

文章编号:1673-2049(2017)02-0010-08

基于空腔楼盖的新型耗能减震装置参数优化

李书进,王见祥,孙磊,孔凡

(武汉理工大学 土木工程与建筑学院,湖北 武汉 430070)

摘要:对一种基于空腔楼盖的新型耗能减震装置的参数优化问题进行了探讨;对基于拉格朗日变分原理推导出的装有该装置的受控结构非线性运动方程进行统计线性化处理,以结构的水平位移方差最小化为优化准则,应用定点理论方法对该装置的参数优化问题展开研究;利用蒙特卡洛模拟方法对不同情况下受控结构的减震效果进行对比分析,验证了该方法的有效性。结果表明:采用所提方法能有效进行耗能减震装置的参数优化设计,为该装置的推广应用提供依据。

关键词:耗能减震装置;参数优化;定点理论;蒙特卡洛模拟;空腔楼盖

中图分类号:TU352.1

文献标志码:A

Parameter Optimization of New Energy Dissipation Device Based on Hollow Floor Slab

LI Shu-jin, WANG Jian-xiang, SUN Lei, KONG Fan

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

Abstract: The parameter optimization of a new energy dissipation device based on hollow floor slab was discussed. The nonlinear motion equation of the controlled structure with the device based on the Lagrange variational principle was treated using statistical linearization method. Then, taking the device as object, the structural horizontal displacement variance minimization was taken as the optimization criterion, the parameter optimization problem of the device was studied using the fixed point theory. The Monte Carlo simulation method was used to compare the damping effects of the controlled structure under different conditions, and the effectiveness of the proposed method was verified. The results show that the proposed method can be used to optimize the parameters of energy dissipation device effectively, and provides the basis for the application of the device.

Key words: energy dissipation device; parameter optimization; fixed point theory; Monte Carlo simulation; hollow floor slab

0 引言

近年来,装配式建筑在中国得到了极大的推广,为减少现场作业量和构件自重,各种空腔楼盖体系也在工程中得到广泛应用^[1-2]。利用分布于这种楼盖体内的大量空腔,本文提出了一种新型滚动式调

谐质量阻尼器(TRMD)耗能减震装置,并对其工作机理和减震性能进行了初步探讨^[3-4]。该装置具有制作方便、布置灵活且不影响结构使用功能等优点。

滚动式调谐质量阻尼器是一种基于传统调谐质量阻尼器(TMD)研究开发出来的减震装置,属于被动控制技术,为使该装置控制效果最优,需要对其参

收稿日期:2016-09-25

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。

数进行优化设计。

有关调谐质量阻尼器的参数优化问题许多学者做了深入分析和研究^[5-18],李春祥等^[5]基于位移均方差最小值和最大动力放大系数最小值的优化准则,对 TMD 在高层建筑结构减震控制方面的优化问题进行了系统讨论与分析;Jangid 等^[6-7]研究了多重调谐质量阻尼器(MTMD)对扭转耦合结构系统在横向激励下的减振效果并进行了参数优化分析;李春祥^[8]研究了 MTMD 对非对称结构的扭转控制,并对 MTMD 的放置位置进行了优化。Sakuma 等^[9]基于定点理论,将一种滚动式 TMD 应用于线性体系的振动控制并作最优参数分析。Chen 等^[10]研究了滚动式 TMD 在风力发电塔架中的振动控制,设计了适用于风力发电结构的滚球阻尼器,并进行了参数优化设计。

根据前期研究成果,这种新型滚动式调谐质量阻尼器的运动方程为非线性方程,其减震效果与小球和主体结构的质量比、轨道半径、小球半径以及小球与轨道之间的滚动摩擦因数等因素有关^[3]。本文将运用统计线性化方法将该非线性方程线性化,以结构的水平位移方差最小化为优化准则,应用定点理论^[19]对该装置的参数优化问题展开研究,并采用蒙特卡洛模拟方法对优化结果进行验证。

1 TRMD 运动方程及其统计线性化处理

1.1 TRMD 的计算模型及运动方程

带有 TRMD 耗能装置的单自由度结构简化模型如图 1 所示,其中, M 为主体结构的质量, m 为 TRMD 振子即小球的质量,实际工程中 m 远小于 M , K 为主体结构的刚度, C 为主体结构的阻尼, F 为主体结构所受外部激励, $F=(M+m)\ddot{x}_g$, \ddot{x}_g 为外部激励的加速度。在水平激励作用下,主体结构产生沿水平方向位移的同时 TRMD 将产生沿轨道的转角位移,如图 2 所示,其中, g 为重力加速度, θ 为 TRMD 振子相对于轨道圆心运动的角位移, r 为 TRMD 振子的半径, R 为 TRMD 装置的轨道半径, ψ 为 TRMD 振子滚动角度, f 为非保守滚动摩擦力矩, ω 为小球滚动角速率, N 为小球垂直于其与轨道接触面处切线方向的支撑力。在小球转动位移较小的情况下,运用 Lagrange 变分原理可推导出被动受控结构的运动微分方程,如式(1),(2)所示,方程的详细推导见文献^[3]。

