電磁力を用いた運動量交換型衝撃吸収ダンパによる衝撃振動の低減

河田 雅至^{*1}, 山田 啓介^{*2}, 原 進^{*3}, 宇津野 秀夫^{*4}, 倉田 純一^{*2}, 村上 佳広^{*2}

Reduction of impact vibration by momentum exchange impact damper using electromagnetic force

Masashi KAWATA^{*1}, Keisuke YAMADA^{*2}, Susumu HARA^{*3}, Hideo UTSUNO^{*4}, Junichi KURATA^{*2},
and Yoshihiro MURAKAMI^{*2}

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Kansai University,
3-3-35 Yamate-cho, Suita-shi, Osaka 564-8680, Japan

^{*2, *4} Faculty of Engineering Science, Kansai University,
3-3-35 Yamate-cho, Suita-shi, Osaka 564-8680, Japan

^{*3} Department of Aerospace Engineering, Nagoya University,
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya-shi, Aichi 464-8603, Japan

Received: 5 December 2018; Revised: 21 January 2019; Accepted: 17 March 2019

Abstract

In this paper, we proposed a momentum exchange impact damper using a solenoidal coil and a capacitor to suppress impact vibration. Noise and vibration generated by forging machines and press machines have been a serious problem. In order to reduce impact vibration, the momentum exchange impact damper has been studied by many researchers. The basic principle of this damper is based on the momentum transfer during the collisions of three rigid bodies. This impact damper is the most effective when the mass of the damper is equal to the mass of the bed of the forging machine. However, the mass of the damper is usually smaller than the mass of the bed for practical use. In this study, this problem was solved by using a solenoidal coil and a capacitor. The electrical charge stored in the capacitor flows through the solenoidal coil when the impact damper passes through the solenoidal coil using a switch. The electromagnetic force is generated by the electrical current, and the electromagnetic force absorbs the kinetic energy of the host structure. The effectiveness of the proposed method was verified through simulations and experiments.

Keywords : Damping, Impact vibration, Vibration control, Momentum exchange, Electromagnetic force

1. 緒 言

鍛造機械やプレス機械では、加工の際に衝撃的な力が加わり、振動や騒音が発生する。これが周辺地域への振動公害や作業者の聴覚障害などの問題を引き起こしている。そこで、主系に動吸振器を設置する研究が行われた(Webster and Vaicaitis, 1992)。これは主系に減衰を付加できるが、衝撃的な加振で問題となる過渡応答の最初の最大振幅値を低減できない問題があった。また、能動制振も検討されているが、センサやアクチュエータが必要となり、機構が複雑化する(Tanaka and Kikushima, 1989)。そこで、衝撃振動の最初に現れる最大振幅を低減でき、かつ制御不要で簡便な制振方法として運動量交換型衝撃吸収ダンパが提案された(門馬他, 2002; 河内他, 2004; Son et al., 2006, 2008)。鍛造機械やプレス機械以外にも、重量床衝撃音の低減を目指した研究(門馬他, 2002; 河内他, 2004)や、月惑星探査機の着陸時のバウンドの制御を目的として運動量交換型衝撃吸収ダンパを用いる研究が行われている(原他, 2012)。

No.18-00485 [DOI:10.1299/transjsme.18-00485], J-STAGE Advance Publication date : 26 March, 2019

^{*1} 学生員, 関西大学大学院 理工学研究科 (〒564-8680 大阪府吹田市山手町 3-3-35)

^{*2} 正員, 関西大学システム理工学部

^{*3} 正員, 名古屋大学大学院工学研究科 (〒464-8603 愛知県名古屋市千種区不老町)

