振り子・てこ型動吸振器を用いた構造物の震動制御

RESPONCE CONTROL OF STRUCTURES BY USING TUNED MASS DAMPER
WITH LEVER AND PENDULUM MECHANISM吉村雄介*¹, 山本鎮男*², 曾根 彰*³, 増田 新*⁴

Yuusuke YOSHIMURA, Sizuo YAMAMOTO, Akira SONE and Arata MASUDA

This paper deals with both passive and active control of seismic response of structures such as buildings and towers by using a tuned mass damper with lever and pendulum mechanism. First, the tuning condition in optimum is analytically obtained for this type of tuned mass damper and its performance is shown by several numerical analysis. Furthermore, the active control system of a tuned mass damper with lever and pendulum mechanism is applied to the multi-degree of freedom structure. It is shown that system can be effective for reducing the response of multiple modes. Finally, it is proven that the displacement between the proposed tuned mass damper and the structure using lever and pendulum mechanism can be one-fourth of that of conventional tuned mass damper.

Keywords : *passive control, active control, tuned mass damper, pendulum, lever*

パッシブコントロール、アクティブコントロール、動吸振器、振り子、てこ

1 緒 言

近年、中高層の建築物等にTMD（動吸振器、*Tuned Mass Damper*）を設置し、風や小地震に対し、主として居住環境の向上を目的としてパッシブまたはアクティブに制振を果たす試みがなされており、既に実績例が報告されている。

しかし在来のTMDの機構は、大地震時の制震機構としては不向きであるといわれている。それは、大地震時の大変形を建物の質量の0.5%程度の小さな補助質量の運動エネルギーによって制振するためには、補助質量に大変位が発生を余義なくさせるからである。そのために、大地震時には、建物と補助質量との間に設置されるバネ・ダンパー部分に大きなストローク（相対変位）を生ずることとなり、その最大許容振幅は、巧みな設計を施しても1.5m程度が限度といわれている。従って、建物の約0.5%の補助質量の最大許容相対変位は約1.5mであり、これから逆算すると、制震が可能な地表面の最大加速度は約50gal程度であり、大地震時の制震には不向きであるといわれている。

この点を改良した、筆者らが開発した振り子とてこ機能を用いたTMD⁽¹⁾は、動吸振器機構を大地震時の震動の制御に適用する可能性を秘めたものと言える。

この振り子とてこ機能を用いたLP-TMD（動吸振器、*Lever and Pendulum Type Mass Damper*）は、在来型のTMDと比べて制震性能を同等にした場合でもバネ・ダンパー部のストロークを1/4に低減できるということを報告してきた。⁽¹⁾ 言い換えれば、振り子とてこ機能を用いたLP-TMDは、地表面最大加速度が $50 \times 4 = 200\text{gal}$ 程度の強震時まで適用可能であると言える。

本論文では、既報⁽²⁾の振り子とてこ機能を用いたTMDの最適形状モデルを基にして新たに運動方程式を導出し、最適調整を行った。このモデルを用いて1自由度構造物に振り子とてこ機能を用いたLP-TMDを設置した状態でのパッシブの運動性能を確認した。さらに、多自由度構造物に振り子とてこ機能を用いたLP-TMDを設置し、これにアクティブ制御を付加

*¹ 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科
元大学院生・修士(工学)*² 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 教授・工博*³ 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 助教授・工博*⁴ 京都工芸繊維大学工芸学部機械システム工学科 教務員

Former Graduate Student, Dept. of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology, M. Eng.

Prof., Dept. of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology, Dr. Eng.

Assoc. Prof., Dept. of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology, Dr. Eng.

