

慣性力駆動型ダンパー載荷試験装置の 応答予測と加振入力決定法

家村 浩和¹・五十嵐 晃²・鈴木 陽介³

¹フェロー 工博 京都大学教授 工学研究科土木システム工学専攻 (〒 606-8501 京都市左京区吉田本町)

²正会員 Ph.D. 京都大学助教授 工学研究科土木システム工学専攻 (〒 606-8501 京都市左京区吉田本町)

³学生員 京都大学大学院修士課程 工学研究科土木システム工学専攻 (〒 606-8501 京都市左京区吉田本町)

構造物との相互作用を反映した現実的な動的載荷条件下での実大ダンパーの動的特性を検出する手法として、慣性力駆動型ダンパー載荷試験装置が提案されている。本研究では、試験装置における質量駆動機構の工学的な制約条件とダンパー載荷能力の関係の解析的な評価、および非線型特性を有するダンパーを用いた実験に基づき、応答予測および加振入力設定法の検討を行った。

Key Words : Dynamic response evaluation test, Damper loading system, Loading capability

1. はじめに

構造物に減衰を付加することによって地震応答を低減するための各種ダンパー装置が開発され、実用化に至っている¹⁾。ダンパーの実際の構造物への適用にあたっては、構造物応答の低減効果の事前評価が必要であるが、そのためのダンパー装置の動的応答性能の正確な把握が重要である。しかしながら、一般にはこれらのダンパー装置の動的挙動は非常に複雑なものであることが多く、性能評価のための様々な試験方法が提案されているものの、いずれの方法も動的応答性能の把握には問題点や制限を抱えているのが現状である。そのような背景のもと、ダンパーの動的載荷における問題点を解決するために考案されたのが補助質量駆動機構と弾性支持された床構造より構成されるダンパーの試験装置（以下、「慣性力駆動型ダンパー載荷試験装置」と呼ぶ。）である²⁾³⁾。

本研究では、慣性力駆動型ダンパー載荷試験装置の力学的・工学的な制約条件とダンパーの載荷性能の関係を明らかにするとともに、この載荷性能を踏まえた試験装置の制御および入力の決定手順を検討した。

2. 試験手法の原理

本試験装置の基本的な原理は図 1 示すように、1 自由度振動系の上に質量駆動型の加振装置が配置されたものである。起振力 f_d により、 m_d の補助質量が振動し、これに伴って生じる慣性力 $m_d(\ddot{x} + \ddot{x}_d)$ により、実地震動が入力したときの状態と同様な振動を質量 M の桁に発生させる。この桁の振動を性能試験の対象であ

るダンパー供試体（図中のダッシュポット c ）に直接作用させることにより、このダンパーの動的載荷と動的応答の検出を行おうとするものである。本試験手法を用いれば、ダンパーの減衰力により低減された構造物の応答の変位・速度・加速度の 3 成分がそのまま同時にダンパーに載荷される。すなわち、本試験は大地震時や強風時に構造物に作用する振動に対するダンパーの応答とその振動低減効果を、実物大かつ実時間スケールの正確な載荷条件により評価することができるとい

