

文章编号:1673-2049(2019)01-0041-07

PTRMD 在多自由度结构中的减振性能及鲁棒性

李书进,杜政康,孔凡,沈少波

(武汉理工大学 土木工程与建筑学院,湖北 武汉 430070)

摘要:将一种带碰撞的滚动型调谐质量阻尼器(PTRMD)应用于多自由度结构中,对其在多自由度结构体系中的减振性能及阻尼器频率失谐时的鲁棒性进行研究。通过拉格朗日方程推导得到分段运动方程,然后推广到多自由度结构中,建立了设有该装置的多自由度受控系统的动力方程,并利用数值方法求解。把 PTRMD 安装到 6 层结构中,对其在自由振动和强迫振动时的控制效果进行探讨,并与无碰撞的滚动型调谐质量阻尼器(TRMD)进行了比较,同时对它们在阻尼器频率偏离最优频率时的鲁棒性进行了分析。结果表明:在多自由度结构中安装 PTRMD 能有效减小结构的动力反应,得到满意的减振效果;相比 TRMD, PTRMD 具有减振性能好、控制频带宽、适用性强、受阻尼器频率变化的影响不大等优点,具有更广泛的应用前景。

关键词:振动控制;带碰撞的滚动型调谐质量阻尼器;减振性能;鲁棒性;多自由度结构

中图分类号:TU352

文献标志码:A

Vibration Damping Performance and Robustness of PTRMD in Multi-degree Freedom Structure

LI Shu-jin, DU Zheng-kang, KONG Fan, SHEN Shao-bo

(School of Civil Engineering and Architecture, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, Hubei, China)

Abstract: A new pounding tuned rotary mass damper (PTRMD) was introduced for vibration control of multiple-degree freedom structure. The damping performance of PTRMD in multi-degree freedom structure system and the robustness of the damper in frequency detuning were studied. The piecewise motion equation was derived from the Lagrange equation, and then extended to the multi-degree freedom structure. The motion equations for the multi-degree freedom system controlled with PTRMD were established, and solved by numerical method. The control performances of an actual 6-story structure with PTRMD and tuned rotary mass damper (TRMD) were compared both in free vibration and forced vibration. At the same time, the robustness of damper when the frequency of damper deviates from the optimal frequency was analyzed. The results show that the PTRMD can effectively reduce the structural displacement response and get satisfactory vibration control performance. Compared with TRMD, PTRMD has many advantages, such as good damping performance, wide control bandwidth, strong applicability, little influence of damper frequency variation, and has a wider application prospect.

Key words: vibration control; pounding tuned rotary mass damper; vibration damping performance; robustness; multi-degree freedom structure

收稿日期:2018-07-21

基金项目:国家自然科学基金项目(51678464)

作者简介:李书进(1967-),男,湖北仙桃人,教授,博士研究生导师,工学博士,E-mail:sjli@whut.edu.cn。

0 引言

在结构中恰当安装振动控制装置能够有效地减小结构动力反应,减轻结构构件的破坏或损伤,达到经济性、安全性与可靠性的合理平衡^[1]。利用目前在工程中得到不断应用的空腔楼盖体系,笔者提出了一种新型的基于空腔楼板的滚动型调谐质量阻尼器(TRMD),并对其工作机理和减振性能进行了探讨^[2-3]。此外,利用碰撞减振思想,又提出了一种新型带碰撞的滚动型调谐质量阻尼器(PTRMD)对其进行了改进^[4]。本文将在前期研究基础上对所提 PTRMD 在多自由度结构中的减振性能进行研究,同时对其鲁棒性进行探讨。

有关滚动型调谐质量阻尼器和传统的带碰撞调谐质量阻尼器(PTMD),不少学者从多方面展开过探讨^[5-8],但将碰撞减振与 TRMD 相结合的研究却鲜有报道。此外,多自由度结构在地震作用下的动力参数往往会发生摄动,导致阻尼器频率与被控结构频率失谐,因此需要对阻尼器的鲁棒性进行研究。Li 等^[9]对 PTMD 应用于海底管道的减振性能和鲁棒性进行了理论和试验研究,发现 PTMD 较调谐质量阻尼器(TMD)具有更好的有效性和鲁棒性;Xue 等^[10]将 PTMD 应用于简化为单自由度的海上平台,同样得出 PTMD 较 TMD 具有更好的减振效果且控制频带更宽的结论。上述问题对于本文所提的 PTRMD 同样存在,如结构在实际使用中刚度退化、使用功能发生变化以及 PTRMD 轨道制作误差等都会造成阻尼器频率与结构固有频率不一致,此时受控结构减振性能如何、阻尼器是否继续有效等都有研究的必要。