$$(M+m)\ddot{x}_1 + m\rho\ddot{\theta} + C\dot{x}_1 + Kx_1 = -F \quad (1)$$

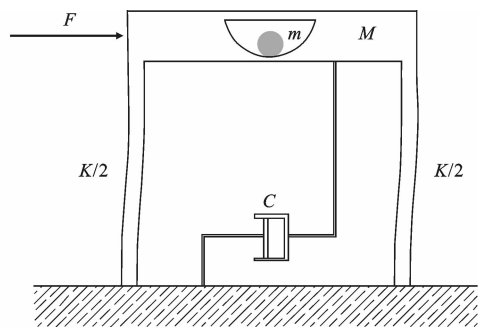


图 1 带 TRMD 的结构模型

Fig. 1 Structure Model with TRMD

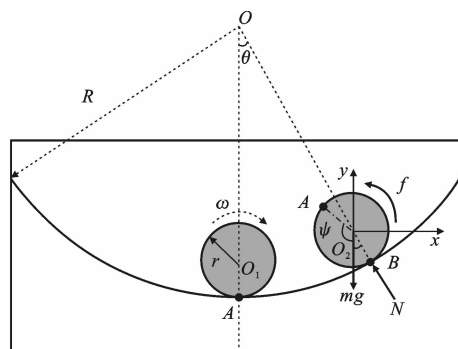


图 2 TRMD 振子的运动模型

Fig. 2 Motion Model of TRMD Oscillator

$$\frac{5}{7\rho}\ddot{x}_1 + \ddot{\theta} + \frac{5\mu g R \dot{\theta}}{7\rho^2 r |\dot{\theta}|} + \frac{5g}{7\rho}\theta = 0 \quad (2)$$

式中: x_1 为主体结构在外部激励作用下的水平位移; ρ 为 TRMD 轨道圆心到振子圆心的距离, $\rho = R - r$; μ 为小球与轨道接触面的滚动摩擦因数。

取 TRMD 振子与主体结构的质量比 $m_r = m/M$, 主体结构的自振频率 $\omega_1 = \sqrt{K/M}$, 则式(1)经整理可简化为

$$(1+m_r)\ddot{x}_1 + m_r\rho\ddot{\theta} + 2\xi_1\omega_1\dot{x}_1 + \omega_1^2x_1 = -(1+m_r)\ddot{x}_g \quad (3)$$

式中: ξ_1 为主体结构阻尼比。

1.2 统计线性化

用等价线性方程替换非线性方程式(2)得到

$$\frac{5}{7\rho}\ddot{x}_1 + \ddot{\theta} + 2\xi_2\omega_2\dot{\theta} + \omega_2^2\theta = 0 \quad (4)$$

式中: ξ_2 为 TRMD 减震装置的等价阻尼比; ω_2 为 TRMD 振子的自振频率,且 $\omega_2 = \sqrt{5g/(7\rho)}$ 。

式(2)中的 $5\mu g R \dot{\theta}/(7\rho^2 r |\dot{\theta}|)$ 由引入的等效线性阻尼力 $2\xi_2\omega_2\dot{\theta}$ 取代。非线性系统和等价线性系统之间的参数关系可通过最小化 $2\xi_2\omega_2\dot{\theta}$ 与 $5\mu g \dot{\theta}/(7\rho r |\dot{\theta}|)$ 之间的差值平方对 ξ_2 的偏导数得到^[20],即

$$\frac{d}{d\xi_2} [(2\xi_2\omega_2\dot{\theta} - \frac{5\mu g R \dot{\theta}}{7\rho^2 r |\dot{\theta}|})^2] = 0 \quad (5)$$

从而有

$$2\xi_2\omega_2 E(\dot{\theta}^2) = \frac{5\mu_g R}{7\rho^2 r} E(|\dot{\theta}|) \quad (6)$$

式中: $E(\dot{\theta}^2) = \sigma_\theta^2 + E(\dot{\theta})^2$, σ_θ 为 $\dot{\theta}$ 的标准差。

2 TRMD 的参数优化设计

2.1 结构响应分析

假设外部激励为简谐激励, 即 $\ddot{x}_g = \ddot{X}_g \sin(\omega t)$, 其中, \ddot{X}_g 为外部激励的幅值, t 为时间, 则对应等价后运动方程式(3), (4)稳态振动响应的解可假设为

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_g &= \ddot{X}_g \exp(i\omega t) \\ x_1 &= X_1(\omega) \exp(i\omega t) \\ \theta &= \Theta(\omega) \exp(i\omega t) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中: Θ 为 θ 的幅值。

将式(7)代入式(3), (4), 为简化形式, 取 $\omega_r = \omega_2/\omega_1$, $\varphi = \omega/\omega_1$, 得到关于 φ 的位移传递函数为

$$H_{x_1}(\varphi) = \frac{1+m_r}{\omega_1^2} (-\varphi^2 + 2\xi_2\omega_r\varphi i + \omega_r^2) / \{ (-\varphi^2 + 2\xi_2\omega_r\varphi i + \omega_r^2) [- (1+m_r)\varphi^2 + 2\xi_1\varphi i + 1] - \frac{5}{7}m_r\varphi^4 \} \quad (8)$$

$$H_\theta(\varphi) = \frac{1+m_r}{\omega_1^2} 5\varphi^2 / \{ 7\rho(-\varphi^2 + 2\xi_2\omega_r\varphi i + \omega_r^2) \cdot [- (1+m_r)\varphi^2 + 2\xi_1\varphi i + 1] - 5\rho m_r\varphi^4 \} \quad (9)$$

取 $x_1(\varphi)$, $\theta(\varphi)$ 分别为主体结构水平位移和 TRMD 振子对轨道圆心运动的角位移幅值, 对式(8), (9)求模可得主体结构水平位移与 TRMD 振子角位移传递率为

$$\frac{x_1(\varphi)}{\ddot{X}_g} = \frac{1+m_r}{\omega_1^2} \sqrt{\frac{(-\varphi^2 + \omega_r^2)^2 + (2\xi_2\omega_r\varphi)^2}{A^2(\omega_r, \xi_2, \varphi) + B^2(\omega_r, \xi_2, \varphi)}} \quad (10)$$

$$\frac{\theta(\varphi)}{\ddot{X}_g} = \frac{1+m_r}{\omega_1^2} \sqrt{\frac{25\varphi^4}{49\rho^2 [A^2(\omega_r, \xi_2, \varphi) + B^2(\omega_r, \xi_2, \varphi)]}} \quad (11)$$

