この領域でのシステム最大力を図 16 左段に示す $F_{max}^{(1)}$ と $F_{max}^{(2)}$ の線形補間から求める。各場合において以下のように求める。

$$u < u^{(1)}: \quad F_{max} = K_{eq} u \sqrt{1 + \eta^2} \quad (15)$$

$$u^{(1)} < u < u^{(2)}: \quad F_{max} = F_{max}^{(1)} + \frac{(F_{max}^{(2)} - F_{max}^{(1)})(u - u^{(1)})}{u^{(2)} - u^{(1)}} \quad (16)$$

$$u^{(2)} < u: \quad F_{max}^{(2)} = K_{eq} u^{(2)} \quad (17)$$

ここに、 $F_{max}^{(1)}$ と $F_{max}^{(2)}$ およびシステムの損失係数 η は¹⁴⁾以下のように

求める。

$$F_{max}^{(1)} = K_{eq} u^{(1)} \sqrt{1 + \eta^2}, \quad F_{max}^{(2)} = K_{eq} u^{(2)} \\ \eta = \eta_a(\omega) / (1 + K_f / K'_a(\omega)) \quad (18a-c)$$

5. 4 簡易評価法の検証

図 11 の柱・下梁節点とピン支持点の距離をゼロと理想化した解析モデルで数値実験を行い、上記の簡易評価法の精度を検証してみた。

図 17 は付加系各部の変形分担、システム等価剛性・減衰定数に關し評価法と解析結果を比べている。温度 20℃ で 6 種の層間変形振幅 u 、4 種の軸方向すべり荷重 $\hat{F}_{ay}$ 、3 種の振動数の計 72 ケースを用いる。この様々な場合に対し、VE 部と EP 部の変形分担、システムの等価剛性・減衰定数の評価値が解析値と良く合い、その妥当性が確認できる。

さらに、繰り返し载荷により VE 部の温度が上昇した場合のシステムの評価もここで行う。前報³⁾による温度上昇を考慮したダンパーの評価法を $K'_{ve}(\omega)$, $\eta_{ve}(\omega)$ の算出 (5.1 節) に用いる。上記検証のケースの中から EP 部軸方向すべり荷重 $\hat{F}_{ay} = 60$ kN、振動数 1 Hz を例として、図 18 に 1, 5, 10 サイクル目での付加系各部の変形分担およびシステム等価剛性・減衰定数の評価値と解析値を比較する。評価法は解析と良く一致し、温度上昇を考慮した場合でも良好な精度を示している。一般に、ダンパーの等価剛性・減衰定数が温度上昇や振幅などにより変化した場合、ダンパーとフレームの並列結合のためシステムの等価剛性・減衰定数の変化は比較的小さい。また、前報³⁾で示したように VEP ダンパーの等価剛性・減衰定数は VE 部単体や EP 部単体を用いた各場合に比べ変化が小さい。これらから VEP システムの動的特性は非常に安定すると言え、図 18 のように様々な振幅やサイクル数においても、等価剛性・減衰定数の変化が非常に小さい。

図 17 4種すべり荷重(40~100kN)と3振動数(0.3~3Hz)での解析値と予測値の比較 (VE 部変形 U_{ve} , EP 部変形 U_{ep} , 等価剛性 K_{eq} , 等価減衰 h_{eq})

図 18 複数サイクル ($\dot{F}_{sy}=60\text{ kN}, 1\text{ Hz}$)での温度上昇を反映した解析値と予測式の比較 (VE 部変形 U_{ve} , EP 部変形 U_{ep} , 等価剛性 K_{eq} , 等価減衰 h_{eq})

5. 5 最大振幅と最大力の関係

図 19 には、3 章で述べた正弦波実験結果より得られた EP システム、VE システム、VEP システムそれぞれにおける層間変形振幅とシステム・付加系の最大力を示す。また、図 20 にランダム波実験の場合も示す。EP 部軸方向すべり荷重 60 kN の場合を例示している。

VE システム、VEP システムにおいては、荷重と変形に位相差があり、プロットの座標値 u と F もしくは F_a は、必ずしも同時刻におこらない。両図が示す通り、正弦波・ランダム波実験ともに VEP システムの最大変位と最大力の関係は、層間変形 6 mm 程度以下では VE システムのものと一致し、それ以上では EP システムのものに移行している。すなわち、VEP システムとその付加系に作用する力は、小振幅では EP システム、大振幅では VE システムと比較して小さく、3 システム中で最も抑制されていることが本実験結果から確認できる。

また、同時に本評価法による VEP システムの最大力の予測値と VE・EP システムの予測値を図 19、図 20 に併せて示す。VEP システムの予測値は、正弦波実験およびランダム波実験から得た値と良く一致しており、様々な外乱の種類に対する本評価法の妥当性を示した。