1 PTRMD 装置及运动方程建立

1.1 装置简介

PTRMD 装置由金属圆球、弧形轨道、黏弹性碰撞壁组成,可设置在高层建筑的顶部以控制结构的响应,具体构造见图 1。当建筑受风、地震等作用时,装置内的小球会随着主结构的晃动发生滚动,从而吸收一部分结构能量。当吸收的能量足够大时,便会与限位挡板上的黏弹性缓冲材料发生碰撞,由缓冲材料消耗一部分能量。该装置在外部激励较小时作为 TRMD 吸收能量,激励较大时又能作为碰撞阻尼器耗能,实现 TRMD 和碰撞阻尼器的结合。由于无需设置弹簧、阻尼等易损耗材料,相比传统的 TRMD 及碰撞阻尼器具有构造简单、布设方便、使

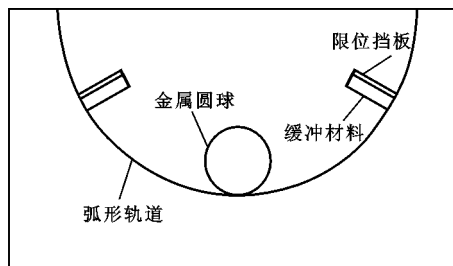


图 1 PTRMD 装置示意图

Fig. 1 Schematic Diagram of PTRMD

用寿命长等优点,具有良好的应用前景。

1.2 运动方程

1.2.1 单自由度运动方程

装有 PTRMD 的受控结构计算简图如图 2 所示,其中 M_s 、 K_s 、 C_s 分别为主结构的质量、刚度和阻尼, F 为所受外力, r 、 m 分别为圆球(振子)半径和质量, R 为弧形轨道半径, 2 个广义坐标分别为结构水平方向位移 x_s 和圆球相对于弧形轨道圆心的滚动角 θ 。假定小球滚动角为小量,采用拉格朗日方程推导受控体系的运动方程,分为 2 个阶段。

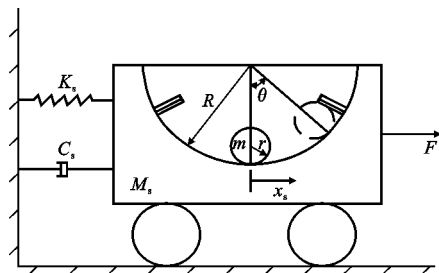


图 2 装有 PTRMD 的结构计算简图

Fig. 2 Calculation Diagram of Structure with PTRMD

阶段 1: 小球自由振动阶段。当外激励不大, 小球滚动角 θ 小于小球与缓冲材料刚接触时对应的角度 θ_m (碰撞角) 时, 小球在轨道中自由滚动, PTRMD 的作用与滚动型调谐质量阻尼器(TRMD)相同, 其运动方程见式(1), 详细推导过程见文献[2]。

$$\begin{bmatrix} M_s + m & m\rho \\ \frac{5}{7\rho} & 1 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{Y}}(t) + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \dot{\mathbf{Y}}(t) + \begin{bmatrix} K_s & 0 \\ 0 & \omega^2 \end{bmatrix} \mathbf{Y}(t) = \begin{bmatrix} F(t) \\ -\frac{5\mu g R}{7\rho^2 r} \frac{\dot{\theta}}{|\dot{\theta}|} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} x_s \\ \theta \end{bmatrix}$; g 为重力加速度; ω 为 TRMD 的频率, $\omega = \sqrt{\frac{5g}{7\rho}}$, 仅与滑轨半径和小球半径之差有关; $\rho = R - r$; μ 为滚动摩擦因数; t 为时间。

