

(株)日本コムシス 正 員 尾畑 守夫

東海大学大学院 学生員 佐伯 秀

東海大学工学部 正 員 島崎 洋治

1. はじめに

既存のパッシブ型動吸振器であるTMD(Tuned Mass Damper)よりも簡略な構造を持つ制振装置として、転動する回転子(転動子)とそれを受ける容器から構成される転動型制震装置 TRD(Tuned Roller Damper)について研究を行っている。これまでに自由振動実験¹⁾および強制振動実験²⁾を実施し、本装置の制振効果を評価するとともに、その有効性を確認してきた。しかし、実用化に向けては理論的に本装置の制振メカニズムを把握し、設計パラメータの最適化についても検討する必要があるため、転動子の運動の非線形性を取り入れた理論式を導出し、それを用いた数値解析を行った。

本報告では、数値解析で得られた結果と、事前に実施した自由振動の実験結果とを比較検討し、本解析手法の妥当性について述べる。

2. 実験用模型

自由振動実験において実験用模型として用いた2自由度せん断型ラーメン構造物および転動型制震装置の概略図を図1, 2に示す。また、それぞれの諸元を表1および表2に示す。

表1. 実験用模型の諸元

質量 [kg]	$m_1=0.386$, $m_2=0.344$
剛性 [kg/s^2]	$k_1=169.76$, $k_2=196.82$
固有振動数 [Hz]	1次: $f_1=2.19$, 2次: $f_2=5.81$

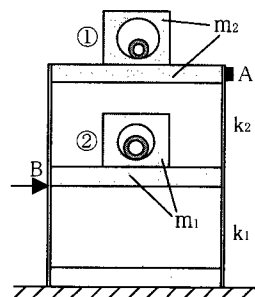


図1. 実験用模型

表2. 制振装置の諸元

制振装置No.	R [mm]	r_0 [mm]	r_1 [mm]	質量 [kg]	振動数 [Hz]
①(1次振動用)	42.50	10.50	5.13	0.00997	1.85~2.50
②(2次振動用)	19.55	15.00	6.10	0.00231	4.98~5.87

ただし、振動数の最小値は $\theta=90^\circ$ のときで、最大値は θ が微小のときのもので次式のようになる。

$$\omega = \sqrt{\alpha \frac{g}{L}} \quad \left(\text{ただし } \alpha = \frac{2}{3+(r_1/r_0)^2}, L=R-r_0 \right) \quad (1)$$

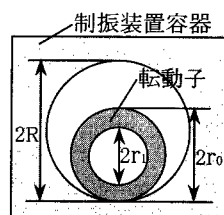


図2. 転動型制震装置

3. 解析手法

転動子も含めた運動を理論的に解析するため図3に示すようなモデル化を行い、Lagrange の運動方程式を用いて x_1 、 x_2 、 θ_3 、 θ_4 についての連成方程式を導くと次式のようになる。

$$m_1 \ddot{x}_1 + C_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 (x_2 - x_1) - F_3 = 0 \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + C_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) - F_4 = 0 \quad (3)$$

$$\ddot{\theta}_3 + \frac{\alpha_3}{m_3 L_3} C_3 \dot{\theta}_3 + \omega_3^2 \sin \theta_3 + \frac{\alpha_3}{L_3} \ddot{x}_1 \cos \theta_3 = 0 \quad (4)$$

$$\ddot{\theta}_4 + \frac{\alpha_4}{m_4 L_4} C_4 \dot{\theta}_4 + \omega_4^2 \sin \theta_4 + \frac{\alpha_4}{L_4} \ddot{x}_2 \cos \theta_4 = 0 \quad (5)$$

ただし

$$F_i = \alpha_i C_i \cos \theta_i \cdot \dot{\theta}_i + m_i L_i \sin \theta_i \cdot \dot{\theta}_i^2 + \alpha_i m_i g \sin \theta_i \cos \theta_i - m_i (1 - \alpha_i \cos^2 \theta_i) \ddot{x}_{i-2} \quad (6)$$

Runge-Kutta 法を用いて上式の数値解析を行う。

($i=3,4$)

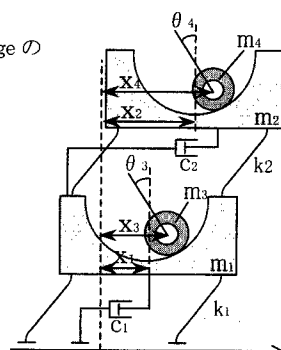


図3. 数値解析モデル

キーワード: 転動型制震装置、TMD、非線形性

連絡先: 〒279-0002 千葉県浦安市北栄4-8-3 (株)日本コムシス [TEL] 047-381-1476 [FAX] 047-381-1491

4. 実験結果と数値解析結果の比較検討

自由振動実験として、図1のB点をインパルス加振したうえで、次の3つのケースについてA点での加速度波形を測定した。

Case1: 制振装置を付加しない場合

Case2: 制振装置①を3階部分に付加した場合

Case3: 制振装置①を3階部分に、制振装置②を2階部分に付加した場合

数値解析では、初期条件として構造物に初速度を与え、自由振動実験を再現した。このとき、構造物および制振装置の減衰定数は、 $c_1=0.0105$ 、 $c_2=0.0151$ 、 $c_3=0.0043$ 、 $c_4=0.0455$ とした。実験結果および数値解析の結果をそれぞれ図4、5に示す。

