流体の慣性質量を利用した振動低減装置*

松岡 太一^{*1}, 砂子田 勝昭^{*2}

Vibration Suppression Device that Utilizes Inertia Mass by Fluid

Taichi MATSUOKA^{*3} and Katsuaki SUNAKODA^{*3} Faculty of Engineering and Resource Science, Akita University,
1-1 Tegata Gakuen-machi, Akita-shi, Akita, 010-8502 Japan

In this paper, authors propose a vibration suppression device that utilizes inertia mass by fluid in order to obtain effects of vibration cut-off or suppression. The device consists of a cylinder, a piston and a by-pass pipe. The inertia mass is generated by a movement of the fluid in the by-pass pipe during excitation, and magnified by not only ratio of inner diameter between the cylinder and the by-pass pipe, and also a weight ratio of the fluid. The test device was manufactured, and resisting force characteristics are measured in cases of water, turbine oil, and MR fluid filled in the by-pass pipe, respectively. It is clarified from the results that variable inertia mass can be derived in case of the MR fluid when magnetic flux is applied. In order to confirm the effect of vibration suppression, experiments of frequency response and seismic response of one degree of freedom system with the test device are carried out by using a shaking table. Acceleration and displacement can be isolated from input excitation, and resonance frequency can be shifted toward low frequency by the inertia mass. Vibration suppressions of the device are confirmed theoretically and experimentally.

Key Words: Vibration Control Device, Damping, Damper, Vibration Control, MR Fluid, Inertia Mass

1. ま え が き

我が国は地震災害が著しい国であり、最近では特に都市直下型地震における構造物等の危険性が叫ばれている。これまでにそれらを防止する目的として、様々なダンパや免震・耐震装置が研究開発されてきた。その中でも、奥村らは慣性接続質量を用いた振動遮断装置と称して、基礎部と振動絶縁対象物との間で相対運動することで質量（シリーズマス）による慣性力が作用して、特定の振動数において入力振動を完全に遮断し、さらにその振動数より高い領域においても応答が小さくなることを理論的に示した⁽¹⁾。一方、川口らはこれらの研究とは別に配管の振動を抑制する装置として、回転慣性モーメントを利用したメカニカルスナッパを開発し、現在原子力発電所の耐震装置として広く用いられている⁽²⁾⁽³⁾。また、古橋、石丸らが同様にシリーズマスによる応答制御に関する研究を行っている⁽⁴⁾。川俣らは、流体質量効果を用いた流体質量ダンパを開発し、流体質量が慣性質量に相当することを明らかにした⁽⁵⁾。しかし、流体の質量移動効果を用いた遮

断装置は未だになかった。その理由は、振動遮断を実現するためには減衰力が悪影響を及ぼすためである。一般的に、振動系の固有振動数はその質量と剛性に、共振時の最大応答値は減衰比にそれぞれ大きく依存する。そのため、振動対策を施すことになるが、振動遮断は困難であることが多い。

そこで本研究では、新しい免震、制振技術として流体の質量移動を利用した振動低減装置を提案する。本装置は長いバイパス管およびシリンダとピストンから成り、振動時に発生する基礎と対象物との相対変位によって、バイパス管内の流体を高速に移動させて、相対的な慣性力を生じさせ反共振振動数において振動を遮断もしくは低減することを目指した装置である。著者らはこれまでに粘度の低い水を用いた実験を行い、その効果を実証してきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。この質量移動効果は流体の密度およびバイパス管とシリンダの断面圧縮比に大きく依存し、流体として磁気粘性流体を用いれば、密度が他の液体に比べて大きく、また強磁場下で鉄粒子がクラスタを形成し見かけの断面圧縮比を変化させることができるため、慣性質量を大きくする効果がある。これが本装置の特長である。本報では、流体として磁気粘性流体の他に水およびタービンオイルを用いて、それらの慣性質量を利用した振動低減装置を開発

* 原稿受付 2009年5月25日。

^{*1} 正員, 秋田大学工学資源学部(〒010-8502 秋田市手形学園町1-1)。^{*2} 正員, フェロー, 秋田大学工学資源学部。

E-mail: matsuoka@ipc.akita-u.ac.jp

した。本装置の構造および原理を示し、抵抗力特性を測定した。また、一自由度振動系に本装置を取付けた場合の周波数応答実験および地震応答実験を行い、理論と振動低減効果を確認した。