^{*4} 正員, フェロー, 関西大学システム理工学部

E-mail of corresponding author: yamadak@kansai-u.ac.jp

受動型の運動量交換型衝撃吸収ダンパは、玉突きの原理を応用した方法であり、衝撃により主系に加わる力積を瞬時に衝撃吸収ダンパが運動量として受けとることで、主系の過渡応答の最初の最大振幅値を抑えることができる。制振対象に対する運動量交換型衝撃吸収ダンパの質点の質量比が1に近いほど衝撃低減効果が高く、質量比が小さくなると十分な低減効果が得られない問題がある(Son et al., 2006, 2008)。そこで、Sonらは受動型の運動量交換型衝撃吸収ダンパにアクチュエータを組み込み、線形最適制御を適用することで能動的に制振性能を向上させる方法を提案した(Son et al., 2010)。この方法は受動型に比べて性能は高いが、コントローラによる制御が必要である。そこで、本研究ではデジタルコントローラ不要の簡易な制振装置として、受動型の運動量交換型衝撃吸収ダンパに電磁力発生用のソレノイドコイルとコンデンサを組み込み、電磁力を発生させて運動量の交換を促進し、主系の運動エネルギーを吸収することで、小さい質量比でも十分な衝撃低減効果が得られる方法を提案する。本手法ではコンデンサにあらかじめ電荷を蓄えておき、衝撃が加わると同時にスイッチでソレノイドコイルと電氣的に接続して電流を流すことで電磁力を発生させる。コンデンサに電荷を蓄えるために外部のエネルギーを注入するが、スイッチで電氣的に接続した後は自由振動であり、制御は不要である。電磁力を発生させるソレノイドコイルの部分では、コイルガンと同様に、スイッチを用いて電磁力の発生を制御する。そして、インダクタンスと静電容量で決まる電気系の固有振動数を高く設定することで、短時間で運動量交換を促進する。また、スイッチをオンにする代わりにサイリスタで電流を流し、スイッチをオフにする代わりにサイリスタ内のダイオードを用いて逆流を阻止することで電流を止める。本研究では提案手法の基礎的な知見を得ることを目的とし、制振対象がインパルス加振される場合について、理論解析を行う。シミュレーションと実験を通して提案手法の有効性と理論解析の妥当性を確認する。

2. 運動量交換型衝撃吸収ダンパの原理

運動量交換型衝撃吸収ダンパは、玉突きの原理を応用した衝撃振動低減装置である。図1に示すような、同一直線上にある三つの質点について考える(Ceanga and Hurmuzlu, 2001)。質点1, 2の質量はどちらも m_1 とする。衝撃源の質点の質量 m は m_1 より小さいとする。また、質点間の衝突は完全弾性衝突とする。はじめに、質点1, 2が接触した状態で静止しており、衝撃源が速度 v で質点1に衝突したとする。すると、質点1は静止したままで質点2が衝撃源の衝突前の速度 v よりも小さい速度 $[2m/(m+m_1)]v$ で動き出す。本研究では、質点1を制振対象、質点2を衝撃吸収ダンパとして考える。この手法は衝撃により制振対象に加わる力積を瞬時に衝撃吸収ダンパが運動量として受けとることで、主系の過渡応答の最大振幅値を抑えることができる。

つぎに、質点2の質量 m_2 が質点1の質量 m_1 よりも小さい場合について、同様の衝突を行った場合を考える。これは、制振対象が大型で、それよりも質量の小さい衝撃吸収ダンパしか設置できない場合に相当する。ここで、図2のように衝撃源が質点1に衝突したとする。それぞれの衝突において運動量は保存され、いずれの衝突においても反発係数は1であるので、衝突後の衝撃源、物体1, 2の速度はそれぞれ次式となる。

$$v' = \frac{m-m_1}{m+m_1} v < 0 \quad (1)$$

$$v'_1 = \frac{2m(m_1-m_2)}{(m+m_1)(m_1+m_2)} v > 0 \quad (2)$$

$$v_2 = \frac{4mm_1}{(m+m_1)(m_1+m_2)} v \quad (3)$$

ここで、 v' は衝撃源の衝突後の速度、 $v'_1(>0)$ は質点1の質点2との衝突後の速度、 v_2 は質点2の衝突後の速度である。なお、速度は右向きを正の方向とした。このとき、衝突によって、質点1が衝撃源から受ける力積が、さらに質点2の運動量に交換される。しかし、式(2)より質点2の質量が質点1の質量よりも小さい場合には、制振対象の衝突後の速度 v'_1 をゼロにすることはできない。

Fig. 1 Collisions of three point masses when the point mass 1 and point mass 2 have the same mass ($m_1 > m$). In this case, the velocity of the point mass 1 is zero after the collision.

Fig. 2 Collisions of three point masses when the three point masses have different masses ($m_1 > m_2$). In this case, the velocity of the point mass 1 is not zero after the collision.