阶段 2: 小球与碰撞壁碰撞阶段。当外激励增加, 小球滚动角 θ 加大, 达到碰撞角 θ_m 时小球与挡板发生碰撞, 碰撞阻尼发生作用, 此时系统总能与自由阶段相同, 势能则除受控结构弹性势能、小球的重力势能外还包括小球与接触面碰撞后的弹性势能。选取小球刚好触到碰撞壁时刻的状态为势能原点, 不计碰撞阶段的摩擦力, 小球撞入缓冲材料深度 $\Delta l = \rho \Delta \theta = \rho(\theta - \theta_m)$ 。为简化计算, 假定碰撞模型为线性黏弹性碰撞, 碰撞力 $f = \beta \Delta l + c \dot{\Delta l}$, β 为黏弹性缓冲材料的碰撞刚度, c 为碰撞阻尼。将 f 代入拉格朗日方程经整理得到撞击阶段的运动方程如下

$$\begin{bmatrix} M_s + m & m\rho \\ \frac{5}{7\rho} & 1 \end{bmatrix} \ddot{\mathbf{Y}}(t) + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & \frac{5c}{7m} \end{bmatrix} \dot{\mathbf{Y}}(t) + \begin{bmatrix} K_s & 0 \\ 0 & \frac{5\beta}{7m} \end{bmatrix} \mathbf{Y}(t) = \begin{bmatrix} F(t) \\ \frac{5\beta}{7m} \theta_m \end{bmatrix} \quad (2)$$

方程(1)、(2)组成设置有 PTRMD 的受控结构运动方程。

1.2.2 受控结构为多自由度时的运动方程

在受控结构为多自由度时, 可由单自由度体系的运动方程推广到 n 自由度的结构中。本文为更好地展现 PTRMD 的减振效果及简化计算, 假定小球与轨道之间完全光滑。将式(1)和式(2)两个阶段的方程合并, 并推广到 n 个自由度的结构中, 多自由度下的受控结构运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}_{\text{load}}(t) + \mathbf{H}f(t) \quad (3)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s + \mathbf{I}\mathbf{I}^T m & \mathbf{I}m\rho \\ \mathbf{I}^T \frac{5}{7\rho} & 1 \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$\mathbf{f}(t) = \begin{cases} -\frac{5g}{7\rho} & |\theta| \leq \theta_m \\ -\frac{5c}{7m}\dot{\theta} - \frac{5\beta}{7m}(\theta - \theta_m) & |\theta| > \theta_m \end{cases} \quad (5)$$

式中: $\ddot{\mathbf{x}}(t)$, $\dot{\mathbf{x}}(t)$, $\mathbf{x}(t)$ 分别为结构的加速度向量、速度向量和位移向量, 多自由度下每个向量都包含了结构的 n 个自由度和 PTRMD 中小球的转角自由度 θ , 即 $\mathbf{x}(t) = (x_1, x_2, \dots, x_n, \theta)^T$, x_1, x_2, \dots, x_n 分

别为结构各层位移; $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别为 $(n+1) \times (n+1)$ 的结构质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{F}_{\text{load}}(t)$ 为 $(n+1) \times 1$ 的外力列向量; $f(t)$ 为小球滚动或碰撞时施加给主结构的作用力; $\mathbf{H} = (0, 0, \dots, 0, 1)^T$; $\mathbf{M}_s, \mathbf{C}_s, \mathbf{K}_s$ 分别为结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵, 均为 n 阶矩阵; \mathbf{F} 为阻尼器的位置向量, 当阻尼器安装于结构顶层时 $\mathbf{F} = (0, 0, \dots, 0, 1)^T$ 。

2 算例分析

2.1 模型参数

选取某 6 层办公楼建筑为研究对象, 每层质量假定相同, 均为 16.315 t, 层间刚度及层间阻尼从下往上逐层递减。考虑多层建筑的响应一般以 1 阶振型为主, 而 1 阶振型顶部位移响应最大, 这里将 PTRMD 置于结构的最顶部。阻尼器小球质量取为 1 阶模态质量的 0.5%, 即 395.3 kg, 材质为钢材, 小球半径为 0.23 m, 小球与顶层结构的质量比 $\lambda = 0.0242$, 在许可范围内。与传统 TMD 一样, 为使 PTRMD 的控制效果达到最佳, 可改变轨道曲率, 将小球滚动频率调至主结构 1 阶频率附近^[11], 求得轨道半径与小球半径之差 $\rho = 0.1775$ m。模型参数如表 1 所示。

为计算方便并保留较好的计算精度, PTRMD 其他参数选取线性黏弹性碰撞模型, 根据文献[12], 当碰撞为线性黏弹性时碰撞阻尼比 ξ 的计算公式如下

$$\xi = \frac{-\ln(e)}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2(e)}} \quad (6)$$