Assistant, Dept. of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology

してパッシブ制振のターゲットモードを含めた複数の振動モードの制振を行ってその効果を検証し、この機構が大地震に適用可能であることを示した。

2 振り子とてこ機能を用いた動吸振器によるパッシブコントロール

本研究で用いる振り子とてこ機能を用いた動吸振器、*LP-TMD* は、図1に示すようにレバー先端にのみ質量を有するバネつき振り子である。

図1 振り子とてこ機能を用いた動吸振器のモデル

*LP-TMD*の最適調整を行う為に、在来型の*TMD*の最適調整に用いられる *Den Hartog* の *PQ* 点理論⁽¹⁾⁽⁴⁾をここでも適用する。構造物の1次モード質量 m_1 と *LP-TMD*の連成運動方程式は、図2を参照すると次式のように書ける。

まず、振り子棒と建物の接合部（支点）に働く反力を H_{LP} 、てこ比 $\lambda = l_2/l_1$ として、質量 m_a と m_1 について、ニュートンの第2法則を適用すると、

$$m_a(\ddot{z}_g + \ddot{x}_1 + \lambda \ddot{x}_a) = -c_a \dot{x}_a - k_a x_a + H_{LP} \quad (1)$$

$$m_1(\ddot{z}_g + \ddot{x}_1) = -c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 + c_a \dot{x}_a + k_a x_a - H_{LP} \quad (2)$$

振幅 x_a の基点においてモーメントの釣合をとると、

$$-m_a(\ddot{z}_g + \ddot{x}_1 + \lambda \ddot{x}_a)(l_2 - l_1) - H_{LP}l_1 = 0 \quad (3)$$

ゆえに、

$$H_{LP} = -m_a(\lambda - 1)(\ddot{z}_g + \ddot{x}_1 + \lambda \ddot{x}_a) \quad (4)$$

これを式(1)に代入して、 $\lambda \gg 1$ なることを考慮しつつ整理すると次式を得る。

$$m_a \lambda^2 \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a = -m_a \lambda (\ddot{z}_g + \ddot{x}_1) \quad (5)$$

図2 *LP-TMD*と構造物の1次モード質量 m_1 との連成モデル

一方、質点 m_a にてモーメントの釣合をとると、

$$(c_a \dot{x}_a + k_a x_a)(l_2 - l_1) - H_{LP}l_2 = 0 \quad (6)$$

これより、

$$H_{LP} = \frac{\lambda - 1}{\lambda} (c_a \dot{x}_a + k_a x_a) \quad (7)$$

これを式(2)に代入して、 $\lambda \gg 1$ なることを考慮して整理すると、

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = -m_1 \ddot{z}_g + \frac{1}{\lambda} (c_a \dot{x}_a + k_a x_a) \quad (8)$$

ここに、

m_1, c_1, k_1 : 構造物の質量、減衰、バネ係数

m_a, c_a, k_a : *LP-TMD* の質量、減衰、バネ係数

λ : てこ比

H_{LP} : *LP-TMD* の反力

入力を円振動数 ω 、振幅 Z_0 の正弦入力 $z_g = Z_0 e^{i\omega t}$ とすると、構造物の減衰を無視すれば、構造物と *LP-TMD* の応答倍率はそれぞれ次式で求められる。

$$\left| \frac{X_1}{X_{st}} \right| = \sqrt{\frac{4\zeta_a^2 A + B}{4\zeta_a^2 C + D}} \quad (9)$$

$$\left| \frac{X_2}{X_{st}} \right| = \frac{\lambda}{\sqrt{4\zeta_a^2 C + D}} \quad (10)$$

ただし、

$$A = \{fg(1 + \mu)\}^2$$

$$\begin{aligned}
B &= \{(1+\mu)(f^2 - \lambda^2 g^2) + \mu \lambda^2 g^2\}^2 \\
C &= \{f g (1 - (1+\mu)g^2)\}^2 \\
D &= \{(1 - (1+\mu)g^2)(f^2 - \lambda^2 g^2) - \mu \lambda^2 g^4\}^2 \\
f &= \frac{\omega_a}{\omega_1}, \quad g = \frac{\omega}{\omega_1} \\
\omega_1^2 &= \frac{k_1}{m_1}, \quad \omega_a^2 = \frac{k_a}{m_a}, \quad \zeta_a = \frac{c_a}{2\sqrt{m_a k_a}} \\
x_1 &= X_1 e^{i\omega t}, \quad x_a = X_a e^{i\omega t} \\
X_{st} &= m_1 \omega^2 Z_0 / k_1
\end{aligned}$$