3. 理論解析

3・1 解析モデル

図3に本研究の解析モデルと本研究で用いる回路図を示す. この解析モデルでは制振対象の台に相当する質量 m_1 の剛体が, ばね定数 $k_1/2$ のばね二つで両端を支えられている. ただし, 本研究では剛体の鉛直方向の自由度のみを考慮するため, 実質的には質点として考える. 衝撃吸収ダンパとして質量 m_2 の質点が台の下部に設置されており, これはばねとダッシュポットで支えられている. 本研究では, より大きな電磁力を得るために運動量交換型衝撃吸収ダンパの質点部分に永久磁石を用いる. また, 台にソレノイドコイルが剛結合されている. この方法は衝撃時の受動的な運動量交換に加え, 衝撃後にソレノイドコイルがダンパの質点を吸引する電磁力を利用して, 運動量の交換を促進し, 台の運動エネルギーを吸収させ, 衝撃低減効果を高めることを目的としている. 加振後, 短時間で主系の運動エネルギーを吸収させることで過渡応答の最初に現れる主系の最大変位を抑える. 図3のように主系の変位を x_1 , 衝撃吸収ダンパの変位を x_2 とする. x_1 と x_2 はそれぞれ衝撃力が加わる前のつり合いの位置を原点とし, 鉛直上向きを正の方向とする. また, 台に与えられる衝撃力は f とし, 力の正の方向も上向きとする. 質量 m_2 の質点を支えるばねのばね定数を k_2 , ダッシュポットの減衰係数を d_2 とする. ただし, ダッシュポットは $\dot{x}_2 > 0$ のときにだけ効く片効きとする. これは衝撃を与えた直後に衝撃吸収ダンパが下向きに動いている間は, ダッシュポットが働くとダッシュポットを通じて床下に力が伝達するため, ダッシュポットが効かないようにする必要がある. 衝撃吸収ダンパが上に戻る間は, 衝撃吸収ダンパが主系に強く当たらないようにダッシュポットで減衰を与えてゆっくり戻す必要があるためである.

図3の回路図において, 提案手法では衝撃力が加わる前にスイッチ1をオン, スwitch2をオフにしてコンデンサに電荷を蓄え, 十分に時間が経ってからスイッチ1もオフにして, 衝撃が加わった際にスイッチ2をオンにしてソレノイドコイルに電流を流す. なお, 5章の実験ではスイッチ2とダイオードの代わりにサイリスタを用いた. 直流電源の電圧を V_{dc} , コンデンサの静電容量を C_3 , ソレノイドコイルのインダクタンスを L_3 とし, コンデンサとコイルの内部抵抗を合わせて抵抗値 R_3 の抵抗器でモデル化した. ここで, LRC回路における電流 $\dot{q}$ の正の向きを時計回りとする. また, 主系の変位を増やす方向に電磁力が働かないようにするために, ダイオードで電流の逆流を阻止する.

Fig. 3 Analytical model of the proposed method and circuit diagram of the electrical circuit coupled to the solenoidal coil. The electrical charge stored in the capacitor flows through the solenoidal coil when the impact damper passes through the solenoidal coil using the switch 2.

3・2 電磁力の導出

本研究では、図3のように永久磁石の片側の磁極がソレノイドコイル内に入っている状態で使用することとする。簡単のため、ソレノイドコイル中の磁極をソレノイドコイルの中心軸上にある点磁荷でモデル化する。また、ソレノイドコイル内の磁場は一樣と考える。図4に電磁力を導出するための解析モデルを示す。ソレノイドコイルが内部の中心軸上に作る磁場 H は、

$$H = -\frac{N\dot{q}}{l} \quad (4)$$

と表せる。ただし、磁場も上向きを正の方向とした。ここで、 l , N はそれぞれソレノイドコイルの長さ、巻き数である。また、磁石に上向きに加えられる電磁力 f_c は

$$f_c = \sigma H \quad (5)$$

と表される。ここで、 σ は片側の磁極に相当する点磁荷の磁荷である。図3のように磁石のN極がコイルの内部にある場合は σ の値は正である。なお、反力としてコイルにも下向きに電磁力 f_c が働く。式(4)を式(5)に代入すると、電磁力 f_c は

$$f_c = -\frac{N\sigma\dot{q}}{l} \quad (6)$$

となり、電流 $\dot{q}$ に比例する。本研究では σ と $\dot{q}$ はともに正であるので、 f_c は負となる。すなわち、永久磁石がコイルに吸い込まれる方向に力が働く。

Fig. 4 Analytical model to derive the electromagnetic force applied to the solenoidal coil and permanent magnet. The permanent magnet is modeled by a magnetic monopole in the solenoidal coil.

3・3 運動方程式

主系がインパルス加振され、衝撃吸収ダンパが主系から離れた後の主系と衝撃吸収ダンパの運動方程式は、それぞれ次のようになる。ただし、ダッシュポットは $\dot{x}_2 > 0$ のときにだけ効く片効きとする。

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 = \frac{N\sigma \dot{q}}{l} \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + d_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = -\frac{N\sigma \dot{q}}{l} \quad (8)$$