其中

$$\left. \begin{aligned} A(\omega_r, \xi_2, \varphi) &= (1 + \frac{2}{7}m_r)\varphi^4 + \omega_r^2 - \varphi^2 - \\ &\quad (1+m_r)\omega_r^2\varphi^2 - 4\xi_1\xi_2\omega_r\varphi^2 \\ B(\omega_r, \xi_2, \varphi) &= -2(1+m_r)\xi_2\omega_r\varphi^3 + \\ &\quad 2\xi_2\omega_r\varphi + 2\xi_1\varphi\omega_r^2 - 2\xi_1\varphi^3 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

为便于分析, 假设外部激励为白噪声, 其频谱密度为 S_0 , 则主体结构水平位移与 TRMD 振子对轨道圆心运动角位移的频谱密度 $S_{x_1}(\omega)$, $S_\theta(\omega)$ 分别为

$$S_{x_1}(\omega) = S_0 |H_{x_1}(\omega)|^2 \quad (13)$$

$$S_\theta(\omega) = S_0 |H_\theta(\omega)|^2 \quad (14)$$

主体结构水平位移与 TRMD 振子对轨道圆心运动角速度的响应方差 $\sigma_{x_1}^2$, σ_θ^2 分别为

$$\sigma_{x_1}^2 = 2S_0 \int_0^{+\infty} |H_{x_1}(\omega)|^2 d\omega = 2\omega_1 S_0 \int_0^{+\infty} |H_{x_1}(\varphi)|^2 d\varphi \quad (15)$$

$$\sigma_\theta^2 = 2S_0 \int_0^{+\infty} \omega^2 |H_\theta(\omega)|^2 d\omega = 2\omega_1^3 S_0 \int_0^{+\infty} \varphi^2 |H_\theta(\varphi)|^2 d\varphi \quad (16)$$

2.2 受控结构参数对等价线性系统最优参数的影响

以受控主体结构水平位移方差最小为优化准则, 对于给定结构, ω_1 和 $1+m_r$ 为常数, 引入目标函数 $J(\omega_r, \xi_2, \varphi)$, 由式(15)可得

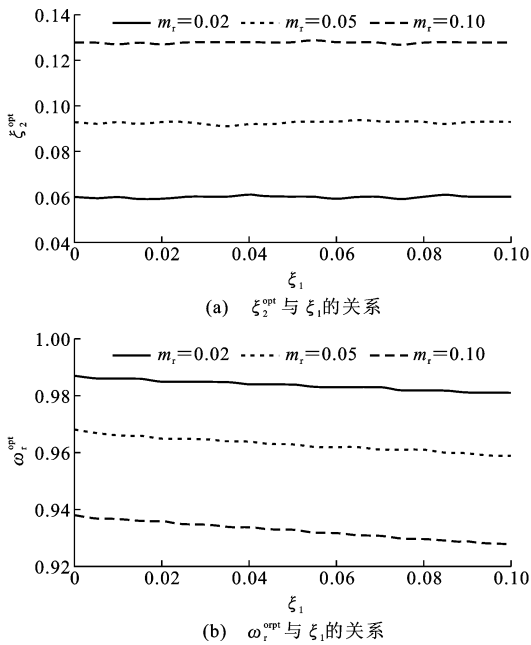
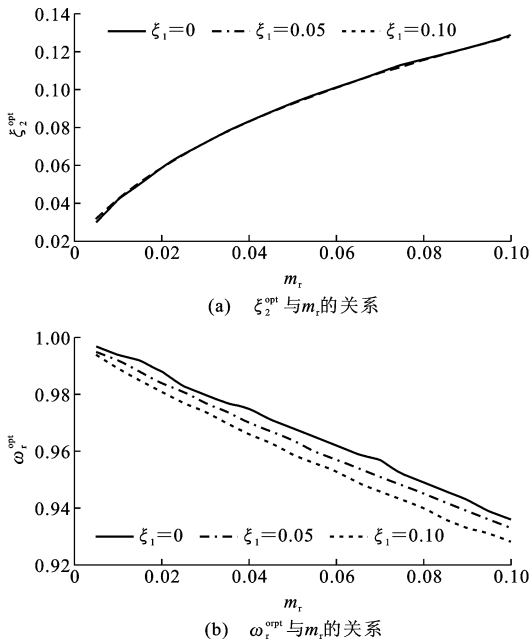
$$J(\omega_r, \xi_2, \varphi) = 2 \int_0^{+\infty} [(-\varphi^2 + \omega_r^2)^2 + (2\xi_2\omega_r\varphi)^2] / [A^2(\omega_r, \xi_2, \varphi) + B^2(\omega_r, \xi_2, \varphi)] d\varphi \quad (17)$$

寻求主体结构给定时等价线性系统的频率比 ω_r 和阻尼比 ξ_2 , 使得式(17)的取值最小。为得到等价线性系统的最优参数与主体结构阻尼比 ξ_1 和质量比 m_r 之间的关系, 并考虑到在实际工程中减震装置与主体结构的质量比一般不大于 0.05, 取 $\xi_1 \in [0, 0.1]$, 间隔为 0.01, 取 $m_r = 0.02, 0.05, 0.10$, 运用非线性规划法分别求出等价线性系统的最优参数 ξ_2^{opt} 和 ω_r^{opt} , 得出最优参数与主体结构阻尼比 ξ_1 的关系, 如图 3 所示。从图 3 可以看出, 6 条曲线与横轴近乎平行。取 $m_r \in [0.005, 0.1]$, 间隔为 0.005, 取 $\xi_1 = 0, 0.05, 0.10$, 运用非线性规划法分别求出等价线性系统的最优参数 ξ_2^{opt} , ω_r^{opt} , 得出最优参数与质量比 m_r 的关系, 如图 4 所示。由图 4(a)可知, 3 条曲线近乎重合, 并且 ξ_2^{opt} 随着质量比 m_r 的增大而增大; 由图 4(b)可知, ω_r^{opt} 随着质量比 m_r 的增大而减小。由此可知, 等价线性系统的最优阻尼比与最优频率比受主体结构阻尼比 ξ_1 的影响较小, 即 ξ_1 在 ξ_2^{opt} , ω_r^{opt} 的求解中可以忽略, 从而分析中可以假定主体结构的阻尼比 $\xi_1 = 0$ 。

