粉粒体衝撃ダンパによる多自由度系の制振*

横 道 勲^{*1}, 荒 木 嘉 昭^{*2}
陣 内 靖 介^{*2}, 井 上 順 吉^{*3}

Impact Damper with Granular Materials for Multibody System

Isao YOKOMICHI, Yoshiaki ARAKI,
Yasusuke JINNOUCHI and Junkichi INOUE

A new-type impact damper consists of a bed of granular materials moving in a container mounted on the primary vibrating system. This report deals with the damping performance of the impact damper mounted on a multibody vibrating system. First, theoretical analysis is conducted. The equations of motion are developed for an equivalent single degree-of-freedom system and attached damper mass by using the normal mode approach. Results of the analysis are applied to the special case of a three degree-of-freedom system, and the effects of damper positions are studied. Numerical simulation and experimental studies are also conducted. Their results confirmed the validity of the theoretical analysis.

Key Words: Vibration Control, Impact Damper, Multi-Degree-of-Freedom System, Granular Materials

1. 緒 言

粉粒体衝撃ダンパについて、著者らは先に強制力の作用する一自由度振動系における制振・吸振効果に対する質量比率や容器すきま等の諸パラメータの影響について理論的、実験的解析を行った⁽¹⁾⁽²⁾。また水平振動系に対する同衝撃ダンパの制振効果の減少傾向とその対応⁽³⁾あるいは突風等による過渡振動に対する制振効果⁽⁴⁾などについても報告した。

一方、多自由度振動系に固体衝撃ダンパを適用した例として、Masri⁽⁵⁾は単一の固体ダンパの付いた多自由度系の周期運動を厳密解で求め、多自由度系に対する実際的なダンパの設計方法を示している。Roy⁽⁶⁾は曲げ振動するはりの中央部に固体ダンパが作用する場合を、連続体を有限要素法によって多自由度系に近似する方法で応答の数値解析を行い、実験値と比較して

いる。また、背戸ら⁽⁷⁾は動吸振器による多自由度系の制振設計において、モード解析で分離された一自由度系の等価質量を求める方法を提案している。

著者らは先に⁽⁸⁾、一個の粉粒体インパクトダンパを多自由度系の、各モードの最大振幅点に置いた場合の制振効果を理論ならびに実験により検討した。

本報告では、多自由度系におけるダンパ設置点の制振特性に対する影響を理論予測によって求め、実験を行い、シミュレーションによる検討を加える。

2. 多自由度系上の粉粒体衝撃ダンパ

図1に粉粒体衝撃ダンパを多自由度系に適用した場合のモデル図を示す。一部に調和強制力が作用する n 自由度ばね-質量系の制振のため、その一部の質量に

図1 多自由度系における粉粒体衝撃ダンパ

* 平成3年3月31日 第68期通常総会講演会および平成3年7月10日 D&D機械力学・計測制御講演会において講演、原稿受付 平成3年7月17日。

^{*1} 正員、北九州工業高等専門学校 (〒803 北九州市小倉南区志井5-20-1)。

^{*2} 正員、九州工業大学工学部 (〒804 北九州市戸畑区仙水町1-1)。

^{*3} 正員・名誉員、西日本工業大学 (〒800-03 福岡県京都郡苅田町1633-1)。

粉粒体衝撃ダンパを取付ける。本報では三自由度系の一つの質量に粉粒体衝撃ダンパを設定した場合の制振性能に対するダンパ設置点の影響について考察する。理論解析はモード解析を適用して等価一自由度系に近似して、先の一自由度系における粉粒体衝撃ダンパの解析法によって各質点の応答を求める。

ダンパの設置点が異なると、振幅の相違によって衝突効果が変わるので、理論解析では質量比 μ_{ji} (i 次モード, j 番質点にダンパ設置) の値を設置点の振動モードの大きさによって決めた。

3. 理論解析

衝撃ダンパは n 個の質量を持つ振動系の j 番めの振動体に取り付けられ、すきま d の容器内でダンパ質量 m_d の粉粒体は振動体と完全塑性衝突するものと仮定する。粉粒体と振動体がそれぞれ離れて運動する分離区間 (振動体変位 x , ダンパ変位 y) と一体となって運動する相対静止区間 (変位 x_c) の 2 種類の運動区間に対して、運動方程式は行列形式で次のように表すことができる。

分離区間:

$$\begin{aligned} [m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} &= \{f\} \sin \omega t \\ m_d \ddot{y}_j &= -m_d g \end{aligned} \quad (1)$$

相対静止区間:

$$\begin{aligned} [m_c]\{\ddot{x}_c\} + [c]\{\dot{x}_c\} + [k]\{x_c\} &= \{f\} \sin \omega t - \{m_d\}g \\ (m_{cji} = m_j + m_d) \end{aligned} \quad (2)$$