なお、インパルス加振によって、主系と衝撃吸収ダンパの質点に初速度 $\dot{x}_1(0)$ 、 $\dot{x}_2(0)$ が与えられるが、それらはそれぞれ

$$\dot{x}_1(0) = \frac{m_1 - m_2}{m_1(m_1 + m_2)} F_m \quad (9)$$

$$\dot{x}_2(0) = \frac{2}{m_1 + m_2} F_m \quad (10)$$

である。ここで、 $F_m (< 0)$ は衝撃源が主系に与える力積である。初期変位はどちらもゼロである。

3・4 回路方程式

図4のソレノイドコイルの下面から距離 ξ の位置にある一巻きの円形コイルを考える。一巻きの円形コイルを貫く磁束 Φ は

$$\Phi = -\frac{1}{2} \sigma (1 - \cos \varphi) \quad (11)$$

と表される(砂川, 1987)。ただし、磁束 Φ も上向きを正の方向とした。ここで、 φ は円形コイルの中心軸に対して点磁荷と一巻きの円形コイルの円周を結んだ線分がなす角であり、磁束 Φ は

$$\Phi = -\frac{1}{2} \sigma \left[1 - \frac{l_x + x_2 - x_1 - \xi}{\sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1 - \xi)^2}} \right] \quad (12)$$

となる。ここで、 r は円形コイルの半径、 l_x は主系の変位 x_1 と衝撃吸収ダンパの変位 x_2 の原点間の距離である。なお、主系の変位 x_1 の原点は加振前のソレノイドコイルの下面に、ダンパの変位 x_2 の原点は加振前のN極の磁荷の位置にした。

つぎに、ソレノイドコイルはこの円形コイルの積み重ねと考えて、ソレノイドコイルの磁束を求める。図4におけるソレノイドコイルの微小部分の長さ $d\xi$ の巻き数は $(N/l)d\xi$ であるため、この微小部分の磁束 $d\Phi$ は、

$$d\Phi = -\frac{N\sigma}{2l} \left[1 - \frac{l_x + x_2 - x_1 - \xi}{\sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1 - \xi)^2}} \right] d\xi \quad (13)$$

となる(高橋, 1965; 竹山, 1944)。これをソレノイドコイルの全長 l で積分すると磁束 Φ が、

$$\Phi = \int_0^l d\Phi = -\frac{N\sigma}{2l} \left[l + \sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1 - l)^2} - \sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1)^2} \right] \quad (14)$$

と求まる。よって、誘導起電力 v_c は、

$$v_c = \frac{d\Phi}{dt} = -\frac{N\sigma}{2l} \left[\frac{l_x + x_2 - x_1 - l}{\sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1 - l)^2}} - \frac{l_x + x_2 - x_1}{\sqrt{r^2 + (l_x + x_2 - x_1)^2}} \right] (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (15)$$

と表される．ここで，ソレノイドコイルの半径 r が $l_x + x_2 - x_1$ に比べて十分小さく，ソレノイドコイルの長さ l が $l_x + x_2 - x_1$ に比べて十分に大きいとすると，式(15)は次式となる．

$$v_c = \frac{N\sigma}{l}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (16)$$

以上より，スイッチ 2 だけがオンのときの回路方程式は，

$$L_3\ddot{q} + R_3\dot{q} + \frac{1}{C_3}q = \frac{N\sigma}{l}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (17)$$

となる．

3・5 等価機械モデル

スイッチ 1 はオフで，スイッチ 2 がオンの状態の全系の等価機械モデルを求める．すなわち，衝撃により質量 m_2 の質点が台から離れた後を考える．式(7)，(8)，(17)より，本研究の解析モデルの支配方程式は次式のように表せる．

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 = \alpha\dot{q} \quad (18)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + d_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = -\alpha\dot{q} \quad (19)$$

$$L_3\ddot{q} + R_3\dot{q} + \frac{1}{C_3}q = \alpha(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = v_c \quad (20)$$

ここで，比例定数 α は電気系の影響係数であり，次式で定義される．

$$\alpha = \frac{N\sigma}{l} \quad (21)$$

式(20)より，

$$\ddot{q} = \frac{v_c - v_3}{L_3}, \quad v_3 = R_3\dot{q} + \frac{1}{C_3}q \quad (22)$$

$$\dot{q} = \frac{v_3 - v_4}{R_3}, \quad v_4 = \frac{1}{C_3}q \quad (23)$$

と書ける． $v_3 = -\alpha\dot{x}_3$ ， $v_4 = -\alpha\dot{x}_4$ を導入すると，

Fig. 5 Equivalent mechanical model of the proposed method. This model is derived by Eqs. (25)–(28). The inductor corresponds to the spring, the resistor corresponds to the dashpot and the capacitor corresponds to the mass, respectively.

$$\dot{q} = \frac{\alpha}{L_3}(x_2 - x_1 + x_3) = \frac{\alpha}{R_3}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) = -\alpha C_3 \ddot{x}_4 \quad (24)$$