2.3 幅度系数

在假定主体结构阻尼比 $\xi_1 = 0$ 的基础上, 主体结构在外部激励 \ddot{x}_g 下的动位移与在外部激励幅值 \ddot{X}_g 下的静位移的比值可以根据主体结构的位移传递率得出, 该比值称为幅度系数。运用定点理论, 最优参数取值的优化准则就转化为使幅度系数的最大值最小化。

由于假定主体结构阻尼比 $\xi_1 = 0$, 由式(10)得出

图 3 等价线性系统最优参数与 ξ_1 的关系Fig. 3 Relationships Between Optimal Parameters of Equivalent Linear System and ξ_1 图 4 等价线性系统最优参数与 m_r 的关系Fig. 4 Relationships Between Optimal Parameters of Equivalent Linear System and m_r

等价线性系统中无阻尼结构水平位移的传递率为

$$\frac{x_1(\varphi)}{\ddot{X}_g} = \frac{1+m_r}{\omega_1^2} \{ [(-\varphi^2 + \omega_r^2)^2 + (2\xi_2\omega_r\varphi)^2] / [(1 + \frac{2}{7}m_r)\varphi^4 + \omega_r^2 - \varphi^2 - (1+m_r)\omega_r^2\varphi^2]^2 + [-2(1+m_r)\xi_2\omega_r\varphi^3 + 2\xi_2\omega_r\varphi]^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

由于在幅值荷载 \ddot{X}_g 下的受控结构水平方向静

位移 $x_{st} = (M+m)\ddot{X}_g/K$, 由式(18)可得受控结构在外部激励 \ddot{x}_g 下的幅度系数 $G(\omega_r, \xi_2, \varphi)$ 为

$$G(\omega_r, \xi_2, \varphi) = \{ [(-\varphi^2 + \omega_r^2)^2 + (2\xi_2\omega_r\varphi)^2] / [(1 + \frac{2}{7}m_r)\varphi^4 + \omega_r^2 - \varphi^2 - (1+m_r)\omega_r^2\varphi^2]^2 + [-2(1+m_r)\xi_2\omega_r\varphi^3 + 2\xi_2\omega_r\varphi]^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

由定点理论可知,在质量比、频率比确定,等价阻尼比 ξ_2 不同的情况下,幅度系数曲线交于 2 个定点。在质量比 $m_r = 0.04$, 频率比 $\omega_r = 0.95$, $\xi_2 = 0.1, 0.2, 0.4$ 时的 3 条幅度系数曲线交于 2 个定点 P 与 Q [图 5(a)], 图 5(b) 为在质量比 $m_r = 0.04$, 频率比 $\omega_r = [0.92, 1]$ 且间隔为 0.01 时交点 P 与 Q 处的幅度系数。由图 5 可知, P 处的幅度系数随着 ω_r 的增大而增大, Q 处的幅度系数随着 ω_r 的增大而减小, 因此在 $\max[G(\omega_r, \xi_2, \varphi_P), G(\omega_r, \xi_2, \varphi_Q)]$ 最小时, P 与 Q 两点的幅度系数相等 (φ_P, φ_Q 分别为 P 点和 Q 点处外部激励频率与主体结构频率的比值)。本文所探讨的 TRMD 参数优化方法就是寻求最优参数, 将 2 个定点的高度保持一致, 并且使得两定点处的幅度系数为最大值。寻求等价线性系统的频率比 ω_r 将 2 个定点的高度保持一致, 称为最佳谐振条件; 寻求等价线性系统的阻尼比使得 2 个定点处的幅度系数为最大值, 称为最佳阻尼条件。

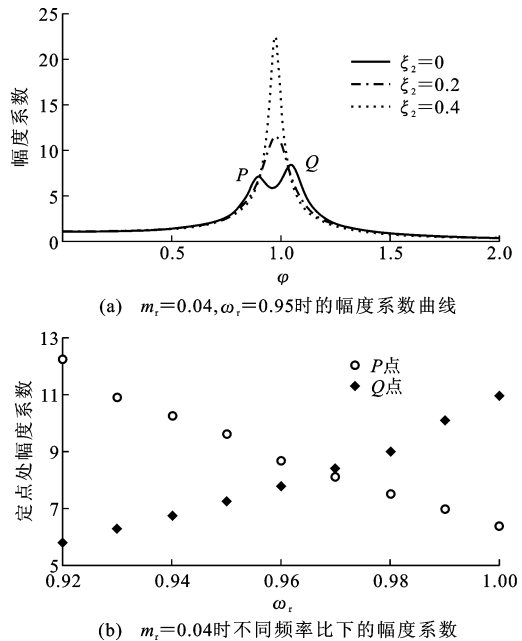


图 5 不同参数时的幅度系数曲线

Fig. 5 Amplitude Coefficient Curves with Different Parameters

2.4 等价线性系统的最佳谐振条件

由于 P, Q 两定点纵坐标的取值与 ξ_2 的取值无

关,所以有

$$G(\omega_r, \xi_2=0, \varphi_{P,Q}) = G(\omega_r, \xi_2 \rightarrow \infty, \varphi_{P,Q}) \quad (20)$$