PQ 点理論より、最適な振動数比 f と減衰比 ζ_a は、次のように与えられる。

$$f^2 = \frac{(2-\mu)\lambda^2}{2(1+\mu)^2} \quad (11)$$

$$\zeta_a^2 = \frac{\mu\lambda^2}{8(1+\mu)} \left\{ 3 + \frac{3\mu \mp \sqrt{2\mu}}{2-\mu} \right\} \quad (12)$$

このとき、構造物の最大応答倍率は次式となる。

$$\left| \frac{X_1}{X_{st}} \right|_{max} = \sqrt{\frac{2(1+\mu)^2}{\mu}} \quad (13)$$

次に、LP-TMDの最適調整のパラメータを用いて、構造物の応答倍率、およびTMDの応答倍率の共振曲線を図3、図4に比較して示す。なお、最適条件を求める際には、構造物の減衰 ζ_1 は無視したが、実際には構造物に減衰が存在するので最適条件に若干の誤差が生じる。しかしその量が僅少であるので、最適条件は構造物の減衰を無視した場合のものをを用い、応答を求める場合には構造物の減衰を考慮するものとし、ここでは構造物の減衰比 $\zeta_1 = 0.02$ とした。LP-TMDを用いた場合、構造物に対する制振性能は在来型のTMDを用いた場合と同等に調整(図3)した時に、LP-TMDのストローク x_a は在来型TMDのほぼ1/4程度となっていることが分かる。(図4)

図3 構造物の共振曲線

ここで用いたLP-TMDのてこ比は $\lambda = 4$ の例である。

LP-TMDの機構はてこ比 λ を大きくすればするほどバネ・減衰部のストロークを小さく抑えることができるので大地震時の震動制御に使うことができると考えられる。しかしてこ比を大きくしすぎるとレバーの弾性変形が無視できなくなる為、実装にあたっては、レバーの弾性変形が生じない機構を考案する必要がある。この方策については最後に触れることにする。

図4 TMDの共振曲線

図5 LP-TMDを設置した N 自由度構造物

3 構造物・動吸振器系のアクティブ制御

前章で1次モード質量に対してパッシブに制御を行ったが、実際の構造物の振動は複数の振動モードを有し、入力地震波がTMDのターゲットモード以外の振動モードの周波数帯域で卓越する場合も充分予想できる。そこで、本章ではターゲットモードを含む複数の振動モードに対し、さらにアクティブ制御で応答量を制御することを考える。

制御対象の構造物モデルとして、図5に示したような N 質点せん断モデルにLP-TMDを設置したものを考える。ここで地表面から i 番目の質量 m_i の地面との相対変位を $x_i(t)$ で表す。入力地動加速度を $\ddot{z}_g(t)$ とし、振動制御のための制御力 $u(t)$ をTMDのバネ・ダンパー部分に作用させる。この N 質点モデルとLP-TMDの運動方程式は、それぞれ次のように表される。

$$\begin{aligned}
\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{x}}_s(t) + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{x}}_s(t) + \mathbf{K}_s \mathbf{x}_s(t) \\
= -\mathbf{m}_g \ddot{z}_g(t) + \mathbf{h} \left(c_a \dot{x}_a(t) + k_a x_a(t) + u(t) \right) \quad (14) \\
m_a \lambda^2 \ddot{x}_a(t) + c_a \dot{x}_a(t) + k_a x_a(t)
\end{aligned}$$