という関係が得られる．式(18)，(19)，(24)より，運動方程式と回路方程式はそれぞれ次式に書き換えられる．

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_{L3}(x_1 - x_2 - x_3) = 0 \quad (25)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + d_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 + k_{L3}(x_2 - x_1 + x_3) = 0 \quad (26)$$

$$m_{C3} \ddot{x}_4 + d_{R3}(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) = 0 \quad (27)$$

$$d_{R3}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_{L3}(x_3 - x_1 + x_2) = 0 \quad (28)$$

ここで， m_{C3} ， d_{R3} ， k_{L3} は，それぞれ

$$m_{C3} = \alpha^2 C_3 \quad (29)$$

$$d_{R3} = \frac{\alpha^2}{R_3} \quad (30)$$

$$k_{L3} = \frac{\alpha^2}{L_3} \quad (31)$$

である．式(25)-(28)より，本研究の解析モデルは図5に示す等価機械モデルで表すことができる．図5の等価機械モデルにおける3つのピストンの面積の比は1:1:1で，シリンダは空間に固定されており，シリンダ内の体積は一定である．ここで，コンデンサに初期電荷を蓄えることは式(22)，(23)，(27)より， $\dot{x}_3$ と $\dot{x}_4$ に初速度を与えることと等価である．ばね定数 k_{L3} と減衰係数 d_{R3} は，瞬時に大きな力を伝えるために，大きな値でなければならない．

4. シミュレーション

4・1 比較に用いる4つのモデル

図6にシミュレーションで用いた4つのモデルを示す．ここで，(a)は主系のみの場合，(b)は(a)において主系の質量を衝撃吸収ダンパの質量分だけ大きくした場合，(c)は従来の運動量交換型衝撃吸収ダンパの場合(門馬他，2002；河内他，2004；Son et al., 2006, 2008)，(d)は提案手法の場合である．今回は簡単のため，衝撃吸収ダンパを支持しているばねのばね定数 k_2 とダッシュポットの減衰定数 d_2 はどちらもゼロとしてシミュレーションを行った．

Fig. 6 Four kinds of analytical models used in the simulations: (a) only host structure, (b) host structure with additional mass, (c) conventional method, and (d) proposed method. For simplicity, the spring and dashpot that support the impact damper were ignored in the simulations.

4・2 4つのモデルのシミュレーション結果

表1にシミュレーションで用いた諸元を，図7に4つのモデルの主系の変位 x_1 と速度 $\dot{x}_1$ ，および提案手法の電磁力 $-f_c$ と電流 $\dot{q}$ のシミュレーションの結果をそれぞれ示す．ここで，電磁力を $-f_c$ とした理由は，主系に対して上向きに加わる電磁力は $-f_c$ であるためである．また， $q(0)$ はコンデンサの初期電荷であり， $q(0) = C_3 V_{dc}$ である．なお，提案手法において電流がゼロになった時刻は0.0465秒であり，このとき主系の速度もゼロとなるよ

うに静電容量の値を選んだ. 図 7 より従来型に比べて電磁石を用いた運動量交換型衝撃吸収ダンパでは主系の最大変位および速度が従来型に比べて大きく低減できており, 提案手法の有効性が確認できる. このときの主系の初期運動量 F_1 は -0.41 Ns, 電磁力が主系に与えた力積 F_3 は 0.33 Ns である. また, このときの主系の初期運動エネルギー E_1 は 0.0134 J, 電磁力が主系から吸収したエネルギー E_3 は 0.0115 J である. なお, 主系の固有振動数は約 2.5 Hz, LC 回路の固有振動数は約 14 Hz であった.

つぎに, 電気系の固有振動数を変えることにより, 主系の運動エネルギーを短時間で吸収する場合と相対的に長い時間をかけて吸収する場合の衝撃低減効果を比較するためのシミュレーションを行った. 図 8 にコンデンサの静電容量 C_3 とコイルのインダクタンス L_3 の組合せを, $C_3 = 1.55$ [mF] かつ $L_3 = 500$ [mH], $C_3 = 4$ [mF] かつ $L_3 = 100$ [mH], $C_3 = 10$ [mF] かつ $L_3 = 3$ [mH] と変えた場合の主系の変位 x_1 と速度 $\dot{x}_1$, および提案手法の電磁力 $-f_c$ と電流 $\dot{q}$ のシミュレーションの結果をそれぞれ示す. ただし, ここではソレノイドコイルの巻き数は変えずに仮想的にソレノイドコイルのインダクタンスのみ変更した. また, 表 2 に電磁力が主系に与えた力積 F_3 , 電磁力が吸収したエネルギー E_3 を示す. 表 2 には $|F_3/F_1|$ で定義される力積の割合と, E_3/E_1 で定義される吸収したエネルギーの割合も付記した. 図 8, 表 2 より, $C_3 = 10$ [mF] かつ $L_3 = 3$ [mH], $C_3 = 4$ [mF] かつ $L_3 = 100$ [mH],

Table 1 Material properties used in the simulations.

m_1	6.28 kg	N	300
m_2	0.27 kg	l	36 mm
F_m	-0.45 Ns	C_3	5.1 mF
k_1	1580 N/m	L_3	50 mH
V_{DC}	15 V	σ	340 μ Wb
R_3	0.5 Ω	α	2.83 Wb/m
$q(0)$	0.0765 C	—	— —

Fig. 7 Simulation results of the displacement and velocity of the host structure, and the electromagnetic force and electrical current. The four kinds of analytical models shown in Fig. 6 were compared.