由式(18)得 $\xi_2=0, \xi_2 \rightarrow \infty$ 时的幅度系数分别为

$$G(\omega_r, \xi_2=0, \varphi) = |C(\omega_r, \varphi)/D(\omega_r, \varphi)| \quad (21)$$

$$G(\omega_r, \xi_2 \rightarrow \infty, \varphi) = |E(\omega_r, \varphi)/F(\omega_r, \varphi)| \quad (22)$$

$$C(\omega_r, \varphi) = -\varphi^2 + \omega_r^2$$

$$D(\omega_r, \varphi) = (1+2m_r/7)\varphi^4 + \omega_r^2 - \varphi^2 - (1+m_r)\omega_r^2\varphi^2$$

$$E(\omega_r, \varphi) = 1$$

$$F(\omega_r, \varphi) = -(1+m_r)\varphi^2 + 1$$

由式(22)得出,在 $\xi_2 \rightarrow \infty$ 时幅度系数曲线关于 $\varphi^2=1/(1+m_r)$ 对称,为满足在 P, Q 两定点处的幅度系数相等,两定点横坐标的形式为

$$\left. \begin{aligned} \varphi_P^2 &= \frac{1}{1+m_r} - a \\ \varphi_Q^2 &= \frac{1}{1+m_r} + a \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

式中: a 为任意正数。

将式(21), (22)代入式(20)并整理得

$$(2+9m_r/7)\varphi^4 - 2[(1+m_r)\omega_r^2 + 1]\varphi^2 + 2\omega_r^2 = 0 \quad (24)$$

将式(23)代入式(24), 求解得到等价线性系统最佳谐振条件 ω_r 与两定点横坐标 φ_P, φ_Q 为

$$\omega_r = \frac{\sqrt{1+2m_r/7}}{1+m_r} \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_P^2 &= \frac{1}{1+m_r} - \frac{1}{1+m_r} \sqrt{\frac{5m_r}{14+9m_r}} \\ \varphi_Q^2 &= \frac{1}{1+m_r} + \frac{1}{1+m_r} \sqrt{\frac{5m_r}{14+9m_r}} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

此时,由于 P, Q 两定点处的幅度系数与 ξ_2 的取值无关,因此定点处的纵坐标可以表示为

$$G(\omega_r, \xi_2, \varphi_{P,Q}) = G(\omega_r, \xi_2 \rightarrow \infty, \varphi_{P,Q}) = |E(\omega_r, \varphi_{P,Q})/F(\omega_r, \varphi_{P,Q})| \quad (27)$$

将式(26)代入式(27)得出定点处幅度系数的取值 $G(m_r)$ 为

$$G(m_r) = \sqrt{\frac{14+9m_r}{5m_r}} \quad (28)$$

2.5 等价线性系统的最佳阻尼条件

幅度系数在定点处达到最大的条件可由幅度系数对 φ 求偏导得出,即

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{M(\omega_r, \xi_2, \varphi)}{N(\omega_r, \xi_2, \varphi)} \right] &= \\ \frac{\partial}{\partial \varphi^2} \left[\frac{M(\omega_r, \xi_2, \varphi)}{N(\omega_r, \xi_2, \varphi)} \right] \times 2\varphi &= 0 \end{aligned} \quad (29)$$

$$\left. \begin{aligned} M(\omega_r, \xi_2, \varphi) &= (-\varphi^2 + \omega_r^2)^2 + (2\xi_2\omega_r\varphi)^2 \\ N(\omega_r, \xi_2, \varphi) &= \left[\left(1 + \frac{2}{7}m_r \right) \varphi^4 + \right. \\ &\quad \left. \omega_r^2 - \varphi^2 - (1+m_r)\omega_r^2\varphi^2 \right]^2 + \\ &\quad \left. 4\xi_2^2\omega_r^2[-(1+m_r)\varphi^3 + \varphi]^2 \right\} \end{aligned} \quad (30)$$

将式(30)代入式(29)并化简得

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial N(\omega_r, \xi_2, \varphi)}{\partial \varphi^2} &= \frac{\partial M(\omega_r, \xi_2, \varphi)}{\partial \varphi^2} \frac{N(\omega_r, \xi_2, \varphi)}{M(\omega_r, \xi_2, \varphi)} \\ N(\omega_r, \xi_2, \varphi)/M(\omega_r, \xi_2, \varphi) &= 1/G^2(\omega_r, \xi_2, \varphi) \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

定点 P, Q 处幅度系数取值与阻尼比 ξ_2 无关,因此在最佳谐振条件下由式(28)可得

$$N(\omega_r, \xi_2, \varphi_{P,Q})/M(\omega_r, \xi_2, \varphi_{P,Q}) = 5m_r/(14+9m_r) \quad (32)$$

将式(26), (32)代入式(31)得

$$\left. \begin{aligned} [\xi_2^{\text{opt}}(\varphi_P)]^2 &= -(\omega_r^2 - \varphi_{P,Q}^2)[2(1+2m_r/7)\varphi_{P,Q}^2 - \\ &\quad 1 - (1+m_r)\omega_r^2 + 2\sqrt{5m_r/(14+9m_r)}] / \\ &\quad \{4[2-3(1+m_r)\varphi_{P,Q}^2 - \\ &\quad \sqrt{5m_r/(14+9m_r)}]\omega_r^2\} \\ [\xi_2^{\text{opt}}(\varphi_Q)]^2 &= -(\omega_r^2 - \varphi_{P,Q}^2)[2(1+2m_r/7)\varphi_{P,Q}^2 - \\ &\quad 1 - (1+m_r)\omega_r^2 - 2\sqrt{5m_r/(14+9m_r)}] / \\ &\quad \{4[2-3(1+m_r)\varphi_{P,Q}^2 + \\ &\quad \sqrt{5m_r/(14+9m_r)}]\omega_r^2\} \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