2. 振動低減装置の構造と理論

2.1 構造 本研究で提案する振動低減装置を図1に、諸元を表1に示す。本装置は、シリンダ、ピストン、バイパス管、継手およびロッドエンドから構成されている。バイパス管にはフッ素樹脂製の高剛性プラスチックチューブを用い、継手でシリンダに締結されている。液漏れ等のシーリング材として、各摺動部および接合部にはシリコンゴム（硬度 JIS Hs50）製のリングを使用した。シリンダおよびバイパス管内には、流体（磁気粘性流体など）を封入してある。図中のロッドおよびバイパス管は紙面の都合上省略してある。

2.2 理論 振動遮断装置が取付けられた一自由度振動系の解析モデルを図2に示す。本装置は振動対象構造物と基礎との間に取付けることを想定している。図2に示すように主質量変位 x 、基礎変位 z とし、ピ

Fig. 1 Design diagram of test device

Table 1 Design parameters

Specification	Cylinder diameter	D_1	40.0 mm
	Piston rod diameter	D_2	12.0 mm
	By-pass length	l	1.28 m
	By-pass pipe diameter	d	10 mm
	Compression ratio	α	14.56
	Volume of fluid		256 cm ³
Water	Stroke		±50 mm
	Viscosity	μ	0.001 Pa-s
	Density	ρ	1.0 g/cm ³
Turbine oil	Series inertia mass	m_s	21.4 kg
	Viscosity	μ	0.084 Pa-s
	Density	ρ	0.89 g/cm ³
MR fluid	Series inertia mass	m_s	19.1 kg
	Viscosity	μ	0.092 Pa-s
	Density	ρ	3.1 g/cm ³
1-DOF system	Series inertia mass	m_s	66.3 kg
	Primary mass	m_1	21.3 kg
	Spring stiffness	k	3.1 kN/m
	Internal damping ratio	ζ	0.015

ストンとシリンダの相対変位によって生じるバイパス管内の流体の変位を y とした場合、振動系の運動エネルギー $K.E.$ 、ポテンシャルエネルギー $P.E.$ 、消散エネルギー $D.E.$ はそれぞれ次式で与えられる。

$$K.E. = \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} m_2 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$P.E. = \frac{1}{2} k (x - z)^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$D.E. = \frac{1}{2} c \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dz}{dt} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 m_1 、 m_2 は主質量および流体質量、 k および c は振動系全体の剛性と減衰係数（系の内部減衰と流体の減衰を含む）である。また、バイパス管内およびシリンダ内の流体の移動量は連続条件から以下の式が得られる。

$$\frac{\pi d^2}{4} y = \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4} (x - z) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 D_1 はシリンダ内径、 D_2 はピストンロッド径、 d はバイパス管内径であり、バイパス管とシリンダの断面積圧縮比を $\alpha = (D_1^2 - D_2^2)/d^2$ と定義する。長さ l のバイパス管内の流体質量 m_2 は流体密度を ρ とすると

$$m_2 = \rho \frac{\pi d^2}{4} l \quad \dots\dots\dots (5)$$

で表される。したがって式(4)、(5)より式(1)は次式で表される。

$$K.E. = \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2} \rho \frac{\pi d^2 l}{4} \alpha^2 \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dz}{dt} \right)^2 \quad \dots\dots (6)$$

式(2)、(3)、(6)よりラグランジュの運動方程式に代入すると

$$\begin{aligned} & \left(m_1 + \rho \frac{\pi d^2 l}{4} \alpha^2 \right) \left(\frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{d^2 z}{dt^2} \right) + c \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dz}{dt} \right) + k(x - z) \\ & = -m_1 \frac{d^2 z}{dt^2} \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

となる。上式は主質量に流体による付加慣性質量が足し合わされた一自由度振動系の力加振すなわちシリーズマス効果と同じであり、その係数を流体慣性質量と

Fig. 2 Analytical model of 1-DOF system

呼び、次式で定義する。

$$m_s = \rho \frac{\pi d^2 l}{4} \alpha^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

このことから、流体慣性質量はバイパス管内の流体質量すなわち密度、および断面積圧縮比の二乗に比例することがわかる。大きな慣性効果を得るには、バイパス管を耐圧性が高く、細くて長いものにすると良いことがわかる。式(7)より調和振動時の伝達率 $T (= x/z)$ は

$$T = \frac{(1 - \varepsilon \eta^2)^2 + (2\zeta \eta)^2}{\{1 - (1 + \varepsilon)\eta^2\}^2 + (2\zeta \eta)^2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

となる。ここで η は振動数比、 ω_n は固有振動数、 ε は質量比、 ζ は減衰比として次式で定義する。

$$\eta = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_1}}, \quad \varepsilon = \frac{m_s}{m_1}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{m_1 k}} \quad \dots\dots (10)$$