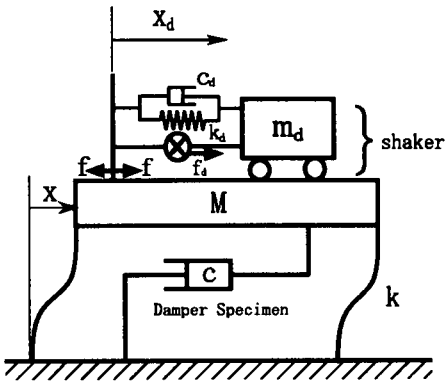


図-1 試験手法の力学モデル

3. 試験装置の実装

以上の原理に基づいて製作された慣性力駆動型ダンパー載荷試験装置を用いて実験的検討を行った。試験装置の外形を写真 1 に、また、寸法・重量を表 1 に示す。

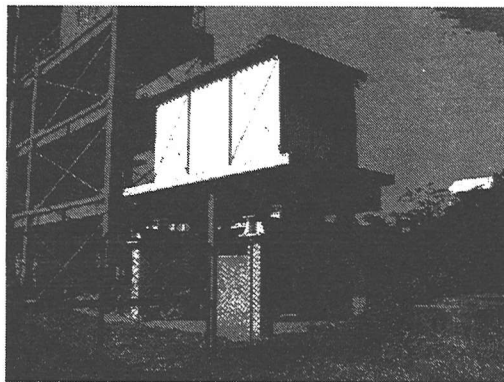


写真-1 試験装置の外観

表-1 試験装置の仕様

桁の重量	26.9tf	補助質量	2tf
長辺全長	7.0m	短辺全長	4.0m
高さ	3.0m		

桁と桁支持体の間にはゴム支承を設けている。これは、図 1 における復元力を生じさせる弾性要素 (剛性 = k) であるが、このゴム支承は交換可能となっている。剛性の異なるゴム支承と交換することにより、試験装置自体の固有周期を変え異なった振動数範囲における試験を行うことが可能となる。

ダンパー供試体を設置しない状態における同定実験 (正弦波定常加振実験、自由振動実験) によると、固有振動数は 0.57Hz、減衰比は 3.2% であった。

本試験装置の加振装置は、補助質量の桁に対する相対速度を制御する速度制御モードを用いて制御している。

図 2 に加振装置による加振モデルと、地動入力 $\ddot{z}$ による加振のモデルを示す。これらのモデルにおいて生じる応答 $x(t)$ を等しいとおいた場合、モデル (a) での加振装置の入力決定式は以下になる。

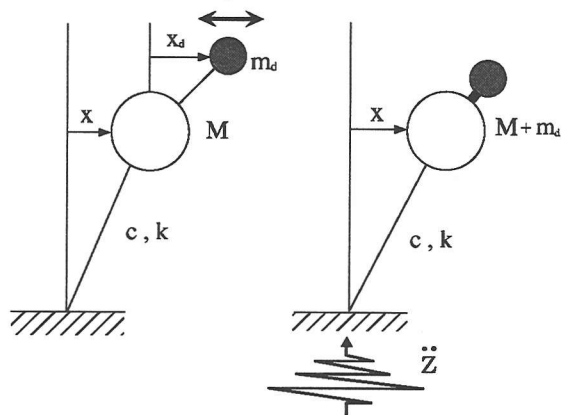
$$\ddot{x}_d = \frac{M + m_d}{m_d} \ddot{z} \quad (1)$$

上式の両辺を時間 t について積分した結果を考えれば、補助質量の桁に対する相対速度を、対応する基準モデルにおける入力地動速度をスケールしたものとすることにより等価な応答が得られることがわかる。

4. 载荷変位の簡易予測と入力決定手順

ダンパー装置の性能試験では载荷変位振幅、荷重振幅などの载荷条件を制御する必要がある。そのために、まず加振入力と応答の対応関係を検討する。

ダンパー供試体を完全な線形粘性と仮定し、正弦波加振 $x_d(t) = X_d \sin \omega t$ を考えると、運動方程式の定常



(a) 質量駆動加振

(b) 地動入力加振

図-2 基準モデル

振動解より変位最大応答 $x_{\max}$ は次式のように評価できる。

$$x_{\max} = \frac{m_d}{M + m_d} \frac{\omega^2 X_d}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + (2h\omega_0\omega)^2}} \quad (2)$$

ここに、 h は試験装置の減衰比 $= c/2\sqrt{(M + m_d)k}$ 、 ω_0 は試験装置の固有円振動数 $= \sqrt{k/(M + m_d)}$ である。