式中: e 为碰撞恢复系数, 与选取的材料有关, 可通过试验测得。

参考文献[13]的较优碰撞阻尼比 $\xi = 0.1$, 由公式(6)反推可得碰撞的恢复系数 $e = 0.73$ 。线性黏弹性碰撞的碰撞刚度和阻尼与小球质量、质量比、恢复系数及接触时间有关, 计算公式如下^[14]

$$\beta = \frac{m}{(1+\lambda)T_c^2} [\pi^2 + \ln^2(e)], c = \frac{2m\ln(e)}{(1+\lambda)T_c} \quad (7)$$

式中: T_c 为碰撞时的接触时间, 通过实测或者模拟计算可以得到。

本算例的接触时间大约为 0.3 s, 由此得到小球

表 1 模型参数

Tab. 1 Model Parameters

结构 1 阶质量 $M_1/10^4$ kg	结构 1 阶刚度 $K_1/(10^6 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1})$	1 阶频率 ν/Hz	小球质量 m/kg	质量比 λ	小球半径 r/m	轨道半径 R/m
7.9	3.12	1	395.3	0.0242	0.23	0.407

碰撞时的刚度和阻尼分别为 $42.7 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$, $808 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ 。装置的最优碰撞角 θ_m 与质量比、轨道与小球半径差、外部激励类型及强度等有关,下节算例中将对取值进行探讨。

2.2 PTRMD 减振性能分析

2.2.1 自由振动

给多自由度结构的顶层一个初始位移然后释放,探讨自由振动下 PTRMD 的减振效果。同时也计算了无碰撞的 TRMD 减振情况以供比较。所用 TRMD 阻尼器除无碰撞挡板外其他参数均与 PTRMD 相同。本文首先探讨不同碰撞角 θ_m 情况下对减振效果的影响。

图 3 为顶层初始位移固定 (0.015 m),只改变碰撞角 θ_m 时计算所得顶层位移响应均方根随碰撞角的变化曲线。由图 3 可以看出,碰撞角的取值对 PTRMD 的减振效果影响较大。碰撞角过小时,虽然小球与主结构碰撞次数很多,但多数的碰撞可能并不都是有效的(主结构与小球的面对面碰撞才是一个有效碰撞),相反可能很多碰撞会加大主结构的位移响应;碰撞角过大($\theta_m \geq 0.66 \text{ rad}$)时,主结构与小球未发生碰撞,阻尼器完全变为 TRMD,关系变为水平线。由图 3 还可以看出,当 $\theta_m < 0.66 \text{ rad}$ 时,主结构位移的均方根值基本都在水平线的下方,表明 PTRMD 不管是在碰撞角过小时碰撞次数过多,还是碰撞角过大时的很少几次碰撞,其减振效果都比 TRMD 要好,最优的碰撞角在 0.10 rad 左右,满足运动方程推导过程中小球滚动角为小量的假定。本文也采用该值作为自由振动算例的碰撞角。

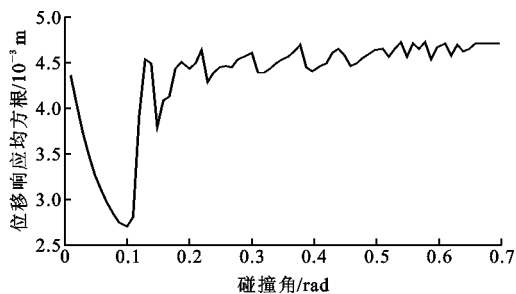


图 3 顶层位移响应均方根与碰撞角关系

Fig. 3 Relationship Between Root Mean Square of Top Displacement Response and Impact Angle

图 4,5 分别为计算所得算例结构在自由振动状态下无控和有控时的顶层位移与加速度响应。由图 4,5 可以看出,PTRMD 对结构的减振效果非常明显,远好于 TRMD 阻尼器。对于 TRMD,随着小球角位移逐渐变大,不断从主结构吸收能量,主结构响应开始减小较快。由于接触面假定完全光滑,小球