ここに, $[m]$, $[c]$, $[k]$ はそれぞれ質量, 減衰, 剛性マトリックスであり, 励振力ベクトル $\{f\}^T = (0, 0, \dots, f_n, 0, \dots, 0)$, ダンパ質量ベクトル $\{m_d\}^T = (0, 0, \dots, m_d, 0, \dots, 0)$ である。

式(1), (2)で, 無減衰固有方程式を解いて, モーダルマトリックス $[\phi]$, $[\phi_c]$ を求め, 物理座標系の変位 $\{x\}$, $\{x_c\}$ をモード座標系の変位 $\{q\}$, $\{q_c\}$ に次のよ

うに変換する。

$$\{x\} = [\phi]\{q\}, \{x_c\} = [\phi_c]\{q_c\} \quad (3)$$

比例減衰を仮定して, 減衰マトリックス $[c]$ も対角化するとモード座標系の運動方程式は次のようになる。

$$M_i \ddot{q}_i + C_i \dot{q}_i + K_i q_i = \phi_{ni} f_n \sin \omega t \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_{ci} \ddot{q}_{ci} + C_{ci} \dot{q}_{ci} + K_{ci} q_{ci} &= \phi_{cni} f_n \sin \omega t \\ -\phi_{cji} m_d g \quad (i=1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (5)$$

等価一自由度モデル

衝撃ダンパで各モードを制振する場合, モード質量 M_i を最大振幅点の等価質量を表すように決めると, 図2に示す各モードに対応する等価一自由度系が得られる。この時, 等価モード質量, モード剛性, 強制力, 静たわみは次のように計算される。

$$\begin{aligned} [M_i] &= [\bar{\phi}]^T [m] [\bar{\phi}] \\ [K_i] &= [\bar{\phi}]^T [k] [\bar{\phi}] \\ [C_i] &= \alpha [M_i] + \beta [K_i] \\ [F_i] &= [\bar{\phi}]^T \{f\} \\ (\delta_{st})_i &= F_i / K_i \quad (i=1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (6)$$

ここで, $[\bar{\phi}]^T$ は各モードベクトルの最大値を 1 とする正規化されたモーダルマトリックスである。等価質量比 μ_{ji} は振動のレベルによって, その衝突の効果, 質量効果が変わると考えて次式のように仮定する。

$$\mu_{ji} = \phi_{ji} m_d / M_i \quad (7)$$

このようにして, 等価一自由度振動系が求められ, 既報⁽²⁾の垂直一自由度系衝撃ダンパの理論計算が式(4), (5)に適用される。一自由度系の衝突振動は, 振動数比や質量比, 容器すきま等によって次のような 3 形式の周期運動形式となる⁽²⁾。

I 形: 上面衝突後, 一定時間上面静止を伴う運動

II 形: 上面衝突後, 直ちに, 分離する運動

III 形: すきま過大で, 上面とは衝突しない運動

上記の運動形式について各運動区間の境界, すなわちダンパと振動体との衝突, 分離における初期条件の周期性と連続条件を満たす周期解から振幅応答が求められる。

4. デジタルシミュレーション

粉粒体の衝突を伴う多自由度系の振動においては, 前章でも述べた等価一自由度系の周期運動とは異なる運動も生じ得るので, ここでは多自由度系の衝突振動応答をデジタルシミュレーションにより調べる。

いま, 1 個の粉粒体がダンパ設置場所で, 振動体と衝突する時刻を $\tau_c (= \omega t_c)$, 分離開始する時刻を $\tau_s (= \omega t_s)$ とする。式(4), (5)を各運動区間の初期条件のもとに積分すると, 各モードの応答とダンパ質量 y_j

図2 等価一自由度系モデル (i 次モード)

の運動は次のようになる。

$$q_i = \exp(-\theta_i \tau) \{ A_i \sin \alpha_i(\tau - \tau_s) + B_i \cos \alpha_i(\tau - \tau_s) \} + A_{pi} \sin(\tau - \beta_i) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$y_j = -K_r(\tau - \tau_s)^2 + D(\tau - \tau_s) + E \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$q_{ci} = \exp(-\theta_{ci} \tau) \{ A_{ci} \sin \alpha_{ci}(\tau - \tau_c) + B_{ci} \cos \alpha_{ci}(\tau - \tau_c) \} + A_{pc} \sin(\tau - \beta_{ci}) - \gamma_i \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、積分定数 A_i, B_i, A_{ci}, B_{ci} 等は既報⁽¹⁾の一自由度系に対する諸量であり、一部定数の定義を変えて用いている。図3に計算機シミュレーションの流れ図を示す。振動体とダンパの落下運動に初期条件を与え、まず式(3)の $\{x\}$ により分離区間の運動を計算する。次に、衝突時刻 τ_c をニュートン法で求めて、衝突直後分離または相対静止の判定により、分離運動すれば元のループに戻る。相対静止の運動は新たに分離運動が生じる時刻 τ_s まで $\{x_c\}$ により計算される。このように、運動を接続して計算を定常振動が得られるまで繰返す。