ここで、加振装置には以下のような制約条件が存在する。

- ・ 補助質量の最大変位に関する制約

$$X_d \leq 50\text{cm}$$

- ・ 補助質量の最大速度に関する制約

$$\omega X_d \leq 150\text{kin}$$

- ・ 最大駆動力に関する制約

$$f_d = m_d(\ddot{x}_d + \ddot{x}) + k_d x_d \leq 1.6\text{tf}$$

実際に加振を行う際には、これらの制約条件を全て満たす範囲で入力を決定しなければならない。制約条件を満たす加振装置の最大変位振幅と式 (2) から本試験装置の変位载荷能力が求まる。なお、最大駆動力に関する制約条件では正確には $f_d = m_d(\ddot{x}_d + \ddot{x}) + c_d \dot{x}_d + k_d x_d$ を用いるべきであるが、近似的に粘性項を無視する。種々の固有振動数の場合に対応する剛性 k を仮定し、ダンパー減衰比 $h = 0.30$ において求めた加振振動数 ω と最大加振変位振幅 $x_{\max}$ の関係を図 3 に示す。

ダンパーが非線形性を示す場合、すなわち振幅依存の履歴復元力を示す場合や非線形粘性を持つ場合などは上記の方法をそのまま用いて载荷振幅を決定することができない。ここでは、予備試験によりダンパーの履歴特性の傾向が明らかになっていることを前提として、非線形の減衰特性を等価線形化した粘性ダンパー

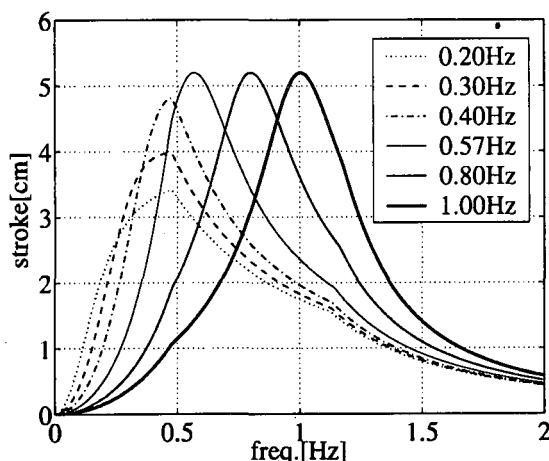


図-3 試験装置の変位载荷能力 ($h=0.30$)

に近似して応答振幅を算定する手法を採用するものとする。等価線形化の手段としては以下のような手順を考える。

1. 与えられた加振振動数 ω において、変位-復元力履歴ループの面積が目標载荷変位振幅 D のもとで一致するように、等価減衰係数 c_{eq} を決める。必要に応じて等価剛性 k_{eq} も決定する。
2. 载荷条件におけるダンパー装着時の試験装置の減衰比 $h = h_0 + c_{eq}/2\sqrt{(M+m_d)(k+k_{eq})}$ 、試験装置の固有円振動数 $\omega_0 = \sqrt{(k+k_{eq})/(M+m_d)}$ を求める。ここに、 h_0 は試験装置のみの減衰比である。
3. 式 (2) に $x_{max} = D$ 、 h 、 ω_0 、 ω を代入することにより、入力振幅 X_d を求める。

地震波では固有振動数付近で応答が卓越すると見なし、固有振動数と再現したい最大振幅での等価減衰係数を用いる。

この方法は正確なモデル化を行わなくても最大応答を設定できるという点で優れており、共通の载荷条件におけるダンパーの特性を把握するのに有効である。ダンパー供試体による等価減衰係数の変化傾向を知るには十分な実験データが必要であるが、簡単にモデル化が可能な場合はモデルに従い応答計算を行っても良い。地震波入力の際は、固有振動数で最大変位応答が卓越すると仮定しているが、入力あるいは減衰特性に依存するため十分な精度を得るためには予備的な加振を行うことが望ましい。