由于 $m_r \ll 1$, 取 $1/(1+m_r)^2 = 1/(1+m_r)$, 将式(27)代入式(33)后整理得 P, Q 两点对应的等价阻尼比为

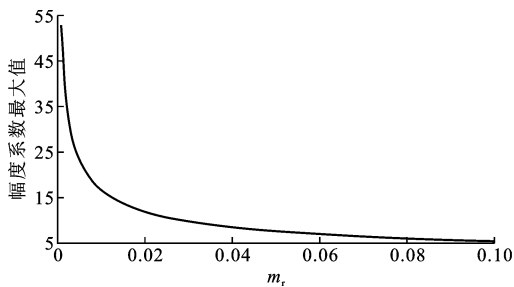
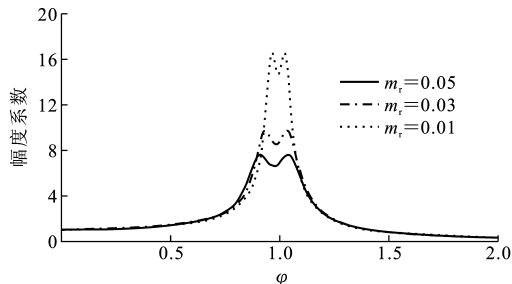
$$\left. \begin{aligned} \xi_2^{\text{opt}}(\varphi_P) &= \frac{\sqrt{3}[\sqrt{5m_r/(14+9m_r)} + 2m_r/7]}{2\sqrt{(1+2m_r/7)}} \\ \xi_2^{\text{opt}}(\varphi_Q) &= \frac{\sqrt{3}[\sqrt{5m_r/(14+9m_r)} - 2m_r/7]}{2\sqrt{(1+2m_r/7)}} \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

由于在 P, Q 两点处 ξ_2^{opt} 值不相同, 且由于 $m_r \ll 1$, $\sqrt{5m_r/(14+9m_r)} \ll 2m_r/7$, 因此为方便分析, 求 P, Q 两点处 ξ_2^{opt} 的平均值 $\bar{\xi}_2^{\text{opt}}$ 得

$$\bar{\xi}_2^{\text{opt}} = \sqrt{\frac{15m_r}{4(1+2m_r/7)(14+9m_r)}} \quad (35)$$

2.6 最佳质量比

根据式(28)可得出等价线性系统参数最优时幅度系数最大值与质量比关系(图6)和不同质量比下的幅度系数曲线(图7)。由图6, 7可知, 在最佳谐振条件下, 幅度系数随着质量比 m_r 增大而减小, 且在质量比 $m_r \geq 0.05$ 时, m_r 的增量对幅度系数的影响显著减弱。考虑到实际工程中一般 $m_r \leq 0.05$, 本文将探讨质量比 m_r 为 0.05 时的参数最优解。

图 6 幅度系数最大值与 m_r 的关系Fig. 6 Relationship Between Maximum Amplitude Coefficient and m_r 图 7 不同 m_r 时的幅度系数曲线Fig. 7 Amplitude Coefficient Curves with Different m_r

2.7 最优摩擦因数

根据统计线性化得到的摩擦因数 μ 与各参数之间的关系式(6)可求出等价线性系统参数最优时非线性系统的最优摩擦因数。假设振子的反应为 0 均值的平稳高斯过程,则

$$E(\dot{\theta}^2) = \sigma_{\dot{\theta}}^2 \quad (36)$$

$$E(|\dot{\theta}|) = 2 \int_0^{\infty} \sigma_{\dot{\theta}}^2 = \frac{\dot{\theta}}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\dot{\theta}}} \exp\left(-\frac{\dot{\theta}^2}{2\sigma_{\dot{\theta}}^2}\right) d\dot{\theta} = \frac{2\sigma_{\dot{\theta}}^2}{\sqrt{2\pi}} \quad (37)$$

将式(36),(37)代入式(6)得

$$\mu = \frac{7\sqrt{2\pi}\rho^2 r \xi_2 \omega_1 \omega_r \sigma_{\dot{\theta}}}{5gR} \quad (38)$$

取质量比为 0.05 时,根据式(26)得 $\omega_r^{\text{opt}} = 0.959$,根据式(35)得 $\xi_2^{\text{opt}} = 0.114$,代入式(16)得

$$\sigma_{\dot{\theta}}^2 = \frac{397S_0 25(1+m_r)}{\omega_1 \rho^2 49} \quad (39)$$

由式(38)可得最优摩擦因数 μ^{opt} 为

$$\mu^{\text{opt}} = 0.585r\rho\sqrt{S_0\omega_1}/R \quad (40)$$

3 数值模拟与验证

选取无阻尼的单自由度模型进行数值模拟与验证。结构侧向刚度 $K = 2 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$,受均值为 0、频谱密度 $S_0 = 4.1 \times 10^{-4} \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$ 的高斯白噪声激励。取 $M+m=8 \text{ t}$,质量比 $m_r=0.05$,则 $M=7.6$

t , $m=0.4 \text{ t}$ 。假设小球为混凝土小球,密度为 $2500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,则小球半径 $r=33.7 \text{ cm}$ 。受控结构的频率 $\omega_1 = \sqrt{K/M} = 5 \text{ Hz}$,选取频率比 $\omega_r = 0.959$,则减震系统的最优自振频率 $\omega_2 = 4.795 \text{ Hz}$;根据 $\omega_2 = \sqrt{5g/(7\rho)}$ 得出轨道与小球的半径差 $\rho = 30.4 \text{ cm}$,TRMD 轨道半径 $R = 64.1 \text{ cm}$;由式(35)得等价线性系统的最优阻尼比 $\xi_2 = 0.114$;由式(40)得小球与轨道间的滚动摩擦因数 $\mu = 0.0042$ 。为得出最优参数控制下结构与非最优参数控制下结构在相同激励下的响应对比,用随机过程方法生成 1000 个白噪声激励的样本作用于受控结构,并采用蒙特卡洛模拟方法来模拟结构的响应。