$$= -m_a \lambda (\ddot{x}_N(t) + \ddot{z}_g(t)) - u(t) \quad (15)$$

ただし

$$\mathbf{M}_s = \text{diag}(m_i) \quad (i = 1, \dots, N)$$

$$\mathbf{C}_s = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & & & & \mathbf{0} \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & & & \\ & \dots & \dots & & & \\ & & \dots & & & \\ & & & -c_{N-1} & c_{N-1} + c_N & -c_N \\ \mathbf{0} & & & -c_N & c_N & \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_s = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & & & & \mathbf{0} \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & & & \\ & \dots & \dots & & & \\ & & \dots & & & \\ & & & -k_{N-1} & k_{N-1} + k_N & -k_N \\ \mathbf{0} & & & -k_N & k_N & \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{m}_g = [m_1 \ \dots \ m_N]^T, \quad \mathbf{h} = [0 \ \dots \ 0 \ 1/\lambda]^T$$

$$\mathbf{x}_s(t) = [x_1(t) \ \dots \ x_N(t)]^T$$

ここで、 $(\cdot)^T$ は行列の転置を表す。

また、最上層質点 m_N に関する運動方程式を用いて式 (15) から $\ddot{x}_N(t)$ を消去すると、次式を得る。

$$\begin{aligned} \ddot{x}_a(t) + \frac{c_a}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right) \dot{x}_a(t) + \frac{k_a}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right) x_a(t) \\ = \frac{1}{\lambda m_N} \left\{ c_N (\dot{x}_N(t) - \dot{x}_{N-1}(t)) + k_N (x_N(t) - x_{N-1}(t)) \right\} \\ - \frac{1}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right) u(t) \end{aligned} \quad (16)$$

式 (14)、式 (16) をまとめると、構造物・動吸振器系の運動方程式が得られる。⁽⁵⁾

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_f(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}_f(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}_f(t) = \mathbf{E}\ddot{z}_g(t) + \mathbf{F}u(t) \quad (17)$$

ただし、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = [-\mathbf{m}_g^T \quad \mathbf{0}]$$

$$\mathbf{F} = [\mathbf{h}^T \quad -\frac{1}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right)]^T, \quad \mathbf{x}_f(t) = [\mathbf{x}_s^T(t) \quad x_a(t)]^T$$

$$c_{12} = c_a \mathbf{h}, \quad c_{21} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \frac{c_N}{\lambda m_N} & -\frac{c_N}{\lambda m_N} \end{bmatrix}$$

$$c_{22} = \frac{c_a}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right)$$

$$k_{12} = k_a \mathbf{h}, \quad k_{21} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \frac{k_N}{\lambda m_N} & -\frac{k_N}{\lambda m_N} \end{bmatrix}$$

$$k_{22} = \frac{k_a}{\lambda^2} \left(\frac{1}{m_N} + \frac{1}{m_a} \right)$$

式 (17) で構造物の変位ベクトルをモードマトリクス Φ_s と基準座標 $\mathbf{q}_s(t)$ を用いて次式で表現する。

$$\mathbf{x}_s(t) = \Phi_s \mathbf{q}_s(t) \quad (18)$$

ただし、

$$\Phi_s = [\Phi_1 \ \dots \ \Phi_N]$$

$$\mathbf{q}_s(t) = [q_1(t) \ \dots \ q_N(t)]^T$$

ここで、 Φ_i は i 次モードのモードベクトルである。またモードマトリクス Φ_s は次式のように正規化されているとする。

$$\Phi_s^T \mathbf{M}_s \Phi_s = \mathbf{I}_{N \times N} \quad (19)$$

また、構造物の減衰量は小さく、次式が成立するものとする。

$$\Phi_s^T \mathbf{C}_s \Phi_s = \Lambda_s \quad (20)$$

以上より式 (17) は次式となる。

$$\ddot{\mathbf{q}}(t) + \Lambda \dot{\mathbf{q}}(t) + \Omega^2 \mathbf{q}(t) = \mathbf{e} \ddot{z}_g(t) + \mathbf{f} u(t) \quad (21)$$