上記予測法に基づいた入力決定のアルゴリズムを図4に示す。

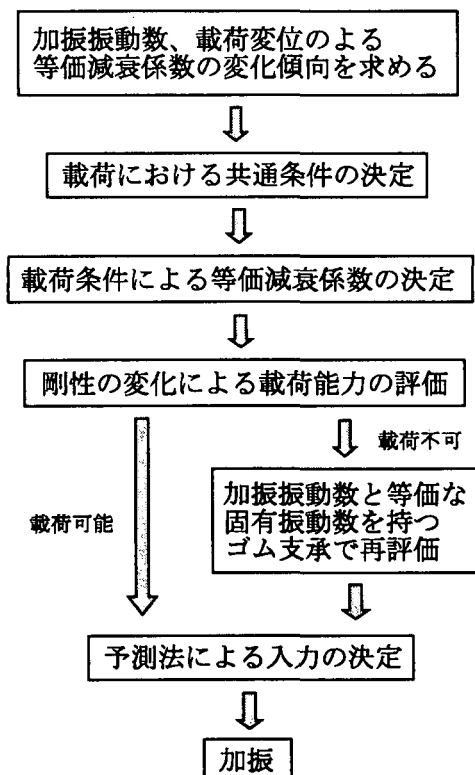


図-4 入力決定のアルゴリズム

5. 試験システムを用いた検証実験

前節で述べた応答推定手順と入力決定法の妥当性を検証するための実験を行った。ダンパーを装備していない状態においては、試験装置はほぼ線形粘性減衰特性を示すと考えられるので、これを利用して線形モデルでの応答予測の検証実験を行った。加振装置の振幅 X_d を 5cm として様々な振動数で加振を行い、この時のダンパー载荷振幅を計測し、予測値と比較するものとした。

実験より得られた振動数-最大ダンパー変位振幅の関係を図5に示す。上記の加振を行った際の最大振幅を、式 (2) に基づき導き出した曲線と重ねて示している。この図によると、全般的な予測と実験値の傾向は概ね一致している。ただし、0.5Hz 以下の低振動数領域では予測法より応答が若干小さくなっている。

次に、非線型ダンパーについて実際のダンパーを用いて正弦波加振時の応答予測法の検証試験を行った。対象としたダンパーはオイレス工業株式会社製ビンガムダンパーである。構造を図6に示す。本ダンパーは特殊充填剤の流動抵抗力を利用した減衰装置であり、シリンダー内にある特殊充填剤とピストン、ロッドで構成されている。特殊充填剤は軟塑性体であり、ある程度の応力までは固体であり、それ以上の応力では流体挙動を示す。減衰力は 2kN に設定されている。実験結果

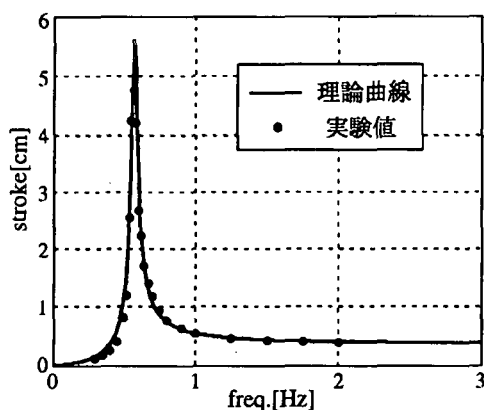


図-5 線形モデルの予測に基づく理論値と実験値の比較

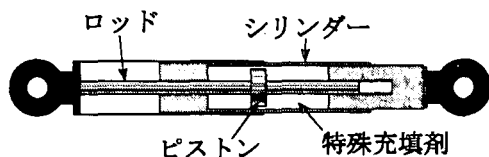


図-6 ビンガムダンパーの構造

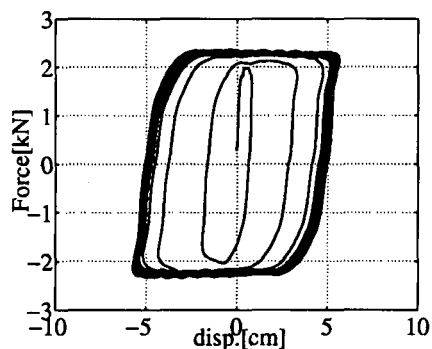


図-7 ビンガムダンパーの履歴ループ

の代表的なものとして、加振振動数 $\omega=0.50\text{Hz}$ 、加振装置の振幅 $X_d=5\text{cm}$ の場合に得られた変位-減衰力ループの計測結果を図7に示す。