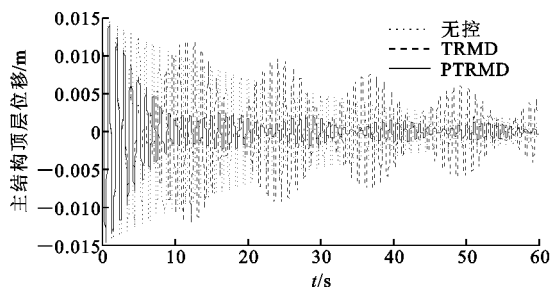


图 4 自由振动下主结构顶层位移响应

Fig. 4 Top Displacement Response of Main Structure Under Free Vibration

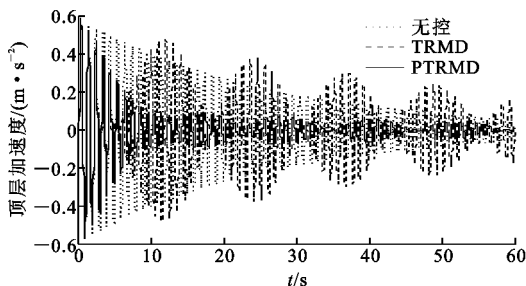


图 5 自由振动下主结构顶层加速度响应

Fig. 5 Top Acceleration Response of Main Structure Under Free Vibration

不能耗散能量,能量便又传回主结构,此过程不断循环,最后由主结构阻尼慢慢消耗,因此出现主结构与小球响应不断循环传递的现象。PTRMD 的小球在超过角位移限值时与黏弹性缓冲材料发生碰撞,通过碰撞将主结构的能量耗散,每 1 次碰撞都能消耗一部分能量,因此可以有效减小主结构的响应。

2.2.2 强迫振动

将外荷载 $F=2\,000\sin(\omega_1 t)$ (ω_1 为角频率)作用于结构的最顶层,探讨强迫振动下 PTRMD 的减振效果。结构参数及碰撞参数的选取与自由振动相同,仿照第 2.2.1 节方法得到该简谐激励下的最优碰撞角为 0.21 rad 。计算所得主结构顶层的有控和无控位移与加速度响应如图 6,7 所示。由图 6,7 可以看出,TRMD 和 PTRMD 均能够有效降低主结构的振动反应,不过 TRMD 相比 PTRMD 的减振效果差很多。PTRMD 能有效降低主结构振动响应 $3/4$ 左右,而 TRMD 却只能减少 $1/4$,进一步凸显了在 TRMD 中加入碰撞的优势。

逐步改变简谐激励的频率,可以得到结构分别在 PTRMD 和 TRMD 控制下的位移响应幅值随激励频率的变化,如图 8 所示。由图 8 可以看出,TRMD 和 PTRMD 都会将主结构的位移峰值(共振时)分解成一低和一高 2 个频率处的位移峰值。

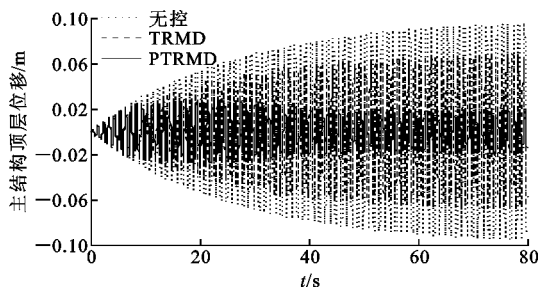


图 6 强迫振动下主结构顶层位移响应
Fig. 6 Top Displacement Response of Main Structure Under Forced Vibration

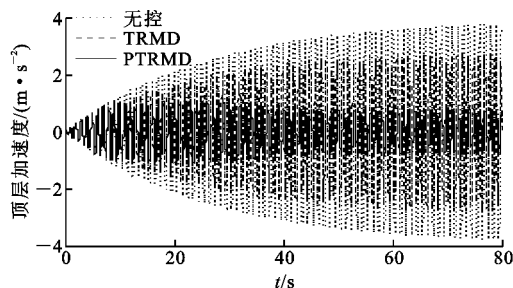


图 7 强迫振动下主结构顶层加速度响应
Fig. 7 Top Acceleration Response of Main Structure Under Forced Vibration