ただし、

$$\Lambda = \Phi^T \mathbf{C} \Phi, \quad \Omega^2 = \Phi^T \mathbf{K} \Phi, \quad \Phi = \begin{bmatrix} \Phi_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{e} = \Phi^T \mathbf{E}, \quad \mathbf{f} = \Phi^T \mathbf{F}, \quad \mathbf{q}(t) = \Phi^T \mathbf{x}_f(t)$$

前項で定式化した対象モデルに対し、最適レギュレータ理論に基づいた LQ 制御器を構成する。

まず、式 (21) を状態方程式に変形する。

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t) + \mathbf{d}_g \ddot{z}_g(t) \quad (22)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Omega^2 & -\Lambda \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{e} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{d}_g = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{bmatrix}$$

次に、最上層質点の絶対加速度 $\{\ddot{x}_N(t) + \ddot{z}_g(t)\}$ が出力として得られるものとする、出力方程式は、次式で与えられる。

$$y(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}u(t) + \mathbf{H}_g \ddot{z}_g(t) \quad (23)$$

$$\mathbf{C} = [0 \ \dots \ 0 \ 1 \ 0] \Phi [-\Omega^2 \ -\Lambda]$$

$$\mathbf{D} = [0 \ \dots \ 0 \ 1 \ 0] \Phi \mathbf{f}$$

$$\mathbf{H}_g = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \Phi \mathbf{e} + 1$$

また、 LQ 制御器の設計にあたっては、式 (22)、式 (23) 中の地動加速度 $\ddot{z}_g(t)$ を 0 として考えた。

今、制震性能と制御力の大きさのトレードオフを考え、次の 2 次評価規範を考える。

$$J(u) = \int_0^\infty \{y^2(t) + ru^2(t)\} dt \quad (24)$$

上式において、 r は制御重み係数である。式 (23) を用いると、式 (24) は次式となる。

$$J(u) = \int_0^\infty \{x^T(t)Qx(t) + 2x^T(t)Nu(t) + u^T(t)Ru(t)\} dt \quad (25)$$

ただし、

$$Q = C^T C, \quad N = C^T D, \quad R = D^T D + r$$

このとき、式 (25) を最小にする最適制御力 $u^o(t)$ は次式で与えられる。⁽⁶⁾

$$u^o(t) = -Kx(t) \quad (26)$$

ただし、

$$K = R^{-1}(N + B^T P) \quad (27)$$

であり、行列 P は次の Riccati 型代数方程式の正定対称解である。

$$PA + A^T P - (PB + N)R^{-1}(B^T P + N^T) + Q = 0 \quad (28)$$

しかし、式 (26) 中の状態変数は直接測定できないので、次式で表わされる状態観測器 (オブザーバー)⁽⁷⁾ を構成する。

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + Bu(t) + K_{ob}\{y(t) - C\hat{x}(t) - Du(t)\} \quad (29)$$

ここで、 K_{ob} はオブザーバーゲインである。そして、式 (28) から得られる状態変数 $x(t)$ の推定値 $\hat{x}(t)$ を用いて最適制御力 $u^o(t)$ を次式で与えたとする。

$$u^o(t) = -K\hat{x}(t) \quad (30)$$

以上のフローを図で表すと、図 6 となる。

4 数値シミュレーションによる制震性能結果

ここでは、数値実験用として 4 層の建築物を想定し、対象となる構造物を 4 質点せん断モデルとした。構造物の各パラメータおよび動吸振器のパラメータを表 1 に示す。また、時刻歴シミュレーションにおいて時間刻みは $\Delta t = 0.02 \text{ sec}$ とし、各初期値はすべて 0 とした。