図8に加振振動数、ダンパーの最大ストロークと実験により得られた履歴ループより導いたダンパーの等価減衰係数のデータ分布を示す。等価減衰係数が、データが大きくなるにつれて減少していることから、非線形性を持つダンパーであることが示されている。

複数の加振振動数 ω と加振装置振幅 X_d を組み合わせて正弦波加振を行い、得られた変位応答 x_{max} から等価線形モデルを仮定した予測法により必要な加振装置の変位振幅 X_d を逆算し、実際の振幅と比較するという方法で検証を行った。実験結果を図9に示す。この図によると 0.8Hz での加振ケースでは予測と実験値は良好な一致を示している。一方で、左図のような低振動

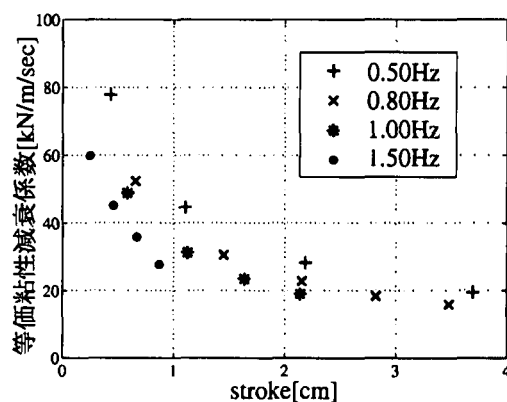


図-8 最大変位、加振振動数と等価減衰係数の関係

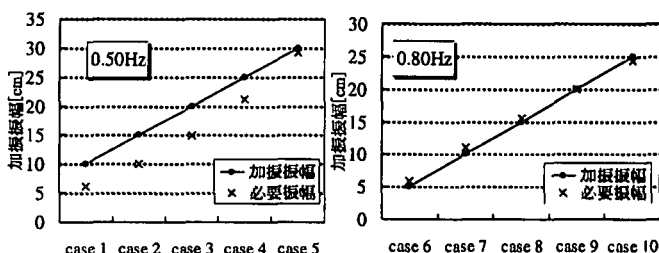


図-9 入力振幅と必要振幅の関係

数領域においては、予測よりも実際の応答が小さくなる傾向が見られた。正弦波加振のケースでも見られたこのような傾向より、試験系に周波数依存の非線形性が存在することが推測される。このようなケースにおける応答予測や周波数依存性の定量化に関して、さらに検討の必要がある。

6. 結論

1. ダンパーの性能試験を行う際の入力から応答を予測する手法を提案し、載荷能力の評価を行った。
2. 非線形ダンパーの応答予測手法を提案し、実際のダンパーを用いることによりその妥当性を確認した。
3. 本手法は、非線形ダンパーの動的応答の検出に有効な実験法であることが示された。

参考文献

- 1) 小堀鐸二：制震構造 理論と実際、鹿島出版会、1993
- 2) 家村浩和、五十嵐晃、田中創：実大ダンパーを対象とした動的応答載荷試験手法に関する実験的研究、第2回日本制震(振)シンポジウム論文集、2000.11
- 3) Hirokazu Iemura, Akira Igarashi, Hajime Tanaka: Dynamic Loading Test System for Real-Size Energy Dissipation Devices, Proceedings of The Second International Workshop on Mitigation of Seismic Effects on Transportation Structures, pp153-pp160, 2000

(2001年5月25日 受付)