式(9)を振動数比の二乗で微分して、零と等値することによって、伝達率の極大値および極小値における振動数比 η_1, η_2 が得られ、次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \eta_1^2 &= \frac{1 + 2\varepsilon \mp \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)}}{2\varepsilon(1 + \varepsilon) - 4\zeta^2(1 + 2\varepsilon)} \\ \eta_2^2 &= \frac{1 + 2\varepsilon \pm \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)}}{2\varepsilon(1 + \varepsilon) - 4\zeta^2(1 + 2\varepsilon)} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

式(11)の η_2 を式(9)に代入すると伝達率の極小値が得られ、その値は

$$T|_{\eta_2} = \sqrt{\frac{B}{A + B}} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\begin{aligned} A &= 2\varepsilon^2 + (1 + 2\varepsilon)(1 + 4\zeta^2 + \sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)}) \\ B &= \varepsilon^2(\sqrt{1 + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)} - 1 - 4\zeta^2) + 8\zeta^2(1 + 2\varepsilon)(\varepsilon - \zeta^2) \end{aligned}$$

になる。式(12)より減衰が無視できる程度に小さい場合、伝達率は零となることから振動を完全に遮断できる。このときの振動数は式(11)の η_2 より

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k}{m_s}} \quad \dots\dots\dots (13)$$

となり、これを遮断振動数と呼ぶ。また、このときの主系の固有振動数 η_1 は

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{m_1 + m_s}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

となることから、流体慣性質量によって固有振動数を低くする効果があることがわかる。ちなみに式(11)が正値をとるための条件は以下の式となる。

$$\zeta < \sqrt{\frac{\varepsilon(1 + \varepsilon)}{2(1 + 2\varepsilon)}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

減衰比が上値を超えると極小値が存在しなくなり、振動遮断が不可能になる。この場合、質量比が極端に小さい場合か、減衰比が極端に大きい場合に該当するため、実用範囲外であると思われる。

2.3 数値計算 振動遮断の原理および理論式を確かめるために、図2に示すような一自由度振動系の

数値計算を行った。五種類の質量比における、減衰が無い場合の計算結果を図3(a)に、減衰がある場合の一例を図3(b)にそれぞれ示す。図3(a)からわかるように、式(13)より求められる反共振点(すなわち遮断振動数)が存在するため、その点において振動遮断が可能となる。図3(b)においては、質量比が式(15)から得られる値を超えた場合($\varepsilon \geq 0.0538$)は下に凸の共振点が存在するため振動低減効果は高いが、それ以下の場合では慣性質量の効果が薄れてしまう。振動遮断を実現するためには、減衰比および質量比を調整する必要があるが、それによって幅広い周波数範囲で振動低減が可能となる。また、慣性質量の効果によって共振点が低周波数側へと移動していることがわかる。

3. 抵抗力特性

流体慣性質量の理論式を確かめるために、抵抗力特性実験を行った。本装置の一端を固定壁に固定し、他方をロードセルを介して加振アクチュエータに取り付けて、振幅 20 mm、周波数 0.5~3.0 Hz の正弦波状変位を与えたときの荷重と変位を測定した。流体には LORD 社 MRF-132DG 炭化水素系磁気粘性流体の他、比較のために水、および新日本石油精製社のタービンオイル 100 も用いた。磁気粘性流体の場合は、バイパス管の継手付近で管外側から希土類磁石(ネオジム磁石)による磁界を発生させた場合も行った。磁束密度は流体

Fig. 3 Numerical simulated results

Fig. 4 Resisting force characteristics (plot: experimental, line: calculated)

封入前にバイパス管内で測定した平均値である。

実験結果を計算結果と併せて図4に示す。なお、計算値は水およびオイルに関してはオイルダンパの計算式を、磁気粘性流体に関してはMRダンパの計算式を用いて算出したものである⁽⁸⁾⁽⁹⁾。図4(a)は水の場合を示し、粘性が低いために減衰力があまり生じず、流体の慣性力が主に生じていることがわかる。図4(b)はタービンオイルの場合を示し、粘度が大きくバイパス管内で層流域の挙動として仮定できるため線形性の大きな減衰力が発生していることがわかる。なお、本実験では軽油も試したが、シーリング材のシリコンゴムが耐油性の問題から長時間の使用は不適当であったため本報では省略した。オイルはシーリング部の潤滑に効果的であるので、水に比べて摩擦による振動抵抗力は無視できるほど小さい。また、密度が低い慣性効果が少ない。図4(c), (d)は磁気粘性流体を用いた時の磁場なし、および磁場作用時それぞれの場合を示す。図4(c)から、大きな減衰力に加えて密度に比例した（水と比べて）およそ3倍の慣性力が生じていることがわ