図 6 LQ 制御システム

表 1 構造物・動吸振器のパラメータ

Parameter		Value	
構造物：			
質量	m_1	2.0×10^4	kg
	m_2	2.0×10^4	kg
	m_3	1.5×10^4	kg
	m_4	1.5×10^4	kg
剛性	k_1	2.2×10^7	N/m
	k_2	2.1×10^7	N/m
	k_3	2.0×10^7	N/m
	k_4	2.0×10^7	N/m
モード減衰比	ζ_i ($i=1,2,3,4$)	0.02	
固有振動数	f_1	2.0005	Hz
	f_2	5.3680	Hz
	f_3	8.3460	Hz
	f_4	10.2584	Hz
動吸振器：			
動吸振器質量比	μ	0.005	
てこ比 (LP-TMD)	λ	4	

1 次の振動モードをターゲットモードとして、 $LP-TMD$ と在来型の TMD についても同様に最適調整をほどこして、まずパッシブでの制震性能を両者比較検証する。

図 7 に地動加速度からパッシブ TMD を設置した構造物の最上層の絶対加速度への伝達関数のゲインを示す。この図より、2 章で述べたように、 $LP-TMD$ と在来型 TMD が同等の制震性能を持つように調整したことが確認される。この制震性能は、てこ比を変化させても変わらないが、てこ比を上げると TMD のストロークは図 8 に見られるように $LP-TMD$ の方がはるかに小さくなるのがわかる。

次に、入力を構造物の 2 次モードの周波数帯域で卓越成分を持つ有色雑音を用いて、パッシブ TMD を設置した構造物の応答を図 9 に示す。図 9 より、パッシブ TMD を設置した構造物は、 TMD を設置しない場合と比べてあまり制振されていない。これは TMD を 1 次モードに対して最適調整しているため、2 次モード以降に卓越成分を持つ地震入力に系に作用しても、あまり TMD の効果が現れないということを示している。そこで 2 次モード以降をも制振するために、制御力を付加したアクティブ TMD を構成する。

3 章に基づいて LQ 制御器を設計した。まずオブザーバーの

図 7 地動加速度からパッシブ TMD を設置した構造物の最上層質点の絶対加速度への伝達関数のゲイン

図 8 地動加速度からパッシブ TMD のストロークへの伝達関数のゲイン

図 9 有色雑音入力に対するパッシブ TMD を設置した構造物の最上層の絶対加速度応答

設計にあたり、推定値 $\hat{x}(t)$ が速やかに真値 $x(t)$ に近づくように、オブザーバーの極すなわち $(A - K_o b C)$ の固有値を、 A の固有値の h 倍だけ虚軸から左側に遠ざけたものとした。ここでは、制御重み係数 r を在来型の TMD で $r = 1.6 \times 10^8$ 、 $LP-TMD$ で $r = 1.0 \times 10^9$ 、オブザーバーの極の位置パラメータ h はいずれも $h = 50$ としている。

まず、地動加速度からアクティブ TMD を設置した構造物の最上層質点の絶対加速度、 TMD のストローク、制御力への伝達関数のゲインをそれぞれ図 10、図 11、図 12 に示す。

これらの図より、当然ながらアクティブコントロールがパッシブコントロールより有効に作用していることがわかる。アクティブ $LP-TMD$ のストロークはパッシブと同様に、アクティブ TMD の $1/4$ になっているが、制御力は逆に 4 倍になってい

図 10 地動加速度からアクティブ TMD を設置した構造物の最上層質点の絶対加速度への伝達関数のゲイン

図 11 地動加速度からアクティブ TMD のストロークへの伝達関数のゲイン

図 12 地動加速度から制御入力への伝達関数のゲイン

ることがわかる。

前述の有色雑音入力に対するアクティブ TMD を設置した構造物の応答と動吸振器のストロークを図 13 と図 14 に示す。図 13 をみると、図 9 に示したようにパッシブ状態ではあまり制振できていなかったのが、アクティブ状態ではよく制振できていることが分かる。さらに図 14 より、アクティブ $LP-TMD$ のストロークは、アクティブ TMD の $1/4$ になっていることが確認できた。