図 19 正弦波実験の VEP・VE・EP システムおよび付加系の層間変形振幅と最大力の関係

図 20 ランダム波実験の VEP・VE・EP システムおよび付加系の層間変形振幅と最大力の関係

6. おわりに

本論文は、建物の 1 層 1 スパンを模擬したフレームに VEP ダンパーをブレース型に配した試験体の実験および解析を行い、システム性能を明らかにするとともに、VE ダンパーもしくは EP ダンパーを単独に用いた場合との比較により、VEP ダンパーの有効性を確認した。結論を以下に述べる。

(1) 3 種ダンパーを本論のようにそれぞれ架構に組み込んだ場合の挙動は、良好な制振効果を示し、かつ前報³⁾で示したダンパー軸方向実験と同様の特性を示した。また、このようなブレース型ダンパーを用いた場合、接合部の柔性が無視できないことも明らかになった。

(2) VEP システムは EP システムと比較し、小振幅領域でのエネルギー吸収、実験終了時の残留応力の低減という優位性を示した。また、VE システムと比較し、EP 部がすべることによる大振幅領域における装置反力の抑制、温度依存性の低減という優位性を示した。

(3) VE 部に分数微分を用いたフレームの詳細な解析モデルを作成した。解析結果はシステムの履歴だけでなく、VE 部、EP 部それぞれの履歴や細部にわたる挙動まで非常に精確に再現し、数値実験の手段としての妥当性を実証することができた。

(4) 前報³⁾で提案した VEP ダンパー特性の評価法を、フレームを含む VEP システムにまで拡張した。VE 部、EP 部の変形分担、システム最大力、システムの等価剛性、等価減衰定数など制振設計に必要な諸量が解析結果とよく整合し、システムの局部から全体にわたる評価法としての有用性を示した。

なお、今後の課題として、本評価法の展開による多層 VEP システムの地震応答予測、そしてフレームが塑性化するほどの大きな変形での VEP システムの特性や挙動の検討などが挙げられる。

参考文献

- 1) Kasai, K., Fu, Y., and Watanabe, A.: Passive Control Systems for Seismic Damage Mitigation; J. of Struct. Eng., ASCE, Vol. 124, No. 5, pp. 501-512, 1998.
- 2) 笠井和彦: シンポジウム主旨及び制振性能に関する私見; 2000 東京工業大学パッシブ制振構造シンポジウム論文集, pp. 61-76, 2000.
- 3) 笠井和彦, 寺本道彦, 渡邊祐一: 粘弾性体と弾塑性体の直列結合からなるパッシブ制振装置の挙動に関する研究; 日本建築学会構造系論文集, 第 556 号, pp. 51-58, 2002.6
- 4) 佐野剛志: Maxwell 型ハイブリット粘弾塑性ダンパーによる制振効果に関する検討; 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 813-814, 1996.9
- 5) 佐野剛志ほか: Maxwell 型ハイブリット粘弾塑性ダンパーによる制振効果に関する検討(その 2); 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, 1997.9
- 6) 新居努ほか: Maxwell 型ハイブリット粘弾塑性ダンパーによる制振構造建物の設計(その 1~その 2); 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 1025-1028, 1999.9
- 7) 片岡弘行ほか: 粘弾性ダンパーを用いた CFT 造超高層住宅(その 5~その 6); 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 1107-1110, 1999.9
- 8) 曾田五月ほか: 鉄鋼系工業化住宅における制振システムに関する研究(その 1~その 2); 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 377-380, 2001.9
- 9) 笠井和彦, 城台顕: 間柱型粘弾性ダンパーをもつ制振構造の動的特性と挙動およびそれらの簡易評価法に関する研究; 日本建築学会構造系論文集, 第 558 号, pp. 125-132, 2002.8
- 10) 笠井和彦, 寺本道彦, 大熊潔, 所健: 粘弾性体の温度・振動数・振幅依存性を考慮した構成則(その 1); 日本建築学会構造系論文集, 第 543 号, pp. 77-86, 2001.5
- 11) 矢沢俊介, 笠井和彦: ボルト摩擦接合を利用したダンパーの設計と制振構造への適用に関する研究; 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 375-376, 2001.9
- 12) 伊藤秀樹, 笠井和彦: 粘弾性体の材料特性に基づく粘弾性ダンパーの性能予測(その 2); 日本建築学会学術講演梗概集, 構造 II, pp. 391-392, 2001.9
- 13) 大木洋司, 笠井和彦, 高橋治: 微小振幅における速度依存ダンパーの性能について; 構造工学論文集, 日本建築学会, Vol. 50B, pp. 601-609, 2004.3
- 14) 笠井和彦, 大熊潔: Kelvin 体による線形粘弾性ダンパー簡易モデル化と精度に関する考察(その 1); 日本建築学会構造系論文集, 第 550 号, pp. 71-78, 2001.12
- 15) 笠井和彦, 所健: 粘弾性体の温度・振動数・振幅依存性を考慮した構成則(その 2); 日本建築学会構造系論文集, 第 561 号, pp. 55-63, 2002.11

(2004 年 9 月 10 日原稿受理, 2004 年 11 月 4 日採用決定)