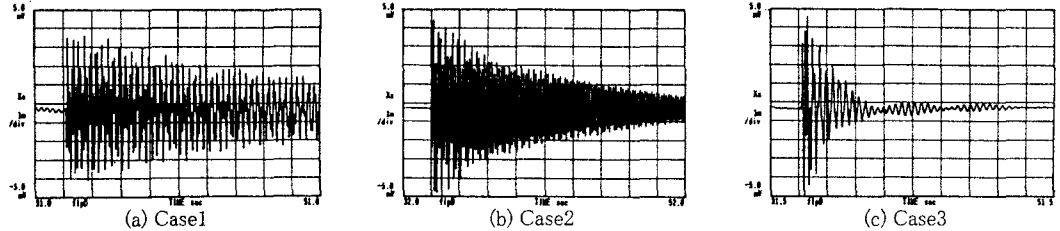


図4. 実験結果

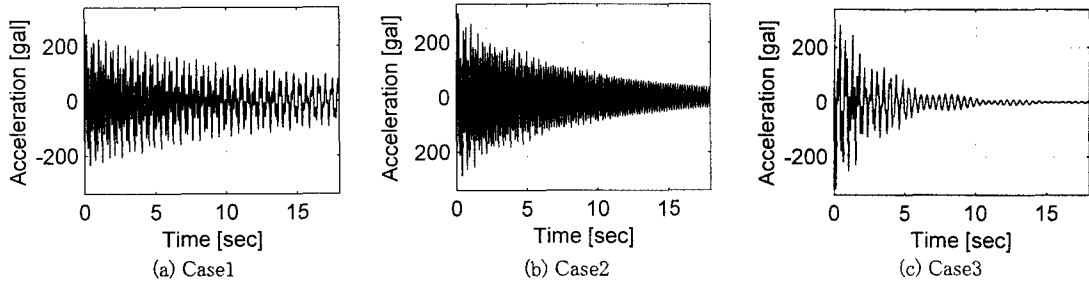


図5. 数値解析結果

各ケースに対し、実験と数値解析が良い一致を示していることがわかる。

減衰定数は表3のように求まり、Case2、3での誤差は3%、23%となる。

図6、7、8は、Case3での転動子の重心の振れ角と散逸関数の変化を示したものである。

制振時の構造物の散逸関数が収束した後も、非制振時の散逸関数は変化しており、構造物が振動し続けていることが確認できる。収束値より、1次振動用の制振装置が構造物の制振に大きく寄与していることがわかる。また、振れ角にビートが見られることから、制振装置①の減衰定数は、最適値より低いことが予想される。

表3. 実験および数値解析から求めた減衰定数

	Case1	Case2	Case3
実験	—	0.0033	0.030
数値解析	0.0014	0.0032	0.023

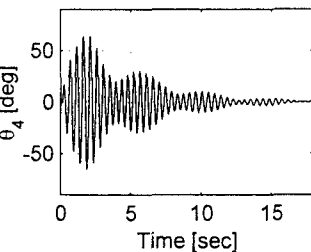


図6. 1次振動用転動子の振れ角

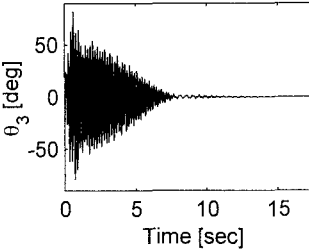


図7. 2次振動用転動子の振れ角

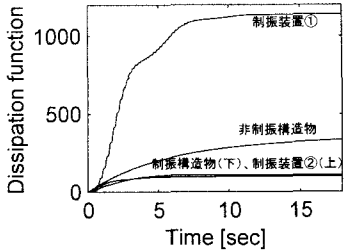


図8. 散逸関数の変化

5. まとめ

2自由度せん断型ラーメン構造の3階、2階部分にそれぞれ1次および2次振動用の転動型制震装置を設置したモデルについて、転動子の運動の非線形性を考慮した理論式を導出した。求めた連成方程式を Runge-Kutta 法により数値解析した結果と自由振動実験の結果が良い一致を示した。これより、本解析手法の有効性が確認できた。

【参考文献】 1) 近藤隆行他: 転動型制震装置に関する基礎的研究, 第25回関東支部技術研究発表会講演概要集, pp.146-147, 1998

2) 佐伯秀他: 強制振動に対する転動型制震装置の有効性に関する研究, 土木学会第53回年次学術講演会, pp.930-931, 1998