5 実装置の機構の提案

前章までで、 $LP-TMD$ の有効性を示すことができた。しかし、本機構の実装を考えた際に、レバー部分の軽量化、あるいはこ比入の増大に伴うレバー部分の弾性変形が無視できなくなると予想できる。そこで本章では、本機構の実現化への提

図 13 有色雑音入力に対するアクティブ TMD を設置した構造物の最上層の絶対加速度応答

図 14 有色雑音入力に対するアクティブ TMD を設置した構造物の最上層の動吸振器のストローク

案を行う。

今回用いたモデルから $LP-TMD$ は、構造物に対する動吸振器の質量比を在来型と等しくすると、制振性能が同じで、てこ比 λ の設定により TMD のストロークが在来型の $1/\lambda$ 倍、制御力は λ 倍になることが分かった。このことから $LP-TMD$ は、動吸振器質量とバネ・ダンパー部の間に、バネ・ダンパー部のストロークを λ 倍に増幅して動吸振器質量に伝える変位増幅機構がついたものと考えることができる。そこで、その概念図を図 15 と図 16 に示す。これらの図では、変位増幅機構としてギアを想定している。この変位増幅機構の質量と回転慣性が他に比べて微小で無視できると仮定すれば、これらの機構の運動方程式もまた、本研究で取り扱った $LP-TMD$ の最適形状モデルの運動方程式と一致する。最適形状の $LP-TMD$ の運動方程式は微小回転内での運動を仮定しているが、この機構ではその仮定がないので実現には都合がよいと思われる。

6 結言

本研究では、本研究室で研究開発された振り子とてこ機能を用いた動吸振器を最適形状化したモデルを用いて、パッシブおよびアクティブでの制震性能と特性を検証し、本機構が大地震に適用できる動吸振器機構であることを示した。その結果、以下のことが分かった。

- (1) 最適形状モデルの $LP-TMD$ の制震性能は、同じ質量比の在来型のものと同じになった。

図 15 変位増幅機構付き動吸振器

図 16 回転型動吸振器

- (2) 最適形状モデルの $LP-TMD$ のストロークは、在来型の $1/\lambda$ に抑えられる。
- (3) 最適形状モデルの $LP-TMD$ に制御力を付加すると、制震性能が同じならば制御力の大きさは在来型の λ 倍である。
- (4) 最適形状モデルの $LP-TMD$ は、バネ・ダンパー部の変位を λ 倍に増幅して動吸振器質量に伝達する変位増幅機構を、在来型の TMD に付与したものとみなすことができる。

参考文献

- 1) 藤波健剛・山本鎮男：ふりことてこ機構を付与した動吸振器による制振（機構の原理と最適調整），日本機械学会論文集（C 編），第 57 巻，第 538 号，pp.1842～1847，1991 年 6 月。
- 2) 藤波健剛・山本鎮男・曾根彰：ふりことてこ機構を付与した動吸振器による制振（パラメータの最適設計），日本機械学会論文集（C 編），第 57 巻，第 543 号，pp.3490～3496，1991 年 11 月。
- 3) 藤波健剛・山本鎮男・曾根彰：ふりことてこ機構を付与した動吸振器による制振（外乱相殺制御による過渡応答特性の改善），アクティブ制震（振）シンポジウム論文集，pp.125～130，1992 年 3 月。
- 4) 振動工学ハンドブック編集委員会編・（代表・谷口修）：振動工学ハンドブック，p.141，養賢堂，1976 年。
- 5) 野波健蔵・西村秀和 他 1 名：アクティブ動吸振器を用いた多自由度構造物の H^∞ 制御（周波数重み関数の設計指針について），日本機械学会論文集（C 編），第 58 巻，第 548 号，pp.1311～1317，1992 年 4 月。
- 6) Katsuhiko Ogata：Modern Control Engineering (Second Edition)，p.772，Prince Hall, New Jersey, 1990。
- 7) 伊藤正美：自動制御，p.145，丸善，1981 年。

(1996 年 6 月 10 日原稿受理，1996 年 8 月 29 日採用決定)