かる。図4(d)から、外部磁場の有無によって摩擦力および慣性力の大きさが操作できることがわかる。これは、強磁場下において鉄粒子がクラスタを形成することで、流体のせん断降伏応力が変わり見かけの摩擦力が増加するのに加え、一時的にバイパス管の流路が小さくなり断面圧縮比が変わり、見かけの慣性質量が増すと考えられる。実験結果から同定すると、摩擦力は磁場なしの約30 Nに対して、バイパス管内の平均磁束密度が0.24 T程度の磁場作用時では560 N程度に増加した。また、慣性質量は式(8)より得られる磁場なしでの理論値66.3 kgから磁場作用時の図中左肩上がり勾配で示されるおよそ90 kg相当に増加した。さらに、バイパス管に取付けた希土類磁石の磁束量（平均磁束密度と面積の積）と摩擦力および慣性質量の関係を調べた。単位磁束面積は $40 \times 10 \text{ mm}^2$ である。十通りの実験結果から同定した値を図5に示す⁽¹⁰⁾。図5の破線は同定値を最小二乗法により線形近似したものである。図5より、磁束量に比例して摩擦力および慣性質量が増すことがわかる。図4(d)では荷重が大きく治具等の

Fig. 5 Relation between magnetic flux, friction force and inertia mass

弾性変形が若干見られたため、計算値に 500 kN/m の直列ばね要素を考慮した。磁気粘性流体は、水やオイルに比べて密度が大きいため、慣性質量効果は著しく増大するが、それに伴い減衰力や摩擦力も増えてしまう。振動遮断の観点からは、水などの粘性の低い流体が優れているが、一方、磁気粘性流体は磁場の強弱によって慣性質量を可変できるという特長をもっていることから、振動制御には大変有利であるといえる。

4. 振 動 実 験

4.1 周波数応答 前述の理論式を確かめるために、一自由度振動系を用いた周波数応答実験を行った。図6に示すように実験装置はリニアガイドで支持された質量とばねから成る一自由度振動系で、諸元は表1の通りである。本実験では、振動遮断効果が期待できるように、流体には減衰力、摩擦力が少なく慣性力の効果が生じやすい水を用いた。主質量は質量比がおおよそ $\varepsilon = 1$ に、ばね定数は固有周波数が約 2 Hz になるように調整した。実験装置の内部減衰比は一次固有振動モードの対数減衰率から算出し、おおよそ $\zeta = 0.015$ であった。加振アクチュエータによって周波数を 0.2~4.0 Hz まで変化させたときの基礎および主質量の絶対変位を測定し、その振幅比を求めた。

実験結果を式(9)から得られる計算結果と併せて図7に示す。図7より、系全体の減衰比がおおよそ $\zeta = 0.16$ となり、共振点における装置取付時のピーク値は装置を取付けない場合に比べて約 5% に低減すると共に、その共振周波数が低振動数側の 1.36 Hz に移動した。また、反共振点の 2 Hz 付近では振動低減効果が高く、実験結果と計算結果が大変良く一致していることから理論の正しさが確かめられた。

4.2 地震応答 ランダム波による振動抑制効果を調べるために、地震応答実験を行った。周波数応答と同じ試験装置を用いて、地震波信号を DSP を介し

て加振アクチュエータに入力し、基礎と主質量の絶対加速度および変位を測定した。実験で用いた地震波は、インペリアルバレー地震 (1940) エルセントロ南北成分、兵庫県南部地震 (1995) 神戸港南北成分をそれぞれ最大加速度 3 m/s^2 に、日本海中部地震 (1983) 秋田港南北成分、日本建築センター (BCJ) 模擬波 L2 をそれぞれ 2 m/s^2 に基準化したものを用いた。

実験結果の最大値を計算結果とまとめて表2に、応答波形の一例を図8に示す。なお、計算値は式(7)を用い、相対座標 $u (=x-z)$ について解いた。表2から、最大加速度は装置取付時に最大で 2/3 程度に低減したが、相対変位は殆ど同程度になった。神戸港波などの比較的低い周波数成分をもつ地震波には有効であった。

Fig. 6 Test setup of 1-DOF system

Fig. 7 Frequency responses (plot: exp., line: cal.)