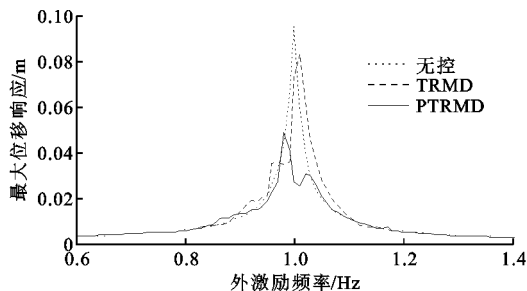


图 8 位移频谱曲线

Fig. 8 Displacement Spectrum Curves

TRMD 在外力频率为 0.98 Hz 时的减振效果最好,共振时效果稍差,表明 TRMD 的工作机理类似于 TMD。PTRMD 不仅能够有效降低主结构在共振时的位移响应,在外力频率 0.98~1.03 Hz 范围时也有很好的减振效果。此外,TRMD 的控制频率较为单一,在频率失谐 2% 左右时效果就不甚理想,而 PTRMD 的频谱曲线基本都被包在无控结构的频谱曲线内部,表明无论外荷载频率如何变化,PTRMD 始终都能稳定有效降低主结构的响应,控制频率范围明显扩大,适用性更强。

3 频率失谐时的鲁棒性分析

由于实际结构的频率无法精确测定,或者使用功能改变,或者结构损伤导致刚度退化,再加上阻尼

器制作的误差往往会导致 PTRMD 的调谐频率与受控结构的基频存在偏差,对 PTRMD 在频率失谐时的鲁棒性进行研究就很有必要^[15-16]。现分别对 PTRMD 在自由振动和强迫振动时的鲁棒性进行探讨。为量化阻尼器频率与最优频率之间的偏差程度,定义失谐率 η 为

$$\eta = \frac{f_{\text{damper}} - f_{\text{opt}}}{f_{\text{opt}}} \quad (8)$$

式中: f_{damper} 为 PTRMD 或 TRMD 的实际频率; f_{opt} 为阻尼器的最优频率。

数值模拟结果表明,自由振动时 $f_{\text{opt}} = 0.98$ Hz,与 TMD 阻尼器最优频率 $f_{\text{opt}} = \frac{1}{1+\lambda}$ 相一致^[11];强迫振动时 $f_{\text{opt}} = 1$ Hz,与结构自振频率相同^[17-18]。原因在于自由振动碰撞次数少,PTRMD 更多表现为 TMD 的减振机制,强迫振动碰撞剧烈,PTRMD 更多与碰撞阻尼器的减振机制相同。

3.1 自由振动下结果分析

频率失谐率为 15% 时,0.83 Hz 和 1.13 Hz 时的 PTRMD 位移响应对比见图 9。与最优频率 (0.98 Hz) 时的 PTRMD 相比,0.83 Hz 的 PTRMD 减振效果较差,1.13 Hz 的 PTRMD 在 0~10 s 内的位移响应减小稍慢,但在差不多稳定时有更小的位移响应。原因在于前 10 s 小球能与限位壁发生碰撞,最优频率下 PTRMD 能更快地减小主结构的位移响应。10 s 后主结构的振动减弱,小球基本不发生碰撞,残余能量主要由小球和主结构共同分担,再慢慢通过主结构的阻尼耗散,频率大时,轨道半径小,分担给小球的能量多,因此主结构的位移响应就会相对较小。对比发现,采用 PTRMD 时主结构在 0.83, 0.98, 1.13 Hz 下的位移响应均方根值减小率分别为 9.3%, 44.2%, 41.9%, 而相同参数下 TRMD 的减小率分别为 2.89%, 3.17%, 1.45%。频率失谐时,PTRMD 的减振效果相对 TRMD 要好很多,但失谐率为 -15% 时减振效果不太理想。

图 10 为自由振动下 PTRMD 和 TRMD 频率失谐率为 -20%~20% 时的结构位移响应减振率对比。由图 10 可以看出,PTRMD 的频率小于最优频率时,减振效果受阻尼器频率影响较大,频率失谐率为 -10% 时的减振效果与最优效果相差 30% 以上。当大于最优频率时,减振效果受频率影响很小,即使频率失谐 20%,减振效果也只减小 3% 左右。因此实际使用时,PTRMD 的轨道半径宜小不宜大。TRMD 由于本身减振效果较弱,相对来说频率失谐

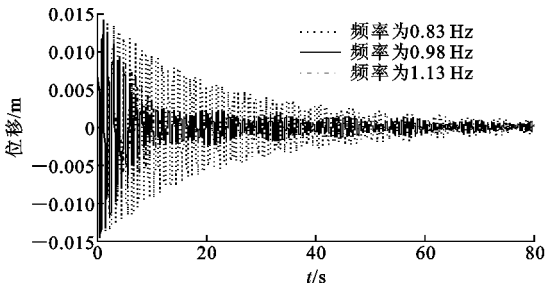


图 9 自由振动下 PTRMD 不同频率时的位移响应对比
Fig. 9 Comparison of Displacement Responses of PTRMD at Different Frequencies Under Free Vibration