Fig. 8 Simulation results of the displacement and velocity of the host structure, and the electromagnetic force and electrical current using different values of the natural frequency of the LC circuit. The case of $C_3 = 10$ [mF], $L_3 = 3$ [mH] is the most effective because the kinetic energy of the host structure was absorbed for a short time.

Table 2 Absorbed momentum and kinetic energy in the simulations using different values of the natural frequency of the LC circuit.

	$C_3 = 1.55$ [mF], $L_3 = 500$ [mH]	$C_3 = 4$ [mF], $L_3 = 100$ [mH]	$C_3 = 10$ [mF], $L_3 = 3$ [mH]
F_3 (N s)	0.12	0.28	0.40
$(F_3/F_1 \text{ \%})$	(30 %)	(68 %)	(98 %)
E_3 (J)	0.0049	0.010	0.013
$(E_3/E_1 \text{ \%})$	(36 %)	(75 %)	(99 %)

$C_3 = 1.55$ [mF] かつ $L_3 = 500$ [mH] の順に制振性能が良いことが分かる。 $C_3 = 10$ [mF], $L_3 = 3$ [mH] の場合は短時間で主系の運動エネルギーを吸収して衝撃を抑えており、電磁力は運動量の交換を促進していると言える。 $C_3 = 4$ [mF] かつ $L_3 = 100$ [mH] や $C_3 = 1.55$ [mF] かつ $L_3 = 500$ [mH] の場合は、相対的に長い時間をかけて主系の運動エネルギーを吸収している。このとき、残りのエネルギーは主系のばねに蓄えられるため、吸収できるエネルギーの割合が低下する。

5. 実験

5・1 実験装置と測定方法

表 3 に実験装置の諸元を、図 9 に実験装置の全体の写真を示す。制振対象は厚さ 20 mm アルミニウムの板であり、その四隅にはガイドとして丸材を通した。四本のガイド用の丸棒には主系を支持するばねを設置した。図 9 に示すように、ネオジム磁石を衝撃吸収ダンパ用の質点として制振対象である主系の下部に面で接するように設置した。また、ネオジム磁石の下側を十分にやわらかいばねで支持した。ただし、簡単のためダッシュポットに

相当する減衰機構は付加しなかった。また、アクリルパイプに線径 1.2 mm のポリエステルエナメル銅線を 300 回巻きしたソレノイドコイルを主系に剛結合した。主系の変位はレーザ変位計（キーエンス製センサヘッド LB-300, アンプ LB-1200, サンプリング周波数 915 Hz）を、主系の速度はレーザドップラ振動計（電子技研工業製 V100-MS TYPE-D, サンプリング周波数 100 kHz）を用いて測定し、データは FFT アナライザを用いて 256 Hz のサンプリング周波数で記録した。衝撃は野球の硬球によって与えた。ここで、跳ね返ったボールは手で受止めて二度目の衝突を防いだ。主系に与えた力積は、ボールの質量、初期高さ、跳ね返り高さより力学的に求めた。図 10 に実験で用いた回路図を示す。スイッチ 1 は直流電源を用いてコンデンサに電荷を蓄える役割であり、ソレノイドコイルに電流を流すためのスイッチとして逆阻止三端子サイリスタ（ルネサスエレクトロニクス製 CR25

Table 3 Material properties of the experimental apparatus.

m_1	6.28 kg	N	300	σ	340 μWb
m_2	0.27 kg	l	36 mm	$q(0)$	0.11 C
F_m	-0.62 Ns	L_3	5.1 mH	V_{DC}	15 V
k_1	1580 N/m	R_3	1.75 Ω	α	2.83 Wb/m
k_2	98 N/m	C_3	7.1 mF	—	— —

Fig. 9 Picture of the experimental apparatus. The combination of six neodymium magnets was used as the impact damper. The acrylic pipe of the solenoidal coil was rigidly coupled to the host structure. The host structure was excited by the drop of a hardball. The displacement of the host structure was measured using the laser displacement meter. The velocity of the host structure was measured using the laser Doppler vibrometer.