Table 2 Peak values of seismic responses

Input acceleration	Device	Acc. [m/s^2]		Disp. [mm]	
		Exp.	Cal.	Exp.	Cal.
El Centro 3 m/s^2	Without	2.20	2.30	20.5	16.9
	With	1.73	1.52	17.2	15.5
JMA Kobe 3 m/s^2	Without	3.36	3.35	33.1	24.1
	With	2.04	2.13	30.1	22.8
Akita bay 2 m/s^2	Without	1.95	1.80	17.9	12.6
	With	1.60	1.51	18.5	12.8
BCJ-L2 2 m/s^2	Without	2.24	2.24	21.3	15.7
	With	1.68	1.61	17.1	12.5

この現象を確かめるために、応答加速度および入力加速度をフーリエ変換し、パワースペクトルを算出した。その結果を図9に示す。図9から、地震波の卓越周波数が付加慣性質量による遮断周波数の2 Hz 近傍の場合には、高い振動低減効果を発揮していることがわかる。なお、1.5 Hz 以下では周波数応答と同様に振動低減効果はあまり見られない。しかし、遮断周波数すなわち慣性質量を調整することによって地震応答にも有効であるといえる。また、図8より、実験結果と計算結果がよく一致していることがわかる。

5. ま と め

本研究では、流体の慣性質量を利用した振動低減装置を提案した。本装置の原理、および抵抗力特性と振動低減効果を実験と解析により確かめた。主な結果は以下の通りである。

Fig. 8 Seismic response waves in case of Kobe

Fig. 9 Power spectrums in case of Kobe

(1) 振動系に振動低減装置を取付けた場合、減衰比および質量比を調整すれば、入力される振動を完全に遮断する遮断振動数が存在する。また、振動系の共振点は、流体による慣性質量効果によって低い周波数へと移動する。

(2) 流体の慣性質量はピストンシリンダとバイパス管の断面積圧縮比の二乗、すなわち半径比の四乗に比例する。

(3) 磁気粘性流体を用いた場合、減衰力に加えて密度に比例した慣性質量が得られる。また、磁束量に比例して摩擦力および慣性質量を可変することでき、振動低減効果に大変有利である。

(4) 周波数応答実験の結果、振動低減装置を取付けることによって、一自由度振動系の共振近傍における主質量の最大応答値を低下させ、幅広い周波数域において振動低減効果がある。

(5) 地震応答実験の結果、地震波の卓越周波数が遮断周波数近傍の場合、振動低減効果が高くなる。

最後に、本研究の一部は科学研究費補助金（若手研究B, 19760147）による支援を受けたものである。

文 献

- (1) Okumura, A., Cut-off System for Vibration Control Using Series Inertia Mass, *Waseda Univ. Science & Technology Seeds*, No. TLO2000-002 (2000).
- (2) Kawaguchi, O., Akino, K., Shiraki, K., Homma, T. and Kaji, O., Seismic Response Characteristics of a Piping Supported by Mechanical Snubber, *Mitsubishi Juko Giho*, Vol. 15, No. 1 (1978), pp. 26-34.
- (3) Kawaguchi, O., Kanoh, T., Akino, K., Kato, M. and Sunakoda, K., Research and Development of Seismic Restraint Snubbers (I), *Journal of Atomic Energy Society of Japan*, Vol. 33, No. 1 (1991), pp. 76-89.
- (4) Furuhashi, T. and Ishimaru, S., Mode Isolation by Inertia Mass: Study on Response Control by Inertial Mass No.1, *Journal of Structural and Construction Engineering*, AIJ, Vol. 576 (2004), pp. 55-62.
- (5) Kawamata, S. and Onuma, M., Control of Structural Vibration by Inertia Pump Damper: Part (1) Theoretical Model and Response to Harmonic Excitation, *Summaries of Technical Papers of Annual Meeting*, AIJ, No. 2386 (1986-8), pp. 771-772.
- (6) Sunakoda, K., Matsuoka, T., Iiyama, H. and Shibata, K., Study on a Cut-off System for Vibration Control Using Water and Functional Fluids, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2005*, JSME, No. 319 (2005-8).
- (7) Sunakoda, K. and Matsuoka, T., Vibration Tests of a Cut-off System Using Water and Functional Fluids, *Proceedings of PVP2006-ICPVT-11*, ASME, No. 93532 (2006-7).
- (8) Asami, T. and Sekiguchi, H., Damping Characteristics of Fluid Dampers (Oil-Film Damper, Oil Damper and Air Damper), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 57, No. 534 (1991), pp. 437-445.
- (9) Sodeyama, H., Suzuki, K., Iwata, N. and Sunakoda, K., A Study on Design Method of the Bypass Type MR Damper, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 691 (2004), pp. 625-632.
- (10) Matsuoka, T. and Sunakoda, K., Damper that Utilizes Effect of Liquid Inertia Mass for Functional Fluid, *Proceedings of Dynamics and Design Conference 2009*, JSME, No. 472 (2009-8).