在采用蒙特卡洛模拟方法时最优参数为 $\rho = 0.304 \text{ m}$, $\mu = 0.0042$,通过等价线性系统与非线性系统之间的关系(式 6)得出等价线性系统对应的参数为 $\xi_2 = 0.114$, $\omega_r = 0.959$ 。为显示出减震效果,分别得出线性运动系统和非线性运动系统在最优参数时的位移标准差,并与未控结构的位移标准差进行对比(图 8)。从图 8 可以看出,在最优参数情况下,主体结构水平位移标准差得到了很好控制,通过统计线性化方法得到的主体结构位移标准差与蒙特卡洛模拟得到的标准差大致相等。

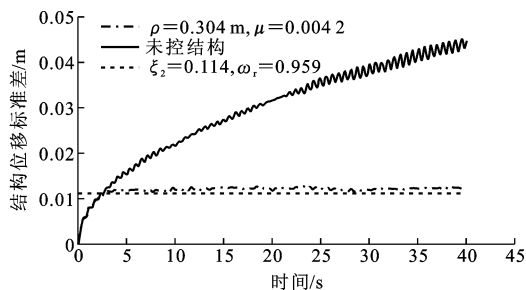


图 8 最优参数与未控结构的位移标准差对比

Fig. 8 Comparisons of Displacement Standard Deviation Between Optimal Parameters and Uncontrolled Structure

为进一步验证最优参数时的减震效果,用蒙特卡洛模拟方法得出主体结构水平位移标准差最大值和半径差 ρ 与摩擦因数 μ 的关系(图 9),以及用统计线性化方法得出主体结构水平位移标准差和半径差 ρ 与摩擦因数 μ 的关系(图 10)。从图 9,10 可以看出,采用蒙特卡洛模拟方法得出的主体结构水平位移标准差最大值与采用统计线性化方法得出的水平位移标准差最小值位置相近,都在摩擦因数为 0.004 和轨道与小球的半径差为 0.3 m 附近,因此说明系统在最优参数时的减震效果最好。

为更明确最优参数时受控结构相对于未控结构

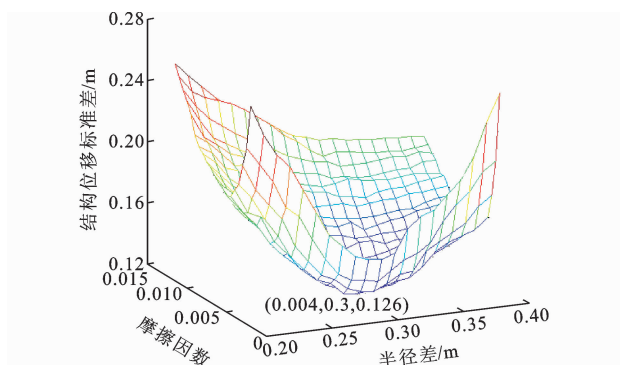


图 9 结构位移标准差最大值和半径差及摩擦因数的关系

Fig. 9 Relationships of Maximum Standard Deviation of Structure Displacement Radius Difference, and Friction Coefficient

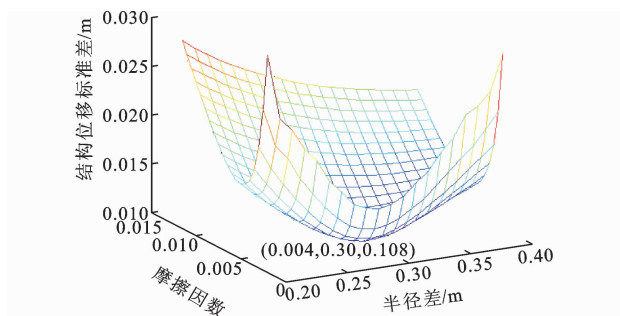


图 10 结构位移标准差和半径差及摩擦系数的关系

Fig. 10 Relationship of Standard Deviation of Structure Displacement, Radius Difference and Friction Coefficient

的位移响应控制效果,在上述相同参数下得到主体结构位移响应(图 11)。由图 11 可以看出,带有 TRMD 的减震装置在参数最优时的减震效果良好。

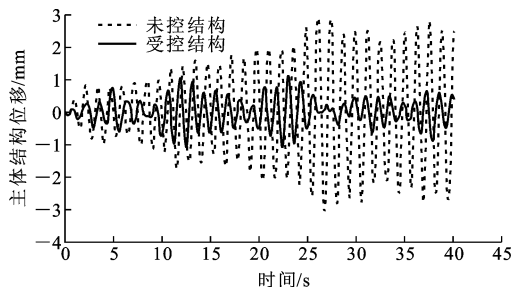


图 11 结构位移响应对比

Fig. 11 Comparison of Structure Displacement Responses

4 结 语

(1)本文对一种基于空腔楼盖的新型耗能减震装置参数优化问题进行了研究,提出了针对该减震装置的参数优化方法。该方法首先运用统计线性化方法将受控结构非线性运动方程线性化,然后以结构水平位移方差最小化为优化准则,应用定点理论对系统的参数进行优化,得到各参数的最优值。

(2)通过算例,利用蒙特卡洛模拟方法对比分析了非线性运动系统和利用统计线性化方法得到的线性系统减震效果,在参数相同时两者控制主体结构水平位移标准差的效果基本相同,验证了本文所提方法的可靠性。

(3)对比了相同激励下最优参数、非最优参数、未控结构三者的控制效果,结果表明采用此种方法得到的最优参数对于带有 TRMD 的受控结构减震效果最好。

参考文献:

References:

- [1] 陈颖环,傅礼铭.双向密肋空腔楼盖技术在大型商业建筑中的应用[J].华中建筑,2007,25(10):32-34.
CHEN Ying-huan, FU Li-ming. Application of Waffle Cavity Slab Technology in Large-scale Commercial Architecture [J]. Huazhong Architecture, 2007, 25 (10): 32-34.
- [2] 李保德,李晶晶,傅礼铭.现浇钢筋混凝土密肋空腔楼盖的协同工作性能[J].武汉理工大学学报,2009,31(10):44-47.
LI Bao-de, LI Jing-jing, FU Li-ming. Research on the Bonding Properties of Cast-in-place Reinforced Concrete Dense Rib Cavity Ceiling [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2009, 31(10): 44-47.
- [3] LI S J, FU L M, KONG F. Seismic Response Reduction of Structures Equipped with a Voids Biaxial Slab-based Tuned Rolling Mass Damper [J]. Shock and Vibration, 2015, 2015: 1-15.
- [4] 傅礼铭,李书进,孔凡.空腔楼盖滚球减震体系的随机地震响应分析[J].建筑结构,2014,44(增2):407-411.
FU Li-ming, LI Shu-jin, KONG Fan. Stochastic Seismic Response of Controlled Hollow-floor Structure Using Tuned Rolling Mass Damper [J]. Building Structure, 2014, 44(S2): 407-411.
- [5] 李春祥,刘艳霞,王肇民.质量阻尼器的发展[J].力学进展,2003,33(2):194-206.
LI Chun-xiang, LIU Yan-xia, WANG Zhao-min. A Review on Mass Dampers [J]. Advances in Mechanics, 2003, 33(2): 194-206.
- [6] JANGID R S, DATTA T K. Performance of Multiple Tuned Mass Dampers for Torsionally Coupled System [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1997, 26(3): 307-317.
- [7] JANGID R S. Dynamic Characteristics of Structures with Multiple Tuned Mass Dampers [J]. Structural

- Engineering and Mechanics, 1995, 3(5): 497-509.
- [8] 李春祥. 多重调谐质量阻尼器控制单层非对称结构扭转振动的设计参数[J]. 振动与冲击, 2005, 24(1): 118-120, 11.
- LI Chun-xiang. Design Parameters of Multiple Tuned Mass Dampers for Attenuating Torsional Vibration of One-story Asymmetric Structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2005, 24(1): 118-120, 11.
- [9] SAKUMA T, SIMAZAKI Y. Optimum Parameters for a Tuned Rotary-mass Damper[J]. Proceedings of the School of Engineering of Tokai University, 2002, 27: 35-38.
- [10] 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.
- [11] 李春祥, 熊学玉, 程 斌. 基于参数组合和加速度传递函数的最优 MTMD 研究[J]. 振动与冲击, 2001, 20(3): 50-54, 39, 99.
- LI Chun-xiang, XIONG Xue-yu, CHENG Bin. Research on the Optimum MTMD Based on Parameter Combinations and Acceleration Transfer Function[J]. Journal of Vibration and Shock, 2001, 20(3): 50-54, 39, 99.
- [12] 苏荣华, 梁 冰, 宋维源. 结构-TMD 系统抗震的优化参数研究[J]. 振动与冲击, 2001, 20(4): 8-11.
- SU Rong-hua, LIANG Bing, SONG Wei-yuan. Research on Optimal Parameters of Structure-TMD System to Suppress Seismic Response of Structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2001, 20(4): 8-11.
- [13] 涂文戈, 邹银生. MTMD 对建筑结构多模态控制的减震分析[J]. 地震工程与工程振动, 2003, 23(5): 174-179.
- TU Wen-ge, ZOU Yin-sheng. Study on Multistory Structures with Multi-mode Control of MTMD[J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2003, 23(5): 174-179.
- [14] 涂文戈, 邹银生. MTMD 减震结构体系的频域分析[J]. 工程力学, 2003, 20(3): 78-88.
- TU Wen-ge, ZOU Yin-sheng. Analysis of Multistory Structures with MTMD in Frequency Domain[J]. Engineering Mechanics, 2003, 20(3): 78-88.
- [15] 陈政清, 田静莹, 黄智文, 等. TMD 等强度悬臂梁实际应用时的频率精确分析[J]. 建筑科学与工程学报, 2016, 33(4): 1-6.
- CHEN Zheng-qing, TIAN Jing-ying, HUANG Zhi-wen, et al. Exact Analysis of Natural Frequency of Equal Strength Cantilever Beams of TMD in Practical Cases[J]. Journal of Architecture and Civil Engineering, 2016, 33(4): 1-6.
- [16] 龙复兴, 张 旭, 顾 平, 等. TMD-结构系统的按规范抗震设计方法[J]. 哈尔滨建筑大学学报, 1997, 30(3): 1-6.
- LONG Fu-xing, ZHANG Xu, GU Ping, et al. Design Method for TMD-structure Systems Subjected to Seismic Excitations and Code Provisions[J]. Journal of Harbin University of Civil Engineering and Architecture, 1997, 30(3): 1-6.
- [17] 张红艳, 白长青, 许庆余. 多自由度复杂结构的 TMD 调谐减震控制研究[J]. 应用力学学报, 2008, 25(4): 583-587.
- ZHANG Hong-yan, BAI Chang-qing, XU Qing-yu. TMD Design for Seismic Protection of Multi-degree of Freedom Complex Structures[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2008, 25(4): 583-587.
- [18] 李春祥. 地震作用下高层建筑 TMD 控制研究与设计[J]. 上海交通大学学报, 1999, 33(6): 746-749.
- LI Chun-xiang. TMD Control Research and Design of Tall Buildings Subjected to Seismic Excitation[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999, 33(6): 746-749.
- [19] ORMONDROYD J, HARTOG D. Theory of the Dynamic Vibration Absorber [J]. Transaction of the ASME, 1928, 50: 9-22.
- [20] RUDINGER F. Tuned Mass Damper with Nonlinear Viscous Damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3/4/5): 932-948.