Fig. 10 Circuit diagram of the electrical circuit coupled to the solenoidal coil in the experiment. The electrical charge stored in the capacitor flows through the solenoidal coil when the impact damper passes through the solenoidal coil using the reverse blocking triode thyristor.

RM-12D) を用いた。主系の変位を測定中のレーザ変位計からサイリスタのゲートに約 11 mA 以上の電流を流すことで、アノードとカソード間が導通し、そのままソレノイドコイルに電流が一方方向にのみ流れ続ける回路である。サイリスタはダイオードの一種であるため、逆流を防ぐ役割も果たすことができる。ただし、表 3 のソレノイドコイルとコンデンサの内部抵抗を合わせた抵抗値 R_3 は 26 Hz で測定した値である。26 Hz は電気系の固有振動数である。

5・2 実験とシミュレーションの結果の比較

図 11 に主系の変位 x_1 の実験結果と、実験装置の諸元を用いて行ったシミュレーションの結果を、図 12 に主系の速度 $\dot{x}_1$ の実験結果と、実験装置の諸元を用いて行ったシミュレーションの結果をそれぞれ示す。実験結果、シミュレーション結果ともに、主系の場合、主系の質量を衝撃吸収ダンパの質量分だけ増やした場合、従来の運動量交換型衝撃吸収ダンパの場合(門馬他, 2002; 河内他, 2004; Son et al., 2006, 2008), 提案手法の場合で比較した。シミュレーションで電流値がゼロになった時刻は 0.044 秒である。実験とシミュレーションの結果より、提案手法は従来の運動量交換型衝撃吸収ダンパより変位を低減できており、提案手法の有効性を確認できる。しかし、シミュレーションよりも実験結果の振動低減効果が低くなっている。これはサイリスタの内部抵抗を考慮しなかったことが原因と考え、 R_3 を仮に 5 Ω に増やしてシミュレーションを行った。その結果を図 13 に示す。 R_3 を 5 Ω に増やすと実験とシミュレーションの結果がよく合った。図 14 にサイリスタ単体に印加した定電圧 V_i と、その時に流れる定電流 I の実測結果を示す。図 14 よりサイリスタの電圧-電流特性は指数関数的に変化しており、その近似式は

$$I = 8 \times 10^{-5} \exp(8V_i) \quad (32)$$

となる(一番ヶ瀬, 2007)。図 15 に式(32)より求まるサイリスタの電流 q と内部抵抗の抵抗値 R_i の関係を示す。式(32)、図 15 より、電流が 0.4 A の時のサイリスタの内部抵抗が約 3.25 Ω であり、サイリスタの内部抵抗の分だけ R_3 が大きくなったという考察は妥当であると考えられる。

Fig. 11 Comparison of the experimental and simulation results of the displacement of the host structure. The four kinds of the models were compared.

Fig. 12 Comparison of the experimental and simulation results of the velocity of the host structure. The four kinds of the models were compared.

Fig. 13 Simulation results of the displacement and velocity of the host structure, and simulation result of the electrical current of the proposed method using different values of the internal resistance of the solenoidal coil and capacitor. The simulation result using $R_3 = 5 \text{ [}\Omega\text{]}$ agrees well with the experimental result.

Fig. 14 Measured values and approximation formula of the voltage-current characteristic of the thyristor used in the experiment.

Fig. 15 Internal resistance of the thyristor using Eq. (32). The internal resistance depends on the value of the electrical current.

6. 結 言

本研究では、電磁石とコンデンサを組込んだ運動量交換型衝撃吸収ダンパを提案した。そして、ソレノイドコイルにおける電磁石の電磁力と誘導起電力の式を理論的に導出した。また、理論解析に基づいたシミュレーションにより、提案手法で受動型よりも高い衝撃低減効果が得られることを確認した。また、インダクタンスと静電容量で決まる電気系の固有振動数を十分に高く設定し、運動量の交換を短時間で行うと運動量交換が促進されることを示した。実験においては回路内の内部抵抗で制振性能が低下することが分かったが、それでも提案手法では受動型の運動量交換型衝撃吸収ダンパよりも高い振動低減効果が得られ、提案手法の有効性が確認できた。なお、本研究ではサイリスタにスイッチと逆流阻止のダイオードを兼ねさせたため、レーザ変位計で主系の変位を測定したが、コイルガンと同様に機械的な機構でスイッチをオンにすることも可能であり、その場合は電荷の蓄積以外は受動的な装置となる。提案した方法は能動制振の一種ではあるが、デジタルコントローラを用いた能動制振に比べると、装置が簡易であるという長所がある。