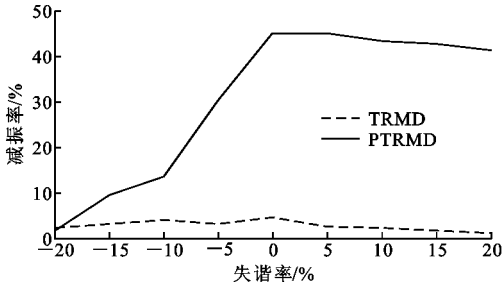


图 10 自由振动下 TRMD 与 PTRMD 频率失谐减振效果对比

Fig. 10 Comparison of Vibration Damping Effects of TRMD and PTRMD with Frequency Detuning Under Free Vibration

对其影响不大。

3.2 强迫振动下结果分析

图 11 为强迫振动下 PTRMD 频率失谐率为 $-15\% \sim 15\%$ 时的位移响应比较。在 PTRMD 频率失谐率为 -15% , 0% 和 15% 时, 位移最大响应减小率分别为 57.5% , 71.3% 和 67.1% , 减振效果虽有所降低, 但影响不是太大。相同情况下 TRMD 减振率分别为 12.5% , 28.3% 和 17.1% , 影响比 PTRMD 大, PTRMD 的鲁棒性强于 TRMD。

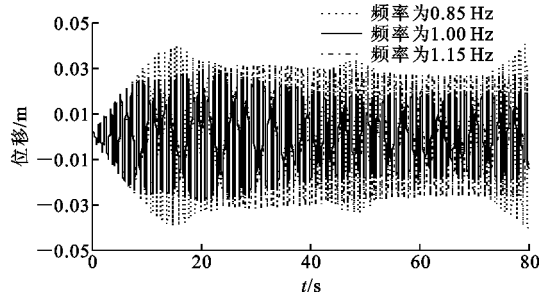


图 11 强迫振动下 PTRMD 不同频率时的位移响应对比
Fig. 11 Comparison of Displacement Responses of PTRMD at Different Frequencies Under Forced Vibration

图 12 为 PTRMD 与 TRMD 失谐率为 $-20\% \sim 20\%$ 时的结构位移减振率变化。由图 12 可知, PTRMD 失谐率在 $-15\% \sim 15\%$ 以内时对减振效果影响较小, 不过进一步减小 ($\eta < -15\%$) 时对减振效果的影响较大, 而 $\eta > 15\%$ 时则影响相对较小。PTRMD 的减振率与失谐率的关系曲线较 TRMD 平缓, 也进一步说明了 PTRMD 相较 TRMD 的鲁棒性强。产生该现象的原因是 PTRMD 是 TRMD 与碰撞阻尼器的结合, 具有 2 种减振机制, 一方面, 它可以作为 TRMD 吸收主结构的能量, 另一方面又可以作为碰撞阻尼器进行耗能。当 PTRMD 频率低于最优频率时, 弧形轨道半径变大, 小球滚动相同碰撞角时的运动距离增大, 与限位壁发生碰撞的程度变低, 阻尼器更多地表现为 TRMD。即使发生碰撞, 碰撞前小球的速度也很小, 碰撞耗散的能量也小, 因此减振效果大幅减小。当频率高于最优频率时, 弧形轨道半径变小, 相同碰撞角的运动距离变短, 此时一方面小球的重力势能变化较快, 存储能量多, 与主结构能量交换快, 另一方面小球又能马上发生碰撞, 不仅有较好的能量吸收能力, 又有较好的能量耗散能力, 因此优于频率往小失谐的情况。

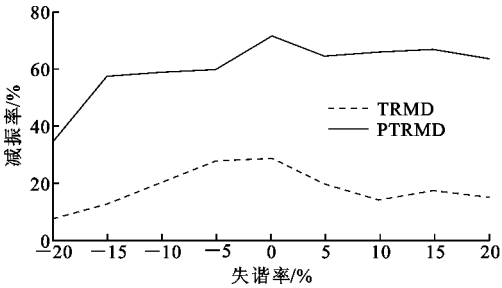


图 12 强迫振动下 TRMD 与 PTRMD 频率失谐减振效果对比

Fig. 12 Comparison of Vibration Damping Effects of TRMD and PTRMD with Frequency Detuning Under Forced Vibration