図4に三自由度系の各モードで、最大振幅点に一つのダンパを設置した場合のシミュレーション波形例を示す。(a)は各モードで振動が小さい時に見られるIII形振動、(b)は二次モードの共振点よりわずかに低い振動数近傍のみに発生する長い相対静止区間を含む運動、(c)はダンパ質量が上面と衝突直後分離するII形である。このように多自由度振動系においても一自由度系と同様な衝突振動が生じている。

図3 計算機シミュレーションの流れ図

5. 実験

実験は振動体として内径 $\phi 40$ のパイプ容器3個を板ばねで連結した三自由度系について行った。実験装置の写真を図5に示す。ダンパ質量として容器に鉛ショット(平均直径約2mm)が投入され、振動体 m_1 が加振される。

実験装置は次のように板ばねを変えて固有振動の異なる2つの装置によって行なった。括弧内は固有振動数の低い場合のばね定数である。

$$m_1 = 0.746 \text{ kg}, m_2 = 0.753 \text{ kg}, m_3 = 0.679 \text{ kg}$$

$$k_1 = 115.7(24.3) \text{ kN/m}, k_2 = 87.8(21.8) \text{ kN/m},$$

$$k_3 = 85.3(19.8) \text{ kN/m}$$

式(6)、(7)から i 次モードの質量比 μ_{ji} , すきま比 $d_i = d^*/(\delta_{st})_i$, 振動倍率 $X^*_n/(\delta_{st})_i (n, i=1, 2, 3)$ が計算される。 m_d, d^*, X^* はそれぞれ実測値である。

6. 解析結果

図6に、1個の粉粒体衝撃ダンパ(8%, $d=\infty$)を3質点のいずれか(j 番め)に設置した固有振動数が高い場合($f_2=72.1 \text{ Hz}$)の全3質点の応答曲線(二次モー

図4 シミュレーション波形例

図5 実験装置写真

図 6 粉粒体ダンパ設置点の周波数応答に及ぼす影響 (二次モード)

ド)を示す。実線は理論予測結果, ○, ●印はおのおの実験値, シミュレーション値を表す。(a)は最大振幅点($j=1$)にダンパを設置した場合, (b)は $j=2$, (c)は $j=3$ の場合を示す。最大振幅点にダンパを設置した(a)の場合が最も制振効果が良好である。理論とシミュレーションの結果は実験と良く一致している。図6, 7中の ϕ は衝突位相, τ_0 は下面分離位相, τ_1 は上面衝突位相である。

図7に, 固有振動数が低い振動系($f_3=49.7$ Hz)で質量比が小さく(4%), 上部壁との衝突を伴う場合の応答曲線の例を示す。図(a)が最大振幅点に設置した場合の応答(3次モード), 図(b)が非最大点($j=1$)の

場合を示す。この場合も図(a)の場合がやや良好な制振性能を示しているが, $d=40$ の最適なすきま⁽²⁾に設定しているために図(b)の非最大点の場合もかなり良好な効果を示す。図7の場合の理論予測結果も定性的, 定量的に実験結果とよい一致を示している。

図8(a), (b), (c)に, 全質点に粉粒体ダンパを同時に設置した時の応答曲線(一次, 二次, 三次)を示す。複数ダンパの場合, 等価質量比は式(7)で各ダンパ質量に設置点のモード係数の大きさを掛けた総和を M_i で割って評価している。いずれも, 良好な制振・吸振効果が現われており, ここでも理論解析による予測値は実験結果と良好な一致を示している。

(a) Response curves when the damper is located at m_2 , the maximum modal point, ($j=2$)

(b) Response curves when the damper is located at m_1 , non-maximum modal point

図7 最適すきまに調整された粉粒体ダンパの設定位置による効果 ($\mu=0.04$, $d=40$, 三次モード)

図 8 3個の粉粒体ダンパによる三自由度系の制振効果

7. 結 言

粉粒体衝撃ダンパによる多自由度系の制振特性をモード解析による理論と実験によって求めた。本報ではダンパ設置点の影響について検討した。ダンパはモード振幅の最大点に置くのが最も効果的であるが、他の場所でも適当なすきま比⁽²⁾を与えることによって高い効果が期待できる。また、モード解析法による一自由度モデル理論予測結果は実験結果と良好に一致し、そ

の妥当性が確認された。

文 献

- (1) 荒木・ほか2名, 機論, 49-442, C(1983), 945.
- (2) 荒木・ほか2名, 機論, 50-459, C(1984), 2071.
- (3) 荒木・ほか2名, 機論, 52-480, C(1986), 2106.
- (4) 荒木・ほか3名, 機論, 50-458, C(1984), 1978.
- (5) Masri, S. F., *Trans. ASME, Ser. E*, 40-1(1973), 127.
- (6) Roy, R. K., *Trans. ASME, Ser. B*, 97-4, (1975), 1317.
- (7) 背登・ほか2名, 機論, 50-458, C(1984), 1962.
- (8) 横道・ほか3名, 機論, No. 910-17, Vol. C(1991-3), 48.