謝 辞

本研究は科学研究費補助金基盤研究（A）（課題番号 26249023）の助成を受けたことを付記し、謝意を表する。

文 献

- Ceanga, V. and Hurmuzlu, Y., A new look at an old problem: Newtons Cradle, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 68, No. 4 (2001), pp. 575–583.
- 原進, 渡辺翼, 櫛田陽平, 大槻真嗣, 山田陽滋, 松久寛, 山田啓介, 橋本樹明, 久保田孝, 運動量交換原理に基づいた惑星探査機の着陸応答制御の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 792 (2012), pp. 62–77.
- 一番ヶ瀬剛, II – VI 族化合物半導体 ZnSe 基板の ITO との電気特性, 電学論 E, Vol. 127, No. 4 (2007), pp. 234–240.
- 河内誠, 松久寛, 宇津野秀夫, 朴正圭, 運動量交換型衝撃吸収ダンパによる床の重量衝撃緩和, Dynamics and Design Conference (2004), CD-ROM 129.
- 門馬雅高, 朴正圭, 松久寛, 藩公宇, 安田正志, 床の重量衝撃吸収に関する研究, Dynamics and Design Conference (2002), CD-ROM 529.
- Son, L., Hara, S., Yamada, K. and Matsuhisa, H., Experiment of shock vibration control using active momentum exchange impact damper, Journal of Vibration and Control, Vol. 16, No. 1 (2010), pp. 49–64.
- Son, L., Matsuhisa, H. and Utsuno, H., Energy transfer in a three body momentum exchange impact damper, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 1 (2008), pp. 425–441.
- Son, L., Nakatani, D., Matsuhisa, H. and Utsuno, H., Application of momentum exchange impact dampers to forging machine, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 4 (2006), pp. 1027–1039.
- 砂川重信, 電磁気学 (1987), 岩波書店.

高橋喜久雄, 電気磁気学原論 (1965), 昭晃堂.

竹山説三, 電磁気学現象論 (1944), 丸善.

Tanaka, N. and Kikushima, Y., A study of a servodamper with preview action (an optimal design for impact vibration control), JSME International Journal, Series 3, Vol. 32, No. 2 (1989), pp. 215–222.

Webster, A. C. and Vaicaitis, R., Application of tuned mass dampers to control vibrations of composite floor systems, Engineering Journal of AISC, Vol. 29, No. 3 (1992), pp. 116–124.

References

Ceanga, V. and Hurmuzlu, Y., A new look at an old problem: Newtons Cradle, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 68, No. 4 (2001), pp. 575–583.

Hara, S., Watanabe, T., Kushida, Y., Otsuki, M., Yamada, Y., Matsuhisa, H., Yamada, K., Hashimoto, T. and Kubota, T., Study on landing response control of planetary exploration spacecraft based on momentum exchange principles, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 78, No. 792 (2012), pp. 62–77 (in Japanese).

Ichibankase, T., Transport properties of ZnSe-ITO hetero junction, The Institute of Electrical Engineers of Japan E, Vol. 127, No. 4 (2007), pp. 234–240 (in Japanese).

Kawachi, M., Matsuhisa, H., Utsuno, H. and Park, J., Reduction of floor heavy impact by a momentum exchanging damper, Dynamics and Design Conference (2004), CD-ROM 129 (in Japanese).

Momma, M., Park, J., Matsuhisa, H., Pan, G. and Yasuda, M., On the study of impact absorption of the floor, Dynamics and Design Conference (2002), CD-ROM 529 (in Japanese).

Son, L., Hara, S., Yamada, K. and Matsuhisa, H., Experiment of shock vibration control using active momentum exchange impact damper, Journal of Vibration and Control, Vol. 16, No. 1 (2010), pp. 49–64.

Son, L., Matsuhisa, H. and Utsuno, H., Energy transfer in a three body momentum exchange impact damper, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 1 (2008), pp. 425–441.

Son, L., Nakatani, D., Matsuhisa, H. and Utsuno, H., Application of momentum exchange impact dampers to forging machine, Journal of System Design and Dynamics, Vol. 2, No. 4 (2006), pp. 1027–1039.

Sunakawa, S., Electromagnetism (1987), Iwanami Shoten Publishing (in Japanese).

Takahashi, K., Electromagnetics principles (1965), Shokodo Publishing (in Japanese).

Takeyama, S., Electromagnetism phenomenological (1944), Maruzen Publishing (in Japanese).

Tanaka, N. and Kikushima, Y., A study of a servodamper with preview action (an optimal design for impact vibration control), JSME International Journal, Series 3, Vol. 32, No. 2 (1989), pp. 215–222.

Webster, A. C. and Vaicaitis, R., Application of tuned mass dampers to control vibrations of composite floor systems, Engineering Journal of AISC, Vol. 29, No. 3 (1992), pp. 116–124.