4 结 语

(1) 无论是自由振动还是强迫振动, PTRMD 都能有效地减小多自由度结构的振动响应, 且优于无碰撞的 TRMD。

(2) 相较于 TRMD, PTRMD 的控制频率范围明显扩大, 适用性更强。

(3) PTRMD 不仅减振效果比 TRMD 好, 同时鲁棒性更强。

(4) PTRMD 的频率小于最优频率时, 减振效果受阻尼器频率影响较大, 但当大于最优频率时, 减振

效果受频率影响变小,实际使用时 PTRMD 的轨道半径宜小不宜大。

参考文献:

References:

- [1] YAO J T. Concept of Structural Control[J]. Journal of the Structural Division, 1972, 98(7): 1567-1574.
- [2] LI S J, FU L M, KONG F. Seismic Response Reduction of Structures Equipped with a Voided Biaxial Slab-based Tuned Rolling Mass Damper[J]. Shock and Vibration, 2015(7): 760394.
- [3] 李书进,王见祥,孙磊,等. 基于空腔楼盖的新型耗能减震装置参数优化[J]. 建筑科学与工程学报, 2017, 34(2): 10-17.
- LI Shu-jin, WANG Jian-xiang, SUN Lei, et al. Parameter Optimization of New Energy Dissipation Device Based on Hollow Floor Slab[J]. Journal of Architecture and Civil Engineering, 2017, 34(2): 10-17.
- [4] 李书进,杨微婷,杜政康,等. 滚动碰撞式调制质量阻尼器及其减振性能研究[J]. 振动工程学报, 2018, 31(5): 845-853.
- LI Shu-jin, YANG Wei-ting, DU Zheng-kang, et al. Study on a Pounding Tuned Rotary Mass Damper and Its Vibration Reduction Performance[J]. Journal of Vibration Engineering, 2018, 31(5): 845-853.
- [5] PIRNER M. Actual Behaviour of a Ball Vibration Absorber[J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2002, 90(8): 987-1005.
- [6] CHEN J, GEORGAKIS C T. Tuned Rolling-ball Dampers for Vibration Control in Wind Turbines[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(21): 5271-5282.
- [7] ZHANG P, SONG G, LI H N, et al. Seismic Control of Power Transmission Tower Using Pounding TMD[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2013, 139(10): 1395-1406.
- [8] ZHANG Z L, CHEN J B, LI J. Theoretical Study and Experimental Verification of Vibration Control of Offshore Wind Turbines by a Ball Vibration Absorber[J]. Structure and Infrastructure Engineering, 2014, 10(8): 1087-1100.
- [9] LI H, ZHANG P, SONG G, et al. Robustness Study of the Pounding Tuned Mass Damper for Vibration Control of Subsea Jumpers[J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(9): 095001.
- [10] XUE Q, ZHANG J, HE J, et al. Control Performance and Robustness of Pounding Tuned Mass Damper for Vibration Reduction in SDOF Structure[J]. Shock and Vibration, 2016(2): 1-15.
- [11] RANA R, SOONG T T. Parametric Study and Simplified Design of Tuned Mass Dampers[J]. Engineering Structures, 1998, 20(3): 193-204.
- [12] ANAGNOSTOPOULOS S A. Pounding of Buildings in Series During Earthquakes[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1988, 16(3): 443-456.
- [13] NAKAMURA Y, WATANABE K. Effects of Balanced Impact Damper in Structures Subjected to Walking and Vertical Seismic Excitations[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2016, 45(1): 113-128.
- [14] LI K, DARBY A P. Modelling a Buffered Impact Damper System Using a Spring-damper Model of Impact[J]. Structural Control & Health Monitoring, 2009, 16(3): 287-302.
- [15] OBATA M, SHIMAZAKI Y. Optimum Parametric Studies on Tuned Rotary-mass Damper[J]. Journal of Vibration and Control, 2008, 14(6): 867-884.
- [16] CHENG C C, WANG J Y. Free Vibration Analysis of a Resilient Impact Damper[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2003, 45(4): 589-604.
- [17] BAPAT C N, SANKAR S. Single Unit Impact Damper in Free and Forced Vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 99(1): 85-94.
- [18] ZHONG W X, WILLIAMS F W. A Precise Time Step Integration Method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1994, 208(6): 427-430.